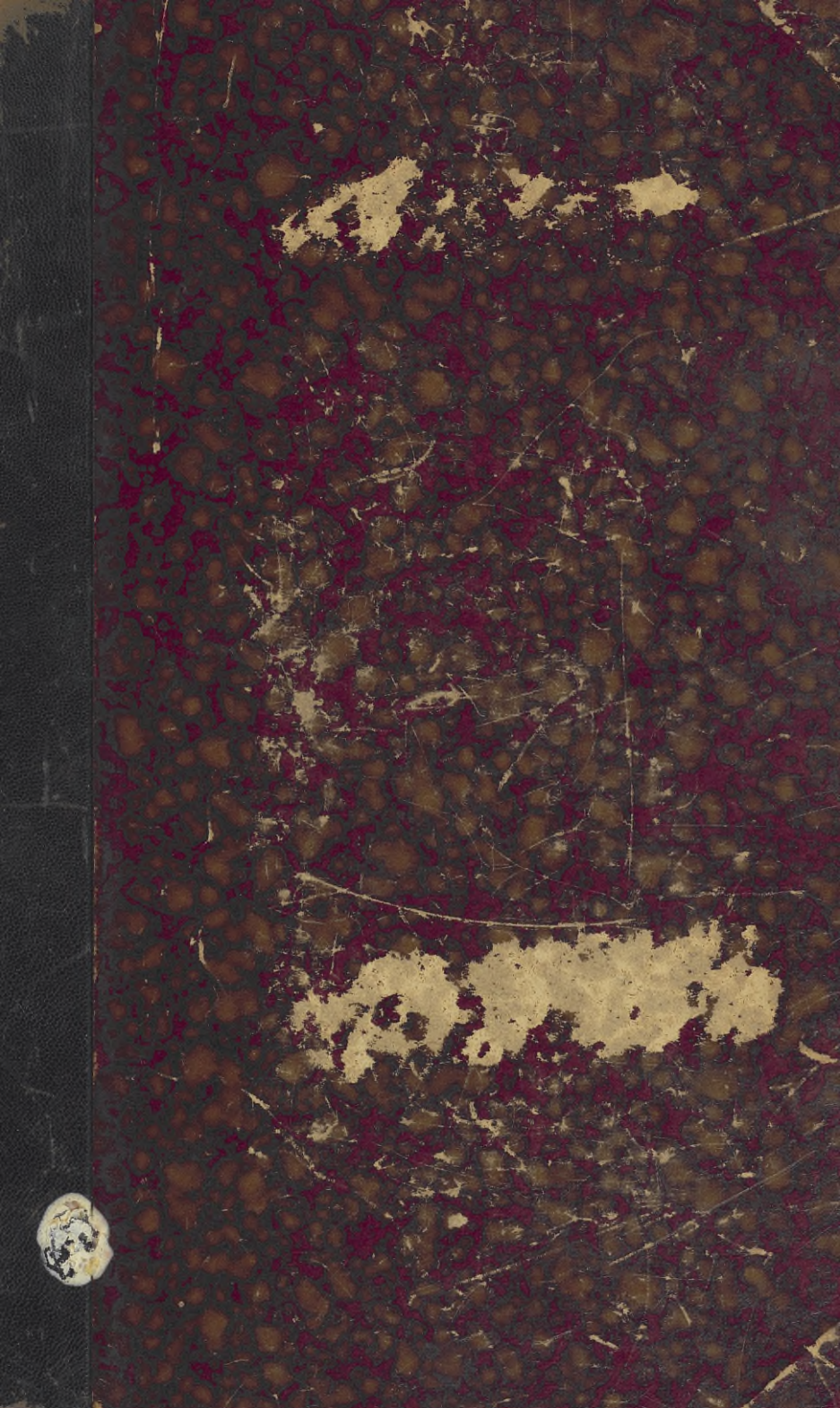




Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000294759



DIE
SCHIFFSMASCHINE

IHRE
KONSTRUKTIONSPRINZIPIEN
ANORDNUNG UND BEDIENUNG

F. Nr. 27 723



5. 54

116 62. 58

5367309
21643678

SCOTT'S ASSOCIATE

KONSTANTINOVICH
ASSOCIATES LTD. BOSTON

22 27 22



DIE SCHIFFSMASCHINE

IHRE
KONSTRUKTIONSPRINZIPIEN
ANORDNUNG UND BEDIENUNG

EIN HANDBUCH
FÜR
SCHIFFS-INGENIEURE UND OFFIZIERE DER HANDELSMARINE
VON

W. MÜLLER

WEIL. SCHIFFSMASCHINENBAU-DIREKTOR DER FRIEDR. KRUPP A. G.
GERMANIA-WERFT

DRITTE

VOLLSTÄNDIG NEU BEARBEITETE UND BEDEUTEND ERWEITERTE AUFLAGE

HERAUSGEGEBEN VON

A. BENETSCH

OBERLEHRER UND SCHIFFSMASCHINENBAU-INGENIEUR,
TECHN. MITGLIED DER REICHSPRÜFUNGS-KOMMISSION FÜR SEEDAMPFSCHIFFSMASCHINISTEN

MIT 579 ABBILDUNGEN IN 603 EINZELDARSTELLUNGEN IM TEXT
UND AUF 2 TAFELN

BRAUNSCHWEIG

DRUCK UND VERLAG VON FRIEDRICH VIEWEG UND SOHN

1908



Alle Rechte,
namentlich dasjenige der Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.

Published February 15, 1908.

Privilege of Copyright in the United States reserved under the Act
approved March 3, 1905 by Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig,
Germany.

II 5365



Akt. Nr.

5075/50

VORWORT ZUR ERSTEN AUFLAGE.

Durch den außerordentlichen Aufschwung in der Entwicklung der deutschen Dampfschiffahrt hat sich namentlich in dem letzten Jahrzehnt der Bau der Schiffsmaschinen auch in Deutschland ebenso sehr zu einem vollständig selbständigen Zweige der technischen Wissenschaft herausgebildet, wie andererseits auch das Interesse an dem durchaus eigenartigen Betriebe der Schiffsmaschinen dadurch in immer weiter werdende Kreise getragen worden ist; auch in solche Kreise, für welche die Spezialwerke der Fachliteratur mehr oder weniger unbrauchbar sind, weil dieselben auf streng theoretischer und wissenschaftlicher Grundlage bearbeitet wurden und daher ihr Studium vielseitige Vorkenntnisse und bedeutenden Zeitaufwand erfordert. Es hat sich daher in den letzten Jahren aus diesen Kreisen heraus das Bedürfnis geltend gemacht, ein Buch zu besitzen, welches in gedrängter Kürze und in einfacher, allgemein verständlicher Form das Wesen der Schiffsmaschinen, ihre Konstruktionsprinzipien und ihre Entwicklung beschreibt, sowie ihre Anordnung und Behandlung darstellt.

Diesem Bedürfnisse Rechnung zu tragen, ist das vorliegende kleine Werkchen bestimmt.

Es strebt also in bezug auf die Schiffsmaschinen ähnliche Ziele an, wie der weit verbreitete „Führer des Maschinisten“ von Scholl in bezug auf stationäre Maschinen usw., und kann daher in gewissem Sinne als ein Seitenstück, bzw. als eine Ergänzung zu jenem Werke betrachtet werden.

Das kleine Buch soll keine an sich neuen Tatsachen oder Ansichten bringen, sondern es enthält nur längst Bekanntes und allgemein anerkannte Grundsätze, in einer Form, wie sie eben für den Leserkreis, dem es gewidmet ist, passend erschien.

Der Verfasser hofft, daß er bei der Auswahl des Stoffes und der Art der Behandlung desselben keine unglückliche Hand gehabt habe, und daß das Buch seinem Leserkreise ein willkommenes Hilfsmittel werden möge, um so mehr, als die zahlreichen Holzstiche, mit denen die Verlagshandlung den Text in bekannter mustergültiger Weise ausstattete, wesentlich zum Verständnisse desselben beitragen werden.

Bremerhaven, im November 1883.

W. Müller,

Chef des Maschinenbau-Bureaus des Norddeutschen Lloyd.

VORWORT ZUR DRITTEN AUFLAGE.

Am 23. Dezember 1904 setzte der unerbittliche Tod einem an Mühen, aber auch an Erfolgen reichen Leben ein plötzliches Ende.

Wilhelm Müller, der langjährige Maschinenbaudirektor der Kruppschen Germania-Werft und Verfasser der beiden ersten Auflagen des vorliegenden Werkes, war seiner einige Wochen vorher verschiedenen Gattin gefolgt.

Mit Müller verlor der Schiffsmaschinenbau einen seiner befähigsten Konstrukteure, die Germania-Werft einen ihrer besten Beamten, und alle Fachleute, die den Vorzug hatten, ihn näher zu kennen, einen ausgezeichneten Freund.

Es sei mir daher an dieser Stelle gestattet, eine Skizze des Werdeganges dieses trefflichen Mannes zu entwerfen.

Wilhelm Müller, geb. 9. September 1854 zu Großensiel, besuchte die Realschule zu Oldenburg, welche er 1871 mit dem Zeugnis der Reife verließ, um bis 1874 an der Kgl. Technischen Hochschule zu Hannover Maschinenbau zu studieren. Zu seiner praktischen Ausbildung fuhr er als Maschinistenlehrling (wie die Assistenten damals genannt wurden) auf Dampfern des Norddeutschen Lloyd und trat dann in das technische Bureau der A.-G. Weser in Bremen ein, bei welcher Firma er als Konstrukteur und Betriebsingenieur der Maschinenbauwerkstatt tätig war. Vom Jahre 1881 an war er dann Chef des Maschinenbau-

bureaus des Norddeutschen Lloyd in Bremerhaven, um sechs Jahre später auch die Verwaltung des technischen Betriebes als Betriebsingenieur zu übernehmen.

Hier, mitten in der Front des Schiffsmaschinenbetriebes stehend, erkannte Müller das dringende Bedürfnis seiner ihm unterstellten Maschinisten nach einem technischen Handbuche, das als Leitfaden und Führer des Seemaschinisten dienen könnte. Aus dieser Erkenntnis heraus ist das vorliegende Werk entstanden.

Mit Beginn des Jahres 1889 siedelte Müller nach Tegel bei Berlin über, wo er als Betriebsoberingenieur der Schiffs- und Maschinenbau-A.-G. Germania bis zum März 1895 verblieb. Von dieser Zeit bis Ende des Jahres 1900 finden wir ihn als Oberingenieur und Betriebschef in der Maschinenbau-A.-G. vorm. Beck u. Henkel in Kassel, worauf er als Maschinenbau-Betriebsdirektor nach Tegel zur Germania zurückgerufen wurde. Mit dem Übergang der Tegeler Werke in den Besitz von Friedr. Krupp siedelte Müller gegen Ende des Jahres 1902 mit nach Kiel über und wurde hier Maschinenbaudirektor der Friedr. Krupp A.-G. Germania-Werft.

Die langjährige Freundschaft mit diesem trefflichen Manne war für mich bestimmend genug, nach Aufforderung durch den Verlag der Herren Friedr. Vieweg & Sohn an eine Neubearbeitung des Müllerschen Werkes zu gehen.

Die rasche und resultatreiche Entwicklung des Schiffsmaschinenbaues im letzten Jahrzehnt erlaubte es nicht, sich mit einer einfachen Revision des Textes und stellenweisen Vervollständigung in Form von Nachträgen zu begnügen. Infolge der Neubearbeitung hat das Werk sich in seinem Umfange verdreifacht, die technischen Abbildungen im Text sogar vervierfacht. Um recht deutliche Abbildungen bringen zu können, wurde das Format vergrößert; als Schriftart wurde die Antiqua gewählt, da sie besonders dem Ausländer gegenüber der früher verwendeten Fraktur geläufiger ist.

Das Werk bildet in seinem neuen Gewande die eingehende Behandlung des Lehrstoffes, wie er nach den demnächst zu erwartenden neuen Prüfungsbestimmungen für Seedampfschiffsmaschinisten vorgesehen ist. Zugleich bringt es aber auch eine abgerundete Übersicht der (entsprechend erweiterten) Vorträge, die ich seit mehreren Jahren in den oberen Klassen der Städtischen Seemaschinistenschule zu Bremerhaven gehalten

habe. Für die Behandlung und für die allgemeine Anordnung der einzelnen, die Schiffsmaschine betreffenden Kapitel waren mir die von den verschiedenen Reichsprüfungskommissionen für Seedampfschiffsmaschinisten gewissermaßen als Norm aufgestellten Anforderungen maßgebend.

In jedem der 18 Abschnitte ist stets ganz besonderer Wert auf die praktischen Nutzenanwendungen gelegt worden, die der mitten im Betriebe stehende Schiffingenieur aus den theoretischen Betrachtungen ziehen kann und soll. Von diesem Gesichtspunkte aus sind die Fragen über Rauchverminderung, Selbstentzündung der Steinkohlen, Wert der Ölfeuerung, Wahl des Kesselsystems, über künstlichen Zug, Vorteile der Dampfüberhitzung, Schlickschen Massenausgleich, Berechnung der Maschinenleistung, Ventilmaschinen, Regulieren der Steuerung, Behandlung und Isolation der Rohrleitungen, Regulieren der Simplex- und Duplexpumpen, Erfahrungen mit Dampfturbinen und Gasmaschinen, Beurteilung fehlerhafter Indikatordiagramme, Behandlung und Instandhaltung der Maschinenanlage, sowie die Beseitigung der Maschinen- und Kesselschäden besonders eingehend erörtert. Gerade die zuletzt genannten Abhandlungen werden das Interesse der in der Praxis stehenden Schiffingenieure in erhöhtem Maße besitzen. Die gegebenen Leitsätze spiegeln im großen und ganzen die Anschauungen wieder, die von den verschiedenen Sachverständigen bei Gelegenheit der Seeamtsverhandlungen über stattgehabte Maschinenhavarien zum Ausdruck gebracht worden sind und die deshalb vorkommendenfalls gewissermaßen als Leitfaden dienen können. Es sind in dieser Hinsicht die vom Ministerium des Innern herausgegebenen Entscheidungen des Oberseeamts zu Berlin und der Seeämter zu Bremerhaven, Brake, Danzig, Emden, Flensburg, Hamburg, Königsberg, Lübeck, Rostock, Stettin, Stralsund und Tönning berücksichtigt worden.

Hinsichtlich der Berechnungen und Konstruktionseinzelheiten der Schiffsmaschinen sind meist nur die zur sachgemäßen Bedienung der Maschinen nötigen Erläuterungen gegeben worden, erstens, weil diese Angaben in das Gebiet der Konstrukteure und nicht in das der technischen Schiffsoffiziere gehören, zweitens, weil hier vorzügliches (z. B. in dem Werk von Dr. Bauer) vorhanden ist und Mäßigung bezüglich des Umfanges des vorliegenden Werkes angezeigt erschien. Drittens — und das war der Hauptgrund für mich — weil es im Interesse unserer Reedereien liegt, daß der Leiter einer Schiffsmaschinenanlage den kom-

plizierten Mechanismus, den er vom Konstrukteur fix und fertig übernimmt, richtig zu behandeln und zu erhalten versteht!

Was das Werk an Selbständigem bietet, empfehle ich ebenso wie das ganze der wohlwollenden Beurteilung der Fachgenossen; speziell bitte ich deshalb diejenigen Fachgenossen, die ein Interesse daran nehmen, daß die Literatur des Schiffmaschinenbetriebes dem jeweiligen Stande der Technik entspricht, mich auf Unvollkommenheiten des Buches unvermittelt aufmerksam zu machen, was ich stets dankbar begrüßen werde.

Zum Schluß sei es mir noch vergönnt, den deutschen und ausländischen Fabriken, Werften, Redaktionen technischer Zeitschriften und Reedereien, welche mich in der liebenswürdigsten Weise durch Überlassung von Zeichnungen, Ratschläge usw. unterstützten, meinen aufrichtigen Dank zu sagen. Ganz besonders fühle ich mich aber in dieser Hinsicht dem Norddeutschen Lloyd gegenüber verpflichtet, der mir durch seine mustergültig geleiteten Anlagen vielfache Anregung gab und auch meinen Bestrebungen das größte Entgegenkommen zeigte.

Möge das Buch, für dessen splendide Ausstattung ich der Verlagsbuchhandlung auch an dieser Stelle besonders danke, seinen Zweck in vollem Maße erfüllen!

Bremerhaven, im Februar 1908.

Armin Benetsch.

INHALTSVERZEICHNIS.

Erster Abschnitt.

Grundbegriffe aus der Wärmelehre.

	Seite
Definition der Wärme. Temperatur. Wärmeausgleich	1
Ausdehnung fester Körper. Thermometer	2
Pyrometer. Glühfarben	5
Ausdehnung des Wassers, der Luft, der Gase	6
Schmelzpunkte. Metallegierungen	7
Schmelzungs-, Verdampfungswärme. Wärmeeinheit	8
Richmannsche Regel. Spezifische Wärme	9
Verdampfung. Verdunstung. Sieden	10
Fortpflanzung und Quellen der Wärme	11

Zweiter Abschnitt.

Die Eigenschaften des Wasserdampfes.

Dampfdruck. Normalatmosphäre. Neuatmosphäre	13
Gesättigter Dampf. Kondensation. Vakuum	14
Beziehungen zwischen Siedetemperatur, Volumen und Dampfdruck	16
Vorteile der Dampfüberhitzung	17
Gesetz von der Erhaltung der Kraft. Carnot, Robert Mayer, Joule	19
Arbeits- und Wärmeäquivalenz. Mechanische Wärmetheorie	20
Verdampfungs-, Flüssigkeits-, Gesamtwärme	21
Vorteile des Hochdruckdampfes. Expansion	22
Boyle-Mariottesches Gesetz	22
Freie und arbeitende Expansion des Dampfes	24
Kompression des Dampfes	26

Dritter Abschnitt.

Der Verbrennungsprozeß.

Entzündungstemperatur. Arten und Grade der Verbrennung	26
Rauchgasanalyse. Zusammensetzung der Brennstoffe	29
Heizwert der Brennstoffe in W.-E. und British units. Dulöngsche Regel	30
Bedingungen für die günstigste Brennstoffausnutzung	32
Ursachen der Brennmaterialverluste	32

	Seite
Theoretisch und praktisch erforderliche Luftmengen	33
Einfluß des Brennstoffs auf die Bauart der Feuerungsanlage	34
Entstehung von Rauch. Feuerungskontrollapparate	35

Vierter Abschnitt.

Die festen Brennstoffe.

Chemische Zusammensetzung und Einteilung	35
Holz. Torf	36
Braunkohle. Steinkohle	37
Preßkohlen	40
Koks	41
Anforderungen an gute Brennmaterialien	42
Gewichte und Raumbedarf der Brennmaterialien	43
Anhalt für die Güte der Steinkohlen	44
Lagern und Selbstentzündung der Steinkohlen	45
Davysche Sicherheitslampe	47
Löschen von Bunkerbränden	48

Fünfter Abschnitt.

Die Heizung mit flüssigen Brennstoffen.

Gründe für die Einführung der flüssigen Heizung	48
Petroleum und seine Destillationsprodukte	49
Teer und seine Destillationsprodukte	50
Vor- und Nachteile der Ölfeuerung	51
Behandlung von Heizöl an Bord	52
Feuerungseinrichtungen bei der Ölfeuerung	53
Dampfstrahlzerstäuber, Vor- und Nachteile	54
Zentrifugalzerstäuber von Körting	55
Erfahrungen mit Ölfeuerungen	58
Aufstellungs- und Betriebsregeln	59
Kritik über den Wert der Ölfeuerung	60

Sechster Abschnitt.

Schiffskesselsysteme.

Die verschiedenen Entwicklungsstufen im Schiffskesselbau	61
Watt-, Labyrinth-, Koffer-, Oval-, Zylinderkessel	62
Ein-, Zwei-, Drei-, Vierflamrohrkessel	65
Flamrohrversteifungen, -verbindungen, -abmessungen	69
Vorzüge der Wellrohre	72
Marinekessel oder Kessel mit durchschlagender Flamme	73
Lokomotivkessel für Schiffe	75
Wasserröhrenkessel, Vor- und Nachteile derselben	76
Einteilung der Wasserröhrenkessel	80
Dürr-Kessel	80
Babcock-Wilcox-Kessel und -Überhitzer	88
Yarrow-Kessel	95
Blechynden-, Normand-, Thornycroft-Kessel	99

	Seite
Wahl des Wasserröhrenkesselsystems	101
Konstruktionsdaten ausgeführter Schiffskessel	102
Hilfskessel der gebräuchlichsten Art	103

Siebenter Abschnitt.

Konstruktionseinzelheiten, Anordnung und Hauptabmessungen der Schiffskessel.

Konstruktionsbedingungen der Schiffskessel	107
Qualität des Kesselbaumaterials und der Kesselschmiedearbeit	108
Mannlochverschlüsse	109
Wirtschaftlichkeit der Kesselanlage	112
Vorgänge in den Feuerungen	113
Primär- und Sekundärluft. Rauch, Rauchverbrennung, -verdünnung	114
Haupterfordernisse für richtige Heizung	117
Forcierungsgrad der Schiffskesselanlagen	118
Freie und gesamte Rostfläche, Feuerungsanlage	119
Schornsteinzug. Wirkungsgrad des Kessels	123
Heizfläche	125
Feuerröhren der Schiffskessel	129
Verhältnisswerte von Zylinderkesseln	130
Verdampfungsfähigkeit pro qm Rostfläche	131
Berechnung eines Zylinderkessels	132
Nachteile des Überkochens	139
Hand- und Mannlöcher	140
Berechnung von Kesselmänteln, Dampfsammlern und deren Nietungen	141
Größe des Dampf- und Wasserraumes	145
Wasserstandsgläser und deren Schutzvorrichtungen	149
Probierhähne und -ventile	152
Manometer, Konstruktion, Anbringung und Behandlung	153
Sicherheitsventile, Einteilung, Berechnung, Spezialformen	158
Hochhubsicherheitsventile, Konstruktion, Wirkungsweise, Vorteile	165
Speiseventile	167
Dampfabsperrentile, gewöhnliche, für Heißdampf, entlastete	168
Dampfdruckreduzierventile, Prinzip, Berechnung, Systeme	172
Salinometer-, Schaum-, Grundhähne verschiedenster Bauart	175
Grobe und feine Armatur	177
Vordere Rauchkammer, Reinigen der Feuerröhren, Kesselbekleidung	180
Schornsteinzug, Zugmesser	181
Dampfstrahlschornsteingebläse von Körting	182
Ventilatoren für künstlichen Zug	183
Induced draught von Ellis und Eaves	184
Forced draught von Howden	187
Oberwindgebläse der Kriegsmarinen	188

Achter Abschnitt.

Die Bedeutung des Heißdampfes für den Schiffahrtsbetrieb.

Wesen und Eigenschaften des Heißdampfes	190
Geschichtliche Entwicklung der Anwendung des Heißdampfes	192
Ehemalige Hinderungsgründe für die Verwendung von Heißdampf	194

	Seite
Wirkung der Überhitzung auf Maschine, Rohrleitung und Kessel . . .	195
Graphische Darstellung der Brennstoffersparnis bei Verwendung von Heißdampf	198
Konstruktionsbedingungen für den Überhitzerbau	200
Verschiedene Überhitzerkonstruktionen von W. Schmidt	201
Einfluß des hoch überhitzten Dampfes auf die Schiffsmaschinenanlage .	209
Überhitzer von Büttner	210
Überhitzer von Pielock	211
Überhitzer mit eigener Feuerung von Schmidt	212
Schlußbetrachtungen über die Verwendung von Heißdampf	214

Neunter Abschnitt.

Die verschiedenen Kolbendampfmaschinensysteme als Schiffsmotor.

Geschichtliche Entwicklung der Kolbendampfmaschine	215
Einfache, zweifache, dreifache, vierfache Expansionsmaschinen	215
Mittlere Zylinderverhältnisse bei Schiffsmaschinen	219
Anforderungen an einen Schiffsmotor	219
Rad-, Schrauben-, Ketten-, Reaktionsdampfer	220
Kolbendampfmaschinen als Radpropellerantrieb, entsprechend ihrer ge- schichtlichen Entwicklung	222
Kolbendampfmaschinen als Schraubenpropellerantrieb, entsprechend ihrer geschichtlichen Entwicklung	229
Zylinderanordnungen der stehenden Schiffsmaschinen	233
Säulenmaschinen	237

Zehnter Abschnitt.

Die neuere Kolbenschiiffsmaschine.

Fortschritte in der Brennstoffausnutzung	238
Hauptbedingungen einer Schiffsmaschine	239
Carnots Kreisprozeß	240
Verhältnis von Kohlenverbrauch und Arbeitsleistung der Schiffsmaschinen	241
Wärmewirkungsgrad. Mechanischer Wirkungsgrad	243
Reibungswiderstände einer Schiffsmaschinenanlage	244
Schlickscher Massenausgleich, Pallograph, kritische Umdrehungszahl	246
Arbeitsverluste (prozentual) einer Schiffsmaschinenanlage	250
Föttingers Torsionsindikator für Effektivleistungen	251
Effektive und indizierte Leistung	252
Mittlerer Dampfdruck, theoretische Ermittlung	253
Arbeit des Dampfes im Zylinder	254
Wirkungsgrad der Steuerung, Völligkeitsgrad der Maschine	257
Anwendung der Faktorentabelle zur Berechnung des theoretischen mitt- leren Dampfdruckes	258
Berechnung der Zylinderverhältnisse einer einfachen, zweifachen, drei- und mehrfachen Expansionsmaschine	260
Berechnung des mittleren Dampfdruckes aus Indikatordiagrammen . . .	269
Polarplanimeter, System Amsler-Laffon	270
Goodmans Stangenplanimeter	272
Wildas Diagramm- und Flächenmesser	273
Anwendung der Simpsonischen Regel, des arithmetischen Mittels, der Trapezregel	276

	Seite
Berechnung der Maschinenleistung	279
Rechnungsmäßige Beurteilung der Vorteile der Expansion und Kondensation, sowie der Nachteile durch Drosseln	283
Ermittelung des günstigsten Füllungsgrades	288

Elfter Abschnitt.

Material und Anordnung der einzelnen Maschinenteile.

Materialien im Schiffmaschinenbau, zulässige Beanspruchungen, Festigkeitsberechnungen	291
Anordnung der einzelnen Maschinenteile	297
Dampfzylinder	297
Dampfkolben	302
Kolbenstangen	306
Stopfbüchsenpackungen	307
Ventilsteuerungen für Schiffsmaschinen	311
Flachschieber	315
Reibungs- und Gewichtsentlastungen	319
Dachschieber, Kolbenschieber	321
Exzenter, Exzenterstellung zur Kurbel	322
Dampfperioden, Expansionsschieber, lineares Voreilen	329
Expansionssteuerungen verschiedenen Systems	332
Umsteuerungen verschiedener Konstruktion	335
Stephensonsche Kulissenumsteuerung	338
Heusinger von Waldegg-Umsteuerung	343
Umsteuerungen von Marshall, Klug und Hackworth	345
Umsteuerung von Joy	348
Entwurf einer Steuerung, Schieberdiagramme	350
Umsteuerungsapparate verschiedensten Systems	352
Drosselklappe, Doppelsitzventil	357
Regulatoren für Schiffsmaschinen	358
Kondensatoren	360
Zirkulationspumpen	367
Luftpumpen und Luftpumpenmaschinen	369
Maschinenspeisepumpen, Bilge-, Klosettpumpen	378
Bestimmungen des Germanischen Lloyd über die Pumpenanlage auf Dampfern	380
Übertragende Maschinenteile	381
Beziehungen zwischen Kolben- und Kurbelweg. Endliche Länge der Lenkstange	382
Tangentialdruck, Tangentialdruckdiagramme	385
Lenkstangen, Lager, Kreuzköpfe	387
Wellen und Wellenberechnung, Kurbelstellung	389
Wellenkuppelung, Tunnellager	395
Drucklager verschiedener Konstruktion	397
Schraubenwelle mit Stevenrohr	403
Dampfrohrleitungen, Flanschenverbindungen, Dichtungen, Kompensatoren	407
Entwässerung der Rohrleitungen	421
Rohrbruchventile	423
Allgemeine Gesichtspunkte für den Bau von Dampfschiffsmaschinen	431
Umlaufzahl, Hub-, Kolben- u. Dampfgeschwindigkeiten, Rohrquerschnitte	432

Zwölfter Abschnitt.

Hilfsmaschinen für maschinelle Zwecke.

	Seite
Schwungrad dampfpumpen	437
Gegenüberstellung der Steuerungen der Simplexpumpen	439
Voit-Simplexpumpe	440
Strube-Simplexpumpe	442
Blake-Simplexpumpe	444
Weir-Simplexpumpe	448
Duplexpumpen verschiedenen Systems	452
Dampfstrahlpumpen oder Injektoren	458
Saugende Injektoren	460
Nichtsaugende Injektoren	462
Universal-, Doppel- oder Verbundinjektoren	463
Restartinginjektoren	466
Pulsometer und Pulsatoren	469
Ventilation der Kesselräume	473
Maschinendrehvorrichtungen	475
Ascheheißmaschinen und Ascheinjektoren	476
Speisewassererzeuger, -vorwärmer, -reiniger, Luftabscheider	480

Dreizehnter Abschnitt.

Die Schiffspropeller und die Fortbewegung der Schiffe.

A. Die Schiffspropeller.

Schauflerräder, Konstruktion, Abmessungen	483
Berechnung des Slip der Schauflerräder	485
Schiffsschraube, Entstehung, Typen, Aufmessen	486
Scheinbarer, tatsächlicher Slip. Vorstrom	492
Wirkungsgrad, Berechnung der Schraube	494

B. Die Fortbewegung der Schiffe.

Froudes Theorie und Versuche	495
Zusammenhang zwischen Schiffsgeschwindigkeit, Maschinenleistung, Kohlenverbrauch, Aktionsradius und Tiefgang des Schiffes mit Zahlenbeispielen	497
Einfluß der Schraubendrehrichtung auf die Fahrtrichtung des Schiffes	502
Vor- und Nachteile der Doppelschraubendampfer	503

Vierzehnter Abschnitt.

Der Wärmeschutz im Schiffsmaschinenbetriebe.

Bedeutung des rationellen Wärmeschutzes	504
Vegetabilische Wärmeschutzmittel	505
Animalische Wärmeschutzmittel	506
Mineralische Wärmeschutzmittel	507
Versuche von Rietschel und von Pasquay	509
Ziffernmäßiger Nutzen eines guten Isoliermaterials	510

Fünfzehnter Abschnitt.

Der Indikator und die Indikator diagramme.

	Seite
Prinzip des Wattschen Indikators	511
Richards-Indikator	512
Thompson-Indikator	516
Rosenkranz-Indikator	517
Crosby-Indikator	519
Thompson-Indikator von Schäffer u. Budenberg	523
Der Wärmeeinfluß auf die Indikatorfedern	525
Entwicklung der Kaltfederindikatoren	526
Maihak-Indikator	528
Stärke der Indikatorfedern	531
Anleitung zum Indizieren	535
Behandlung des Indikators nach dem Gebrauch	536
Schlußfolgerungen aus dem Indikator diagramm	537
Allgemeine Form des ideellen Diagramms	538
Leitsätze für die Beschaffenheit der einzelnen Diagrammkurven	539
Allgemeiner Verlauf der Diagrammkurven	542
Einzeichnen des schädlichen Raumes und der Expansionskurve in das Diagramm	543
Zusammenlegen oder Rankinisieren von Diagrammen	545
Zusammenstellung von fehlerhaften Diagrammen	549
Rostrat zur Einteilung des Diagramms zwecks Berechnung	552
Andere Anwendungen des Indikators	554

Sechzehnter Abschnitt.

Die Behandlung und Instandhaltung der Maschinen und
Kessel unter Dampf und außer Dienst.

Der Dienst eines technischen Schiffsoffiziers	556
Arbeiten im Kesselraume nach dem Dampfen	557
Die Konservierungsmethoden der Dampfschiffskessel	558
Schutz der äußeren Kesselwandungen gegen Oxydation	561
Arbeiten im Maschinenraume nach dem Dampfen	562
Regulieren der Schieber einer Schiffsmaschine	563
Kessel und Maschine klar machen zum Betriebe	567
Die gebräuchlichsten Methoden zum Zirkulieren und Temperatenaus- gleichen bei Dampfschiffskesseln	568
Arbeiten im Kessel- und Maschinenraume während des Anheizens	575
Der Maschinen dienst während der Fahrt	576
Warme Lager. Kesselbrummen. Feuer aufbänken	576
Behandlung der Kessel unter Dampf	578
Zusatzwasser. Dichtigkeit des Kesselwassers. Salinometerteilungen	579
Gehalt des Seewassers. Kesselsteinbildung	581
Vorsicht beim Gebrauche des Salinometers!	582
Wert des Abblasens und Abschäumens	583
Veraltete irrigte Anschauungen in der Kesselbehandlung	584
Vorkehrungen beim Wassermangel	585
Kesselanfressungen, Ursache und Abhilfe	586
Theorie und Zweck der Zinkschutzplatten	587
Vorschriften über die Zahl der Reserveteile	589
Betriebsunfälle und deren Abhilfe	591

	Seite
Brüche in der Hochdruckmaschine	591
Brüche in der Mitteldruckmaschine	593
Brüche in der Niederdruckmaschine	594
Brüche in den übrigen Teilen der Maschine	595
Brüche in der Pumpenanlage	597
Kesselschäden	599
Praktische Winke	600

Siebzehnter Abschnitt.

Die Dampfturbine und die Gasmaschine im Schiffsbetriebe.

A. Dampfturbinensysteme	602
de Laval	603
Riedler-Stumpf	605
Elektra-Turbine	605
Parsons-Turbine	605
Beschreibung einer Handelsschiffs-Dampfturbinenanlage, System Parsons	607
B. Die Gasmaschine	616
Vorteile, Nachteile und Aussichten der Gasmaschine als Motor für die Großschifffahrt	617

Achtzehnter Abschnitt.

Gesetzliche Bestimmungen, betr. Anlage, Betrieb und Untersuchungen von Dampfschiffskesseln (Auszug).

A. Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Dampf- kesseln	618
B. Gesetz, betr. den Betrieb der Dampfkessel	623
C. Dienstvorschriften für Kesselheizer	624
D. Technische Untersuchungen	626
E. Dampfkesselexplosionen	629
Reglement des Germanischen Lloyd für die Besichtigung von Maschinen und Kesseln in Dampfschiffen	630
Allgemeine Bestimmungen	630
Aufsicht während des Neubaus	631
Periodische Besichtigungen	632
Gesetz, betr. die Führung und Behandlung des Maschinentagebuches auf Seedampfschiffen der Handelsflotte	634
Allgemeines über Schiffsvermessung	637

Erster Abschnitt.

Grundbegriffe aus der Wärmelehre.

Unsere Vorfahren betrachteten die Wärme als einen äußerst feinen Stoff, mit dem alle Körper mehr oder minder getränkt seien; sie sprachen daher von einem Wärmestoffe und erklärten die Wärme als „diejenige Substanz, deren Eintritt in unserem Körper das Gefühl der Wärme, deren Austritt das Gefühl der Kälte in uns erregt“.

Nach dem heutigen Stande der Wissenschaft genügt uns diese Erklärung der Frage: „Was ist Wärme?“ nicht mehr, da viele Wärmeerscheinungen aus dem täglichen Leben, insbesondere die Entstehung von Wärme durch Reibung, Stoß usw. unerklärt bleiben, wenn wir die Wärme als einen Stoff auffassen. Wir haben gegenwärtig über das Wesen der Wärme eine andere Anschauung.

Wir nehmen an, daß die Wärme eine Bewegung der kleinsten Teilchen eines Körpers sei.

Wir glauben, daß „einen Körper abkühlen“ nichts anderes heißt, als seine kleinsten Teilchen zur Ruhe bringen.

Hämmern wir z. B. einen kalten Eisenstab, so wird er seine Form mehr oder weniger verändern, die kleinsten Teilchen des Eisens erhalten durch die Hammerschläge eine gewisse Bewegung, eine gewisse Veränderung ihrer Lage. Fassen wir dieses breitgeschlagene Stück Eisen an, so nehmen unsere Hautnerven an demselben eine gewisse Veränderung des Zustandes wahr. Wir sagen: „die Temperatur des Eisens hat sich erhöht, das Eisen ist auf einen höheren Wärmegrad gebracht worden“, oder allgemein gesprochen:

„Mit Temperatur oder Wärmegrad bezeichnen wir die fühlbare oder meßbare Wärme.“

Bringen wir nun zwei Körper von verschiedenen Temperaturen miteinander in Berührung, so findet ein Ausgleich ihrer Temperaturen statt. Die Wärme des einen Körpers teilt sich dem anderen mit. Stecken wir ein rotwarmes Stück Eisen in einen Trog mit Wasser, so findet eine Temperaturerhöhung des Wassers und eine Abkühlung oder Temperaturerniedrigung des Eisens statt.

Die Temperaturveränderung der Körper ist aber nicht nur durch das Gefühl wahrnehmbar, sondern es sind damit auch noch ander-

weitige Veränderungen in der Beschaffenheit der Körper selbst verbunden. Mit wachsendem Wärmegrad findet auch eine Volumenzunahme der Körper statt.

Alle Körper (mit wenigen Ausnahmen) werden durch die Wärme ausgedehnt.

Diese sowohl bei festen als auch bei flüssigen und dampfförmigen Körpern feststehende Tatsache geht aus vielen Erscheinungen des täglichen Lebens hervor. Unter den festen Körpern erleiden besonders die Metalle eine recht merkbliche Ausdehnung.

Das Anheizen eines Dampfkessels z. B. soll langsam und allmählich erfolgen, damit die einzelnen Kesselteile infolge der großen Temperaturunterschiede und der damit verbundenen Dehnungen keine gefährlichen Spannungen oder sogar Risse erhalten.

Ein eiserner Reifen, welcher sich im rotwarmen Zustande willig um ein Rad legen läßt, liegt nach dem Erkalten äußerst stramm an, so daß er oft nur nach Sprengen des Reifens entfernt werden kann.

Das Legen von Eisenbahnschienen, Rohrleitungen und sonstigen Metallverbindungen, welche gewissen Temperaturschwankungen ausgesetzt sind, hat mit hinreichendem Spielraum zwischen den einzelnen Stücken zu erfolgen, um Brüchen bei Temperaturwechseln vorzubeugen.

Die Größe der Wärmeausdehnung von festen Körpern ist aus der nachstehenden Tabelle ersichtlich, in der die zweite Spalte die Längenausdehnung in Millimeter angibt, die ein Stab von 1 m Länge bei der Temperaturzunahme von 100° C erleidet.

Tabelle Nr. I.

Längenausdehnung verschiedener Körper durch die Wärme.

Material	mm	Material	mm
Blei	2,9	Schweißeisen	1,2
Bronze	1,8	Stahl	1,1—1,2
Eichenholz	0,8	Tannenholz	0,35
Gußeisen	1,1	Zink	3,0
Kupfer (im Mittel) . . .	1,6		

Zur Messung der Temperaturen dienen die Thermometer (Wärmemesser); es sind dieses Instrumente, welche einerseits auf der Ausdehnung der Körper durch die Wärme, andererseits auf dem Ausgleich des Temperaturzustandes zweier in Berührung gebrachter Körper beruhen. Jedes Thermometer nimmt daher stets selbst die Temperatur seiner Umgebung an. Zur Messung von Temperaturen sind gewöhnlich sog. Quecksilber-Thermometer im Gebrauch, die auf der Ausdehnung des Quecksilbers beruhen. Ein solches Instrument besteht aus einer engen Glasröhre mit einer daran geblasenen, meist kugel-

förmigen Erweiterung. Diese, sowie ein Teil der Röhre werden mit Quecksilber gefüllt und darauf das andere (meist luftfreie) Ende zugeschmolzen. Jede Temperaturschwankung verursacht nun eine Volumenveränderung der Quecksilberkugel und diese macht sich durch ein Steigen bzw. ein Fallen der Quecksilbersäule bemerkbar. Mittels einer, an der Glasröhre angebrachten Skala kann nun der jeweilige Thermometerstand abgelesen werden. Um dieses Steigen und Fallen an allen Orten der Erde und mit verschiedenen Thermometern auf vergleichbare Weise messen zu können, hat man zwei feste Punkte (Fundamental- oder Fixpunkte) an jedem Thermometer angenommen, die gewissen, überall leicht wiederzufindenden Wärmezuständen entsprechen.

Die gebräuchlichsten Thermometerskalen sind die von Celsius (C), Réaumur (R) und Fahrenheit (F). Die erstere ist jetzt allgemein bei wissenschaftlichen Untersuchungen gebräuchlich, weshalb auch alle Temperaturangaben in diesem Buche sich auf die Thermometerskala nach Celsius beziehen, sofern nicht ausdrücklich eine andere Skala angegeben ist. Die Réaumurskala kommt in neuerer Zeit immer weniger zur Verwendung, während die Skala nach Fahrenheit auch heute noch trotz der allseitig erkannten Unzweckmäßigkeit in England, den englischen Kolonien und in Nordamerika fast allgemein gebräuchlich ist, worauf man beim Lesen englischer oder amerikanischer Bücher und Fachzeitschriften zu achten hat.

Réaumur (1730 in Paris) und Celsius (1742 in Upsala) wählten als den einen Grundpunkt die Temperatur des schmelzenden Schnees, welchen Punkt (kurzweg als Eis-, Gefrier- oder Frostpunkt benannt) Réaumur mit 0°, Celsius aber mit 100° bezeichnete; als zweiten Fundamentalpunkt nahmen sie die Temperatur des (beim Barometerstand von 28", nahe gleich 760 mm) siedenden Wassers an, welcher Punkt (Siedepunkt) von Réaumur die Ziffer 80, von Celsius aber die Ziffer 0 erhielt. Störmer kehrte 1750 die Celsiusskala um und stellte so die jetzt übliche Centesimalskala her. Fahrenheit in Danzig hingegen wählte im Jahre 1709 als Grundpunkt die fast unveränderliche Bluttemperatur des gesunden Menschen, bezeichnete diese mit 100° und verfertigte dann eine willkürliche Gradeinteilung, die er nach oben und nach unten mit gleich weiten Abständen versah. Ein späterer Vergleich der Skalen dieser drei zeitlich und örtlich verschieden lebenden Forscher zeigte, daß nach Fahrenheit der Siedepunkt zufällig die Ziffer 212°, der Gefrierpunkt die Ziffer 32° besaß, die ganze Strecke vom Gefrier- bis zum Siedepunkt also in 212 — 32 = 180 gleiche Teile geteilt war. Es ergibt sich daraus das Verhältnis:

$$\begin{aligned} R : C : F &= 80 : 100 : 180 \\ &= 4 : 5 : 9 \end{aligned}$$

Da nun der Nullpunkt der Fahrenheitschen Skala um 32° tiefer liegt, als bei den beiden anderen Skalen, so dient zur Umrechnung der Temperaturangaben nach den drei Skalen folgende Formel:

$$C = \frac{5}{9} R = \frac{5}{9} (F - 32);$$

$$R = \frac{4}{5} C = \frac{4}{9} (F - 32);$$

$$F = 32 - \frac{9}{5} C = 32 - \frac{9}{4} R.$$

Die Teilung der Skalen wird natürlich auch über die Fundamentalpunkte hinaus fortgesetzt und die Grade unter Null als Minus- oder auch wohl als Kältegrade mit dem Vorzeichen „—“ bezeichnet, bei welchem Sprachgebrauche jedoch, da die Wahl des Nullpunktes willkürlich war, nicht an einen Gegensatz von Wärme- und Kältegraden gedacht werden darf.

Beispiel: $+40^{\circ}C$ (im Sprachgebrauch 40 Grad Wärme nach Celsius) sind wieviel Grad in der Fahrenheitskala?

$$\begin{aligned} F &= 32 + \frac{9}{5} C; \\ &= 32 + \frac{9}{5} \cdot (+40); \\ &= +104^{\circ}. \end{aligned}$$

Beispiel: $-40^{\circ}C$ (im Sprachgebrauch 40 Grad Kälte nach Celsius) sind wieviel Grad in der Fahrenheitskala?

$$\begin{aligned} F &= 32 + \frac{9}{5} C; \\ &= 32 + \frac{9}{5} (-40); \\ &= 32 - 72 = -40^{\circ}. \end{aligned}$$

Beispiel: Auf den englischen Salinometerinstrumenten sind als Temperatur des zu untersuchenden Kesselwassers $200^{\circ}F$ angegeben. Welche Temperatur hat dann das Kesselwasser nach der Celsiuskala?

$$\begin{aligned} C &= \frac{5}{9} (F - 32); \\ &= \frac{5}{9} (200 - 32); \\ &= \frac{5 \cdot 168}{9} = 93,33^{\circ}C. \end{aligned}$$

Die Quecksilberthermometer sind zwischen den Grenzen -39 bis $+350^{\circ}C$ brauchbar. Zur Messung höherer Temperaturen bis $+575^{\circ}C$ muß der Raum oberhalb der Quecksilbersäule unter einem gewissen Gasdruck [bis zu 30 kg^1] Druck pro Quadratcentimeter Grundfläche] stehen, da in den gewöhnlichen „luftfreien“ Thermometern das Quecksilber bereits

¹⁾ Unter 1 Kilogramm (kg) = 1000 Gramm (g) versteht man das Gewicht von 1 Liter (= Cubikdecimeter) destillierten Wassers von $+4^{\circ}C$.

bei etwa $+360^{\circ}\text{C}$ zu sieden beginnt, was ein Beobachten der Skala unmöglich macht. Sobald noch höhere Temperaturen (z. B. in den Feuerungen der Dampfkessel) gemessen werden sollen, verwendet man die sog. Pyrometer (Hitzemesser), deren Anordnung entweder auf der Formveränderung zweier aufeinander gelöteten, verschiedenen Metallstreifen oder auf dem Unterschiede der Ausdehnungen zweier verschiedener Körper beruht. In vielen Fällen der Praxis begnügt man sich auch mit subjektiven Schätzungen auf Grund der für alle Körper gleichen Glühfarben. (Tabelle Nr. II.)

Tabelle Nr. II.

Temperaturen der Glühfarben.
(In Graden Celsius.)

Beginnende Rotglut . .	525	Gelbglut	1100
Dunkle Rotglut	700	Weißglut	1300
Kirschrotglut	850	Blendende Weißglut . .	1500
Hellrotglut	950		

Wir sagten, daß mit wenigen Ausnahmen sich alle Körper durch die Wärme ausdehnen. Das am meisten abweichende Verhalten gegen Wärmezufuhr zeigt das Wasser bzw. das Eis. Kühlt man nämlich das Wasser derartig ab, daß es gefriert, so zieht es sich nicht zusammen, sondern nimmt um etwa $\frac{1}{9}$ seines Volumens zu oder 9 Liter Wasser geben 10 Liter Eis, woher sich auch die große Sprengkraft des Eises erklärt. In strengen Wintertagen ist deshalb auf ein sorgfältiges Entwässern der an Deck liegenden Rohrleitungen, Dampfzylinder usw. zu achten, da im Falle des Gefrierens dieser Teile ein Bruch unvermeidlich ist.

Eine weitere Eigentümlichkeit des Wassers besteht darin, daß es sich bei Erwärmung von 0° bis auf 4° immer mehr zusammenzieht, so daß es bei 4°C seine größte Dichtigkeit besitzt, das geringste Volumen, oder, wie man auch sagt, das größte Gewicht aufweist. Eine Erwärmung von 4° aufwärts hat wieder eine gewisse Ausdehnung zur Folge, weshalb auch bei jedem Dampfkessel das wärmere Wasser, weil es leichter ist, nach oben steigt, während das kältere Wasser sich am Boden des Kessels lagert, sofern nicht mit besonderen Apparaten durch sog. Temperatenausgleicher oder Zirkuliertorrichtungen oder durch geeignete Kesselkonstruktionen (besonders bei Wasserröhrenkesseln) für einen zweckmäßigen Wasserumlauf gesorgt wird.

Die nachstehende Tabelle Nr. III läßt die Volumenzunahme des Wassers bei Temperatursteigerungen von 10 zu 10° erkennen. Die Volumenzunahme bei der Erwärmung von einigen im Dampfkesselbetriebe gebrauchten Flüssigkeiten, wie Maschinenöl, Rüböl, Petroleum usw., beträgt pro 10° Temperaturerhöhung etwa 1 Proz., welche

Tatsache beim Lagern dieser Materialien an warmen Orten wohl zu beachten ist, wenn man Leckagen in den Tanks und sonstige Unannehmlichkeiten vermeiden will.

Tabelle Nr. III.

Volumenzunahme des Wassers bei der Erwärmung.

Temperatur in Graden C	Volumen	Temperatur in Graden C	Volumen	Temperatur in Graden C	Volumen
0	1,000 117	70	1,022 63	150	1,090 30
4	1,000 000	80	1,028 91	160	1,101 79
10	1,000 264	90	1,035 71	170	1,113 95
20	1,001 741	100	1,043 12	180	1,126 78
30	1,004 30	110	1,051 19	190	1,140 26
40	1,007 71	120	1,059 93	200	1,154 38
50	1,011 96	130	1,069 36		
60	1,016 92	140	1,079 49		

Die recht beträchtliche Ausdehnung des Wassers kann jeder Maschinist mit bloßem Auge wahrnehmen, wenn er die jeweilige Höhe des Wasserstandes eines Kessels während des Anheizens beobachtet. Das Ausströmen von warmer Luft aus dem geöffneten Probierhahn beweist uns einerseits eine Volumenzunahme des Kesselwassers, andererseits aber auch eine erhebliche Ausdehnung der erwärmten Luft im Kessellinnern.

Die Größe dieser Volumenzunahme der Luft ist durch eingehende Versuche für jeden Grad Temperatur ermittelt worden, und zwar dehnt sich die Luft ebenso wie alle anderen Gase für jeden Temperaturgrad um nahezu $\frac{1}{273}$ ihrer Volumina bei 0° aus; wegen dieser Übereinstimmung betrachtet man die Wärmeausdehnung der Gase als gleichförmig. Tritt eine bestimmte Luftmenge, z. B. 1 cbm von 27° C Heizraumtemperatur, durch den Aschenfall unter die Rosten eines Kessels, unterhält daselbst die Verbrennung und entweicht mit 300° C aus dem Schornstein, so erwärmt sich die Verbrennungsluft um $300 - 27 = 273^{\circ} \text{C}$ und aus dem einen Cubikmeter sind nun $1 + \frac{273}{273} = 1 + 1 = 2$ cbm geworden. Diese Tatsache ist besonders bei der Verwendung des sog. „künstlichen Zuges“ zu beachten, wie wir im Abschnitt VII näher ausgeführt haben.

Infolge der gleichförmigen Ausdehnung der Luft bedient man sich in der Technik zum Messen hoher Temperaturen vielfach der sog. Luftthermometer. Das Prinzip dieser Instrumente beruht darin, daß die Ausdehnung, die ein bekanntes, in einem Porzellengefäß eingeschlossenes Luftvolumen beim Erwärmen erfährt, entweder direkt aus der Volumenvergrößerung oder indirekt durch Messen des Druckes,

den das konstant erhaltene Volumen auf eine Quecksilbersäule ausübt, ermittelt wird.

Die meisten festen Körper gehen in die flüssige Form über, wenn sie bis auf einen für jeden Körper bestimmten Temperaturgrad erwärmt werden. Wir bezeichnen diesen Übergang mit Schmelzen, während die Temperatur, bei der dieser Übergang eintritt, der Schmelzpunkt des Körpers heißt. Wird umgekehrt ein flüssiger Körper bis unter seinen Schmelzpunkt abgekühlt, so wird der Körper wieder fest, er erstarrt oder gefriert.

Tabelle Nr. IV.

Schmelzpunkte einiger Körper.
(In Graden Celsius.)

Quecksilber	— 38,2	Blei	330
Eis	0	Zink	360
Talg	+ 40	Silber	1000
Wachs	68	Kupfer	1050
Schwefel	113,6	Gußeisen	1200
Zinn	230	Gußstahl	1300—1400
Wismut	265	Schmiedeeisen	1600

Der Schmelzpunkt der Metallegierungen liegt meistens niedriger als der der Metalle selbst, aus welchen sie gebildet sind, wie die nachstehende Tabelle Nr. V erkennen läßt. Durch zweckmäßige Zusammensetzung der verschiedenen Metalle kann man innerhalb gewisser Grenzen jeden gewünschten Schmelzpunkt erhalten, was gerade für die Technik von besonderem Werte ist; unter anderem werden solche leicht schmelzenden Legierungen als Alarmvorrichtungen zum Anzeigen des niedrigsten Wasserstandes besonders bei Dampfkesseln im Landbetriebe nach dem System von Richard Schwartzkopff (Berlin) vielfach und mit gutem Erfolge verwendet.

Tabelle Nr. V.

Zusammensetzung einiger leicht schmelzbarer Legierungen.

Name der Legierung	Gewichtsteile				Schmelzpunkt in Graden Celsius
	Blei	Zinn	Wismut	Cadmium	
—	3	5	—	—	186
Sogenanntes Lötzinn . .	1	2	—	—	181
Newton-Metall	5	3	8	—	94,5
Rose-Metall	1	1	2	—	94
d'Arcets Metall	8	3	8	—	79
Woods Metall	4	2	7—8	1—2	68
Lipowitz-Metall	8	4	15	3	60

Wird ein mit Schnee oder gestoßenem Eis gefülltes Gefäß über eine Flamme gestellt, so zeigt ein in den Schnee gestecktes Thermometer eine Temperatur von 0°C , auf welchem Punkt das Quecksilber so lange stehen bleibt, bis aller Schnee geschmolzen ist. Wir verbrauchen also während dieser Zeit eine gewisse Menge Wärme, die nicht zur Erhöhung der Temperatur dient, sondern die zum Schmelzen des Schnees erforderlich ist. Wir bezeichnen diese Wärmemenge als Schmelzwärme.

Ein ähnlicher Vorgang tritt ein, sobald das Wasser ins Sieden gerät. Es wird sich (unter gewissen Voraussetzungen) das Wasser bis auf 100°C erwärmen; jede weitere, auch noch so große Wärmezufuhr wird aber keine Temperaturerhöhung, sondern eine mehr oder minder beschleunigte Dampfbildung im Gefolge haben. Wir bezeichnen diese zur Dampfbildung aufgewendete Wärme als Verdampfungswärme.

Mit einer Temperatursteigerung eines Körpers ändert sich aber auch sein innerer Zusammenhang, die sog. Kohäsion wird beeinflusst. Feste Körper, die bei niedriger Temperatur hart und spröde sind, werden bei höherer Temperatur weich und biegsam (Talg, Glas, viele Metalle), um schließlich bei weiterer Erwärmung flüssig zu werden und endlich in Dampfform überzugehen.

Die früher gangbare Vorstellung des Begriffes „Wärme“, die von der Anschauung ausging, die Wärme als einen besonderen Stoff zu betrachten, bezeichnete die Verdampfungswärme als „latente, verborgene oder gebundene Wärme“, welche umgekehrt beim Flüssigwerden des Dampfes bzw. beim Erstarren der Flüssigkeit wieder „frei“ werde oder zum Vorschein komme.

Die heutige Wärmetheorie hingegen, die die Wärme als einen besonderen Bewegungszustand der Körperteilchen erklärt, nimmt an, daß man zur Trennung der Körperteilchen einer gewissen Arbeit benötigt und daß zur Leistung dieser Arbeit eine gewisse Quantität der Wärmebewegung verbraucht wird, welche umgekehrt beim Übergang aus dem dampfförmigen in den flüssigen oder aus dem flüssigen in den festen Zustand durch Wiedergewinnung der Teilchen eine gleich große Quantität der Wärmebewegung wieder erzeugt.

Um die Temperatur von 1 kg Wasser um 1°C zu erhöhen, muß man demselben eine ganz bestimmte Wärmemenge zuführen. Wir wählen den Betrag dieser Wärmemenge als Vergleichseinheit und bezeichnen sie als Kilogrammkalorie oder kurzweg als „Wärmeeinheit“ (W.-E. oder Kal. abgekürzt).

Mit Hilfe des Begriffes „Wärmeeinheit“ können wir jetzt alle einem beliebigen Körper zugeführten oder entzogenen Wärmemengen der Quantität nach miteinander vergleichen.

Beispiel. Um 20 kg Wasser von 15° auf 95°C zu erwärmen, sind demnach $(95 - 15) \cdot 20 = 1600$ W.-E. erforderlich und umgekehrt muß man

einer Wassermenge von 20 kg insgesamt 1600 W.-E. entziehen, wenn man das Wasser von 95° auf 15° C abkühlen will.

Nachdem wir den Begriff der W.-E. eingeführt haben, ist es auch leicht, die Mischungstemperaturen zweier oder mehrerer Wassermengen von ungleichen Temperaturen rechnerisch zu ermitteln.

Beispiel. 5 kg Wasser von 20° C werden zu 10 kg Wasser von 90° C gegossen. Wie warm ist diese Mischung?

$$\begin{array}{rcl} \text{Die Flüssigkeitswärme des einen Quantums} & = & 5 \cdot 20 = 100 \text{ W.-E.} \\ \text{" " " anderen " "} & = & 10 \cdot 90 = 900 \text{ " "} \\ \hline & & \text{Zusammen 1000 W.-E.} \end{array}$$

Die zusammengegossenen Wassermengen betragen 15 kg und weisen 1000 W.-E. auf, mithin hat die Mischung eine

$$\text{Endtemperatur} = \frac{1000}{15} = 66,67^\circ \text{ C.}$$

Allgemein läßt sich diese sog. Richmannsche Regel (1748) folgendermaßen ausdrücken:

Bedeutend m und M die Mengen der zu mischenden Flüssigkeiten, t und T ihre zugehörigen Temperaturen vor der Mischung, so ist die

$$\text{Endtemperatur nach der Mischung} = \frac{m \cdot t + M \cdot T}{m + M}.$$

Unter spezifischer Wärme eines Körpers versteht man die Wärmemenge (d. h. Anzahl Wärmeeinheiten), welche erforderlich ist, um die Temperatur von 1 kg des Körpers um 1° C zu erhöhen.

Ist die spezifische Wärme eines Körpers gleich c , so erfordern G kg dieses Körpers zu einer Temperaturerhöhung von $t^\circ \text{ C}$

$$c \cdot G \cdot t \text{ Wärmeeinheiten.}$$

Tabelle Nr. VI.

Tabelle der spezifischen Wärme nach Regnault.

Substanz	Spezif. Wärme	Substanz	Spezif. Wärme
Wasser	1,000	Stahl, weicher	0,1165
Blei	0,0314	Stahl, harter	0,1175
Gußeisen	0,1298	Schmiedeeisen	0,1138
Kupfer	0,0951	Kohle	0,2411
Messing	0,0939	Ziegelsteine, etwa	0,2150

Sollen z. B. 100 kg Gußeisen, dessen spezifische Wärme gleich 0,1298 ist (s. Tabelle Nr. VI), um 200° C erhitzt werden, so sind dazu erforderlich

$$c \cdot G \cdot t = 0,1298 \cdot 100 \cdot 200 = 2596 \text{ W.-E.}$$

Die spezifische Wärme von Gasen und Dämpfen ist nahezu unabhängig von der Temperatur.

Die spezifische Wärme der atmosphärischen Luft und des Wasserdampfes ist nach Regnault (1810—1878):

Atmosph. Luft:	spezifische Wärme bei konstantem Druck	= 0,2375
	" " " "	Volumen = 0,1691
Wasserdampf:	" " " "	Druck = 0,4750
	" " " "	Volumen = 0,3337
Wasserdampf:	" " " "	Druck = 0,4805
(mäßig überhitzt)	" " " "	Volumen = 0,3694

Wir sahen, daß während des Siedens einer Flüssigkeit in einem offenen Gefäß keine Temperatursteigerung eintritt, daß vielmehr die gesamte der Flüssigkeit zugeführte Wärme zur Überführung aus dem flüssigen in den luftförmigen Zustand verbraucht wird. Umgekehrt erzeugen wir wieder eine gleich große Wärmemenge, wenn wir den Dampf zur Flüssigkeit verdichten.

Eingehende Versuche, vor allem von Regnault (1847) in Paris angestellt, haben gezeigt, daß wir mit 1 kg Dampf von 100° C im ganzen 537 kg Wasser um 1° C erwärmen können; um diese Arbeitsleistung aber hervorzubringen, sind nach früherem 537 W.-E. erforderlich, mithin gebraucht man:

Zur Verwandlung von 1 kg Wasser von 100° C in Dampf	
von 100° C	= 537 W.-E.
Zur Erwärmung von 1 kg Wasser von 0° C in Wasser	
von 100° C	= 100 „

Zum vollständigen Verdampfen von 0° C Wasser im offenen Gefäß gebraucht man also eine Gesamtwärme von = 637 W.-E.

Der Übergang einer Flüssigkeit in den luftförmigen Zustand heißt Verdampfung; erfolgt dieser Vorgang nur an der Oberfläche der Flüssigkeit, so spricht man von Verdunstung; geschieht er aber bei erhöhter Temperatur schnell und unter Aufwallen der Flüssigkeit, indem sich am Boden des Gefäßes Dampfblasen ablösen, die sich beim Aufsteigen zur Oberfläche durch die Flüssigkeit stetig vergrößern und schließlich an der Oberfläche zerplatzen, so spricht man vom Sieden der Flüssigkeit.

Das Sieden erfolgt bei einer bestimmten Temperatur, dem sog. Siedepunkt; derselbe ist für jede Flüssigkeit verschieden und außerdem von dem jeweiligen Drucke abhängig, der auf der Flüssigkeitsoberfläche lastet.

Der Siedepunkt des Wassers ist 100° C bei einem mittleren Barometerstande von 760 mm Quecksilbersäule. Eine Druckverminderung von je 1 mm Quecksilbersäule (Q.-S.) erniedrigt die Lage des Siedepunktes um etwa $\frac{1}{27}^{\circ}$ C. Herrscht z. B. in einem unter dem Einfluß einer Luftpumpe stehenden Gefäße nur ein Druck von 355 mm Quecksilbersäule, so siedet das Wasser in demselben bereits bei einer Temperatur von $100 - (760 - 355) \cdot \frac{1}{27} = 85^{\circ}$ C.

Im Wasser aufgelöste Salze erhöhen den Siedepunkt des Wassers etwas; das Meerwasser siedet daher bei etwa 103°C , während eine gesättigte Kochsalzlösung von 39,92 Proz. erst bei $108,4^{\circ}\text{C}$ seinen Siedepunkt hat.

Die Fortpflanzung der Wärme beim Dampfkesselbetriebe geschieht vornehmlich durch Leitung und durch Strömung, während die Verbreitung der Wärme durch Strahlung eigentlich nur in den Verbrennungsräumen der Feuerungsanlagen selbst in Betracht kommt. Man hat beobachtet, daß in niedrigen Verbrennungsräumen, in denen die Flamme die sie umschließenden Wandungen direkt berührt, im allgemeinen keine so hohen Temperaturen, keine so lebhaften Dampfentwickelungen erzielt werden als in solchen Verbrennungsräumen, in denen sich die Flamme frei entfalten und durch die von ihr ausgehende Strahlung wirken kann.

Hält man ein Stück Metalledraht (z. B. Kupferdraht) mit dem einen Ende in eine Flamme, so wird sich die Wärme durch das Metall von Teilchen zu Teilchen fortpflanzen und die Erwärmung auch bald am anderen Ende fühlbar werden. Bei anderen Körpern (z. B. Holzspan) wird die Erwärmung selbst in unmittelbarer Nähe der brennenden Stelle kaum zu fühlen sein. Man unterscheidet danach gute und schlechte Wärmeleiter. Zu den ersteren gehören vor allem die Metalle; zu letzteren, die man auch Isolatoren nennt, rechnet man besonders Filz, Bimsstein, Kieselgur, Koks, Kork, eingeschlossene Luft, Papier, Sägemehl, Seidenabfälle, Wolle, Zement u. a. m., auf welche wir in Abschnitt XIV: „Wärmeschutz im Dampfschiffsbetriebe“ näher eingehen. Will man Körper (z. B. Dampfrohre, Kessel usw.) vor Wärmeverlusten schützen, so bedient man sich eines oder mehrerer dieser vorgenannten Isoliermaterialien.

Die beste Wärmeleitungsfähigkeit unter allen Körpern besitzt das Silber, welches Material sich ganz vorzüglich als Kesselbaumaterial eignen würde, wenn nicht der hohe Preis und die geringe Festigkeit hindernd im Wege ständen. Dem Silber am nächsten in der Reihe guter Leiter steht das Kupfer; das daher auch vielfache Verwendung findet, sowohl als Material der Heiz- und Kühlrohre für Flüssigkeiten, Kondensatoren, Speisewasservorwärmer usw., als auch für Kesselbleche selbst (z. B. als Feuerbüchsendecken der Lokomotivkessel). Weit ungünstiger liegen die Verhältnisse beim Eisen und Stahl, wie aus den Zahlenwerten der nachstehenden Tabelle Nr. VII ersichtlich ist.

Die Flüssigkeiten sind im allgemeinen sehr schlechte Wärmeleiter (Wasser z. B. besitzt nur etwa $\frac{1}{1000}$ der Wärmeleitungsfähigkeit des Silbers).

Tabelle Nr. VII.

Wärmeleitungsfähigkeit verschiedener Körper.

Silber	100	Eisen	14
Kupfer	82	Stahl	9
Bronze	26	Wasser	0,1
Messing	23		

Wird eine Flüssigkeit in einem Gefäße von unten her erwärmt, so geschieht die Verbreitung der Wärme nicht durch Leitung, sondern durch Strömungen der Flüssigkeit, indem die am Boden des Gefäßes erwärmten Flüssigkeitsteilchen, als die leichteren, aufsteigen und die kälteren, schwereren herabsinken und mit dem Boden in Berührung kommen. Auf diese Weise verbreitet sich die Wärme schnell durch die ganze Flüssigkeit. Von oben nach unten geschieht die Fortpflanzung der Wärme durch Leitung dagegen sehr langsam. So z. B. kommen in einem Dampfkessel die unterhalb der Feuerungen bzw. des Aschenfalles liegenden Wassermassen so gut wie gar nicht zur Verdampfung.

Auch bei den gasförmigen Körpern findet die Fortpflanzung der Wärme fast ausschließlich durch Strömung statt, während eine ruhende Luftschicht eine sehr gute Isolierschicht bildet. Eiserne Schornsteine, Rauchfangklappen usw. werden daher zwecks Herstellung einer Isolierschicht mit Hohlräumen hergestellt. Auf Luftströmungen nach dem Gesetz, daß die wärmere Luft immer nach oben abzufließen strebt, während die kältere (schwerere) Luft herabsinkt, beruht die Wirkung der Schornsteine, der Ventilation u. v. a. m.

Zur Erzeugung von Wärme können zahlreiche und scheinbar verschiedenartige Wege eingeschlagen werden; handelt es sich aber um die Beschaffung von Wärmequellen zu billigem Preise, so kommen weder die Sonnen- und die Erdwärme, noch mechanische Wärmequellen, die wir uns durch Reibung, Stoß, Druck usw. erzeugen können, in Betracht. Der tägliche Wärmebedarf im häuslichen wie im gewerblichen Leben läßt sich nur auf chemischem Wege in ausreichendem Maße beschaffen, unter welchen chemischen Vorgängen der Verbrennungsprozeß der weitaus wichtigste ist, weshalb wir uns damit im III. Abschnitt insbesondere beschäftigen.

Zweiter Abschnitt.

Die Eigenschaften des Wasserdampfes.

Der aus siedendem Wasser aufsteigende Dampf ist völlig farblos und durchsichtig, solange er seinen gasförmigen Zustand beibehält, vermischt er sich aber mit der kälteren Außenluft, so findet wieder eine Verdichtung des Dampfes zu flüssigem Wasser statt, welches in Form feiner Tröpfchen in der Luft schwebt und den bekannten sichtbaren Dunst bildet. Bläst z. B. eine Flansche einer unter Dampfdruck stehenden Rohrleitung, so kann man sich leicht von der völligen Farblosigkeit und Durchsichtigkeit überzeugen, da erst in einigen Metern Entfernung eine Dunstwolke sichtbar wird.

Wasserdampf entsteht aus Wasser entweder durch Temperaturerhöhung des letzteren oder durch Verminderung des auf dem Wasser lastenden Druckes. Der Dampf besitzt (wie alle Gase) das Bestreben, sich auszudehnen, zu expandieren, d. h. den augenblicklich zur Verfügung stehenden Raum ganz auszufüllen. Man bezeichnet diese Expansiv- oder Spannkraft als Dampfdruck.

Die Größe der Dampfspannung oder des Dampfdruckes auf die ihn einschließenden Gefäßwände wird in der Technik allgemein nach Atmosphären gemessen, welcher Name von dem Drucke der atmosphärischen Luft auf die Erdoberfläche herrührt. In neuerer Zeit bezeichnet man mit 1 Atmosphäre (1 Atm.) den Druck von 1 kg auf den Quadratcentimeter Grundfläche, während früher mit dem tatsächlichen Druck der Atmosphäre gerechnet wurde, der nicht genau 1 kg, sondern 1,0333 kg pro Quadratcentimeter beträgt. Man muß daher einen Unterschied machen zwischen der jetzigen sogenannten Neuatmosphäre (auch als metrische Atmosphäre bezeichnet) und der früheren sogenannten Normalatmosphäre, und zwar sind:

$$\begin{aligned} 1 \text{ Normalatmosphäre} &= 1,0333 \text{ kg pro Quadratcentimeter} \\ &= 1,0333 \text{ Neuatmosphären} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 1 \text{ Neuatmosphäre} &= 1 \text{ kg pro Quadratcentimeter (1 kg/qcm).} \\ &= 0,9678 \text{ Normalatmosphären.} \end{aligned}$$

Ist in diesem Buche allgemein von Atmosphären die Rede, so ist damit stets (falls nicht besonders hervorgehoben) die metrische oder Neuatmosphäre gemeint, wie auch von Reichs wegen unter einer Atmosphäre der Druck von 1 kg pro Quadratcentimeter verstanden wird (gemäß § 11 der Allgemeinen Polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln, vgl. Abschnitt XVIII).

Bei der Angabe des Dampfdruckes muß mit einiger Vorsicht verfahren werden, insofern nämlich zwischen dem absoluten Druck bzw. absoluter Spannung und zwischen dem Überdruck ein Unter-

schied besteht. Der Überdruck gibt an, um wieviel die Spannung des Dampfes den Druck der atmosphärischen Luft übersteigt, wohingegen der absolute Druck bzw. die absolute Spannung ausdrückt, um wieviel dieselbe von der absoluten Luftleere abweicht.

Alle Angaben, die im praktischen Maschinenbetriebsdienste nach dem Manometer über den Dampfdruck gemacht und verlangt werden, beziehen sich durchweg auf den Überdruck.

Dagegen müssen alle Angaben für die Berechnung der Dampfmaschinenleistung, des Dampfverbrauches und Wärmeaufwandes usw. in absoluten Drucken gemacht werden. Das Vakuummeter zeigt absolute Spannung.

Selbstverständlich ist es sehr einfach, aus der Angabe einer Dampfspannung in Überdruck diejenige in absolutem Druck zu ermitteln. Da beide nur um 1 Atm. bzw. 1 kg pro Quadratcentimeter differieren, so braucht man nur den Überdruck um 1 Atm. zu vergrößern, um den absoluten Druck zu erhalten, und umgekehrt.

In England rechnet man den Druck nach Pfund pro Quadratzoll engl., und zwar ist 1 Normalatm. = 14,696 engl. Pfd./qcm und 1 metrische (neue) Atm. = 14,223 engl. Pfd./qcm.

Läßt man chemisch reines Wasser in einer Schale an der freien Luft verdunsten, so verwandelt sich dasselbe ohne jeden Rückstand vollständig in Dampf. Deckt man aber über diese Schale eine Glasglocke, so verdunstet nur ein Teil des Wassers in der Schale, insofern der Raum unter der Glocke bei jeder Temperatur nur eine ganz bestimmte Menge Wasserdampf aufzunehmen imstande ist. Wir sagen dann, der Raum unter der Glocke ist mit Wasserdampf „gesättigt“.

Die Sättigungsmenge wächst mit der Temperatur.

Infolge Temperatursteigerung verdunsten neue Wassermengen, während bei Temperaturerniedrigung eines mit Dampf gefüllten Raumes Niederschläge, d. h. Kondensation des Dampfes zu Wasser, eintreten; wir beobachten daher an einem kalten Körper, der in einen warmen, mit feuchter Luft erfüllten Raum gebracht wird, solche Niederschläge von Wasserdämpfen. Aus demselben Grunde werden blank geputzte, kalte Maschinenteile beim Anwärmen und Anlassen der Dampfmaschinen mit einem feuchten Niederschlag überzogen, sie beschlagen, „werden blind“, welche Erscheinung verschwindet, sobald auch diese Teile sich ebenfalls angewärmt haben.

Der in einem Raume befindliche Dampf übt vermöge seiner Elastizität einen Druck auf die Wände des Gefäßes aus, in welchem er enthalten ist. Es entstehen nämlich aus 1 Liter Wasser bei 100° C ungefähr 1700 Liter Dampf unter dem Druck von 1 Atm.

Denkt man sich ein Gefäß von genau 1 qm Horizontalquerschnittsfläche mit 1 kg = 1 Liter = $\frac{1}{1000}$ cbm Wasser von 0° C gefüllt, und

auf dem Wasser einen gewichtslosen Kolben liegend, der sich dampfdicht in dem Gefäße in die Höhe bewegen kann, so wird beim Erwärmen des Wassers die Temperatur zuerst bis auf 100°C steigen und nun die Dampfbildung beginnen, also der Kolben von dem sich bildenden Dampfe in die Höhe geschoben werden. Ist alles im Gefäße vorhandene Wasser in Dampf verwandelt, so wird sich der Kolben um 1,65 m aufwärts geschoben haben, d. h. der gebildete Dampf hat einen Raum von

$$1,65 \cdot 1 = 1,65 \text{ cbm}$$

eingenommen, während das Wasser, aus dem er entstand, nur $\frac{1}{1000}$ cbm beanspruchte. Die Ausdehnung ist also

$$1,65 \cdot 1000 = 1650 \text{ fach.}$$

Da der Kolben gewichtslos gedacht war, so kommt also nur der auf ihm lastende Luftdruck (10 334 kg pro Quadratmeter) in Frage und der Dampf hat die Spannung der atmosphärischen Luft, d. h. 1 Atm. absolut.

Würde man den eben erwähnten Kolben mit einem Gewichte von 10 334 kg belasten und denselben Versuch wiederholen, so würde man finden, daß das Sieden des Wassers erst bei einer Temperatur von etwa 120°C eintritt und der Kolben von dem gebildeten Dampfe nur 0,86 m etwa gehoben wird, letzterer sich also nur auf das $0,860 \cdot 1000 = 860$ fache ausdehnt. Dieser Dampf würde dann also eine absolute Spannung von 2 Atm. haben.

Bei 3 Atm., also wenn der Kolben mit $2 \cdot 10\,334 \text{ kg} = 20\,668 \text{ kg}$ belastet wäre, würde das Sieden erst bei 134°C etwa eintreten und die Ausdehnung des Dampfes würde 587fach sein.

Nach dem eben Gesagten ist es auch leicht, die Wirkung der Kondensation des Dampfes zu verfolgen. Verwandelt man durch Abkühlung, d. h. Wärmeentziehung, z. B. 1,65 cbm Dampf von 1 Atm. absolut in Wasser zurück, so wird die sich bildende Wassermenge nur 1 Liter oder $\frac{1}{1000}$ cbm füllen. Wird demnach die Kondensation jener Dampfmenge in einem geschlossenen Gefäße von 1,65 cbm Rauminhalt bewirkt, so muß dadurch offenbar ein nahezu leerer Raum (ein Vakuum) entstehen.

Der Siedepunkt des Wassers sowie das Volumen des Dampfes hängt also von dem Drucke ab, unter dem das Sieden bzw. die Dampfbildung vor sich geht.

Die Hauptwerte der Siedetemperaturen und Dampfvolamina sind in umstehender Tabelle zusammengestellt.

Mit Hilfe der Tabelle Nr. VIII kann man mit Leichtigkeit das Gewicht des für irgend einen Zweck verbrauchten Dampfes von bekannter Spannung ermitteln.

Handelt es sich z. B. darum, das Gewicht eines Dampfquantums von 2 Atm. absolut zu finden, welches nötig ist, ein Gefäß von

Tabelle Nr. VIII.

Absoluter Druck in		Siedetemperatur °C	Dampfvol. aus 1 Volumen Wasser	Absoluter Druck in		Siedetemperatur °C	Dampfvol. aus 1 Volumen Wasser
Atm.	kg pro qm			Atm.	kg pro qm		
0,1	1 033,4	46,21	14 560	4	41 336	144,0	448
1	10 334,0	100,0	1 650	5	51 670	152,2	364
2	20 668,0	120,6	860	6	62 004	159,2	307
3	31 002,0	133,9	587	10	103 340	180,3	190

3010 Liter Inhalt zu füllen, so ergibt die Tabelle, daß Dampf von 2 Atm. das 860fache Volumen des Wassers hat, aus dem er gebildet wurde, d. h. 860 Liter Dampf von 2 Atm. absolut wiegt so viel, wie 1 Liter Wasser, also 1 kg. Folglich wiegen die zur Füllung des fraglichen Gefäßes von 3010 Liter Inhalt erforderlichen 3010 Liter Dampf:

$$\frac{3010}{860} = 3,5 \text{ kg.}$$

Unter allen Umständen muß natürlich der Dampf irgend welcher Spannung genau soviel wiegen wie das Wasserquantum, aus dem er entstand. Kann man also in jedem einzelnen Falle nur diese Wassermenge ermitteln, so ist das Dampfgewicht unmittelbar gefunden, da 1000 ccm Wasser bekanntlich 1 kg wiegen.

Der Dampfdruck wächst mit der Temperatur und der Dichtigkeit des in dem Raume enthaltenen Dampfes. Jeder Temperatur entspricht eine gewisse Sättigungsmenge, mithin auch ein Maximum der Spannkraft des gesättigten Dampfes. Der Dampf, welcher sich infolge Verdunstung oder Verdampfung oberhalb einer Flüssigkeit in einem abgesperrten Raume befindet, ist immer gesättigt; hieraus folgt, daß alle Dampfkessel gesättigten Dampf enthalten. Ein Übelstand, der sehr häufig bei Dampfkesseln beobachtet wird, ist das Überreißen von Wasser, das mit dem Dampf in feinsten Verteilung gemischt ist. Man spricht dann von nassem oder feuchtem Dampf. Wenn dieses Wasser in merklicher Menge vorhanden ist, so bedeutet das für die maschinelle Anlage erhebliche Wärmeverluste ohne nützliche Arbeit, Verminderung des Nutzeffektes für die Maschine und schließlich eine große Gefahr für das Bedienungspersonal, insofern Dampfzylinder- und Deckelbrüche eintreten können. Der Dampf wird um so feuchter dem Kessel entströmen, je lebhafter die Verdampfung und je kleiner die Wasseroberfläche des Kessels ist.

Der gesättigte Dampf befindet sich an der Grenze der Kondensation, er besitzt also für die betreffende Spannung die geringste Temperatur und die größte Dichtigkeit. Jede Abkühlung oder auch jede

Zusammenpressung (Kompression) des Dampfes mit gleichzeitiger Abkühlung hat daher stets eine gewisse Kondensation und diese wiederum einen Spannungsverlust zur Folge, wie die Druckverminderungen (Spannungsabfall) zwischen Dampfkessel und Maschine, sowie diejenigen innerhalb der Maschine selbst beweisen.

Wird gesättigtem Dampfe bei gleichbleibendem Druck aber noch mehr Wärme zugeführt, so findet sowohl eine Steigerung der Temperatur, als auch eine Vergrößerung seines Volumens statt. Man nennt diesen Zustand des Wasserdampfes überhitzt.

Überhitzter Dampf kann deshalb bis zur Sättigungstemperatur abkühlen, ehe er an Spannung verliert. Es liegt hierin ein wesentlicher Vorteil, sobald es sich darum handelt, Dampf nach entfernt liegenden Maschinen in langen Rohrleitungen zu führen. Besonders tritt dieser Vorteil bei solchen Maschinenanlagen mit niedrigem Kesseldruck in die Erscheinung, bei denen der Dampf erfahrungsgemäß etwa 0,25 bis 0,5 kg pro Quadratcentimeter an Spannung auf dem Wege vom Kessel zur Maschine verliert. Je nach dem Arbeitsdruck der Maschinen kann man diesen Spannungsverlust bis zu 25 Proz. und mehr veranschlagen, den aber eine zweckmäßige Überhitzung ganz oder zum größten Teil vermeidet. Ferner läßt sich ein schädlicher Kondensationsverlust in den arbeitenden Dampfzylindern durch Trocknen und Überhitzen des Dampfes wesentlich abschwächen, und schließlich bedeutet die Dampfüberhitzung einen beträchtlichen Gewinn an Dampf volumen, so daß wir für jede Dampfzylinderfüllung weniger Dampf gewicht gebrauchen, oder mit anderen Worten: mit kleineren (also billigeren) Kesseln oder mit einer geringeren Anzahl auskommen.

Daß sich diesen Vorteilen, die in der Natur des überhitzten Dampfes ihre Begründung finden, aber in der Praxis des Dampfkesselbetriebes auch recht schwerwiegende Nachteile entgegenstellen, die einer allgemeinen Einführung in vielen Fällen hinderlich sind, möge hier gleich vorweg bemerkt werden. Betreffs der konstruktiven Einzelheiten von Schiffskessel-Überhitzungsapparaten verweisen wir auf den VIII. Abschnitt: Die Bedeutung des Heißdampfes für den Schiffahrtsbetrieb.

Einen Einblick in die Verhältnisse, die zwischen der Dampfspannung, der Temperatur und der Gesamtwärme des gesättigten Wasserdampfes bestehen, gewährt die Tabelle Nr. IX (s. folgende Seite) von Zeuner (1828—1907).

Das Wesen der Wärmeerscheinungen und namentlich die Einwirkung der Wärme auf das Wasser bzw. den Wasserdampf war bis vor etwa 70 Jahren sehr unklar. Man betrachtete die Wärme als einen gewichtslosen und unwägbaren (imponderabilen) Stoff, der, von warmen Körpern ausgehend, sich verbreite und der durch Anhäufung in dem Körper eine Erwärmung und durch Entweichen daraus eine Erkaltung verursache. Man blieb bei dieser Annahme, trotzdem man nicht imstande war, die meisten Wärmeerscheinungen zu erklären.

Tabelle Nr. IX.

Gesättigte Wasserdämpfe nach Zeuner.

Absoluter Druck		Siedetemperatur in Graden C	Flüssigkeitswärme in W.-E.	Verdampfungs- wärme		Gesamtwärme in W.-E.	Gewicht eines cbm Dampf in kg
Atm.	kg pro qm			Innere Ver- dampfungs- wärme in W.-E.	Äußere Ver- dampfungs- wärme in W.-E.		
0,1	1 033,4	46,21	46,28	538,85	35,5	620,6	0,0687
0,5	5 167,0	81,7	82,02	510,77	38,64	631,4	0,3153
1,0	10 334,0	100,0	100,5	496,3	40,2	637,0	0,6059
1,1	11 367,4	102,68	103,22	494,18	40,42	637,8	0,6628
1,2	12 400,8	105,17	105,74	492,21	40,63	638,6	0,7194
1,3	13 434,2	107,5	108,1	490,37	40,82	639,3	0,7757
1,4	14 467,2	109,68	110,32	488,64	40,99	640,0	0,8317
1,5	15 501,0	111,74	112,41	487,01	41,16	640,6	0,8874
1,6	16 534,4	113,69	114,39	485,47	41,32	641,2	0,9430
1,7	17 567,8	115,54	116,27	484,01	41,46	641,7	0,9983
1,8	18 601,2	117,3	118,06	482,62	41,6	642,3	1,0534
1,9	19 634,6	118,99	119,78	481,28	41,73	642,8	1,1084
2,0	20 668,0	120,6	121,42	480,01	41,86	643,3	1,1631
2,1	21 701,4	122,15	123,0	478,78	41,98	643,8	1,2177
2,2	22 734,8	123,64	124,51	477,6	42,1	644,2	1,2721
2,3	23 768,2	125,07	125,97	476,47	42,21	644,7	1,3264
2,4	24 801,6	126,46	127,39	475,37	42,31	645,1	1,3805
2,5	25 835,0	127,8	128,75	474,31	42,42	645,5	1,4345
2,6	26 868,4	129,1	130,08	473,28	42,52	645,9	1,4883
2,7	27 901,8	130,35	131,35	472,29	42,61	646,3	1,5420
2,8	28 935,2	131,57	132,60	471,33	42,7	646,6	1,5956
2,9	29 968,6	132,76	133,81	470,39	42,79	647,0	1,6490
3,0	31 002,0	133,91	134,99	469,48	42,88	647,4	1,7024
3,5	36 169,0	139,24	140,44	465,26	43,27	649,0	1,9676
4,0	41 336,0	144,0	145,31	461,5	43,61	650,4	2,2303
4,5	46 503,0	148,29	149,71	458,1	43,92	651,7	2,4911
5,0	51 670,0	152,22	153,74	454,99	44,19	652,9	2,7500
5,5	56 837,0	155,85	157,47	452,12	44,44	654,0	3,0073
6,0	62 004,0	159,22	160,94	449,46	44,67	655,1	3,2632
7,0	72 338,0	165,34	167,24	444,62	45,07	656,9	3,7711
8,0	82 672,0	170,81	172,89	440,29	45,42	658,6	4,2745
9,0	93 006,0	175,77	178,02	436,37	45,73	660,1	4,7741
10,0	103 340,0	180,31	182,72	432,78	46,00	661,5	5,2704
11,0	113 674,0	184,5	187,07	429,46	46,25	662,8	5,7636
12,0	124 008,0	188,4	191,13	426,37	46,47	664,0	6,2543
13,0	134 342,0	192,1	194,94	423,46	46,68	665,1	6,7424
14,0	144 676,0	195,53	198,54	420,74	46,86	666,1	7,2283

Durch Nachdenken über die Vorgänge bei der Dampfmaschine gelangte im Jahre 1824 der französische Physiker Sadi Carnot (1796 bis 1832) zu der Überzeugung, daß mit Hilfe der Wärme nur dann Arbeit geleistet werden kann, wenn die Wärme von einem wärmeren zu einem kälteren Körper übergeht, ebenso wie Wasser, über ein Wasserrad fließend, nur arbeiten kann, wenn das Wasser sinkt. In der Tat muß ein Körper, um durch Ausdehnung oder Zusammenziehung Arbeit zu leisten, durch einen wärmeren erwärmt oder einen kälteren abgekühlt werden. Durch Aufwendung von Arbeit kann man umgekehrt, wie bei den heutigen Kühl- oder Eismaschinen, welche das Gegenstück der Dampfmaschinen vorstellen, Wärme von einem kälteren zu einem wärmeren Körper übertragen. Ebenso könnte man durch Aufwendung von Arbeit das Wasser auf ein höheres Niveau pumpen. Sowie nun 1 kg Wasser bei einer bestimmten Falltiefe auch bei Anwendung der sinnreichsten Maschine nur höchstens die Arbeit leisten kann, die wieder zur Hinaufbeförderung des Wassers auf die ursprüngliche Höhe dienen könnte, so kann nach Carnot das Überfließen einer Kalorie von einer gegebenen höheren Temperatur zu einer gegebenen niederen nur eine bestimmte Arbeit liefern, die jene Kalorie wieder auf die ursprüngliche Höhe führen könnte. Infolge dieser Überlegung ist es nicht möglich, durch irgend eine Kombination (Vereinigung) von Maschinen einen Arbeitsgewinn ohne entsprechenden Arbeitsverbrauch zu erzielen, oder ein sog. Perpetuum mobile (einen sich unaufhörlich bewegendenden Körper) herzustellen, welches nicht nur sich selbst im Gange zu erhalten, sondern auch ohne äußere Triebkraft ins Unbegrenzte Arbeit zu leisten imstande wäre.

Kraft kann weder vernichtet noch neu erzeugt werden. Nur setzt sich oft die gewöhnlich sichtbare oder äußere Energie in unsichtbare oder innere Energie (in Molekularkräfte: Elastizität, Wärme, chemische Arbeit, Elektrizität, Licht, Schall usw.) um. Dieser Satz wird als das Gesetz von der Erhaltung der Kraft oder der Energie bezeichnet.

Um die Mitte der vierziger Jahre wurde nun von Robert Mayer in Heilbronn (1814—1878) und fast gleichzeitig von dem Engländer Joule (1818—1889) eine neue Theorie aufgestellt, durch welche bis dahin völlig unerklärliche Wärmevorgänge verständlich wurden, die mechanische Wärmetheorie.

Diese mechanische Wärmetheorie erklärt die Wärme, wie schon erwähnt wurde, durch die Annahme von Molekularbewegungen (d. h. Bewegungen der kleinsten Stoffteile eines Körpers), die beim Umsatz von Wärme in mechanische Arbeit in Massenbewegungen übergehen.

Die ganze Theorie stützt sich auf folgenden, durch viele sorgfältige Experimente ermittelten Satz:

Wärme und Arbeit sind gleichwertig (äquivalent),

d. h. überall, wo durch Wärme Arbeit entsteht, da verschwindet (bzw. wird verbraucht) auch eine jener Arbeit proportionale Wärmemenge; und umgekehrt kann durch Verrichtung einer eben so großen Arbeit dieselbe Wärmemenge wieder erzeugt werden. Die erwähnten Versuche ergaben:

Jede Wärmeeinheit erzeugt eine Arbeit von 424 mkg und jede 424 mkg sind mit einer Wärmeeinheit gleichwertig, d. h. sind imstande, 1 Liter Wasser von 0 auf 1° C zu erwärmen. In der Literatur wird das mechanische Wärmeäquivalent verschieden und zwar zwischen den Grenzen 423,5 und 436 mkg angegeben.

Jede mechanische Bewegung kommt auf der Erdoberfläche allmählich zur Ruhe und setzt sich in Wärme um; ebenso findet man auch, nach welchen Quellen der Bewegung (bzw. Arbeit) man sich auch umsehen mag, den Ursprung derselben stets in der Wärme.

Die Wärme ist daher der Anfang und das Ende aller mechanischen Arbeit und diese selbst nur eine Übergangsform von Wärme zur Wärme.

Die Wärme kann daher selbst nichts anderes als die Bewegung des Stoffes sein, und mechanische Arbeit unterscheidet sich von Wärme dadurch, daß bei der mechanischen Arbeit die ganze Körpermasse dieselbe, bei der Wärme dagegen jeder kleinste Stoffteil des Körpers, d. h. jedes Molekül, seine besondere Bewegung ausführt.

Mit Hilfe der mechanischen Wärmetheorie ist es möglich, die Wärmemengen zu bestimmen, welche die Verwandlung des Wassers in Dampf von bestimmter Spannung erfordert.

Auf S. 15 wurde ausgeführt, daß durch die Verdampfung von 1 kg Wasser in einem Gefäße von 1 qm Querschnittsfläche ein in diesem Gefäße sich dampfdicht bewegendes, gewichtsloser Kolben um 1,65 m in die Höhe geschoben wird. Der auf dem Kolben ruhende Druck der atmosphärischen Luft, welcher bekanntlich 10 334 kg pro Quadratmeter beträgt, kommt also einer Last gleich von 10 334 kg, welche, durch einen Weg von 1,65 m zu bewegen, eine Arbeit von $10\,334 \cdot 1,65 = 17\,051$ mkg erfordert. Diese Arbeit ist offenbar von dem aus 1 kg Wasser entstandenen Dampfe von 1 Atm. abs. geleistet worden. Da nun aber nach der mechanischen Wärmetheorie je 424 mkg gleichwertig sind mit 1 W.-E., so würden zur Leistung einer Arbeit von 17 051 mkg

$$\frac{17\,051}{424} = 40,2 \text{ W.-E.}$$

erforderlich sein. (Die geringe Ausdehnung, welche das Wasser durch die Erwärmung von 0° auf 100° C erfahren hat, ist so verschwindend klein, daß sie ganz vernachlässigt werden kann gegenüber der bedeutenden Volumenvergrößerung des Dampfes.)

Nach den auf S. 10 angegebenen Versuchen von Regnault ist aber die ganze Wärmemenge zur Verdampfung von 1 kg Wasser be-

deutend größer als 40,2 W.-E., nämlich annähernd gleich 537 W.-E. Professor Zeuner fand 1860 durch Versuche, daß die Wärmemenge, die nötig ist, um unter einem absoluten Drucke von 1 Atm. siedendes Wasser in Dampf zu verwandeln, gleich 496,3 W.-E. ist. Diese letztere Wärmemenge nennt man die innere Verdampfungswärme. Die 40,2 W.-E., welche zur Überwindung des auf dem Dampfe lastenden Druckes nötig waren, bezeichnet man als äußere Verdampfungswärme. Beide zusammengenommen bilden dann die Verdampfungswärme oder latente Wärme; mithin:

Verdampfungswärme = Innere + Äußere Verdampfungswärme.

Die Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 kg Wasser um 1° C in der Temperatur zu erhöhen, ist für die verschiedenen Temperaturen zwischen 1 und 100° C nicht ganz konstant; die genauen Werte derselben sind in der Tabelle Nr. IX enthalten, und man nennt die Wärmemenge, welche nötig ist, um 1 kg Wasser von 0° C auf eine bestimmte Temperatur zu bringen: die Flüssigkeitswärme.

Für gesättigten Dampf von 1 Atm. abs. ist nach der Tabelle IX die Flüssigkeitswärme gleich 100,5 W.-E., so daß wir erhalten:

Innere Verdampfungswärme . . .	496,3 W.-E.	
Äußere " . . .	40,2 "	
Verdampfungs- oder latente Wärme .	536,5 W.-E.	536,5 W.-E.
Flüssigkeitswärme		100,5 "
Gesamtwärme des Dampfes von 1 Atm. abs.		637,0 W.-E.

Um 1 kg Wasser von 0° in Dampf von 1 Atm. absoluter Spannung zu verwandeln, sind also 637 W.-E. als Gesamtwärme erforderlich.

Zur Bestimmung der Gesamtwärme, welche 1 kg Wasser zugeführt werden muß, damit sich dasselbe in Dampf von bestimmter Spannung verwandle, ist von Regnault folgende durch Versuche ermittelte Formel aufgestellt:

$$\text{Gesamtwärme in W.-E.} = 606,5 + 0,305 t,$$

wenn t die zu der betreffenden Spannung gehörige Siedetemperatur des Wassers bezeichnet.

In gleicher Weise berechnet Clausius (1882—1888) die Verdampfungswärme nach der Formel:

$$\text{Verdampfungswärme in W.-E.} = 607 - 0,708 t,$$

und für die innere Verdampfungswärme fand Zeuner:

$$\text{Innere Verdampfungswärme in W.-E.} = 575,4 - 0,791 t.$$

Mit diesen Formeln und mit Hilfe der vorstehend gegebenen Zeunerschen Tabelle kann für jede beliebige Spannung leicht die betreffende Wärmemenge ermittelt werden.

Ein Blick auf die Tabelle zeigt übrigens auch in der Kolumne der Gesamtwärme sofort den Vorteil der Verwendung von hochgespannten Dämpfen gegenüber niedrig gespannten.

Während z. B. zur Erzeugung von 1 kg Dampf von 2 Atm. abs. 643 W.-E. aufzuwenden sind, genügen 12 W.-E. mehr, also 655, schon zur Erzeugung von 1 kg Dampf von 6 Atm. abs. Mit 1,9 Proz. mehr Wärmeaufwand hat man also 200 Proz. mehr Spannung erzeugt.

Die bedeutendste Eigenschaft des Dampfes für die Verwendung in Dampfmaschinen beruht auf der Fähigkeit und dem Bestreben, zu expandieren, d. h. sich auszudehnen. Der Dampf expandiert, wenn der auf ihm lastende Druck bei gleichbleibender Temperatur vermindert wird. Er dehnt sich ferner aus, wenn ihm unter Beibehaltung der Spannung Wärme zugeführt wird.

Die physikalischen Gesetze, nach welchen der Wasserdampf expandiert, konnten bisher mit absoluter Genauigkeit noch nicht bestimmt werden. Alle darauf gerichteten Versuche haben mehr oder weniger voneinander abweichende Resultate ergeben, so daß man gezwungen ist, sich mit Annäherungsmethoden bei den einschlägigen Untersuchungen zu behelfen. Für praktische Zwecke ist es in der Regel hinreichend genau, das Mariottesche Gesetz auch für den Wasserdampf als richtig anzunehmen.

Dieses zuerst von Robert Boyle 1660 gefundene und später (1676) von Mariotte eingehend studierte Gesetz lautet:

Die Spannungen eines Gases verhalten sich bei denselben Temperaturen umgekehrt wie die Volumina.

Drückt man daher ein Gas ohne Temperaturveränderung auf die Hälfte, das Drittel, Viertel usw. zusammen, so nimmt es die doppelte, dreifache, vierfache usw. Spannung an. Eine bestimmte Menge Gas, z. B. 1 Liter von 6 Atm., nimmt nur die Hälfte des Raumes ein, den 1 Liter Gas von 3 Atm. bei derselben Temperatur beansprucht.

Durch eingehende Versuche hat jedoch Regnault gezeigt, daß dieses Gesetz nicht genau gilt und alle Gase Abweichungen zeigen.

Ganz besonders ist das Mariottesche Gesetz für gesättigte Wasserdämpfe schon deshalb nicht absolut genau, weil die Bedingung betreffs des Gleichbleibens der Temperatur hier nicht ohne weiteres erfüllt ist. Bekanntlich stehen beim gesättigten Dampfe Spannung und Temperatur in gewisser Abhängigkeit voneinander, und zwar derart, daß sich die eine mit der anderen ändert, niemals aber eine allein. Ändert sich das Volumen des Dampfes infolge von Druckverminderung, so nimmt er auch eine andere Temperatur an. Während sich das Volumen durch vergrößerten Druck vermindert, expandiert der Dampf durch die aus dem vermehrten Druck resultierende Temperaturerhöhung und umgekehrt.

Vermindert man den auf dem Dampfe lastenden Druck und expandiert er infolgedessen, so zieht er sich wieder in bestimmtem Verhältnis zusammen durch die infolge der Ausdehnung bedingte Temperaturerniedrigung.

Das Mariottesche Gesetz läßt sich, vorausgesetzt, daß man immer die nur angenäherte Richtigkeit desselben im Auge hat, verwerten zu einer figürlichen Darstellung der Expansion des Dampfes.

Nimmt man an, die Expansion gehe in einem Zylinder vor sich, so kann man bei einer stufenweise erfolgenden Ausdehnung des Dampfes die nacheinander gebildeten Volumina markieren durch in regelmäßigen Abständen voneinander angebracht gedachte Wände. Der Zylinder wird bei der figürlichen Darstellung in der einen Projektion bekanntlich als Kreis, in der anderen als Rechteck erscheinen, die Wände, welche die einzelnen Abschnitte der Expansion bezeichnen, als einfache Linien in regelmäßigen Abständen, parallel den Endseiten des Rechteckes.

In der Fig. 1 und 2 sei der erwähnte Zylinder in Grundriß und Ansicht dargestellt, und zwar möge der schraffierte Teil $aa_1 b_1 b$ den ursprünglich mit Dampf von bestimmter Spannung angefüllten Raum

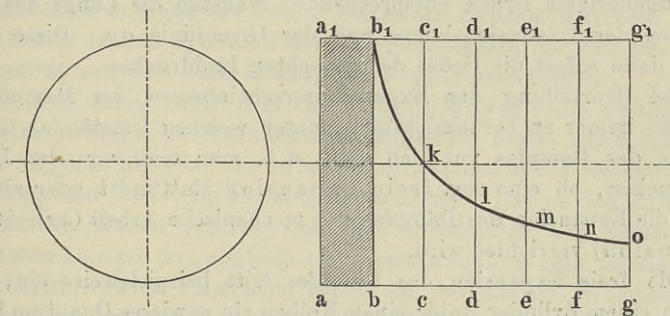


Fig. 1 u. 2. Mariottesche Linie.

des Zylinders vorstellen, und der Abstand zwischen den einzelnen Linien $ab = bc = cd = \dots = fg$ sein.

Der Dampf expandiert also nach und nach, erst auf das Doppelte bis cc_1 , dann auf das Dreifache bis dd_1 und so fort, zum Sechsfachen bis gg_1 usw.

Nimmt man nun an, der Druck von 1 Atm. werde durch eine Linie von bestimmter Länge (z. B. 5 mm) dargestellt und die Länge der Linie $aa_1 = bb_1$ repräsentiere den Druck, der in dem ursprünglichen Volumen $aa_1, b_1 b$ geherrscht habe, so muß nach dem Mariotteschen Gesetze diese Spannung auf die Hälfte gesunken sein, nachdem sich der Dampf auf das doppelte Volumen, also bis cc_1 , auf ein Drittel, nachdem er sich auf das Dreifache, also bis dd_1 und so fort bis auf ein Sechstel, nachdem er sich bis gg_1 , also auf das Sechsfache seines ursprünglichen Volumens ausgedehnt hatte. Macht man also die Länge der die betreffenden Endspannungen darstellenden Linien:

$$kc = \frac{1}{2} aa_1,$$

$$nf = \frac{1}{5} aa_1,$$

$$ld = \frac{1}{3} aa_1,$$

$$og = \frac{1}{6} aa_1,$$

$$me = \frac{1}{4} aa_1,$$

und zieht nun durch die so gefundenen Punkte b_1, k, l, m, n und o eine Kurve, so erhält man in dieser Linie die annähernd richtige Expansionskurve (Mariottesche Linie) und diese Kurve veranschaulicht ohne weiteres das Gesetz, welchem die Expansion des Dampfes unterliegt. Man findet dieselbe Linie auch in den Indikatordiagrammen, wie wir in Abschnitt XV näher ausführen.

Da nach der Annahme die vertikalen Abstände zwischen den beiden Rechteckseiten ag und a_1g_1 bzw. zwischen ag und a_1b_1o die Dampfpressungen darstellen sollen, so ist es mit Hilfe der Expansionskurve sehr leicht, für jeden beliebigen Expansionsgrad den entsprechenden Enddruck zu finden.

Man trägt von dem Punkte a aus auf der Linie ag das Vielfache von ab ab, welches das Expansionsverhältnis darstellt, errichtet in dem gefundenen Punkte ein Lot auf ag und mißt mit dem der Länge aa_1 und zugehörigem Druck entsprechenden Maßstab die Länge des Lotes zwischen der Expansionskurve und der Grundlinie ag . Diese Länge ergibt dann sofort die Größe des gesuchten Enddruckes.

Bei Beurteilung der Expansionserscheinungen des Dampfes ist übrigens immer zu berücksichtigen, unter welchen Umständen die Expansion des Dampfes vor sich geht, d. h. man muß vor allen Dingen untersuchen, ob eine sog. freie Expansion stattfindet, oder aber, ob durch die Expansion des Dampfes eine mechanische Arbeit (arbeitende Expansion) verrichtet wird.

Die freie Expansion des Dampfes tritt beispielsweise ein, wenn man in einem Zylinder unter einem Kolben ein gewisses Quantum Dampf von bestimmter Spannung dadurch zur Expansion bringt, daß man den Kolben durch eine äußere Kraft in die Höhe zieht, d. h. die der Bewegung des Kolbens widerstehenden Kräfte ohne Zutun des Dampfes überwindet. Stellt man sich nun vor, daß Zylinder und Kolben aus Materialien beständen, die aus dem Dampf keine Wärme aufzunehmen vermögen, so ist die Wärmemenge des expandierten Dampfes noch ebenso groß, wie diejenige des Dampfes vor der Expansion. Nach Tabelle IX hängt nun aber beim gesättigten Dampfe die Temperatur von der Spannung ab, und man erkennt daher leicht, daß, wenn der Dampf vor seiner Expansion gesättigt war, die Temperatur des expandierten Dampfes höher sein muß, als der durch die Expansion verminderten Spannung entspricht, mit anderen Worten, daß der expandierte Dampf nach der freien Expansion sich in bestimmten Graden überhitzt hat.

So enthält z. B. 1 kg Dampf von 4 Atm. abs. eine Gesamtwärme von etwa 650 W.-E. Expandiert man also diesen Dampf in der beschriebenen Weise, ohne daß er Arbeit verrichtet, bis auf 1 Atm. abs., so muß die ganze Wärme dem Dampfe erhalten bleiben. Nach der Tabelle IX ist aber ferner zur Erzeugung von 1 kg gesättigtem Dampf von 1 Atm. abs. eine Wärmemenge von 637 W.-E. erforderlich, so daß also die Differenz: $650 - 637 = 13$ W.-E. verwendet worden

ist zur Überhitzung des Dampfes von 1 Atm. von 100 auf 139° C, wenn man die spezifische Wärme des Dampfes (s. S. 10) mit 0,33 einführt.

Die Erscheinung der freien Expansion oder der Expansion ohne Erzeugung mechanischer Arbeit kann häufig beobachtet werden in den Receivern (Aufnehmer oder Dampfkammer) von Verbundmaschinen, und die dadurch hervorgerufene Überhitzung des Niederdruckdampfes ist wahrscheinlich die Ursache, daß auch Maschinen, bei denen der große Zylinder keinen Dampfmantel hat, sehr ökonomisch arbeiten. Diese Erscheinung tritt dann ein, wenn der Enddruck im Hochdruckzylinder bedeutend höher ist als der Anfangsdruck im großen Zylinder. Der in den Receiver ausströmende Dampf expandiert dann hier, ohne dabei Arbeit zu verrichten, und verursacht dadurch eine Überhitzung des gesamten Dampfes im Receiver und Niederdruckzylinder.

Verrichtet dagegen der Dampf bei seiner Expansion Arbeit, wie es in der Praxis in den Zylindern der Dampfmaschinen der Fall ist, so ist das Resultat von dem eben beschriebenen ganz verschieden.

Vor dem Jahre 1850, d. h. ehe Robert Mayer seine anfangs viel bekämpfte mechanische Wärmetheorie aufgestellt hatte, nahm man allgemein an, daß auch bei der arbeitenden Expansion die Gesamtwärme zu Anfang und Ende der Expansion gleich sei. Das in den Zylindern vorgefundene Wasser schrieb man dem Überkochen der Kessel bzw. dem nassen Dampfe zu, obgleich sich diese Annahme sehr häufig nicht als stichhaltig erwies. Nachdem jedoch die mechanische Wärmetheorie anerkannt und verstanden war, sah man ein, daß die Anwesenheit jenes Wassers in den Zylindern einen ganz anderen Grund habe. Man erkannte, daß die Umwandlung der Wärme in Arbeit der Grund jener Wasserbildung sei, daß sich durch die arbeitende Expansion die Gesamtwärme des expandierenden Dampfes verringere. Diese Verringerung der Gesamtwärme um den Betrag, welcher in Arbeit umgesetzt wurde, ist nicht nur genügend, um die Temperatur des expandierten Dampfes entsprechend seiner Druckabnahme zu erniedrigen, sondern sie verursacht außerdem auch noch eine teilweise Kondensation des Dampfes.

Nehmen wir beispielsweise wieder an, in einem nicht wärmeleitenden Zylinder expandiere 1 kg Dampf von 4 Atm. abs. unter Verrichtung von mechanischer Arbeit bis auf einen Druck von 0,5 Atm. abs., dann berechnet sich annähernd:

Gesamtwärme in 1 kg von 4 Atm. abs. = 650 W.-E.

= 650.424 = 275 600 mkg

nach Zeuner wird während der Expansion eine Arbeit

verrichtet von etwa 32 100 „

es bleibt also in dem expandierten Dampfe eine Gesamt-

wärme, entsprechend einer Arbeit von 243 500 mkg.

Da aber 1 kg Dampf von 0,5 Atm. abs. zu seinem

Bestehen eine Gesamtwärme von $631.424 = \dots 267\,500 \text{ mkg}$
 erfordert, so folgt, daß zu wenig vorhanden ist eine

Wärme, entsprechend. $\dots 24\,000 \text{ mkg}$
 also $\frac{24\,000}{424} = 56 \text{ W.-E. etwa.}$

Es muß sich also ein beträchtlicher Teil des expandierenden Dampfes bei der Arbeitsleistung in Wasser verwandeln, und die eben ermittelte Menge vergrößert sich noch dadurch, daß die Zylinder aus wärmeleitenden Materialien angefertigt werden müssen, der expandierende Dampf also auch noch durch Strahlung an die Zylinderwände Wärme abgibt.

Das Umgekehrte der Expansion ist die Kompression oder Zusammendrückung des Dampfes. Während also bei der Expansion durch Volumenvergrößerung eine Spannungsabnahme eintritt, verursacht die Kompression durch Volumenverkleinerung eine Druckvermehrung, und die bei der Expansion auftretenden Erscheinungen erfolgen bei der Kompression mit der entgegengesetzten Wirkung.

Dritter Abschnitt.

Der Verbrennungsprozeß.

Als allgemein in der Natur verbreiteter Träger chemischer Wärmequellen sind die rohen Brennstoffe oder Brennmaterialien anzusehen, die einen (wenigstens für die nächste Zukunft) unerschöpflichen Wärmeverrat darstellen. Dieser in den Brennstoffen aufgespeicherte Vorrat wird nun durch den sog. Verbrennungsprozeß ausgelöst und es erfolgt durch die Überführung in Körper von anderer Zusammensetzung, durch einen chemischen Vorgang also, eine gewisse Wärmeentwicklung. Diese Fähigkeit, beim Verbrennen Wärme zu entwickeln, verdanken die Brennmaterialien ausschließlich ihrem Gehalt an Kohlenstoff und Wasserstoff.

Unter Verbrennung verstehen wir allgemein die Verbindung eines Körpers mit Sauerstoff (der Luft). Der Verbrennungs- oder Oxydationsprozeß wird dadurch eingeleitet, daß der zu verbrennende Körper auf seine Entzündungstemperatur gebracht wird, was durch von außen zugeführte Wärme erfolgt. Von diesem Augenblicke an brennt der Körper bei genügendem Luftzutritt selbständig weiter; kühlt sich dann aber der brennende Körper aus irgend einem Grunde unter seine Entzündungstemperatur ab, so hört auch der weitere Verbrennungsfortgang auf.

Tabelle Nr. X.

Entzündungstemperaturen verschiedener Brennstoffe.
(In Graden Celsius.)

Braunkohlenteeröle . . .	105—185	Steinkohle	326
Steinkohlenteeröle . . .	102—158	Holzkohle	360
Torfteeröle	144	Koks	700
Masut	195	Leuchtgas	800
Torf	225	Luftgas	900

Wir unterscheiden nach der Geschwindigkeit, mit der sich der Verbrennungsprozeß vollzieht, zwischen der langsamen, lebhaften und plötzlichen Verbrennung.

Eine langsame Verbrennung (Oxydation) erleiden fast alle Körper, sobald der Luftsauerstoff auf sie einwirkt. Infolge langsamer Oxydation rostet z. B. das Eisen, verfault das Holz, verwittert die Kohle u. a. m., bei welchen Vorgängen die Wärme nicht bemerkbar wird.

Die lebhafte Verbrennung hingegen ist immer von der Erscheinung des Erglühens oder aber von dem Auftreten einer Flamme begleitet und daran äußerlich erkennbar, während feste Brennstoffe, sofern sie bei hohen Hitzegraden ihre Zusammensetzung nicht ändern, nur unter Erglühlen verbrennen, bedingen dampf- oder gasförmige Bestandteile in einem Brennstoffe die Bildung einer Flamme. Tatsächlich beobachten wir aber beim Verbrennen der meisten festen Brennmaterialien ebenfalls eine Flamme, deren Auftreten mit dem Verhalten des Brennstoffs bei hoher Temperatur zusammenhängt, indem sich gewisse vergasbare Bestandteile aus dem festen Körper ausscheiden, die sich mit der Verbrennungsluft mischen und in der Zugrichtung bewegen.

Als Beispiel für die plötzliche Verbrennung sei die Arbeits- und Wärmeentwicklung bei der Explosion von Pulver, entzündbaren Gasen usw. angeführt, welche verfügbare Wärme im letzten Jahrzehnt immer größere Verwendung gefunden hat und noch findet, wie der enorme Aufschwung der Gasmotorenindustrie beweist.

Im Dampfkesselbetriebe kommt vornehmlich die lebhafte Verbrennung in die Erscheinung, und zwar unterscheidet man bei derselben drei Grade:

1. Die unvollkommene Verbrennung,
2. die vollkommene Verbrennung und
3. die teilweise oder partielle Verbrennung.

Die Verbrennung ist als unvollkommen zu bezeichnen, sobald brennbare Gasarten nicht verbrannt werden, sondern unverbrannt durch den Schornstein entweichen und verloren gehen, d. h. wenn die Abgase neben Kohlensäure (CO_2) vor allem Kohlenoxyd (CO) enthalten.

Eine vollkommene Verbrennung wird erzielt, wenn die abziehenden Heizgase als Produkte der Verbrennung nur Kohlensäure (CO_2) und Wasserdampf (H_2O) aufweisen.

Bei diesem Prozeß verbindet sich der freie Wasserstoff (H) unmittelbar mit dem Kohlenstoff (C) entweder zu leichtem Kohlenwasserstoff (Sumpfgas oder Grubengas, CH_4) oder zu schwerem Kohlenwasserstoff (ölbildendem Gas oder Äthylen, C_2H_4), welche beide, leicht brennbar, mit dem Sauerstoff (O) der Luft zu Kohlensäure (CO_2) und zu Wasserdampf verbrennen. Das Wasser, das im Brennstoff enthalten ist, wird zersetzt, H verbindet sich mit C zu einem Kohlenwasserstoff, O mit C zu CO (Kohlenoxyd), beide Gase verbrennen mit dem O der Luft zu CO_2 und H_2O .

Unter teilweiser Verbrennung ist schließlich derjenige Vorgang zu verstehen, bei dem neben den genannten Verbrennungsprodukten solche von anderer Zusammensetzung auftreten.

Wir fassen die drei Grade der Verbrennung wie folgt zusammen.

Die Abgase enthalten:

Bei unvollkommener Verbrennung zu wenig Luftsauerstoff, also CO;
 bei vollkommener Verbrennung genug Luftsauerstoff, also CO_2 ;
 bei teilweiser Verbrennung zuviel Luftsauerstoff, also $\text{CO}_2 + \text{O}$.

Eine unvollkommene Verbrennung ist immer von mehr oder minder starker Rauchbildung begleitet, die auch äußerlich sichtbar ist, während Merkmale für genügende Luftzufuhr und für etwaigen Luftüberschuß nicht in dieser deutlichen Form vorhanden sind.

Eine vollkommene Verbrennung der Steinkohle läßt sich mit den gewöhnlichen Schiffskesselfeuerungen, wie später erläutert werden wird, nicht erreichen. Es beweist vielmehr der aus den Schornsteinen aufsteigende Rauch, welcher zum Teil aus Wasserdämpfen (aus dem Wassergehalt und dem Wasserstoff der Kohlen), aus unverbrannten Kohlentheilchen und aus Flugasche besteht, klar und deutlich, daß die Verbrennung der Kohle in den Kesselfeuerungen unvollkommen vor sich geht. Daran läßt sich indessen nach den bisher gemachten Erfahrungen an sich nicht viel ändern, und man beschränkt sich deshalb auch darauf, von einer guten Kesselfeuerung nur eine möglichst vollkommene Verbrennung der Kohle zu verlangen, und man macht daher die Güte der Feuerung von dem höheren oder niederen Grade dieser Fähigkeit abhängig.

Die Ursachen jener Unvollkommenheit liegen in der mangelhaften Einführung des zur Verbrennung nötigen Sauerstoffs und der zu verbrennenden Kohle in die Feuerungen. Man verwertet bekanntlich in den Feuerungen den Sauerstoff der atmosphärischen Luft, welche durch die zwischen den Roststäben freibleibenden Schlitzze, d. h. durch die Rostspalten von unten mit der glühenden Kohle in Berührung tritt und dabei ihren Sauerstoff an den Kohlenstoff der Kohle abgibt.

Bei der vollkommenen Verbrennung müssen theoretisch, da die

Luft ungefähr aus 21 Volumenprozenten Sauerstoff und 79 Volumenprozenten Stickstoff besteht, auch 21 Volumenprocente Kohlensäure und 79 Volumenprocente Stickstoff in den Schornsteingasen enthalten sein.

Die Frage, ob bei einer Feuerungsanlage die Luftzuführung in der richtigen Weise erfolgt, kann nur durch eine genaue Analyse der Verbrennungsgase¹⁾ beantwortet werden, da lediglich aus dem Verhältnis der Rauchgase an Kohlensäure, Kohlenoxydgas, Sauerstoff und Stickstoff eine Beurteilung des Verbrennungsprozesses erfolgen kann.

Bei der Verbrennung wird, wie bei jedem chemischen Prozesse, Wärme erzeugt. Die so erzeugte Wärme, die den Heizwert des Brennstoffs ausmacht, wird ihrer Intensität oder Kraft nach mit dem Thermometer oder Pyrometer nach Graden Celsius (s. Tabelle Nr. XI, Spalte 7) und ihrer Quantität oder Menge nach mit Hilfe sog. Kalorimeter nach Wärmeeinheiten oder Kalorien gemessen und bestimmt.

Tabelle Nr. XI.

Zusammensetzung verschiedener Brennstoffe.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Brennstoff	Mittlere Zusammen- setzung in Gewichtsprozenten				<i>p</i>	<i>T</i> in ° C	<i>L</i>		<i>G</i>	
	C	H	H ₂ O	Asche			kg	cbm	kg	cbm
Holz, luft- trocken . .	39,6	—	59,4	1	2820	2020	4,48	3,466	5,47	4,201
Torf, luft- trocken . .	42,0	1,4	51,6	5	3550	2180	5,23	4,044	6,18	4,759
Braunkohle, faserig . .	44,4	0,9	47,2	8	3600	2225	5,33	4,123	6,25	4,755
Braunkohle, erdig . . .	50,4	1,8	37,8	10	4450	2380	6,32	4,884	7,22	5,449
Braunkohle, muschelrig	57,0	2,8	35,2	5	5350	2470	7,40	5,724	8,35	6,313
Sinterkohle	70,4	3,1	23,5	3	6600	2605	9,02	6,977	10,0	7,435
Backkohle .	76,6	4,1	16,3	3	7500	2670	10,1	7,782	11,1	8,206
Sandkohle .	79,6	4,1	13,3	3	7760	2690	10,4	8,045	11,4	8,431
Anthrazit .	87,7	3,1	7,2	2	8110	2735	11,0	8,491	12,0	8,744
Koks . . .	92,0	—	—	5	7430	2775	9,62	7,441	10,6	8,043
Holzkohle .	88,0	2,0	8,0	2	7750	2110	10,4	8,016	11,4	8,429

In der vorstehenden Tabelle bedeutet in:

Spalte 2: C = Kohlenstoff,

„ 3: H = Wasserstoff,

¹⁾ Ausführlich ist diese Frage in den Werken von F. Fischer, Technologie der Brennstoffe, Braunschweig 1897 und W. Hempel, Gasanalytische Methoden, Braunschweig 1900 behandelt.

Spalte 4: H_2O = Wasser, welches im Brennstoff als Feuchtigkeit gebunden ist.

„ 6: p = Heizwert des Brennstoffs. Man nennt die Anzahl von Wärmeeinheiten, die bei der vollkommenen Verbrennung von 1 kg Brennstoff abgegeben werden, den Heizwert des Brennstoffs. Statt des Wortes Heizwert sind auch folgende Bezeichnungen im Gebrauch, wie theoretischer Heizeffekt oder absoluter Heizeffekt oder Verbrennungswärme.

„ 7: T = Theoretische Verbrennungstemperatur (auch pyrometrischer Heizeffekt oder Wärmeeffekt oder pyrometrische Heizkraft genannt) drückt die Temperatur der Verbrennungsprodukte (bei vollkommener Verbrennung) im Moment ihrer Entstehung in Graden Celsius aus.

„ 8 und 9: L = Theoretisch erforderliche Luftmenge in Kilogramm bzw. Cubikmeter zur vollkommenen Verbrennung von 1 kg Brennstoff, reduziert auf $0^\circ C$ Temperatur und 760 mm Quecksilbersäule. 1 cbm Luft wiegt 1,293 kg.

„ 10 und 11: G = Gasmenge in Kilogramm bzw. Cubikmeter, welche aus dieser Verbrennung hervorgegangen ist (ebenfalls auf $0^\circ C$ und 760 mm Quecksilbersäule reduziert).

Der theoretische Heizwert eines Brennstoffs ist also diejenige Menge von Wärme, welche bei seiner Verbrennung unter theoretisch korrekten Bedingungen hervorgebracht wird; das Maß dafür ist die Wärmeeinheit.

Auf dem europäischen Kontinent versteht man darunter, wie bereits gesagt, diejenige Wärmemenge, die erforderlich ist, die Temperatur von 1 kg Wasser um $1^\circ C$ zu erhöhen.

In England, seinen Kolonien und in den Vereinigten Staaten von Nordamerika ist allgemein die Britische Thermaleinheit (British thermal units) angenommen als diejenige Wärmemenge, die erforderlich ist, um ein 1 Pfund Wasser um $1^\circ F$ zu erwärmen.

1 British thermal units = 772 Fuß-Pfund,

1 IP (Pferdekraft) = 33 000 Fuß-Pfund = 42,74 Thermal units.

Zur Umrechnung von britischen Thermaleinheiten pro Pfund Kohle in Wärmeeinheiten pro 1 kg Kohle hat man die Thermaleinheiten, welche auch als Units bezeichnet werden, mit $\frac{5}{9}$ zu multiplizieren.

Beispiel: Eine schottische Kohle hat nach Angabe des englischen Kohlenhändlers 14 164 Units. Wieviel Wärmeeinheiten hat diese Sorte?

$$\frac{14\,164 \cdot 5}{9} = 7869 \text{ W.-E.}$$

Die Elemente in der Kohle, welche zur Bestimmung des Heizwertes in Betracht kommen, sind Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff,

manchmal etwas Schwefel; auch das in der Kohle gebundene Wasser übt einen gewissen Einfluß auf deren Brennwert aus, indem es in der Feuerung zur Verdampfung kommt, was unausbleibliche Wärmeverluste im Gefolge hat.

Der Heizwert eines Brennstoffs kann nur auf experimentellem Wege genau ermittelt werden und hierzu dient die kalorimetrische Methode¹⁾, deren Prinzip darauf beruht, die beim Verbrennen eines bestimmten Gewichtes des zu untersuchenden Brennmateri als entwickelte Wärme auf eine bestimmte Wassermenge zu übertragen, deren Temperatur vor und nach dem Versuche notiert war. In der Praxis begnügt man sich jedoch in den meisten Fällen mit angenäherten Werten, wie sie nach der Dulong'schen Regel aus der auf analytischem Wege ermittelten prozentischen Zusammensetzung erhalten werden können. Diese Regel lautet in der von dem Internationalen Verbande der Dampfkesselüberwachungsvereine und dem Verein Deutscher Ingenieure angenommenen Form:

$$\text{Heizwert} = 8000 C + 29\,000 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2500 S - 600 W,$$

worin bedeutet:

C = Kohlenstoffgehalt in der Gewichtseinheit des Brennstoffs,

H = Wasserstoffgehalt „ „ „ „ „

O = Sauerstoffgehalt „ „ „ „ „

S = Schwefelgehalt „ „ „ „ „

W = Gehalt an gebundenem Wasser in der Gewichtseinheit des Brennstoffs.

Beispiel: Für Dampfkesselfeuerung geeignete Steinkohle enthält im Mittel in 1 kg Kohle an:

Kohlenstoff	0,80 kg oder 80 Proz.
Wasserstoff	0,04 „ „ 4 „
Sauerstoff	0,08 „ „ 8 „
Schwefel	0,02 „ „ 2 „
Wasser	0,03 „ „ 3 „
außerdem:	
Stickstoff	0,01 „ „ 1 „
Asche	0,02 „ „ 2 „
	1,00 kg 100 Proz.

Nach der obigen Formel besitzt diese Steinkohle also einen

$$\begin{aligned} \text{Heizwert} &= 8000 \cdot 0,8 + 29\,000 \left(0,04 - \frac{0,08}{8} \right) + 2500 \cdot 0,02 - 600 \cdot 0,03 \\ &= 6400 + 870 + 50 - 18 \\ &= 7302 \text{ W.-E.} \end{aligned}$$

Wiewohl die der Dulong'schen Regel zugrunde liegenden Voraussetzungen nur teilweise richtig sind, so liefert sie doch besonders für Steinkohlen Werte, die mit der kalorimetrischen Methode höchstens

¹⁾ W. Hempel, Gasanalytische Methoden, Braunschweig 1900.

Unterschiede von $\pm 1/2$ Proz. aufweisen, was für die Praxis genau genug sein dürfte.

Hinge nun der Grad, bis zu welchem der Heizwert des Brennmaterials bei der Erzeugung von Dampf in einem Dampfkessel in effektive Arbeit umgewandelt werden könnte, nur von dem relativen Heizwert der verschiedenen Feuerungsmaterialien ab, so wäre die Konstruktion von guten Dampfkesseln und Dampfkesselfeuerungen eine verhältnismäßig leichte Aufgabe. In Wirklichkeit treten jedoch bei der Umwandlung des Heizwertes der Kohle in effektive Arbeit, also bei der Erzeugung von Dampf in Dampfkesseln, mannigfache Verluste auf, welche alle in Berücksichtigung gezogen werden müssen, wenn die Dampfkessel wie die Feuerungsanlagen zweckentsprechend sein sollen.

Zur möglichst günstigen Ausnutzung eines Brennstoffs ist es erforderlich, daß derselbe vollständig zur Verbrennung gelangt, d. h. daß aller darin enthaltene Kohlenstoff zu Kohlensäure und aller disponible¹⁾ (verfügbare) Wasserstoff zu Wasser verbrennt.

Hierzu sind drei Bedingungen erforderlich:

1. Das Hervorbringen der zu einer Verbrennung nötigen Entzündungstemperatur,
2. die Zuführung einer hinreichenden Menge atmosphärischer Luft bzw. des darin enthaltenen Sauerstoffs und schließlich
3. eine gewisse Zeit, damit aller Kohlenstoff und Sauerstoff zur Verbrennung gelangen kann.

Die bei der Erzeugung von Dampf auftretenden Brennmaterialienverluste rühren von verschiedenen Ursachen her, und zwar sind sie darin zu suchen, daß

1. entweder zu wenig oder zu viel Luft in die Feuerung geführt wird,
2. eine große Menge Wärme von dem Kessel selbst ausstrahlt,
3. kalte Luft unter die Feuer tritt und schließlich
4. die abziehenden Heizgase den Kessel mit einer ziemlich hohen Temperatur von 300° C und mehr verlassen, deren Wärmemenge also für die Verdampfung verloren geht.

Einen weiteren Verlust an dem theoretischen Heizwert der Kohle erleidet man in der Praxis dadurch, daß die Temperatur der Heizgase nie geringer sein darf als diejenige des in dem Kessel erzeugten Dampfes, und der hauptsächlichste von allen Verlusten entsteht durch die Reduzierung der Temperatur der Heizgase bei ihrer Berührung mit der kalten Kesselfläche, bevor die Gase ihre vollkommene Verbrennung erreicht haben.

¹⁾ Als disponiblen Wasserstoff bezeichnet man diejenige Menge dieses Elementes, die übrig bleibt, nachdem man von dem Gesamtwasserstoff so viel abgezogen hat, wie zur Bindung des vorhandenen Sauerstoffs erforderlich ist.

Die Zeit, welche zur Verbrennung der verschiedenen Kohlsorten erforderlich ist, hängt ab von dem Prozentgehalt an Kohlenstoff. So geht z. B. bei gutem Anthrazit die Zersetzung und Destillation der Gase sehr langsam, bei Cardiff-Kohlen schon bedeutend schneller und bei magerer Kohle fast augenblicklich vor sich; wir können daher sagen:

Die zur Verbrennung erforderliche Zeit ist direkt proportional dem Prozentgehalt an Kohlenstoff.

Die zur Verbrennung von 1 kg einer Steinkohle von 7500 W.-E. Heizwert theoretisch erforderliche Luftmenge (Tabelle Nr. XI, Spalte 8) beträgt etwa 10 kg; jedoch reicht dieses Quantum für die Praxis bei weitem nicht aus, weil selbst bei den besten Feuerungsanlagen eine so innige Berührung sämtlicher Luftteilchen mit der brennenden Kohle nicht möglich ist, wie sie erforderlich wäre, um mit dieser theoretisch zugeführten Luftmenge eine vollkommene Verbrennung zu erzielen. Man ist daher genötigt, stets ein beträchtlich größeres als das theoretisch berechnete Luftquantum zuzuführen. Bei der gewöhnlichen Planrostfeuerung der Dampfschiffskessel, bei der die Luft nur eine verhältnismäßig niedrige Brennstoffschicht durchstreicht, liegen die Verhältnisse am ungünstigsten und beträgt der in der Praxis erforderliche Luftüberschuß 30 bis 100 Proz. des theoretischen, wie die nachstehende Tabelle Nr. XII erkennen läßt.

Tabelle Nr. XII.

Praktisch erforderliche Luftmenge zur vollkommenen Verbrennung der Steinkohlen.

Art der Kohle	Zuschlag zur theoretischen Luftmenge in Prozenten	Praktisch erforderliche Luftmenge	
		in kg	in cbm
Sandkohle	70—100	16—18	13—14
Backkohle	50— 70	15—17	12—13
Sinterkohle	30— 50	14—16	11—12

Die zur Verbrennung erforderliche Luft muß die Spalten zwischen den Roststäben und die Brennstoffschicht durchströmen und zwar mit einer Geschwindigkeit, die von der Stärke des Schornsteinzuges abhängig ist.

Da nun, wie gesagt, für jede Kohlsorte eine ganz bestimmte Zeit zur vollkommenen Verbrennung erforderlich ist, welche noch nicht erreicht sein darf, bis die Gase mit der kalten Kesselheizfläche in Berührung kommen, so ist es das Haupterfordernis, die Menge des zu verbrennenden Brennmaterials mit der Menge der zu ergänzenden Luft in das richtige Verhältnis zu bringen. Deshalb muß auch ein jeder Rost besonders für eine bestimmte Kohlsorte konstruiert werden, weshalb

es auch größtenteils nicht ohne weiteres angängig ist, eine andere Kohle unter dem Rost zu verbrennen, ohne größere oder kleinere Änderungen an der Feuerungsanlage vorzunehmen.

Man muß, um mit verschiedenen Kohlen denselben Effekt zu erzielen, teils den Rost vergrößern, teils die Stärke des Zuges erhöhen, also die Geschwindigkeit der Luftzufuhr steigern.

Bei einer richtig konstruierten Feuerungsanlage, bei der also Heizmaterial und Luftzuführung im richtigen Verhältnis stehen, wird bei der Verbrennung durch den Sauerstoff der Luft, indem er sich mit dem Kohlenstoff des Brennmaterials verbindet, unter hoher Temperaturentwicklung Kohlensäure (CO_2) gebildet, welche ihrerseits ihre Wärme an das Wasser abgibt. Steht nun aber die Menge des Heizmaterials zur Menge der zugeführten Luft nicht im richtigen Verhältnis, wird z. B. zuviel Heizmaterial auf den Rost gebracht, so nimmt die Kohlensäure, die sich in den unteren Schichten des Brennstoffs gebildet hat, beim Durchströmen der darüber liegenden Kohlschichten noch mehr Kohlenstoff auf und bildet Kohlenoxyd, welches seine Wärme nicht an das Wasser abgibt, sondern unverbraucht durch den Kessel geht und sich häufig an der Spitze des Schornsteins, wo es mit einer zu seiner Verbrennung genügenden Luftmenge in Berührung kommt, entzündet und mit heller Flamme verbrennt. Ein Aufflammen an der Spitze des Schornsteins oder in der vorderen Rauchkammer des Kessels ist demnach gewöhnlich ein Zeichen von einer ungenügenden Bedienung des Kessels. Ein ganz besonders großer Wert ist auf die rationelle Verbrennung des Heizmaterials bei Schiffskesseln zu legen, weil hier große Kohlenvorräte stets mitgeführt werden müssen und weil ein Mehrverbrauch an Kohle die Wirtschaftlichkeit, Leistungsfähigkeit und den Aktionsradius¹⁾ des Dampfers bedeutend herabmindert. Und gerade auf Schiffen bemerkt man häufig ein Aufflammen an dem oberen Ende der Schornsteine, was ein sicheres Zeichen dafür ist, daß eine richtige Verbrennung nicht stattgefunden hat.

Wird die Kohle in einem geschlossenen Raume erhitzt, so findet bei geringem Luftzutritt keine Verbrennung, sondern nur eine Destillation, d. h. eine Ausscheidung der flüchtigen, in der Kohle enthaltenen Bestandteile statt; es bilden sich ätherische Öle und Kohlenwasserstoffverbindungen allerart, die nur in Rotglut kommen und wegen Luftmangels nicht verbrennen, sondern Kohlenstoff ausscheiden.

Diesen Vorgang kann man bei jeder schlecht konstruierten Feuerungsanlage beobachten, wo nämlich nicht genug Luft zu der brennenden Kohle gelangen kann. Der sich ausscheidende Kohlenstoff setzt sich zu einem kleineren Teile in den Feuerzügen, Feuerröhren usw. als Ruß

¹⁾ Unter dem Aktionsradius eines Schiffes versteht man die Strecke in Seemeilen (1 sm = 1852 m), die ein Schiff mit einer Maximalbunkerfüllung durchlaufen kann.

oder als Teer ab, während der größere Teil als mehr oder weniger dicker Rauch durch den Schornstein unbenutzt entweicht.

Eine schwache Rauchentwicklung ist selbst bei der am besten eingerichteten Feuerungsanlage immer vorhanden, denn bei dem Aufwerfen von frischem Brennmaterial auf die erhitzte Kohlenschicht bilden sich sofort Kohlenwasserstoffgase, die als Rauch abziehen, weil im ersten Augenblick durch das Nachwerfen des frischen, kalten Brennmaterials die Temperatur im Verbrennungsraum bedeutend abgekühlt wird und wohl auch die zu seiner Verbrennung erforderliche große Luftmenge nicht sofort vorhanden ist. Erst nach und nach mengt sich die Luft mit den Gasen und die Rauchbildung hört auf. Diesen Zeitraum muß man soviel wie möglich abzukürzen versuchen und dieses ist nur dadurch möglich, daß man die alte Brennstoffschicht ziemlich hoch läßt und die neue Schicht dünn und öfters aufwirft, welches Verfahren besonders bei gasreichen Kohlen beachtet werden sollte.

Es mag jedoch erwähnt werden, daß, während Rauchwolken stets ein Zeichen von unvollkommener Verbrennung sind, das Fehlen von Rauch nicht immer den Beweis einer vollständigen Verbrennung liefert, denn durch einen Überschuß von zugeführter Luft werden die Gase so weit verdünnt, daß die Rauchbildung nicht mehr wahrnehmbar ist. Näheres über die Mittel zur Rauchverminderung s. den Abschnitt VII.

Um nun dem Heizer eine fortwährende Kontrolle seiner Feuerungsanlage möglich zu machen, hat man sehr sinnreiche Apparate konstruiert, die den jeweiligen Kohlensäuregehalt der abziehenden Schornsteingase durch einfaches Ablesen in Prozenten anzeigen.

Diese Apparate eignen sich aber leider nur für den Landkesselbetrieb, da sie eine feste Aufstellung bedingen und daher an Bord bei Seegang ungeeignet sind.

Vierter Abschnitt.

Die festen Brennstoffe.

Als Brennstoffe oder Brennmaterialien kann man alle Substanzen verwenden, welche, durch Entzündung auf eine gewisse Temperatur gebracht, in der atmosphärischen Luft weiter fortbrennen und dabei eine fühl- und meßbare Wärme erzeugen.

Die verbreitetsten, allgemein angewandten Brennstoffe sind die Naturprodukte Holz, Torf, Braunkohle, Steinkohle und Anthrazit; ferner die aus den genannten Materialien hergestellten Kunstprodukte, wie Steinkohlenkoks, Briketts oder Preßkohlen aus Braun- oder Steinkohlen, Holzkohle usw.

Ihrer chemischen Zusammensetzung nach bestehen alle diese Brennmaterialien aus Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H), Sauerstoff (O), Stickstoff (N) und aus Asche, welch letztere aus mineralischen, unbrennbaren Stoffen, wie Kieselerde, Tonerde usw., zusammengesetzt ist und die dann nach jeder Verbrennung als feste Masse zurückbleibt.

Als wichtigste Brennmaterialien kommen für den Schiffskesselbetrieb vor allem die Steinkohle und die Braunkohle in Betracht, namentlich die erstere, weshalb sie hier auch einer besonderen Beachtung unterworfen werden soll. Braunkohle findet auf Flußdampfern häufig Verwendung.

Die Brennmaterialien können wir in drei Gruppen einteilen:

Feste Brennstoffe:	Flüssige Brennstoffe:	Gasförmige Brennstoffe:
Holz.	Petroleum und dessen	Naturgas.
Torf ¹⁾ .	Destillationsprodukte.	Destillationsgas.
Braunkohle.	Teer und dessen Destillationsprodukte.	Hochofengas.
Steinkohle.		
Anthrazit.		

Die festen Brennstoffe.

1. Holz. Im allgemeinen kommt dem Holze, wenigstens in den mitteleuropäischen Ländern, nur eine untergeordnete Bedeutung als Brennmaterial zu, dagegen findet es häufig Verwendung auf Flußdampfern in kohlenarmen, aber holzreichen Ländern, wie in Ostrußland, Sibirien, in Zentralafrika usw.; dann aber spielt das Holz zum Feueranzünden wegen seiner leichten Entzündlichkeit und der sehr langen Flamme eine wichtige Rolle. In Scheitform verbrennt das Holz am besten auf dem Planrost. Über den Heizwert, die Zusammensetzung des Holzes, den Platzbedarf und die Gewichte s. die Tabellen Nr. XI und Nr. XVI.

2. Torf. Der Torf entsteht durch freiwillige Zersetzung von Pflanzen, besonders von Moosen, sauren Grasarten oder Sumpfpflanzen; er bildet sich überall dort, wo eine Ansammlung dieser Vegetabilien in größeren Mengen auf feuchtem, undurchlässigem Boden stattfindet. Der Torf verbrennt mit langer, stark rußender Flamme, wobei er je nach Güte und Beschaffenheit 3000 bis 4000 W.-E. entwickelt. Die Verwendung des Torfes als Brennstoff für Dampfkessel ist an die Produktionsgebiete gebunden, da er infolge seines geringen Heizwertes selten erfolgreich in Wettbewerb mit anderen Brennmaterialien treten kann, sobald es sich um den Transport nach ferneren Verbrauchsstätten handelt. Einige Flußdampfer, sowie einige Eisenbahnverwaltungen gebrauchen Torf zum Befeuern ihrer Kessel; eine weitere Verbreitung des Torfes findet nicht statt.

¹⁾ Diese letzten vier Brennstoffe werden auch als „fossile“, d. h. vorweltliche Brennstoffe bezeichnet.

3. Braunkohle. Die Braunkohle steht hinsichtlich ihres Alters zwischen dem Torf und der Steinkohle. Das Material zu ihrer Entstehung haben vornehmlich Nadelhölzer, Birken und Palmen geliefert. Man unterscheidet bei der Braunkohle solche mit muscheligen Bruch und solche mit schieferigem Bruch. Beide Sorten brennen gut zu Asche, doch hat die erstere vermöge ihres höheren Kohlenstoff- und geringeren Wassergehaltes einen viel höheren Heizwert, welcher 3500 bis 4500 W.-E. beträgt. Die Anwendbarkeit der Braunkohle als Brennmaterial für Dampfkessel ist beschränkter als die der Steinkohle, weshalb sich der Konsum vor allem auf die Produktionsgebiete erstreckt, in denen dann die Braunkohle auf sog. Treppenrosten verbrannt wird.

Die hauptsächlichen Braunkohlenfelder liegen in Deutschland, Böhmen, Frankreich, Italien und Schweden.

4. Steinkohle. Der weitaus wichtigste aller Brennstoffe ist die Steinkohle, die zugleich als einer der bedeutungsvollsten Faktoren für das ganze wirtschaftliche Leben, für das Emporblühen von Handel und Gewerbe bezeichnet werden muß. Die Steinkohle entstand durch langsame Verkohlung von massenhaft angehäuften Pflanzenresten und bildet in dieser Hinsicht das nächst höhere Verkohlungsstadium der Braunkohle und die Vorstufe zum Anthrazit.

Bei der Steinkohle unterscheidet man folgende Arten:

a) Glanzkohle, Pechkohle oder auch Anthrazit genannt, tief schwarz, mit lebhaftem Glasglanz, sehr spröde, leicht spaltbar, meist aschenärmer als die anderen Kohlensorten, mit selten unter 80 Proz., oft weit über 90 Proz. Kohlenstoff.

b) Mattkohle, fast stets in inniger Verwachsung mit Glanzkohle, grauschwarz bis bräunlich grau, höchstens mit mattem Fettglanz, meist erheblich aschenreicher als die vorige, ärmer an Kohlenstoff.

c) Gaskohle oder Cannelkohle, grau-, seltener pechschwarz, wenig spröde, enthält sehr wenig Sauerstoff, viel Wasserstoff, ist leicht entzündlich und brennt mit lebhafter Flamme. Die Cannelkohle wurde früher von der armen Bevölkerung Schottlands an Stelle der Kerzen (englisch = candles) zur Beleuchtung der Wohnstätten verwendet, man bezeichnete daher diese Kohlensorte kurzweg mit „candles“, aus welchem Worte im Laufe der Jahre durch Mutilation (Wortverstümmelung) „cannel“ entstanden ist.

Die Technik unterscheidet die Steinkohlen nach dem Verhalten im Feuer als Backkohle, Sandkohle und Sinterkohle.

α) Die Backkohle oder fette Kohle bläht sich im Feuerraum auf, backt zu einem Schlackenkuchen zusammen, entwickelt viele Gase und große Hitze und brennt mit langer, weißer Flamme. Manche Sorten verkleben sogar den Rost, müssen dann zur rechten Zeit aufgebrochen werden, was ein angestrenktes Arbeiten für die Heizer bedeutet. Die Kohle selbst hat meist einen würfeligen Bruch und ist glänzend.

β) Die Sandkohle oder magere Kohle hat nicht die unangenehme Eigenschaft des Zusammenbackens, entwickelt jedoch weniger Gase und Hitze, verbrennt mit viel kürzerer Flamme ganz zu Asche, weshalb sie beim Heizen leicht zu behandeln ist. Die Sandkohle hat meist einen streifigen Bruch und ist matt glänzend.

γ) Die Eigenschaften der Sinterkohle oder halbfetten Kohle liegen in der Mitte zwischen den beiden vorgenannten Kohlsorten, sie verbrennen ohne Zerfall in größere Stücke und geben ein sehr gutes Heizmaterial.

Eine scharfe Trennung der drei Gattungen findet nicht statt, demnach heißen die Übergangsformen: Sinternde Sandkohlen und backende Sinterkohlen.

Nach dem Gehalte an vergasbaren Bestandteilen, die man mit Bitumen bezeichnet, spricht man von gasreichen (oder bituminösen) und von gasarmen Kohlen.

Tabelle Nr. XIII.

Zusammenstellung des Bitumengehaltes der Steinkohlen.

Prozent- gehalt an Bitumen	Bezeichnung (nach dem Alter geordnet)	Verhalten beim Verbrennen	Geeignet für	Bemerkungen
5—10	Gasarme, magere anthrazitische Kohle	Bedarf lebhaften Zug, gibt keinen Rauch u. wenig Flamme	Hausbrand, Hochofen- betrieb	—
10—15,5	Gasarme, alte Sinterkohle	Gute Dampfkesselkohle		Kann, mit gasreichen Sorten ver- mischt, ver- kocht werden
15,5—33,3	Gasarme, alte Backkohle	Rußbildung	Schmiede- und Kokskohle	—
33,3—40	Gasreiche, junge Backkohle	Grus schwer ver- kokbar	Gaskohle	—
40—44,5	Gasreiche, junge Sinterkohle	Starke Rauch- bildung	Flammenfeue- rung	Grus zu Dampf- kesseln
44,5—50	Gasreiche, junge Sandkohle	Desgl.	Desgl.	Desgl.

Sowohl bei der Steinkohle, als auch bei der Braunkohle unterscheidet man ferner nach der Korngröße:

1. Grobkohle von Mannsfaustgröße aufwärts,
2. Würfelkohle, von Kinds- bis Mannsfaustgröße,

3. Nußkohle, von Walnuß- bis Kindsfaustgröße,
4. Grus- oder Staubkohle, alles was unter Walnußgröße liegt oder durch ein Sieb von 20 mm Maschenweite fällt,
5. Kleinkohle, ein bestimmtes Gemenge von den Kohlensorten Nr. 2, 3 und 4.
6. Förderkohle, ein Gemenge aller vorher genannten Kohlensorten, wie die Kohle gerade aus der Grube gefördert wird.

Der Anthrazit und die Steinkohlen finden sich, soweit es sich um größere, technisch wichtige Massen handelt, in Schichten oder sog. Flözen, häufig im mehrfachen Wechsel zwischen anderem Gestein, wie Schieferthon, Sandstein usw.

Die Steinkohle ist, wenn auch höchst ungleichmäßig, beinahe auf der ganzen Erdoberfläche verbreitet und vermutlich auch noch an anderen als den bis jetzt bekannten Fundorten nachweisbar. Die bedeutendsten, zum Teil noch unvollständig erschlossenen Kohlenlager besitzen Nordamerika, China und Australien. In Europa weist England den größten Reichtum, wie auch die höchste Produktionsziffer auf, nach England folgt das Deutsche Reich, an das sich Frankreich, Belgien und Österreich reihen. Verhältnismäßig sehr arm an Steinkohlen sind Italien, Griechenland, die Schweiz und Dänemark, während in Rußland bedeutende, teilweise noch der Ausbeute harrende Lager festgestellt sind.

In Oberschlesien liegen an einigen Stellen über 30, bei Aachen einige 40, in Westfalen bis zu 70, in Lancashire (England) selbst 120 Flöze übereinander. Im allgemeinen steht die Mächtigkeit der Einzelflöze im umgekehrten Verhältnisse zur Zahl derselben. Die horizontale Ausdehnung der Flöze bewegt sich ebenfalls zwischen sehr weiten Grenzen; sie steigt bei einigen westfälischen Flözen auf acht bis zehn Quadratmeilen, im Kohlenfelde von Newcastle und Durham (Nordengland) auf 30 und am Ohio (Nordamerika) auf 690 Quadratmeilen.

Der Hauptfundort von Anthrazit ist Pennsylvanien und Rhode-Island (Vereinigte Staaten von Nordamerika); er kommt jedoch auch in beträchtlichen Mengen in dem westlichen Teile der Südwales-Kohlenfelder in der Nähe von Swansea, in Schottland, in Frankreich, im Süden von Rußland und bei uns im Regierungsbezirk Osnabrück, in Westfalen, bei Landshut in Schlesien und bei Schönfeld in Sachsen vor.

Die Glanzkohle (Pechkohle) wird am meisten durch die englische Cardiff- oder Wales-Kohle vertreten; sie kommt von den ungeheuer großen Kohlenfeldern von Südwales, wird aber auch in Belgien viel gefunden und unter dem Namen „Demigras“ (auf deutsch: Halbfett) in den Handel gebracht. Die in Transvaal gefundene Kohle ist dieser ähnlich, enthält jedoch einen größeren Prozentsatz Abfall. Die Cannelkohle ist hauptsächlich in den Mittelländern von England zu finden, sie wird viel zur Leuchtgasfabrikation verwendet.

Die größten Mengen Kohle sind Mattkohle; ihre Fundorte sind über die ganze Erde verbreitet. Die größten bekannten Lager sind in Deutschland in dem Ruhrgebiete, in Westfalen und in Schlesien, im Norden Frankreichs, in Österreich, Rußland, Schottland und den benachbarten Gegenden Englands, in den Vereinigten Staaten von Nordamerika, China, Japan, Indien, Australien, Neu-Seeland und Kanada.

5. Preßkohlen, Preßsteine Kohlenziegel oder Briketts bestehen aus ziegelförmigen, festen Formstücken, die aus Kohlenklein oder Feinkohle durch Pressung hergestellt werden. Die Fabrikation ist für Steinkohlen- und Braunkohlenbriketts verschieden, insofern ersteres Material eines Bindemittels bedarf, während das letztere die zur Bindung nötigen Stoffe in Gestalt von harz- und paraffinartigen Körpern selbst enthält. Durch starkes Pressen werden die Materialien entweder in Eier- oder in Ziegelform gebracht, deren Gewicht zwischen 50 g und 5 kg schwankt; die Ziegelbriketts werden gewöhnlich größer, die Eierbriketts kleiner hergestellt. Der Heizwert der Briketts kommt ebenso wie der Preis dem der Stückkohle fast gleich.

Als Vorzüge der Preßkohlen gegenüber den Stückkohlen lassen sich anführen:

a) Die Ziegelform gestattet eine vollkommene Raumausnutzung, wenn die Ziegel gebaut werden.

b) Bei richtiger Wahl des Bindemittels bleiben sie beim Lagern unverändert, weil die beim Pressen entstandene harte Oberfläche ein Verwittern wesentlich verhindert.

c) Durch das Mahlen und Mischen des Kohlenkleins erhalten die Steine untereinander eine völlig gleichförmige Beschaffenheit.

d) Durch richtiges Mischen von fetten und mageren Kohlenarten ist man in der Lage, ein Brennmaterial von jeder gewünschten Eigenschaft herzustellen.

Diesen großen Vorzügen stehen aber auch schwerwiegende Nachteile gegenüber, die eine allgemeine Einführung von Briketts als Brennmaterial für alle Dampfkesselbetriebe vor der Hand ausschließen.

α) Das Arbeiten mit Preßkohlen wirbelt einen lästigen Staub auf, der sehr schmerzhaft Entzündungen der Nasenschleimhäute, Augen, inneren Teile der Ohren usw. verursacht.

β) Das vielfach übliche Besprengen der Preßkohlen zur Verhütung des Staubes bewirkt aber, daß die Kohlen noch feucht zum Verfeuern kommen, was ein langsames Anbrennen und einen beträchtlichen Wärmeverlust durch Verdampfen der Feuchtigkeit verursacht. Außerdem wird durch die Feuchtigkeit in dem Brennmaterial die Bildung von sog. Schwalbennestern begünstigt, deren Nachteile in der Verminderung der Verdampfungsfähigkeit des Kessels, in der Entstehung von Stichflammen und in der übermäßigen Erhitzung einzelner Kesselteile zu suchen sind.

In Frankreich und auch in Deutschland werden seitens der Eisenbahnverwaltungen Briquets, die aus einem Gemisch von Pech- und Staubkohle (Steinkohle oder Anthrazit) bestehen, sehr viel verwendet. Dann bedienen sich auch einige Dampfschiffsreedereien ständig und mit Vorteil dieses Heizmaterials, während die Kaiserlich Deutsche Marine von einer Verwendung der Preßkohlen als Befeuerungsmaterial, speziell für Lokomotivkessel, d. h. für Kessel mit engen Feuerröhren, abgekommen ist.

Die Bindemittel bestehen entweder aus organischen Substanzen, die mit der Kohle verbrennen, oder aus anorganischen Substanzen, die nach dem Verbrennungsprozeß den Aschengehalt vermehren.

Zur ersten Gruppe gehören:

Steinkohlenteer, Steinkohlenpech, Asphalt, Petroleumrückstände (aus den Petroleumraffinerien), Kartoffelstärkekleister (Abfälle aus den Kartoffelspiritusbrennereien), Getreidemehlkleister (Abfälle aus den Kornbranntweinbrennereien), Eiweiß (Abfälle aus dem Tierblut großer Schlachthöfe), Melasse (aus den Zuckerfabriken) usw., von welchen Mitteln die letzteren vier jedoch keine ständige Verwendung finden.

Zu den anorganischen Bindemitteln gehören Ton, Magnesiazement, Alaun mit Kalk, ferner Substanzen, die den Preßkohlen neben dem Hartpech als Sauerstoffträger beigemischt werden und die eine rauchschwache Verbrennung befördern, worauf namentlich die Kriegsmarinen großen Wert legen müssen; als solche Mittel sind zu nennen: Salpeter, chlorsaures Kali und Braunstein.

6. Koks, fast reiner Kohlenstoff, gewonnen als Rückstand bei der Destillation der Steinkohlen, besitzt bei geringerem Gewichte (also bei billigerer Verfrachtung) einen höheren Heizwert als die Steinkohle. Gegenüber der Kohle hat der Koks aber den Nachteil, daß er nur bei reichlichem Luftzutritt zum Entfalten seiner ganzen Heizkraft gebracht werden kann; er erfordert einen bedeutend stärkeren Zug als Kohle, ist allerdings das rauchschwächste Feuerungsmaterial, das existiert; bei natürlichem Zuge von 13 mm Wassersäule können 60 kg Koks pro Quadratmeter Rostfläche und Stunde bequem verbrannt werden. In vielen Fällen ist das Brennen von Koks zur Verminderung der Rauchplage behördlicherseits vorgeschrieben, so z. B. für Flußdampfer, für Dampfkraftanlagen in der Nähe feuergefährlicher Güter, wie Baumwollschuppen, Petroleumtanks usw.

Man unterscheidet zwischen:

- a) Gaskoks, dem Nebenprodukt der Leuchtgasfabrikation,
- b) Zechen- oder Hüttenkoks, dem Hauptprodukt der Kokerei.

Der letztere ist dem Gaskoks bedeutend an Heizkraft überlegen, weshalb er auch im Preise wesentlich höher steht. Die Entzündungstemperatur liegt bei 700° C, d. h. Koks läßt sich nur unter Rotglut entzünden, er verbrennt mit kurzer blauer Flamme, wobei er bis 7800 W.-E. abgibt.

Anforderungen an gute Brennmaterialien.

Die Beantwortung dieser Frage ist an folgende sieben Hauptpunkte geknüpft:

1. Große Heizkraft,
2. großes spezifisches Gewicht,
3. große Festigkeit,
4. wenig Rückstände,
5. wenig Rauch,
6. leichte Entzündlichkeit und
7. leichtes, schwaches Backen.

1. Große Heizkraft: Diese Bedingung hat ein Brennstoff zu erfüllen, um mit einer gegebenen Menge möglichst viel Dampf erzeugen zu können. Wir beurteilen daher einen Brennstoff nach der Gewichtsmenge Wasser in Kilogramm, die durch Verbrennung von 1 kg Brennstoff verdampft werden kann, oder mit anderen Worten: Zur Beurteilung der Leistung einer Kesselanlage ist das Verhältnis des Brennstoffgewichtes zum Gewicht der bei der Verbrennung erzeugten Dampfmenge maßgebend.

Für das Verhältnis des Dampfgewichtes zum Brennstoffgewicht haben sich in der Praxis folgende Zahlen ergeben:

Tabelle Nr. XIV.

Verdampfungsfähigkeit verschiedener Brennstoffe.

Petroleumrückstände . .	12,0—13,0	Torf	1,5—3,0
Steinkohle	5,0—10,0	Holz	2,5—3,5
Koks	4,5— 8,0	Stroh	1,5—2,0
Braunkohle	2,0— 4,5	Lohe	1,0—1,1

In dieser Tabelle gelten die kleineren Zahlen für geringwertige Sorten der betreffenden Brennmaterialien oder für mangelhafte Wartung der Dampfkesselanlage. Die Zahlenwerte sind ermittelt worden unter der Voraussetzung, daß für die Verdampfung von 1 kg Wasser eine Wärmemenge von rund 600 W.-E. erforderlich sei.

Der Kohlenstoff bedingt die Verdampfungsfähigkeit der Kohle: je nach dem Kohlenstoffgehalt kann 1 kg Steinkohle zwischen 7 und 9 kg Wasser von 0° in Dampf von 100° C verwandeln.

Im Mittel: achtfache Verdampfung.

2. Großes Gewicht soll der Brennstoff aufweisen, damit auf einem gegebenen Platz recht viel Material untergebracht werden kann.

Tabelle Nr. XV.

Spezifische Gewichte verschiedener Brennstoffe.

Anthrazit	1,4 —1,7	Holzkohle	0,4
Braunkohle.	1,2 —1,5	Koks im Stück	1,4
Glanzkohle.	1,2 —1,5	Preßkohle (Briketts) . .	1,25
Grobkohle	1,2 —1,5	Steinkohlen:	
Holzarten (lufttrocken):		Backkohle	1,1—1,25
Birke	0,51—0,77	Sinterkohle	1,3
Eiche	0,69—1,03	Sandkohle	1,35
Fichte (Rottanne). . . .	0,35—0,60	Torf, Erd-	0,64
Kiefer (Föhre)	0,31—0,76	„ Pech-	0,84
Weißtanne	0,37—0,75		

Tabelle Nr. XVI.

Gewichte und Raumbedarf geschichteter Brennstoffe.

Material	1 cbm wiegt	Eine Ladung von 10 000 kg (= 200 Ctr.) enthält
	kg	cbm
Braunkohlen, lufttrocken und in Stücken .	650—780	12,8—15,4
Buchenholz in Scheiten	400	25,0
Eichenholz in „	420	23,8
Fichtenholz in „	320	31,3
Holzkohlen von weichem Holz.	150	66,7
„ „ hartem Holz	220	45,5
Kohlen, Zwickauer	770—800	12,5—13,0
„ oberschlesische	760—800	12,5—13,2
„ niederschlesische	820—870	11,5—12,2
„ Saar-	720—800	12,5—13,9
„ Ruhr-	800—860	11,6—12,5
Koks, Gas-	360—470	21,3—27,8
„ Zechen-	380—530	18,9—26,3
Nadelholz in Scheiten	330	30,3
Torf, lufttrocken	325—410	24,4—30,8
„ feucht	550—650	15,4—18,2
Weißtannenholz in Scheiten	340	29,4
Preßkohlen	1000—1100	9,0—10,0

Zur Berechnung der Steinkohlenmengen nach dem englischen Maßsystem dienen folgende Angaben:

1000 kg = 1 Tonne Steinkohlen gebrauchen rund 44 engl. Cubikfuß Bunkerraum;

100 englische Cubikfuß Steinkohlen wiegen rund 2270 kg;

1 cbm Schiffsladeraum faßt etwa 896 kg Steinkohlen.

3. Große Festigkeit ist bei Steinkohlen, Preßkohlen usw. erwünscht, da beim Verladen, Versand und vor die Feuer bringen sonst sehr viel wertloser Grus entsteht, der beim Aufwerfen unverbrannt durch die Roste fällt.

4. Wenig Rückstände verlangt man von einem guten Brennmaterial, weil dieselben keinen Heizwert besitzen, unnötige Transportkosten verursachen und die Arbeit des Heizers wesentlich erschweren.

Tabelle Nr. XVII.

Aschengehalt verschiedener Brennstoffe.

Holz	1 Proz.	Braunkohle	8—10 Proz.
Holzkohle	2—3 „	Steinkohle	3—12 „
Torf	5—12 „	Koks	5—8 „

5. Leichte Entzündlichkeit und schnelles Verbrennen ist unter gewissen Umständen sehr wünschenswert. Die Brennstoffe für Dampffeuerspritzen, Kanalisations- und Pumpenstationen, Kriegs- und Handelsschiffe, ferner für Lokomotiven von Sanitäts- und Hilfszügen sollen diesem Wunsche in erster Linie gerecht werden. Im allgemeinen verbrennen leichte Kohlensorten schneller als schwere, Stückkohlen bzw. Preßkohlen entzündeten sich schneller als Grus.

6. Das schwache Backen der Kohle soll ein teilweises Bloßlegen der Rostfläche infolge des Schornsteinzuges hintanhaltend, da offene Stellen im Kohlenbelag das lästige und für die Lebensdauer des Kessels äußerst schädliche Kesselbrummen verursachen können, ganz abgesehen davon, daß der Eintritt kalter Luft den Verbrennungsprozeß beeinträchtigt.

Äußere Kennzeichen der Steinkohlen.

Eine auch nur annähernde Beurteilung der Güte der Steinkohlen nach dem Aussehen derselben ist äußerst schwierig, da hierzu große Erfahrung und Übung gehört. Der Wert eines Brennstoffs läßt sich daher nur auf Grund einer chemischen Analyse, einer praktischen Verbrennungsprobe oder einer kalorimetrischen Messung genau feststellen¹⁾. Einen ungefähren Anhalt für die Güte der Kohlen geben folgende Grundsätze:

Die Kohlen dürfen nicht verwittert, naß, grus- oder schwefelkieshaltig sein, welcher letztgenannte Bestandteil sich durch gelbe Blättchen oder Schüppchen leicht feststellen läßt. Außerdem müssen die Kohlen schwarzglänzend aussehen, beim Zerdrücken oder Zerreiben

¹⁾ F. Fischer, Technologie der Brennstoffe, Braunschweig 1897.

einen glänzenden Staub aufweisen, da braunes und graues Aussehen, schieferiger Bruch und erdiger Staub als Anhaltspunkte für minderwertige Kohlen gelten können.

Das Lagern und die Selbstentzündung der Steinkohlen.

Das Lagern von großen Steinkohlevorräten in der Nähe der Verbrauchsstätten kann leicht eine große Gefahrenquelle für die Umgebung bilden, wenn nicht seitens der Betriebsleitung in geeigneter Weise Vorkehrungen getroffen werden, die die Möglichkeit einer Selbstentzündung auf ein Mindestmaß beschränken.

Frisch geförderte Steinkohlen enthalten häufig erhebliche Mengen von sog. Grubengas (CH_4) eingeschlossen, welches mehr oder minder schnell beim Lagern an der Luft entweicht. Man macht besonders bei weichen Sorten die Beobachtung, daß dieselben durch Flächenanziehung reichlich Luft bzw. atmosphärischen Sauerstoff absorbieren (aufnehmen) und dabei eine äußerst langsame Oxydation erleiden, wodurch fette Kohlen in magere übergehen können und aus diesem Grunde eine geringe Abnahme ihres Heizwertes aufweisen.

Beim Lagern im Freien verwittern derartige Kohlen und zeigen namentlich bei größerem Schwefelkiesgehalt, der an den bekannten gelben Adern erkennbar ist, die Neigung zum Zerfall in kleinere Stücke. Diese neu entstandenen Bruchflächen begünstigen den eben erwähnten Oxydationsprozeß ganz wesentlich und die mit diesem verbundene Wärmeentwicklung kann sich derart steigern, daß die Temperaturerhöhung die Kohlen zur Selbstentzündung bringt.

Die bisher bekannt gewordenen Fälle von Steinkohlenbränden lassen die Annahme gerechtfertigt erscheinen, daß eine Selbstentzündung nur bei weichen, bituminösen (gas- und teerhaltigen) Sorten zu befürchten ist, während die harte, gasarme Anthrazitkohle zu diesen Besorgnissen keine Veranlassung gibt.

Die Gründe der Selbstentzündung sind in folgenden Umständen zu suchen:

1. In der Verdichtung und Absorbierung von Sauerstoff aus der Atmosphäre.
2. In der Einwirkung von Nässe auf Schwefel, der in Form von Schwefelkies in der Kohle auftritt.

Was den ersten Grund anbetrifft, so ist dieses ein Vorgang, der ohne weiteres die Temperatur steigert; diese Temperaturerhöhung ist wiederum einer chemischen Verbindung der flüchtigen, in der Kohle enthaltenen Gase und kleiner Kohlenteilchen mit dem verdichteten Sauerstoff förderlich. Durch diesen, sich immer mehr von selbst steigenden Prozeß kann unter Umständen, welche diese Entwicklung begünstigen, die Kohle zur Selbstentzündung gebracht werden.

Als solche nach dieser Richtung hin tätige Faktoren sind zu betrachten:

- a) Eine ziemlich hohe Temperatur der Umgebung,
- b) das Vorhandensein zahlreicher frischer Bruchflächen, die besonders heftig Sauerstoff absorbieren,
- c) eine genügende Luftzufuhr, die aber keineswegs in Form eines starken Luftstromes hinzutretend gedacht werden darf, da dieser eine allgemeine Temperaturerniedrigung im Kohlenhaufen hervorruft,
- d) und schließlich viel Kohlenstaub und Kohlengrus.

Der zweite Grund für die Selbstentzündung der Kohle, nämlich die Einwirkung von Nässe auf Schwefel, bedingt an und für sich nur eine sehr geringe Temperatursteigerung, vielmehr besteht die Schädlichkeit der Einwirkung darin, daß die Kohle brüchig wird und sich neue Flächen bilden, die ihrerseits wieder heftig Sauerstoff absorbieren, wozu nun schließlich noch die hohe Temperatur der Umgebung das ihrige beiträgt. Am meisten sind natürlich die Laderäume der Dampfer, sowie der Segelschiffe, die sich in der Kohlenfahrt befinden, einer Feuersgefahr durch Selbstentzündung ausgesetzt. Die jetzt übliche hohe Dampfspannung von 15 und mehr Atmosphären (entsprechend einer Dampftemperatur von 200°C) und die manchmal geringe Luftzirkulation erzeugen in den Kesselräumen der Dampfschiffe eine Temperatur, die das Auftreten der Selbstentzündung in den anstoßenden Kohlenräumen begünstigen muß. Sind diese Fälle auch nicht gerade allzu häufig, so ist es doch wünschenswert, daß dieselben, und zwar ohne großen Kostenaufwand, ganz vermieden werden. Die Vorratsräume (Bunker) aus der Nähe der Kessel zu bringen, wäre unzweckmäßig und sogar sozusagen ausgeschlossen, denn ein großes Kohlenfassungsvermögen ist eine der Hauptbedingungen eines modernen Kriegs- und Handelsschiffes und dann muß darauf Bedacht genommen werden, den Kohlenziehern ein tunlichst leichtes Trimmen (Herbeischaffen der Kohlen) zu ermöglichen und nicht noch auf diese Weise den Leuten den Dienst zu erschweren. Ebensowenig ist aber auch eine Vermeidung der Temperaturerhöhung in den Kesselräumen denkbar.

Die Frage, welche Maßregeln sind seitens der Betriebsleitung zu treffen, um die Gefahren der Selbstentzündung der Steinkohlen auf ein Mindestmaß zu bringen, läßt sich kurz, wie folgt, beantworten:

1. Steinkohlen, namentlich in nassem und frisch gefördertem Zustande, können dadurch feuergefährlich werden, daß sie sich bis zur Entzündungstemperatur (etwa bei 325°C) in den geschlossenen Vorratsräumen (Bunkern) erwärmen und explosionsfähige Gase bilden. Es ist daher das Übernehmen nasser Kohlen, ebenso wie das Eindringen von Wasser in die Bunker möglichst zu vermeiden, weshalb auf einen dichten Verschluß der Luken- und Bunkerdeckel sowohl bei schlechtem Wetter, als auch beim Deckwaschen zu achten ist.

2. Ein hoher Grus- oder Schwefelkiesgehalt steigert die Gefahr der Selbstentzündung, weshalb der in den Kohlenprämen und auf

Deck nach Beendigung der Kohlenübernahme zusammengelegte Grus nicht in die Bunker geworfen werden darf, sondern, in Säcken direkt in den Heizraum gebracht, sofort zum Verfeuern gelangen sollte.

3. Für eine wirksame und möglichst häufige Oberflächenventilation der Laderäume ist Sorge zu tragen, um das Ansammeln entzündlicher Gase zu verhindern und die vorhandene Feuchtigkeit zu entfernen. Auf keinen Fall aber darf die Luft in das Innere des Kohlenhaufens dringen, weil dadurch einer Selbstentzündung Vorschub geleistet würde, weshalb auch die Ventilationsröhren in den Masten bei Steinkohlenladungen vor dem Einnehmen der Kohlen nach Vorschrift der Seerberufsgenossenschaft sorgfältig zu verschließen sind. Eine gewissenhafte Schiffsleitung wird sich von der jeweiligen Temperatur in den Räumen durch regelmäßiges Messen Aufklärung verschaffen.

4. Eine besondere Vorsicht ist bei dem Hantieren mit offenem Lichte geboten. Die Lade- und Bunkerräume, sowie die sonstigen Gellasse, in denen sich brennbare Gase ansammeln können, dürfen nur mit sog. Sicherheitslampen (System Davy) betreten werden, die auch seit Jahrzehnten im Bergbau Verwendung finden.

Die Davysche Sicherheitslampe (1810) besteht (Fig. 3) aus einem Ölbehälter mit Docht; ein dicht aufgeschraubter Zylinder (teils aus Glas und teils aus Messingdrahtgaze) und ein kleiner Kupferhut umgeben die Flamme. Ein Gestell aus Messingstangen steht mit dem Haken in Verbindung, welcher zum Tragen der Lampe dient. Vor dem Gebrauch ist die Lampe zu untersuchen, ob sie unbeschädigt, gehörig verschlossen und ob der Drahtzylinder rein, namentlich frei von Öl ist. Letzterer Umstand ist sehr wichtig, weil der Drahtzylinder sich keinesfalls erhitzen darf, da sonst die Lampe keine Sicherheit gegen Entzündung explosibler Gase bietet. Die Lampe ist stets aufrecht zu halten, zu tragen und zu hängen, damit eine Erhitzung der Drahtgaze ausgeschlossen ist. Das Auslöschten, das „Klein-“ und „Groß“-stellen der Lampe geschieht durch Schrauben wie bei den bekannten Petroleumlampen im Haushalt oder durch Herab- und Heraufziehen des Dochtes mittels eines durch den Boden der Lampe reichenden Drahtes, welcher mit seinem oberen Ende in den Docht gehakt wird.

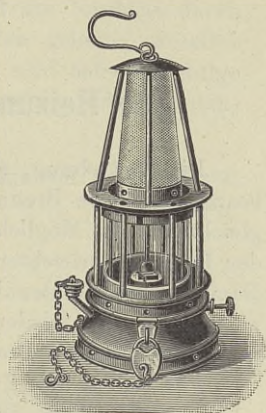


Fig. 3. Davysche Sicherheitslampe.

5. Schließlich ist eine zu starke Erwärmung der in der Nähe der Kessel und Rauchfänge liegenden Bunkerwandungen durch zweckmäßige Isolierung mit Asbestmatratzen zu verhindern.

Sobald irgend welche Anzeichen eine Selbstentzündung der Kohlen vermuten lassen, sind die Türen des betreffenden Kohlenbunkers in den Heizräumen zu schließen und nicht eher Leute in denselben zu schicken, bis nach erfolgter wirksamer Oberflächenventilation die Flamme einer eingehängten Davyschen Sicherheitslampe keinen bläulichen Lichtkegel mehr zeigt.

Hat trotz aller Vorsicht eine Selbstentzündung der Steinkohlen im Bunker stattgefunden, so leitet man häufig Dampf in den Bunker, da dieser die Verbrennung nicht unterhält. Der Dampf soll nämlich die im Bunker befindliche Luft verdrängen und er tut dieses erwiesenermaßen am vollständigsten, wenn er möglichst in den unteren Teil des Bunkers eingelassen wird. Die Vereinigten Staaten von Nordamerika schreiben daher für Dampfschiffe den Einbau von Dampfleitungen vor, die ein Beschicken der betreffenden Räume mit Dampf ermöglichen. In jüngster Zeit hat das Ersticken des Feuers mit Kohlensäure mittels des Feuerlöschapparates, System Gronwald-Berlin, sowie ein Feuerlöschen mit Schwefligsäuredämpfen nach dem Patent von Clayton-Paris (Lizenzinhaberin: Norddeutsche Armaturenfabrik-Bremen) große Erfolge erzielt.

Für große Kohlenvorräte am Lande empfiehlt sich der Einbau besonderer Temperaturrohre, damit das Personal täglich und systematisch eine Beobachtung der Innentemperatur des Kohlenhaufens an möglichst vielen Stellen vornehmen kann.

Fünfter Abschnitt.

Die Heizung mit flüssigen Brennstoffen.

Die Bestrebung, ein möglichst leistungsfähiges und wenig Raum beanspruchendes Brennmaterial für Dampfschiffe zu schaffen, welches gleichzeitig die Möglichkeit bietet, dem Heizerpersonal den anstrengenden Dienst zu erleichtern, die Dampfentwicklung auf unseren modernen Dampfern zu beschleunigen, sowie eine möglichst rauchfreie Verbrennung zu erzielen, hat wiederholte, über ein Jahrzehnt zurückreichende Versuche mit flüssigen Brennstoffen auf Dampfern hervorgerufen.

Für industrielle Zwecke kommen als flüssige Brennstoffe in Frage:

1. Petroleum und dessen Destillationsprodukte,
2. Teer und dessen Destillationsprodukte.

Das Petroleum [auch Erd-, Berg-, Stein- oder Mineralöl, Naphtha¹⁾ oder Canadol genannt] ist in manchen Ländern bereits im grauen Altertum bekannt gewesen. Die eigentliche Petroleumindustrie begann aber erst mit der Auffindung der reichen Petroleumquellen in Pennsylvanien im Anfange der sechziger Jahre des vorigen Jahrhunderts und seitdem es gelang, das aus dem Rohstoff gewonnene Haupterzeugnis, das Leuchtöl, zu Beleuchtungszwecken zu benutzen, wodurch Petroleum ein Handelsartikel ersten Ranges wurde. Für die Produktion des

¹⁾ Naphtha, vom persischen Verbum nafata = ausschwitzen.

Petroleums kommen hauptsächlich die Vereinigten Staaten von Nordamerika (hier in erster Linie Pennsylvanien und Neuyork) und Rußland (Baku) in Betracht. Von dem Gesamtverbrauch der Erde entfielen 1901 auf amerikanisches Petroleum 42,4 Proz., auf russisches 50,8 Proz., während nur 6,8 Proz. von den übrigen Ländern produziert wurde. Die Petroleumgewinnung der Erde wird nach dem Geological Survey of the United States für 1901 zu 21 692 677 Tonnen berechnet.

Die Naphtha oder das Erdöl ist ein chemisches Gemisch verschiedener Kohlenwasserstoffe, dessen spezifisches Gewicht zwischen 0,79 und 0,98 liegt und das, je nach dem Gehalt an leichtflüchtigen Stoffen, einen Siedepunkt von etwa 70 bis 105° C besitzt. Seine Konsistenz ist entweder dünnflüssig, wie das Petroleum von Pennsylvanien, oder butterartiger Natur, wie der indische Rangunteer.

Wenn auch die Naphtha an vielen Stellen von selbst an der Erdoberfläche zum Vorschein kommt oder in geringen Tiefen zu finden ist, so liegen doch die Hauptquellen mehr oder weniger tief unter der Erdoberfläche, zu welchen man erst durch Tiefbohrungen von stellenweise 600 m gelangt. Die Ausbeute solcher Bohrlöcher ist sehr verschieden; manche Naphthaquellen liefern täglich mehrere tausend Tonnen und während ihrer kürzeren oder längeren Lebensdauer zuweilen mehrere Millionen Tonnen Öl. Von den Bohrlöchern wird die Naphtha durch eiserne Rohrleitungen nach den Petroleumraffinerien geleitet, woselbst durch Destillation die Zerlegung in leichtflüchtige und schwerflüchtige Bestandteile vor sich geht. Die Destillationsprodukte des Rohpetroleums sind:

Petroleumäther oder Keroselen mit einem Siedepunkte von	40 bis	70° C
Gasolin oder Canadol	70	80° "
Petroleumbenzin		
oder Petroleumnaphtha	80	100° "
Ligroin	100	120° "
Putzöl	120	150° "
Brennölpetroleum od. Leuchtöl	150	300° "

und schließlich der Petroleumrückstand, welcher bis 300° C nicht überdestilliert ist und etwa 50 Proz. des Gesamtrohpetroleums ausmacht. Dieser Petroleumrückstand, Masut, Pokura oder auch Astatki genannt, bildet eine dicke, zähflüssige, dunkelbraune bis schwarze Flüssigkeit von etwa 88 Proz. Kohlenstoff und 12 Proz. Wasserstoff; er entzündet sich nur schwer und verbrennt unter gewöhnlichen Umständen mit stark qualmender Flamme (Heizwert 9000 bis 11000 W.-E.). Da man die anfänglich sehr billigen Rückstände bei über 300° C in weitere Stoffe, wie Maschinenöl, Vaseline, Paraffin usw., vorteilhaft verarbeiten lernte, ist der Preis des Masut sehr im Steigen begriffen. Im Jahre 1893 kostete die Tonne (= 1000 kg) in Baku 2,60 *M*, 1898 bereits dasselbe Quantum 12 *M*, 1899 schon 22,40 *M*, 1903 sogar 25,50 *M*

Durch Transport nach deutschen Häfen steigert sich der Preis etwa auf das Dreifache, so daß in Bremen bzw. Hamburg die Tonne auf 60 bis 70 *M* kommt.

Was die Entstehung des Petroleums betrifft, so ist man mehr geneigt, es für ein natürliches Destillationsprodukt aus animalischen Resten (vorweltlicher tranreicher Seetiere) zu halten, als seinen Ursprung aus vegetabilischen Resten herzuleiten, besonders seitdem eine synthetische Petroleumdarstellung dem Prof. Engler in Karlsruhe (Baden) gelungen ist, indem er durch einen Laboratoriumsversuch aus tierischen Fetten und Fischtran unter hohem Drucke und bei hoher Temperatur einen der Naphtha ähnlichen Stoff herstellte.

Die bei der Destillation des Rohpetroleums verbleibenden Rückstände (russisch Masut = Schmiere) bilden, wenn sie nicht auf Schmieröl und Vaseline weiter verarbeitet werden, einen selbständigen Handelsartikel, indem diese Rückstände als Heizmaterial für die Kessel von Dampfschiffen, Lokomotiven und Fabriken dienen; die Heizöle werden dem Feuerraume mittels eines Zerstäubers (Forsunka, 1869 von Lenz erfunden) zugeführt und geben bei rauchfreier Verbrennung einen Heizwert, der den einer guten Steinkohle um 20 bis 25 Proz. übertrifft.

Das in Rußland schon lange in großem Umfange an Land und auf Schiffen verwendete Masut ist seit 1892 in unserer Kriegs- und seit kurzem auch in der Handelsmarine versuchsweise eingeführt worden.

Das zweite Produkt, das als flüssiger Brennstoff in Frage kommt, ist der Teer und seine Destillationsprodukte.

Der Teer stellt eine schwärzlich braune, dickflüssige, teils aus öligen, teils aus harzigen und festen Anteilen bestehende Masse von charakteristischem und je nach der Abstammung spezifischem (eigentümlichem) Geruche dar (spez. Gew. im Mittel = 1,0).

Teer entsteht bei der trockenen Destillation von rohen Brennstoffen; nach seinem Ursprunge unterscheidet man demnach:

1. Steinkohlenteer,
2. Braunkohlenteer,
3. Schiefereteer,
4. Torfteer,
5. Holzteer.

Der Steinkohlenteer (oder kurz Kohlenteer genannt) bildet sich als Nebenprodukt bei der Leuchtgasfabrikation in verhältnismäßig reichlicher Menge. Die schwarze Flüssigkeit (spez. Gew. 1,1 bis 1,3) besteht aus einem Gemenge von flüssigen Kohlenwasserstoffen (Benzol, Toluol, Cumol, Cymol), festen Kohlenwasserstoffen (Naphthalin, Anthracen), Karbolsäure, kleinen Mengen organischer Basen (wie Anilin, Pyridin und Chinolinbasen) und Asphalt bildenden Bestandteilen; auch finden sich im Kohlenteer noch flüssige Kohlenwasserstoffe von nicht genau bekannter Zusammensetzung, die man mit dem Sammelnamen

Naphtha zusammenfaßt. Im allgemeinen läßt sich die prozentuale Zusammensetzung des Steinkohlenteers in folgender Weise ausdrücken:

Benzol	1,5 Proz.
Naphtha	35,0 „
Naphthalinöl	22,0 „
Anthracen	1,0 „
Phenol	9,0 „
Pech	31,5 „
	100,0 Proz.

Da der Teer zur Darstellung der sog. Teer- oder Anilinfarben dient, ferner im Rohzustande zu konservierenden Anstrichen für Holz, Metall und Stein, sowie zur Bereitung von Teerpappen Verwendung findet, steht er auch verhältnismäßig hoch im Preise (1000 kg Steinkohlenteer 50 bis 56 *M*; 1000 kg Asphaltteer etwa 90 *M*), was die Verwendung seiner Destillationsprodukte als Brennstoff für Dampfkessel wesentlich erschwert.

Der Braunkohlenteer, wie er z. B. in den Teerschwelereien der Provinz Sachsen gewonnen wird, ist das Hauptmaterial zur Darstellung des Paraffins und des Mineralöls. Bei diesem, sowie den übrigen Teeren verhindert aber ebenfalls der hohe Preis eine ausgedehntere Verwendung als Heizmaterial der Dampfkessel.

In der Einleitung dieses Abschnittes wiesen wir auf einige besonders in die Augen fallende Vorteile bei der Verwendung von flüssigen Brennstoffen hin, die wir in nachstehendem ergänzend zusammenfassen und den bestehenden Mängeln der Ölfeuerung gegenüberstellen wollen.

Vorteile der Ölfeuerung.

1. Bequeme Übernahme an Bord durch Tankprähme, ähnlich der Frischwasserübernahme (ev. auf Reede, offener See oder bei geringer Fahrt, Fortfall etwaiger Hafen- und Lotsengebühren).
2. Völlige Sauberhaltung des Schiffes beim Übernehmen.
3. Stets leichte Kontrolle über richtiges Maß der Brennstofflieferung.
4. Geringeres Gewicht und geringere Raumbeanspruchung des Brennstoffs.
5. Keine Beaufsichtigung beim Übernehmen.
6. Verminderung des Heizerpersonals, Fortfall der Kohlenzieher.
7. Leichter Dienst der Heizer (kein Abschlacken und Feuerreinigen).
8. Forcieren möglich, ohne Menschenkräfte zu überanstrengen.
9. Bei sorgfältiger Bedienung rauchfreie Verbrennung und längere Lebensdauer der Kessel.
10. Infolge des höheren Heizeffektes des Öles Vergrößerung des Aktionsradius eines Schiffes.

Als Nachteile sind zu bezeichnen:

1. Zu hoher Preis.
2. Schwierige Ergänzung, da der Brennstoff nicht in jedem Hafen in genügender Menge vorrätig ist.
3. Bau besonderer öldichter Behälter, die in unseren Gegenden durch Dampfschlangen heizbar einzurichten sind, da der Brennstoff oft bei etwa $+5^{\circ}\text{C}$ sehr zähflüssig bis schmalzig wird, was ein Überpumpen aus Tank nach Schiff unmöglich macht.
4. Geringe Leckagen bedeuten starke Brennstoffverluste, da ein Dichten, besonders außenbords, ohne Docken des Schiffes fast unmöglich ist.
5. Fortfall des Kohlenschutzes, was besonders für Kriegsschiffe von Wichtigkeit ist.
6. Größere Feuergefährlichkeit.

Der letztgenannte Nachteil fällt aber nicht wesentlich ins Gewicht, wenn das Maschinenpersonal nachstehende Vorsichtsmaßregeln beachtet:

Anleitung für die Behandlung von Heizöl an Bord.

Nach den bisherigen Erfahrungen, beruhend auf praktischen Versuchen, birgt das Heizöl bei einer Temperatur, welche mehr oder weniger unter dem Entflammungspunkt bleibt, keine Explosions- oder Feuersgefahr in sich.

Unter Entflammungspunkt versteht man denjenigen Temperaturgrad, bei welchem sich die über der Flüssigkeitsoberfläche gebildeten Dämpfe an einer Flamme entzünden. In nachstehender Tabelle sind die Entflammungspunkte einiger besonders wichtiger Heizöle aufgeführt.

Tabelle Nr. XVIII.

Entflammungspunkte verschiedener Heizöle.

Name des Heizöles	Entflammungspunkt mit Abel-Prober ermittelt in $^{\circ}\text{C}$
Kreosotöl	85
Braunkohlenteeröl	95—125
Torfteeröl	96—120
Borneoöl	97
Anthracenöl	110
Masut	160

Für alle Fälle ist es jedoch angezeigt, bei der Behandlung der flüssigen Brennstoffe mit großer Vorsicht zu verfahren. In erster Linie ist darauf zu achten, daß das Öl in den Behältern (Doppelbodenzellen) und Druckkästen nicht zu hoch angewärmt wird.

Die höchst zulässige Erwärmung des Öles darf an keiner Stelle eine Temperatur von 70°C überschreiten.

Beim Öffnen der Ölbehälter und beim Aufnehmen der anschließenden Rohrleitungen ist Feuer und offenes Licht entschieden fern zu halten, um die Entzündung etwa angesammelter Ölgase zu verhüten. Die Beleuchtung darf nur mittels Davyscher Sicherheitslampen (S. 47), elektrischer Kabel- oder Akkumulatorlampen erfolgen.

Da das spezifische Gewicht der Gase größer als das der Luft ist, so werden sich die explosiblen Gase im allgemeinen auf der Oberfläche des Öles ausbreiten.

In der Kälte, auch schon bei etwa $+5^{\circ}\text{C}$, wird das Heizöl mehr oder weniger dickflüssig bzw. konsistent, aus welchem Grunde gleich beim Einbau von Ölbunkern Dampfschlangen nach Erfordernis vorzusehen sind, die das Heizöl stets auf eine überpumpfähige Temperatur zu halten imstande sind.

Die flüssigen Brennstoffe (ebenso wie die Schmieröle) besitzen einen ziemlich hohen Ausdehnungskoeffizienten, was eine recht erhebliche Wärmeausdehnung zur Folge hat; dieselbe beträgt bei einer Erhöhung der Temperatur von 15 auf 90°C etwa 6 bis 7 Proz. Beim Abstellen und Absperren der Rohrleitungen ist demnach zu berücksichtigen, daß die in den Rohrleitungen etwa vorhandenen Ölvorräte sich bei der nachträglichen Erwärmung frei ausdehnen können.

Bezüglich des Dichtungsmaterials für die Flanschenverbindungen ist zu erwähnen, daß die für sonstige Rohrleitungen übliche Gummi- oder Lederpackung von den Heizölen mehr oder weniger schnell zerstört wird, während sich in der Praxis Asbest- oder gewöhnliche, mit Wachs und Firnis getränkte Pappe sehr gut bewährt hat. Beim Einbau von Entwässerungshähnen für die Ölbunker sind sowohl an der tiefsten wie auch an der höchsten Stelle Hähnen vorzusehen, da das spezifische Gewicht teils höher, teils niedriger als Wasser ist.

Die Füllung der Heizölzellen im Doppelboden darf nur bis etwa $\frac{3}{4}$ ihres Inhalts geschehen, damit

1. der oben erwähnten Ausdehnung durch die Wärme Rechnung getragen wird, und
2. bei Havarien des Schiffes durch Grundberührung ein Eindrücken des inneren Schiffsbodens vermieden wird.

Aus dem vorstehend zu 1. angeführten Grunde sind auch die Ölbunker, soweit sie nicht mit besonderen Steigerohren versehen sind, nur so weit zu füllen, daß ein entsprechendes Reservevolumen verbleibt.

Die Feuerungseinrichtungen bei der Ölfeuerung zerfallen in zwei Hauptarten:

1. reine Ölfeuerung,
2. gemischte Ölfeuerung.

Bei der reinen Ölfeuerung kommt der für die Rostfeuerung erforderliche besondere Feuerherd in Wegfall, indem der Verbrennungsapparat direkt in den Flammenraum bzw. Feuerkanal einmündet. Diese Art der Heizung erfordert einen langen Feuerraum, weshalb häufig ein Vorbau von Eisenblech und feuerfesten Steinen erforderlich wird. Die Zerstäubung der Brennstoffe erfolgt zumeist mit Hilfe von gespanntem Wasserdampf, Preßluft oder mittels sog. Zentrifugalzerstäuber, denen der Brennstoff durch eine besondere Dampfmaschine zugeführt wird. Der bei Verwendung von gespanntem Wasserdampf (oder Preßluft) als Injektor konstruierte Verbrennungsapparat (Forsunka) besteht im

Fig. 4 u. 5.

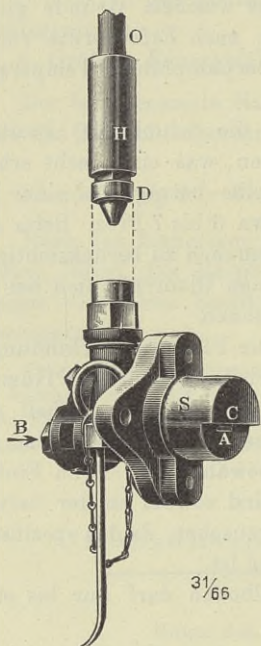


Fig. 6.

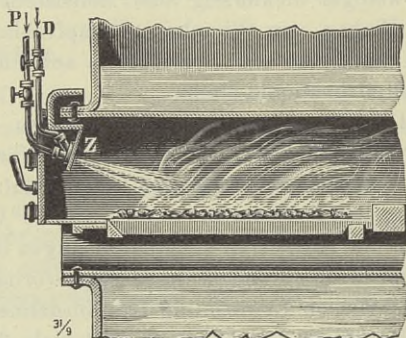
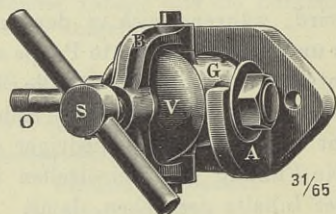


Fig. 7.



Zu Fig. 4 u. 5. Dampfstrahl-Zerstäuber von Gebr. Körting.
S = Stahlmundstück. *A* = Öffnung für den Dampfaustritt. *B* = Dampfeintritt. *C* = Öffnung für den Ölaustritt. *D* = Regulierdüse. *H* = Hülse, die sich während des Betriebes in der punktierten Lage befindet. *O* = Öleintritt.

Zu Fig. 6. Gemischte Feuerung mit Dampfstrahlzerstäuber von Gebr. Körting.

D = Dampfleitung. *P* = Brennmaterialeitung. *Z* = Zerstäuberdüse.

Zu Fig. 7. Zentrifugalzerstäuber von Gebr. Körting.

A = Halter für das Zerstäubergehäuse. *B* = Verschlussbügel. *G* = Zerstäubergehäuse. *O* = Ölzuleitung. *S* = Verschlusschraube. *V* = Verschlussdeckel.

wesentlichen (Fig. 4 bis 6) aus einem hohlen Metallkörper, der an seinem dem Feuerraume zugewandten Ende mit einer Ausströmöffnung (Düse) versehen ist. Nach rückwärts steht dasselbe mit zwei regulierbaren Rohrleitungen für die Zufuhr von Öl bzw. Dampf in Verbindung. Letzterer

reißt bei seiner Ausströmung aus dem Apparat gleichzeitig die die Mündung desselben umgebende Luft nach vorwärts, so daß in Wirklichkeit ein Gemenge von Dampf und Luft, in welchem die Öltröpfchen in Form eines feinen Nebels schwebend sich befinden, in den Feuerraum eingeblasen wird, welches hier, nach erfolgter Entzündung, unter Entwicklung einer intensiven Flamme rauchlos verbrennt.

Bei der Zerstäubung des Heizöles mittels direkten Dampfstrahles (Fig. 6) (wozu der eigene auf 1 bis 2 Atm. reduzierte Kesseldampf verwendet wird) geht nun aber ein gewisser Teil vom Heizwerte des Öles verloren, weil der in den Verbrennungsraum mit eingespritzte Wasserdampf (von etwa 120° C) während der Verbrennung auf höhere Wärmegrade erhitzt werden muß; außerdem geht aber auch dieser Dampf für den Betrieb der Kesselanlage verloren, welcher Verlust sich besonders unangenehm bei Seeschiffskesseln bemerkbar macht, weil er durch mitgenommenes

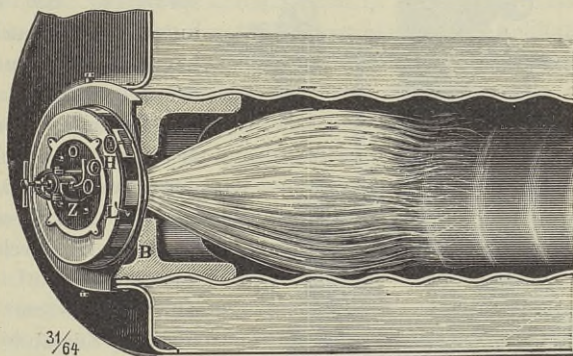


Fig. 8. Schnitt durch einen Schiffskessel mit Zentrifugalzerstäuber.

B = Schamottering. H = Stellvorrichtung für die Luftschieber. L = Zylinderschieber.
Z = Zerstäuber.

Zusatzwasser aus dem Doppelboden oder durch evaporiertes Wasser aus den Speisewassererzeugern¹⁾ ersetzt werden muß, welches beides auf Kosten der nutzbringenden Ladung des Schiffes geschieht. Erfahrungsgemäß beträgt dieser Verlust 100 Gewichtsprocente und mehr von dem zerstäubten Ölgewicht.

Die Preßluftzerstäubung bedingt den Einbau besonderer Luftkomprimierpumpen, wodurch das tote Gewicht des Schiffes erhöht, eine ständige Wartung der Pumpmaschinen und ein stetiger Dampf- und Materialverbrauch erforderlich wird, so daß diese Art der Zerstäubung sehr wenig Anklang findet.

Die aufgeführten Nachteile beider Systeme vermeidet man bei Verwendung von sog. Zentrifugalzerstäubern, die den Brennstoff ohne Zuhilfenahme von Dampf oder Preßluft in fein verteiltem Zu-

¹⁾ Benetsch, Kesselspeisewasser. Verlag von Friedr. Vieweg u. Sohn 1908.

stande der Feuerung zuführen und damit eine ziemlich rauchfreie Verbrennung von höchster Nutzwirkung ergeben. Bei den von Gebr. Körtting-Körttingsdorf bei Hannover ausgeführten Apparaten (Fig. 7 u. 8) geschieht die Zerstäubung des Öles derart, daß sich die Flüssigkeitspartikelchen von der Mündung der Zerstäuber kegelförmig ausbreiten

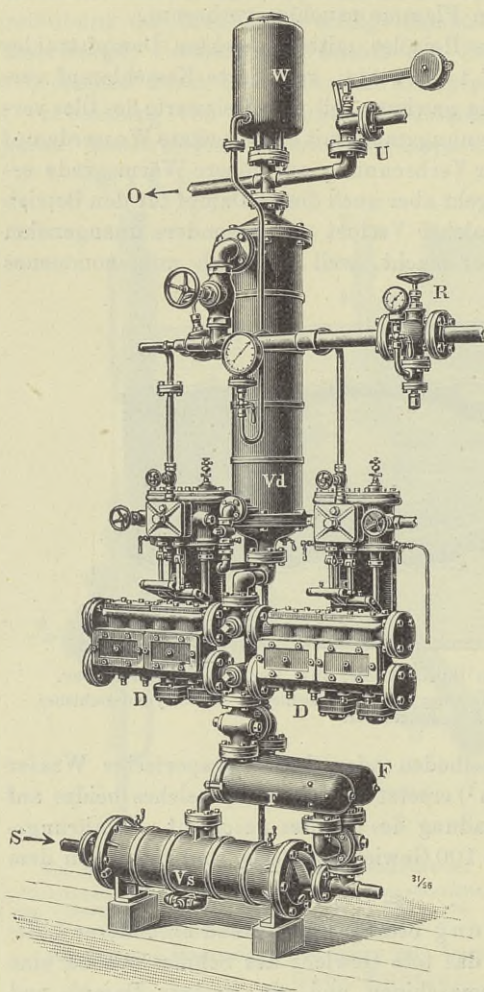
und so eine sich weit ausdehnende Rundflamme ergeben, die keine Stichflamme bildet.

Eine Pumpe, der das flüssige Brennmaterial zweckmäßig von dem Verbrauchsbehälter aus zuläuft, setzt dasselbe je nach der Beanspruchung der Feuerung unter einen Druck von 2 bis 5 kg/qcm und fördert es den Streudüsen oder den Zentrifugalzerstäubern zu, die unmittelbar vor den Feuerräumen montiert werden. Auf diesem Wege wird das Öl durch Röhrenvorwärmer auf 105 bis 125° C erwärmt und in diesem Zustande äußerst fein zerstäubt in die Feuerräume geschleudert, ohne das geringste Geräusch zu verursachen (was bei den Dampfzerstäubern nämlich oft so unangenehm laut werden kann, daß die notwendigen Kommando im Heizraume überhört werden).

Es erfolgt also die Förderung des flüssigen Brennstoffs von den Aufbewahrungsbehältern (Tanks) di-

Fig. 9. Pumpenstation einer Ölfeuerungsanlage für Zentrifugalzerstäuber auf Seeschiffen.

rekt in die Verbrennungsräume ohne Aufbietung von Menschenkräften und ohne nennenswerte Wartung. Die Verbrennung ist bei richtiger Luftzufuhr, die sich durch Schieber genau regulieren und einstellen läßt (siehe die Stellvorrichtung *H* in Fig. 8), fast vollkommen und rauchfrei. Diese Schieber zum Regeln der Verbrennungsluft werden als



Zylinder- oder Ringschieber ausgeführt. Erstere (Fig. 8) erfordern eine etwas größere Bauhöhe als die plan ausgebildeten Ringschieber, schützen aber dafür auch das Heizpersonal besser vor den Ausstrahlungen der Wärme.

Die Pumpe, die zweckmäßig als Dampfpumpe angelegt wird, um den Betrieb der Feuerungsanlage vollständig unabhängig zu machen und der zweckmäßig stets eine Reservepumpe beigegeben wird, zeigt mit den erforderlichen Zubehörs teilen, als Vorwärmer, Siebtöpfe oder Filter, Dampfdruckreduzierventil, Windkessel, Manometer usw. die Fig. 9.

In der Zulaufleitung ist ein kleiner Röhrenvorwärmer *Vs* eingeschaltet, der mit direktem Dampf geheizt wird und der den Zweck hat, das Öl der Pumpe *D*, *D* dünnflüssig zuzuführen, falls dieses bei niedriger Außentemperatur zähflüssig wurde. Zwei Filter *F*, *F* in der Saugerohrleitung *S*, die wechselweise benutzt werden können, ferner zwei Siebtöpfe derselben Konstruktion in der Druckrohrleitung, außerdem Einzelsiebe in den Zerstäubungsgehäusen und schließlich die Möglichkeit, die Zerstäuber selbst durch andere sofort ersetzen zu können, sichern die Anlage vor Störungen durch Verstopfungen.

Der Dampf, der zur Bewegung der Dampfpumpe aufgewendet wird, sowie derjenige für die Beheizung der Vorwärmer wird als Kondenswasser wieder gewonnen und der Hauptkesselanlage zugeführt.

Ein Dampfdruckreduzierventil *R* versorgt die Feuerungsanlage mit Betriebsdampf von stets gleichbleibender Spannung, erleichtert also die Wartung, und ein Überlauf- bzw. Sicherheitsventil *U* verhütet die Überschreitung des eingestellten Öldruckes, beugt damit einem unnützen Brennmaterialverbrauch vor und verhindert, daß bei plötzlich verstopften Zerstäubern das Öl der Leitung *O* durch die Rohrstopfbüchsen des Vorwärmers *Vd* in den Raum des Heizdampfes, von dort in den Kondensator oder Speisewassersammeltank gelangen und womöglich bei Unachtsamkeit auf die Kessel gepumpt werden kann. Der Windkessel *W* verhütet Stöße in der Druckrohrleitung.

Dadurch, daß wir bei Zylinderkesseln, die für Dampfschiffe hauptsächlich in Frage kommen, die vollen Querschnitte der Flammrohre ausnutzen, indem die Rosten fortfallen, gewinnen wir etwas an Heizfläche, die Flammrohre werden gleichmäßiger erwärmt und dehnen sich deshalb auch gleichmäßiger aus, und ebenso werden alle die Rohre umlagernden Wasserteilchen entsprechend erwärmt.

Die kurze Ausmauerung der Flammrohre dient einestheils zum Schutze gegen die intensive Wärmewirkung der Ölfammen, anderenteils aber vornehmlich zur sofortigen Wiederinbetriebsetzung bei etwaigen kurzen Unterbrechungen, indem ein erneutes Anheizen fortfällt, da die Zündung alsdann an der glühenden Schamotteschicht erfolgt.

Auch das Anheizen der Zylinderkessel mittels flüssiger Feuerung macht heute keinerlei Schwierigkeiten mehr; es geschieht einfach mittels Öles unter Anwendung von Schalenfeuern, wodurch sich eine

sehr langsame, aber stetige Temperaturzunahme in Zeiträumen bis zu 24 Stunden erzielen läßt, was wesentlich zur Erhöhung der Lebensdauer der Kessel beiträgt, wie wir in dem XVI. Abschnitt unter Konservierung der Kessel näher begründen.

Von Interesse dürften die Erfahrungen sein, die die Hamburg-Amerika-Linie mit der Ölheizung auf vier ihrer großen Frachtdampfer gemacht hat, weshalb nachstehender Satz aus dem Geschäftsbericht der Gesellschaft aus dem Jahre 1901 angezogen werden möge:

„Mit der Verwendung von Ölfeuerung (Borneoöl) haben wir umfangreiche Versuche angestellt, welche in technischer Hinsicht recht zufriedenstellende Resultate geliefert haben. Nicht so befriedigend steht es mit der finanziellen Seite der Frage. Es ist zu hoffen, daß durch eine Ermäßigung der Ölpreise bald die Möglichkeit geboten wird, diese nach verschiedenen Richtungen erhebliche Vorteile versprechende Neuerung in größerem Maßstabe dauernd einzuführen.“

Zwei dieser Dampfer, „C. Ferd. Laeisz“ und „Segovia“, mit je etwa 700 qm Heizfläche und 12 Feuern (ausschließlich Hilfskessel) arbeiten mit natürlichem Zuge und beträgt deren Ölverbrauch pro 24 Stunden je etwa 32 Tonnen gegen 45 Tonnen guter deutscher Steinkohlen (also 40 Proz. Ersparnis), während die beiden anderen Dampfer „Sithonia“ und „Silvia“ von je 650 qm Heizfläche und je 9 Feuern mit Vorwärmung der Verbrennungsluft nach dem System Howden (siehe Abschnitt VII) nur noch etwa 27 Tonnen Öl gegen sonst 42 Tonnen Steinkohlen in 24 Stunden verbrauchten (also etwa 36 Proz. Ersparnis).

Der Fracht- und Passagierdampfer „Almissa“ vom Österreichischen Lloyd-Triest wurde ebenfalls mit Körtingschen Zentrifugalzerstäubern für Ölfeuerung ausgerüstet. Das Schiff, das bei einer Gesamtheizfläche von 256 qm und 4 Feuern auf seinen regelmäßigen Fahrten zwischen Triest und Dalmatien 43 Tonnen Cardiff- oder 74,7 Tonnen Dalmatiner Braunkohlen verbrauchte, kommt jetzt mit einem Ölverbrauch von 23,5 Tonnen aus.

Bei der gemischten Feuerung, bei der gleichzeitig feste und flüssige Brennstoffe zur Verwendung kommen, dient das Heizöl nur zur Unterstützung des Kohlenfeuers und zur Erleichterung des Dienstes der Heizer. Die Zerstäuberdüsen müssen derart an der Feuerzarge angebracht werden, daß ein Öffnen und Schließen der Feuertüren zum Beschießen der Feuer mit festen Brennstoffen möglich ist (Fig. 6). Ein Rost ist in bekannter Ausführung vorhanden, wie auch die Fig. 6 andeutet.

Aufstellung und Betrieb von Feuerungsanlagen für flüssige Brennstoffe.

I. Aufstellung.

Für die Ausführung von Feuerungsanlagen für flüssige Brennstoffe sind folgende Punkte zu beachten:

Die genau horizontal oder vertikal aufzustellenden Dampfpumpen müssen (abgesehen von guter Isolation der Dampfrohre) mit ansteigenden Saugleitungen verlegt werden, in welchen Leitungen Doppelfilter, sowie je ein Vorwärmer einzuschalten ist. Letzterer hat den Zweck, das in kaltem Zustande etwa dickflüssige Brennmaterial für den Durchgang durch die Pumpen geeignet, d. h. entsprechend dünnflüssig zu machen. In die Druckleitungen sind ein Windkessel und Manometer, ein Paar Filter, ein Vorwärmer, ein Thermometer und ein Sicherheits- bzw. Überlaufventil einzuschalten. Das Verbindungsrohr zum Manometer soll an den Windkessel und zwar an dessen unteren Teil, also in der Nähe des Bodens anschließen.

Das Sicherheitsüberlaufventil ist vor dem Vorwärmer der Druckleitung einzuschalten, um eine unnötige Wärmeabgabe an den überschüssig geförderten Brennstoff zu vermeiden bzw. Dampf zu sparen. Die Überlaufleitung wird in das Brennstoffreservoir zurückgeführt. Außerdem ist es zweckmäßig, vom Endpunkte der Druckleitung, also hinter dem letzten Zerstäuber, eine absperrbare Umlaufleitung zur Pumpensaugleitung hinzuführen, um vor Aufnahme des Vollbetriebes den flüssigen Brennstoff zwecks hinreichender Vorwärmung nach Bedarf durch die Vorwärmer (bei abgesperrten Zerstäubern) kreisen lassen zu können. Die Heizung der Vorwärmer erfolgt mit direktem Dampf. In die Dampfleitung der Feuerungsanlage ist ein Reduzierventil einzuschalten.

II. Betrieb.

Der flüssige Brennstoff darf grobe Unreinigkeiten, wie Sand, Späne, Faserstoffe u. dgl. nicht enthalten.

Das erste Anheizen (bei reiner Ölfeuerung) geschieht mittels Öl durch Schalenfeuer. Zu diesem Zwecke sind gußeiserne Schalen in die Feuerung einzubringen und an die Ölleitung, nach Entfernung der Zerstäubergehäuse, anzuschließen. Das Öl verbrennt in den Schalen bei angepaßter Luftzuführung mit heller Flamme und mehr oder minder Rauch. Die Regulierung des Ölzufusses geschieht durch die Absperrventile der einzelnen Zerstäuber und zwar derart, daß pro Schale stündlich etwa 10 bis 15 kg Öl zur Verbrennung kommen. Sobald sich ausreichender Dampfdruck im Kessel gebildet, sind die Anheizschalen zu entfernen, die Zerstäuber vorzuschrauben, die Vorwärmer anzustellen, nachdem sie längere Zeit hindurch gut entlüftet wurden, und der flüssige Brennstoff bei abgesperrten Zerstäubern so lange durch das Rohrsystem durchzupumpen, bis die Thermometer etwa 100°C zeigen. Alsdann ist der Druck des Öles durch schnelleren Gang der Dampfpumpe auf etwa 2 Atm. (das ist der niedrigste normale Betriebsdruck) zu steigern. Die Temperatur des Öles ist dann auf etwa 120°C zu erhöhen, danach sind die Absperrhähne der einzelnen Zentrifugalzerstäuber nacheinander zu öffnen und die Feuer zu entzünden. Der Betriebsdruck ist durch entsprechendes Einstellen der Pumpe und des

Überlaufventils zu vermindern, wenn der Dampfverbrauch in der Hauptmaschine fällt und umgekehrt. Die Luftschieber an den Feuerzargen sind beim Anheizen voll zu öffnen und, sobald die Schamottefutter der letzteren rotwarm geworden, für geringste Rauchentwicklung einzustellen.

Die Zerstäubung des flüssigen Brennstoffs muß bei genannter Temperatur und von 1 Atm. an aufwärts durchaus fein und gleichmäßig sein. Machen sich darin irgend welche Störungen geltend, so sind aller Wahrscheinlichkeit nach Verschmutzungen des Systems die Ursache davon, und es sind dann die in den Sauge- und Druckrohrleitungen angeordneten Filter und Siebtöpfe umzuschalten und zu reinigen, sowie die Einsätze der Zentrifugalzerstäuber durch gereinigte zu ersetzen.

Die Aufstellung und der Betrieb von Ölfeuerungen für Dampf- oder Preßluftzerstäuber

weichen nur in folgenden Punkten von denen mit Zentrifugalzerstäubern ab:

Die Pumpe drückt den Brennstoff nicht direkt den Zerstäubern zu, sondern fördert denselben in ein Zwischengefaß, das oberhalb der Zerstäuber Aufstellung finden muß. In diesem Zwischengefaß wird der Brennstoff auf etwa 60 bis 70° C vorgewärmt (zweckmäßig durch eine Heizschlange) und fließt von da den Zerstäubern mit geringem Gefälle zu. Die Regelung der zerstäubten Brennstoffmenge erfolgt durch Einstellung der zu den Zerstäubern gehörigen Absperrhähne; ein Überlaufventil ist daher nicht erforderlich; desgleichen fallen besondere Vorwärmer, sowie Schutzvorkehrungen gegen Verstopfung des Systems fort. Die Anwärmung des Öles auf 60 bis 70° C ist für den Betrieb mit Dampfstrahlzerstäubern ausreichend, bei Preßluftzerstäubung empfiehlt sich ein Erwärmen auf etwa 70 bis 80° C.

Um ein tadelloses und möglichst rauchfreies Brennen zu erzielen, gelten für alle Ölfeuerungssysteme folgende Bedingungen:

1. Dauernd gleichmäßiger hydrostatischer Druck des den Düsen zufließenden Öles.

2. Regulierung des Dampfdruckes zur Dampfmaschine (bzw. im gemeinschaftlichen Zerstäuberampfrohr) derart, daß einerseits die Zerstäubung vollkommen ist, andererseits kein Dampf vergeudet wird.

3. Regulierung der zugeführten Verbrennungsluft nach der Zahl der in Betrieb befindlichen Düsen.

4. Möglichste Sauberhaltung des Öles und der Düsen.

5. Kein Verletzen der Düsen mit scharfem Werkzeug (Feilenangel, Schaber u. dgl. m.).

Vergegenwärtigen wir uns zum Schlusse die Vor- und Nachteile der Ölfeuerung, so fällt die Entscheidung sehr zugunsten dieser Heizungs-

methode aus, ganz besonders aber, wenn es der Technik gelingt, die finanziellen Schwierigkeiten zu überwinden, in welchem Falle die Ölfeuerung einer großen Zukunft entgegenieht.

Sechster Abschnitt.

Schiffskesselsysteme.

Die Wandlungen, welche die Schiffskessel von der Entstehung der Dampfschiffe an bis heute erfahren haben, sind noch bei weitem größer als diejenigen, welchen die Maschinen unterworfen gewesen sind.

Die Dampfkessel, die Watt für seine ersten Maschinen baute, hatten eine in Fig. 10 skizzierte Querschnittsform, gemauerte Unterfeuerungen und eine durch Mauerwerk gebildete Rauchgasführung. Abgesehen davon, daß dieses Mauerwerk für die Verwendung der Kessel an Bord sehr unbequem war, besaßen diese sog. Kofferkessel auch eine unverhältnismäßig geringe Heizfläche, so daß man bei einigermaßen großen Maschinenanlagen zahlreiche Kessel dieser Art von bedeutender Größe an Bord hätte aufstellen müssen. Dies war aber sowohl der beschränkten Raumverhältnisse an Bord, als auch des hohen Kesselgewichtes wegen unmöglich.

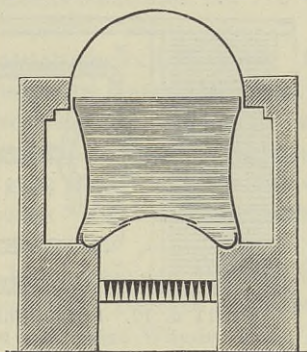


Fig. 10. Dampfkessel von Watt.

Man war daher schon früh auf Mittel und Wege angewiesen, die in einem verhältnismäßig geringen Raum den Einbau von Kesseln mit großen feuerberührten Flächen und möglichst guter Verdampfungsfähigkeit gestatteten.

So entstanden unter anderen auch die in Fig. 11 und 12 dargestellten Labyrinthkessel, d. h. Kesselkonstruktionen, welche im Innern eine Anzahl eingebauter Zungen oder Wasserwände enthielten. Wie aus den Figuren ersichtlich ist, bestanden diese aus einem kastenförmigen Hüllkörper mit einem inneren, ebenfalls kastenförmigen Gefäße, das die Feuerung und die Rauchzüge enthielt. Der innere, ringsum vom Wasser umspülte Kesselteil besaß eine Anzahl vom Boden bis zur Decke reichender Zungen oder Wasserwände, durch welche die Verbrennungsgase gezwungen wurden, vom Rost aus erst einen mehrfach gewundenen Weg zu verfolgen, ehe sie in den Schornstein abströmen konnten, so daß sie Zeit hatten, ihre Wärme an die wasser-

bespülten Flächen der Zungen usw. abzugeben. Solche flachwandigen Kessel konnten aber nur einem Drucke von etwa $1\frac{1}{2}$ kg pro qcm widerstehen, abgesehen davon, daß es bei diesen Kesselkonstruktionen auch nicht möglich war, bedeutende feuerberührte Flächen in einem verhältnismäßig kleinen Kesselkörper unterzubringen.

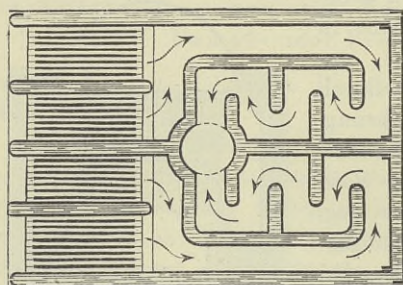
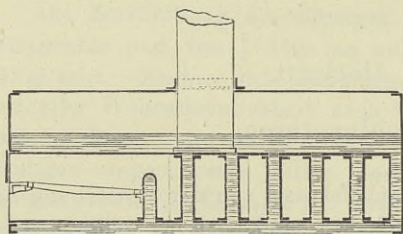


Fig. 11 u. 12. Labyrinthkessel.

Man erreichte dies vielmehr erst durch den Einbau einer größeren Anzahl Röhren von kleinem Durchmesser, durch deren Wandungen hindurch die Heizgase ihre Wärme an das Kesselwasser abgeben konnten.

Auf diese Weise entstanden die sog. Röhrenkessel.

Die äußere Kesselform blieb vorläufig noch kastenförmig, weshalb diese Kessel auch Kofferkessel genannt wurden. Der Grund für die Wahl dieser, bezüglich der inneren Festigkeit ungünstigen Form liegt in dem Bestreben der Konstrukteure, durch die Kofferform den in Dampfschiffen zur Verfügung stehenden Platz möglichst gut auszunutzen. Diese Form blieb

deshalb auch noch so lange im Gebrauch, als es die Höhe des Dampfdruckes nur irgend gestattete, d. h. solange die Dampfspannung nicht

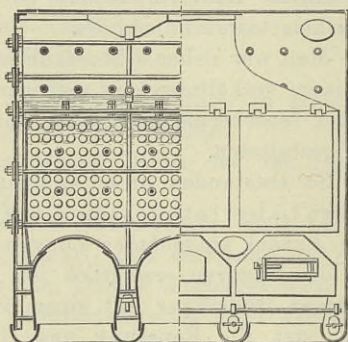
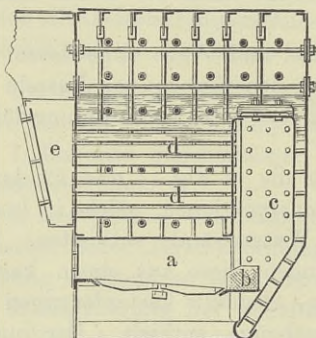


Fig. 13 u. 14. Alter Kofferkessel für Schiffe.

über 2 Atm. Überdruck gesteigert wurde, obgleich es bei solchen Drucken bereits schwierig wurde, die großen flachen Kesselwände genügend zu versteifen und miteinander zu verankern.

In Fig. 13 und 14 bezeichnet *a* die Feuerungen oder Feuerböcke. Die Flamme schlägt von hier aus über die den Rost abschließende Feuerbrücke *b* in die Feuerbüchse oder hintere Rauchkammer *c*, und von hier aus streichen die Heizgase durch die Feuerröhren *d* in die vordere Rauchkammer *e*, von wo aus sie zum Schornstein gelangen. Man erkennt aus der Figur die Verbindung von je zwei einander gegenüberliegenden Wänden des Kessels durch ein System schmiedeeiserner Anker; die Decke des Kessels ist mit dem Boden, die eine Seitenwand mit der anderen und die Stirnwand mit der Rückwand verankert. Die Anker liegen in Abständen von etwa 360 bis 500 mm, so daß man die Kessel zwecks Reinigung und zur Ausführung von Reparaturen noch befahren kann. Diejenigen Wände, welche so nahe zusammenliegen, daß der Raum dazwischen ohnehin nicht mehr zugänglich ist, wie die Wände der Feuerungen und der Feuerbüchsen, werden dagegen durch näher zusammenliegende Stehbolzen mit 170 bis 200 mm Abstand versteift.

Wollte man nun einen solchen prismatischen Kofferkessel für einen Dampfüberdruck von über 4 Atm. herstellen, so müßte man im Innern des Kessels eine so große Zahl von Ankern anbringen, bzw. dieselben so nahe zusammenlegen, daß ein Befahren des Kessels behufs Reinigung usw. gar nicht möglich wäre, ganz abgesehen von den erheblichen Herstellungskosten und dem hohen Gewichte eines solchen Kessels.

Setzt man die Wandungen eines kastenförmigen Gefäßes der Wirkung eines von innen nach außen gerichteten Druckes gespannter Dämpfe oder Flüssigkeiten aus, so werden sich diese Wände, wenn sie elastisch genug sind, so lange ausbauchen, bis aus der kasten- oder würfelförmigen Form eine Kugelform entstanden ist.

In bezug auf Festigkeit würde also für Dampfkessel die Gestalt einer Kugel am zweckmäßigsten sein, da derselbe bei gleichem Druck die größte Widerstandsfähigkeit besitzt und eine gleichartige Beanspruchung sämtlicher Teile der Oberfläche durch den inneren Druck zeigt. Da jedoch ein solcher Kessel für den Einbau einer ökonomischen Feuerung unzuweckmäßig ist, so hatte man als Grundform die zylindrische Röhre mit halbkugelförmigen Enden angenommen, die auch jetzt noch viel angewendet wird, weil sie in bezug auf Widerstandsfähigkeit der Kugelform wenig nachsteht, dabei aber eine vollständigere Ausnutzung der Wärme gestattet. Auf Grund dieser Erwägungen erhalten Hochdruckkessel soviel wie möglich an Stelle der geraden Wände zylindrisch gekrümmte Flächen, welche einer Verankerung nicht bedürfen.

Ein Mittelding zwischen den alten Kofferkesseln und den jetzt gebräuchlichen Zylinderkesseln bildeten die Ovalkessel, die wir in den Fig. 15 u. 16 (a. f. S.) zur Abbildung bringen, trotzdem auch dieser Typ nicht mehr gebaut wird. Verwendet wurden die Ovalkessel für Drucke

bis zu 4 Atm., bei ihnen wurde der vorhandene Platz etwas besser ausgenutzt als bei Zylinderkesseln, die Kessel besaßen die Vorzüge, die sich aus großen Dampfäumen ergeben, indessen wurde es hier wieder nötig, die geraden Flächen der Kesselhüllen miteinander zu verankern.

Bei den Zylinderkesseln, die in den Fig. 17 bis 26 abgebildet sind, liegen die Feuerungen in weiten Röhren, welche deswegen Flammrohre genannt werden. Von hier aus schlägt die Flamme über die Feuerbrücke in die Feuerbüchse oder hintere Rauchkammer, um durch die Heiz- oder Feuerröhren in die vordere Rauchkammer zu gelangen und durch den Schornstein zu entweichen.

Wegen dieser Anordnung der Feuerung, d. h. weil die Heizgase erst ihren Weg nach der hinteren Partie des Kessels nehmen und dann

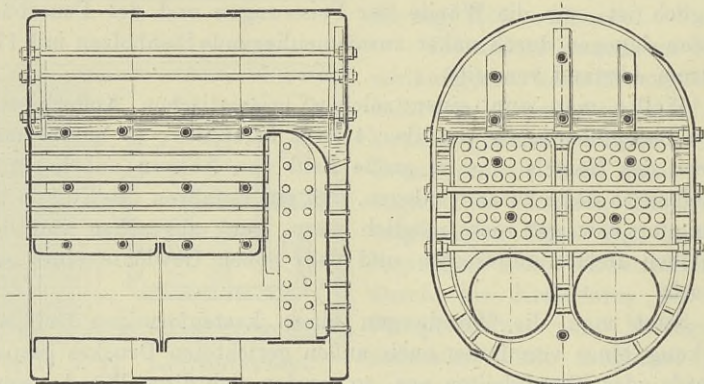


Fig. 15 u. 16. Alter Ovalkessel.

wieder nach vorn zurückkehren, nennt man so angeordnete Kessel entweder Zylinderkessel mit rückkehrenden Feuerungen oder schottische Kessel, weil dieser Typ zuerst von den schottischen Schiffswerften ausgeführt wurde.

Da die Flammrohre und der äußere Kesselmantel bereits eine Form haben, welche sich unter Einwirkung des Dampfdruckes nicht mehr zu verändern strebt, so brauchen bei einem solchen zylindrischen Kessel nur noch die Böden, d. h. die Stirn- und Rückwand, sowie die Wände der Feuerbüchsen durch Anker und Stehbolzen versteift zu werden.

Zwischen den Heizrohrbündeln werden die ebenen Kesselwände entweder durch massive Anker oder durch Ankerröhren versteift. Letztere kommen namentlich bei den neueren, mit Dampfspannungen von 10 bis 15 Atm. arbeitenden Kesseln überall zur Anwendung, um nicht zu viel Rohrheizfläche einzubüßen. Die Ankerröhren besitzen eine Wandstärke von 6 bis 9 mm, während der äußere Durchmesser mit dem der Feuerröhren übereinstimmt, so daß die Löcher der Rohrwand und damit die

Rohreinteilung in einem Kessel stets die gleichen Abmessungen aufweist; die Ankerröhren werden an beiden Enden mit feinem Gewinde versehen, in die Rohrplatten eingeschraubt und entweder umgebörtelt oder durch aufgeschraubte Muttern gedichtet.

Die Anzahl der Feuerungen oder Flammrohre in einem Zylinderkessel ist vermöge seiner Form beschränkt. Kleine Kessel (Boots- oder

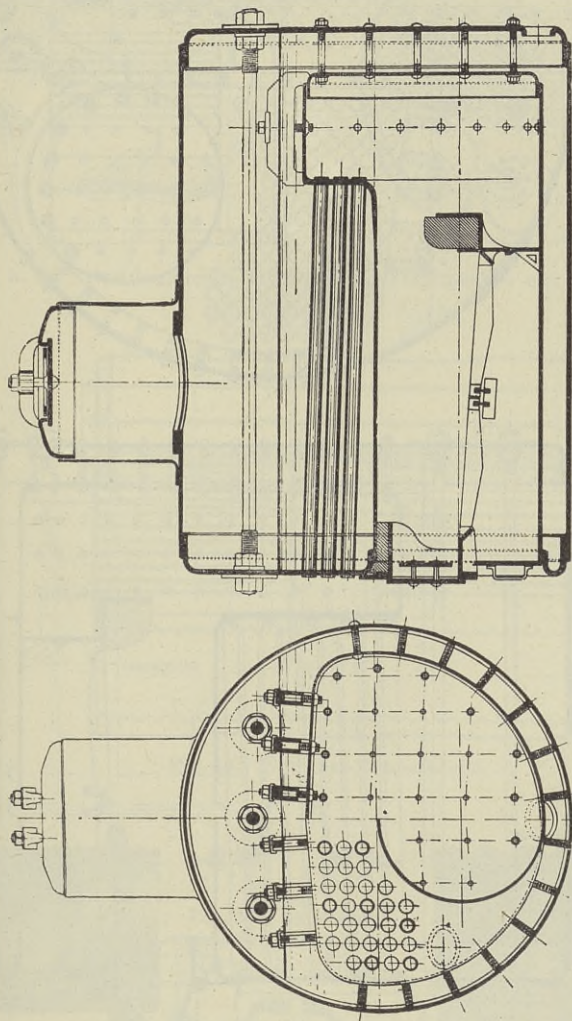


Fig. 17 u. 18. Bootsessel für Auspuffmaschinen von 10 bis 50 qm Heizfläche. Feuerbüchse mit Flammrohr verschweißt. Erbauer: Ottenser Eisenwerk.

Hilfskessel bis etwa 50 qm Heizfläche) erhalten ein Flammrohr (Fig. 17 u. 18), ganz große höchstens vier, in der Regel aber nicht mehr als drei. Will man noch mehr Feuerungen in einem Kessel vereinigen, so wird derselbe doppelendig ausgeführt, d. h. er bekommt die in Fig. 26 gezeigte Längsschnittform.

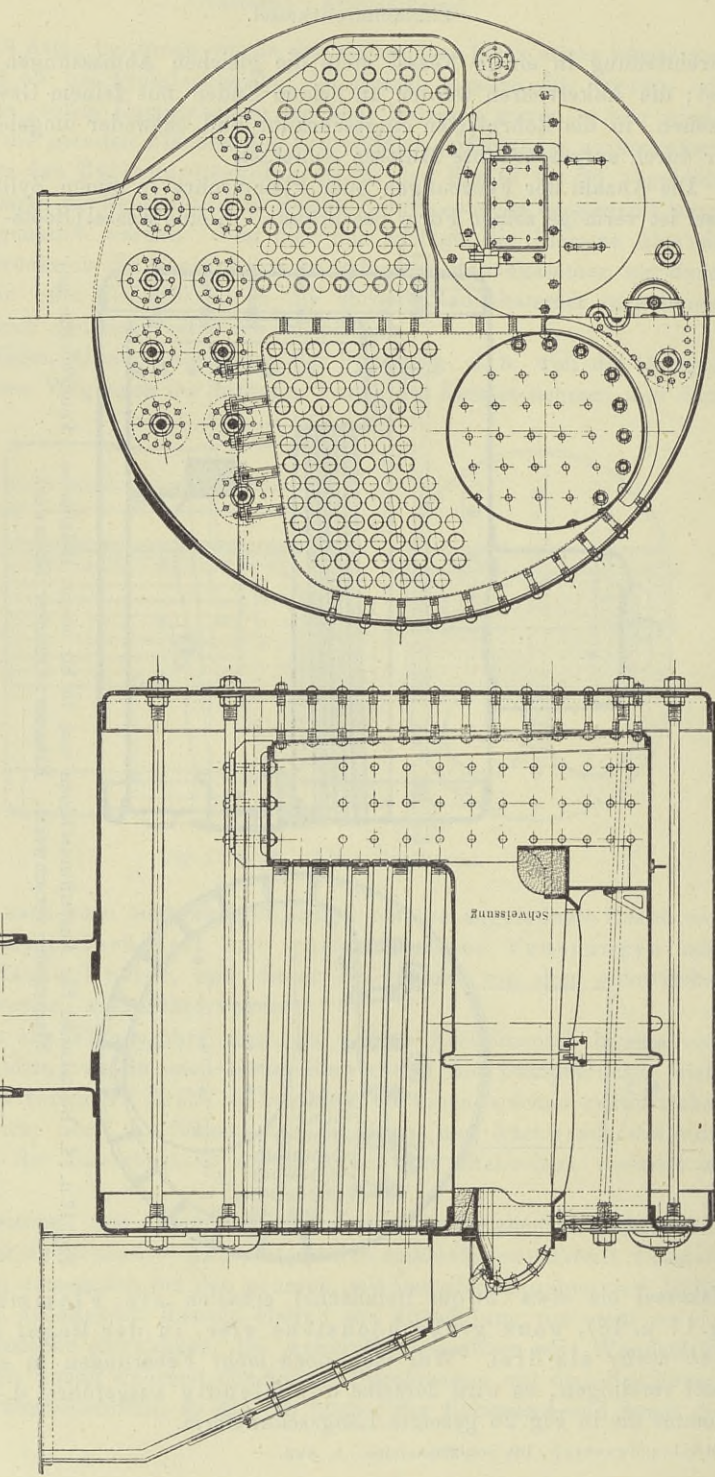


Fig. 19 u. 20. Zweiflammrohr-Schiffskessel, Flammrohre nach Pommée & Ahrens.

Bei großen Kesseln erhalten die Flammrohre einen bedeutenden Durchmesser (bis zu 1300 mm), so daß sie durch den darauf wirkenden Dampfdruck leicht zusammengedrückt werden können, wenn sie nicht

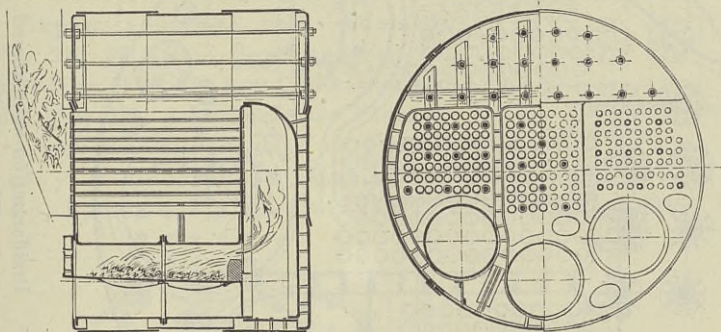


Fig. 21 u. 22. Dreiflammrohr-Schiffskessel. Flammrohre mit Adamsonringen.
(Fig. 23 bis 25 auf S. 68.)

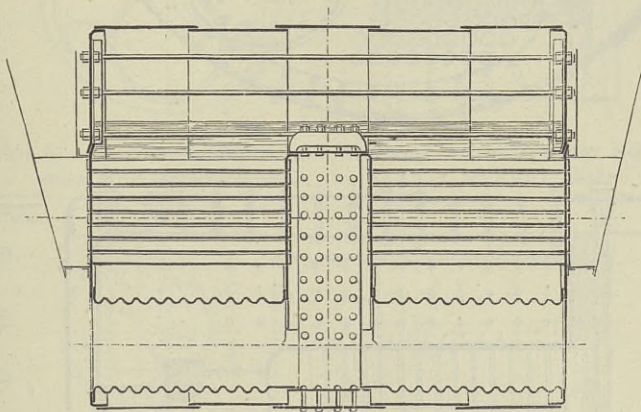


Fig. 26. Zylinder-Doppelkessel.

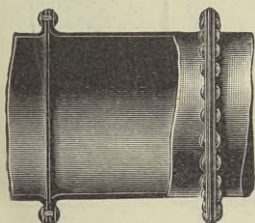


Fig. 27. Expansionsring nach Adamson.

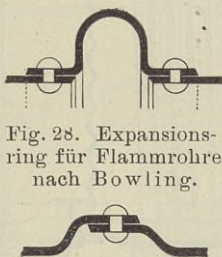


Fig. 28. Expansionsring für Flammrohre nach Bowling.

Fig. 29. Expansionsring für Flammrohre nach Prégardien.

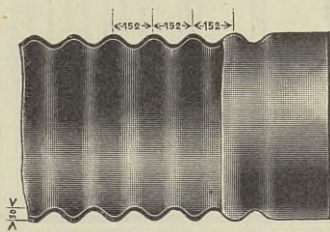


Fig. 30. Gewellte Feuerbüchse nach Fox.

genau zylindrisch gewalzt und genügend versteift sind. Es müssen deshalb nach gesetzlicher Vorschrift die Flammrohre mit geeigneten

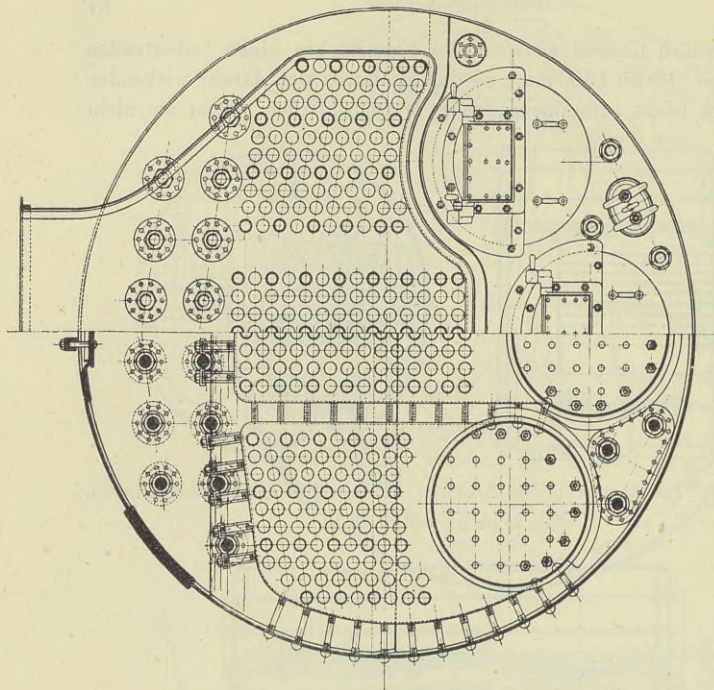
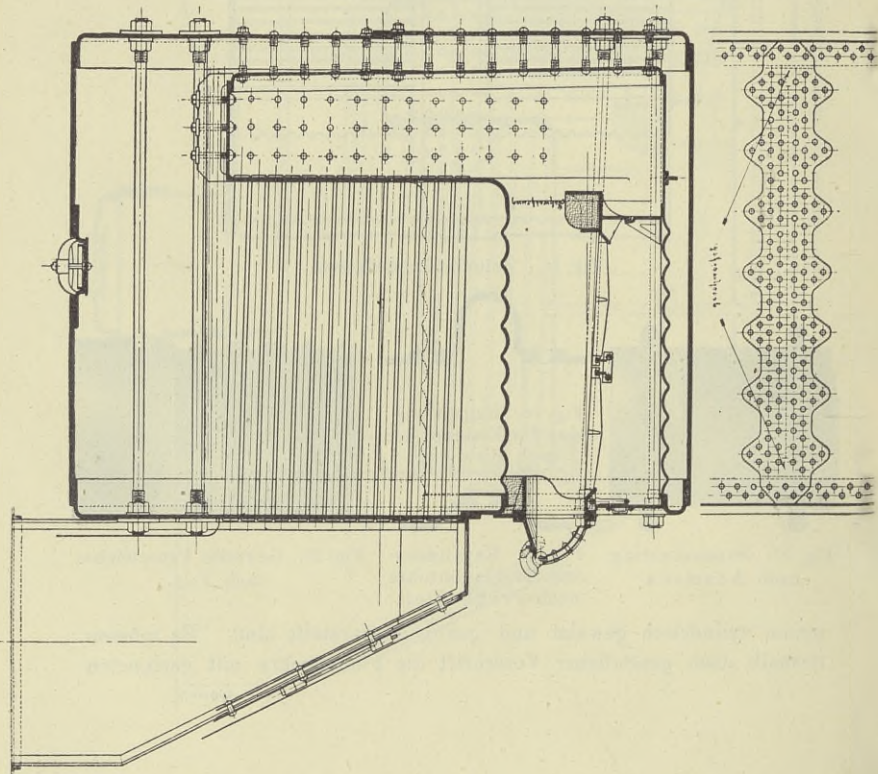


Fig. 23 bis 25. Dreiflammrohr-Schiffskessel.
Morisonflamrohr, Martins Türen.



Verstärkungsringen versehen sein, falls nicht die Quernähte bereits wirksame Versteifungen bilden. Nur bei verhältnismäßig geringer Länge und Weite der Flammrohre genügen einfache Überlappungsnahte. Glatte Flammrohre erhalten deshalb sog. Expansionsringe nach Adamson (s. Fig. 21, 27 u. a.), Bowling (Fig. 28), Prégardien (Fig. 29) usw., oder man verwendet gewellte oder gerippte Flammrohre nach den Patenten von Fox (Fig. 30), Farnley, Holmes (Fig. 31), Morison (Fig. 32 bis 40), Deighton, Brown, Pommée (Fig. 20), Purves (Fig. 41) und andere mehr.

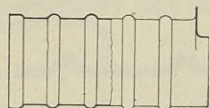


Fig. 31. Flammrohr nach Holmes.

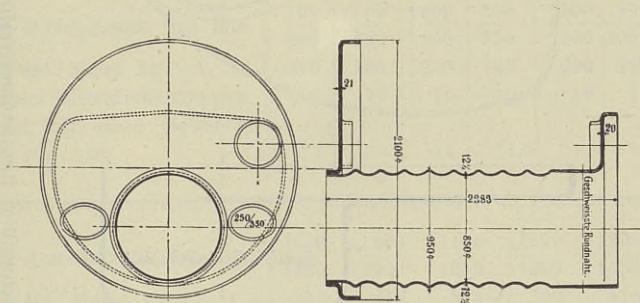


Fig. 32 u. 33. Morisonflammrohr mit überlappt angeschweißter Rohrwand eines Einflammrohrkessels von Schulz-Knaudt-Essen.

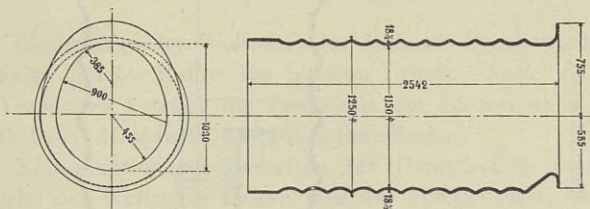


Fig. 34 u. 35. Morisonflammrohr mit eingezogenem Flansch.

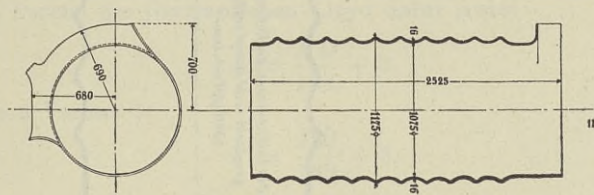


Fig. 36 u. 37. Morisonflammrohr (nicht auswechselbar).

Die Schweiß- oder Längsnietnaht ist in den Aschenfall zu legen. Für Schiffskessel finden vornehmlich die acht abgebildeten Profile und von diesen besonders das von Fox und Morison Verwendung.

Diese Wellrohre werden mit jedem beliebigen Durchmesser zwischen 700 und 2000 mm ausgeführt. Die Enden der Rohre werden

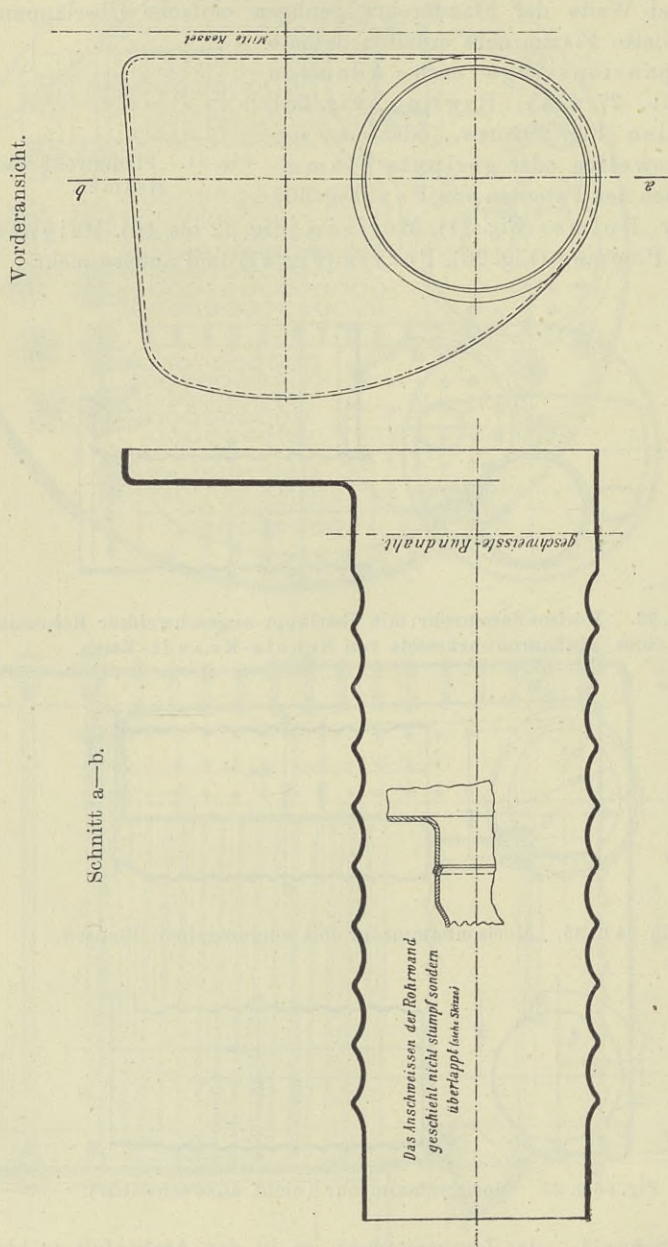


Fig. 38 bis 40. Morisonflamrohr mit angeschweißter Rauchkammerrohrwand.

je nach Wunsch der Abnehmer in jeder beliebigen Form, d. h. entweder aufgeweitet, eingezogen oder geflanscht geliefert.

Der äußere Durchmesser ist gleich dem inneren Durchmesser + 100 m.

Die Heizfläche der Wellrohre wird berechnet wie diejenige glatter Rohre, indem man den mittleren Durchmesser zugrunde legt und zu dem Resultat 14 Proz. oder $\frac{1}{7}$ addiert.

Das Blechwalzwerk von Schulz-Knaudt in Essen macht über die von ihm hergestellten Wellrohre nach System Morison und Fox folgende Angaben.

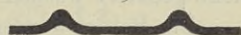


Fig. 41. Geripptes Flammrohr nach Purves.

Tabelle Nr. XIX.

	700	750	800	850	900	950	1000
Bei dem Durchmesser von mm	800	850	900	950	1000	1050	1100
Wiegt 1 lfd. Meter kg	210	235	250	265	280	295	310
In normaler Blechdicke von mm	10	10	10	10	10	10	10,5
Genügend für einen Betriebsdruck von Atm.	13	13	12	11,5	11	10,5	10,5

	1050	1100	1150	1200	1250	1300
Bei dem Durchmesser von mm	1150	1200	1250	1300	1350	1400
Wiegt 1 lfd. Meter kg	335	360	375	390	415	435
In normaler Blechdicke von mm	10,5	10,5	10,5	11	11	11,5
Genügend für einen Betriebsdruck von Atm.	10	9,5	9	9	8,5	8,5

Die Blechstärke der Wellrohre für äußeren Druck wird berechnet, wie diejenige glatter Rohre für inneren Druck. Nach vielfach angestellten Versuchen beträgt die Festigkeit der Schweißnaht mindestens 90 bis 95 Proz. derjenigen des gesunden Bleches.

Die Klassifikationsgesellschaften für Dampfschiffe berechnen die Wandstärke der Wellrohre dicker, weil das Speisewasser, besonders bei dem jetzt gebräuchlichen hohen Dampfdruck, die inneren Teile der Seeschiffskessel stark angreift.

Die Formel des Germanischen Lloyd dafür lautet:

$$d = \frac{PD}{122} + 3,$$

des Bureau Veritas¹⁾:

$$d = \frac{PD}{139} + 3,$$

worin:

d = Blechstärke in mm,

P = Dampfdruck in Atm.,

D = größter Durchmesser in cm bedeutet.

¹⁾ Französische Klassifikationsgesellschaft.

Bei höherem Dampfdruck, als in der vorstehenden Tabelle angegeben, muß die Blechstärke entsprechend vergrößert werden. In einer Blechstärke von unter 10 mm werden Wellrohre nicht hergestellt.

Gewellte Flammrohre sind bereits für 17 Atm. Betriebsdruck und mehr geliefert worden.

Die Rohre werden auf genaue Länge abgedreht und mit Stemmkante versehen.

Die Rohre müssen nach dem Flanschen ausgeglüht und untersucht werden, etwaiges Flanschen muß deshalb stets vom Walzwerk selber vorgenommen werden.

Das Walzwerk von Schulz-Knautd in Essen leistet Gewähr in der Weise, daß es Rohre, welche innerhalb vier Jahren nach Lieferung nachweislich infolge fehlerhaften Bleches oder infolge mangelhaft ausgeführter Arbeit des Werkes unbrauchbar werden, kostenfrei ersetzt.

Sehr zweckmäßig ist die Anordnung auswechselbarer Flammrohre, wie die Fig. 42 und 43 erkennen lassen. Für die profilierten Flamm-

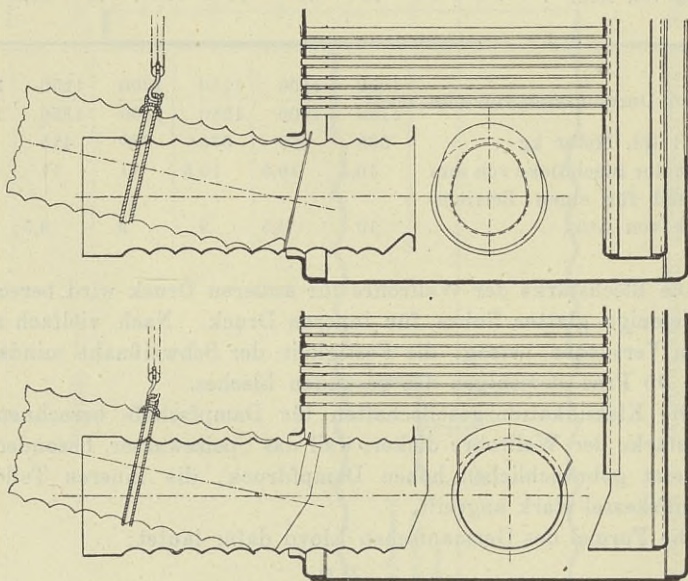


Fig. 42 u. 43. Flanschenkonstruktionen für auswechselbare Morisonflammrohre.

rohre wählt man tunlichst an den Seiten des Rostes sog. Seitenroststäbe, welche nach den Wellen oder Rippen der Flammrohre gearbeitet sind.

Die gewellten und gerippten Flammrohre weisen gegenüber glatten Rohren folgende drei Vorzüge auf:

1. Die Festigkeit gegen äußeren Druck ist größer.
2. Die Wärmeausdehnungen werden von den Wellen oder Rippen aufgenommen und übertragen sich nicht auf die Rohrwände, Nietnähte usw.

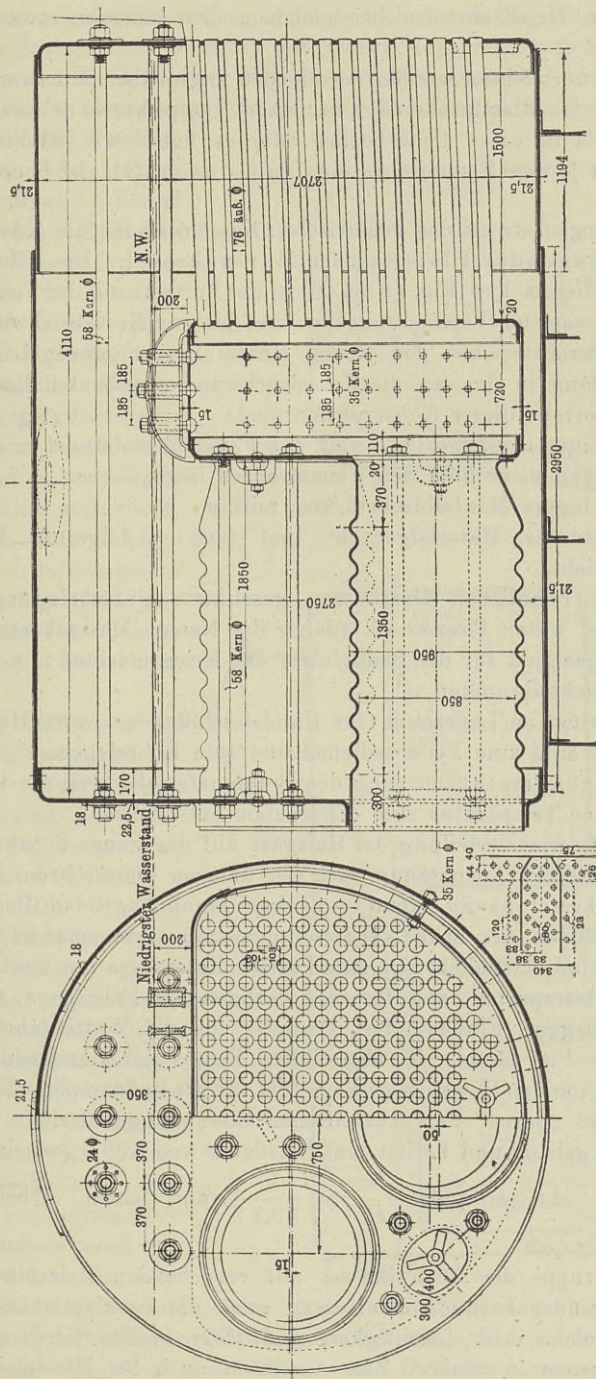


Fig. 44 bis 46. Marinekessel für drei Feuer.

3. Die Heizfläche ist bei gleichem Durchmesser etwa um $\frac{1}{7}$ größer.

Die Feuerbüchsen werden verschieden angeordnet und zwar mündet entweder jedes Flammrohr oder bei einem Doppelkessel je zwei gegenüberliegende in eine Feuerbüchse oder es haben wie bei Vierflammlrohrkesseln je zwei Flammrohre eine gemeinschaftliche Feuerbüchse.

Den Gegensatz zu den schottischen Kesseln bilden die Kessel mit durchschlagender Flamme oder Marinekessel. Die Feuerröhren liegen bei diesem Typ (Fig. 44 bis 46) in der Fortsetzung der Feuerungen und gehen von der Verbrennungskammer bis zur Kesselrückwand. Die Heizgase durchstreichen den Kessel einmal in der ganzen Länge und gelangen dann in den an die Kesselrückwand angebauten Rauchfang.

Die Vorteile dieser Konstruktion sind:

1. Kleiner Durchmesser, weil das Feuerröhrenbündel in der Verlängerung und nicht über den Flammrohren liegt, daher
2. geringere Mantelblechstärken, mithin
3. leichteres Materialgewicht und (aus 1. folgernd) kleineres Wassergewicht,
4. vor feindlichen Geschossen geschützte Unterbringung unter Wasser und unter Panzerdeck (daher der Name „Marinekessel“, d. h. besonders geeignet für die Bedürfnisse der Kriegsmarine).

Als Nachteile gelten:

1. Verlust an Laderaum (für Handelsschiffe), weil zwei Heizräume erforderlich sind zum Feuerbedienen und zum Rohrefegen.
2. Ungünstige Ausnutzung des Brennmaterials, weil die Heizgase mit zu hoher Temperatur zum Schornstein entweichen.

Zur besseren Verteilung der Heizgase auf das ganze Röhrensystem, d. h. zur besseren Ausnutzung auch der unteren Feuerröhren, erhalten die Marinekessel häufig einen von oben herabhängenden Bogen aus Schamottesteinen, der in die Verbrennungskammer eingemauert ist. Die Handelsmarine entschließt sich zum Einbau dieses Typs nur aus Gründen der Gewichtersparnis, also für sehr flachgehende Fahrzeuge, wie z. B. für Dampfbagger, Flußdampfer, Dampfer für die Wattenfahrt u. dgl.

Der in Fig. 45 bis 47 abgebildete Kessel mit durchschlagender Flamme ist von den Howaldtswerken 1904 für die Raddampfer „Bagdad“, „Haleb“ und „Basra“ der Anatolischen Eisenbahngesellschaft in Konstantinopel gebaut und besitzt eine Heizfläche von 126,5 qm, eine Rostfläche von 4,2 qm $\left(\text{also } \frac{R}{H} = \frac{1}{30,1}\right)$ und einen Arbeitsdruck $p = 12,5 \text{ kg/qcm}$.

Zur Gruppe der Dampfkessel mit vorgehenden Heizröhren oder durchschlagender Flamme kann man auch die Lokomotivkessel rechnen, welche ihrer Leichtigkeit und ihrer großen Verdampfungsfähigkeit wegen in neuerer Zeit vereinzelt auch für Handelsdampfer

Verwendung gefunden haben, wenn es sich darum handelte, möglichst schnelle, flachgehende Dampfer mit großer Maschinenkraft herzustellen.

Wie aus der Abbildung Fig. 47 und 48 hervorgeht, ist der Lokomotivschiffskessel eine Nachbildung der Landlokomotivkessel, also gewissermaßen eine Vereinigung von einem flachwandigen Kessel mit einem Zylinderkessel. Dieser Typ besteht aus der Feuerkiste, d. h. aus einem kastenförmigen Teil, der die ebenfalls kastenförmig angeordnete, entweder aus einem oder zwei Stücken bestehende Feuerbüchse umschließt, und aus dem Langkessel, d. h. aus einem zylindrischen Teil, der die von der Feuerbüchse ausgehenden Heizröhren einhüllt.

Die Röhren erhalten einen wesentlich geringeren Durchmesser (50 mm und darunter) als die der soeben besprochenen Zylinderkessel. Die großen, flachen Wände der Feuerbüchse müssen durch zahlreiche, engstehende Stehbolzen und Anker gegen die äußeren Kesselwände abgesteift werden, so daß das Innere des Kessels für Reinigungszwecke usw. sehr schlecht zugänglich wird. Die Lokomotivkessel verlangen daher ein sehr

gutes Kesselspeisewasser, das keine steinbildenden Niederschläge auf den feuerberührten Wänden zurückläßt. Ebenso ist jede Ölablagerung, die durch die Schieber- und Dampfkolbensmierung mit

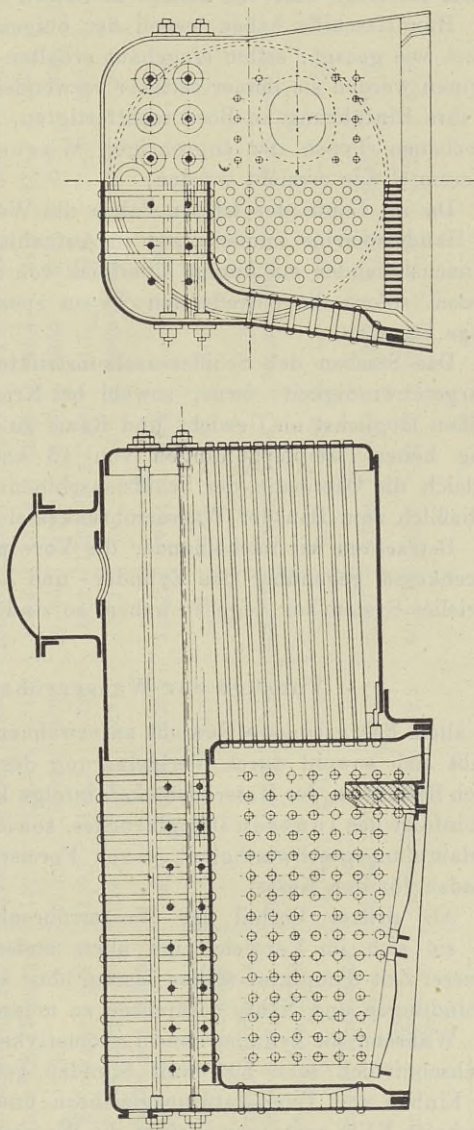


Fig. 47 u. 48. Lokomotivkessel für Schiffe.

dem Dampf als Kondenswasser in die Kessel kommen könnte, strengstens zu vermeiden. Dagegen haben aber die Lokomotivkessel den Vorzug, daß sie bei verhältnismäßig sehr geringem Eigengewicht und Wasserinhalt wenig Raum beanspruchen und namentlich mit künstlichem Luftzuge sehr viel Dampf zu liefern imstande sind.

Handelsschiffe haben wegen der obigen Nachteile die Lokomotivkessel, wie gesagt, selten eingebaut erhalten und auch bei den Kriegsmarinen werden sie immer seltener verwendet, zumal die Eigenschaften, die ihre Einführung an Bord rechtfertigten, von den weiter unten besprochenen Typen der engrohrigen Wasserröhrenkessel in viel höherem Grade erreicht werden.

Da im Laufe der letzten Jahre die Wasserröhrenkessel auch bei der Handelsmarine immer mehr in Aufnahme gekommen sind, so soll im nachstehenden ein kurzer Überblick von einigen Systemen geliefert werden, sofern die betreffenden Typen speziell für Handelsschiffe in Frage kommen.

Das Streben der Schiffskesselkonstrukteure zur Erzielung hoher Fahrgeschwindigkeit, ferner sowohl bei Kriegs- als auch bei Handelsschiffen möglichst an Gewicht und Raum zu sparen und durch Anwendung hoher Dampfspannungen von 15 und mehr Atm. Überdruck zugleich die Ökonomie der Schiffsmaschinenanlage zu steigern, führte schließlich zum Bau der Wasserröhrenkessel für Schiffszwecke.

Betrachten wir nacheinander die Vor- und Nachteile der Wasserröhrenkessel gegenüber den Zylinder- und Lokomotivkesseln, ohne ein spezielles System im Auge zu haben, so sind als

Vorzüge der Wasserröhrenkessel

vor allem das geringere Gewicht zu erwähnen. Diese Gewichtsersparnis ergibt sich sowohl durch Verkleinerung des Wasserraumes, als auch durch Reduktion der Materialstärken infolge kleiner Röhrendurchmesser und infolge des inneren Dampfdruckes, sowie durch die Steigerung der Verdampfungsgeschwindigkeit durch Forcierung des Betriebes ohne Schaden für den Kessel.

Als dritter Vorteil der Wasserröhrenkessel ist hervorzuheben, daß sie sich im Vergleich mit allen anderen Kesseln in bedeutend kürzerer Zeit dampfklar stellen lassen, ohne ein Leckwerden der Kesselverbindungen und Nähte befürchten zu müssen.

Während die Zylinder- und Lokomotivkessel zum Dampfaufmachen durchschnittlich zehn bis zwölf Stunden gebrauchen und dann noch den Einbau von Temperatúrausgleichern und Zirkulierapparaten (vgl. Abschnitt XVI) verlangen, liefern die Wasserröhrenkessel durchschnittlich in einer Stunde den erforderlichen Betriebsdruck von 15 und mehr Atm. Überdruck, ohne auch nur den geringsten Schaden an den Verbindungen zu nehmen. Daß einige Kessel sogar in 20 bis 30 Minuten

Tabelle Nr. XX. Vergleichsdaten von Wasserröhren-, Lokomotiv- und Zylinderkesseln.

1	Laufende Nummer . .	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2	System	Dürrkessel		Niclausse		Belleville		Zylinderkessel		Lokomotivkessel		Babcock-Willeox	Thornycroft
3	Name des Schiffes . .	Viktoria Louise	Vineta	Friant ²⁾	Freya	Bouvet	Hertha	Hohenzollern	Gefion	Siegfried	Hildebrand	—	Ägir
4	Kesselüberdruck kg/qcm	13	13	15	13	17	18	12	12	12	12	12,6	12
5	Gesamte Rostfläche qm	62,64	55,7	72,72	75	104,8	73,8	96	66,4	21,6	20,64	7,16	25,44
6	Gesamte Heizfläche qm	2585	2339	2159	2456	2989	2214	2679	2210	1000	914	263,6	1500
7	Verhältnis H:R . . .	41,3	42	29,7	32,7	28,5	30,0	27,9	31,8	46,3	44,3	36,8	59
8	Maschinenleistung PS _i .	10 000 ³⁾	10 000 ³⁾	9563	10 000 ³⁾	14 000 ³⁾	10 000 ³⁾	9635	9386	5085	5561	—	5017
9	Verhältnis PS _i /R in qm	159,7	179,5	131,5	133,3	133,6	135,5	100,4	141,4	235,4	269,4	—	197,2
10	Verhältnis $\frac{\text{Gesamte Rostfläche}}{\text{Gesamte Heizfläche}}$ in kg . . .	10 000	10 000	8800	10 000	13 990	10 000	8800	6200	4850	5350	895,0	5500
11	Verhältnis $\frac{\text{Gesamte Rostfläche}}{\text{Gesamte Heizfläche}}$ in kg pro qm R	159,7	179,5	122	133,3	133,6 ³⁾	135,5 ⁴⁾	91,75	93,8	224,9	260,5	125	216,2
12	Verhältnis $\frac{\text{Gesamte Rostfläche}}{\text{Gesamte Heizfläche}}$ in kg pro PS _i	1,0 ⁴⁾	1,04 ⁴⁾	0,911	1,0 ⁴⁾	1,0 ³⁾	1,0 ⁴⁾	0,906	0,656	0,942	0,959	—	1,1 ⁵⁾
13	Grundfläche der Anlage in qm	106,5	100,9	106,2	114,8	177,1	115,9	—	123,5	—	68,3	—	85,7
14	Verhältnis $\frac{\text{Grundfläche}}{\text{Rostfläche}}$	1,70	1,81	1,46	1,53	1,69	1,57	—	1,86	—	3,31	—	3,37
15	Gesamtgewicht der Anlage in Tonnen ¹⁾ . .	398,0 ³⁾	405,0 ³⁾	369,021	405,0 ³⁾	589,62	416,5	791,386	608,118	203,45	224,37	—	195,62
16	Gewicht/qm Grundfläche t/qm	3,74	4,01	3,48	3,53	3,33	3,59	—	4,92	—	3,29	—	2,28
17	Gewicht/qm Rostfläche t/qm	6,354	7,271	5,075	5,307	5,626	5,644	8,243	9,158	9,419	10,87	—	7,69
18	Gewicht/PS _i $\frac{\text{kg}}{\text{PS}_i}$	39,8 ³⁾	40,5	39,9	40,5 ³⁾	42,1	41,65	82,14	64,79	40,01	40,35	—	38,99

¹⁾ Umfassend die Gewichte der Kesselkörper mit Bekleidung und Einmauerung, des Kesselwassers, der Schornsteine, Rauchfänge, Pumpen und Rohrleitungen mit Wasser, der Ventilationsmaschinen. — ²⁾ Französisches Kriegsschiff, alle übrigen Daten entstammen deutschen Kriegsschiffen nach Veröffentlichungen in der Marine-Rundschau. — ³⁾ Nach dem Verträge. — ⁴⁾ Angenommen. — ⁵⁾ Geschätzt nach vierstündiger Fahrt mit vier Kesseln.

„Dampf auf“ haben können, möge hier nur noch nebenbei erwähnt werden, wenngleich zu beachten ist, daß das sachgemäße Anwärmen der Hauptmaschine eventuell weit längere Zeit in Anspruch nimmt, als das Hochtreiben des Dampfes von 1 kg Spannung auf die normale Kesselspannung.

Als vierter Vorteil sei die bedeutend höhere Leistung bei derselben Raumbeanspruchung genannt.

Wie sich die einzelnen Kesselsysteme in dieser Hinsicht zueinander und den Zylinder- und Lokomotivkesseln gegenüber verhalten, ist in der Tabelle Nr. XX (a. v. S.) zusammengestellt worden.

Ferner sei betont, daß ein Wasserröhrenkessel die Anwendung hoher Dampfspannungen gestattet, ohne dabei an Kesselgewicht im Verhältnis der Dampfdrucksteigerung zuzunehmen.

Nachstehende Tabelle Nr. XXI gibt Aufschluß über die Mantelblechstärken der mit Zylinderkesseln (Doppelkessel bzw. Zylinderkessel mit rückkehrender Flamme) ausgerüsteten Schnelldampfer und Reichspostdampfer des Norddeutschen Lloyd bzw. der Hamburg-Amerika-Linie.

Tabelle Nr. XXI.

Mantelblechstärken von Zylinderdoppelkesseln.

Name des Schiffes	Mantel- blech mm	Laschen- stärke mm	Nietschaft- länge von Kopf zu Kopf mm	Arbeits- druck kg/qcm
Kaiser Wilhelm d. Gr. .	37,5	30,0	97,5	12,5
Deutschland	37,0	30,0	97,0	15,0
Bremen	40,0	30,0	100,0	15,0

Bei einer noch vermehrten Steigerung des Arbeitsdruckes über 15 kg pro qcm Überdruck dürfte es fast unmöglich sein, die Nietverbindungen in sachgemäßer Weise auszuführen, weil ein gutes Anliegen der Laschen durch derartig lange Niete kaum gewährleistet werden kann, hingegen die Konstruktionen bei den Wasserröhrenkesseln keine Bleche von mehr als 20 bis 25 mm Stärke erfordern, welche Verbindungen bei dem heutigen Stande unseres Werkzeugmaschinenbaues mit Leichtigkeit herzustellen sind.

Zum Schlusse sei als Vorteil hervorgehoben, daß die Wasserröhrenkessel einen völlig neuen Einbau im Schiffe gestatten, ohne die Decks aufnehmen zu müssen. Dieser Vorteil fällt allerdings in erster Linie bei Kriegsschiffen besonders schwer ins Gewicht, wegen der äußerst zeitraubenden und kostspieligen Demontage der Panzerdecks, aber auch für Handelsschiffe ist es ein nicht zu unterschätzender Vorteil, weil beim Auswechseln der Zylinder- oder Lokomotivkessel eventuell kost-

bare Kammereinrichtungen usw. abgebaut werden müßten, was bei allen Wasserröhrenkesseltypen nicht nötig ist, da die Konstruktionseinzelteile derartige Dimensionen besitzen, daß sie bequem durch das Schornsteinluk in den Heizraum gebracht werden können. Ja, es werden sogar einige Wasserröhrenkesseltypen gar nicht erst an Land fertiggestellt, sondern bei Schiffsneubauten direkt im Schiffe eingebaut.

Den genannten Vorteilen stehen natürlich auch einige Nachteile gegenüber, welche die Veranlassung gewesen sind, weshalb besonders die Handelsmarine sich zuerst völlig ablehnend verhielt und jetzt nur ganz allmählich zum Einbauen von Wasserröhrenkesseln entschließt.

Zu den

Nachteilen der Wasserröhrenkessel

gegenüber den Zylinder- und Lokomotivkesseln zählt bei den meisten Typen vor allem der größere Kohlenverbrauch infolge ungünstiger Ausnutzung der Wärme der Heizgase durch schnelles Entweichen durch den Schornstein und Wärmeverluste an den Kesselummantelungen; ferner die größere Empfindlichkeit gegen Verschmutzen, so daß diese Kessel ausschließlich nur mit destilliertem Wasser aus den eigens dazu gebauten Evaporatoren¹⁾ gespeist werden dürfen und ferner noch den Einbau von Speisewasserreinigern erfordern, damit das dem Kondensator entnommene Wasser, möglichst vom Schmieröl befreit, zur Kesselspeisung verwandt werden kann. Es sei hierbei zugleich bemerkt, daß auch die Zylinder- und Lokomotivkessel mit 12 bis 15 kg pro qcm Überdruck solcher Hilfsapparate bedürfen, jedoch in dieser Beziehung nicht so empfindlich sind wie die Wasserröhrenkessel.

Noch ein anderer Faktor, der besonders bei der Handelsmarine ins Gewicht fällt, ist die anstrengendere Bedienung der Feuer, welche ein aufmerksames Heizer- und Aufsichtspersonal verlangt, wenn die Neigung der Wasserröhrenkessel zum Überkochen und die Erzeugung nassen Dampfes, welches die Folgen des kleinen Wasser- und Dampf-raumes sind, vermieden werden sollen.

Die Empfindlichkeit der Kessel gegen ungleichmäßiges Speisen ist bei vielen Konstruktionen durch selbsttätig wirkende Speisewasserregler behoben worden, jedoch bedingen auch diese Apparate, wenn ein richtiges Arbeiten gewährleistet werden soll, ein aufmerksames Heizerpersonal, was der Handelsmarine aber nicht immer in genügender Zahl zur Verfügung stehen dürfte.

Ein weiterer Nachteil der Wasserröhrenkessel ist, daß dieselben beim Bruch einer Wasserröhre außer Betrieb gesetzt werden müssen, während ein sogenannter Patentanker oder Rohrstopfer diesen Schaden an Zylinder- und Lokomotivkesseln verhältnismäßig schnell beseitigt.

¹⁾ Benetsch, Kesselspeisewasser. Verlag von Friedr. Vieweg u. Sohn 1908.

Vergleicht man nun die Vor- und Nachteile der Wasserröhrenkessel, so ist es wesentlich die Notwendigkeit, an Raum und Gewicht zu sparen, die auch die Handelsmarine veranlaßt, zum Einbau von bewährten Wasserröhrenkesselsystemen zu schreiten.

Da die Vorteile der Wasserröhrenkessel den Kesselkonstrukteuren immer als Ziel ihrer Wünsche vor Augen schwebten, so liegt es auf der Hand, daß seit den Anfängen der Dampfmaschine das Streben der Ingenieure dahin ging, einen brauchbaren Wasserröhrenkessel zu finden.

Die Einteilung der Wasserröhrenkessel erfolgt zweckmäßig nach der lichten Weite der Wasserröhren, man spricht deshalb von:

- A. Weitrohrigen Wasserröhrenkesseln und
- B. engrohrigen Wasserröhrenkesseln.

Von der ersten Gruppe, den weitrohrigen Wasserröhrenkesseln, wollen wir folgende Typen erwähnen:

- 1. Den deutschen Dürrkessel,
- 2. den amerikanischen Babcock-Wilcoxkessel.

Weitere hierher gehörige Typen haben sich bis jetzt vornehmlich in den Handelsmarinen des betreffenden Landes einführen können, infolge der Bevorzugung einheimischer Industrie.

Von den engrohrigen Wasserröhrenkesseln sind die folgenden Typen am bekanntesten:

- 1. Der englische Thornycroftkessel,
- 2. der deutsche Richard Schulzkessel,
- 3. der englische Blechydenkessel,
- 4. der französische Normandkessel,
- 5. der englische Yarrowkessel.

Als eine Kombination von engrohrigen Wasserröhrenkesseln und Zylinderkesseln möge noch des deutschen Wasserröhrenkessels von Joh. Schütte gedacht werden, welcher möglichst die Vorteile von Wasserröhren- und Zylinderkesseln in sich vereinen soll, ohne mit deren Mängeln behaftet zu sein. Eine größere Verbreitung hat dieser Typ bisher noch nicht finden können.

Wenden wir uns zunächst der

Beschreibung des Wasserröhren-Schiffskessels, System Dürr,

zu, welcher sowohl für Kriegs- als auch für Handelsschiffe vielfach gebaut wird.

Der Wasserröhrenkessel, System Dürr, besteht aus einer aufrechtstehenden, flachwandigen Wasserkammer von geringer Tiefe, die eine größere Anzahl geneigt liegender Wasserröhren aufnimmt und am oberen Ende in einen der Länge nach darüberliegenden Rundkessel mündet.

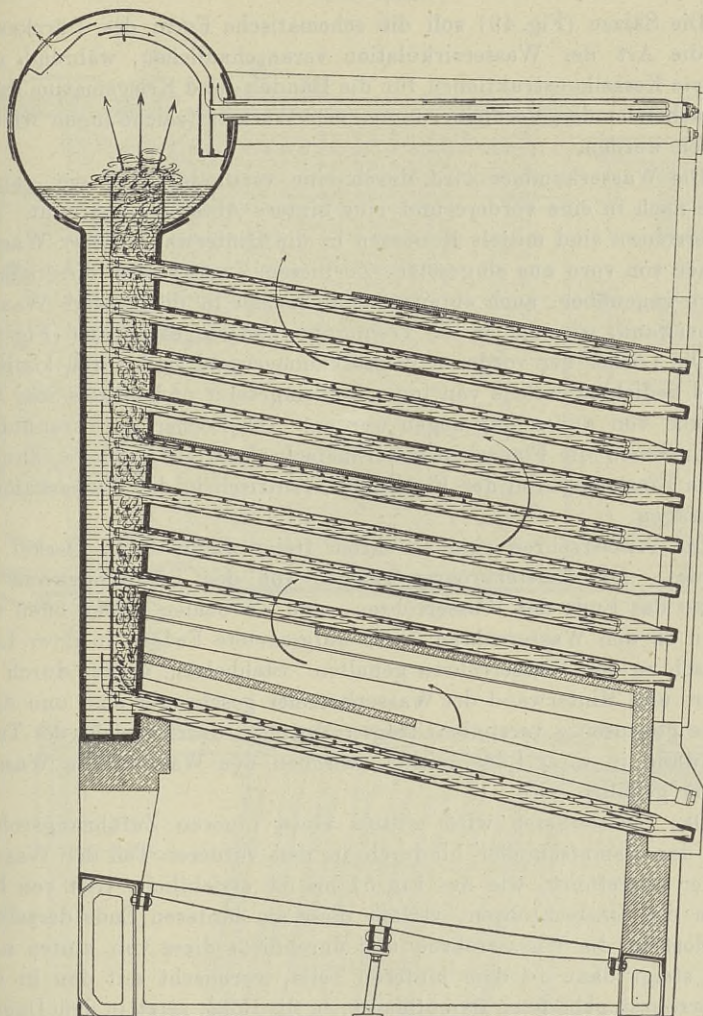


Fig. 49. Führung der Heizgase, des Wassers und Dampfes beim Dürrkessel.

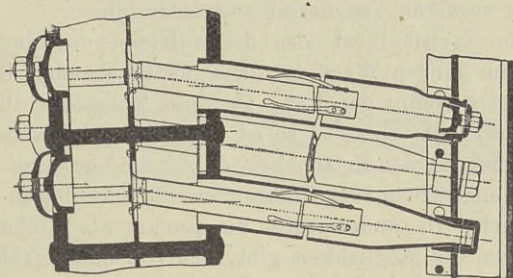


Fig. 50. Teil der Dürrschen Wasserkammer. Obere Wasserröhre mit Innenverschluß. Untere Wasserröhre mit Kapselverschluß.

Die Skizze (Fig. 49) soll die schematische Form des Dürrkessels und die Art der Wasserzirkulation veranschaulichen, während ausgeführte Kesselkonstruktionen für die Handels- und Kriegsmarine durch die nachstehenden Verkleinerungen von Werkstattzeichnungen wiedergegeben werden.

Die Wasserkammer wird durch eine vertikale Wand der ganzen Breite nach in eine vordere und eine hintere Abteilung getrennt. Die Wasserröhren sind mittels Konussen in die Hinterwand dieser Wasserkammer von vorn aus eingesetzt. Zu diesem Zwecke sind, diesen Bohrlochern gegenüber, auch entsprechende Löcher in die vordere Wasserkammerwand, wie auch in die Trennungswand eingeschnitten (Fig. 50).

Die Löcher der vorderen Wasserkammerwand sind durch konische Deckel gedichtet, welche von innen aus eingesetzt und mittels Steg und Schraube von außen angezogen werden. Die Löcher der Trennungswand nehmen die Flanschen von Einsteckröhren auf, welche, ähnlich wie die Einsteckröhren der Fieldkessel, zentrisch in die Wasserkammer hineinragen.

Die Wasserröhren sind an ihrem freien Ende durch Deckel abgedichtet. Die Einsteckröhren reichen von der Trennungswand bis nahe an das Ende der Wasserröhren, sind an beiden Enden offen und werden in den Wasserröhren durch aufgenietete Federn in ihrer Lage zentrisch zu den Wasserröhren gehalten. Stehbolzen, welche durch die Vorder- und Hinterwand der Wasserkammer geschraubt sind und diese Wände gegenseitig versteifen, tragen Muttern, durch welche die Trennungswand in ihrer Lage mitten zwischen den Wänden der Wasserkammer gehalten wird.

Das Speisewasser wird mittels eines inneren Zuführungsrohres durch den Dampfsammler hindurch in den vorderen Teil der Wasserkammer eingeführt, wie aus Fig. 51 bis 54 ersichtlich, tritt von hier aus in die Einsteckröhren, verläßt diese am hinteren Ende derselben, tritt dort in die Wasserröhren und durchfließt diese von hinten nach vorn, steigt dann in dem hinteren Teile, vermischt mit den in den Wasserröhren gebildeten Dampfblasen, in die Höhe, setzt in dem Dampfsammler den Dampf ab und stürzt über die Scheidewand in der Wasserkammer in den vorderen Teil derselben wieder hinein.

Bei diesem Kreislauf ist also der aufsteigende, dampfführende Strom auf seinem ganzen Wege von dem niedergehenden, Speisewasser führenden Strom getrennt gehalten. Da diese Wege überall einen sehr reichlichen Querschnitt erhalten, so ist auch selbst bei außerordentlich starker Beanspruchung der Heizflächen, d. h. beim Forcieren des Kessels, eine lebhaft, stets gleichmäßig funktionierende Zirkulation des Kesselwassers gesichert. Da andererseits die Bauart als Einkammerkessel den Wasserröhren die Möglichkeit gibt, sich frei und unabhängig voneinander, der Materialtemperatur entsprechend, auszudehnen, so sind Leckagen infolge von Wärmeausdehnung nicht zu befürchten.

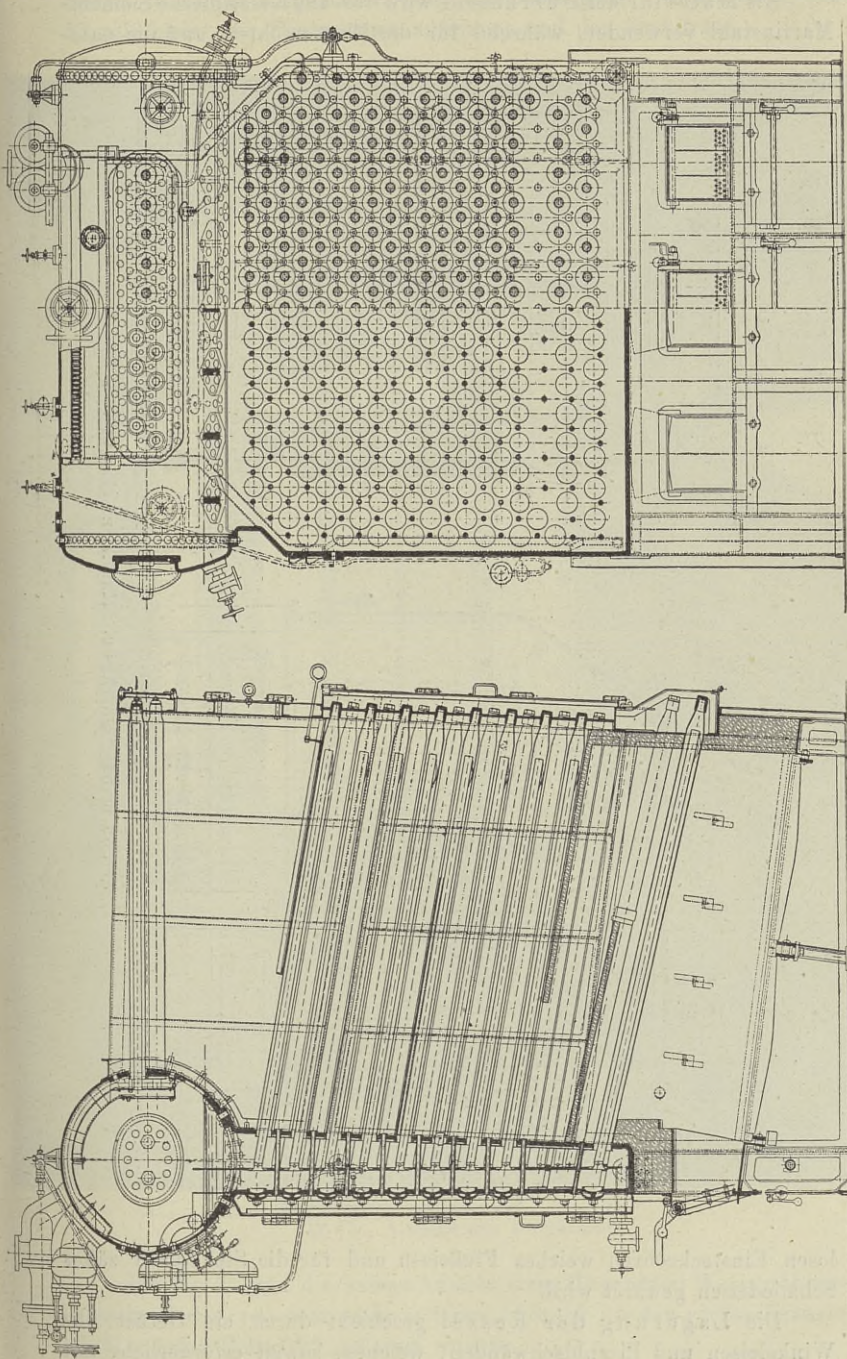


Fig. 51 u. 52. Dürrkessel (Kriegsmarinertyp).

Als Material der Dürrkessel wird für alle Kesselbleche Siemens-Martinstahl verwendet, während für die Wasserröhren und die naht-

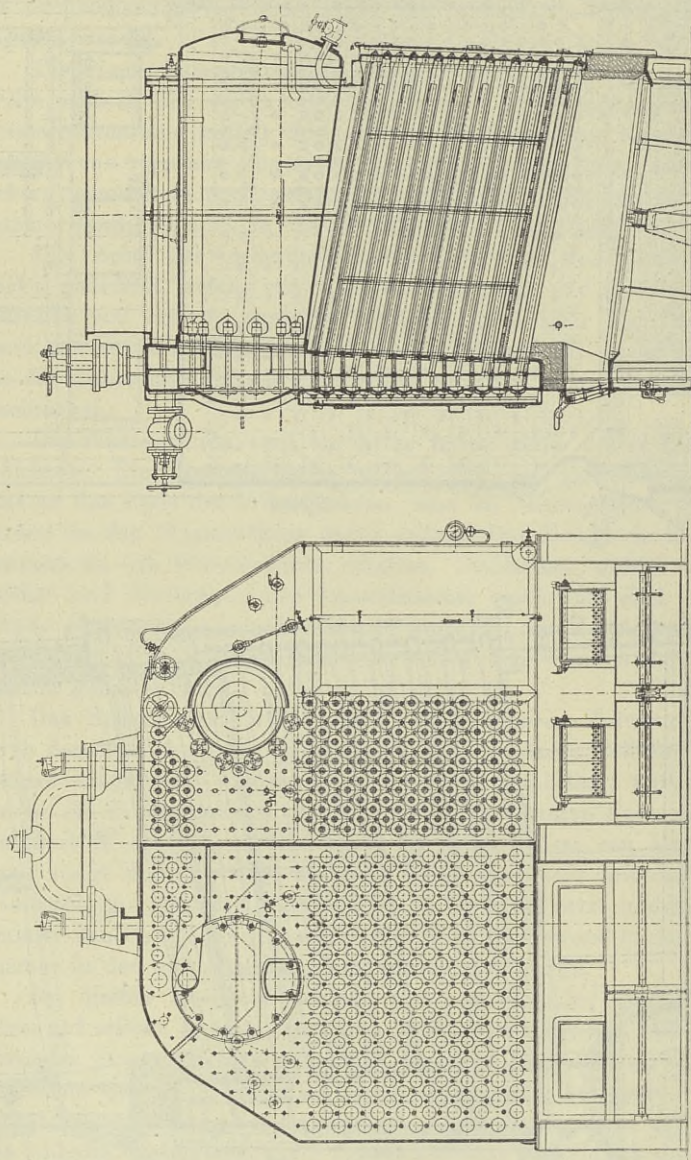


Fig. 53 u. 54. Dürrkessel (Handelsmarinetyp).

losen Einsteckröhren weiches Flußeisen und für die Stehbolzen zähes Schmiedeeisen gewählt wird.

Die Lagerung der Kessel geschieht durch ein Gerüst aus Winkeleisen und Eisenblechwänden, welches, soweit erforderlich, mit

Schamottesteinen ausgemauert wird, gleichzeitig die Ummantelung des Kessels bildet, die Feuerzargen aufnimmt und den Rost trägt.

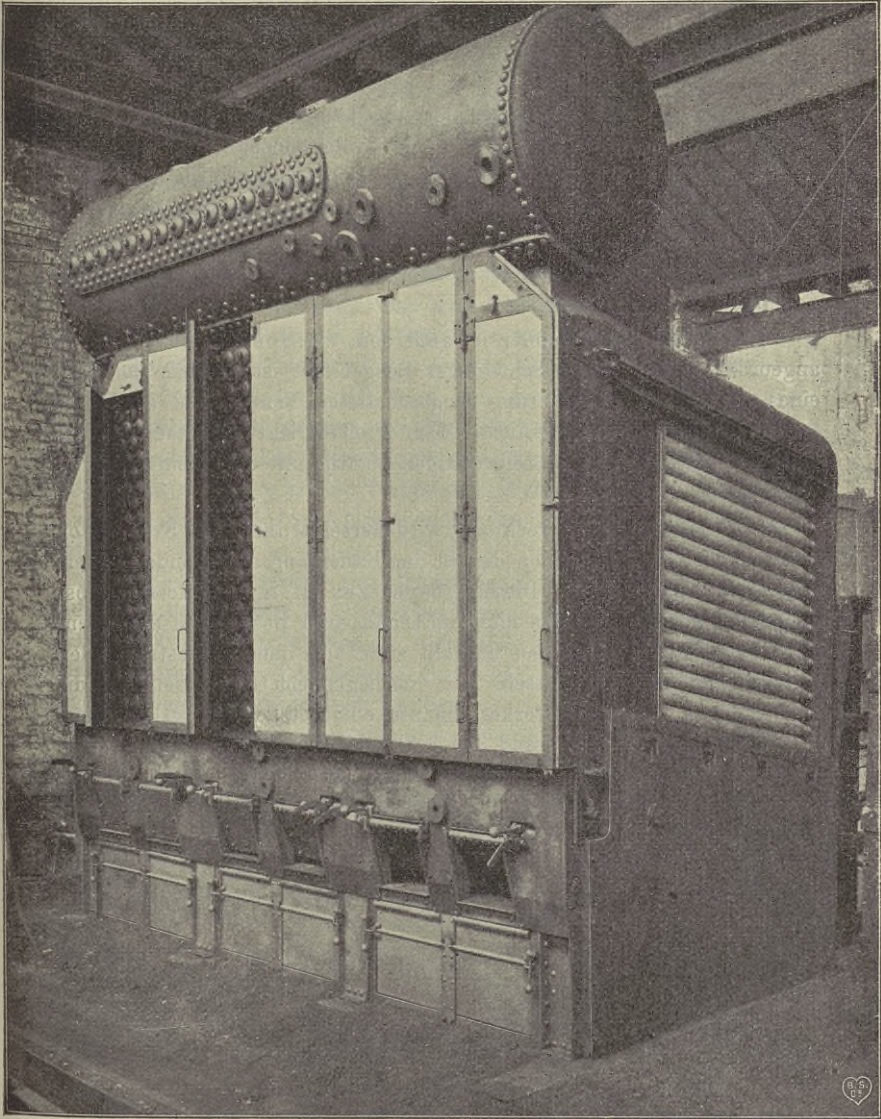


Fig. 55. Ansicht des Dürrkessels.

Die Fig. 55 gibt die äußere Ansicht eines Dürrschen Wasserröhrenkessels wieder, von dem unter anderen 14 Stück für den großen Kreuzer S. M. „Prinz Heinrich“ geliefert wurden.

Die hinteren Enden der Wasserröhren lagern in eisernen Rohrstützwänden, welche auf Konsolen des Gerüstes ruhen. Dieses Gerüst ist auf dem Kesselfundamente befestigt und hier mit wasserdicht abgeschlossenen Aschenfallkasten verbunden.

An Garnituren besitzt der Dürrkessel, wie jeder Schiffszylinderkessel (Fig. 51 bis 54):

2 Speiseventile, 2 Wasserstandsapparate, 3 Probierhähne, 1 doppeltes Federmanometer, 1 Stutzen für Kontrollmanometer, 1 Entlüftungsvorrichtung, 1 Ventil zum Abschäumen, 2 Sicherheitsventile.

Ferner ist in dem Rundkessel ein Mannloch eingeschnitten. An der Wasserkammer sind Ventile zum Ausblasen des Kesselwassers und Schlammes angebracht; an der tiefsten Stelle der Wasserkammer sind Schlamlöcher vorhanden.

In jedem Dampfsammler ist außerdem ein Speisewasserregler angeordnet, welcher als Schwimmer ausgebildet ist und der den Hub eines in die Speiserohrleitung eingeschalteten Ventils und somit die Speisung des Kessels reguliert. Eine Stellvorrichtung gestattet, die Durchgangsöffnung dieses selbsttätigen Ventils mit der Hand etwas zu vergrößern.

Um den Dampf zu trocknen, wird derselbe durch ein System von Röhren geleitet, welches von den in den Rauchfang abziehenden Feuer gasen umstrichen wird. Dieser Überhitzer ist in den Kessel selbst eingebaut, bildet also einen nicht ausschaltbaren Bestandteil desselben; die Überhitzerröhren werden deshalb stets von dem durchströmenden Dampfe gekühlt. Bei Kesseln mit querliegendem Oberkessel sind die Überhitzerröhren in den Oberkesselmantel eingesetzt, bei längs liegendem Oberkessel in die Hinterwand der hochgeführten Wasserkammer. Sie liegen in beiden Fällen horizontal in der Längsrichtung des Kessels und sind mit gleichem Konus wie die Siederöhren in der Kesselwand befestigt. Durch eine im Kessel eingebaute Kammer mit Trennungswand und Füllröhren Fieldschen Systems wird der Dampf in gleicher Weise durch die Überhitzerröhren geführt, wie das Kesselwasser durch die Siederöhren.

Zum Schutze der Kessel gegen Mitreißen von Kesselwasser findet die Dampfantnahme möglichst dicht unter der Decke des Rundkessels durch ein in der Längsrichtung des Oberkessels liegendes Rohr statt. Dasselbe wird als Schlitzrohr ausgeführt, welchem bei Kesseln mit starker Dampfentwicklung (Forcierung) ein System von Prallwinkeln vorgebaut ist, zur Abscheidung etwa mitgerissenen Wassers (Fig. 51 und 52).

Die Feuerung wird der Art des zu verfeuernden Brennstoffs und dem Grade der beabsichtigten Forcierung des Kessels angepaßt und hiernach die Größe der Rostfläche und Form der Roststäbe gewählt. In der Regel überdeckt der Rost die ganze unter dem Röhrenbündel ge-

legene Grundfläche. Der Verbrennungsraum wird durch eine vom Rost bis zum Röhrenbündel reichende Schamotteausmauerung eingeschlossen.

Die Führung der Heizgase durch das Röhrenbündel muß ebenfalls den jeweiligen Verhältnissen entsprechend angeordnet werden. In der Regel wird den Heizgasen durch auf die Röhren gelegte Abdeckungen eine in der Längsrichtung der Röhren hin- und hergehende Führung gegeben (Fig. 49, 51 u. 52), doch kann diese Führung auch quer den Röhren erfolgen.

Wo auf rauchschwache Verbrennung besonderer Wert zu legen ist, wird im unteren Teile des Röhrenbündels zur besseren Flammenentfaltung ein Verbrennungskanal hergestellt, indem hier, gewöhnlich zwischen der zweiten und dritten Rohrreihe, ein größerer Zwischenraum gegeben wird. Auch können die unter dem Kanal liegenden Rohrreihen etwas größere Neigung erhalten als die oberen Röhren, um den Kanal hinten noch zu erweitern. Dann wird die oberste Reihe der unteren Röhren auf zwei Drittel der Länge von vorn und die unterste Rohrreihe des oberen Bündels in den hinteren zwei Drittel ihrer Länge mit Schamottesteinen abgedeckt. Die Flammen werden also über den Rost nach hinten gezogen, kehren in dem Verbrennungskanal nach vorn und treten von dort in einmal hin- und hergehendem Zug durch das obere Röhrenbündel.

Über die Bedienung der Dürrkessel sei folgendes erwähnt. Als Speisewasser benutze man tunlichst Wasser, das durch Speisewassererzeuger gewonnen ist. Süßwasser (d. h. nicht evaporiertes), wie Quell- und Leitungswasser, sollte möglichst vermieden und gar Seewasser unter allen Umständen ausgeschlossen werden.

Das Belegen und Anzünden der Feuer geschieht in gleicher Weise, wie dieses bei den Zylinderkesseln der Handelsmarine üblich ist. Beim Dampfaufmachen sind diese Kessel nicht so empfindlich wie die Zylinder- und Lokomotivkessel, daher kann man im allgemeinen in etwa $1\frac{1}{2}$ Stunden den Kessel nach dem Feueranzünden auf den Betriebsdruck bringen. Wenn die Umstände ein möglichst schnelles Dampfaufmachen erheischen, so kann man unter normalen Verhältnissen das Anheizen so forcieren, daß in knapp einer Stunde die Maximalspannung erreicht wird. Zur Förderung des lebhaften Brennens ist nach dem Anzünden der Feuer die Ventilation mit 5 mm Luftüberdruck, welcher allmählich bis auf 12 mm gesteigert werden kann, in Betrieb zu nehmen.

Das Entleeren der Kessel kann ohne Gefahr für dieselben bei geringerem Druck durch Ausblasen geschehen. Dabei bleibt jedoch in den geneigt liegenden Röhren etwa 58 Proz. des Gesamtwasserinhaltes zurück, welches durch Öffnen der Verschlüsse an den hinteren Rohrwänden entfernt wird.

Die äußere Reinigung der Dürrkessel geschieht, wenn die Kessel sich im Betriebe befinden, soweit zugänglich durch Abblasen der Röhren mit Dampf oder komprimierter Luft.

An der Hilfsdampfrohrleitung befinden sich Ventile, an welche ein Spiralschlauch angeschlossen werden kann, der am anderen Ende mit einem dünnen Stahlrohr ausgerüstet ist. Dieses Stahlrohr wird durch die Durchbohrungen der Kesselstehbolzen (aus Fig. 51 ersichtlich) zwischen den Wasserröhren entlang geführt und es werden so die umliegenden Röhren mit Dampf abgestäubt. Diese Reinigung wird in den meisten Fällen erst nach Tagen ununterbrochenen Kesselbetriebes erforderlich werden.

Wenn die Kessel außer Betrieb sind, dürfen die Röhren nur mit Bürsten abgefeigt und nicht mit Dampf abgestäubt werden, weil sonst der kondensierende Dampf mit der Flugasche eine festklebende Schmutzmasse bilden würde.

Die Rohrbürsten sind an biegsamen Stielen (spanisches Rohr) befestigt und werden durch Löcher der Rohrstützwand zwischen die Wasserröhren geführt.

Von den Konservierungsarten können für Dürrkessel während der Indiensthaltung des Schiffes nur die luftfreie bei normalem Wasserstande und die nasse Konservierung in Betracht kommen. Die letztere Methode verspricht den besten Schutz des Kessels, wenn es sich um längere Betriebsunterbrechungen handelt (vgl. Abschnitt XVI).

Hinsichtlich der Bedienung der Feuer sind mit diesen Kesseln die Erfahrungen gemacht worden, daß die Höhe der Kohlschicht auf dem Rost 15 cm etwa nicht übersteigen sollte, welche Schicht aber bei langsamer Fahrt noch etwas zu vermindern ist, und zwar auf etwa 10 bis 12 cm.

Grundbedingung für ein gutes Arbeiten des Kessels sind ebenso wie für jeden Zylinderkessel: „Dünne, gleichmäßig auf dem Rost verteilte und lebhaft brennende Feuer.“

Der Babcock-Wilcoxkessel (Fig. 56 bis 61)

ist amerikanischen Ursprungs, weshalb wir diesen Typ auch besonders auf Dampfern der amerikanischen Handelsmarine vorfinden. In Deutschland bauen die Deutschen Babcock- und Wilcox-Dampfkesselwerke A.-G. zu Oberhausen im Rheinland dieses System, um den Bedarf der deutschen Industrie decken zu können.

Geschichtlich sei bemerkt, daß im Jahre 1867 der erste Original-Babcock-Wilcoxkessel gebaut wurde und daß seit dieser Zeit eine große Anzahl von Versuchen mit diesem Typ in den verschiedensten Anordnungen und mit allen nur möglichen Detailkonstruktionen ausgeführt worden sind, die schließlich zu der jetzigen Bauart geführt haben, welche sich in jeder Hinsicht bewährte.

Auf Grund dieser Versuche hat sich ergeben, daß an einem Wasserröhrenkessel, welcher sowohl betreffs der Konstruktion als auch der Leistungsfähigkeit die weitgehendsten Ansprüche zu erfüllen imstande ist, die nachfolgend genannten Anforderungen gestellt werden müssen:

a) Es ist eine Teilung des Gesamtwasserraumes in Sektionen erforderlich, die derart eingerichtet sein muß, daß im Falle eine Sektion schadhaft werden sollte, keine allgemeine Explosion stattfinden kann und die schädlichen Wirkungen auf das Ausströmen des Kesselinhaltes beschränkt bleiben.

b) Eine beständige und gründliche Zirkulation des Wassers im Kessel soll die Dampfproduktion erleichtern, die Leistung des Kessels erhöhen und alle Teile desselben in möglichst gleicher Temperatur erhalten.

c) Ein Schlamm-sammler, welcher der Einwirkung der Feuergase nicht ausgesetzt werden darf, soll die im Wasser enthaltenen Schmutz- und Schlammteile sowie die aus demselben eventuell sich ausscheidenden und Kesselstein bildenden Salze aufnehmen.

d) Der Dampf- und Wasserinhalt des Kessels soll, um einen schädlichen Wechsel im Druck und Wasserstand zu vermeiden, genügend groß sein.

e) Der Kessel muß rationell gebaut sein, d. h. er soll überall ein reichliches Übermaß von Stärke, die auch bei äußerster Anstrengung noch vollständige Sicherheit gewährleistet, erhalten; es sollen bei ungleicher Ausdehnung der Einzelteile die hierbei entstehenden übermäßigen Beanspruchungen vermieden werden und es darf keine Verbindung der direkten Einwirkung der Feuergase ausgesetzt sein. Der Kessel muß ohne Zuhilfenahme von Verankerungen hergestellt werden.

f) Sämtliche Teile des Kessels müssen zwecks Ausführung bequemer Reinigung und eventueller Reparaturen leicht zugänglich sein.

Wie weit nun der Babcock-Wilcoxkessel in seiner jetzigen Bauart diesen aufgestellten Anforderungen entspricht, möge an Hand nachstehender Konstruktionszeichnungen gezeigt werden.

Der Kessel besteht im allgemeinen aus einer Anzahl von geneigt liegenden schmiedeisernen Röhren, die den gesamten Wasserinhalt des Kessels in viele kleine Ströme zerteilen. Diese werden durch die Feuergase, welche die Röhren in senkrechter Richtung bestreichen, schnell auf eine hohe Temperatur gebracht. Das erwärmte Wasser steigt in diesen Röhren nach vorn und tritt dort in schlangenförmige, aus Schmiedeisen hergestellte, vertikale Sektionskammern (Fig. 56 und 57), von wo es in den horizontal liegenden Oberkessel geleitet wird. In diesem trennt sich der Dampf von dem Wasser, das letztere fließt durch die am hinteren Ende des Oberkessels angeordneten Verbindungsröhren in die hinteren Sektionskammern und gelangt aus diesen wieder in die geneigt liegenden Röhren, wo es, von neuem der Wirkung des Feuers ausgesetzt, den eben beschriebenen Kreislauf wiederholt. Diese fortwährende Zirkulation des gesamten, im Kessel befindlichen Wassers erhält denselben in allen Teilen auf gleicher Temperatur. Der im Wasser eventuell enthaltene Schlamm scheidet sich, vermöge des höheren spezi-

fischen Gewichtes, in einem Schlammssammler, welcher am tiefsten Punkte der hinteren Sektionskammern angebracht ist, ab und kann von dort aus von Zeit zu Zeit abgelassen werden.

Konstruktion. Die geneigt liegenden, schmiedeisernen Röhren sind an beiden Enden in die vertikalen schlangenförmig gekrümmten Kammern eingewalzt. Gegenüber jedem Rohrende befindet sich ein Handloch, um die betreffende Röhre reinigen bzw. durch eine neue ersetzen zu können, wie aus dem abgebildeten Schnitt durch den vorderen oberen Teil des Kessels (Fig. 56) ersichtlich ist. Die Hand-

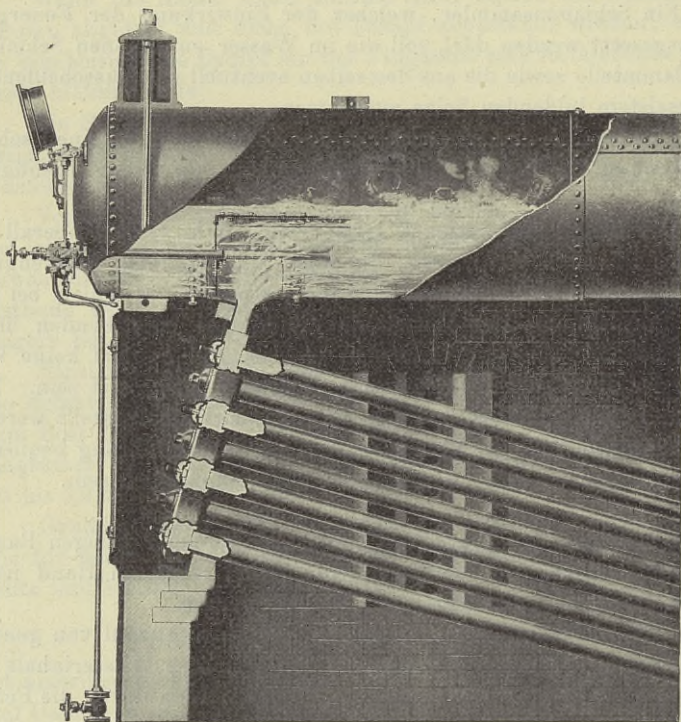


Fig. 56. Schnitt durch den vorderen oberen Teil des Babcock-Wilcoxkessels.

deckel werden durch innere und äußere Deckel geschlossen, welche, Metall auf Metall, ohne jedes Dichtungsmaterial, einen vollkommen dichten und sicheren Verschuß bilden. Jedes vertikale Röhrenbündel mit seinen beiden Endkammern ist einzeln mit dem Oberkessel vorn und hinten durch kurze Rohrstücke verbunden, wodurch die Zirkulation des Wassers vollkommen frei und ungehemmt wird.

Der Oberkessel besteht aus Eisenplatten, dessen Längsnähte doppelt und dessen Quernähte einfach genietet sind. Das Material ist Siemens-Martinflußeisen bester Qualität (S. M. I.). Der Schlammssammler ist mit jeder der hinteren Kammern einzeln durch kurze Rohrstücke ver-

bunden und hat Reinigungsöffnungen und Stützen für das Abblaserohr. Durch seine eigenartige Konstruktion kann der Kessel fast für jeden Raum passend gebaut werden.

Die Zirkulation des Wassers findet im Babcock-Wilcoxkessel immer in ein und derselben Richtung statt, es entstehen keinerlei Gegenströmungen. Die schnelle Zirkulation des Wassers trägt viel dazu bei, das Absetzen von Schlamm und Kesselstein zu verhindern. Durch die Konstruktion und freie Aufhängung des Kessels können sich alle Teile desselben ungehindert ausdehnen; es findet daher kaum ein Werfen der Röhren statt. Alle Verbindungsstellen sind der Berührung mit dem Feuer entzogen; die dünnste und wirksamste Heizfläche, von den Siederöhren gebildet, liegt über dem Feuer. Die dem Dampfdruck ausgesetzten Teile haben einen verhältnismäßig kleinen Querschnitt und können daher einem sehr hohen Drucke widerstehen. Der Babcock-Wilcoxkessel wird ohne Verwendung von Stehbolzen oder sonstigen Verankerungen hergestellt, wodurch sowohl seine Sicherheit als auch seine Betriebsdauer nicht unwesentlich vergrößert werden. Der ganze Kessel ist vermittelt Stahlbänder an schmiedeiserne Querträger, welche auf schmiedeisernen Säulen ruhen, aufgehängt, so daß er sich nach allen Richtungen hin, ohne das Mauerwerk zu stören, frei ausdehnen kann. Die wirksamen Heizflächen sind dünn, die mit den heißen Feuergasen in Berührung kommenden Wasserströme haben einen kleinen Querschnitt, die Gase treffen dieselben senkrecht zu ihrer Bewegungsrichtung.

Durch die zickzackartige Anordnung der Röhren, welche aus der nachstehenden Endansicht eines Kopfstückes (Fig. 57) ersichtlich ist, werden die aufsteigenden Feuergase zerteilt. In dem Raume zwischen dem Oberkessel und den Röhren dehnen sich diese Gase aus und passieren zum zweiten und dritten Male die Röhren, wodurch eine möglichst vollkommene Verbrennung, schnelle Dampfentwicklung und ein hoher Nutzeffekt erzielt wird.

Da die Kessel aus einzelnen Teilen von an und für sich geringem Gewicht und Dimensionen bestehen, so ist auch bei diesem Typ ein Einbau im Schiff möglich, ohne die Decks aufnehmen zu müssen. Alle Kesselteile sind leicht erreichbar, sowohl von innen als von außen und können daher immer bequem nachgesehen und in guter Ordnung gehalten werden.

Der Weg, den die Verbrennungsprodukte zu nehmen haben, ist denselben durch Mauerwerk vorgeschrieben. Die Heizgase steigen zwischen den Röhren nach dem unter dem Oberkessel befindlichen Verbrennungsraum, gehen von dort zwischen den Röhren hindurch abwärts, dann nochmals aufwärts und ziehen schließlich durch den Schornstein ab.



Fig. 57. Endansicht eines Kopfstückes.

Der Weg des Dampfes ist gleichfalls durch die Bauart des Babcock-Wilcoxkessels festgelegt. Das in den Röhren erwärmte Wasser steigt zusammen mit dem aus ihm entwickelten Dampfe, des geringeren spezifischen Gewichtes wegen, nach dem oberen Ende, tritt von dort in den

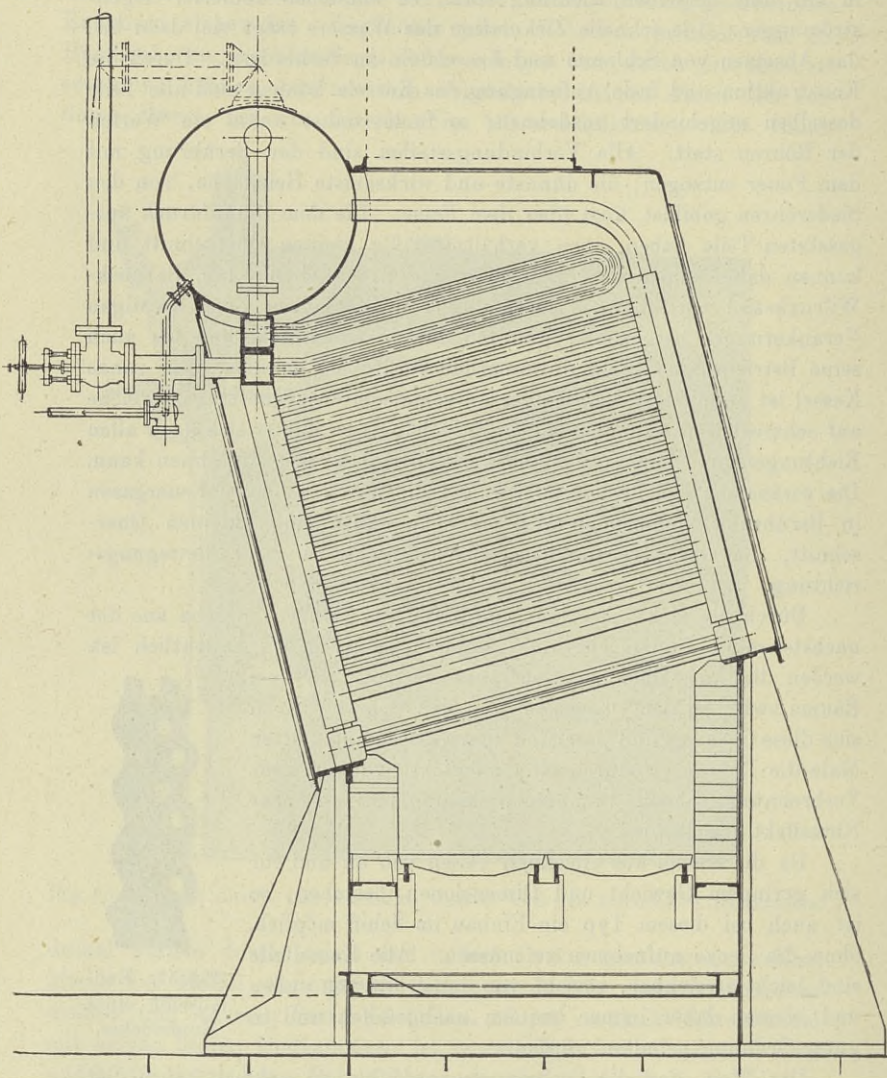


Fig. 58. Babcock-Wilcox-Wasserröhrenschiffskessel mit Dampfüberhitzer.

Oberkessel, und in diesem trennt sich der Dampf vom Wasser. Letzteres fällt durch die hinteren Verbindungsrohre abwärts und leitet so die während des Betriebes ohne Unterbrechung tätige Zirkulation ein. Da die Wege genügend groß und frei sind, so ist die Zirkulation sehr

rasch; sie reißt den Dampf mit sich, sobald er gebildet wird, und ersetzt denselben durch Wasser, nimmt die Wärme des Feuers vorteilhaft in sich auf, mischt den Wasserinhalt des Kessels gehörig durcheinander und gleicht die Temperaturen desselben aus; sie verhindert in gewisser Hinsicht die Bildung von Kesselstein auf der Heizfläche,

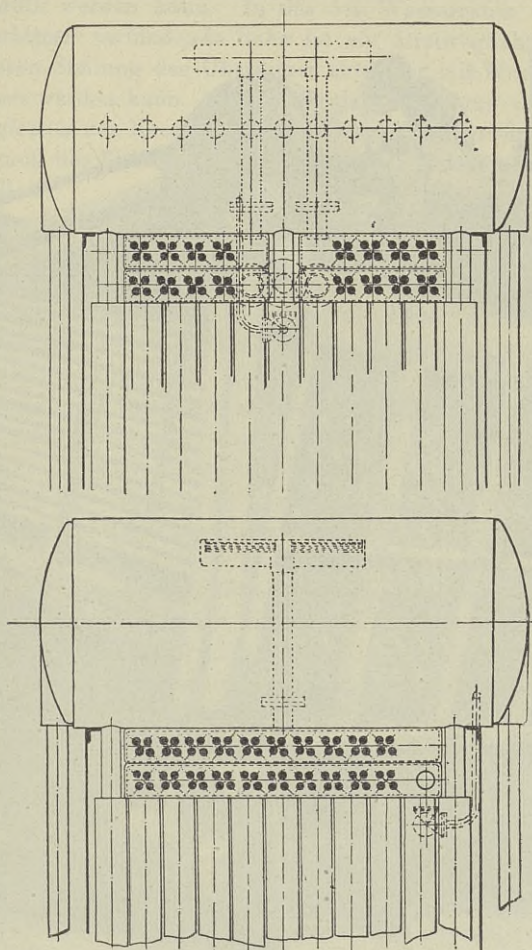


Fig. 59 u. 60. Babcock-Wilcox-Überhitzer.

indem sie denselben mitreißt und im Schlammssammler absetzt, aus welchem er leicht abgelassen werden kann. Die Dampfantnahme geschieht am hinteren Teile des Oberkessels.

Die unverkennbaren Vorteile, welche die Überhitzung des Dampfes im Gefolge hat (siehe den Abschnitt VIII), veranlaßten auch die Deutschen Babcock-Wilcox-Dampfkesselwerke, ihre Kessel mit Überhitzern auszurüsten.

Der Patent-Dampfüberhitzer von Babcock-Wilcox (Fig. 58 bis 61), der in Schiffskesseln eingebaut wird, besteht im wesentlichen aus schmiedeisernen Kästen, die durch ein System U-förmig gebogener nahtloser schmiedeiserner Röhren von 38 mm äußerem Durchmesser und etwa 4 mm Wandstärke miteinander verbunden sind.

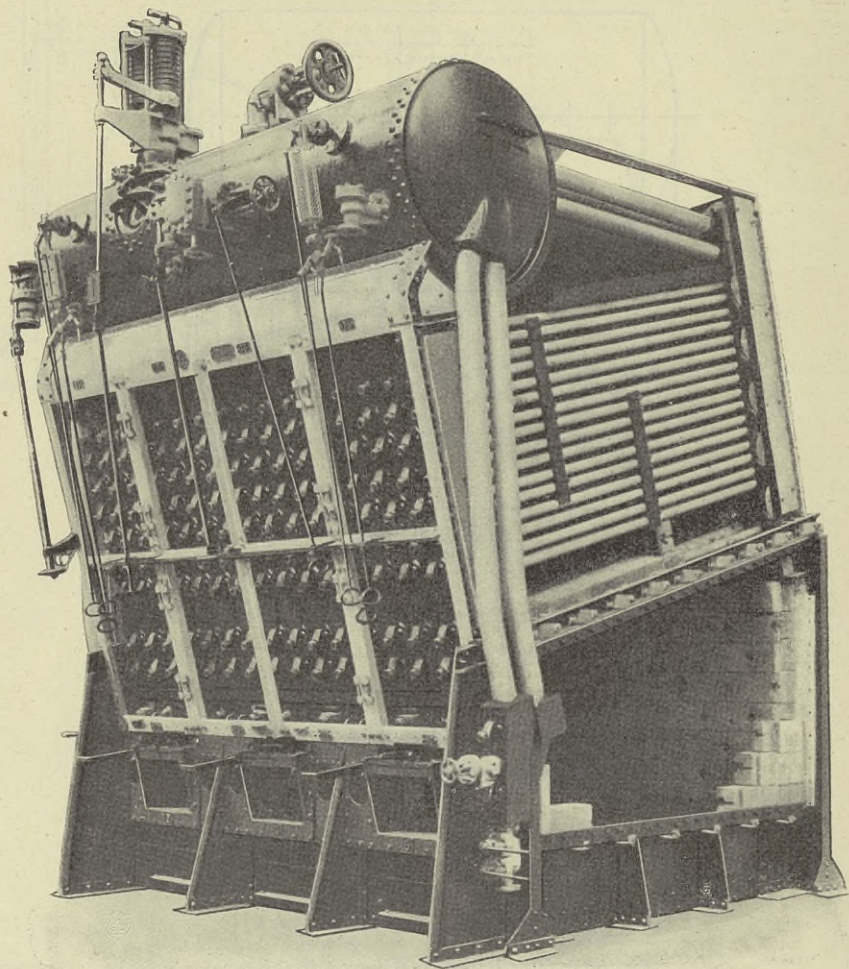


Fig. 61. Babcock-Wilcox-Wasserröhrenschiffskessel mit Dampfüberhitzer.

Der dem Kessel entnommene Dampf wird in einen bzw. das eine Paar der Kästen geleitet, durchstreicht das Röhrensystem und wird in überhitztem Zustande dem anderen Kasten bzw. Kastenpaar entnommen.

Die Röhren sind in Gruppen zu vieren angeordnet und durch Einwalzen mit den Kästen verbunden. Vor einer jeden Röhrengruppe be-

findet sich in der gegenüberliegenden Kastenwand eine verschließbare Öffnung, die die innere Revision des Überhitzers erleichtert und durch welche die Röhren eventuell nachgewalzt werden können.

Gegen Ausglühen wird dieser Überhitzer dadurch geschützt, daß er jederzeit durch eine geeignete Rohrverbindung mit Wasser aus dem Kessel gefüllt werden kann. In das den Wasserraum des Kessels mit dem Überhitzer verbindende Rohr ist ein Dreiweghahn eingeschaltet, durch dessen Stellung der Überhitzer entweder mit Wasser gefüllt oder ausgeblasen werden kann. Durch die dritte Stellung des Hahnes wird der Dampfraum des Kessels mit dem Überhitzer verbunden, und diese Stellung muß der Hahn einnehmen, wenn der Kessel überhitzten Dampf liefern soll.

Das im Kessel enthaltene Wasser, welches die der Dampfspannung entsprechende Temperatur angenommen und somit bereits (bei 3 Atm. Überdruck = 144°C) alle Kesselstein bildenden Salze usw. abgesetzt hat, wird naturgemäß den aus ihm entwickelten Dampf rein nach dem Überhitzer leiten und es ist daher ein Absetzen von Kesselstein in demselben nicht zu befürchten. Die Anordnung der Babcock-Wilcoxüberhitzer kann derart getroffen werden, daß der Hauptdampfrohrleitung entweder nur überhitzter oder gesättigter oder auch zwischen den Temperaturen beider beliebig überhitzter Dampf zugeführt werden kann. Um den Grad der Überhitzung aus der Temperatur ersehen zu können, sind die Überhitzer mit geeigneten Thermometern ausgerüstet.

Von den engrohrigen Wasserröhrenkesseln wollen wir zunächst den Yarrowkessel durch Wort und Bild erläutern.

Der Yarrowkessel (Fig. 62 u. 63) besteht aus einem oberen, horizontal liegenden, zylindrisch geformten Dampfsammler, ferner aus zwei unten ebenfalls horizontal gelagerten, parallel laufenden Wasserkästen, welche den Rost auf zwei Seiten begrenzen und gewöhnlich aus zwei gewölbten Hälften zusammengeschraubt sind, und drittens aus zahlreichen engen, geraden Siederöhren aus Flußeisen ohne Naht, welche den Ober- und die Unterkessel, d. h. den Dampf- und die Wassersammler miteinander verbinden. Die Wassersammler sind bei den älteren Yarrowkesseln aus zwei Halbzylindern mit Flanschen hergestellt, welche großen Dichtungsflächen jedoch häufiger Veranlassungen zu Leckagen gaben, weshalb Yarrow bei seinen neuesten Ausführungen den Wasserkasten aus einem Stück herstellt und das Befahren des Kastens durch vorgeschraubte Deckel (mit bedeutend kleineren Dichtungsflächen) ermöglicht.

Anfänglich hatte man zur Erzielung eines guten Wasserumlaufes besonderen Wert auf die Fallrohre gelegt, d. h. auf zwei gerade, etwas weitere Rohre, welche die Verbindung für den abfallenden Wasserstrom herstellten. Jedoch hat es sich gezeigt, daß der Umlauf auch ohne dieselben in genügendem Maße stattfindet, und zwar um so günstiger,

je lebhafter die Dampfentwicklung ist. Durch den Fortfall dieser Fallrohre erzielt man schließlich auch eine gewisse Gewichtsparsnis, und wirken jetzt in den neuesten Yarrowkesseln die äußeren, etwas kälter gelegenen Wasserröhren als Fallrohre.

Der normale Wasserstand liegt, wie aus den Abbildungen ersichtlich, in der unteren Hälfte des Dampfsammlers über den Mündungen der äußeren Wasserröhren, so daß sämtliche Röhren ganz mit Wasser gefüllt sind.

Der Rost ist zwischen den Wassersammlern gelagert, und es steigen die Feuergase zwischen den Wasserröhren hindurch in den entweder oberhalb oder hinter dem Kessel angeordneten Rauchfang.

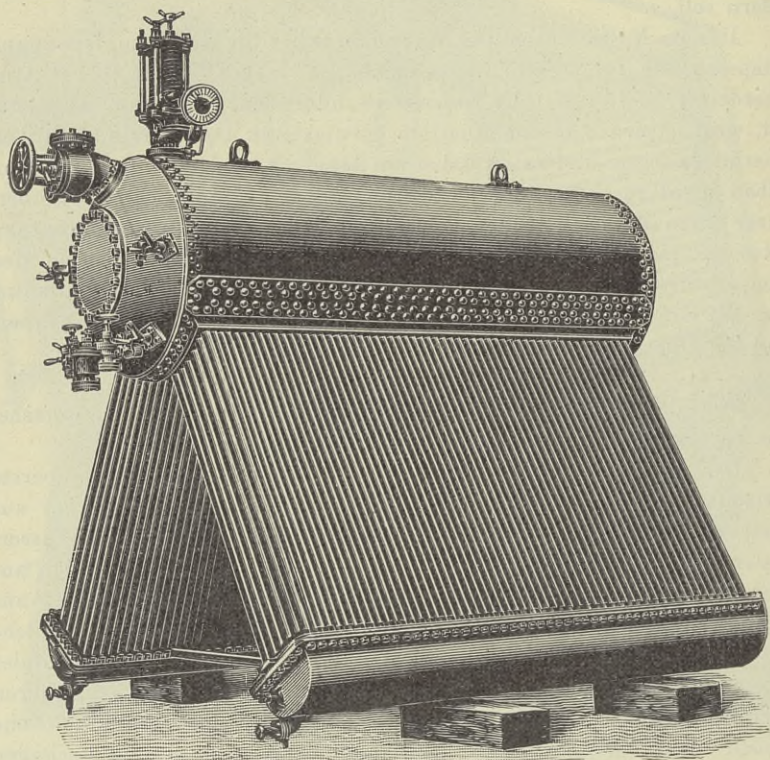


Fig. 62. Ansicht des Yarrowkessels.

Die Befestigung der Wasserröhren in den Wänden der Dampf- und Wassersammler wird verschieden ausgeführt.

Die Röhren werden:

1. entweder in die Löcher der Wände der Sammler nur eingedrillt, oder
2. es werden außerdem die in das Innere der Sammler hineinragenden Enden noch etwas konisch aufgeweitet, oder

3. die Röhren werden in die Wände eingedrillt und sowohl innerhalb als außerhalb der Wände mittels besonders geformter Mandrille (Rohrwalzen) aufgeweitet, oder

4. es werden die Röhren in die Löcher der Wände der Sammler eingedrillt und die überstehenden Enden umgebördelt und gegen die Wände der Sammler niedergestemmt, oder

5. es werden in die Rohrlöcher in den Wänden der Sammler flache, halbrunde Gewinde oder parallel zueinander angeordnete Rillen eingeschnitten und die Röhren in diese Gewinde durch Aufwalzen hineingepreßt.

Das Aufwalzen der Wasserröhren geschieht fast nie durch Hand, sondern durch elektrisch — oder pneumatisch — betriebene Rohrwalzen, von denen eine von Yarrow konstruierte sich sehr gut bewährt hat.

Die großen Dampfsammler sind mit Mannlöchern und entsprechenden Verschlüssen versehen. Die kleineren Wassersammler neueren Typs sind an den Enden durch aufgeschraubte Deckel verschlossen.

Das Speisewasser wird in den unteren, mit Wasser gefüllten Teil des Dampfsammlers hineingedrückt, fließt von hier durch die kälter gelegenen Rohrreihen nach den Wassersammlern, steigt aus diesen durch die engen, vom Feuer berührten Wasserröhren, mit Dampfblasen vermischt, in den Dampfsammler zurück, setzt hier den Dampf ab und fällt wiederum durch die, als Fallrohre dienenden äußeren Rohrreihen in die Wassersammler zurück.

Über die Lagerung und Ummantelung der Yarrowkessel sei folgendes bemerkt:

Die Wassersammler sind auf dem Kesselfundamente gelagert und tragen den Dampfsammler mittels der Wasserröhren, wo erforderlich, sind die Dampfsammler auch noch durch Säulen abgestützt.

Zum Abschluß des Feuerraumes des Kessels gegen den Heizraum dient eine Wand aus dünnen Flußeisenblechen, welche mit Matratzen aus Asbestpappe oder ähnlichen Wärmeschutzmitteln bekleidet wird.

An der Stirn- und Rückseite des Kessels sind ebenfalls derartige Blechwände angebracht; soweit jedoch die eigentliche Feuerung vom Heizraum abgeschlossen werden muß, sind dieselben durch Doppelwände ersetzt. Um die innere Wand vor dem Verbrennen zu schützen, ist dieselbe mit einer Schicht feuerfester Schamottesteine belegt, wie aus dem Querschnitt des Yarrowkessels (Fig. 63) ersichtlich ist. In der Stirnwand sind Feuertüren und Dämpferklappen vorgesehen.

Zum Kühlen der Doppelwände sind in die äußere Wand Löcher geschnitten, welche durch, in Scharnieren leicht beweglich aufgehängte, Klappen verschlossen werden. Die durch diese Öffnungen aus dem Heizraum eintretende Luft streicht zwischen den Wänden hindurch und kann zwecks Erzielung einer möglichst rauchfreien Verbrennung je nach Bedarf in den Verbrennungsraum als Sekundärluft geleitet werden. Außerdem sind in der Stirn- und Rückwand noch eine An-

zahl Reinigungsöffnungen und Schaulöcher mit Verschlußdeckeln angebracht.

Die Garnitur des Yarrowkessels ist die gleiche wie die des Zylinderkessels, zu welcher noch der automatisch wirkende Speisewasserregulator und ein Feuerlöschventil kommt, welches im Notfalle durch den in die Feuerung geleiteten Dampf die Einwirkung des Feuers auf dem Rost augenblicklich dämpfen soll.

Die Dampfentnahme findet möglichst dicht unter der Decke des Dampfsammlers statt, und zwar mittels eines mit Schlitzfenstern versehenen

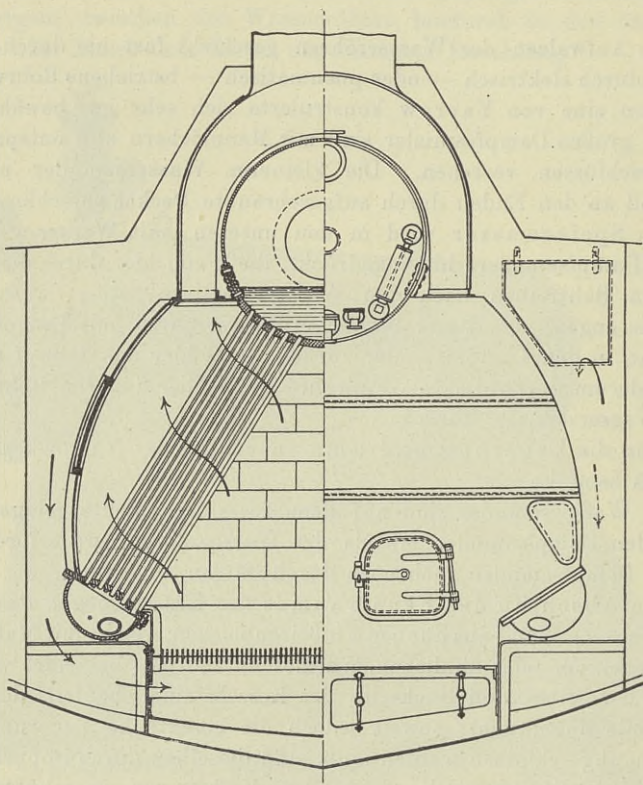


Fig. 63. Querschnitt des Yarrowkessels.

Rohres. Außerdem sind vor der Mündung der Wasserröhren Prallplatten, eventuell auch noch unterhalb des Dampfentnahmerohres siebartig gelöcherte Bleche angeordnet, welche der Dampf durchströmen muß und welche das mitgerissene Wasser zurückhalten.

Yarrow verwendet, wie gesagt, zur Verbindung der beiden Unterkessel mit dem Oberkessel gerade Röhren, während die Röhren bei dem englischen Blechyndenkessel eine schwache Krümmung nach der Feuerung zu erhalten und die wie beim verbesserten Yarrowkessel so eingesetzt sind, daß sie sich durch entsprechende Verschlüsse im Ober-

kessel nach oben zwecks Erneuerung leicht entfernen lassen. Im übrigen bestehen zwischen beiden Konstruktionen keine wesentlichen Abweichungen. Der Yarrowkessel hat in Deutschland sowohl in der Handels- als auch Kriegsmarine Eingang gefunden, wie z. B. auf dem Salondampfer des Norddeutschen Lloyd „Nixe“ und auf dem Torpedoboot „S. 32“, während außerdem Schiffe der englischen und auch vielfach solche der holländischen, schwedischen und norwegischen Marine damit ausgerüstet sind.

Der Normandkessel, von der Firma Augustin Normand & Co. in Havre (Frankreich) gebaut, hat vor allem in Frankreich auf Postdampfern, größeren Yachten, Kreuzern und Schlachtschiffen, bei uns in Deutschland auf S. M. Torpedodivisionsboot „D. 3“ Eingang gefunden. Dieser Kesseltyp ähnelt dem weiter unten beschriebenen Thornycroftkessel und unterscheidet sich von diesem hauptsächlich durch die Krümmung der Wasserröhren, welche sämtlich unter dem normalen Wasserstande in den Dampfsammler einmünden. Der Normandkessel bildet also bezüglich der Form und Anordnung der Wasserröhren etwa ein Mittelding zwischen Yarrow und Thornycroft. Die eingangs angeführten fünf Systeme lassen sich daher etwa wie folgt zusammenfassen:

Yarrow hat gerade Röhren	}	Röhren münden in den Wasserraum.
Blechynden hat schwach zum Feuer gekrümmte Röhren		
Normand hat stärker zum Feuer gekrümmte Röhren		
Thornycroft hat stark nach außen und nach innen gebogene Röhren	}	Röhren münden in den Dampfraum.
Richard Schulz hat stark nach außen und nach innen gebogene Röhren	}	Röhren münden teils in den Wasser- und teils in den Dampfraum.

Der Thornycroftkessel, von der englischen Firma Thornycroft u. Co. in Chiswick bei London gebaut, hat in fast allen Marinen Eingang gefunden. Der Kessel hat gebogene, enge Wasserröhren von 25 bis 38 mm Durchmesser und wird entweder als Einfeuer- oder als Zweifeuerkessel ausgeführt. Jede dieser Ausführungen kann, analog den Zylinderkesseln mit rückkehrender Flamme, als Einfach- oder Doppelkessel gebaut werden.

Der Einfeuerkessel von Thornycroft. Der gemeinschaftliche untere Wasserraum besteht aus zwei parallelen, horizontalen, an einem Ende durch ein Mannloch zugänglichen zylindrischen Behältern neben dem Rost. Der gemeinschaftliche obere Dampfsammler ist wie bei dem neueren Yarrowkessel angeordnet. Das Röhrensystem für den aufsteigenden Strom besteht aus zwei symmetrischen Gruppen von gebogenen, dünnen Wasserröhren, welche, wie beim Yarrowkessel, im Dampf- und Wassersammler gedichtet sind. Bei dem sog. Speedytyp

(nach H. M. S. „Speedy“) sind noch große weite Fallrohre vorhanden, während dieselben von Thornycroft bei dem neueren Daringtyp (H. M. S. „Daring“) fortgelassen worden sind.

Die Wasserröhren münden im Gegensatz zu Yarrow sämtlich oberhalb des etwas unter Mitte des Dampfsammlers liegenden Wasserstandes ein. Die Anordnung der Wasserröhren in den Rohrwänden erfolgt zickzackförmig, und die Röhren sind stellenweise so zusammengebogen, daß zwei benachbarte Rohrreihen eine geschlossene Wand bilden. Auf diese Weise wird einerseits den Heizgasen ein ganz bestimmter Weg zwischen den Wasserröhren vorgeschrieben, andererseits eine dichte äußere Begrenzungswand geschaffen; im übrigen ist der Weg, den die Heizgase zum Rauchfang zu nehmen haben, der gleiche wie bei Yarrow.

Für die Umgrenzung des Feuerraumes, die Anordnung der Armatur und die Zugänglichkeit des Dampfsammlers gilt das über Yarrow angeführte, was jedoch die mechanische innere Reinigung der Röhren beim Thornycroftkessel anlangt, so ist dieselbe infolge der doppelt gebogenen Röhren bedeutend schwieriger durchführbar. Eine Verankerung des Kessels fehlt sowohl bei Yarrow wie bei Thornycroft.

Der Zweifeuerkessel hat drei parallele, horizontal liegende, zylindrische Wassersammler, von welchen die Wasserröhren zum gemeinschaftlichen Dampfsammler gehen, welcher wie beim Einf Feuerkessel ausgeführt ist. Die Röhren, welche vom mittleren Wassersammler zum Dampfsammler gehen, bilden eine herzförmig gekrümmte Röhrengruppe, während die Verbindung der beiden äußeren Wassersammler mit dem Dampfsammler durch zwei symmetrische, verhältnismäßig schwach gekrümmte Rohrreihen erfolgt. Weitere Abweichungen zwischen dem Ein- und Zweifeuerkessel sind nicht vorhanden.

Der Richard Schulz-Kessel, welcher sich nur unwesentlich vom Thornycroftkessel unterscheidet, ist eine Konstruktion des früheren Maschinenbaudirektors Richard Schulz von der Schiffs- und Maschinenbau-A.-G. „Germania“, Kiel (jetzigen Kruppschen Germaniawerft).

Der Hauptunterschied dieses Kessels, welcher als Einf Feuer-, Zweifeuer-, Einfach- und als Doppelkessel ausgeführt wird, liegt in der etwas abweichenden Anordnung und Krümmung der teils unter, teils über Wasser in den Dampfsammler mündenden Wasserröhren und in einer etwas abweichenden Führung der Heizgase durch teilweises Zusammenbiegen der Röhren zu geschlossenen Wänden. Im übrigen sind die Leistungen und sonstigen Eigenschaften die gleichen wie beim Thornycroftkessel.

Stellen wir einen Vergleich der fünf engrohrigen Wasserröhrenkesselsysteme miteinander an in bezug auf ihre Leistungsfähigkeit, so läßt sich folgendes bemerken:

Der Yarrowkessel ist in bezug auf seine Leistung pro Tonne Kesselgewicht annähernd gleichwertig den leistungsfähigsten engrohrigen

Wasserröhrenkesseln; als besonderer Vorzug ist seine leichtere, mechanische Reinigung und Auswechselung von schadhaften Röhren hervorzuheben. Er verträgt trotz seiner geraden Röhren alle vorkommenden Temperaturschwankungen, ohne Leckagen zu zeigen; dagegen bedingen die geraden Röhren eine schlechtere Raumausnutzung und bis zu einem gewissen Grade auch eine weniger gute Leitung der Heizgase.

Der Blechyndenkessel ist dem Yarrowkessel ungefähr gleichwertig.

Der Normandkessel kommt dem Thornycroftkessel in betreff seiner Leistung pro Tonne Kesselgewicht gleich; in der Wärmeausnutzung ist er ihm etwas überlegen, jedoch für die innere Reinigung der Röhren ebenso schlecht zugänglich wie jener.

Der Thornycroft-Schulzkessel besitzt, mit dem Yarrowkessel verglichen, eine geringere Höhe, ist daher in niedrigen Räumen leichter unterzubringen, ferner eine bessere Rauchgasführung durch das teilweise Zusammenbiegen der Röhren, drittens eine lebhaftere Wasserzirkulation infolge der ganzen bzw. teilweisen Mündung der Röhren in den Dampfraum und schließlich eine etwas höhere Leistung pro Tonne Kesselgewicht. Als großer Nachteil ist jedoch vor allem zu nennen die Unmöglichkeit der Revision und die größere Schwierigkeit einer mechanischen inneren Reinigung.

Wir haben in der Einleitung zur Besprechung der Wasserröhrenkessel die Vor- und Nachteile derselben aufgezählt, so daß hierüber kaum noch etwas zu sagen übrig bleibt. Ganz allgemein hat sich in der Praxis gezeigt, daß die weitrohrigen Wasserröhrenkessel leichter zu reinigen sind, dazu aber viel Zeit und Arbeitskräfte erfordern, daß die engrohrigen Kessel hingegen nur äußerst schlecht zu reinigen sind, dafür aber weniger Platz verlangen, ein bedeutend geringeres Gewicht und größere Leistungsfähigkeit besitzen.

Welcher Wasserröhrenkesseltyp den entschiedensten Vorzug erhalten muß, und welcher berufen ist, erfolgreich in Wettbewerb mit den Großwasserraum-, d. h. Zylinderkesseln um die dominierende Stellung als Dampferzeuger für Schiffsmaschinen zu treten, diese Frage kann stets nur von Fall zu Fall beantwortet werden. Allgemein läßt sich wohl sagen, daß der weitrohrige Wasserröhrenkessel sich mehr für die Verhältnisse des stationären Dampfbetriebes und für die Bedürfnisse der Handelsmarine, der engrohrige Kessel dagegen sich mehr für die bordlichen Verhältnisse der Kriegsmarine eignet.

Es hat natürlich auch nicht an Versuchen und Konstruktionen gefehlt, die darauf hinarbeiteten, die Vorteile der Großwasserraumkessel mit denen der Wasserröhrenkessel in einem Kesselsystem unter möglichster Vermeidung der beiden Typen anhaftenden Mängel zu vereinigen. Dieses Streben ist aber nicht nur bei den Kombinationen von Großwasserraum- mit Wasserröhrenkesseln zu beobachten, sondern es erhalten diese Bemühungen auch eine greifbare Form in den verschiedenen

Tabelle Nr. XXII. Mittlere Konstruktionsdaten ausgeführter Schiffskessel.

	Kofferkessel	Zylinderkessel			Lokomotivkessel	Weitrohrlige Wasserröhrenkessel				Engrohrlige Wasserröhrenkessel		
		mit durchschlagender Flamme	mit rückkehrender Flamme	Doppelkessel		Dürr	Niclause	Belleville	Babcock-Wilcox	Karrow, Biech, yden	Normand	Thornycroft Schulz
Dampfdruck kg/qcm	1—2	5—12	5—15	5—15	10—15	15	15	10—20	15	15	15	15
Zahl d. Feuerungen pro Kessel. . . .	3—5	1—3	1—4	4—8	1—2	1—3	1—3	1—3	1—4	1—4	1—4	1—4
PS _i pro qm Heizfl.	2,1—3,3	2,7—3,3	2,3—4,0	3,0—4,0	4—6,5	3,6	3,6	4,5—5,3	3,0	4,0	4,5	2,5—4,8
PS _i pro qm Rostfl.	60—80	110—230	90—150	100—150	200—360	160	131—172	110—143	123	375	350—460	190—250
Heizfläche zur Rostfläche	26—28	39—50	28—44	30—40	42—56	40—45	40—45	28—35	36—42	50	47	50—59
Kohlenverbrauch pro qm Rostfl.	150	135—230	80—130	90—150	225—350	150	110—150	100—110	200	360	327	324
Verdampftes Wasser in kg pro kg Kohle	8,7	8,0	8,5—9,0	8,2—9,0	7,5	7,85	7,9	8,2	7,85	7,6	7,65	7,7
Kesselgewicht (leer) in kg/PS _i	26—42	33—54	34—48	28—43	13—35	28	27,3—34	32—48	42	12	11	10—17
Kesselwasser in kg/PS _i	20—30	24—35	26—30	22—27	4—15	6	4,7—6,0	3,0—5	8	2,6	2,5	1,9—2,8
Gesamtkesselgew. in kg/PS _i	46—72	57—89	60—78	50—70	17—50	34	32—40	34,5—53	50	12,0	12,2	12—20,6
Gesamtkesselgew. in t pro qm Rostfl.	—	10—14	10—12	8—9	6—10	5,0	5,1	5,8	—	4,5	4,6	4,9
Kohlenverbr. (forc.) in kg/PS _i	1,5	1,2	0,9	0,91	1,2	0,98	0,98	1,2	1,1	1,1	1,15	1,10
Kohlenverbr. (günstigst.) in kg/PS _i	1,1	0,95	0,7	0,69	0,9	0,85	0,86	0,84	0,88	0,82	0,81	0,80
Luftpressung in mm Wassersäule (forc.)	—	10—20	25—30	25—30	50	50	50	80	50	80	80	80

Bauarten von kombinierten Kesseln, die aus Walzen-, Flammrohr-, Heizröhren- und Wasserröhrenkesseln, je nach der Zusammensetzung, bestehen, die aber alle bisher nur als Landkessel Verwendung gefunden haben.

Die Stellung, die die Kaiserliche Marine zur Wasserröhrenkesselfrage nimmt, ist durch die Kesselanlage ihrer neueren Linienschiffe am besten illustriert. Bei diesen sog. „gemischten“ Kesselanlagen wurde von dem Grundgedanken ausgegangen, zu Fahrten mit Marschgeschwindigkeit die für geringere Beanspruchungen bewährten Zylinderkessel zu verwenden, zu beschleunigten Fahrten und um schnell „Dampf klar“ zu sein, dagegen die Wasserröhrenkessel mit in Betrieb zu nehmen. Deshalb ist auf den Linienschiffen die Anordnung so getroffen, daß die Zylinderkessel den Dampf für etwa ein Drittel, die leichten engrohrigen Wasserröhrenkessel hingegen denselben für etwa zwei Drittel der Gesamtmaschinenleistung liefern. Man entschied sich hier für den Einbau der engrohrigen Kessel trotz ihrer schwierigeren Reinigung, weil das höhere Gewicht der eingebauten Zylinderkessel nach Möglichkeit wieder ausgeglichen werden mußte. Der Einbau des „gemischten“ Systems zeigt hier recht deutlich die Bemühungen, schnelle Fahrtbereitschaft mit Wirtschaftlichkeit im Betriebe zu vereinigen.

Einen Vergleich der einzelnen Schiffskesseltypen ermöglicht die Tabelle Nr. XXII.

Hilfskessel.

Mit Hilfskessel bezeichnet man Kesselkonstruktionen, die zum Betriebe von Hilfsmaschinen allerart an Bord dienen. Diese Kessel liefern

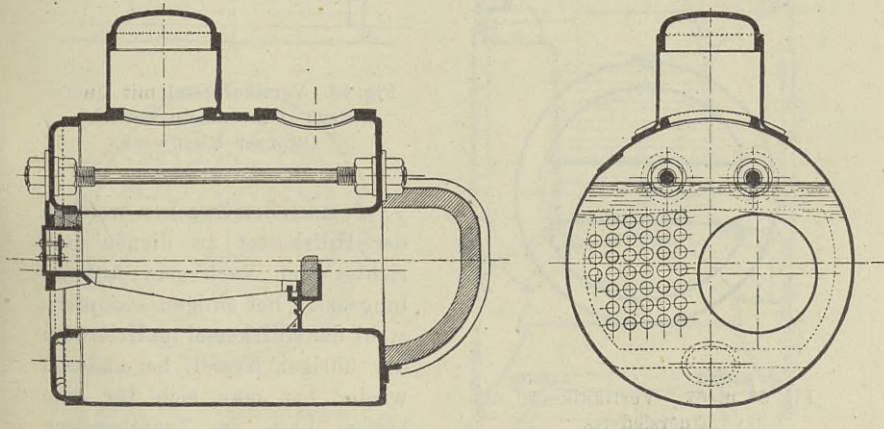


Fig. 64 u. 65. Tornisterkessel von 10 qm Heizfläche, gebaut vom Ottenser Eisenwerk.

dann den Betriebsdampf für die verschiedenen Dampfpladewinden, Ankerwinden, Aschenheißmaschinen, Deckwasch-, Feuerlösch-, Lenz- und

anderen Dampfpumpen, für die elektrischen Maschinen, Ventilationsmaschinen, für die Dampfkochapparate, Dampfheizung, Destillierapparate, Eis- und Kühlmaschinen usw.

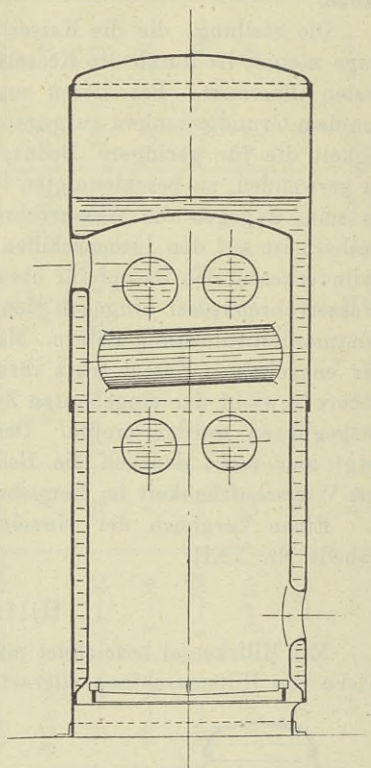
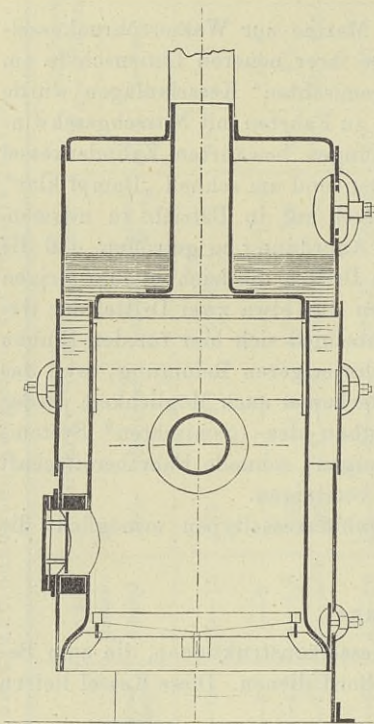


Fig. 68. Vertikalkessel mit Quersiedern (Schornstein seitlich).
Ottenser Eisenwerk.

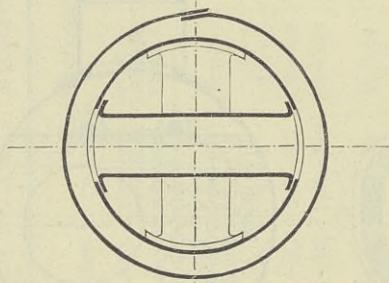


Fig. 66 u. 67. Vertikalkessel mit Quersiedern.

Je nach den Zwecken, welchen der Hilfskessel zu dienen hat, richtet sich auch sein Aufstellungsort. Bei einigen Dampfmaschinen steht der Hilfskessel im Heizraum der übrigen Kessel, bei anderen wieder hat man sich für eine höhere Lage im Zwischendeck oder auf Oberdeck entschieden, damit der Kessel noch betriebsfähig ist und die Lenzpumpen bedienen kann, falls die Feuer der Hauptkessel bereits durch eingedrungenes Wasser gelöscht sein sollten. Zuweilen erhalten auch größere Dampfer

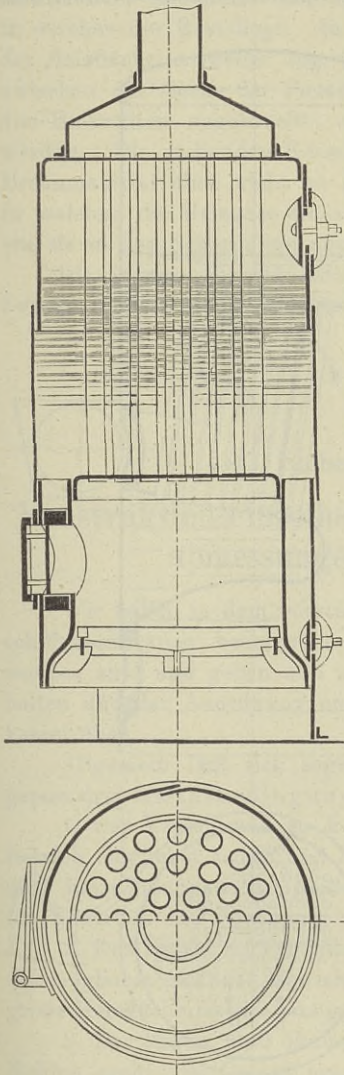


Fig. 69 u. 70. Vertikalkessel mit senkrechten Feuerröhren.

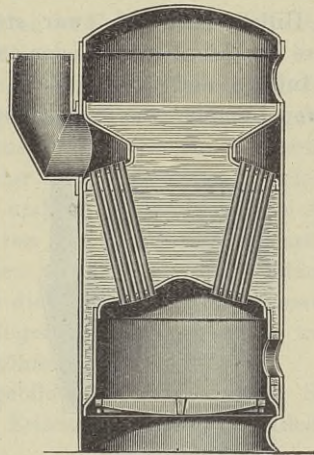


Fig. 71. Stehender Feuerbüchskessel mit schrägen Feuerröhren.

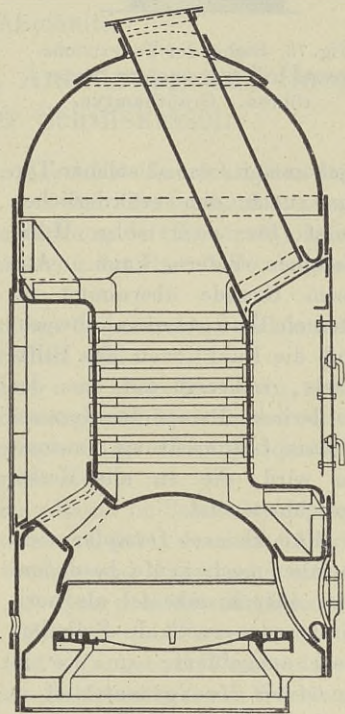


Fig. 72. Stehender Feuerbüchskessel mit wagerechten Feuerröhren. Cochrantyp. (Schornstein als Dampftrockner.)

zwei Hilfskessel, und zwar steht dann der eine im Heizraum, der andere im Zwischendeck oder an Oberdeck.

Infolge der großen Zahl der Hilfsmaschinen ist man für die neueren Dampfer von dem Einbau eines Spezialhilfskessels immer mehr

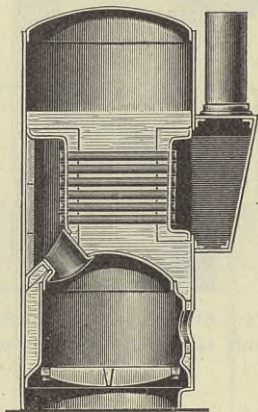


Fig. 73. Stehender Feuerbüchskessel mit wagerechten Feuerrohren. Granthamtyp.

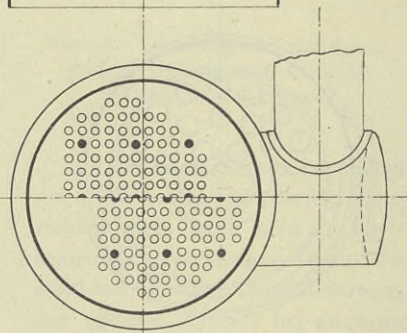
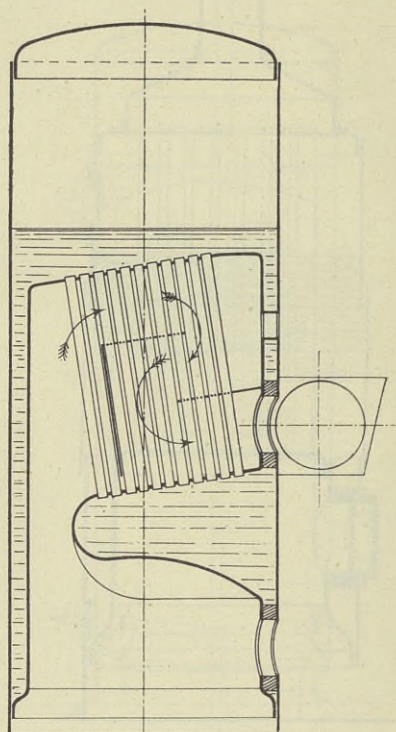


Fig. 74 u. 75. Stehender Feuerbüchskessel mit geneigten Wasserröhren. System tom Möhlen & Seebeck.

abgekommen, zumal solcher Typ kaum noch den erforderlichen Dampf für sämtliche Hilfsmaschinen liefern kann. Aus diesem Grunde übernimmt im Hafen ein Hauptkessel abwechselnd die Funktionen des Hilfskessels, während auf See der erforderliche Dampf der Gesamthilfsdampf-Rohrleitung entnommen wird, die an alle Kessel angeschlossen ist.

Für kleinere Dampfer werden aber noch heute besondere Hilfs- oder Krankessel als horizontale oder vertikale Zylinderkessel ausgeführt, so wie in Fig. 64 bis 75 angedeutet ist.

Der Hilfskessel (Fig. 64 u. 65) wird als Tornisterkessel bezeichnet, und zwar rührt der Name von der tornisterartig angeschraubten Verbrennungskammer aus Schamottesteinen her. Bequemes Reinigen von

Flugasche und Kesselstein, leichtes Dichten der Feuerröhren und schnelles Dampfaufmachen gelten als Vorzüge dieses kleinen Kesseltyps.

Bei den Vertikalkesseln ist in dem äußeren zylindrischen Kesselmantel oder der Hülle eine ebenso geformte Feuerbüchse angebracht, in welcher der Rost liegt. In der Feuerbüchse sind zur Vergrößerung der Heizfläche entweder sog. Quersieder oder Wasserröhren, oder aber zwischen der Decke der Feuerbüchse und der Kesseldecke eine Anzahl von Heizröhren angebracht, welche von den Heizgasen durchstrichen werden. Die stehenden Kessel nehmen wenig Platz weg, nützen das Brennmaterial aber nicht so gut wie die liegenden Zylinderkessel aus, in welchen die Heizgase einen viel längeren Weg zurücklegen müssen, ehe sie in den Schornstein abziehen können.

Die in den Fig. 64 bis 75 abgebildeten Hilfskessel für Schiffszwecke dürften auch ohne textliche Erläuterungen verständlich sein.

Siebenter Abschnitt.

Konstruktionseinzelheiten, Anordnung und Hauptabmessungen der Schiffskessel.

Wir haben in dem vorstehenden Abschnitt die wichtigsten Dampfschiffskesseltypen besprochen, die von der Handelsmarine adoptiert worden sind und gehen nun zur Besprechung der Konstruktionseinzelheiten und der Anordnung und Abmessung der Hauptteile der Schiffskessel über.

Allgemein läßt sich sagen, daß ein brauchbarer Schiffskessel folgende drei Hauptbedingungen erfüllen muß:

1. Der Kessel muß so konstruiert und ausgeführt sein, daß der Betrieb möglichst sicher und die Bedienung möglichst einfach wird; er darf keine häufigen und großen Reparaturen erfordern und muß leicht für Kontrolle und Reinigung zugänglich sein.

2. Der Kessel muß möglichst wenig Raum im Schiffe beanspruchen, ein möglichst geringes Gewicht besitzen und dabei doch eine möglichst große Heizfläche, sowie genügenden Dampf- und Wasserraum enthalten.

3. Der Kessel muß ökonomisch arbeiten, d. h. mit möglichst wenig Kohlen recht viel Dampf erzeugen. Mit anderen Worten: seine Heizflächen müssen von solcher Größe und so angeordnet sein, daß möglichst viel von der in der verbrauchten Kohle enthaltenen Wärmemenge an das Kesselwasser abgegeben wird und zur Verdampfung desselben dient.

Die erste Bedingung stellt gewisse Anforderungen an die Kesselfabriken, bezüglich der Qualität des verwendeten Materials und der Kesselschmiedearbeit.

Das zum Dampfkesselbau verwendete Material ist hauptsächlich Schweißisen, Flußeisen und Flußstahl, seltener Kupfer, Messing und Gußeisen. Kupfer verwendet man nur zu den Feuerbüchsen, Rauchkammerdecken und Stehbolzen der Lokomotivkessel, Messing findet sich zuweilen als Material der Feuerröhren unter 10 cm lichter Weite, Gußeisen zu Armaturstutzen (vgl. auch S. 291 bis 297).

Die erhebliche Abnahme der Zugfestigkeit des Kupferbleches bei höheren Temperaturen läßt die nachstehende Tabelle Nr. XXIII erkennen, weshalb man immer mehr von der Verwendung des Kupfers absieht.

Tabelle Nr. XXIII.

Abnahme der Zugfestigkeit des Kupferbleches bei
Temperaturzunahme.

Temperatur in °C	10°	50°	100°	150°	200°	250°	285°	367°	451°	556°
Zugfestigkeit in Proz.	100	98	95	91	85	79	75	66	51	33

Die Kesselbleche aus Schweißisen werden in drei Qualitäten hergestellt: 1. Feuerblech, 2. Bördelblech, 3. Mantelblech. Die Zerreiß- und Dehnungsproben sollen nach den Würzburger Normen bei Blechen bis 25 mm Dicke die folgenden Mindestzahlen ergeben:

Tabelle Nr. XXIV.

Qualität	Feuerblech		Bördelblech		Mantelblech	
	längs	quer	längs	quer	längs	quer
Faserrichtung	längs	quer	längs	quer	längs	quer
Zugfestigkeit in kg/qmm	36	34	35	33	33	30
Dehnung in Prozenten	20	15	15	12	10	8
Qualitätsziffer	56	49	50	45	43	38

Die Qualitätsziffer, d. h. die Summe der Festigkeit in kg/qmm + Dehnung in Prozenten, muß bei allen Blechen erreicht werden, die Zugfestigkeit darf bei allen drei Qualitäten 40 kg/qmm nicht überschreiten.

Die Kesselbleche aus Flußeisen werden ebenfalls in drei Qualitäten hergestellt: 1. Feuerblech, 2. Mantelblech I, 3. Mantelblech II, die bei den Zerreißproben in der Längs- und Quersfaser den Zahlen der nachfolgenden Tabelle Nr. XXV entsprechen sollen.

Tabelle Nr. XXV.

Qualität	Feuerblech	Mantelblech I	Mantelblech II Blechstärke	
			unter 24 mm	über 24 mm
Zugfestigkeit in kg/qmm	34—40	36—42	39—45	34—44
Dehnung in Prozenten	25	22	20	20
Qualitätsziffer	62	61	60	60

Die Qualitätsziffer muß auch bei diesen Blechen stets erreicht, die Maximalfestigkeit jedoch nicht überschritten werden. Für die dem Feuer ausgesetzten Kesselwände (Feuerplatten) werden Bleche I. Qualität, für die übrigen meist Bleche II. Qualität verwendet.

Das Zurichten und Bearbeiten des Materials, wie Biegen und Bördeln der Bleche, das Bohren der Löcher usw., ist mit möglichster Vorsicht und in sachgemäßer Weise auszuführen. Nicht genau übereinanderliegende Nietlöcher sind durch Aufreiben nachzuarbeiten. Die Vernietung sowohl wie das Nachstemmen der Nähte ist möglichst sorgfältig vorzunehmen. Werden die Löcher durch die Bleche gestanzt,

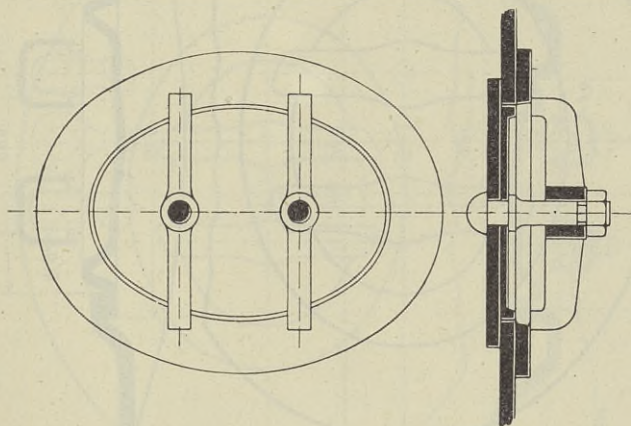


Fig. 76 u. 77. Mannlochverschluß mit Verstärkungsring. (Ältere Ausführung.)

so sind dieselben so weit aufzureiben, daß die in der Struktur geschädigten benachbarten Stellen entfernt werden. Bleche mit eingegrissenen Kanten, sowie fehlerhafte Niete sind zu entfernen und durch fehlerfreie zu ersetzen.

Alle Nähte sind, wenn möglich, von innen und außen zu verstemmen.

Die Mantelbleche von zylindrischen Kesseln müssen mit der Längsfaser gebogen sein. Die Laschen müssen von Blechen gleicher Qualität wie die der Mantelbleche geschnitten sein und ihre Längsfaser soll mit derjenigen der letzteren gleichlaufen.

Werden einfache Laschen angewendet, so sind dieselben 3 mm stärker als die Bleche zu nehmen.

Die Stöße der Bleche sollen sachgemäß gegeneinander versetzt sein.

Alle Öffnungen, wie Mannlöcher, Dome usw., sind durch aufgenietete Ringe aus Flacheisen (Fig. 76 u. 77), Winkeleisen oder T-Eisen bzw. -Stahl oder besser durch Umbördelung (Fig. 78 bis 85) derartig zu verstärken, daß die durch die Öffnung entstandene Schwächung des Bleches vollständig ausgeglichen wird.

Werden Schlammlöcher im Boden angebracht und sind die Bodenplatten schon aus anderen Gründen stärker gewählt, so kann man von einer weiteren Verstärkung in diesem Falle absehen. Alle größeren Armaturen sind auf kräftige, an die Kesselwandungen genietete Flan-

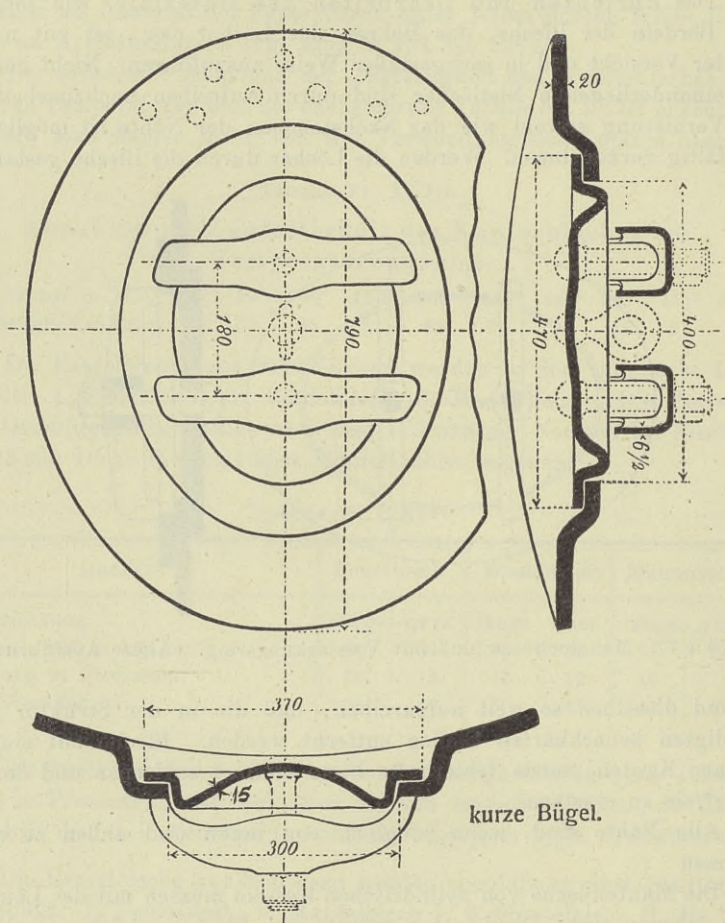


Fig. 78 bis 80. Mannlochverschluß, Verstärkung durch Umbördelung.
(Neuere Ausführung von Schulz-Knaudt.)

schen zu schrauben. Die Befestigungsschrauben dürfen nicht in die Kesselwandung hineingehen.

Stahlanker dürfen nicht geschweißt werden. Um die Qualität der Kessellarbeit zu erhöhen, wird empfohlen, die wesentlichen Konstruktionsteile eines Kessels aus ein und demselben Material herzustellen, die Kanten der Bleche zu hobeln, statt mit dem Meißel zu bearbeiten und alle Löcher zu bohren.

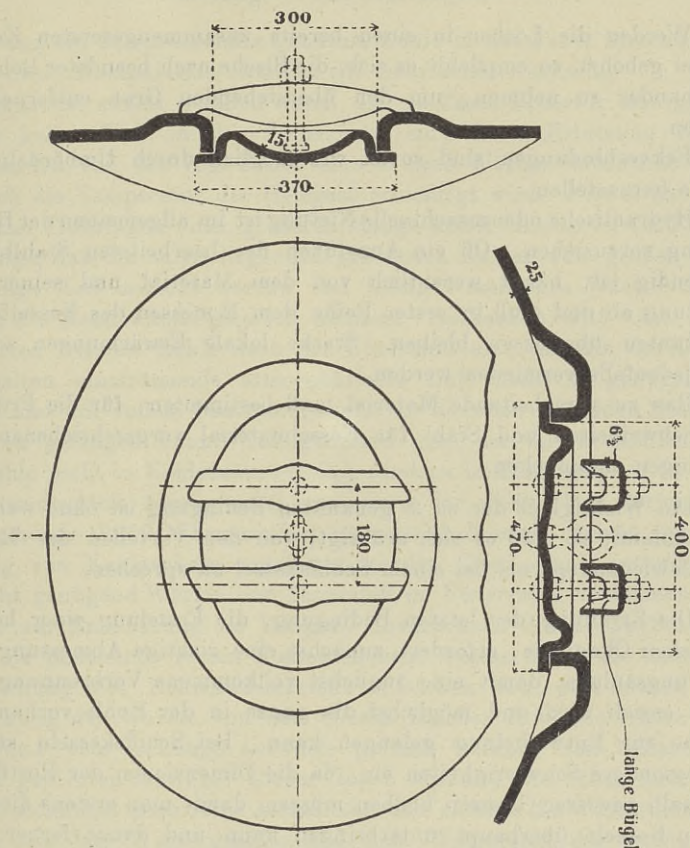


Fig. 81 bis 83. Neueste Ausführung der Mannlochverschlüsse von Schulz-Knaudt.

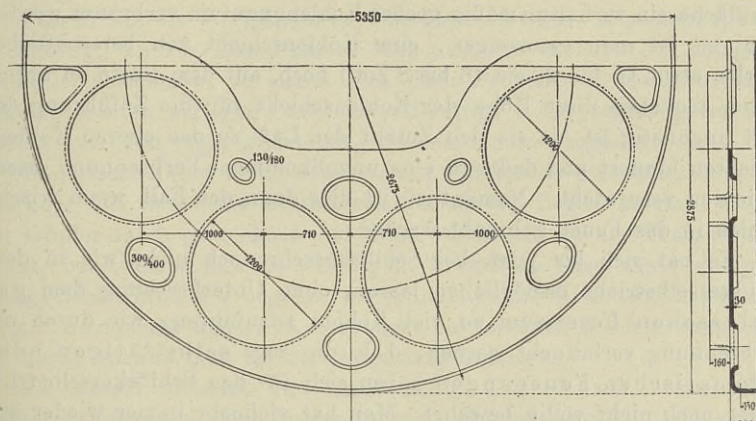


Fig. 84 u. 85. Schiffskesselvorderboden für einen Vierflammrohrkessel. (Alle Öffnungen haben gebördelte Ränder.) Bauart: Schulz-Knaudt.

Werden die Löcher in einen bereits zusammengesetzten Kesselmantel gebohrt, so empfiehlt es sich, die Bleche nach beendeter Bohrung auseinander zu nehmen, um den überstehenden Grat entfernen zu können.

Eckverbindungen sind soviel wie möglich durch Umbördeln der Bleche herzustellen.

Hydraulische oder maschinelle Nietung ist im allgemeinen der Handnietung vorzuziehen. Ob ein Ausglühen der bearbeiteten Stahlbleche notwendig ist, hängt wesentlich von dem Material und seiner Bearbeitung ab und muß in erster Reihe dem Ermessen des Kesselblechfabrikanten überlassen bleiben. Starke lokale Erwärmungen sollten aber jedenfalls vermieden werden.

Das zu verarbeitende Material muß bestimmten, für die Prüfung von Schweißseisen und Stahl für Kesselmaterial vorgeschriebenen Bedingungen entsprechen.

Die Wichtigkeit der zu 2. genannten Bedingung ist ohne weiteres einleuchtend, so daß es sich erübrigt, von den Vorteilen der Raum- und Gewichtsersparnis bei einem Schiffskessel zu sprechen.

Die Erfüllung der letzten Bedingung, die Erzielung einer höchst möglichen Ökonomie, erfordert zunächst eine richtige Abmessung der Feuerungsanlage, damit eine tunlichst vollkommene Verbrennung der Kohle erzielt wird und möglichst die ganze in der Kohle vorhandene Wärme zur Entwicklung gelangen kann. Bei Schiffskesseln stellen sich besondere Schwierigkeiten ein, da die Dimensionen der Rostfläche innerhalb gewisser Grenzen bleiben müssen, damit man erstens dieselbe in den Kesseln überhaupt unterbringen kann und damit ferner eine Bedienung der Feuer durch den Heizer ausführbar bleibt.

Da nun aber auf dieser in der Länge und Breite beschränkten Rostfläche ein verhältnismäßig großes Kohlenquantum verbrannt werden muß, so ist man gezwungen, eine Kohlenschicht von beträchtlicher Stärke, etwa 15 bis 20 cm (6 bis 8 Zoll) hoch, auf dem Roste zu unterhalten, trotzdem diese Höhe der Kohlenschicht für die Zuführung der Luft ungünstig ist, da sie den Zutritt der Luft zu den oberen Kohlenschichten hindert und dadurch eine unvollkommene Verbrennung dieser Schichten verursacht. Namentlich ist dies dann der Fall, wenn frische Kohlen in das Feuer gebracht werden.

Es hat sich bis jetzt bei Schiffskesseln noch nicht wie in dem Landkesselbetriebe ermöglichen lassen, ohne Unterbrechung dem geschlossenen Feuerraum so viel Kohlen zuzuführen, wie durch die Verbrennung verbraucht werden, d. h. die sog. selbsttätigen oder automatischen Feuerungen haben sich für den Schiffskesselbetrieb bisher noch nicht völlig bewährt. Man hat vielmehr immer wieder auf die Bedienung der Feuer durch die Hand des Heizers zurückkommen müssen, welcher von Zeit zu Zeit, etwa alle zehn Minuten, die Feuertür

öffnet und ein entsprechendes Quantum Kohle in das Feuer hineinwirft. Durch diese Manipulation entsteht ein mehrfacher Nachteil.

Zunächst strömt nämlich durch die geöffnete Feuertür eine große Menge kalter Luft in den Feuerraum ein, deren Erhitzung einen bedeutenden Teil der vom Feuer entwickelten Wärme verbraucht und wodurch die Temperatur der Heizgase erniedrigt wird. Ferner hat das plötzliche Einbringen einer größeren Menge kalter Kohlen in das Feuer zur Folge, daß die unten liegenden glühenden Kohlen zum großen Teil für einige Zeit bedeckt werden und infolgedessen ihre Wärme nicht voll an die Kesselwände abgeben können. Schließlich tritt nach dem Aufwerfen frischer Kohle noch der Übelstand ein, daß die durch die Rostspalten einströmende atmosphärische Luft nicht in genügender Menge und mit vollem Sauerstoffgehalte an die oben liegenden Kohlenschichten gelangen kann. Infolgedessen geht der meiste Kohlenstoff der Kohle nicht in Kohlensäure (CO_2), sondern in Kohlenoxyd (CO) und Kohlenwasserstoff über, wobei nur etwa der dritte Teil derjenigen Wärmemenge (8000 Wärmeeinheiten) entwickelt wird, welche bei der Bildung von Kohlensäure entstehen würde. Diese Gase entweichen, da nicht genügend Wärme und Sauerstoff im Feuerraum vorhanden ist, um sie zur Entzündung zu bringen, unverbrannt durch den Schornstein; sie bilden mit feinen Kohlenteilchen, welche durch die teilweise Verbrennung des Kohlenwasserstoffs entstehen bzw. sich durch die Einwirkung der Wärme von den oberen frischen Kohlenschichten ablösen und vom Luftzuge aufwärts geführt werden, den bekannten, dunkel gefärbten Rauch. Dieser Rauch enthält, wie schon bemerkt wurde, außerdem noch feine Aschenteile und endlich die Wasserdämpfe, welche aus dem Wassergehalte und dem Wasserstoff der Steinkohle entstehen und zu deren Bildung ein weiterer Teil der aus der Verbrennung der Kohle entwickelten Wärme verbraucht wurde.

Fassen wir die Vorgänge in den Feuerungen allgemein (ganz gleichgültig, ob für Dampfkessel oder sonstige industrielle Anlagen betrieben) zusammen, so lassen sich diese Prozesse in mehrere Entwicklungsstufen zerlegen, die sich allerdings nicht scharf getrennt, sondern zum Teil sogar gleichzeitig nebeneinander abspielen.

Die frische Kohle wird, wenn sie auf den bereits glühenden Brennstoff oder auf das heiße Rostmaterial selbst zu liegen kommt, mehr oder minder rasch getrocknet und dann weiter bis zu der Temperatur erhitzt, bei welcher ihre Zersetzung in brennbare Gase sowie dampfförmige Schwelprodukte beginnt, bis schließlich der Koks als Rückstand bleibt. Demgemäß dauert es, besonders bei feuchten Kohlen, zunächst eine kurze Spanne Zeit, bis die Entgasung anfängt.

Zu diesem Moment und noch einige Zeit danach bedarf die Feuerung, um rauchlos zu brennen, einer Zuleitung von Luft, die nicht das auf dem Rost liegende Brennmaterial passiert hat, sondern getrennt von demselben eingetreten ist, also noch ihren vollen Sauerstoffgehalt

besitzt. Im weiteren Verlauf unserer Betrachtungen werden wir diese Luft mit „Sekundärluft“ bezeichnen, im Gegensatz zur „Primärluft“, unter welchem Begriff wir Verbrennungsluft verstehen wollen, die durch die Rostspalten und durch das Brennmaterial tritt.

Die Primärluft wird zwar auch, wie das bei der in der Praxis vor allem ausgeführten Art der Rostbeschickung mit mehr oder minder großen Kohlenstücken unvermeidlich ist, nicht vollständig ausgenutzt, so daß die Verbrennungsgase bei normalem Betriebe stets noch etwas unverbrauchten Sauerstoff enthalten; indessen ist dieser Gehalt an Sauerstoff gewöhnlich bei weitem nicht genügend, um in der Entgasungsperiode den Sauerstoffbedarf zu decken. Aus diesem Grunde können die vorhandenen brennbaren Gase und Dämpfe, selbst wenn sie zur Entzündung gelangen (was aus Luftmangel oft gar nicht der Fall ist), teilweise nicht völlig verbrennen, sondern es zersetzen sich dann speziell die Kohlenwasserstoffe unter Rußabscheidung, indem in erster Linie der Wasserstoff verbrennt und Kohlenstoff bzw. hoch kohlenstoffhaltige Produkte gebildet werden, die mit den Verbrennungsgasen zum Schornstein entweichen. Ausreichende Zufuhr von Sekundärluft bewirkt in allen Fällen die Entzündung und eine vollständige Verbrennung zu Kohlensäure und Wasser, sobald innige Mischung mit den Entgasungsprodukten der Kohle und die Einwirkung einer entsprechenden Temperatur gesichert ist.

Auf diese drei Kardinalpunkte, die sich vereinigen lassen in der Forderung ausreichender, d. h. je nach dem jeweiligen Bedarf regulierbarer Sekundärluftzufuhr an der richtigen Stelle, kommen wir weiter unten noch zurück.

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, daß nach obigen Ausführungen der häufig, man könnte sagen überwiegend, gebrauchte Ausdruck „Rauchverbrennung“ gar nicht am Platze ist, indem es sich prinzipiell um die Verhütung der Ursachen handelt, welche zur Rauchbildung führen, nicht aber um die nachträgliche Verbrennung bereits gebildeten Rauches.

Die Bezeichnung „Rauchverbrennungsapparate“ für Einrichtungen zur Rauchverhütung wird leider in der Feuerungstechnik vielfach angewendet, um bei den Dampfkesselbesitzern die Auffassung zu erzeugen, als ob es zur Erzielung von Rauchfreiheit stets nur auf den Einbau eines solchen „Apparates“ ankäme! Daß dieses durchaus nicht der Fall ist, wird bewiesen durch die sehr schwankenden Resultate, welche in bezug auf Beseitigung des Rauches mit den als Handelsware gelieferten Apparaten meist erzielt worden sind.

Der Rauch kann als ein untrügliches Kennzeichen einer unvollkommenen Verbrennung der Kohle angesehen werden. Da es bisher noch nicht gelingen wollte, die Bildung desselben von vornherein zu verhindern, so hat man sich vielfach bemüht, denselben unmittelbar nach seiner Entstehung schon in der Feuerbüchse durch Zufuhr von

Sekundärluft zur Verbrennung zu bringen, um die aus dieser Verbrennung entstehende Wärme noch für die Verdampfung des Kesselwassers nutzbar machen zu können. Die für diesen Zweck ersonnenen Einrichtungen waren meistens sehr künstlich und kompliziert, so daß sie schwer in Ordnung zu halten waren. Außerdem hatten sie fast alle ein ziemlich negatives Resultat. Der Rauch verschwand allerdings zum großen Teil, aber dafür klagten die Heizer regelmäßig, daß es nach Anwendung des Rauchverbrennungsapparates schwerer sei, Dampf zu halten.

Es ist also mit der Einführung von Sekundärluft durch einen sog. Rauchverbrennungsapparat allein noch nicht abgetan, sondern es muß vor allem auch die Art und Weise der Zuführung wirklich zweckentsprechend, d. h. den örtlichen Verhältnissen angepaßt sein.

Die meisten der bisher zur Anwendung gelangten Rauchverhütungseinrichtungen führen Sekundärluft durch die Feuerbrücke bzw. unmittelbar vor oder hinter derselben den Verbrennungsgasen zu. Diese Stelle ist aber, wie durch die Erfahrung bewiesen, nicht die geeignetste, vor allem, weil tatsächlich zunächst keine innige Vermischung von Verbrennungsgasen und Luft stattfindet. Ist aber die Mischung nicht gründlich, so kann wohl eine Rauchverdünnung resultieren, aber keine Ausnutzung etwaiger unverbrannter Bestandteile; in diesem Falle arbeiten die Feuerungen stets unrationell. Eine allmählich eintretende bessere Mischung von Luft und Heizgasen auf dem weiteren Wege durch die Züge ist nutzlos, weil dann die Abkühlung schon zu sehr vorgeschritten ist, als daß eine Einwirkung beider aufeinander noch stattfinden könnte.

Eine andere Art der hier in Rede stehenden Einrichtungen führt die Sekundärluft in der Höhe des Rostes oder nur wenig darüber zu. Dieses hat den unbedingten Nachteil, daß die eingesaugte Luft ziemlich dicht über dem Brennmaterial selbst hinstreicht und dabei ganz natürlicherweise an dieses ihren Sauerstoff abgibt, so daß an derjenigen Stelle der Feuerung, wo die Bedingungen zur Verbrennung der rauchbildenden Entgasungsprodukte durch die daselbst herrschende hohe Temperatur gegeben sind, diese Verbrennung mangels der erforderlichen Menge an Sauerstoff nicht oder nur ungenügend vonstatten gehen kann.

Das theoretisch richtigste und auch durch die Praxis als richtig bestätigte Prinzip ist das der Einführung der Sekundärluft mitten in die Flamme, derart, daß die Luft einerseits nicht mit den glühenden Kohlen in Berührung kommen und dadurch vorzeitig Sauerstoff verlieren kann, andererseits genügend Gelegenheit hat, sich mit den Gasen gründlich zu mischen, noch ehe die heißeste Zone erreicht wird.

Es ist dieses Prinzip auch schon mehrfach bei Feuerungen angewendet worden, z. B. durch Hohlkörper aus Schamotte und dgl., an den Seitenwänden und dem Scheitel der Feuerräume, jedoch besitzen

solche Konstruktionen vor allem nicht die unbedingt erforderliche Widerstandsfähigkeit gegen die Schürgeräte, abgesehen von der nicht strengen Einhaltung des Prinzips. Außerdem ist aber auch der Platz meist so beschränkt, daß eine so große Menge Luft, wie sie bei normal beschickten — geschweige denn bei forcierten — Feuern kurz nach dem Aufwerfen von neuem Brennmaterial für die Erreichung des hier in Rede stehenden Zweckes nötig ist, gar nicht eingeführt werden kann.

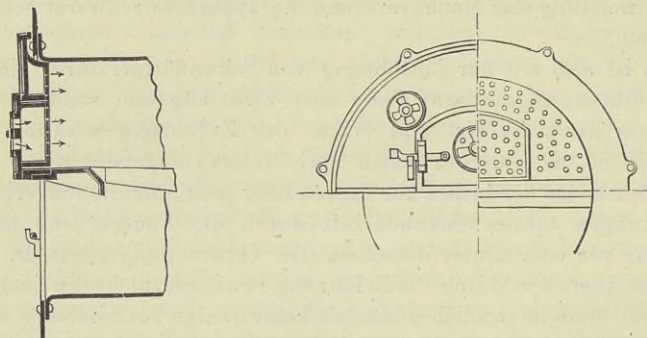


Fig. 86 u. 87. Sekundärluftzufuhr an der Feuertür.

Infolgedessen ist auch keiner dieser komplizierten Apparate zu dauernder Anwendung im Schiffskesselbetriebe gekommen. Höchstens findet sich noch die in Fig. 86 und 87 skizzierte Anordnung der Feuerung. — Ein Teil der für die Rauchverbrennung bestimmten Luft

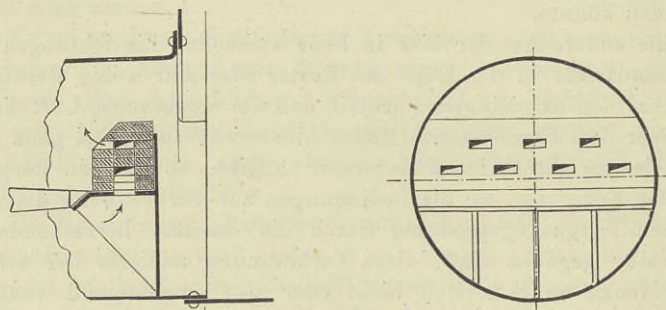


Fig. 88 u. 89. Sekundärluftzufuhr an der Feuerbrücke.

tritt durch kleine Löcher in den hohlen Feuertürrahmen ein, erhitzt sich hier und tritt dann in den Feuerraum über. Ein anderer Teil der Luft strömt durch den Aschenfall (Fig. 88 u. 89), tritt von unten in die hohl gemauerte Feuerbrücke ein, wo er sich bedeutend erhitzt, er strömt dann in den Feuerraum und in die Feuerbüchse ein, mischt sich mit dem bis dahin unverbrannten Rauch und bewirkt dessen Entflammung. — Diese und ähnliche Anordnungen haben sich im all-

gemeinen ziemlich gut bewährt, wenigstens mindern sie die massenhafte Rauchbildung bedeutend herab.

Unter allen Umständen muß aber ein guter und geschickter Heizer als der beste Rauchverbrenner angesehen werden, d. h. es liegt sehr viel in der Hand des Heizers, die Rauchbildung von vornherein soviel wie möglich zu beschränken.

Das, was der Heizer in dieser Hinsicht tun kann, fassen wir in nachstehende Sätze zusammen:

Haupterfordernisse für richtige Heizung.

1. Möglichst gleichförmiges Brennmaterial.

2. Vermeiden des Vorkommens großer Stücke in den Kohlen.

3. Richtige und gleichmäßige Schütthöhe auf dem ganzen Rost, welche im allgemeinen:

bei Braunkohlen	6 bis 10 cm
„ Steinkohlen	10 „ 15 „
„ Koks	20 „ 25 „

beträgt.

Die Dicke der Brennstoffschicht muß um so höher gehalten werden, je mehr Brennstoff in der Zeiteinheit verbrannt, d. h. je mehr Dampf in der Sekunde erzeugt werden soll.

4. Die richtige Luftzufuhr; denn bei zu großer Luftzufuhr (Luftüberschuß) findet ein Wärmeverlust durch die unnötig erwärmte, durch den Kessel streichende überschüssige Luft statt, während bei Luftmangel das Brennmaterial nicht völlig ausgenutzt wird und noch brennbarer Kohlenstoff als Rauch nutzlos durch den Schornstein geht.

Die Regulierung der richtigen Luftzufuhr geschieht hauptsächlich durch den im Schornsteinhalse angebrachten Dämpfer und je nach Bedarf auch durch Verstellen der Aschenfallklappe oder eines in der Feuertür befindlichen Schiebers.

Sorgt der Heizer ferner dafür, daß die Rostspalten immer gut rein und frei sind, daß die Feuertür in regelmäßigen Zwischenräumen geöffnet wird und nicht länger offen bleibt, als unumgänglich nötig ist, verteilt er schließlich die in das Feuer geworfenen Kohlen möglichst gleichmäßig über die ganze Rostfläche, so wird sich überhaupt nicht viel Rauch bilden und der entstehende Wärmeverlust wird auf das erreichbar kleinste Maß herabgedrückt sein.

Die Größe der Rostfläche richtet sich nach der Menge der Kohle, welche in einer bestimmten Zeit darauf verbrannt werden soll.

Die mit den neueren Schiffsmaschinen gemachten Erfahrungen haben ergeben, daß für jede indizierte Pferdekraft Maschinenleistung im Mittel ein Kohlenverbrauch von 0,65 bis 0,75 kg pro Stunde erforderlich ist (bei sehr guten Kohlen und Kesseln auch noch weniger).

Als Maß für die Schnelligkeit des Verbrennens der Kohle dient die Gewichtsmenge in Kilogramm pro Quadratmeter Rostfläche und Stunde.

Unter Forcierungsgrad versteht man die pro Stunde und Quadratmeter Rostfläche verbrannte Kohlenmenge in Kilogramm.

Dieser Forcierungsgrad ist aus der nachstehenden Tabelle ersichtlich, die auf Grund von praktischen Versuchen ermittelt wurde.

Tabelle Nr. XXVI.

Forcierungsgrad der Schiffskesselanlage.

Art des Heizens	Kohlenverbrauch in kg pro qm Rostfl./Std.	Beanspruchung der Kesselanlage	Kesseltyp
Natürlicher Schornsteinzug			
langsam Hafenbetrieb	40—60	stark geschont	Zylinderkessel mit rück- kehrender Flamme, sog. Schottische Kessel
gewöhnlich Frachtdampferbetrieb	60—80	mäßig beansprucht	
stärker Postdampferbetrieb	80—100	angestrengt	
sehr angestrengt Schnelldampferbetrieb	100—120	sehr angestrengt	
Künstlicher Zug			
30 mm Wassersäule Luftdruck	120—150	aufs äußerste an- gestrengt	Schottische Kessel
50 mm W. S.	150—180	Grenze d. Leistungs- fähigkeit	
starker künstlicher Zug	bis 200	äußerste Grenze	Marinekessel
gewöhnlicher künst- licher Zug	bis 300	gewöhnlich	Lokomotiv- und Wasser- röhren- Schiffskessel
sehr starker künst- licher Zug	bis 600	äußerste Grenze	
150 bis 200 mm W. S.			

Unter Berücksichtigung der soeben gegebenen Durchschnittszahlenwerte würde beispielsweise eine Dreifach-Expansionsmaschine von 1200 indizierten Pferdekraften einen Kohlenverbrauch von (höchstens)

$$1200 \cdot 0,75 = 900 \text{ kg pro Stunde}$$

erfordern und demnach

$$\text{eine Rostfläche von } \frac{900}{100} = 9 \text{ qm}$$

etwa erhalten müssen.

Da nun der Bedienung der Feuer wegen die Länge des Rostes nicht über 2 m, und die Breite nicht über 1,25 m betragen darf, die Fläche eines Rostes also höchstens $2 \cdot 1,25 = 2,5$ qm sein kann, so folgt daraus, daß man die oben berechnete Rostfläche auf mindestens $\frac{9}{2,5} = \text{rund } 4$ Feuer verteilen muß. Die Anzahl der Feuer hängt übrigens, wie später erläutert wird, auch noch von anderen Umständen ab.

Die Größe der von den Rostspalten gebildeten sog. freien Rostfläche muß zu der Größe der gesamten oder totalen Rostfläche in einem bestimmten Verhältnis stehen, damit die für die Verbrennung der Kohle erforderliche Luftmenge durchströmen kann. Die Rostspalten werden bekanntlich dadurch gebildet, daß man die Roststäbe an jedem Ende und auch wohl noch in der Mitte auf eine kurze Länge, etwa 10 bis 13 mm, dicker oder breiter macht als im übrigen Teil. Die so gebildeten Köpfe sichern dann die gegenseitige Lage der Roststäbe zueinander und bewirken, daß zwischen je zwei Rosten ein schmaler Schlitz oder Spalt frei bleibt. Die durch diesen Spalt durchströmende Luft kühlt dann den Roststab ab und hindert dadurch einigermaßen das Verbrennen desselben; gleichzeitig erhitzt sich die Luft aber selbst daran, so daß sie schon mit hoher Temperatur in das Feuer eintritt.

Erfahrungsgemäß soll bei Steinkohlenfeuerungen die Gesamtfläche der Rostspalten etwa den dritten oder vierten Teil der ganzen Rostfläche betragen.

$$\frac{\text{Freie Rostfläche}}{\text{Gesamtrostfläche}} = \frac{R_f}{R_t} = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{3}.$$

Eine totale Rostfläche von 2 qm soll also so viel Rostspalten enthalten, daß dieselben zusammengenommen eine Fläche von $\frac{2}{3}$ bis $\frac{2}{4} = \frac{1}{2}$ qm einnehmen.

Allgemein richtet sich aber die Spaltenweite nach der Backfähigkeit der Kohle, der Dünnschmelzbarkeit der bei der Verbrennung zurückbleibenden Schlacke, nach den Zugverhältnissen und anderem mehr.

Mittlere Werte, die aber bei den verschiedenen Rostkonstruktionen nicht unerheblich differieren, sind aus nachstehender Tabelle Nr. XXVII ersichtlich.

Tabelle Nr. XXVII.

Roststäbe für Planroste.

Gewicht pro Quadratmeter Rostfläche	120—470 kg
Freie Rostfläche pro Quadratmeter R_t	0,285—0,50 qm
Fugenbreite zwischen den Stäben	3—12 mm
Obere Breite des Stabes	6—24 „
Höhe eines Stabes	35—140 „
Gewicht eines Stückes (aus einem Stab bzw. aus einem Bündel bestehend)	0,6—18,8 kg

Die Anordnung des Rostes im Kessel ist annähernd horizontal mit etwas Neigung nach hinten, um ihn gut übersehen zu können. In den kreisrunden Flammrohren zylindrischer Kessel ist der Rost etwa in der Mitte gelagert, so daß seine Breite gleich der lichten Weite des Flammrohres wird. Eine solche Anordnung ist in Fig. 90 und 91 dargestellt. Am vorderen Ende ruhen die Rosten auf einer mit dem Feuertürrahmen verbundenen Platte von 200 bis 300 mm Breite, der sog. Schürplatte oder Vorherdplatte, hinten dagegen auf dem Brückenwinkel oder Brückenträger. Bei sehr großen Kesseln mit drei oder vier Flammrohren wird manchmal aus Rücksicht der bequemerer Bedienung des Feuers der Rost der Seitenfeuer nach der Feuertür hin etwas niedriger als Mitte Flammrohr gesetzt.

In Feuerungen von großer Länge liegen gewöhnlich zwei, manchmal auch drei Rostenlagen hintereinander, damit die einzelnen Rost-

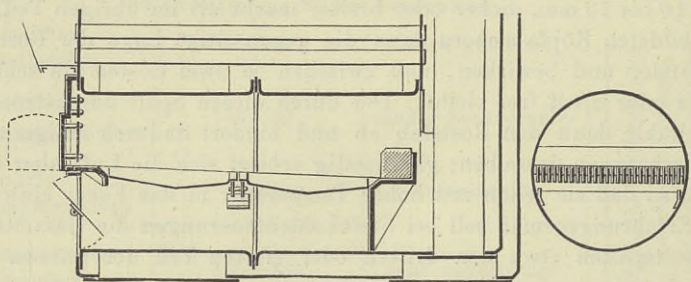


Fig. 90 u. 91. Anordnung der Feuerungsanlage eines Schiffszylinderkessels.

stäbe nicht allzu lang werden, sich beim Glühendwerden nicht durchbiegen und in den Aschenfall hineinfallen können. Diese Rosten werden dann in der Mitte durch einen Rostenträger (Roststabträger) unterstützt, welcher in der Regel aus zwei, hochkant gestellten und durch Stehbolzen miteinander verbundenen Flacheisen besteht (Fig. 90).

Auf dem Brückenwinkel wird aus feuerfesten Steinen die Feuerbrücke aufgemauert; dieselbe hat den Zweck, den Rost nach hinten abzuschließen, das Wegrutschen der Kohlen zu verhindern und die nach hinten schlagende Stichflamme abzulenken, so daß dieselbe nicht direkt die hintere Wand der Feuerbüchse trifft und schnell zerstört. Die über der Brücke frei bleibende Öffnung muß natürlich genügen, die Heizgase durchzulassen. Es ist gewöhnlich hinreichend, den Querschnitt derselben etwa gleich $\frac{4}{5}$ oder 0,8 der freien Rostfläche, also fast gleich der Summe der Rostspalten, zu machen.

In einem vorhandenen Kessel kann die Größe der Brückenöffnung immer leicht durch direkte Messung ermittelt werden, die Höhe der Mauer beträgt gewöhnlich 120 bis 200 mm.

Wenn man vom Durchmesser d des Flammrohres ausgeht, so erhält man gute Mittelwerte, wenn man die lichte Höhe der Feuerbrücke $= 0,4 \cdot d$ bis $0,45 \cdot d$ macht.

Will man in einer vorhandenen Feuerung die Größe der freien Rostfläche ermitteln, so genügt die Herausnahme und die Ausmessung eines einzelnen Roststabes. Hat derselbe die in Fig. 92 bis 94 skizzierte Form, so mißt man zunächst die ganze Länge L und die größte Breite B und ermittelt daraus die Fläche $L \cdot B$. Sodann mißt man die Breite b der ausgesparten Stellen zwischen den Köpfen, sowie

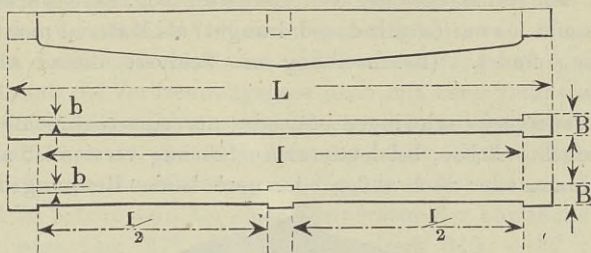


Fig. 92 bis 94. Roststababmessungen.

die Länge l dieser ausgesparten Stellen und ermittelt daraus die Fläche $= 2 \cdot b \cdot l$. Das Verhältnis der so gefundenen Flächen, also der Quotient $\frac{2 \cdot b \cdot l}{L \cdot B}$, gibt dann unmittelbar das Verhältnis der freien zur gesamten Rostfläche und man hat nur noch nötig, die aus Länge und Breite der Feuerung sich ergebende gesamte Rostfläche mit dem erwähnten Quotienten zu multiplizieren, um sofort die wirkliche Größe der freien Rostfläche zu erhalten, die nicht wesentlich von der angegebenen Größe abweichen darf.

Als Material findet für Roststäbe sowohl Gußeisen als auch Schmiedeeisen Verwendung. Ersteres Material ist in guter Qualität (sog. Hartguß) im allgemeinen widerstandsfähiger. Schmiedeeiserne Roststäbe, zu je drei bis fünf Stück, mit dazwischen gelegten Distanzscheiben zu Paket- oder Bündelrosten zusammengenietet, kommen zuweilen als Roste für Lokomotiv- und Wasserröhrenkessel in Verwendung.

Beim Verlegen der Stäbe ist auf genügenden Spielraum für die Längenausdehnung der Stäbe bei der Erwärmung acht zu geben und zwar rechnet man für diesen Spielraum etwa $\frac{1}{50}$ der Länge.

Was die übrigen Teile der Feuerung anbetrifft, so erkennt man aus Fig. 86 und 90, daß sowohl Feuertür wie Türrahmen doppelt angeordnet sind. An dem äußeren Türrahmen sowohl wie an der Tür selbst sind im Innern Schutzplatten angebracht, welche durch Stehbolzen in solcher Entfernung von den äußeren Teilen festgehalten werden, daß zwischen beiden eine Luftschicht von etwa 70 bis 100 mm Stärke sich befindet. Diese Luftschicht, als schlechter Wärmeleiter, schützt sowohl die äußere Tür wie auch den Rahmen vor dem Verbrennen, hindert die Wärmeausstrahlung der Feuerung zum Heizraum

und bewirkt schließlich noch eine gewisse Rauchverminderung der Feuerung, indem die glühende innere Schutzplatte zur Vorwärmung der zur rauchschwachen Verbrennung erforderlichen Sekundärluft beiträgt.

Feuertür und Türrahmen (auch Feuerzarge genannt) werden meistens aus Eisenblech gefertigt, während bei solchen mit künstlichem Zug nach den Konstruktionen von Howden (sog. Forced draught) und von Ellis und Eaves (sog. Induced draught) als Material meist Gußeisen Verwendung findet. (Beschreibung am Schlusse dieses Abschnittes, S. 184 ff.)

Die Feuertüren schwingen entweder um eine senkrechte oder um eine wagerechte Achse; bei letzterer Ausführung verwendet man Türen, die nach innen oder nach außen oder nach beiden Richtungen schlagen

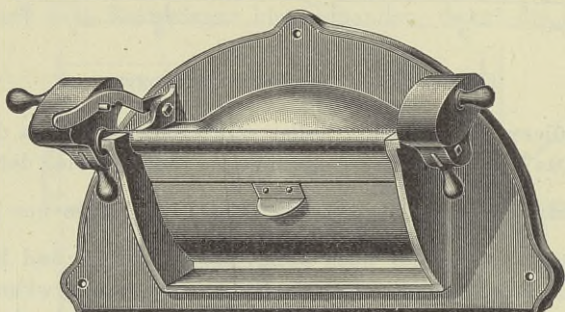


Fig. 95. Martins Feuertür.

und die mit Gegengewichten zum leichteren Öffnen bzw. Offenhalten versehen sind. Als Vorteil dieser Türkonstruktion (sog. Martinstür) läßt sich folgendes hervorheben (Fig. 19, 23, 95):

1. Kein Zuschlagen beim Seegang, daher kein Verletzen des am Feuer arbeitenden Heizers.

2. Kein völliges Öffnen nötig, wenn das Feuer mit der Schleuse (Kratze, Poker) bearbeitet wird, daher kein unnötiger Eintritt kalter Luft in die Feuerung (Leckagen, Fallen der Dampfspannung, Kohlenvergeudung) und schließlich

3. leidet der Heizer nicht so sehr unter der ausstrahlenden Wärme bei einer geöffneten Martinstür, als bei der nach gewöhnlicher Konstruktion.

Zur Unterstützung der schweren Schürwerkzeuge ist unter der Feuertür im Aschenfall die sog. Schürstange angebracht, welche in der Regel gleichzeitig auch zur Befestigung des Dämpfers dient. Die Dämpfer sind Klappen aus dünnem Eisenblech, welche, vor den Aschenfall gestellt, das Einströmen der Luft hindern und so die Wärmeentwicklung im Feuer mäßigen.

Die Wärme, welche in der vorstehend beschriebenen Weise durch die Verbrennung der Steinkohle in der Kesselfeuerung entwickelt wurde,

und welche, wie erwähnt, nur einen Teil der in der Kohle aufgespeicherten Gesamtwärme bildet, gelangt nun auch noch nicht einmal ganz zur Verwertung für die Verwandlung des Kesselwassers in Dampf. Einesteils setzen die verschiedenen feuerberührten Flächen, das heißt die Heizflächen, der Wärmeabgabe an das Wasser gewisse Widerstände entgegen und anderenteils entweicht auch ein gewisser Betrag jener für die Dampfbildung verwendbaren Wärme in den Schornstein, um den für die Verbrennung der Kohle in den Feuerungen erforderlichen Luftzug herzustellen. Dieser Luftzug wird dadurch erzeugt, daß man die Verbrennungsgase noch mit einer Temperatur von etwa 300 bis 400°C in den Schornstein eintreten läßt und die im Schornstein befindliche Luft erwärmt. Durch Erwärmung dehnt sich die Luft bekanntlich pro 1°C Temperaturerhöhung um $\frac{1}{273}$ ihres Volumens aus, es ist also die Luft im Schornstein bei einer Temperatur der abziehenden Gase von 310°C gegenüber 37° im Heizraum gleich $310 - 37 = 273^{\circ}$

höher, das Volumen der heißen Luft ist also $= 1 + \frac{1}{273} \cdot 273 = 2$,

mit anderen Worten: Das Volumen der Luft hat sich verdoppelt oder das Gewicht pro Volumeneinheit hat sich auf die Hälfte verringert, die heiße Luft steigt also in die Höhe, so daß im unteren Teile des Schornsteins, sowie in der Kesselfeuerung selbst ein mäßig luftverdünnter Raum entsteht. Die im Heizraume befindliche atmosphärische Luft hat das Bestreben, diesen luftverdünnten Raum auszufüllen; sie wird gewissermaßen durch die Rostspalten in die Feuerung hineingesogen. Da auch diese Luft sich erwärmt, nach der Ausdehnung aufwärts steigt, so entsteht ein kontinuierlicher Luftstrom, der Schornsteinzug, wodurch immer von neuem frische Luftmengen in das Feuer eingeführt werden.

Mit Rücksicht auf den aus dieser Zugerzeugung resultierenden Wärmeverlust setzt sich demnach der Wirkungsgrad eines Kessels zusammen aus:

$$\text{Wirkungsgrad des Kessels} = \text{Wirkungsgrad der Feuerung} + \text{Wirkungsgrad der Heizflächen.}$$

Ziffernmäßig lassen sich die beiden einzelnen Wirkungsgrade mit einiger Genauigkeit kaum angeben, und für den Zweck des vorliegenden Werkes dürfte es auch genügen, beide zusammen, also den Gesamtwirkungsgrad des Kessels, ins Auge zu fassen, wozu folgende Betrachtung dienen möge:

Erfahrungsgemäß verdampft die Verbrennung von 1 kg Steinkohle in einem gut konstruierten Schiffskessel etwa 8 kg Wasser. Man spricht dann von achtfacher Verdampfung eines Kessels. Wie schon erwähnt, würde die vollkommene Verbrennung von 1 kg Steinkohle etwa 8000 W.-E. erzeugen. Da aber die Verwandlung von 8 kg Wasser in 8 kg Dampf von beispielsweise 5 Atm. Überdruck, also 6 Atm. absoluter Spannung (Tabelle IX), nur einen Wärmearaufwand von

$$8.655 = 5240 \text{ W.-E.}$$

erfordert, so ist klar, daß

$$8000 - 5240 = 2760 \text{ W.-E.}$$

zum Teil verloren gegangen, zum Teil aber überhaupt gar nicht zur Entwicklung gelangt sind. Es ergibt sich aus dieser Rechnung also, daß der Wirkungsgrad dieses Kessels

$$\frac{5240}{8000} = 0,655 \text{ oder } 65 \text{ Proz.}$$

beträgt, d. h. von 100 Teilen Wärme, die man aus der verbrannten Kohle hätte entwickeln können, sind nur 65 Teile wirklich für die Dampferzeugung ausgenutzt worden.

Wenn also ein solcher Wärmeverlust schon bei einem guten Kessel eintritt, so kann man sich leicht vorstellen, welche enormen Wärme- und Kohlenmengen durch die Verwendung mangelhaft konstruierter und schlecht bedienter Kessel verschwendet und verwüstet werden. Zahlenmäßig läßt sich die Verdampfungsfähigkeit der Kessel wie folgt ausdrücken:

Geringere Kohlen und verschmutzte Kessel geben	6fache Verdampfung
Mittlere Kohlen und nicht ganz reine " "	7 " "
Gute Kohlen und reine Kessel geben	8 " "
Beste ¹⁾ Kohlen und neue Kessel geben	9 " "
Beste ¹⁾ Kohlen, neue Kessel und hohe Speisewasservorwärmung geben	10 " "

Die richtige Behandlung der Feuerung ist von größter Wichtigkeit für die Ökonomie des Kesselbetriebes. Aus angestellten Heizversuchen ergab sich das sehr interessante Resultat, daß die Ausnutzung der Kohle bei verschiedenen Heizern ganz verschieden ist, und daß bei Steinkohlen Unterschiede von 44 Proz., bei Braunkohlen solche sogar von über 100 Proz. vorkamen.

Während also der eine Heizer mit 100 $\mathcal{M}$ Steinkohlen auskam, um eine bestimmte Kesselleistung zu erzielen, gebrauchte ein anderer Heizer zur gleichen Leistung für 144 $\mathcal{M}$; bei Braunkohlenfeuerung, die noch eine größere Geschicklichkeit beim Heizen erfordert, kam der eine mit 100 $\mathcal{M}$, der andere aber erst mit 200 $\mathcal{M}$ aus!

Was speziell noch den Wirkungsgrad der Heizflächen von Schiffskesseln anlangt, so ist bei der Beurteilung vorhandener Kessel sowohl, wie bei der Konstruktion neuer Kesselanlagen zu berücksichtigen, daß derselbe abhängig ist:

1. Von der Größe der Flächen und dem Zustande derselben, d. h. davon, ob sie rein oder mit Ruß, Asche und Kesselstein oder Ölniederschlägen bedeckt sind.

¹⁾ Nur bei Probefahrten unter sehr günstigen Bedingungen.

2. Von der Größe der Differenz zwischen der Temperatur des Kesselwassers und der Heizgase.

3. Von der Geschwindigkeit, mit welcher die Heizgase an den Heizflächen entlang ziehen.

4. Von der Form, der Lage und der Anordnung der einzelnen Flächen, aus denen sich die Gesamtheizfläche zusammensetzt.

5. Von dem Material, aus welchem die Wände bestehen, welche die Heizfläche bilden.

6. Von der Art und Natur der Wärmequelle, d. h. davon, ob die Wärme von glühenden Kohlen, von der Flamme oder von den Verbrennungsgasen aus an die Kesselwandungen abgegeben wird.

Die Größe der Heizfläche ist deshalb maßgebend für die Höhe ihres Wirkungsgrades, weil die Kesselwände, welche die Heizflächen bilden, dem Durchgange der Wärme in das Kesselwasser einen gewissen Widerstand entgegensetzen. Wollte man also die entwickelte Wärme durch eine verhältnismäßig kleine Fläche hindurchleiten, so müßte man dafür sorgen, daß ihr dazu eine bestimmte Zeit gelassen würde. Das ist nun aber im allgemeinen nicht möglich. Unter Einwirkung des Schornsteinzuges bewegen sich vielmehr die Verbrennungsprodukte mit einer ziemlich bedeutenden Geschwindigkeit¹⁾ an den Heizflächen entlang, und da man sie, ohne den Zug und damit auch den Verbrennungsprozeß der Kohle zu stören, nicht daran festhalten kann, so bleibt nichts anderes übrig, als die Heizfläche so groß anzuordnen, daß jede entwickelte Wärmeeinheit auf ihrem Wege vom Rost bis an den Schornstein möglichst vollständig durch die Heizflächen hindurch an das Kesselwasser abgegeben wird. Es folgt daraus, daß sehr kleine Kessel, wie z. B. die in Fig. 66 und 67 ff. skizzierten vertikalen Krankessel, in denen sich die Heizgase wegen der kurzen, geraden Wege, welche ihnen dargeboten werden, mit großer Geschwindigkeit nach dem Schornstein zu bewegen, die entwickelte Wärme nicht so gut ausnutzen, wie große Kessel mit liegenden Röhren und rückkehrenden Feuerungen, in denen der von den Heizgasen zurückzulegende Weg viel länger ist und viel mehr Hindernisse bietet, wo also die Geschwindigkeit der Verbrennungsgase verhältnismäßig klein ist.

Allgemein läßt sich sagen, daß kleine Dampfkesseltypen einen ungünstigeren Wirkungsgrad aufweisen als größere, weshalb es stets vorteilhafter ist, einen großen Dampfkessel vorzusehen, als mehrere kleine, vorausgesetzt natürlich, daß weiter keine Gesichtspunkte (wie Anpassungsfähigkeit an jeweilige Dampfverbräuche usw.) in Frage kommen.

Ferner hat der Zustand der Heizflächen einen großen Einfluß auf die Dampfentwicklung. Ruß und Asche sind schlechtere Wärmeleiter

¹⁾ Im oberen Schornsteinquerschnitt soll die Geschwindigkeit der abzuführenden Heizgase etwa 2,5 bis 3 m pro Sekunde betragen.

als die metallenen Kesselwände, und das Wärmeleitungsvermögen des Kesselsteines ist z. B. etwa 30mal kleiner als das des Eisens.

Der dadurch entstehende Brennmaterialverlust ist:

bei einer Kesselsteinschicht von 1,5 mm 15 bis 20 Proz.

" " " " 6 " 60 Proz.

" " " " 12 " 150 "

Wo daher reines, d. h. von aufgelösten, festen Bestandteilen freies Wasser nicht zur Verfügung steht, muß man wenigstens zu verhüten suchen, daß diese festen Massen sich als Stein, d. h. in Form einer festen Kruste, ausscheiden¹⁾.

Sind also die Heizflächen mit Asche und Ruß auf einer Seite, oder mit Kesselstein- oder Schmierölniederschlägen auf der anderen Seite überzogen, so wächst der Widerstand, der sich dem Durchleiten der Wärme entgensetzt, ganz bedeutend, und bei der Geschwindigkeit, mit der sich die Heizgase bewegen, gelangt nur ein ganz geringer Teil der Wärme derselben in das Kesselwasser.

Außerdem wird der Wirkungsgrad der Heizfläche beeinflusst durch die Form, die Lage und die Anordnung derselben im Kessel. Nimmt man beispielsweise an, die Verbrennung ginge in einem würfelförmigen Gefäße vor sich, welches gänzlich in Wasser eingetaucht ist, und zwar so, daß die obere und untere Fläche horizontal, die Seitenflächen dagegen vertikal stehen, so wird die nach oben liegende Fläche des Würfels sehr lebhaft Dampf entwickeln. Weniger lebhaft wird dies der Fall sein an den vier vertikal stehenden Seitenflächen, von denen sich die entstehenden Dampfblasen nur widerstrebend ablösen, und schließlich wird die unten liegende Würfelfläche gar keinen Dampf entwickeln, sondern zwischen sich und dem Wasser nur eine ruhende Schicht Dampfblasen bilden, welche die weitere Dampfbildung hindern.

Es folgt hieraus also, daß in den gewöhnlichen Schiffszylinderkesseln mit liegenden Feuerröhren und rückkehrenden Feuerungen der Wirkungsgrad der verschiedenen Flächen in folgender Reihenfolge abnimmt:

Am meisten Dampf entwickeln die Decken der Feuerungen, also die oberen Hälften der Flammrohre; dann folgen die Decken der Feuerbüchsen und darauf die oberen Hälften der Feuerröhren, alle natürlich in bezug auf 1 qcm als Flächeneinheit. Von allen diesen Flächen lösen sich die gebildeten Dampfblasen leicht ab, und deshalb entwickeln sie auch am meisten Dampf.

Weniger Dampf wird von den vertikalen Wänden entwickelt, also von den Rück- und Seitenwänden der Feuerbüchsen, sowie von den Rohrplatten, weil sich von diesen Flächen die Dampfblasen nur schwer lösen. Wenig oder gar keinen Dampf entwickeln endlich die unteren Hälften der Feuerröhren und die Flächen der Flammrohre und Feuerbüchsen

¹⁾ Näheres über Kesselspeisewasser-Reinigung siehe des Verfassers Buch im Verlage von Friedr. Vieweg u. Sohn, Braunschweig 1908.

unterhalb der Rostfläche, zumal sich diese Flächen auch immer sehr rasch mit Ruß und Asche bedecken.

Das Verfahren bei der Berechnung der Heizflächen ist gesetzlich festgelegt, und zwar ist die Größe der Heizfläche stets auf der Feuerseite zu berechnen.

Unter der wasserberührten Heizfläche ist derjenige Teil der Heizfläche zu verstehen, der einerseits von den Heizgasen, andererseits vom Wasser bespült wird.

Unter der feuerberührten Heizfläche ist stets die Gesamtheizfläche des Kessels zu verstehen, ohne Rücksicht darauf, ob die Wandungen auf der der Feuerseite abgewendeten Fläche vom Wasser oder vom Dampfe bespült werden.

Von der Berechnung der Heizfläche sind die nicht von den Heizgasen bespülten Kesselflächen, die durch Mauerzungen verdeckt oder von den unter dem Roste von Flammrohren liegenden Flächen durch Asche isoliert und gleichzeitig durch zuströmende Luft gekühlt werden, auszuschließen.

Gesetzlich gestattet ist eine Heizung des Dampftraumes nur, wenn die von den Heizgasen zuvor bestrichene wasserberührte Heizfläche bei natürlichem Zuge mindestens 20mal und bei künstlichem Zuge mindestens 40mal so groß als die Rostfläche ist.

Die verschiedene Wirkung der einzelnen Heizflächen wird übrigens auch mit durch die Natur der Wärme bedingt, welche sie in das Kesselwasser überleiten. Über dem Roste ist natürlich die Wärmeentwicklung am größten. Die Wärmemenge, welche von der auf dem Rost liegenden Kohlenmenge ausgestrahlt wird, kann etwa auf die Hälfte der überhaupt übergeleiteten Wärme geschätzt werden, so daß es von wesentlicher Bedeutung ist, dieser strahlenden Wärme eine möglichst große Fläche darzubieten (gewellte Flammrohre).

Vom Rost schlägt sodann die Flamme über die Feuerbrücke in die Feuerbüchse hinein, so daß die hier wirkende Wärmequelle die zweite Stelle einnimmt. Tritt die Flamme von der Feuerbüchse aus in die engen Feuerröhren über, so erleidet sie eine starke Abkühlung und erlischt schon in einer Entfernung von etwa 100 bis 150 mm von der Rohrmündung, so daß die hier in den Röhren wirkende Wärmequelle, also die Wärme der Verbrennungsprodukte, den dritten Rang einnimmt.

Endlich wird der Wirkungsgrad der Heizfläche noch von der Art des Materials beeinflusst, aus welchem die Heizflächen bestehen (vgl. S. 12). Die meiste Verwendung findet zähes Schweißisen, Flußisen oder Stahl.

Vereinzelte findet man übrigens auch die Feuerröhren aus Messing angefertigt, welches Metall die Wärme besser leitet als Eisen. Im allgemeinen wird aber dieser Vorteil durch die Mehrkosten und durch die geringere Festigkeit messingener Röhren gegenüber schmiedeisernen

überwogen, und es werden solche Röhren darum auf Handelsdampfern nur noch wenig verwendet.

Der Widerstand, welchen eiserne oder stählerne Kesselplatten dem Durchgange der Wärme entgegensetzen, wächst nur sehr wenig mit der Stärke der Platten. Nach Professor Rankines Versuchen sind die Widerstände, welche die Wärme beim Ein- und Austritt in den Oberflächen solcher Platten erfährt, so groß, daß dagegen der Widerstand, welchen der innere Plattenkörper erzeugt, nicht ins Gewicht fällt. Es ist sonach innerhalb gewisser Grenzen gleichgültig für den Wirkungsgrad der Heizflächen, wie dick oder stark die dazu verwendeten Blechplatten genommen werden.

Die Größe der Heizfläche wird in ähnlicher Weise nach Erfahrungsergebnissen ermittelt, wie früher diejenige der Rostfläche; und zwar richtet sich die Größe der Heizfläche nach der Art des Maschinensystems bzw. nach der für diesen Maschinentyp benötigten Dampfmenge, ferner nach der Art der Feuerungsanlage (ob mit oder ohne künstlichem Zug die Kessel betrieben werden sollen), und schließlich nach der Art des Brennstoffs (Steinkohle, Braunkohle, Koks, Torf, flüssige Brennstoffe usw.).

Der Kohlenverbrauch fällt am wirtschaftlichsten bei natürlichem Zuge aus und ist dieses System daher bei Dauerbetrieben vorzuziehen.

Tabelle Nr. XXVIII.

Mittelwerte über Heiz- und Rostfläche bei Zylinderkesseln verschiedener Schiffe (nach Bauer).

Art des Schiffes	Art des Zuges	Maschinen- system	Kohlen- verbrauch pro P Si u. Stunde kg	Heizfläche pro P Si qm	$\frac{H}{R}$
Handelsdampfer	natürlich	Zweifach- Expansion	1,0 — 1,2	0,33—0,40	26—35
"	"	Dreifach- Expansion	0,70—0,80	0,28—0,33	30—35
"	"	Vierfach- Expansion	0,65—0,75	0,28—0,33	32—35
"	schwach forciert	"	0,75—0,85	0,20—0,29	36—40
"	Howden	"	0,75—0,85	0,20—0,28	36—40
Panzer und schwere Kreuzer	mäßig forciert mit 18 mm Luftdruck	Vierfach- Expansion	0,9 — 1,05	0,17—0,25	25—30
Leichte Kreuzer	forciert bis 25 mm Luftdruck	Vierfach- Expansion	—	0,15—0,20	28—32

Will man aber besonders in heißen Klimaten (für Dampfer durch den Suezkanal) vom Schornsteinzug unabhängig sein, oder kommt der Kohlenverbrauch bei der Maximalleistung weniger in Frage, will man dafür aber tunlichst an Raum und Gewicht sparen (Kriegsschiffe), so wird man sich für eine mehr oder minder große Forcierung des Zuges entscheiden müssen.

Im nachstehenden wollen wir die Verhältniszahlen eines Zylinderkessels mit liegenden Feuerröhren und rückkehrenden Feuerungen einer näheren Betrachtung unterziehen und annehmen, daß bei der fraglichen Anlage die Verbrennung der Kohle mit Hilfe des natürlichen Luftzuges durch den Schornstein bewirkt wird. (Es sei vorweg bemerkt, daß eine gut konstruierte Maschine pro Stunde und indizierte Pferdekraft als Verbundmaschine etwa 9 kg, als Dreifach- und Vierfach-Expansionsmaschine etwa 7,0 bis 7,5 kg Dampf verbraucht. In diesen Angaben sind diejenigen mit eingerechnet, die außer für die Hauptmaschine auch für die verschiedenen Hilfsmaschinen, Dampfheizung usw. erforderlich werden.)

Der weitaus größte Teil der Heizfläche wird durch die Wandungen der Feuerröhren gebildet; er beträgt etwa 75 bis 80 Proz. der Gesamtheizfläche, so daß man aus der Größe dieser Heizfläche auf die Anzahl der anzuwendenden Röhren schließen kann.

Die Länge der Röhren wird bei Schiffskesseln nicht über 2300 mm genommen; gewöhnlich richtet sich dieselbe nach der Länge der Flammrohre, welche wiederum von der Länge des Rostes abhängt. Der äußere Durchmesser der Feuerröhren beträgt in der Regel 76 bis 102 mm. Die Wandstärke der Feuerröhren bezeichnet man zuweilen nach der englischen Drahtlehre (sogenannten Birmingham Wire Gauge = B. W. G.) durch Nummern von 8 bis 10, und zwar bezeichnet:

B. W. G. Nr.	12	11	10	9	8	7
Wandstärke	2,7	3,1	3,5	3,9	4,3	4,6 mm

Die Länge der Feuerröhren soll bei Kesseln mit natürlichem Zuge das 25fache des äußeren Durchmessers nicht überschreiten. Bei Lokomotivkesseln mit künstlichem Zuge mißt der äußere Durchmesser der Feuerröhren 50 mm und darunter, in welchem Falle dann die Länge das 50- bis 70fache des Durchmessers beträgt.

Die Anzahl der Röhren, welche also in erster Linie durch die Größe der Heizfläche und durch die Rohrlänge bestimmt wird, richtet sich übrigens auch noch nach dem Gesamtquerschnitt, den die Röhren den durchströmenden Verbrennungsprodukten darbieten müssen. Damit nämlich der Zug nicht beeinträchtigt wird, muß der Gesamtquerschnitt der Röhren eine Fläche bilden, welche etwa ein Fünftel der freien Rostfläche ausmacht.

In der Regel finden sich in gut konstruierten Schiffszylinderkesseln folgende Verhältnisse:

Totale Heizfläche . . .	=	1000
Rostfläche	=	30 bis 40
Röhrenquerschnitt . . .	=	6 „ 8
Schornsteinquerschnitt	=	5 „ 6

d. h. die Rostfläche beträgt bei ganz großen Kesseln etwa $\frac{30}{1000}$ oder $\frac{3}{100}$, bei kleineren Kesseln etwa $\frac{4}{100}$ von der totalen Heizfläche; der Röhrenquerschnitt $\frac{6}{1000}$ bis $\frac{8}{1000}$ und der Schornsteinquerschnitt $\frac{5}{1000}$ bis $\frac{6}{1000}$.

Beispielsweise würde also ein Zylinderkessel von 200 qm Heizfläche erhalten müssen:

$$\text{Rostfläche} \quad . \quad . \quad . \quad = 200 \cdot \frac{3}{100} = 6,0 \text{ qm}$$

$$\text{Freie Rostfläche} \quad . \quad = \frac{1}{4} \cdot 6 = 1,5 \text{ „}$$

$$\text{Röhrenquerschnitt} \quad . \quad = 200 \cdot \frac{7}{1000} = 1,4 \text{ „}$$

$$\text{Schornsteinquerschnitt} = 200 \cdot \frac{5}{1000} = 1,0 \text{ „}$$

Die Höhe des Schornsteins richtet sich in der Regel nach den Verhältnissen des Schiffes und wird so groß genommen, daß die Mündung in genügender Höhe über Deck liegt und die äußere gefällige Form des Schiffes dadurch nicht beeinträchtigt wird. Man erhält dann durchweg eine völlig genügende Schornsteinhöhe.

Einen genaueren Aufschluß bietet die nebenstehende Tabelle XXIX.

Die Berechnung der Heizfläche eines vorhandenen Kessels geschieht am einfachsten folgendermaßen.

Man ermittelt zunächst den inneren und äußeren Durchmesser der Feuerröhren und die freie Länge derselben, d. h. die lichte Entfernung zwischen den Rohrplatten, die Anzahl der Röhren und die der Feuerungen. Sodann mißt man Länge, Breite und Tiefe der Feuerbüchsen, den inneren Durchmesser der Flammrohre und ihre Länge zwischen Stirn- und Rohrwand, und endlich Länge und Breite der vorderen Rohrwand, soweit dieselbe in der vorderen Rauchkammer liegt.

Allgemeine Regel. Bei der Bestimmung der Kesselheizfläche ist immer für Feuerröhren die innere, für Wasser- oder Siederöhren die äußere Rohrfläche zugrunde zu legen, während man bei der Berechnung von Überhitzerheizflächen die mittlere Rohrfläche in die Rechnung einführt.

Mit Hilfe der so gefundenen Dimensionen berechnet man sodann die einzelnen Flächen. Aus dem inneren Durchmesser der Feuerröhren

Tabelle Nr. XXIX.

Größte Leistung pro Quadratmeter Rost in Pferdestärken¹⁾
bei natürlichem Zuge.

Schornsteinhöhe in Meter über Rost	Dampfspannung in Atm. Überdruck								
	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	Verbund- maschine			Dreifach- Expansionsmaschine			Vierfach- Expansionsmaschine		
8—10	80	83	87	90	92	94	96	—	—
10—15	84	87	91	94	98	100	102	—	—
15—20	87	90	94	98	102	105	108	112	116
20—25	91	95	99	105	109	113	117	121	124
25—30	—	—	—	110	114	118	122	127	132
30—35	—	—	—	115	120	125	130	135	140

zunächst den inneren Umfang in Meter. Multipliziert man diesen Umfang mit der freien Länge der Röhren und ihrer Anzahl, so erhält man die Heizfläche der Röhren in Quadratmeter. Ebenso ermittelt man aus dem inneren Durchmesser der Flammrohre den Umfang derselben, multipliziert den halben inneren Umfang mit der Länge und der Anzahl der Flammrohre und bekommt so die Heizfläche der Flammrohre. Danach berechnet man aus den Massen der Feuerbüchsen deren Heizflächen, wobei zu beachten ist, daß von den Rohrwänden in den Feuerbüchsen die Flächen der Rohrmündungen sowie die der Mündung des Flammrohres in Abzug gebracht werden müssen. Dasselbe gilt von der vorderen Rohrwand. Addiert man die so bestimmten Flächen, so bekommt man die totale Heizfläche. Hat man dagegen die Verhältnisse und Abmessungen eines Kessels von gegebener Heizfläche oder für eine bestimmte Maschinenleistung zu ermitteln, so verfährt man nach folgendem Zahlenbeispiel.

¹⁾ Die Bezeichnung „Pferdestärke“ mit Bezug auf Kessel ist zwar in der Praxis üblich, kann aber leicht zu Irrtümern Veranlassung geben und würde auch in dieser Verbindung so gut wie gar nichts bedeuten. „Pferdekkräfte“ sind der Maßstab der durch eine Maschine geleisteten Arbeitskraft; ein Kessel an sich produziert aber gar keine Arbeitskraft, sondern er verdampft nur Wasser, folglich kann der vorerwähnte Ausdruck nur auf Dampf- und andere Antriebsmaschinen Anwendung finden. Die Bezeichnung einer Dampfproduktion nach Pferdekkräften ist z. B. völlig unbrauchbar, wenn der Kessel zum Heizen, Kochen u. dgl. den erforderlichen Dampf liefern soll. Da außerdem einige Dampfmaschinen ökonomischer als andere arbeiten, so unterliegt die Menge des verbrauchten Dampfes bedeutenden Schwankungen, denn während für die eine Maschine vielleicht 8 kg Dampf pro Stunde genügt, um eine Pferdekraft zu erzeugen, bedarf die andere dazu 12 und mehr kg Dampf in derselben Zeit.

Beispiel: Es sollen die Kessel für eine Verbundmaschine von 1500 indizierten Pferdekraften angegeben werden. Wieviel Kessel sind nötig und wie groß werden dieselben? Der Durchmesser der Kessel darf nicht größer werden als 4 m.

Da für eine indizierte Pferdekraft (nach Tabelle Nr. XXVIII, Spalte 5) eine Heizfläche von 0,4 qm ausreicht, so erfordern 1500 indizierte Pferdekraft:

$$1500 \cdot 0,4 = 600 \text{ qm Heizfläche,}$$

demnach

$$600 \cdot \frac{3}{100} = 18 \text{ qm Rostfläche,}$$

ferner:

$$600 \cdot \frac{7}{1000} = 4,2 \text{ qm Röhrenquerschnitt}$$

und

$$600 \cdot \frac{6}{1000} = 3,6 \text{ qm Schornsteinquerschnitt.}$$

Die ermittelte Heizfläche ist so groß, daß sie in einem Einfach- oder Einenderkessel von dem vorgeschriebenen Durchmesser jedenfalls nicht mehr wird untergebracht werden können. Es müssen also mindestens zwei Einfach- oder ein Doppelkessel angeordnet werden.

Die Anzahl der Feuer bestimmt sich aus der Größe der Rostfläche.

Nach früherem soll ein Rost höchstens 2,5 qm Fläche haben, so daß

demnach $\frac{18}{2,5}$ oder rund 8 Feuer erforderlich wären. Da sich aber

4 Feuer schlecht in einem Kessel von nur 4 m Durchmesser unterbringen lassen, so wählen wir dafür 9 Feuer zu 2 qm und ordnen diese in drei Einfachkesseln an.

Es erhält somit jeder Kessel:

Heizfläche	= 200 qm
Rostfläche	= 6 „
Röhrenquerschnitt	= 1,4 „

Alle drei Kessel zusammen erhalten einen Schornstein mit dem oben berechneten Querschnitte von 3,6 qm, also von 2150 mm Durchmesser etwa. Damit der Schornstein auch gut zieht, falls im Hafen nur ein Kessel im Betriebe ist, wird der Schornstein im Innern parallel der Längsachse gedreiteilt.

Die Rosten der Kessel sollen 1820 mm lang und 1100 mm breit werden. Die Flammrohre müßten also 1100 mm mittleren Durchmesser haben, wenn sie aus gewelltem Blech bestehen sollen. Die Länge der Flammrohre wird mit etwa 2150 mm genügend groß angenommen sein.

Die Länge der Feuerröhren wird also auch 2150 mm betragen, und da den Röhren 80 Proz. der Gesamtheizfläche zufallen soll, so werden also: $200 \cdot 0,8 = 160 \text{ qm}$ etwa untergebracht werden müssen.

Demnach müssen die Röhren so angeordnet werden, daß die Summe ihrer Umfänge gleich etwa $\frac{160}{2,15} = 74,5$ m wird.

Bezüglich der Röhrendurchmesser richtet man sich gewöhnlich nach dem augenblicklichen Lagerbestand. Angenommen, man habe Röhren vorrätig vom

äußeren Durchmesser D_a	= 76 mm
Wandstärke s	= 3 „
innerer Durchmesser D_i	= 70 „

Danach berechnet sich:

$$\begin{aligned} \text{Umfang} &= 0,07 \cdot \pi = \sim 0,2199 \text{ m,} \\ &\sim 0,22 \text{ m,} \end{aligned}$$

so daß also:

$$\begin{aligned} n = \text{Stückzahl} &= \frac{74,5}{0,22} = 339 \text{ Röhren pro Kessel} \\ \text{oder } \frac{339}{3} &= 113 \text{ Röhren pro Feuerung} \end{aligned}$$

anzuordnen sind.

Eine Kontrollrechnung in bezug auf den Röhrenquerschnitt ergibt:

$$\frac{D_i^2 \cdot \pi \cdot n}{4} = 0,003848 \cdot 339 = 1,3 \text{ qm, welcher Röhrenquerschnitt als}$$

genügend angesehen werden dürfte, da

$$\frac{\text{Freier Röhrenquerschnitt}}{\text{Gesamtrostfläche}} = \sim \frac{1}{5},$$

also hier

$$6 \cdot \frac{1}{5} = 1,2 \text{ qm gegen } 1,3 \text{ qm im Beispiel.}$$

Es würde nun noch vor der Bestimmung der äußeren Kessel-dimensionen die genaue Heizfläche nachzurechnen sein.

In den Feuerröhren sind nach Annahme 80 Proz. der Gesamtheiz-fläche, also $200 \cdot 0,8 = 160$ qm untergebracht.

Die Heizfläche der Flammrohre ermittelt sich:

$$\frac{D_i \cdot \pi \cdot L \cdot n}{2} = \frac{1,1 \cdot \pi \cdot 2,15 \cdot 3}{2} = 11,144 \text{ qm.}$$

Im vorliegenden Falle werden gewellte Flammrohre vom Durch-messer $\frac{1050}{1150}$ verwendet, deren Heizfläche sich um etwa $\frac{1}{7}$ höher stellt gegenüber glatten, also

$$11,144 + \frac{11,144 \cdot 1}{7} = 12,736 \text{ qm Heizfläche}$$

der drei gewellten Flammrohre.

Es bleiben demnach für die Feuerbüchsen und die vorderen Rohrwände:

$$200 - (160 + 12,736) = 27,26 \text{ qm.}$$

Erfahrungsgemäß ist diese Heizfläche immer reichlich doppelt so groß, wie diejenige der Flammrohre, so daß man also annehmen darf, in dem vorliegenden Kessel eine genügende Heizfläche untergebracht zu haben; nachdem der Kessel aufgezeichnet ist, kann man sich durch eine einfache Rechnung von der Richtigkeit der Annahme überzeugen.

Die Länge des Kessels bestimmt sich nun folgendermaßen:

Die Tiefe der Feuerbüchse wird so groß angenommen, daß man, entsprechend der Kesselgröße, einigermaßen bequem darin arbeiten kann, hier etwa zu 750 mm, und der Zwischenraum zwischen der Rückwand der Feuerbüchse und der des Kessels zu 150 mm.

Die Gesamtlänge des vorliegenden Kessels setzt sich zusammen aus:

Stärke der Stirnplatten des Kessels (vorläufig unbekannt)	?	mm
Länge des Flammrohres	2150	„
Stärke der hinteren Rohrwandplatte (vorläufig unbek.)	?	„
Tiefe der Feuerbüchse oder Feuerkammer	750	„
Blechstärke der Rückwand der Feuerbüchse (vorl. unbek.)	?	„
Zwischenraum zwischen Feuerbüchse und Kesselrückwand	150	„
Blechstärke der Rückwand des Kessels (vorl. unbek.)	?	„

Äußere Gesamtlänge des Kessels = ? mm

Zur Berechnung der Blechstärken der Stirnwände, Rohrwände, Rauchkammerwände und Rückwände dienen im deutschen Schiffskesselbau gewöhnlich die Vorschriften des Germanischen Lloyd für den Bau von Kesseln, und zwar gelten für flache Wandungen folgende Formeln:

Die Blechstärke s der durch Anker oder Stehbolzen unterstützten flachen Wandungen von Kesseln aus Stahl wird nach der Formel bestimmt:

worin:
$$s = C.l.\sqrt{P},$$

P = zulässiger Arbeitsdruck (Überdruck) in kg pro qcm;

l = Entfernung der Anker oder Stehbolzen in cm;

s = Blechstärke in cm;

C = 0,024 für metrisches Maß, wenn die Bleche von den Heizgasen und vom Wasser berührt werden und die Stehbolzen eingeschraubt und an den Enden mit Nietköpfen versehen sind;

C = 0,022, wenn die Bleche von den Heizgasen und vom Wasser berührt werden und die Stehbolzen eingeschraubt und an den Enden mit Muttern versehen sind;

C = 0,021, wenn die Bleche nicht von den Heizgasen berührt werden und die Anker und Bolzen eingeschraubt und mit Nietköpfen versehen sind;

C = 0,020, wenn die Bleche nicht von den Heizgasen berührt werden und die Anker und Stehbolzen eingeschraubt und mit Muttern versehen sind;

$C = 0,019$, wenn die Bleche nicht von den Heizgasen berührt werden, der Durchmesser der Unterlagscheibe $\frac{2}{5}$ der Ankerentfernung und die Dicke der Scheibe $\frac{2}{3}$ der Blechdicke ist;

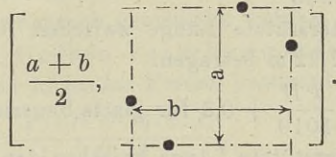
$C = 0,017$, wenn die Bleche nicht von den Heizgasen berührt werden, der Durchmesser der Unterlagscheibe $\frac{3}{5}$ der Ankerentfernung und die Dicke der Unterlagscheibe $\frac{5}{6}$ der Blechdicke ist;

$C = 0,016$, wenn die Bleche nicht von den Heizgasen berührt werden, der Durchmesser der Unterlagscheibe $\frac{4}{5}$ der Ankerentfernung und die Dicke der Scheiben gleich der Blechdicke ist.

Die Blechstärke s der flachen Wände im Bereich der Feuerröhrenbündel wird nach derselben Formel bestimmt, nur ist

l = mittlere Entfernung der Ankerröhren voneinander, gemessen von Mittelpunkt zu Mittelpunkt in cm und

$C = 0,020$;

$$l = \text{mittlere Entfernung} \left[\frac{a+b}{2}, \right]$$


Auch für die Berechnung der Blechstärke s der flachen Wände zwischen den Feuerröhrenbündeln gilt die Formel, nur ist

l = horizontaler Abstand der begrenzenden Rohrreihen voneinander, gemessen von Mittelpunkt zu Mittelpunkt in cm und

$C = 0,022$, wenn in den begrenzenden Rohrreihen jede dritte Röhre eine Ankerröhre ist;

$C = 0,020$, wenn in den begrenzenden Rohrreihen jede zweite Röhre eine Ankerröhre ist;

$C = 0,019$, wenn in den begrenzenden Rohrreihen jede Röhre eine Ankerröhre ist.

Bei besonderen Arten von Versteifungen der flachen Wände wird die Blechstärke nach Vereinbarung mit dem Vorstand des Germanischen Lloyd bestimmt. Platten, welche auf der einen Seite von den Heizgasen, auf der anderen vom Dampf umspült werden, sind, wenn sie nicht durch Flammbleche geschützt sind, um $\frac{1}{10}$ stärker zu nehmen, als die Rechnung ergibt. Der Schutz durch Flammbleche wird jedoch sehr empfohlen.

Bei Anwendung von Schweißeisen müssen die für Stahl berechneten Werte um 12 Proz. vermehrt werden.

Für die Berechnung der Feuerungen (Flammrohre) aus Eisen oder Stahl setzt der Germanische Lloyd folgendes fest:

Die Dicke der Bleche für glatte Feuerungen wird nach der Formel bestimmt:

$$s = 0,00385 \cdot \sqrt{P \cdot D \cdot L},$$

worin:

s = Blechdicke in cm;

P = zulässiger Arbeitsdruck (Überdruck) in kg pro qcm;

D = äußerer Durchmesser der Feuerung in cm;

L = Länge der Feuerung in cm, oder wenn Versteifungsringe vorhanden sind, die größte Länge zwischen zwei Ringen.

Die Blechdicke s darf jedoch nie geringer sein, als sich nach den folgenden Formeln ergibt, worin P und D dieselbe Bedeutung wie vorher haben. Bei Purves und Holmes Patenten bedeutet D den äußeren Durchmesser des glatten Teiles des Rohres, bei den gewellten Feuerungen den äußeren Durchmesser an der tiefsten Stelle der Welle.

$$s = \frac{PD}{740} + 0,3 \text{ für glatte Feuerungen ohne Adamsonring (Fig. 27),}$$

$$s = \frac{PD}{900} + 0,3 \text{ für glatte Feuerungen mit einem Adamsonring.}$$

Die ununterstützte Länge zwischen Ring und Rohrwand darf nicht mehr als 1,22 m betragen.

$$s = \frac{PD}{1010} + 0,3 \text{ für glatte Feuerungen mit zwei Adamsonringen.}$$

Die ununterstützte Länge zwischen den Versteifungen darf nicht mehr als 0,79 m betragen.

$$s = \frac{PD}{1125} + 0,3 \text{ für glatte Feuerungen mit drei Adamsonringen.}$$

Die ununterstützte Länge zwischen den Versteifungen darf nicht mehr als 0,61 m betragen.

$s = \frac{PD}{1220} + 0,3$ für gewellte Feuerungen (Patente: Fox, Morison, Deighton und Brown, Fig. 30 bis 46), deren Material eine Festigkeit von 35 bis 41 kg pro qmm besitzt.

Die Dicke der gewellten Feuerungen soll wenigstens 0,8 cm, die Tiefe der Rillen wenigstens 3,8 cm und das glatte freiliegende Ende nicht mehr als 25,4 cm betragen.

$s = \frac{PD}{1220} + 0,3$ für glatte Feuerungen mit vier Adamsonringen, bei welchen die ununterstützte Länge zwischen den Versteifungen nicht mehr als 0,5 m beträgt.

$$s = \frac{PD}{1220} + 0,3 \text{ für gerippte Feuerungen (Patent Purves, Fig. 41).}$$

Die Höhe der Rippen darf nicht weniger als 3,4 cm über dem glatten Teil, die Tiefe der inneren Rillen nicht mehr als 1,9 cm, die Länge zwischen den Rippen nicht mehr als 22,9 cm und das glatte Ende nicht mehr als 15,2 cm betragen.

$$s = \frac{PD}{1025} + 0,3 \text{ für Feuerungen nach Holmes Patent (Fig. 31).}$$

Bei Flammrohren, hergestellt nach den Patenten von Farnley usw., wird die Dicke nach Vereinbarung mit dem Vorstand des Germanischen Lloyd bestimmt.

Über Anker und Stehbolzen läßt sich folgendes sagen:

Im allgemeinen soll die Beanspruchung des Materials bei zusammengeschweißten eisernen Ankern nicht mehr als $\frac{1}{10}$, bei nicht geschweißten Ankern aus Schweißeisen oder Stahl (Flußeisen) nicht mehr als $\frac{1}{7}$ der Zugfestigkeit betragen, und es dürfen die folgenden Werte für die Spannung S nicht überschritten werden:

S_{max}	für zusammengeschweißte Anker aus Schweißeisen	=	350 kg/qcm
S_{max}	„ nicht geschweißte „ „ „	=	500 „
S_{max}	„ „ „ „ „ Flußeisen	=	600 „

Bei Plattenankern ist der effektive Querschnitt mit $\frac{1}{7}$ ihrer Zugfestigkeit zu belasten. Stehbolzen¹⁾ sollten höchstens mit $\frac{1}{10}$ der Zugfestigkeit des Materials in Anspruch genommen werden.

Die Träger für die flachen Feuerkammerdecken werden, wenn aus Schweißeisen, nach folgender Formel bestimmt:

$$b = \frac{P \cdot (W - l) \cdot e \cdot L}{C \cdot h^2},$$

worin:

P = zulässiger Arbeitsdruck (Überdruck) in kg pro qcm;

W = Weite der Feuerkammer in cm;

l = Entfernung der Stehbolzen voneinander im Träger in cm
oder bei einem Stehbolzen die halbe Länge des Trägers;

e = Entfernung der Träger voneinander in cm;

L = Länge des Trägers in cm;

h = Höhe „ „ „ „

b = Dicke „ „ „ „

C = Koeffizient und zwar:

= 420, wenn ein Stehbolzen in jedem Träger,

= 630, wenn zwei oder drei Bolzen in jedem Träger,

= 720, wenn vier Stehbolzen in jedem Träger.

Die Träger sind mit ihren Enden auf die vertikalen Wandungen der Feuerkammer aufzupassen und müssen etwa 4 cm über der Decke frei liegen. Distanzringe von gleicher Höhe sind an den Stehbolzen anzubringen. Sind die Träger aus Stahl, so darf b um 10 Proz. verringert werden.

Verstärkungen gewölbter Feuerkammerdecken sind in jedem einzelnen Falle mit dem Vorstände des Germanischen Lloyd zu vereinbaren.

Für die Überhitzer-Blechstärken bestehen folgende Regeln:

Die Dicke der Bleche für Überhitzer ermittelt man wie die für den Kesselmantel, nur ist bei denjenigen Überhitzern, welche der

¹⁾ Stehbolzen erhalten meist Feingewinde (wie die Lagerbolzen), um den Gewindekern tunlichst wenig zu schwächen.

direkten Einwirkung der Heizgase ausgesetzt sind, statt der vollen nur 0,66 der Materialfestigkeit und für das Abbrennen ein Zuschlag von 3 mm einzuführen.

Ist der Überhitzer in irgend einer Weise gegen die unmittelbare Einwirkung der Heizgase geschützt, so darf an Stelle der vorhergehenden Werte 0,75 und 1,5 mm gesetzt werden.

Auf die Herstellung und Anordnung der Überhitzer ist die größte Sorgfalt zu verwenden; dieselben sollen, wenn irgend möglich, so konstruiert sein, daß eine eingehende Besichtigung leicht auszuführen ist.

Fahren wir nun mit Hilfe der Germanischen Lloydformeln in der Berechnung unseres Zylinderkessels fort, so ist die Blechstärke der Stirnplatten $s = C.l.\sqrt{P}$.

Die Ankerentfernung l möge 36 cm voneinander betragen, da bei dieser Abmessung ein Befahren des Kessels zwecks Reinigung gut möglich ist. Für die Konstante C wählen wir (nach dem Germanischen Lloyd) $C = 0,017$, weil die Bleche nicht von den Heizgasen umspült werden und der Durchmesser der Unterlagscheibe $\frac{3}{5}$ der Ankerentfernung $= \frac{3 \cdot 36}{5} = 21,6$ cm und die Dicke der Unterlagscheibe gleich $\frac{5}{6}$ der Blechstärke gewählt werden soll.

$$\begin{aligned}\text{Es ergibt sich also, mit } P &= 9 \text{ kg/qcm,} \\ s &= 0,017 \cdot 36 \cdot \sqrt{9} \\ &= 1,83 \text{ cm.}\end{aligned}$$

Stärke der hinteren Rohrplatte.

Es gilt dieselbe Formel:

$$s = C.l.\sqrt{P}.$$

Der Wasserraum zwischen den Feuerröhren schwankt zwischen 2,4 bis 3,0 cm. Wir wählen 2,8 cm, demnach wird der horizontale Abstand der begrenzenden Rohrreihen voneinander, gemessen vom Mittelpunkt Ankerröhre zu Mittelpunkt Ankerröhre in cm $= 7,6 + 2,8 + 7,6 + 2,8 + 7,6 + 2,8 = 31,2$ cm.

Nach Abbildung (Fig. 23 bis 25) ist jede dritte Röhre in den begrenzenden Rohrreihen als Ankerröhre gedacht, mithin $C = 0,022$, also

$$s = 0,022 \cdot 31,2 \cdot \sqrt{9} = 2,05 \text{ cm.}$$

Für die Stärke der Rückwand der Feuerbüchse gilt in derselben Formel $s = C.l.\sqrt{P}$,

$$C = 0,024,$$

da die Bleche einerseits von den Heizgasen, andererseits vom Wasser umspült werden.

Bei der Ermittlung der Kesselnrückwand kann die Konstante C mit 0,021 in die Rechnung eingeführt werden, da die Bleche nicht von

den Heizgasen berührt werden. Die Stehbolzenbefestigung erfolgt ebenfalls durch Einschrauben und durch Bildung von Nietköpfen; also

$$\begin{aligned}s &= 0,021 \cdot 18 \cdot \sqrt{9} \\ &= 1,13 \text{ cm} \\ s &\text{ gewählt } 12 \text{ mm.}\end{aligned}$$

Die Stehbolzenentfernung wird gewöhnlich auf 18 cm bemessen, welches Mittelmaß auch unserem Rechenbeispiele zugrunde gelegt werden soll. Die Stehbolzen sollen hier eingeschraubt und an den Enden mit Nietköpfen versehen werden.

$$\begin{aligned}s &= 0,021 \cdot 18 \cdot \sqrt{9} \\ &= 1,296 \text{ cm} \\ s &\text{ gewählt } 13 \text{ mm.}\end{aligned}$$

Wir erhalten nun zur Festlegung der äußeren Gesamtlänge des Kessels folgende Werte:

Stärke der Stirnplatten	18 mm
Flammrohlänge	2150 "
Hintere Rohrwand	20,5 "
Tiefe der Feuerbüchse	750 "
Feuerbüchsenrückwand	13 "
Zwischenraum	150 "
Kesselrückwand	13 "
Äußere Gesamtlänge =	3114,5 mm

Der Querschnitt des Kessels bzw. der Durchmesser der Hülle und die Dimensionen der Feuerbüchse bestimmen sich am einfachsten durch Zeichnung.

Man hat dabei im Auge zu behalten, daß der Zwischenraum zwischen den einzelnen Feuerröhren mindestens 24 mm, der zwischen den einzelnen Flammrohren und zwischen den einzelnen Feuerbüchsen mindestens 150 mm betragen muß, und ebensoviel Raum zwischen Flammrohren bzw. Feuerbüchsen und Kesselhülle vorhanden ist.

Werden diese Mindestmaße unterschritten, so neigen die Kessel sehr zum Überkochen, eine üble Eigenschaft, durch die folgende Nachteile entstehen können:

a) Der Kessel ist schädlichen Erschütterungen und Spannungen ausgesetzt;

b) das in die Schieberkästen, Dampfzylinder usw. gelangende Wasser kann zu Deckelbrüchen, Betriebsunterbrechungen, schnellem Verschleiß der Laufflächen, Verlust an Menschenleben u. v. a. m. führen;

c) die mitgerissenen Wassermengen, die als kochendes Wasser ausgeblasen werden, bedingen Wärmeverluste, d. h. Brennstoffvergeudung.

Im übrigen ist bei dem Entwurf eines Kessels noch darauf zu achten, daß er, soweit es bei dem System und der Größe erreichbar ist,

zwecks innerer Reinigung befahrbar bleibt, d. h. der Raum oberhalb und unterhalb der Feuerungen und Feuerröhrengruppen, sowie zwischen den Feuerröhrengruppen muß für einen Mann zugänglich sein. Der Kessel erhält daher an passenden Stellen, gewöhnlich in den Stirnwänden, Löcher von meist elliptischen oder ähnlichen Formen. Die größeren Löcher, welche einem Manne das Durchkriechen gestatten, heißen Mannlöcher, die kleineren dagegen Hand- oder Schlamlöcher. Die Abmessung der elliptischen Mannlöcher beträgt gewöhnlich 300×400 mm; als Mindestmaß gilt 280×380 mm (Fig. 76 bis 83).

Bei dem Anordnen der Mannlöcher ist noch zu erwähnen, daß die in den Dampfdom führenden Öffnungen so bemessen werden, daß das Innere des Domes zur Untersuchung der Deckel- und Randkrepfen bequem zugänglich bleibt (Hamburger Normen).

Da die Anstrengung des Bleches in der Richtung der Kesselachse weit geringer ist als in der Richtung des Umfanges (und zwar für den Fall geringer Wandstärken nur halb so groß wie senkrecht zur Kesselachse), so empfiehlt es sich, die kurze Seite der elliptischen Öffnungen mit der Längsrichtung des Kessels zusammenfallen zu lassen.

Die Verstärkung der Ausschnitte ist notwendig, wenn durch das Loch eine unzulässige Schwächung des Bleches eintritt, oder ein Durchspannen des Bleches durch das Anziehen der Verschlußbügel u. dgl. zu befürchten steht (Hamburger Normen); hierzu werden schmiedeiserne Ringe oder Winkel umgenietet, welche den Blechquerschnitt des Ausschnittes ersetzen sollen.

Verstärkungsringe für gewöhnliche Mannlöcher: 80 bis 100 mm breit und 12 bis 18 mm stark.

Neuerdings bördelt man auch das Blech an den Öffnungen um, wodurch die Schwächung sehr zweckmäßig ausgeglichen wird (vgl. die Fig. 79 bis 85).

Die üblichen Verschlußdeckel sitzen von innen auf, damit der Dampfdruck die Packung an die Dichtungsflächen anpreßt. Die Deckel werden durch zwei Bügel mit zwei etwa 30 mm starken Schrauben befestigt. Gußeisen für Deckel und Rahmen ist zu vermeiden (Hamburger Normen).

Bei der Bestimmung der Stärkeverhältnisse eines Dampfkessels kommt es namentlich darauf an, die Dicke der Hüllenbleche und die Nietungen dem Dampfdrucke entsprechend so zu ermitteln, daß das Material der Hüllenbleche verhältnismäßig ebensoviel zu halten hat, wie das Material der Niete, und daß die Beanspruchung überhaupt die zulässige Grenze nicht überschreitet.

In einem zylindrischen Kessel, dessen Querschnitt als genau kreisrund vorausgesetzt werden soll, kann man sich die Wirkung des Dampfdruckes auf die Hüllenbleche durch eine unendlich große Anzahl strahlenförmig von der Kesselmitte nach außen wirkender, gleicher

Kräfte dargestellt denken. Zerlegt man sich (wie in Fig. 96 a und b) alle diese Radialkräfte in Vertikal- und Horizontalkräfte, so findet man, daß der Gesamtdruck, welcher den Kreis an den beiden Punkten *a* und *b* auseinander zu reißen sucht, gleich ist dem Druck auf die gerade Linie *ab*, d. h. denkt man sich aus dem Kessel einen Ring von der Breite *B* cm und dem lichten Durchmesser *D* cm herausgeschnitten, so

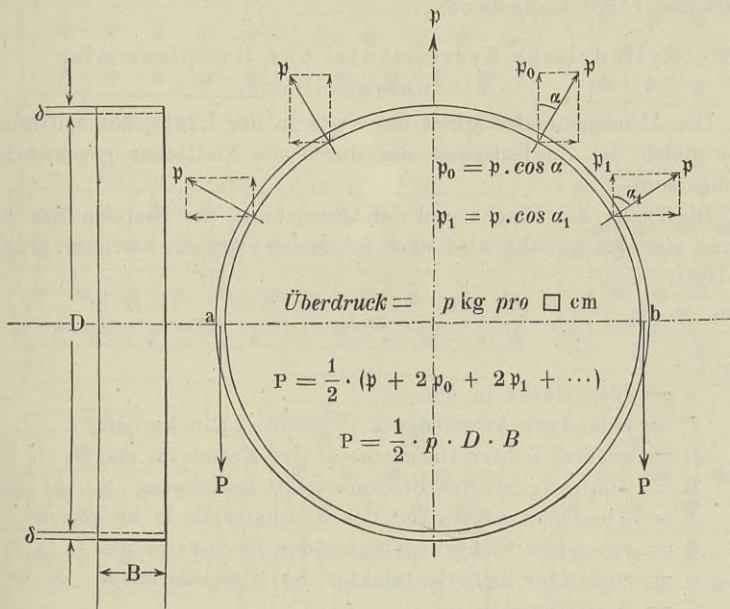


Fig. 96 a u. b. Berechnung zylindrischer Röhren auf inneren Druck.

sucht ein Dampfüberdruck von $p \text{ kg pro qcm}$ diesen Ring an den Stellen *a* und *b* mit einer Kraft $D \cdot B \cdot p$ auseinander zu reißen.

Wäre der Ring aus einem Stück geschweißt, so müßte die Blechstärke δ (Schmiedeeisen) in cm betragen:

$$2 \cdot \delta \cdot B \cdot 750 = D \cdot B \cdot p,$$

also

$$\delta = \frac{D \cdot B \cdot p}{2 \cdot B \cdot 750} = \frac{D \cdot p}{2 \cdot 750} = \frac{D \cdot p}{1500}.$$

Nun ist aber die Kesselhülle aus mehreren Platten aus Schweiß-eisen (Schmiedeeisen) oder Stahlblechen zusammengenietet, und da in den Nietnähten das Blech durch die Nietlöcher entsprechend geschwächt worden ist, so liegt eben die Gefahr des Zerreißen in den Nähten am nächsten, und die Blechstärke ist nach dem geschwächten Blech zwischen den Nietlöchern zu ermitteln. Da ferner jeder Dampfkessel einem Probedruck unterworfen werden muß, der nach den deutschen gesetzlichen Bestimmungen den Betriebsdruck um 5 Atm. übersteigt (unter

5 Atm. mit dem doppelten Betriebsdrucke) und nach englischen Vorschriften den doppelten Betriebsdruck erreicht, so rechnet man in der Regel nur eine zulässige Beanspruchung von höchstens 750 kg/qcm bei Schmiedeisen bzw. 1000 kg bei Stahl, damit bei der Wasserdruckprobe das Material nicht übermäßig angestrengt wird.

Für die Berechnungen sind nachstehende Bestimmungen des Germanischen Lloyd maßgebend.

Zylindrische Kesselmäntel und Dampfsammler mit innerem Druck.

Die Abscherungsfestigkeit der Niete in der Längsnaht soll mindestens gleich der Zugfestigkeit des durch die Nietlöcher geschwächten Bleches sein.

Die Dicke der Bleche und der Querschnitt der Niete in der Nietteilung einer Längsnaht wird nach folgenden Formeln bestimmt (Fig. 97 bis 108):

$$s = \frac{P \cdot D}{2} \cdot \frac{b}{B} \cdot \frac{e}{e - d} \quad \text{und} \quad \frac{a}{e} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \frac{P \cdot D}{2} \cdot \frac{n}{N},$$

worin:

s = Blechstärke in cm,

P = zulässiger Arbeitsdruck (Überdruck) in kg/qcm,

D = größter lichter Durchmesser des Kessels in cm,

B = Zugfestigkeit des Blechmaterials in kg/qcm,

N = Abscherungsfestigkeit des Nietmaterials in kg/qcm,

b = zulässiger Sicherheitsfaktor des Blechmaterials,

n = zulässiger Sicherheitsfaktor des Nietmaterials,

e = Nietteilung in cm,

a = Anzahl der Nietquerschnitte in einer Teilung,

d = Durchmesser der Niete in cm.

Der kleinere der sich aus den beiden Formeln ergebenden Werte für die Festigkeit der Naht ist sodann maßgebend.

Die für B und N seitens des Erbauers in Rechnung gestellten Festigkeitswerte müssen durch die Minimalwerte der Festigkeitsproben erreicht werden (Tabelle Nr. XXX).

Tabelle Nr. XXX.

Anker und Niete aus Eisen oder Stahl.

	Schweißeisen		Stahl	
	Festigkeit	Dehnung	Festigkeit	Dehnung
Anker	— mindestens 36	— mindestens 15	35—45	entsprechend
Niete	mindestens 36	mindestens 15	35—45	entsprechend
Winkel	36	16	—	—

Für die Abscherungsfestigkeit N des Nietmaterials werden, wenn nicht andere Werte durch direkte Proben ermittelt worden sind, angenommen:

bei Schweißeisennieten . . . 0,875 der Zugfestigkeit
 „ Flußeisennieten . . . 0,850 „ „

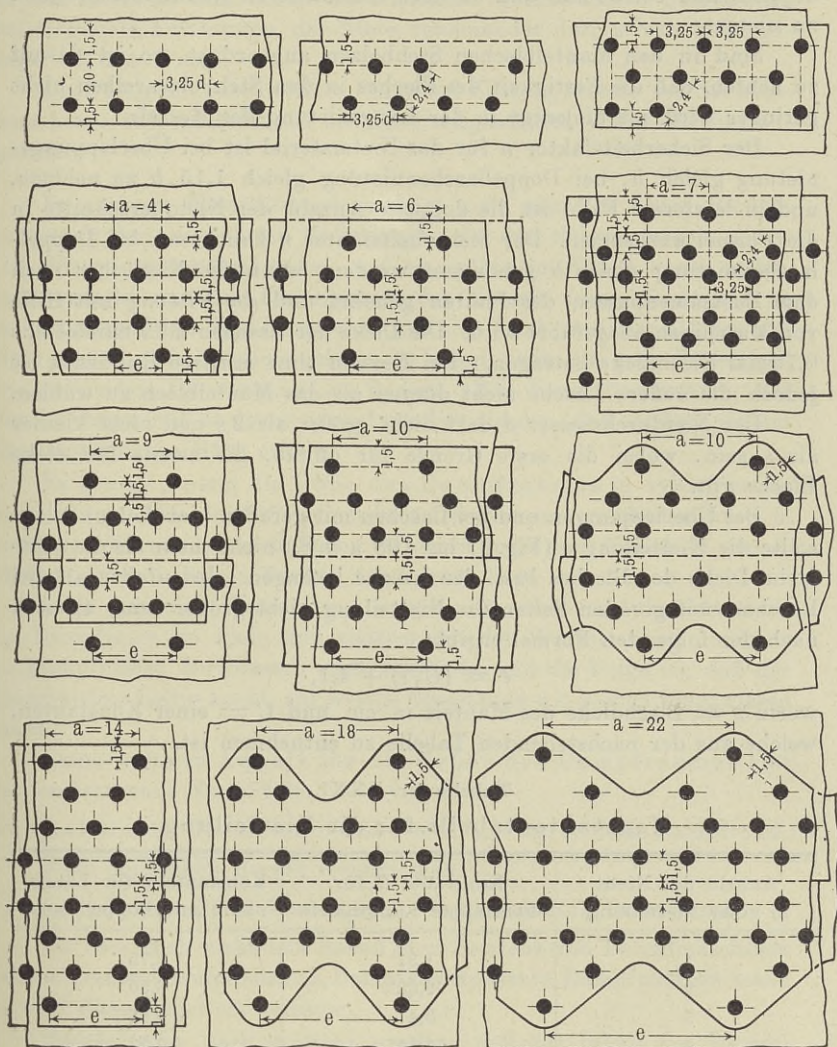


Fig. 97 bis 108. Nietteilungen.

Der Sicherheitsfaktor des Blechmaterials b ist gleich 5 zu nehmen. Dieser Sicherheitsfaktor kann auf 4,75 vermindert werden, wenn die Nietlöcher der Längsnähte gebohrt und die Niete mit Hilfe von Ma-

schinen genietet sind, und auf 4,5, wenn die Längsnähte doppelt gelascht, die Nietlöcher gebohrt und die Nietung mit Nietmaschinen ausgeführt wird. Es ist hierbei zugleich vorausgesetzt, daß auch die Kesselarbeit und das Baumaterial von bester Qualität sind.

Überschreitet die Plattendicke 12,5 mm, so sind die Rundnähte doppelt, und bei 25 mm und darüber die mittleren Rundnähte dreifach zu nieten.

Sind in den Mantelblechen Stehbolzen angeordnet, so ist darauf zu achten, daß die Festigkeit des Bleches in den Stehbolzenreihen nicht geringer wird, als diejenige in der Längsnietung des Kessels.

Der Sicherheitsfaktor n für das Nietmaterial ist bei Überlappungsnietung gleich b , bei Doppellascennietung gleich $1,15 \cdot b$ zu nehmen, und in letzterem Falle ist die doppelte Anzahl der Nietquerschnitte in die Formel anzusetzen. Der Sicherheitsfaktor n kann auch bei Doppellascennietung gleich b genommen werden, wenn die Nietlöcher nach dem Zusammenpassen der Platten gebohrt und die Nietung mit Hilfe von Maschinen ausgeführt wird. Die Dicke der Laschen muß mindestens 0,75mal Blechdicke betragen. Bei Kesseln ohne mittlere Rundnaht ist jedoch die äußere Lasche nicht dünner als das Mantelblech zu wählen.

Der Nietdurchmesser d darf nicht größer als $2s$ und nicht kleiner als s sein, wobei die erste Grenze für dünne, die zweite für dicke Bleche gilt.

Bei Überlappungen und bei Laschen mit geraden (parallelen) Seiten sollte die Nietteilung e (Fig. 97 bis 108 a. v. S.) nicht mehr als die achtfache Dicke des Bleches bzw. der Lasche betragen. Jedenfalls darf bei Laschen mit geraden Seiten die Nietteilung nicht größer sein, als sich nach der folgenden Formel ergibt:

$$e = (C \cdot s) + 4,1,$$

worin s = Blechdicke des Mantels in cm und C = einer Konstanten, welche aus der nachstehenden Tabelle zu entnehmen ist.

Tabelle Nr. XXXI.

Konstantentabelle für die Nietteilung.

Anzahl der Niete in einer Nietteilung	Konstante C für überlappede Längsnähte	Konstante C für Längs- nähte mit Doppellasche
1	1,31	1,75
2	2,62	3,50
3	3,47	4,63
4	4,14	5,52
5	—	6,00

Überschreitet der nach dieser Formel berechnete Wert für die Nietteilung 254 mm, so müssen die Laschen zickzackförmig ausgeschnitten werden, um ein zuverlässiges Verstemmen noch zu ermöglichen.

Bei doppelter Nietung sollte die Entfernung der einzelnen Niete untereinander, parallel zur Naht gemessen, nicht mehr als das 3,75fache des Nietdurchmessers betragen. Bei Anwendung von Zickzacknietung muß die diagonale Entfernung der Niete voneinander so gewählt werden, daß die Laschen zwischen den Nieten nicht stärker beansprucht werden, als das Blech in dem durch die Nietlöcher geschwächten Querschnitt. Die diagonale Entfernung der Niete voneinander darf jedoch nicht geringer als $2,4 \cdot d$ sein.

Die Festigkeit geschweißter Nähte bei Kesseln, welche aus Schweiß-eisen hergestellt sind, ist mit 0,7 der Festigkeit des vollen Bleches anzusetzen.

In unserem Kesselbeispiel zeichnet man zunächst unter Berücksichtigung der angeführten Bedingungen die drei Röhrensysteme mit je 113 Röhren so nebeneinander, wie sie später im Kessel liegen sollen, und versucht nun den Durchmesser des Kessels durch Schätzung so zu bestimmen, daß die Flammrohre und die Hand- und Mannlöcher gut Platz finden. Gewöhnlich gelingt es schon nach ein paar Versuchen, den passenden Durchmesser zu finden. Bei dieser Bestimmung des Durchmessers muß übrigens darauf gesehen werden, daß der Dampfraum eine angemessene Höhe erhält.

Es genügt, wenn die Höhe des Dampfraumes in zylindrischen Kesseln $= 0,225$ bis $0,25$ vom lichten Durchmesser gewählt wird, d. h. wenn die Ebene des niedrigsten Wasserstandes im Kessel in jenem Abstände vom höchsten Punkte des Kessels liegt.

Legt man den Wasserstand weiter nach oben, so wird einestheils der Dampfraum zu klein und anderenteils der Wasserspiegel, welcher die Dampfblasen durchlassen muß, ebenfalls, und die Folge ist, daß der Kessel später heftig kocht, auf welche Übelstände wir soeben hingewiesen haben.

Einen weiteren Anhalt für die Größe des Dampfraumes gibt das nachstehende Verhältnis:

pro Quadratmeter Rostfläche rechnet man 1,0 bis 1,5 cbm Dampfraum.

Nach englischen Regeln rechnet man:

pro indizierte Pferdekraft 0,30 bis 0,65 Cubikfuß Dampfraum.

Da aber doch nicht alle Kessel zum Betriebe von Dampfmaschinen gebaut werden (Dampfheizung, Dampfkochapparate, Dampfmaschinen usw.), so wird diese Regel oft versagen.

Ferner möge noch erwähnt werden, daß der Inhalt des Dampf-raumes etwa einem Drittel der minutlich erzeugten Dampfmenge entsprechen muß. Ist der Dampfraum kleiner, so ist der Einbau eines auf den Kessel aufgesetzten Dampfdomes, eines Dampftrockenapparates (Dampfüberhitzer) oder eines Wasserabscheiders (Separator, Wassersammler) sehr zu empfehlen.

Welchen Einfluß die Größe des Dampf- und Wasserraumes auf das Arbeiten des Kessels hat, kann man sich am besten vorstellen, wenn man ein paar ganz abnorme Fälle untersucht.

Es möge z. B. angenommen werden, der Dampfraum eines Kessels sei mit Einschluß der Rohrleitung nach der Maschine gerade so groß, wie das zur einmaligen Füllung des Dampfzylinders erforderliche Dampf-volumen. Bevor der Schieber den Dampfeintritt in den Zylinder öffnet, herrscht im Kessel ein bestimmter Dampfdruck, beispielsweise 6 Atm. Überdruck oder 7 kg abs., und demzufolge hat das Kesselwasser eine bestimmte Temperatur, im angenommenen Falle nach der Zeunerschen Tabelle (Nr. IX, Spalte 3), nämlich $165,3^{\circ}\text{C}$.

Öffnet nun der Schieber den Zylinder, so strömt der Dampf dem sich fortbewegenden Kolben nach, und wenn nicht der Kessel gleichzeitig frischen Dampf entwickeln würde, so müßte am Ende der Zylinderfüllung der erst vorhandene Dampf entsprechend der obigen Annahme sich auf das Doppelte seines ursprünglichen Volumens ausgedehnt haben und seine Spannung würde auf etwa die Hälfte, also auf 3,5 Atm. abs., gesunken sein. Diesem Drucke entspricht aber eine Temperatur von nur $139,2^{\circ}\text{C}$, so daß zwischen dem Dampfraum und dem Wasserraum plötzlich ein Temperaturunterschied von $165,3 - 139,2 = 26,1^{\circ}$ entstehen würde, unter dessen Einfluß natürlich das Kesselwasser sehr lebhaft zum Sieden kommen müßte. Das Wasser würde sehr stark aufbrausen und schäumen, d. h. der Kessel würde sehr stark kochen und viel Wasser mit in die Maschine schicken.

Umgekehrt würde bei einem Kessel, dessen Dampfraum unendlich viel größer als eine einmalige Zylinderfüllung gemacht wäre, gar keine Erniedrigung der Spannung eintreten und der Kessel würde gar keinen Druck- und Temperaturschwankungen ausgesetzt sein.

Ganz genau entspricht der oben geschilderte Vorgang der Wirklichkeit allerdings nicht, weil selbst in einem solchen abnormen Kessel die Dampfentwicklung schon von Anfang an die Dampfabströmung nach der Maschine begleiten würde und deshalb die geschilderten Spannungs- und Temperaturunterschiede überhaupt nicht so kraß eintreten könnten. Immerhin wird es aber in hohem Grade von der Geschwindigkeit des aus dem Kessel zur Maschine abströmenden Dampfes im Verhältnis zur Größe des Dampfraumes abhängen, wie weit der Dampfdruck im Kessel schwankt und wie stark das daraus entstehende Kochen des Kessels eintritt. Bei den üblich gewordenen Dampfgeschwindigkeiten von 30 bis 40 m pro Sekunde würden die oben gemachten Annahmen solche Unzuträglichkeiten herbeiführen, daß an einen geordneten und regelmäßigen Betrieb gar nicht zu denken sein würde.

Wie schon angedeutet, ist dieser Übelstand nur dadurch zu beseitigen, daß man den Dampfraum im Verhältnis zum Zylindervolumen, d. h. also zum Dampfverbrauche, möglichst groß macht. Es können dann beim Arbeiten der Maschinen nur geringfügige Druckschwankungen

im Kessel entstehen, die Dampfentwicklung geht ruhig und gleichmäßig vor sich und ein Überkochen des Kessels aus dem oben erläuterten Grunde kann nicht eintreten.

Natürlich kann man aber die Größe des Dampftraumes über ein gewisses Maß hinaus nicht wohl steigern, denn je größer man denselben macht, desto größer und schwerer wird der Kessel, desto größeres Anlagekapital erfordert er, desto mehr Raum nimmt er ein und desto mehr verringert er die Nutz- und Tragfähigkeit des Schiffes. Die früher angegebene Höhe des Dampftraumes von etwa $\frac{1}{4}$ Durchmesser (bei liegenden zylindrischen Kesseln) kann als ein guter Mittelwert betrachtet werden, welcher die Vor- und Nachteile in wünschenswerter Weise vereinigt.

In ähnlicher Weise, wie der Dampfraum, übt auch die Größe des Wasserraumes einen wesentlichen Einfluß auf die Dampfentwicklung aus. Denkt man sich in den vorhin erwähnten Fällen den Wasserraum des Kessels gerade so groß, daß der daraus entwickelte Dampf zu einer nur einmaligen Füllung des Dampfzylinders ausreicht, so würde bei kleinem Dampftraume erstens ein starkes Kochen des Kessels eintreten, dann aber würde, und zwar auch bei genügender Größe des Dampftraumes, bei jedem Kolbenhube alles Wasser aus dem Kessel verschwinden, oder vielmehr es müßte bei jedem Kolbenhube eine dem entnommenen Dampfquantum entsprechende Speisewassermenge ganz regelmäßig in den Kessel hineingeschafft werden und dieses Wasserquantum müßte bis zum Beginne des nächsten Kolbenhubes in Dampf verwandelt sein. Das Speisen eines solchen Kessels müßte also mit der alleräußersten Sorgfalt geschehen, da die geringste Unregelmäßigkeit darin sofort einen unregelmäßigen Gang der Maschine herbeiführen müßte.

Macht man dagegen den Wasserraum des Kessels so groß, daß bei jedesmaliger Zylinderfüllung nur ein verhältnismäßig kleiner Teil davon in Dampf verwandelt und ersetzt zu werden braucht, so ist klar, daß einestheils etwa vorkommende Unregelmäßigkeiten beim Speisen sich nur in ganz geringem Grade in Schwankungen des Wasserstandes bemerkbar machen können, daß ferner die zum Verdampfen nötige Wärme beim Speisen allmählich zugeführt werden kann, und daß überhaupt ein solcher Kessel viel gleichmäßiger und ruhiger arbeiten wird, als der ersterwähnte.

Dampfraum, Wasserraum und Feuerraum des Kessels zusammengenommen sind also gewissermaßen als das Wärmemagazin der Maschine anzusehen, und diese wird um so ruhiger und gleichmäßiger arbeiten, je größer der Inhalt dieses Magazins im Verhältnis zum Verbrache der Maschine ist, je geringere Temperaturschwankungen darin auftreten.

Über die Größe des Dampftraumes und des Feuerraumes sind die erforderlichen Angaben bereits gemacht. Der Wasserraum wird bei

den jetzt üblichen Schiffszylinderkesseln schon durch die Anordnung der Heizflächen überreichlich groß, weil ja die Volumenvergrößerung des Wassers beim Übergange in den dampfförmigen Zustand so sehr erheblich ist. Man läuft deshalb bei diesen Kesseln gar keine Gefahr, zu kleine Wasserräume zu erhalten; es würde im Gegenteil von Vorteil sein, wenn man dieselben auf einfache Weise noch verkleinern könnte, da sich dadurch das tote Maschinengewicht erheblich verringern würde. Die darauf gerichteten Versuche sind aber bislang ohne wesentlichen Erfolg geblieben.

Die Höhe, in welcher der niedrigste Wasserspiegel im Kessel über dem höchsten Punkte der feuerberührten Flächen, im vorliegenden Falle also über der Decke der Feuerbüchse liegen muß, ist durch gesetzliche Vorschriften bestimmt (vgl. Abschnitt XVIII).

Nach der reichsgesetzlichen Bestimmung über die Anlegung von Dampfkesseln müssen die um und durch einen Dampfkessel gehenden Feuerzüge an ihrer höchsten Stelle in einem Abstände von mindestens 10 cm unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserspiegel des Kessels liegen. Dieser Minimalabstand (geringste Abstand) muß für Kessel auf Fluß- und Landseeschiffen bei einem Neigungswinkel der Schiffsbreite gegen die Horizontalebene von vier Grad, für Kessel auf Seeschiffen bei einem Neigungswinkel von acht Grad noch gewahrt sein.

Bei Kesseln mit geringer Wasseroberfläche sind die Feuerzüge in einem größeren Abstände als 10 cm unterhalb des niedrigsten Wasserstandes anzuordnen.

Zur Erkennung der Höhe des Wasserstandes im Kessel vom Heizraum aus sind nach reichsgesetzlicher Vorschrift zwei Wasserstandsgläser mit Marken für den niedrigsten zulässigen Wasserstand in einer zur Längsrichtung des Schiffes normalen Ebene in gleicher Höhe symmetrisch zur Kesselmitte gut sichtbar anzubringen.

Es wird empfohlen, den Durchmesser der Röhren, welche den Dampf- und den Wasserraum verbinden, nicht unter 35 mm zu nehmen.

Unter dem Wasserstandszeiger sollte nur eine freie Glaslänge von 100 mm vorgesehen und außerdem bei Kesseln, welche von zwei Seiten her gefeuert werden (Doppelendkessel) drei Wasserstandsgläser derartig angebracht werden, daß sich auf einer Seite zwei Wasserstandsgläser rechts und links befinden und ein drittes auf der anderen Seite in der Mitte angebracht ist.

Die Wasserstandsgläser müssen sich leicht vom Kessel absperren und auswechseln lassen.

An der Außenwand des Kessels ist die Lage des höchsten Punktes der Feuerzüge nach der Richtung der Schiffsbreite in leicht erkennbarer, dauerhafter Weise anzubringen.

Jeder Kessel muß zur Erkennung des Wasserstandes außer den vorgenannten Wasserstandsgläsern noch Probierhähne oder eine weitere geeignete Vorrichtung haben. Jede dieser Vorrichtungen muß

eine gesonderte Verbindung mit dem Innern des Kessels haben, es sei denn, daß die gemeinschaftliche Verbindung durch ein Rohr von mindestens 60 qcm lichtem Querschnitt (= 87,5 mm lichter Weite) hergestellt ist.

Die Vereinigung von zwei Vorrichtungen zur Erkennung des Wasserstandes wird

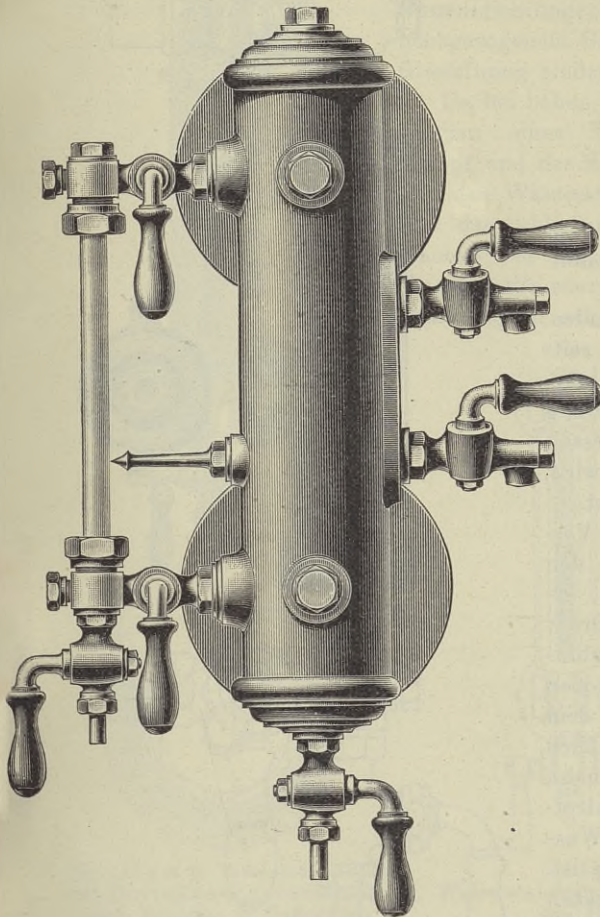


Fig. 109 a. Wasserstandsglas und Probierhähne am gemeinschaftlichen Stutzen von 60 qcm Querschnitt.

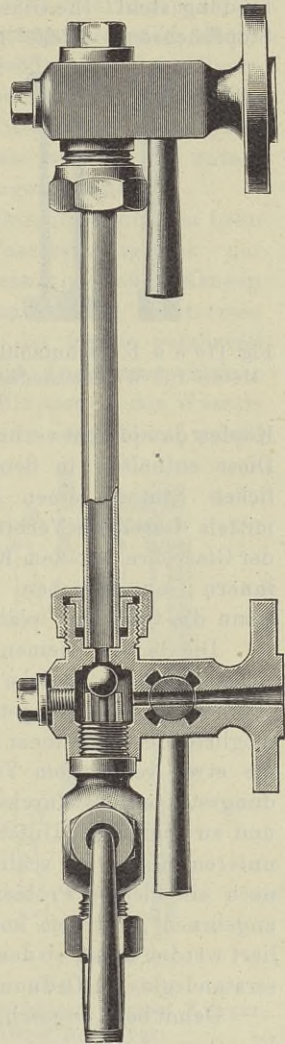


Fig. 109 b. Wasserstandsglas mit Selbstschlußventil und Asbestdichtung der Hähne von Schäffer u. Budenberg.

meistens in der Weise ausgeführt, wie die Fig. 109 a wiedergibt, indem ein Wasserstandsglas und ein Satz Probierhähne an einem gemeinschaftlichen Stutzen angebracht sind.

In Fig. 109 b ist ein Wasserstandsglas in Schnitt und Ansicht gezeichnet. Es besteht aus einer 400 bis 500 mm langen Glasröhre von

15 bis 22 mm Durchmesser, welche durch die beiden messingenen oder bronzenen Wasserstandsköpfe mit dem Innern des Kessels in Verbindung steht. Die Glasröhre wird mittels Verschraubungen und kleiner Stopfbüchsen, welche mit Gummiringen verpackt werden, mit den

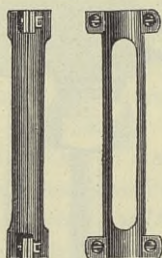


Fig. 110 a u. b. Schutzhülse aus Metall für Wasserstandsgläser.

Köpfen dampfdicht verbunden. Diese enthalten in dem seitlichen Stutzen einen Hahn, mittels dessen die Verbindung der Glasröhre mit dem Kesselinnern unterbrochen wird, wenn die Glasröhre platzt.

Die beiden kleinen Verschraubungen, welche den Hähnen gegenüberliegen, ermöglichen es, mit einem Draht die etwa verstopften Verbindungsstutzen zu durchstoßen und zu reinigen. Unter dem unteren Kopfe ist schließlich noch ein kleiner Probierhahn angebracht, mit dem kontrolliert werden kann, ob das Wasserstandsglas in Ordnung ist.

Damit beim ungeschickten Einsetzen der Dichtungsringe diese nicht zwischen Glasröhre und Gehäusebohrung gelangen und so Irrtümer in der Beurteilung des jeweiligen

Wasserstandes eintreten können, muß sich das Glas im unteren Wasserstandskopfe auf den vorspringenden Rand innerhalb einer zentrischen Aussenkung aufsetzen; im oberen Wasserstandskopf muß das Glas eine hinreichend lange Führung finden und etwas in den

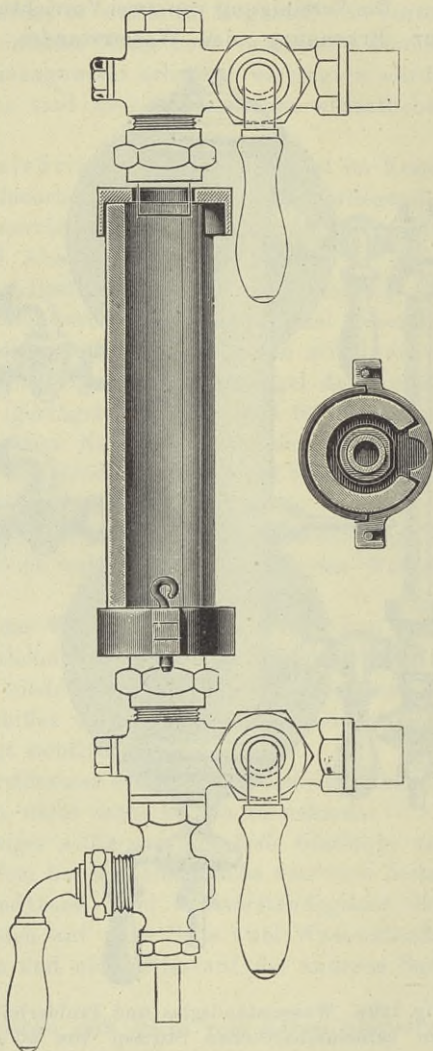


Fig. 110 c u. d. Schutzhülse aus Hartglas für Wasserstandsgläser.

Hohlraum hineinreichen. Erweiterte Hohlräume oberhalb und unterhalb des Glases sind zur Verhütung des leichten Zusetzens der Verbindungen mit dem Kesselinnern zweckmäßig. Die Bohrungen sämtlicher Wasserstandshähne müssen schlitzartig verlängert werden, damit sich die Durchgangsöffnungen beim Nachschleifen der Hähne nicht verengen. Die Gummidichtungen dürfen auch bei ganz hochgezogenem Glase nicht in die untere Glasöffnung eindringen können.

Da bei hohen Dampfspannungen beim Platzen eines Wasserstandsglases der Dampf und das Wasser in großen Mengen aus den Wasserstandsköpfen ausströmen und das Schließen der Hähne gefährvoll machen, so ist die Anordnung kleiner Kugelventile oder Klappen in den Wasserstandsköpfen sehr zu empfehlen, welche

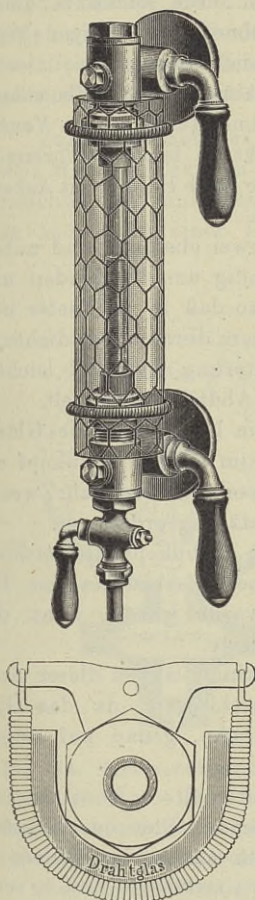


Fig. 111a u. b. Wasserstandsglas mit Drahtglasschutzvorrichtung nach Schäffer u. Budenberg.

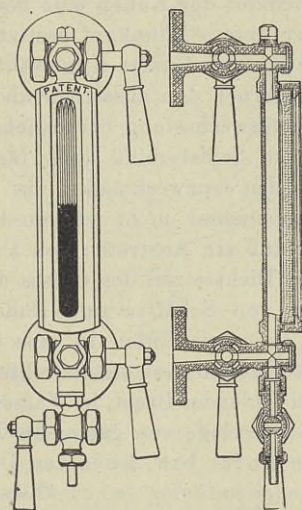


Fig. 112a u. b. Wasserstandsapparatur, System Klinger, von Hübner u. Mayer.

sich selbsttätig schließen, wenn das Glas bricht und so das massenhafte Ausströmen von Dampf und Wasser verhindern.

Nach Vorschrift der Seeberufsgenossenschaft sind die Wasserstandsgläser in durch Längeneinschnitte unterbrochene Metallhülsen (Fig. 110 a u. b) oder in Drahtnetze einzuschließen oder durch geeignete Vorrichtungen zu schützen, durch welche in verlässlicher Weise nach einem etwaigen Zerbrechen der Gläser die Bedienungsmannschaft vor dem Verbrühen geschützt wird (Fig. 110 bis 112).

Sehr praktisch ist in dieser Hinsicht auch das in Fig. 112a und b abgebildete Wasserstandsglas System Klinger, das aus einer starken (etwa 10 bis 12 mm) Glasplatte besteht. Diese Platte hat Längsrillen, die durch Lichtreflexe das dahinter befindliche Wasser schwarz, den darüber stehenden Dampf silbergrau erscheinen lassen. Die Rückseite dieses gedruckten Wasserstandsstutzens von Hübner und Mayer-Wien besteht aus Metall, die Hähne erhalten Asbestdichtung.

Bei hohen Dampfspannungen werden die Hähne in den Köpfen ebenso wie die nachstehend beschriebenen Probierhähne durch kleine Ventile ersetzt, da diese besser dicht halten und nicht so leicht festbrennen.

In neuerer Zeit benutzt man zu dem Ende auch Hähne mit Asbestausfütterung, wie die Fig. 109 b erkennen läßt.

Die Asbestausfütterung befindet sich in zwei oberhalb und unterhalb des Hahndurchlasses, das Küken vollständig umschließenden und in vier senkrecht dazu angeordneten Nuten, so daß in geöffneter und geschlossener Stellung die Kükenbohrung ringsum durch Asbestdichtung eingeschlossen ist. Durch diese Asbestausfütterung wird bei leichter Beweglichkeit der Küken eine besonders gute Abdichtung erzielt.

Der untere Hahnkopf besitzt außerdem ein beim Bruch des Glases selbsttätig schließendes Kugelventil, während im oberen Hahnkopf ein beim Glasbruch den ausströmenden Dampf drosselnder und zum Zwecke der Glasauswechselung herausnehmbarer Einsatz angeordnet ist.

Einen Selbstschluß auch für den oberen Hahnkopf anzuordnen, wäre höchst unzweckmäßig, da im Falle eines Glasbruches das Bedienungspersonal nicht energisch genug gewarnt würde, wenn der Selbstschluß ein Austreten von Dampf verhinderte.

Ein Dichtsetzen des Glases durch Gummiringe ist bei dieser Ausführung von Schäffer und Budenberg ausgeschlossen, da das Glas sowohl oben wie unten in eine 6 bis 8 mm hohe, genau auf seinen äußeren Durchmesser ausgedrehte Brust faßt.

Bei fehlender Brust, in Wasserstandsapparaten älterer Konstruktion, ist eine Unterlage von genau um das Glas passenden Blei- oder Kupferscheiben unter bzw. über den Dichtungsringen sehr zu empfehlen.

Falls sämtliche Gläser verbraucht sind, so setze man provisorisch eine passende Kondensatorröhre ein, die in der Höhe des normalen Wasserstandes eine sehr kleine Bohrung erhält, durch welche ständig ein feiner Wasserstrahl spritzen muß.

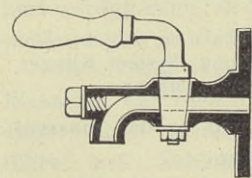


Fig. 113. Wasserstandsprobierhahn.

Gerät das Wasserstandsglas in Unordnung, so daß es nicht sofort wieder zum sicheren Funktionieren gebracht werden kann, so bedient man sich zur Kontrolle des Wasserstandes der Probierhähne. Dieselben werden gewöhnlich getrennt vom Wasserstandsglase direkt an dem Kessel angebracht, und zwar so, daß der unterste Hahn in der Ebene des gesetzlich vorgeschriebenen niedrigsten

Wasserstandes sitzt, der obere dagegen etwa 100 bis 125 mm darüber. Sind drei Hähne vorhanden, so sitzt der dritte in der Höhe des mittleren Wasserstandes.

Der Wasserzufluß zum Kessel (das Speisen) ist so einzurichten, daß der untere Hahn immer Wasser, der obere beim Öffnen immer Dampf gibt. Die Einrichtung der Hähne zeigt Fig. 113. Die kleine, gesetzlich vorgeschriebene Verschraubung am Kopfe dient zum Durchstoßen des Hahnes mit einem Draht behufs Reinigung.

Zum Erkennen des Dampfdruckes ist jeder Dampfschiffskessel mit zwei Manometern zu versehen, auf denen der zulässige Arbeitsdruck bezeichnet ist, und wovon das eine sich im Gesichtsfelde des Heizers, das andere an einer leicht zugänglichen und sichtbaren Stelle im

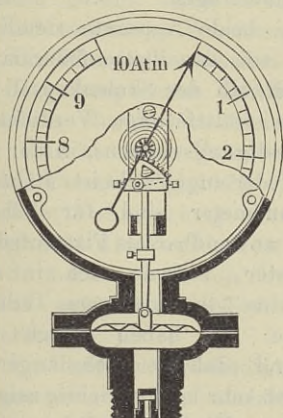


Fig. 114. Plattenfedermanometer.

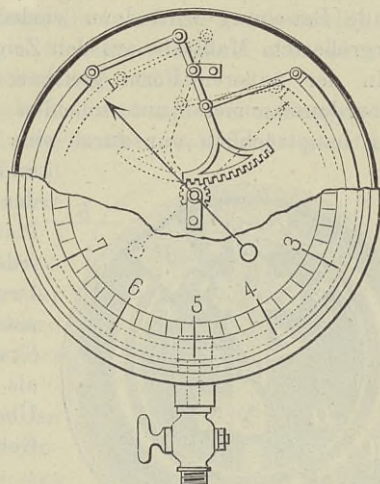


Fig. 115. Röhrenfedermanometer.

Maschinenraum befinden muß. Außerdem ist eine Vorrichtung zum Anbringen des Kontrollinstrumentes vorzusehen.

Die in der Praxis des Dampfkesselbetriebes gebräuchlichen Manometer sind:

1. Plattenfedermanometer, 2. Röhrenfedermanometer.

Bei den erstgenannten Apparaten (Fig. 114) drückt das Kondenswasser des Dampfes von unten auf eine mit konzentrischen Wellen versehene Plattenfeder aus Stahl oder versilbertem Kupferblech. Die Feder biegt sich nach oben durch und überträgt diese Durchbiegung mittels der verstellbar eingerichteten Stange auf einen Zahnradbogen, der in ein kleines, auf der Zeigerachse sitzendes Zahnrad greift und dadurch die Drehung des Zeigers bewirkt.

Vermöge der Zahnradübersetzung macht also der Zeiger schon bei einer geringen Durchbiegung der Platte eine ziemlich bedeutende Be-

wegung, so daß die Skala oder Gradteilung eine angemessene Größe und Klarheit erhält.

Die Röhrenfedermanometer (Fig. 115) wurden zuerst von Bourdon in Paris gebaut, weshalb diese Instrumente auch als Bourdonmanometer bezeichnet werden. Bei dieser Konstruktion verwendet man eine plattgedrückte und kreisförmig gebogene Röhre, wie aus Fig. 115 ersichtlich ist. Denkt man sich diese Röhre nach der Mittellinie auseinander geschnitten und zu zwei ebenen Flächen ausgebreitet, so ist klar, daß man zwei Flächen von ungleicher Größe erhalten wird, da der innere Umfang der kreisförmig gebogenen Röhre kleiner ist als der äußere. Es ist sonach leicht einzusehen, daß, wenn Dampf in die Röhre eintritt und auf die Rohrwandungen drückt, in der Röhre das Bestreben entstehen muß, sich gerade zu biegen. Die hieraus entstehende Bewegung wird dann wieder mittels Quadrant und Getriebe in vergrößertem Maßstabe auf den Zeiger übertragen.

In der äußeren Form gleichen sich beide Apparate ziemlich; die Bourdonmanometer unterscheiden sich von den Plattenfedermanometern hauptsächlich nur durch eine unterhalb der Skalenkapsel be-

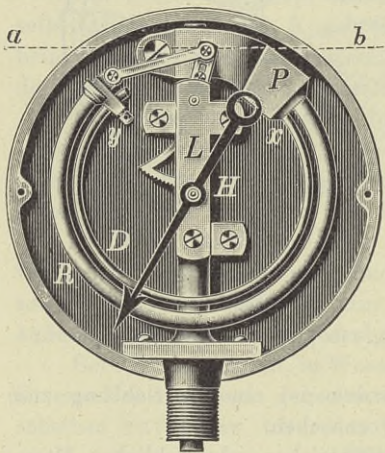


Fig. 116. Patentröhrenfedermanometer von Dreyer, Rosenkranz und Droop.

findliche wulstförmige Verdickung des Befestigungsstutzens, in der die Plattenfeder angebracht ist. Röhrenfedermanometer sind für höhere Drucke anwendbar als Plattenfedermanometer, zeigen auch in der Skala eine gleichmäßigere Teilung als jene. Sie haben jedoch den Übelstand, daß sie nach längerem Gebrauch sehr bald unrichtig zeigen.

Dieser Übelstand wird in einer neuen, der Firma Dreyer, Rosenkranz und Droop in Hannover patentierten Konstruktion bedeutend abgeschwächt, indem die genannte Fabrik neben der Röhrenfeder *R* (Fig. 116) konzentrisch zu ihr einen gehärteten Stahldraht *D* anordnet,

der bei *x* im Federkörper befestigt ist und bei *y* mit dem geschlossenen Ende der Röhrenfeder fest verbunden wird, so daß er an ihren Bewegungen teilnimmt und zugleich ihre Federkraft unterstützt. Ein Vergleich eines solchen Manometers mit einem gewöhnlichen Röhrenfedermanometer, welcher vom Oberingenieur des Hannoverschen Dampfkessel-Überwachungsvereins A. Dunsing im Maschinenhause der obigen Firma angestellt wurde, ergab, daß bei 140 Umdrehungen der Maschine, also bei 8400 Druckänderungen des auf dem Indikatorstutzen angebrachten Manometers in der Stunde das verbesserte Manometer

keine Abweichung vom Kontrollmanometer zeigte, das gewöhnliche Röhrenfedermanometer dagegen Abweichungen bis zu $0,3 \text{ kg/qcm}$ aufwies. Bei einem Versuche mit denselben Manometern von sechstägiger Dauer ergab das gewöhnliche Röhrenfedermanometer bei der Nachprobe einen bleibenden Fehler von $-0,3$ bis $0,48 \text{ kg/qcm}$, das Patentmanometer mit Stahlspannung dagegen nur Abweichungen von $+0,06$ bis $0,08 \text{ kg/qcm}$.

Eine weitere Verbesserung besteht bei der Rosenkranz-Ausführung (Fig. 116) noch darin, daß der Federträger H in der Manometerbüchse hochsteigt und die Röhrenfeder R bei P in dem Körper (in umgekehrter Lage als sonst üblich) also hängend eingelötet ist. Es muß also das Dampfwater die Röhrenfeder gänzlich ausfüllen und bis zur Linie $a-b$ steigen, so daß auch die Lötstelle und das unterste Federende völlig unter Schutz des Dampfwaters stehen. Die Röhrenfedern werden (ähnlich den Kontrollmanometern) fabrikseitig mit Glyzerin gefüllt. Zur zweifachen Sicherheit sollten aber auch bei diesen Manometern Wassersackröhren nicht fehlen.

Die Manometer werden durch 8 bis 10 mm weite Kupferröhren mit dem Dampftraume des Kessels verbunden, von dem sie erforderlichenfalls durch ein kleines Ventil oder durch einen Hahn abgesperrt werden können (Fig. 117).

Die Anbringung der Manometer und die Verbindung dieser mit dem Kessel ist von dem größten Einfluß auf die Dauerhaftigkeit der Apparate.

Die meisten Beschädigungen an Manometern, die ein unrichtiges Anzeigen zur Folge haben, entstehen aus fehlerhafter Anbringung oder Behandlung. Es ist deshalb dringend zu empfehlen, bei der Anbringung der Manometer folgende Regeln zu beachten.

Alle Manometer, insbesondere deren Federn, sind in ausreichender Weise vor allzu großer Wärme zu schützen, denn diese bewirkt nicht allein eine Ausdehnung und Klemmung der inneren Teile des Werkes, sondern sie verändert auch die Federkraft und erzeugt fast immer ein unrichtiges Anzeigen und vorzeitiges Schadhafwerden des Manometers. Die Manometer sollten nie wärmer als höchstens handwarm werden und dürfen deshalb niemals unmittelbar auf oder gegen den Kessel geschraubt werden.

Man bringt daher die Manometer möglichst in der Nähe der Kessel an einer Schott- oder Bunkerwand oder an einer sonst der Wärme nicht zu sehr ausgesetzten Stelle an.

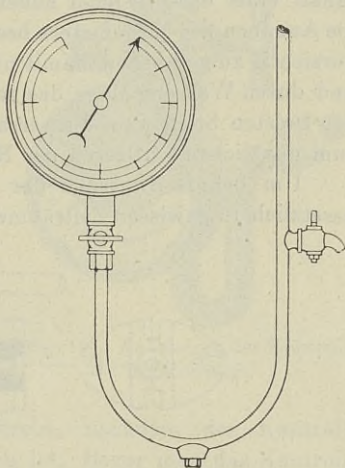


Fig. 117. Anbringung des Manometers.

Am zweckmäßigsten geschieht die Verbindung der Manometer mit dem Dampftraume des Kessels mittels einer genügend weiten Röhre, die zu einem Wassersack gebogen ist, indem man die Manometerrohre bis etwa 300 bis 400 mm tief unter das Manometer hinab und dann in einen Bogen (zuweilen in einer vollen Windung) wieder nach oben und in das Manometer hineinführt. In diesem Wassersacke sammelt sich infolge der Kondensation des Dampfes Wasser an, welches, da die Dampfwärme es von oben trifft, einen äußerst schlechten Wärmeleiter bildet, der den Dampf an der direkten (Wärme-)Einwirkung auf die Manometerfeder hindert.

Damit nun die in der Manometerrohre allmählich sich ansammelnde Wassersäule die Angaben des Manometers nicht beeinflußt, muß man dafür sorgen, daß die in den beiden Schenkeln des Wassersackes befindlichen Wassersäulen sich mit ihrem Gewichte gegenseitig ausgleichen. Zu dem Ende ist in der Manometerrohre in gleicher Höhe mit dem Manometer ein kleiner Abflußhahn eingeschaltet, durch den von Zeit zu Zeit das überflüssige Wasser aus der Röhre entfernt werden kann. Da eine Wassersäule von 10 m Höhe bekanntlich einen Druck von 1 Atm. erzeugt, je 1 m also $\frac{1}{10}$ Atm., so könnte unter Umständen der Wasserinhalt einer entsprechend hohen Manometerrohre in unzulässiger Weise die Angaben des Manometers beeinflussen. Das zeitweise Entwässern hat vorsichtig zu geschehen, damit nicht durch heftige Zuckungen des Zeigers und durch Wasserschläge das feine Räderwerk beschädigt wird. Die an der tiefsten Stelle des Wassersackes angebrachte Verschraubung dient zum gänzlichen Entleeren der Röhre bei etwa eintretender Frostgefahr.

Um behufs Kontrolle der vorhandenen Manometer oder bei den gesetzlich in gewissen Zeiträumen vorgeschriebenen amtlichen Revisionen

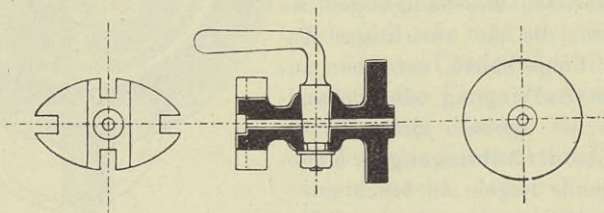


Fig. 118 bis 120. Stutzen für Kontrollmanometer.

ein Kontrollmanometer rasch und leicht mit dem Manometer verbinden zu können, wird in der Manometerrohrleitung oder direkt am Kessel ein kleiner Hahn angebracht, an dem ein Stutzen mit dem in Fig. 118 bis 120 skizzierten sog. Kontrollflansch versehen ist.

In die seitlichen Schlitzte dieses Flansches werden kleine, bei jedem Kontrollmanometer befindliche Schrauben eingeschoben, durch welche mittels kleiner Flügelmutter das Kontrollmanometer festgeschraubt wird, so daß nach Öffnung des Hahnes das Kontrollmanometer sofort mit dem Kessel in Verbindung gesetzt ist. Auch die Anbringung dieses oder eines ähnlichen Kontrollstutzens ist, wie aus den in Ab-

schnitt XVIII auszugsweise mitgeteilten Bestimmungen hervorgeht, gesetzlich vorgeschrieben.

Der ovale sog. Reichsflansch hat die Abmessungen 60×90 mm, Sachsen und Österreich schreiben $\frac{1}{2}$ " bzw. $\frac{3}{4}$ " Whitworth-Innengewinde vor, Bayern, Braunschweig und alle anderen Kulturstaaen haben sich für kreisrunde Flanschen zur Anbringung der Kontrollmanometer entschieden.

Will man beim Vergleichen des Kesselmanometers mit dem Kontrollmanometer genaue Resultate erzielen, so ist es erforderlich, daß beide Manometer in gleicher Weise angebracht werden und unter gleichen Bedingungen arbeiten. Dies wird am sichersten und einfachsten erreicht, wenn der Kontrollhahn unmittelbar unter dem Kesselmanometer sich befindet, wie die Fig. 121 andeutet, aus der auch die richtige Anbringung des Kontrollmanometers selbst ersichtlich ist.

Was nun die Anbringung der Kontrollmanometer anlangt, so beachte man folgendes:

Bevor man die Kontrollmanometer anschraubt, lasse man den Kontrollhahn ausblasen, um Hahn und Rohrleitung von Kesselsteinansatz und dadurch etwa bedingten Verstopfungen zu befreien und ein Verstopfen der feinen Kanäle des Kontrollapparates zu verhindern. Das Absperrventilchen des Kontrollmanometers bleibt beim Anschrauben des letzteren geschlossen und wird erst dann langsam aufgedreht, nachdem der Kontrollhahn (ebenfalls langsam) geöffnet worden ist. Bevor man das Kontrollmanometer abnimmt, schließe man vorsichtig dessen Absperrventilchen, sowie den Kontrollhahn. Nach der Abnahme des Kontrollmanometers öffne man langsam das Absperrventilchen, um den Druck aus den Federn zu entfernen und die Zeiger auf Null zurückkommen zu lassen; danach schließe man es wieder, um einem Verschütten von Glyzerin vorzubeugen. Die Federn der Kontrollmanometer sind nämlich mit Glyzerin gefüllt zum Schutze vor dem Eintreten direkten Dampfes. Die Kontrollmanometer gestatten infolge ihrer klaren Glasabdeckung ein Beobachten des inneren Werkes.

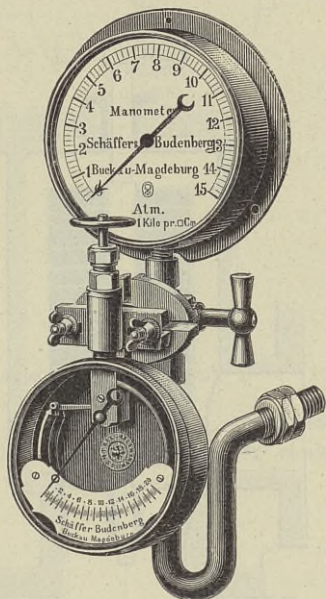


Fig. 121. Anbringen des Kontrollmanometers.

Jeder Schiffskessel ist mit zwei Sicherheitsventilen zu versehen, deren Belastung dem zulässigen Arbeitsdrucke entspricht. Die

Sicherheitsventile sind direkt auf dem Kessel anzubringen und mit einer Lüftvorrichtung von genügendem Hube zu versehen, um dem Dampfe freien Abzug zu gewähren; sie sind ferner durch geeignete Vorrichtungen gegen Überlastung zu sichern.

Die Ventilkästen der Sicherheitsventile müssen an ihrem tiefsten Punkte einen Drainagehahn (Entwässerungshahn) haben.

Überhitzer, welche von den Hauptkesseln abgesperrt werden können, sind mit einem Sicherheitsventil und einem Manometer zu versehen. Sie sollten ferner an ihrem tiefsten Punkte ein Drainagerohr haben, wenn die Möglichkeit einer Wasseransammlung nicht ausgeschlossen ist.

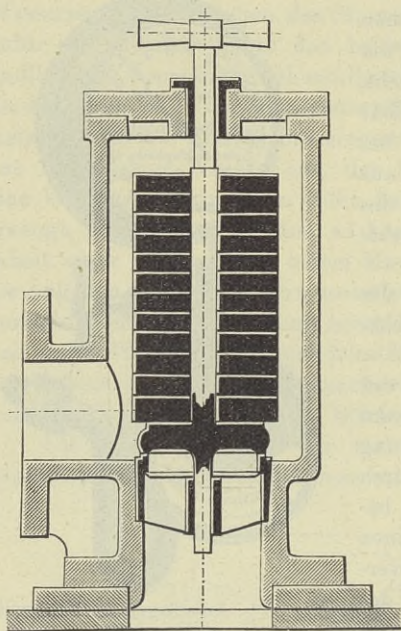


Fig. 122. Direkt gewichtsbelastetes Sicherheitsventil (veraltete Bauart).

Man unterscheidet die Sicherheitsventile nach ihrer Anordnung in:

- a) direkt belastete Sicherheitsventile und
- b) indirekt belastete Sicherheitsventile.

Diese beiden Systeme werden wiederum nach der Art der angewendeten Belastung unterschieden in:

1. Direkt gewichtsbelastete Sicherheitsventile,
2. indirekt gewichtsbelastete Sicherheitsventile,
3. direkt federbelastete Sicherheitsventile und
4. indirekt federbelastete Sicherheitsventile.

Früher, d. h. bis Anfang der

siebziger Jahre des vorigen Jahrhunderts, waren die unter 1. und 2. aufgeführten Sicherheitsventile, die jetzt vor allem im Landkesselbetriebe üblich sind, auch für Schiffskessel fast ausschließlich im Gebrauche, so wie sie in Fig. 122, 123 und 125 dargestellt sind.

Das Prinzip der Sicherheitsventile beruht darauf, dem von unten auf das Ventil wirkenden Dampfdruck durch eine äußere Belastung des Ventils entgegenzuwirken. Diese äußere Belastung besteht, wie Fig. 122 zeigt, bei dem direkt gewichtsbelasteten Sicherheitsventil aus einem Gewicht aus Bleischeiben, die auf dem in einem gußeisernen Gehäuse eingeschlossenen Ventilkegel lasten. Dampfdruck und Belastung wirken also hier direkt entgegen. Solche Ventile hatten vor allem für Schiffe

den großen Übelstand, daß sie ein bedeutendes Gewicht repräsentierten, weshalb man das direkt wirkende große Belastungsgewicht durch ein an einem Hebel, also indirekt wirkendes kleineres Gewicht ersetzte.

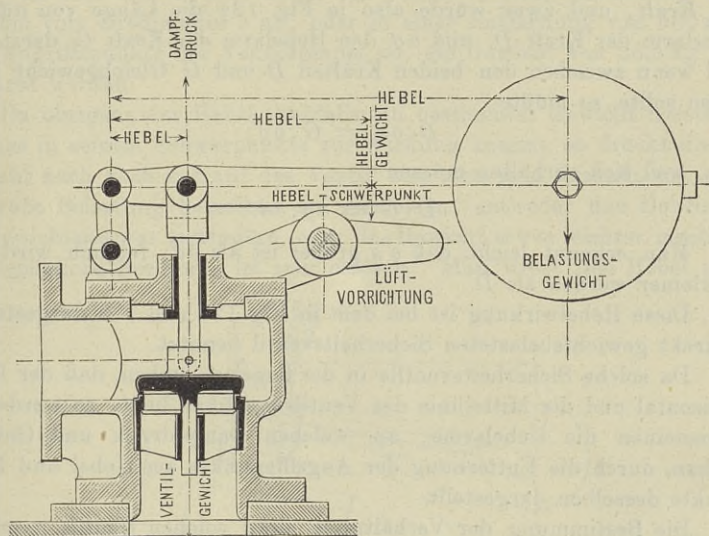


Fig. 123. Indirekt gewichtsbelastetes Sicherheitsventil.

Nach einem Gesetze der Mechanik müssen sich zwei an einem Hebel entgegen wirkende Kräfte umgekehrt verhalten, wie der senk-

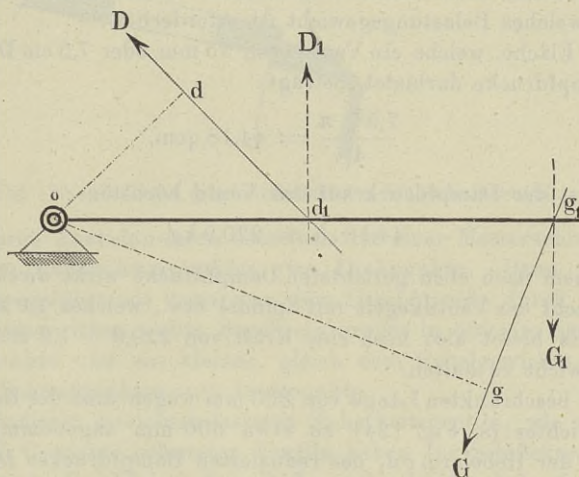


Fig. 124. Berechnung eines Sicherheitsventils.

rechte Abstand ihrer Richtungslinien vom Drehpunkte des Hebels, wenn Gleichgewicht herrschen soll. Bezeichnet nun in Fig. 124 der Buchstabe o den Drehpunkt des Hebels, und haben die beiden Kräfte die

durch die Pfeile angedeutete Lage und Richtung, so ist unter dem Abstände ihrer Richtungslinien vom Drehpunkte des Hebels die senkrechte Entfernung von o zu verstehen. Diese Entfernung heißt der Hebelarm der Kraft, und zwar würde also in Fig. 124 die Länge von od den Hebelarm der Kraft D , und og den Hebelarm der Kraft G darstellen, und wenn zwischen den beiden Kräften D und G Gleichgewicht herrschen sollte, so müßte

$$D \cdot od = G \cdot og$$

sein, weil sich verhalten müssen:

$$D : G = og : od.$$

Man erkennt leicht, daß og größer ist als od ; folglich wird also G kleiner werden als D .

Diese Hebelwirkung ist bei dem in Fig. 123 und 125 dargestellten indirekt gewichtsbelasteten Sicherheitsventil benutzt.

Da solche Sicherheitsventile in der Regel so stehen, daß der Hebel horizontal und die Mittellinie des Ventils vertikal liegt, so werden im allgemeinen die Hebelarme, an welchen Dampfdruck und Gewicht wirken, durch die Entfernung der Angriffspunkte am Hebel und Drehpunkte desselben dargestellt.

Die Bestimmung der Verhältnisse eines solchen Ventils geschieht so, wie in folgendem Zahlenbeispiel.

Es soll für einen Kessel, der mit höchstens 5 Atm. Überdruck arbeiten wird, ein Sicherheitsventil konstruiert werden, dessen größte Länge 800 mm nicht überschreiten darf. Der Ventildurchmesser sei 75 mm; welches Belastungsgewicht ist erforderlich?

Die Fläche, welche ein Ventil von 75 mm oder 7,5 cm Durchmesser dem Dampfdrucke darbietet, beträgt:

$$\frac{7,5^2 \cdot \pi}{4} = 44,18 \text{ qcm},$$

folglich ist der Dampfdruck auf das Ventil höchstens:

$$44,18 \cdot 5 = 220,9 \text{ kg}.$$

Diesem nach oben gerichteten Dampfdrucke wirkt direkt entgegen das Gewicht des Ventilkegels mit Spindel usw., welches 1,9 kg betragen möge. Es bleibt also noch eine Kraft von $220,9 - 1,9 = 219 \text{ kg}$ im Gleichgewicht zu halten.

Der beschränkten Länge von 800 mm wegen muß der Hebelarm og_1 des Gewichtes (s. Fig. 124) zu etwa 600 mm angenommen werden, während der Hebelarm od_1 des reduzierten Dampfdruckes $D_1 = 219 \text{ kg}$ zu 100 mm bestimmt sein möge. Soll bei 5 Atm. noch Gleichgewicht herrschen, so muß

$$D_1 \cdot od_1 = G_1 \cdot og_1,$$

oder

$$219 \cdot 100 = G_1 \cdot 600,$$

mithin:
$$G_1 = \frac{219 \cdot 100}{600} = 36,5 \text{ kg}$$

sein. Es muß also an dem Hebel des Ventils in einer Entfernung von 600 mm vom Drehpunkte *o* ab, oder in einer Entfernung von 500 mm vom Angriffspunkte der Ventilspindel ab, ein Gewicht von 36,5 kg angebracht werden.

Da übrigens der Hebel ebenfalls ein bestimmtes Gewicht darstellt, welches in seinem Schwerpunkte zur Wirkung kommt, so drückt dieses Gewicht auch noch mit auf das Ventil, und man muß deshalb, um eine zu große Belastung desselben zu vermeiden, entweder den Hebelarm des Gewichtes etwas verringern, oder das Gewicht etwas leichter machen. Die bezügliche Rechnung ist sehr einfach. Man wiegt den Hebel und

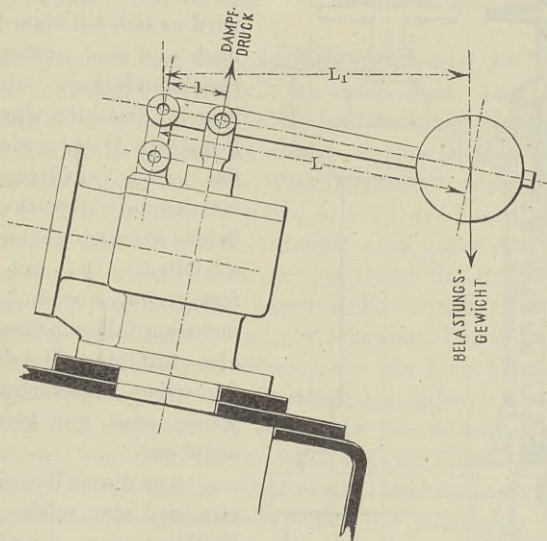


Fig. 125. Indirekt gewichtsbelastetes Sicherheitsventil.

ermittelt durch Ausbalancieren desselben auf einer Messerschneide den Abstand des Hebelschwerpunktes vom Drehpunkte. Dann wird die Rechnung so geführt, als wenn man dem Dampfdrucke durch zwei Gewichte entgegenwirken wollte, durch ein großes in 600 mm Entfernung vom Drehpunkte und ein kleines, gleich dem Hebelgewichte, im Abstände des Schwerpunktes vom Drehpunkte.

Diese indirekt gewichtsbelasteten Sicherheitsventile, wie auch die direkt durch Gewichte belasteten Ventile haben für Schiffskessel einen großen Mangel. Da sich nämlich die Lage des Schiffes beim Schlingern und Stampfen fortwährend ändert, so ist auch der Hebel des Ventils fast nie in der horizontalen Lage, und es kommt häufig vor, daß er die in Fig. 125 skizzierte Lage einnimmt. Da aber auch in dieser Stellung das Gewicht vertikal abwärts wirkt, so ist der Hebelarm desselben nicht

mehr der Abstand des Angriffspunktes vom Hebeldrehpunkte, sondern die punktierte Senkrechte auf die Krafrichtung des Gewichtes. Nun erkennt man aber, daß diese Linie nicht der Länge des ursprünglichen Hebelarmes gleich ist, und demnach bei geneigter Lage des Hebels das Gewicht nicht mehr dieselbe Wirkung wie in der horizontalen Lage ausüben kann; das Ventil wird sich also schon bei einem geringeren Dampfdrucke öffnen, als beabsichtigt war.

Noch schwerwiegender als die eben erläuterte Verkürzung des wirksamen Hebelarmes des Gewichtes ist der folgende Umstand:

Solange das Gewicht im Ruhezustande am Hebel hängt, wirkt es bekanntlich mit einer genau seiner Schwere entsprechenden Kraft

darauf ein. Löst man es vom Hebel ab und läßt es fallen, so wird es sich mit einer bestimmten, nach und nach größer werdenden Geschwindigkeit abwärts bewegen. Dasselbe würde auch der losgelöste Hebel, wie überhaupt das ganze Ventil tun, und zwar würden die Fallgeschwindigkeiten beider ziemlich genau gleich groß ausfallen. Das mit dem Hebel fest verbundene und mit ihm gemeinsam fallende Gewicht könnte also auf den Hebel (und mit demselben noch verbundene Teile) wenig oder gar keinen Einfluß ausüben.

Aus dieser Betrachtung folgt nun, daß eine solche gemeinsame Fallbewegung des Hebels und des Gewichtes, überhaupt des ganzen Sicherheitsventils, jedesmal dann eintritt, wenn das Schiff beim Schlingern oder Stampfen eine Abwärtsbewegung macht, und ebenso ist es leicht

einzusehen, daß das Belastungsgewicht des Ventils (auch bei direkt gewichtsbelasteten Ventilen) um so wirkungsloser werden muß, je mehr sich die Geschwindigkeit des in und mit dem Schiffe sich abwärts bewegenden Gewichtes der Geschwindigkeit des frei fallenden Gewichtes nähert. Bei jeder Schlinger- und Stampfbewegung des Schiffes muß also das Belastungsgewicht des Sicherheitsventils einen größeren oder geringeren Teil seiner Wirkung einbüßen; der sich gleichbleibende Dampfdruck wird alsdann das Ventil aufstoßen und aus-

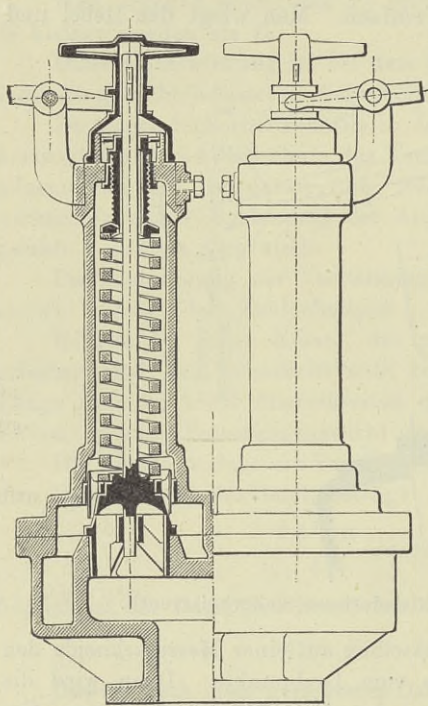


Fig. 126. Schiffskesselsicherheitsventil.

strömen, um bei ansteigendem Gewicht wieder abgesperrt zu werden. Natürlich bewirkt dieses unaufhörlich bei jeder neuen Schlinger- und Stampfbewegung wiederkehrende Blasen des Ventils neben großen Dampf- und Wärmeverlusten mancherlei Unzuträglichkeiten, und es kann dadurch leicht ein Bruch der fortwährend auf- und niedergeschleuderten Hebel entstehen.

Infolge dieses Umstandes werden in neuerer Zeit für Schiffskessel fast nur noch die in Fig. 126 dargestellten direkt federbelasteten Sicherheitsventile angewendet, bei denen Dampfdruck und Federdruck sich immer in gleichbleibender Größe gerade entgegenwirken.

Indirekt federbelastete Ventile kommen für Schiffskessel wenig zur Anwendung. Ihre Anordnung entspricht derjenigen des in Fig. 125 dargestellten Ventils. Nur ist statt des Gewichtes eine Spiralfeder angebracht.

Bei allen Systemen vereinigt man gewöhnlich zwei, bei ganz großen Kesseln auch wohl drei Einzelventile zu einem Satz. Der Grund dafür liegt darin, daß einesteils die Gefahr des in Unordnung Geratens bei zwei und drei Ventilen nicht so groß ist wie bei einem einzigen, und anderenteils auch in der eigentümlichen Wirkungsweise. Steigt nämlich der Dampfdruck über die bestimmte Höhe, so wird das Ventil gehoben und der Dampf strömt aus. Dadurch entsteht aber unter dem Ventil eine Druckabnahme und infolgedessen wird es durch die Belastung niedergedrückt, um sich im nächsten Augenblicke wieder zu öffnen. Auf diese Weise wird das Ventil in eine vibrierende Bewegung gebracht, und zwar beträgt die Erhebung selten mehr wie 1 bis 1,5 mm. Würde man also ein Ventil von 200 mm Durchmesser haben, dessen Umfang also $200 \cdot \pi = 628$ mm beträgt, so würde der ausströmende Dampf einen Querschnitt von $628 \cdot 1,5 = 942$ qmm vorfinden. Nimmt man dagegen statt des einen Ventils von 200 mm Durchmesser zwei kleinere, die zusammen denselben Querschnitt haben wie jenes, also von 142 mm Durchmesser, so entstehen zwei ringförmige Querschnitte von je

$$142 \cdot \pi \cdot 1,5 = 669 \text{ qmm,}$$

zusammen also von $2 \cdot 669 = 1338$ oder 396 qmm mehr Öffnung.

Ventile mit über 100 mm Durchmesser sind namentlich bei hohen Dampfspannungen der schweren Belastungsfedern wegen zu vermeiden und besser dafür mehrere kleine zu wählen.

Über die Größe der Sicherheitsventile bestehen zurzeit noch keine allgemein eingeführten gesetzlichen Bestimmungen.

Brauchbare Querschnitte für Sicherheitsventile ergibt die Formel:

$$f = 15 \sqrt{\frac{v}{p}} \text{ in qmm,}$$

wenn

f = erforderlicher Querschnitt des Sicherheitsventils in qmm pro 1 qm Heizfläche,

v = Volumen von 1 kg Wasserdampf in Liter (aus der Zeunerschen Tabelle IX zu finden),

p = höchster zulässiger Dampfüberdruck in Atm. ist und die Verengung durch die untere Flügelführung gleich 20 Proz. des ganzen Querschnittes angenommen wird.

Der freie Querschnitt der Sicherheitsventile wird ermittelt aus dem Durchmesser des Ventils, welche Fläche um diejenige vermindert werden muß, welche von den Führungsrippen oder Stegen usw. des Ventilkegels oder des Sitzes eingenommen wird.

Mittels der vorstehenden Formel folgt für:

$p =$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$v =$	896	612	467	379	319	276	244	218	198	181	167	154	144	135
$f =$	449	262	187	146	120	102	89	78	70	64	58	54	50	47

Die Hamburger Baupolizeibehörde legt folgende, sich durch die Praxis ergebende Zahlen den Sicherheitsventilen zugrunde:

$p =$	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$f =$	131	112	98	86	79	72	66	60	56	54	52	51

Im übrigen soll der Gesamtquerschnitt der Sicherheitsventile nach Vorschrift des Germanischen Lloyd so bemessen sein, daß bei 15 Minuten lang anhaltendem Heizen des Dampfkessels der Druck in demselben nicht mehr als 10 Proz. über den höchsten zulässigen Druck steigt. Die französische Klassifikationsgesellschaft Bureau Veritas und die englische Gesellschaft British Lloyd haben ähnliche Bestimmungen.

In England verlangt die British Corporation for the survey and registry of shipping für Hilfskessel für jeden Quadratfuß Rostfläche des Kessels einen Sicherheitsventilquerschnitt von $\frac{1}{2}$ Quadratzoll, d. h. der Querschnitt der Sicherheitsventile soll $\frac{1}{288}$ der Rostfläche betragen.

Die amerikanischen Vorschriften verlangen dagegen 1 Quadratzoll Ventilquerschnitt für je 3 Quadratfuß Rostfläche, also $\frac{1}{432}$ der Rostfläche als Ventilquerschnitt.

In allen Vorschriften ist die Bestimmung aufgenommen, daß die Sicherheitsventile jederzeit gelüftet werden können. Sie sind höchstens so zu belasten, daß sie bei Eintritt der für den Kessel festgesetzten höchsten Dampfspannung den Dampf entweichen lassen.

Läßt durch Abrostung der Federn u. dgl. die Belastung auf See nach, so daß die Sicherheitsventile früher abblasen, dann ist dem leitenden Maschinisten ein Nachspannen bis zum gesetzlichen Dampfdrucke gestattet. (Prüfen durch ein Kontrollmanometer.) Der Tatbestand ist mit genauen Angaben über Zeit, Art der Nachspannung usw. im Schiffs- und im Maschinen-Tagebuche zu vermerken und beim Einlaufen in

den Hafen dem nächst höheren Vorgesetzten dienstlich zu melden. Mutwilliges Belasten der Sicherheitsventile wird nach § 2 des Reichsgesetzes, betreffend den Betrieb von Dampfkesseln, vom 3. Mai 1872 mit Geldstrafe bis zu 600 *M* oder mit Gefängnis bis zu drei Monaten geahndet.

Die Sicherheitsventile gewöhnlicher Konstruktion (vgl. Fig. 126) mit einfachem Kegel lassen wegen ihres geringen Kegelhubes ein verhältnismäßig geringes Dampfquantum entweichen und sind deshalb, selbst

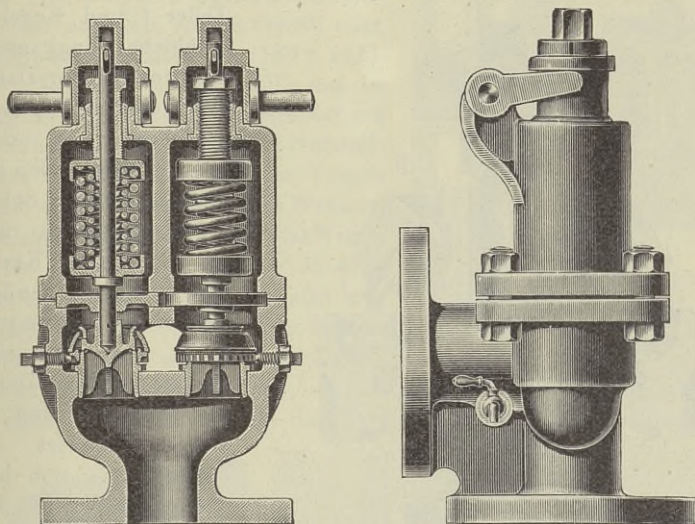


Fig. 127 u. 128. Hochhub-Sicherheitsventil D. R.-P. für Schiffskessel von J. Blanke u. Co.

wenn sie den vorgeschriebenen Durchmesser haben, nicht imstande, den betreffenden Dampfkessel vor gefahrbringender Überspannung zu schützen.

Aus diesem Grunde ist man neuerdings bestrebt gewesen, Sicherheitsventile zu konstruieren, welche sich so weit heben, daß nahezu der volle Querschnitt ausgenutzt wird. An solche Sicherheitsventile mit hohem Kegelhub (Hochhub-Sicherheitsventile) stellt man die Anforderung, daß sie sich ohne Stoß, aber trotzdem weit öffnen, sobald der gesetzlich zulässige höchste Kesseldruck erreicht ist, daß ein mäßiger Überdruck über die zulässige höchste Spannung genügt, um die Ventile ganz zu öffnen, und daß ein sanfter und absoluter Schluß eintritt, sobald der Dampf wieder auf den Maximaldruck gesunken ist. Eine große Differenz zwischen dem Drucke, bei welchem sich der Kegel gehoben hat und dem Drucke, bei welchem er sich wieder schließt, ist als Fehler zu bezeichnen.

Seitens der Kessel-Überwachungsvereine wurden die Hochhub-Sicherheitsventile als bedeutend überlegen den Sicherheitsventilen alten Systemes gegenüber anerkannt.

Über die Konstruktion, Beschreibung und Wirkungsweise der Hochhub-Sicherheitsventile von C. W. J. Blancke u. Co. sei folgendes gesagt:

Sobald der zulässige Kesseldruck erreicht ist, hebt sich der Ventilkegel *K* (Fig. 129) und das dem vorläufig geringen Ventilhub entsprechende Dampfquantum tritt in eine durch die lose Glocke *r*,

Teller *t* und Kegel *K* gebildete Ringkammer, aus welcher der Dampf durch die Ringöffnungen zwischen *r*, *K* und *t* bequem nach außen entweichen kann. Sobald der Dampfdruck über den zulässigen Kesseldruck steigt, genügen diese Ringöffnungen nicht mehr, um allen überschüssigen Dampf durchzulassen und die Folge davon ist, daß die Glocke *r* sich hebt und gegen den mit dem Kegel *K* fest (verstellbar) verbundenen Anschlag *p* legt. Die lose Glocke bildet nun gewissermaßen ein Ganzes mit

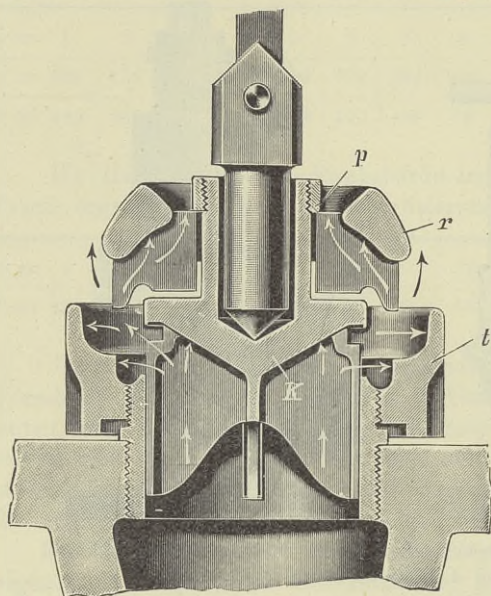


Fig. 129. Schnitt durch ein Hochhub-Sicherheitsventil.

dem Kegel und bewirkt dessen Hubvergrößerung, welche bis zum vollen Hub gesteigert werden kann.

Wegen ihrer vorgenannten Eigenschaft, sich hochzuheben und eine schnelle Dampfentweichung im Augenblicke der Überspannung zu gestatten, können die Hochhub-Sicherheitsventile im Verhältnisse zur Heizfläche des Kessels bedeutend kleiner genommen werden, als Ventile anderer Konstruktion, und zwar braucht der Querschnitt nur etwa $\frac{4}{10}$ desjenigen der älteren Sicherheitsventile zu sein. Zum Beispiel ein Dampfkessel mit 100 qm Heizfläche und 5 Atm. Druck, welcher nach der alten Vorschrift ein Sicherheitsventil von 96 qcm Querschnitt bzw. 110 mm Durchmesser (außer 20 Proz. Zuschlag für die Querschnittsverengung durch die Ventilstege) haben muß, braucht ein Hochhub-Sicherheitsventil von $96 \cdot 0,4 = 38,4$ qcm Querschnitt = 70 mm Durchgang.

Der Eintritt des Speisewassers zum Kessel wird durch die Speiseventile bewirkt. Jeder Kessel erhält zwei durch eine Stellschraube von außen regulierbare Speiseventile, welche dicht am Kessel sitzen und für die beiden Speisevorrichtungen bestimmt sind. Dieselben sollen durch den Druck des Kesselwassers geschlossen gehalten werden und so eingerichtet sein, daß sie nachgesehen werden können, ohne das Wasser vom Kessel abzulassen. Es ist also zwischen Speiseventil und Kessel noch ein Absperrventil oder -hahn einzuschalten (Fig. 130 u. 132).

Bei dem Speiseventil, das in Fig. 133 gezeichnet ist, reguliert die durch Gewinde im Deckel verstellbare Spindel den Hub des Ventils und damit den Zufluß des Wassers, welches von unten durch das Ventil tritt und nach der Seite in den Kessel strömt. Dies ist also nur möglich, wenn der Druck im Speiserohre größer ist als im Kessel. Hört der Wasserzufluß auf, so schließt der Kesseldruck selbsttätig das Ventil und verhindert so das Zurücktreten des Kesselwassers in das

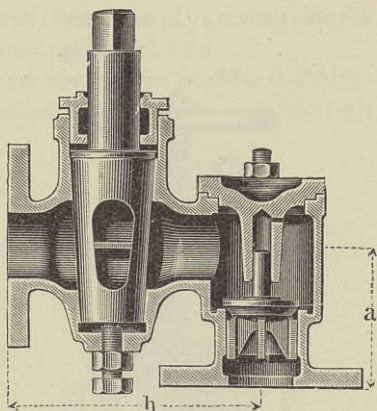


Fig. 130. Speiserückschlagventil mit Absperrhahn. (Küken mit Abdruckschraube.)

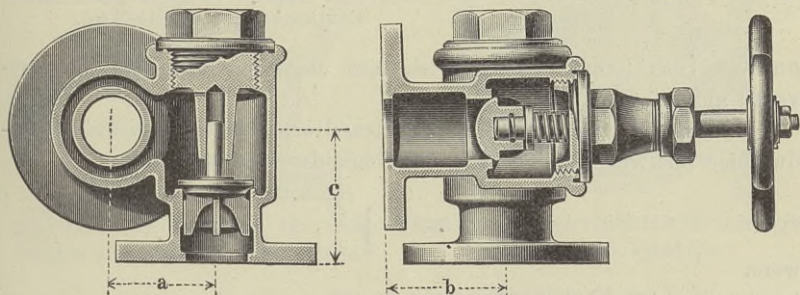


Fig. 131 u. 132. Speiserückschlagventil mit Absperrventil.

Speiserohr, was für den Fall eines Speiserohrbruches oder einer Speisepumpenhavarie von großer Wichtigkeit ist.

Die Speiseventile werden in den meisten Fällen ganz aus Bronze hergestellt, damit sie von dem durchströmenden Wasser nicht angefrissen werden und eine möglichst große Festigkeit erhalten.

Das in Fig. 134 dargestellte Dampfabsperrentil dient zur Vermittelung und Unterbrechung der Verbindung des Dampfrohres mit dem Kessel. Es wird möglichst an der höchsten Stelle des Kessels

angebracht und besteht meistens aus einem starken Gußeisengehäuse mit Bronzegarnitur.

Jeder Kessel muß sich durch ein Absperrventil von der Hauptdampfleitung absperrern lassen. Ist bei einer größeren Kesselanlage

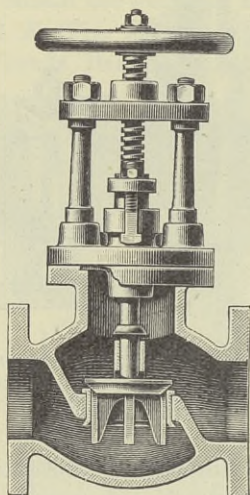


Fig. 133. Speiseventil.

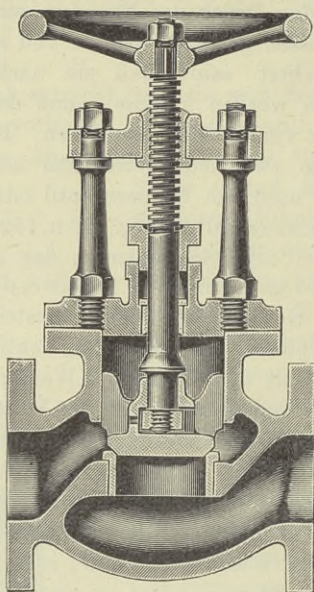


Fig. 134. Absperrventil in Eisen mit Rotgußgarnitur für 15 Atm.

nur ein Überhitzer vorhanden, so muß derselbe durch ein Absperrventil abschließbar sein.

Hauptabsperrventile am Kessel erhalten einen lichten Rohrdurchmesser, welcher sich etwa aus folgender Formel ergibt:

$$d = C \cdot \sqrt{\frac{H}{p}},$$

wenn

d = Ventildurchmesser in mm,

H = Heizfläche des Kessels in qm,

p = Dampfdruck des Kessels in Atm. abs.,

C = 28—30 bei Kesseln mit natürlichem Zuge,

= 31—36 bei Kesseln mit künstlichem Zuge

bedeutet. Man unterscheidet:

- a) Absperrventile für gerade Rohrleitung (Bauchventile, Fig. 134),
- b) Absperrventile für eine Änderung der Rohrrichtung um 90° (Eckventile, Fig. 135).

Für hohe Dampfspannungen und für überhitzten Dampf eignet sich die bisher für Absperrventile allgemein angewandte Rotguß-

dichtung nicht besonders gut, weil dieses Material bei höheren Temperaturen an Festigkeit einbüßt und die Flächen der Sitze und Kegel (besonders, wenn der Dampf Unreinigkeiten mit sich führt) nach kurzer Betriebsdauer beschädigt werden. Ferner kommt es leicht vor, daß wegen der ungleichen Ausdehnung von Eisen und Rotguß die Rotgußsitze gelockert und undicht bzw. durch den Dampf herausgedrückt werden, wenn sie nicht besonders dagegen gesichert sind.

Um diesen Übelständen zu begegnen, verfertigen Schaffer u. Budenberg in Buckau-Magdeburg starkwandige Ventile nach Fig. 135 mit

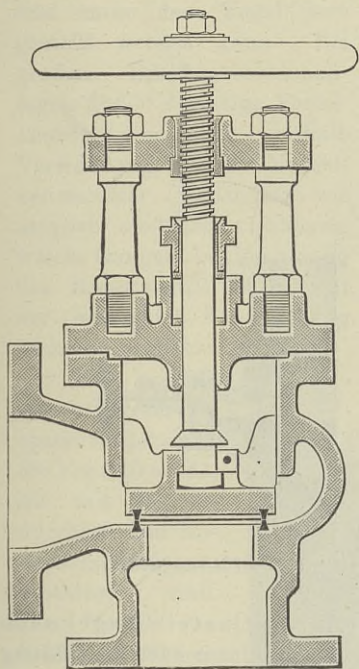


Fig. 135. Absperrventil für überhitzten und hochgespannten Dampf.

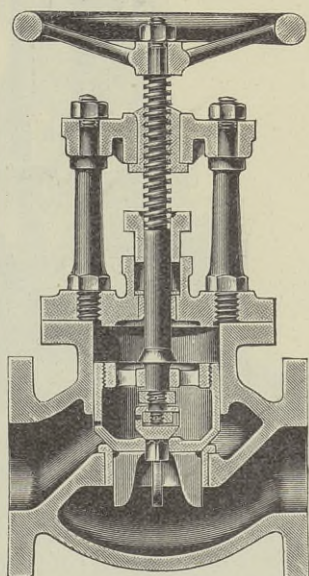


Fig. 136. Absperrventil mit Entlastungsventil System Daellen.

kräftigen Gußeisenkegeln und mit in den Sitz und in den Kegel eingepreßten Patent-Dichtungsringen aus Nickel, die die gleiche Ausdehnung wie Gußeisen haben. Bemerkenswert ist an obigen Ventilen noch der konische Bund der Spindel, welcher sich in ganz geöffnetem Zustande des Ventils gegen den Ventildeckel legt und so genügende Dichtung bietet, um die Stopfbüchse auch bei geöffnetem Ventil verpacken zu können, und ferner die oberhalb des Ventils befindliche Flügelführung, wodurch eine Querschnittsverengung vermieden wird, welche bei größeren Stromgeschwindigkeiten Erzitterungen verursacht, die eine rasche und ungleichmäßige Abnutzung der Dichtungs- und Führungsflächen veranlassen.

Obgleich es im allgemeinen üblich ist, den Druck des Dampfes unter den Ventilkegel zu legen, weil man dann bei geschlossenem Ventil die Stopfbüchse an der Spindel unter Druck neu verpacken kann, so erscheint es andererseits naturgemäßer, den Druck auf den Ventilkegel wirken zu lassen, um ihn zum Andrücken und Abdichten nutzbar zu machen. Bei großen Ventilen geschieht das auch, weil die Widerstände bei dem Schließen zu sehr wachsen und der Druck der Ventilspindel nicht immer hinreichende Sicherheit gewährt.

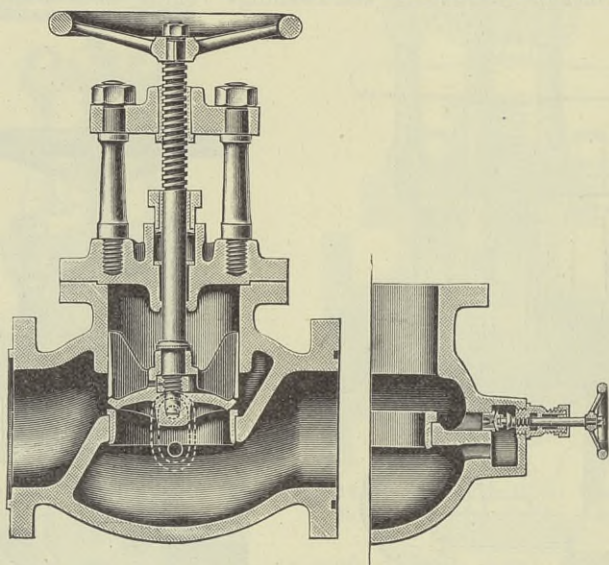


Fig. 137 u. 138. Dampfabsperrentil mit Umführungsventil.

Man wendet daher bei solchen Ventilen entlastete Kegel nach System Daelen (Fig. 136) an, die also dem Schlusse oder der Öffnung keinen besonderen Widerstand entgegenzusetzen, da man es dabei nur mit dem Eigengewicht des Ventilkegels und mit der Reibung im Gestänge zu tun hat.

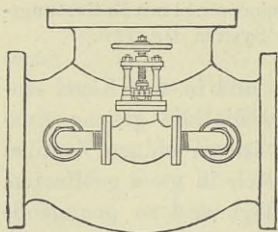


Fig. 139. Umführungsventil.

Die Entlastung der Ventile geschieht auch in einigen Fällen durch Doppelsitz- oder Glockenventile; dieselben sind aber in ihrer Herstellung ziemlich teuer und sehr selten dauernd dicht zu halten wegen der verschiedenen Wärmeausdehnung im Ventil-

körper, ferner eignen sie sich auch in den Fällen nicht, wo eine stoßweise Dampfentnahme, z. B. vor Dampfmaschinen, stattfindet, da sie das bekannte Hämmern der Kegel an den Spindeln zeigen und schließlich ist ihre Verwendung ausgeschlossen, wenn die Durchströmungsrichtung wechselt.

Aus diesen Gründen wendet man für Hochspannungs-Dampfleitungen trotzdem gewöhnliche Absperrventile an, die in allen Teilen, d. h. nicht nur im Gehäuse, sondern auch im Kegel und in den Spindeln, Säulen und Gewindeküken stark genug ausgeführt sind, um eine gewaltsame Handhabung vertragen zu können, und versieht diese Ventile dann, wie in Fig. 137 bis 139 abgebildet, mit besonderen, vom Hauptventil unabhängigen Entlastungs-Umführungsventilen, durch die vor dem Öffnen des Hauptventils eine druckausgleichende Verbindung der Räume über und unter dem Kegel hergestellt werden kann. Bei großen Schiffsmaschinenanlagen finden derartige Ventilanordnungen auch deshalb Verwendung, um das Maschinenmanöver: „So langsam wie möglich“ ausführen zu können, welche Gangart bei Benutzung des Hauptventils selbst mit der geringsten Ventilöffnung nicht zu erreichen ist.

Die neueste Art entlasteter Absperrventile zeigen die Fig. 140 u. 141, die mit Doppeldurchlaß und Konusverschluß ausgestattet sind. Diese Ventile von Schäffer u. Budenberg lassen sich leichter öffnen und schließen als gewöhnliche, weshalb sie vor allem für

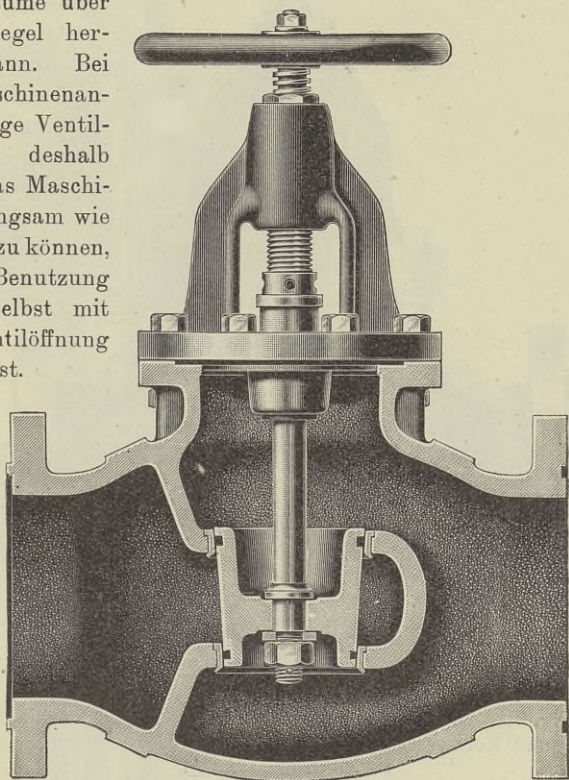


Fig. 140. Entlastetes Absperrventil.

hohe Drucke und große Durchgänge geeignet sind. Der kegelförmige Abschlußkörper versperrt rundschieberähnlich zwei in der Gehäuse-scheidewand vorgesehene, konisch ausgedrehte Durchlässe, welche zusammen den vollen Querschnitt der Hauptanschlüsse besitzen. Die Stopfbüchse für die Ventilspindel hat keinen Flansch und anstatt der seitlichen Schraubenbolzen ein die Spindel umfassendes, im Bügel geführtes, zentrales Gewindestück, wodurch ein bequemerer Verpacken ermöglicht wird. (D. R. G. M. obiger Firma.) Die Ventildichtungsflächen bestehen aus eingesetzten Nickelringen.

Dampfdruck-Reduzierventile (Dampfdruck-Verminderungsventile) haben bei Dampfleitungen die Aufgabe, selbsttätig den Dampf von hoher Spannung auf die gewünschte niedrige Spannung zu reduzieren.

So z. B. verwendet man auf modernen Handels- und Kriegsschiffen für die Hauptmaschine (Drei- oder Vierfach-Expansionsmaschine) Spannungen von 12 bis 15 Atm., während die Hilfsmaschinen (Verbundmaschinen) meist nur einer Dampfspannung von 6 bis 7 Atm. bedürfen. Aus diesem Grunde ist daher der Hilfskessel, der beim Liegen im Hafen in Tätigkeit tritt, häufig auch nur für geringere Spannungen konstruiert.

In allen diesen Fällen ist man also auf den Einbau von Dampfdruck-Verminderungsventilen angewiesen, wenn ein Hauptkessel die Aufgabe des Hilfskessels übernehmen soll.

Das Prinzip der Reduzierventile beruht darauf, daß der Dampf beim

Durchgange durch dasselbe durch selbsttätige Verengung des Querschnittes gedrosselt wird.

Die Druckverminderung wird um so größer, je größer die Verengung und je größer der Dampfverbrauch bei konstantem Druck des zuströmenden Dampfes ist.

Die Größe des Ventils bestimmt sich demnach aus der Menge des zu reduzierenden Dampfes und dem Grade der Reduktion des Druckes. Bei geringen Reduktionen ergibt sich eine passende Größe des beim Maximaldampfverbrauch etwa um ein Viertel seines Gesamtquerschnittes geöffneten Ventils aus der empirischen Formel: $F = 0,01 \cdot Q \cdot V$, bei großen Reduktionen: $F = 0,007 \cdot Q \cdot V$, wenn:

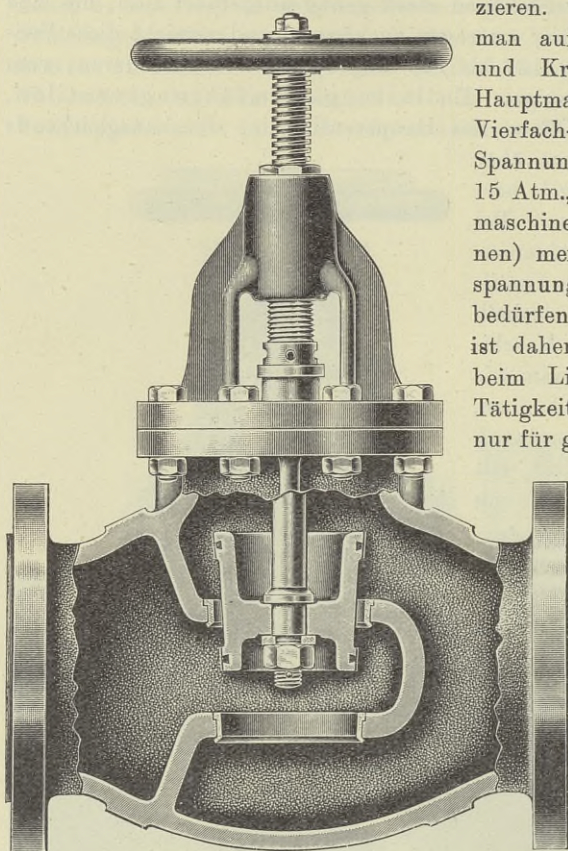


Fig. 141. Entlastetes Absperrventil mit Doppeldurchlaß und Konusverschluß von Schäffer und Budenberg.
D. R.-P. Nr. 190681.

F = Ventilquerschnitt in qcm,

Q = Maximalquantum des pro Std. verbrauchten Dampfes in kg,

V = Volumen von 1 kg reduzierten Dampfes in cbm bedeutet.

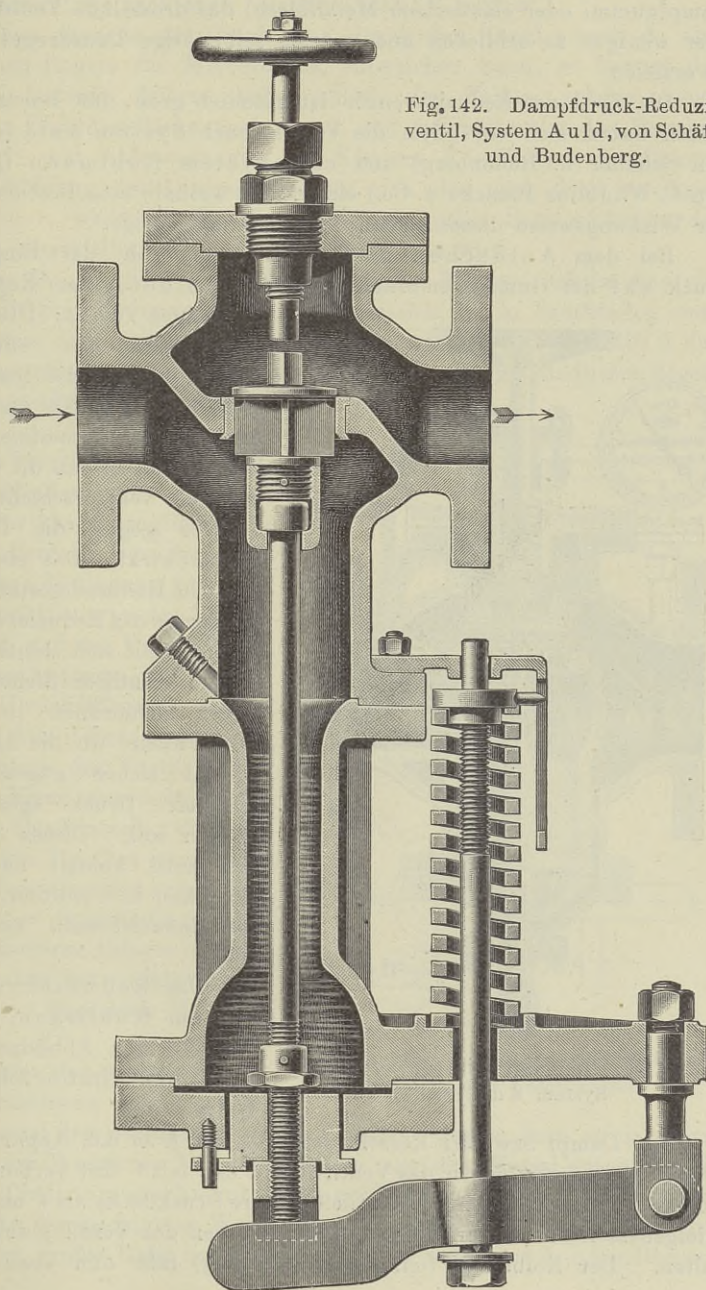


Fig. 142. Dampfdruck-Reduzier-ventil, System Auld, von Schäffer und Budenberg.

Alle Konstruktionen gehen darauf hinaus, durch die Bewegung eines mittels Feder oder Gewichtes belasteten und unter dem Einfluß des reduzierten Druckes stehenden Kolbens (oder einer Membran aus Dampf gummi oder elastischem Metallblech) das drosselnde Ventil mehr oder weniger zu schließen und so eine selbsttätige Druckregulierung zu erzielen.

Die Zahl der Reduzierventile ist ziemlich groß, für Bordzwecke jedoch haben sich vor allem die Ventile nach System Auld (gebaut von Schäffer u. Budenberg) und nach System Kuhlmann (gebaut von C. W. Julius Blanke u. Co.) eingeführt, weshalb eine Beschreibung der Wirkungsweise dieser beiden Typen genügen möge.

Bei dem Auldschen Reduzierventil ruht der Eingangsdruck auf der Gummimembrane (Fig. 142) und unter dem Kegel des einsitzigen Ventils. Über dem Kegel wirkt der reduzierte

Druck, welchem die Spannung einer Feder das Gleichgewicht hält. Die Gummimembran liegt unten, so daß die darauf ruhende Wasserschicht zum Schutze gegen die Dampf wärme wirkt. Das oben befindliche Handrad gestattet ein Absperren des Reduzierventils. Es empfiehlt sich, hinter dem Reduzierventil ein Sicherheitsventil anzuordnen in allen den Fällen, wo die Leitung absolut sicher gegen übermäßigen Druck geschützt werden soll. Dieses Sicherheitsventil kommt natürlich nur dann in Funktion, wenn das Reduzierventil versagen sollte.

Das Reduzierventil, System Kuhlmann, ist in Fig. 143 zur Abbildung gebracht und wirkt in folgender Weise:

Der Dampf bzw. der Kesseldruck tritt bei *E* in den Apparat und drückt gleichzeitig gegen das Ventil *V* und den mit *V* fest verbundenen Kolben *K*. Dieser hat eine wesentlich größere Druckfläche als *V* und wird infolgedessen durch den Mehrdruck nach unten das Ventil geschlossen halten. Der Kolben *K* (ohne jede Liderung) läßt nun stets etwas

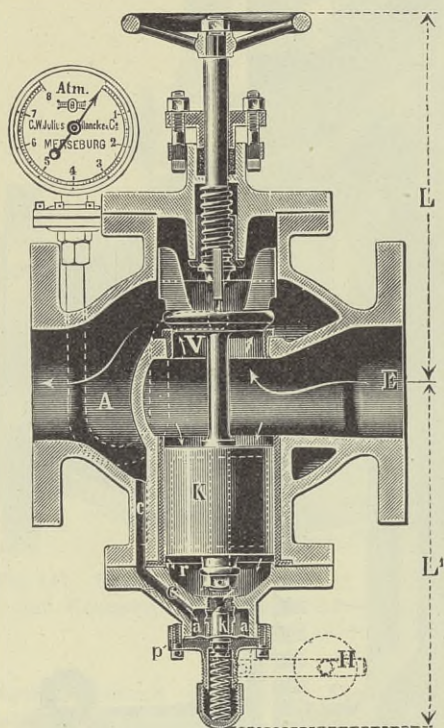


Fig. 143. Dampfdruck-Reduzierventil, System Kuhlmann.

Dampf durch und zum Raum r übertreten, in welchem letzteren sofort der gleiche Druck entsteht, wie über K , sobald r durch den kleinen Stift k geschlossen ist. Dadurch wird der Kolben K entlastet und infolgedessen das nach oben belastete Ventil V geöffnet.

Wenn dagegen der Druck in r durch den Kanal c nach A , also nach dem Raume für Minderdruck entweichen kann, so bewegt der über K lastende höhere Anfangsdruck den Kolben infolge seiner größeren Dichtungsfläche nach unten und schließt somit das Ventil V . Die Auf- und Abbewegungen des Körpers K — V bzw. die Dampf-durchlaßöffnung des Apparates regeln sich also nach dem jeweiligen Druck in r , welcher selbst durch die geringsten Schwankungen des anfangs eingestellten Minderdruckes beeinflusst wird.

Aus der Fig. 143 ist ersichtlich, daß der Minderdruck in Aca von innen, die Spiralfeder von außen auf eine sich nur in Bruchteilen eines Millimeters durchbiegende Platte p einwirken. Da nun der Stift k den Bewegungen von p folgt, muß ein indirektes, sehr empfindliches Regeln des Dampfdruckes stattfinden, sobald der mittels der unteren Verschraubung eingestellte Minderdruck sich ändert. Zur Absperrung des Apparates dient die obere Spindel.

Eine Bedingung für das gute Funktionieren des Apparates ist, daß der Unterschied zwischen Anfangs- und Enddruck (Druckdifferenz) nicht unter 2 Atm. beträgt und daß die Montage des Ventils, wie in der Figur angedeutet ist, erfolgt. Das Einstellen des gewünschten Druckes geschieht durch Verstellen der unten angebrachten Spiralfedern oder (bei stationären Anlagen) durch Verschieben des punktiert gezeichneten Gewichtes H .

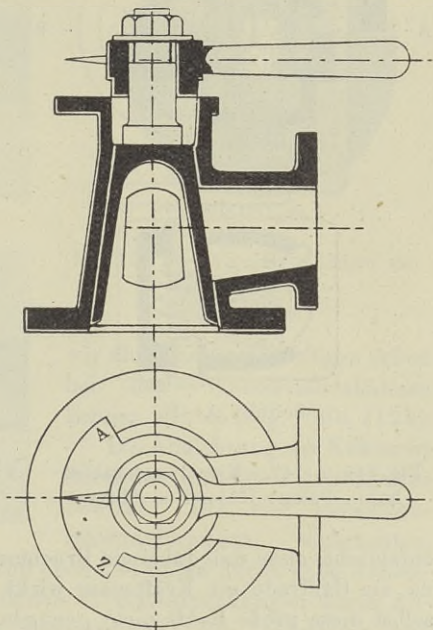


Fig. 144 u. 145. Selbstdichtender Hahn zur Entnahme des Kesselwassers.

Außer den vorbesprochenen Armaturen erhält noch jeder Kessel drei verschiedene Hähne. Einen kleinen vorn an der Stirnwand, um Wasser zu Versuchszwecken aus dem Kessel entnehmen zu können (Salinometerhahn); einen größeren an der Seite des Kessels in der Höhe des niedrigsten Wasserstandes etwa, den sog. Schaumhahn, und einen großen Hahn unten am Boden, den sog. Grund- oder Boden-

hahn zum Entleeren des Kessels. Diese Hähne entsprechen in ihrer Ausführung meistens den Fig. 144 bis 152. Besonders praktisch ist der in Fig. 146 u. 147 abgebildete Kesselwasserablaßhahn von Hübner u. Mayer, bei welchem durch Drehen des Griffrades mittels des Schneckengetriebes ein leichtes Öffnen und Schließen des Küken bewirkt wird. Die große Übersetzung vom Griffrade auf das Getriebe läßt eine Kraftäußerung auf das Küken zu, die der Wirkung eines etwa 3 m langen Hahnschlüssels

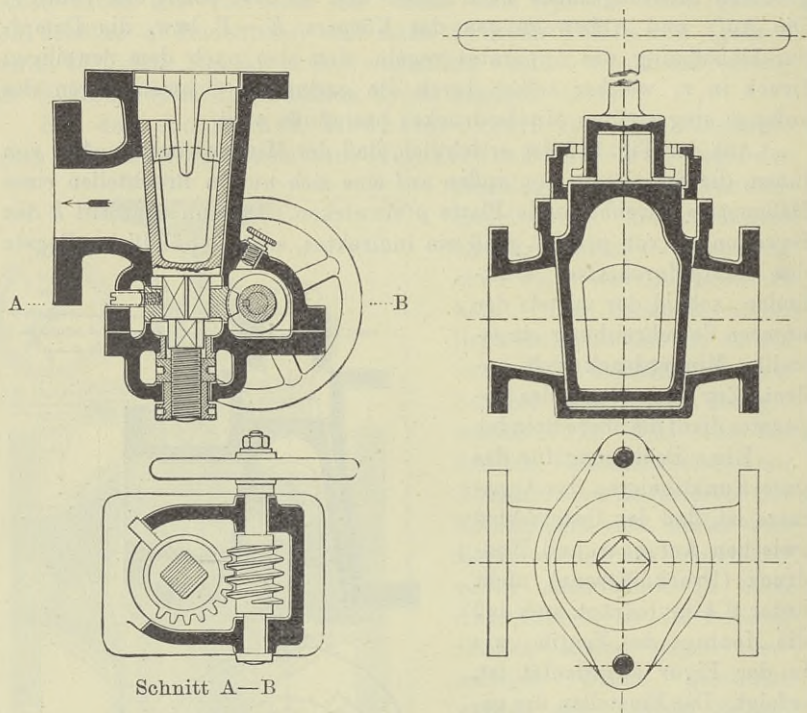


Fig. 146 u. 147. Kesselwasserablaßhahn, Patent Hübner u. Mayer.

Fig. 148 u. 149. Grund- oder Bodenhahn.

entspricht, ohne daß dabei ein Bruchmoment in die Konstruktion kommt, da am Griffade ein Kräftepaar wirkt. Sollte in einem Ausnahmefalle selbst diese große Kraft nicht genügen, dann kann, nach dem Lüften der unteren Gegenmutter, die Anzugmutter gelockert und das Küken durch Weiterdrehen dieser sich gegen den Bügel stützenden Mutter angehoben und sodann ohne Gewaltanwendung geöffnet werden.

Fig. 148 u. 149 ist ein sog. Packhahn; derselbe besitzt ein im Gehäuse mittels Stopfbüchse abgedichtetes Küken; die Hähne der Fig. 144 bis 147 werden als Hochdruckhähne bezeichnet, sie sind selbstdichtend, d. h. der Druck der abzusperrenden Flüssigkeit preßt das Küken in das Gehäuse hinein.

Die Abblasehähne und die Hähne für Seeverbindungen, deren Mündungen unter der Wasserlinie liegen, sind so einzurichten, daß der Schlüssel nur herausgenommen werden kann, wenn der Hahn geschlossen ist (vgl. Fig. 148 u. 149).

Bei Kesseln mit hoher Dampfspannung werden übrigens alle diese Hähne, weil sie unter solchen Spannungen schwer dicht und zugleich gangbar zu halten sind, fast immer durch entsprechende Ventile ersetzt, oder man verwendet sog. Asbesthähne (Fig. 150 bis 152), wie

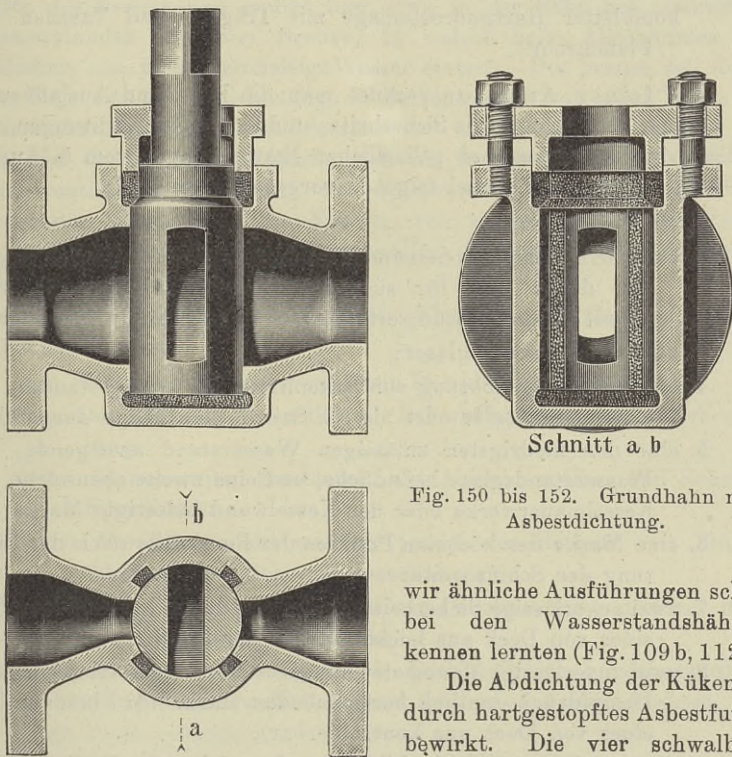


Fig. 150 bis 152. Grundhahn mit Asbestdichtung.

wir ähnliche Ausführungen schon bei den Wasserstandshähnen kennen lernten (Fig. 109b, 112b).

Die Abdichtung der Kükten ist durch hartgestopftes Asbestfutter bewirkt. Die vier schwalbenschwanzförmigen, senkrechten,

mit Asbestfaser gefüllten Nuten sind oben und unten durch volle Asbestringe geschlossen. Im Betriebe können die Asbestpackungen durch Anziehen der Stopfbuchsbrille nachgezogen werden. Die Asbestfaser wird mit Graphitstaub und Terpentin vermengt; die schmierende Wirkung des Graphits erleichtert den Gang der Hähne und erhält die Kükten in glatter Oberfläche.

Das Kükten ist bei dem Schnitt *a—b* in Fig. 152 fortgelassen, um das Asbestfutter zu zeigen.

Zum vollständigen betriebsfähigen Zustand eines Kessels muß derselbe mit der Armatur versehen sein, und zwar unterscheidet man:

- a) die sog. grobe Armatur und
- b) die feine Armatur.

Die grobe Armatur eines Schiffskessels besteht aus:

schmiedeiserner Feuerzarge mit Tür,
Schürplatte,
Schutzrahmen,
Schürstange und Dämpfer,
Feuerbrücke mit Reinigungsöffnung und Deckel,
kompletter Hartgußrostenlage mit Trägern und Taschen pro
Flammrohr.

Zur feinen Armatur rechnet man die Ein- und Auslaßventile für Wasser und Dampf, die Sicherheits- und Kontrollvorrichtungen, von welchen in den allgemeinen polizeilichen Bestimmungen vom 5. August 1890 für Dampfschiffskessel folgende vorgeschrieben sind:

1. ein Speiseventil;
2. zwei zuverlässige, voneinander unabhängige Speisevorrichtungen, von denen jede für sich allein imstande sein muß, dem Kessel die zur Speisung erforderliche Wassermenge zuzuführen;
3. zwei Wasserstandsgläser;
4. eine dritte Vorrichtung zur Erkennung des Wasserstandes, als Wasserstandsglas oder als ein Satz Probierhähne ausgeführt;
5. eine den niedrigsten zulässigen Wasserstand anzeigende, am Wasserstandsglase befindliche, und eine zweite ebensolche, am Kesselmauerwerke oder der Kesselwand befestigte Marke;
6. eine Marke des höchsten Punktes der Feuerzüge nach der Richtung der Schiffsbreite;
7. zwei zuverlässige Sicherheitsventile, von denen bei Flußdampfern eines von Deck aus leicht sichtbar sein muß;
8. zwei zuverlässige Manometer mit einer den festgesetzten höchsten Dampfdruck deutlich bezeichnenden Marke (bei Flußdampfern eines von Deck aus kontrollierbar);
9. ein metallenes Fabrikschild, auf dem folgende fünf Angaben stehen müssen:
 - die festgesetzte höchste Dampfspannung,
 - der Name des Fabrikanten,
 - die laufende Fabriknummer,
 - das Jahr der Anfertigung,
 - die Maßziffer des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes.

Zu den Armaturteilen können im Innern des Kessels noch drei verschiedene Rohre gezählt werden.

Das erste ist das Dampfsammelrohr, welches in vielen Kesseln vorgebracht wird und sich vom Absperrventil durch die ganze Länge

des obersten Dampftraumes hinzieht. Das Rohr ist in der oberen Hälfte mit vielen kleinen Löchern oder Schlitzzen versehen, durch die der Dampf in das Rohr eintritt und so die Dampfentnahme sich über die ganze Länge des Kessels verteilt und ein massenhaftes Mitreißen von Kesselwasser verhütet wird.

Vielfach (wie z. B. auf Schnelldampfern) erhalten auch die Sicherheitsventile solche Schlitzrohre.

Ein zweites Rohr zweigt sich vom Schaumhahn ab bis in die Mitte des Kessels und endigt hier etwa in der Höhe des niedrigsten Wasserstandes in einer Brause, in welche beim Abschäumen das schlamm- und kesselsteinhaltige Wasser eintritt. Die Brause soll durch ihre Lage eine fast gleichmäßige Wasserentnahme von allen Teilen der Wasseroberfläche im Kessel bewirken.

Ein drittes Rohr schließt sich im Innern des Kessels an die Speiseventile an und führt das Speisewasser bis nahe unter den niedrigsten Wasserstand des Kessels, von wo es als kälteres Wasser zu Boden sinkt und dadurch eine gewisse Zirkulation im Kesselinnern bewirkt.

Die meisten Schiffskessel bauenden Firmen liefern als feine Armatur folgende Teile mit:

- ein Hauptdampfabsperrrventil mit Dampfentnahmerohr,
- ein Doppelsicherheitsventil mit Federbelastung und Lüftvorrichtung,
- zwei Speiseventile, kombiniert mit Absperrventilen und Rohr im Kesselinnern,
- einen Stopfbüchsenabblasehahn (meist aus Rotguß) mit Druckschraube und Rohr im Kesselinnern,
- einen Stopfbüchsen Schaumhahn mit Druckschraube und mit Rohr und Löffel im Kesselinnern,
- zwei Wasserstandsanzeiger mit Stahlgußkörpern, Schutzhülsen, schmiedeeisernen Haltern und kupfernen Anschlußröhren,
- zwei Probierventile,
- zwei Röhrenfedermanometer mit kupferner Wassersackröhre,
- einen Dreivegehahn mit Kontrollmanometerflansch und Halter,
- außerdem die erforderlichen Manometer-, Pfeifen-, Injektor-, Pumpenventile bzw. -hähne,
- ein Firmenschild,
- sechs Metallschilder zur Bezeichnung des Wasserstandes und der Feuerzüge.

Die Heizgase werden nach dem Austritt aus den Heizröhren in der an der Kesselstirnwand angebrachten Rauchkammer gesammelt und von hier aus in den Schornstein abgeleitet. Die Rauchkammer besteht aus einem kastenförmigen Rahmen, aus Blech und Winkeleisen

hergestellt, der an der Vorderseite, den Rohrbündeln gegenüber, Türen oder Klappen enthält, welche ein Reinigen usw. der Röhren gestatten. Das Reinigen der Röhren von Flugasche geschieht entweder durch Fegen mit Stahldrahtbürsten (sog. Hechtköpfen) (Fig. 153) oder durch Abblasen mittels Dampfstrahles. Letztere Reinigungsmethode darf nur vorgenommen werden, wenn der zu reinigende Kessel unter Dampfdruck steht, anderenfalls würde das aus dem Dampfe entstehende Kondenswasser mit dem Ruß eine schwer zu beseitigende Schmiere bilden. Bei einigen Dampfdurchblasevorrichtungen (z. B. bei dem von Essenschen Apparat) bedarf es keines Öffnens der Rauchkammertüren, was für die Lebensdauer der Kessel von Vorteil ist. Die Wandungen der Rauchkammern sind, namentlich soweit sie in der Nähe des Heizraumpersonals liegen, mit aufgenieteten Schutzblechen versehen, welche zwischen sich und der Rauchkammerwand eine Luftschicht einschließen und dadurch

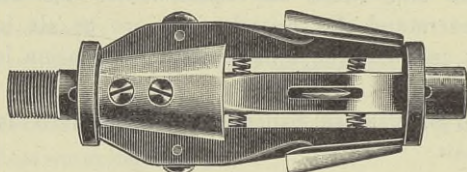


Fig. 153. Röhrenreiniger von Lechler-Stuttgart.

die Wärmeausstrahlung in den Heizraum möglichst verhindern. Die unmittelbar vor den Röhren liegenden Rauchkammertüren erhalten außerdem meistens auch im Innern Schutzbleche. Vielfach bekommen die Rauchkammertüren noch zur besseren Isolierung einen Belag aus Asbestpappe.

Damit die aus der Feuerung in den Kessel übergeleitete Wärme nicht infolge von Ausstrahlung durch die Kesselwände verringert wird, versieht man die Kesselwandungen, soweit sie nicht von der Rauchkammer bedeckt sind oder ganz unten liegen, mit einer Umhüllung von schlechten Wärmeleitern. In der Regel findet man solche Umhüllungen aus Kieselgur, welche in teigförmigem Zustande aufgetragen und außen durch eine Bekleidung von dünnem, verzinktem Eisenblech geschützt sind. Außerdem werden Asbest und ähnliche, möglichst feuersichere und schlecht wärmeleitende Substanzen zur Kesselbekleidung verwendet.

Für Schnelldampfer schreiben die Reedereien vielfach nachstehendes bezüglich der Kesselbekleidung vor:

Nachdem die Kessel mit Dampf zur Zufriedenheit des Baubeaufsichtigen probiert sind, sollen sie zweimal mit Mennige gestrichen werden und mit Kieselgur und $\frac{1}{16}$ " verzinktem Eisenblech, wo die Kessel betreten werden, in den übrigen Teilen jedoch mit weitmaschigem Drahtnetze bekleidet werden. Die Böden der Kessel sind mit Kork-

streifen zu bekleiden. Die Kessel müssen vor dem Streichen und Bekleiden erwärmt werden.

An jeder Seite des Kessels sind Winkeleisen zur Unterstützung der Bekleidung zu befestigen.

Alle großen Dampfrohre sind mit Kieselgur und sodann mit verzinktem Eisenblech oder Drahtgaze zu bekleiden und zu streichen.

Die Seitendeckplatten der Gänge zwischen den Kesseln sollen $\frac{3}{8}$ " dick und verzinkt sein.

Näheres über die Verwendung von Wärmeschutzmassen siehe in dem Abschnitt XIV: „Der Wärmeschutz im Schiffskesselbetriebe“.

Bei Anwendung des natürlichen Luftzuges durch den Schornstein ist es nicht möglich, mehr als etwa 120 kg Kohlen auf 1 qm Rostfläche zu verbrennen, und man kann auf 1 qm Heizfläche auch nicht mehr als etwa 30 kg entwickelten Dampf rechnen. In den

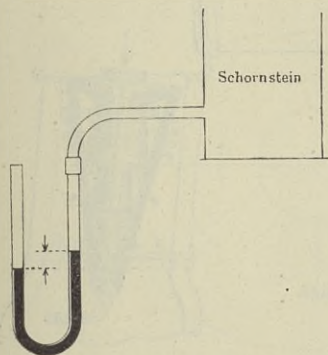


Fig. 154. Zugmesser.

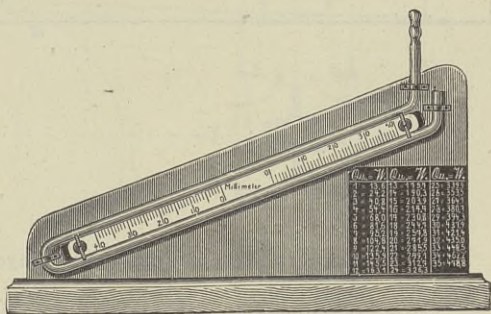


Fig. 155. Zugmesser.

Schornsteinen läßt sich eine Luftverdünnung von über 20 bis höchstens 30 mm Wassersäulenhöhe nicht erzielen, d. h. in einer nach Fig. 154 gebogenen Röhre, deren eines Ende mit der freien Luft und deren anderes Ende mit dem Schornsteinfuß in Verbindung steht, würde an der Schornsteinseite das eingefüllte Wasser um 20 bis 30 mm höher steigen als an der Luftseite.

Ein praktischer Zugmesser ist in Fig. 155 abgebildet; eine Doppelschenkelröhre aus Glas, mit entsprechender Teilung in mm auf verschiebbarem Streifen, ist in geneigter Lage, welche eine wesentlich größere Teilung gestattet, an einem Brett befestigt. Man füllt die Röhre soweit mit Wasser, daß auf dessen Stand beide Nullpunkte der Teilung eingestellt werden können. Wenn man den Zug eines Schornsteines messen will, wird der Nullpunkt der unteren Teilung mit dem Wasserstand in der oberen Röhre in Übereinstimmung gebracht. Will man aber den Druck des Windes (bei Howdens forced draught) messen, so wird der Nullpunkt der oberen Teilung mit dem Wasserstand in

der unteren Röhre in Übereinstimmung gebracht. Der Stand der Teilungen in beiden Schenkeln wird stets zusammengezählt. Für „Saugewind“ wird der Gummischlauch auf die untere, für „Preßluft“ auf die obere Röhre geschoben. Eine auf dem Brett angebrachte Tabelle enthält die Angaben sowohl nach „Millimeter Wassersäule“ als auch nach „Millimeter Quecksilbersäule“.

Will man die Wärmeentwicklung einer Kesselfeuerung erhöhen, so kann das selbstredend nur durch entsprechend vermehrte Brennstoffmaterialzufuhr geschehen. Zu deren Verbrennung gehört aber eine größere Luftzufuhr, als sie der gewöhnliche Schornsteinluftzug hervor-

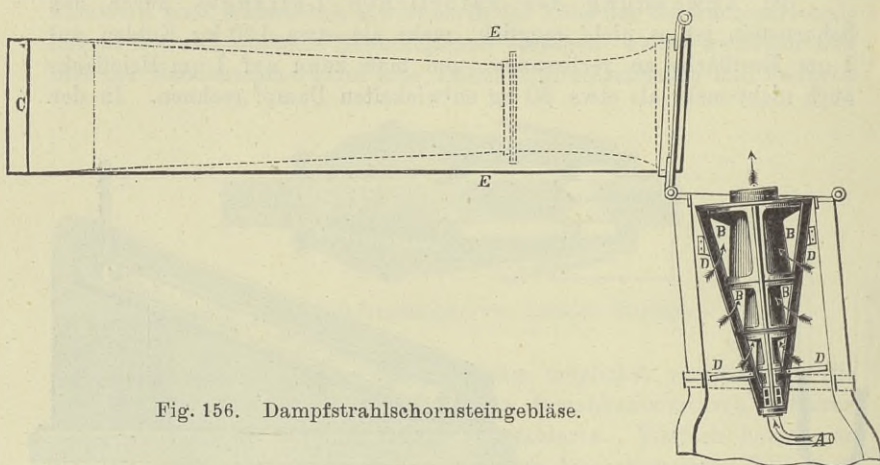


Fig. 156. Dampfstrahlschornsteingebläse.

zubringen imstande ist, man verwendet dann den sog. künstlichen Zug.

Im letzten Jahrzehnt sind viele Reedereien dazu übergegangen, ihre sämtlichen Dampferneubauten mit der Einrichtung des künstlichen Zuges zu versehen; es soll deshalb auch hier auf diese Art des Dampfaufmachens etwas näher eingegangen werden, zumal die Leistungsfähigkeit der Kesselanlage nicht unwesentlich durch den künstlichen Zug erhöht wird.

Bei einer Erörterung des Einflusses des künstlichen Zuges auf die Leistungsfähigkeit der Kesselanlagen erscheint es geboten, eine Beschreibung der Methoden der Erzeugung des Zuges und der dazu verwendeten Apparate voranzuschicken.

Für kleine Kesselanlagen (Schleppdampfer mit Auspuff usw.) hat sich das in Fig. 156 abgebildete Dampfstrahlschornsteingebläse von Gebr. Körting recht gut bewährt. In vorstehender Figur bedeutet:

A = Dampfrohr,

B, B = Zwischendüsen,

C = Blechmantel,

D = Schornsteinsockel.

Der Abdampf der Maschine gelangt durch das Dampfrohr A in die Zwischendüsen B, B ; hierdurch werden die Rauchgase in der Richtung der Pfeile mitgerissen, was einen erhöhten Schornsteinzug zur Folge hat.

Für größere Anlagen an Bord kommt aber nur die Ventilationsmaschine in Frage, d. h. ein Gebläse, das in einem Gehäuse eingeschlossen und mit irgend einem passenden Antriebsmittel versehen ist.

Das Ventilatorrad (Fig. 157 u. 158) besteht aus einer Anzahl radialer Schaufeln, die von T-förmigen, in die Nabe eingegossenen

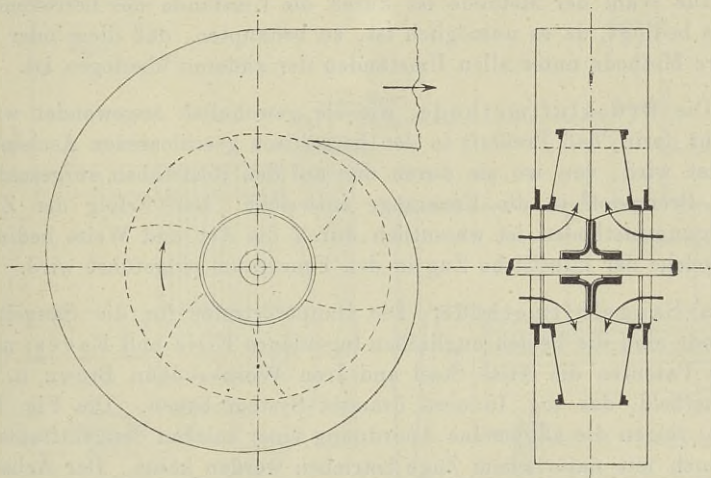


Fig. 157 u. 158. Ventilator für künstlichen Zug.

Stahlarmen getragen werden. Die Schaufeln werden durch zwei Seitenplatten zusammengehalten, von welchen jede mit einer zur Welle konzentrischen Einlaßöffnung versehen ist. Die Luft strömt durch eine oder beide dieser Öffnungen ein und wird durch die Wirkung der Zentrifugalkraft tangential zu den äußeren Enden der Schaufeln fortgeschleudert. Die in dieser Weise bewegte Luft wird mittels eines das Rad umgebenden Gehäuses nach einer am Umfange desselben vorgesehenen Auslaßöffnung geleitet. Das Gehäuse wird gewöhnlich (die ganz kleinen Ventilatoren ausgenommen) aus Stahlblech angefertigt. In dieser Weise wird es möglich, das Gehäuse den Anforderungen jedes einzelnen Falles entsprechend genau anzupassen.

Obwohl es keine Schwierigkeit bietet, einen Ventilator zur Erzeugung künstlichen Zuges mittels Riemen anzutreiben, wird doch der Ventilator viel wirksamer und für Bordzwecke praktischer, wenn er mittels einer separaten, direkt gekuppelten Maschine angetrieben wird.

Der Ventilator wird dann ganz unabhängig von allen anderen Maschinen und man kann denselben mit einer beliebig gewünschten Geschwindigkeit laufen lassen, wobei diese Geschwindigkeit selbsttätig nach den Anforderungen der Kesselfeuer in einer sehr genauen Weise reguliert wird; auch kann man die Ventilatormaschine anlassen, bevor die Hauptmaschine zu arbeiten beginnt.

Zur Erzeugung des künstlichen Zuges kann entweder:

- a) die Saugeluftmethode,
- b) die Preßluftmethode oder
- c) das Oberwindgebläse

angewendet werden.

Die Wahl der Methode ist durch die Umstände des betreffenden Falles bedingt, da es unmöglich ist, zu behaupten, daß diese oder die andere Methode unter allen Umständen der anderen überlegen ist.

Die Druckluftmethode, wie sie gewöhnlich angewendet wird, besteht darin, daß Preßluft in den hermetisch geschlossenen Aschenfall geleitet wird, von wo sie durch den auf den Roststäben aufgeschichteten Brennstoff in die Feuerzüge entweicht. Der Erfolg der Zug-erzeugungsmethoden ist wesentlich durch die Art und Weise bedingt, auf welche der künstliche Zug in den Feuerraum eingeführt wird.

a) Saugeluftmethode. Die Hauptvertreter für die Saugeluftmethode sind die beiden englischen Ingenieure Ellis und Eaves, nach deren Patenten die Atlas Steel and Iron Works, John Brown u. Co. in Sheffield, das sog. Induced draught-System bauen. Die Fig. 159 u. 160 zeigen die allgemeine Anordnung einer solchen Saugeluftanlage, die auch mit natürlichem Zuge betrieben werden kann. Der Arbeitsvorgang ist nun folgender:

Sobald der durch Dampfkraft oder Elektrizität angetriebene Ventilator (Gebläse) zu arbeiten beginnt, entsteht im Rauchfang bei geschlossener Schornsteinklappe (Dämpfer) ein Vakuum, das sich auch bald auf die vordere Rauchkammer, auf das Feuerröhrensystem, auf die hintere Rauchkammer und auf das Feuer selbst erstreckt, so daß die in den Aschenfall eintretende Verbrennungsluft energisch durch die glühenden Kohlenmassen nachzuströmen sucht.

Da der zur Verbrennung erforderliche Luftzug demnach von allen Nebenumständen, mit Ausnahme der Ventilatorgeschwindigkeit, unabhängig gemacht wird, so hat jetzt der Schornstein nur die Aufgabe, die Rauchgase genügend hoch zu leiten, um dieselben ohne Belästigung der an Deck befindlichen Personen in die freie Atmosphäre entweichen zu lassen.

Bevor die Luft unter die Rosten tritt, wird dieselbe vorgewärmt und muß deshalb einen im Rauchfange angeordneten Vorwärmer passieren, der aus einem meist vertikalen, seltener horizontalen System

parallel angeordneter Röhren von etwa 60 mm lichtem Durchmesser besteht. Durch das Röhrensystem gehen die abziehenden Verbrennungsgase, geben also noch einen beträchtlichen Teil ihrer Wärme an die Rohrwandungen ab, die von der Verbrennungsluft umspült werden. Durch diese Anordnung wird erstens ein Vorwärmen der Verbrennungsluft (Schonung des Kessels, erhöhter Wirkungsgrad) und zweitens ein Abkühlen der Rauchgase (Schonung der Ventilatorflügel) erreicht.

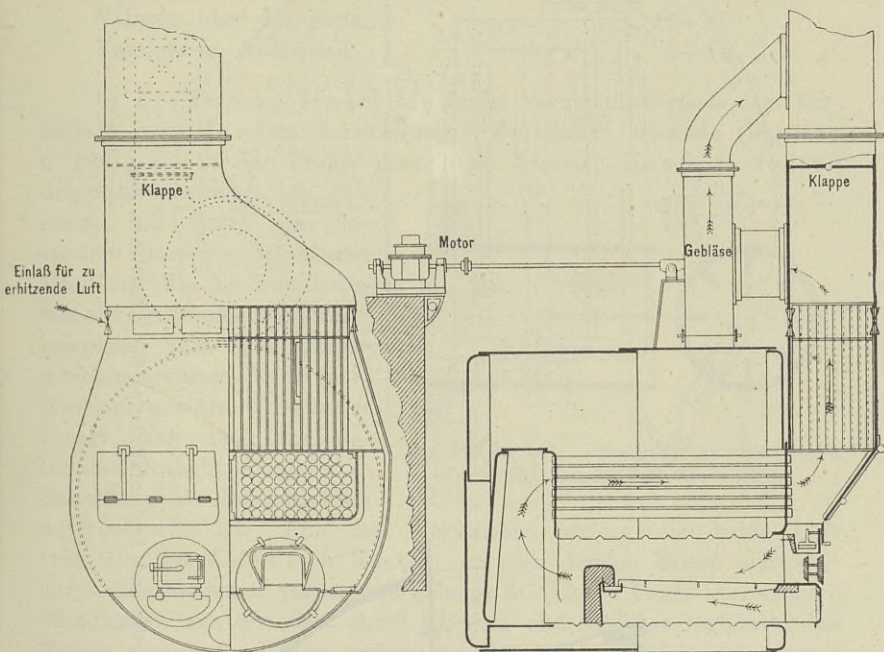


Fig. 159 u. 160. Saugluftanlage nach Ellis u. Eaves.

Die warme Heizraumluft tritt durch Klappen oberhalb der Kessel ein, durchströmt und erwärmt sich am Vorwärmer, tritt dann durch sog. Windkanäle, die an der Kesselstirnwand vertikal nach unten führen, um in die Feuer zu gelangen. Die Luftverteilung erfolgt durch horizontale und vertikale Klappen, sowie durch Schieber, welche Abschlußorgane die Luft nach Wunsch hauptsächlich unter, dann aber auch über den Rost leiten (Fig. 161 u. 162). Die gußeisernen, dichtschießende Aschenfallklappe ist mit Löchern versehen, um nach Bedarf etwas kalte Luft unter die Rosten zwecks Kühlung derselben eintreten lassen zu können.

Mit Glimmer oder Marienglas abgedeckte Schaulöcher ermöglichen ein Beobachten der Aschenfälle.

Die Rauchfänge sind geteilt und einzeln absperrrbar, damit beim Feuerreinigen der Eintritt kalter Luft in die Feuerungen nach Mög-

lichkeit vermieden wird. Um die Geschwindigkeit der Heizgase etwas abzuschwächen und dadurch eine bessere Wärmeausnutzung zu erzielen, werden in die Feuerröhren spiralförmig gewundene Blechstreifen

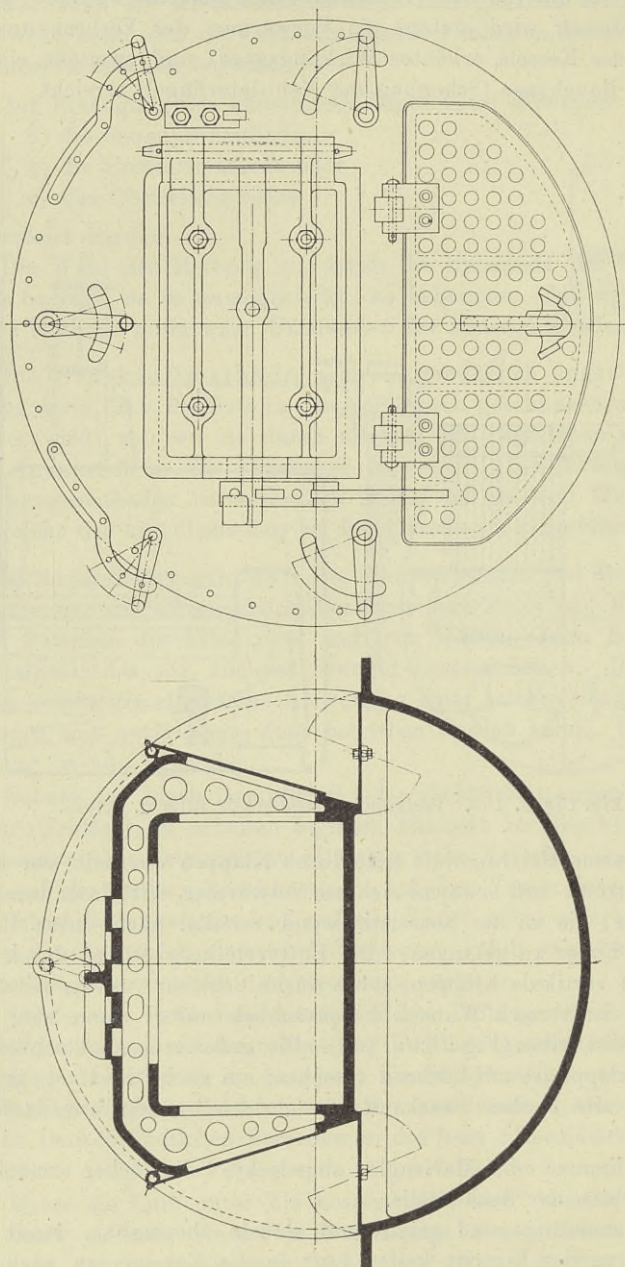


Fig. 161 u. 162. Feuertür und Aschenfallklappe für künstlichen Zug.

(sog. Retarders, d. h. Zugverzögerer) eingeschoben, oder die Feuer-
röhren erhalten Längsrippen (sog. Serveröhren nach Fig. 163 u. 164).

Praktische Messungen ergaben auf Dampfern des Norddeutschen
Lloyd folgende Mittelwerte:

Temperatur der vorgewärmten Verbrennungsluft im Mittel	160° C
Temperatur der Gase am Gebläserade	225—400° „
Vakuum am Gebläserade bei starker Forcierung	45—70 mm W.S.
Vakuum über den Feuern	13—20 „ „
Vakuum im Aschenfall	6—12 „ „

b) Die Druckluftmethode findet vornehmlich nach dem Vor-
schlage von Howden Verwendung. Bei dieser Methode (Fig. 165
u. 166), die in der Praxis unter dem Namen „Howdens forced
draught“ bekannt ist, ent-

nimmt ein durch eine be-
sondere Maschine betriebener
Ventilator die Verbrennungs-
luft aus einem möglichst warm
gelegenen Teile des Haupt-
maschinenraumes und führt
dieselbe an einem Vorwärmer
vorbei, der nach Art des
Induced draught ebenfalls im
Rauchfang als Röhrensystem

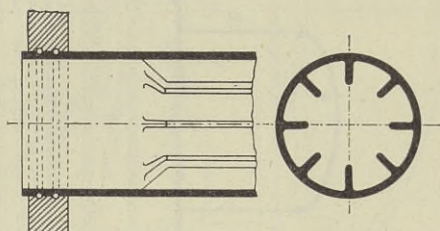


Fig. 163 u. 164. Verstärkungsrippen nach
Serve für Feuer- und Siederöhren.

untergebracht ist. Aus dem Vorwärmer strömt die heiße Luft
(von 100 bis 150° C) in Kanälen an den beiden Seiten der vor-
deren Rauchkammer vorbei und gelangt in den die Feuer umgebenden
Windkanal, aus dem sie, durch Klappen und Schieber reguliert, den
Feuern zuströmt. Um zu verhindern, daß beim Beschicken der Feuer
die Flammen aus der Feuerung in den unter geringerem Druck
stehenden Heizraum schlagen und das Bedienungspersonal verletzen,
ist eine Einrichtung getroffen, welche vor dem Öffnen der Feuertüren
den Luftzuführungskanal nach dem zugehörigen Aschenfall absperrt.

c) Beim Oberwindgebläse, das sich fast ausschließlich bei
Kriegsschiffen vorfindet, wird der Druckraum durch den luftdicht ab-
geschlossenen Heizraum gebildet. Die von dem Kreisellrad der Venti-
lationsmaschine in den Heizraum getriebene Luft erzeugt in demselben
einen gewissen Überdruck, der mit der Umdrehung des Kreisellrades
zunimmt. Die so unter mehr als atmosphärischem Druck stehende
Luft hat keinen anderen Abzug als durch den Aschenfall und durch
die glühenden Kohlenmassen. Um den Luftdruck je nach Bedarf
schneller verändern zu können, wird der unter Luftdruck zu setzende
Heizraum häufig durch Einbau leichter Schottwände verkleinert. Den
Eingang zu den Heizräumen bildet eine sog. Luftschleuse, welche

aus zwei Türen besteht, deren erste geschlossen werden muß, bevor die zweite geöffnet werden darf. Um das Öffnen der dem Heizraum zunächst liegenden Tür zu erleichtern, ordnet man in dieser häufig eine

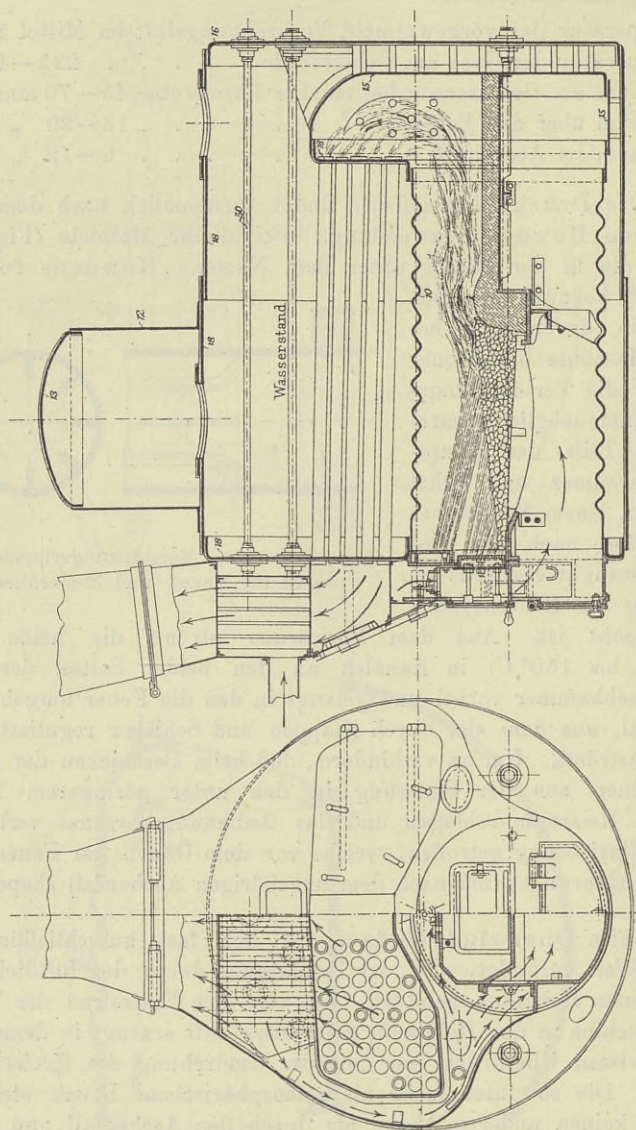


Fig. 165 u. 166. Howdens forced draught.

Schieberöffnung an, durch die ein Druckausgleich zwischen Heizraum und Luftschleuse stattfinden kann. Die Türen sind nach Art der Schotttüren mit Vorreibern und Gummidichtungsrandern versehen.

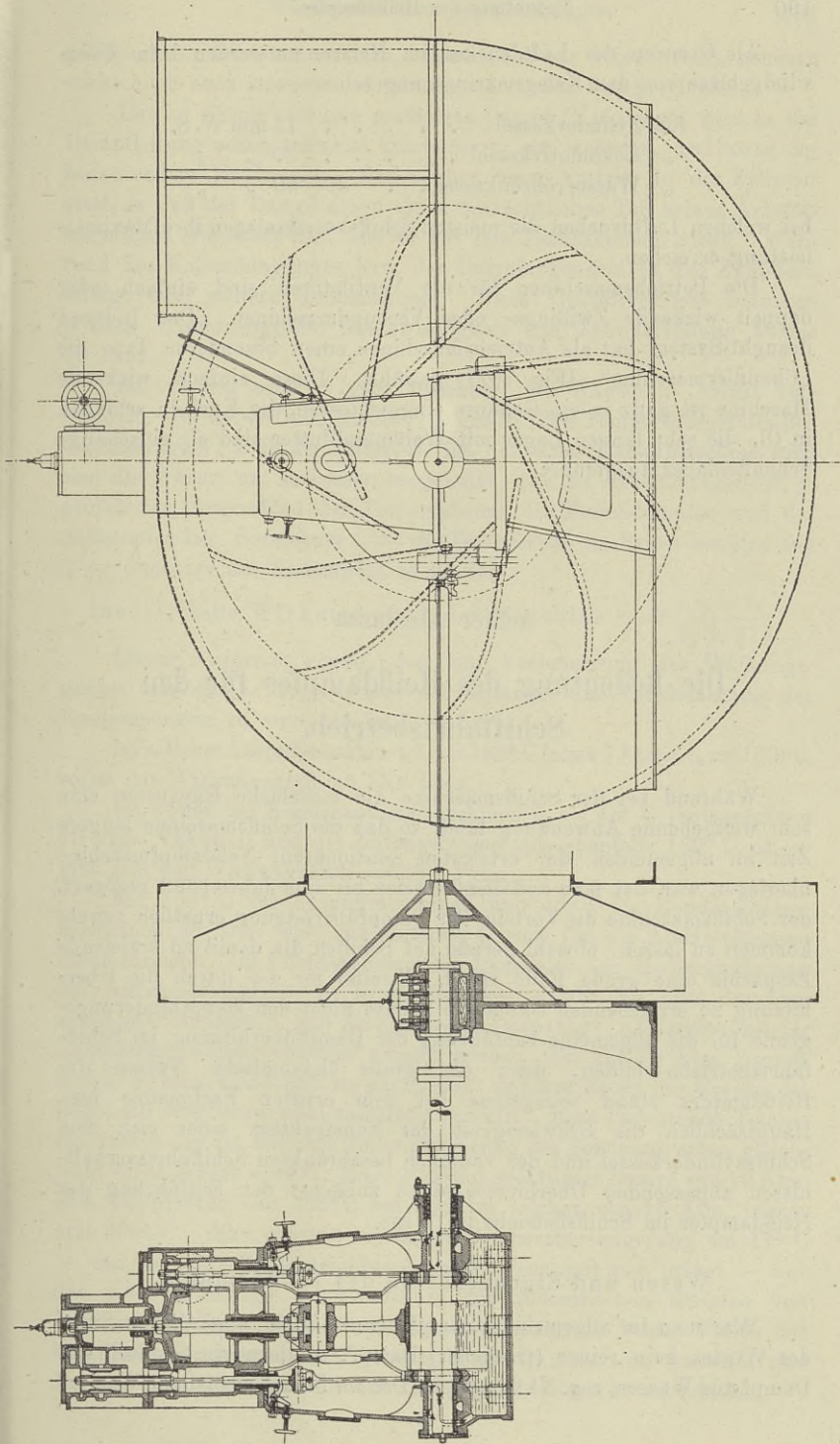


Fig. 167 bis 169. Ventilationsmaschine mit Kreiselrad für künstlichen Zug nach dem System von Ellis u. Eaves.

Als Grenzen des Luftdruckes im Heizraume werden beim Oberwindgebläse von den Kriegsmarinern angesehen:

für Zylinderkessel	12 mm W.S.
„ Lokomotivkessel	30 „ „
„ Wasserröhrenkessel	30—50 „ „

bei welchen Luftdrucken die meisten Schiffskesselanlagen ihre Maximalleistung erreichen.

Die Betriebsmaschinen für die Ventilatoren sind einfach oder doppelt wirkende Zwillings- oder Verbundmaschinen. Das Induced draught-System hat als Antriebsmaschinen einen besonderen Typ, die „Chandlermaschine“ (Fig. 167) gewählt. Diese einfach wirkende Maschine ist ganz in ein Gehäuse eingeschlossen, die Kurbeln schlagen in Öl, die sehr langen Lager mit Weißmetallfutter sind als einschalige Schnallenlager ausgeführt.

Achter Abschnitt.

Die Bedeutung des Heißdampfes für den Schiffahrtsbetrieb.

Während bei der Schiffsmaschine die mehrfache Expansion eine sehr weitgehende Anwendung fand, so daß die Schiffsmaschine längere Zeit im allgemeinen der ortsfesten (stationären) Naßdampfmaschine überlegen war, hat man auffallenderweise bis zum Jahre 1898 gezögert, der Schiffsmaschine die Vorteile der Dampfüberhitzung ernstlich zugute kommen zu lassen, obwohl gerade auf Schiffen die damit zu erzielende Ersparnis eine große Rolle spielt. Zweifel an der durch die Überhitzung zu erreichenden Ökonomie konnte nicht den Haupthinderungsgrund für die allgemeine Einführung der Dampfüberhitzung im Schiffahrtsbetriebe bilden, denn der große ökonomische Nutzen des Heißdampfes stand wenigstens bei dem ernsten Fachmanne fest. Hauptsächlich die Schwierigkeit der Konstruktion eines sich dem Schiffszylinderkessel und den räumlich beschränkten Schiffahrtsverhältnissen anpassenden Überhitzers stand zunächst der Einführung des Heißdampfes im Schiffsbetriebe im Wege.

Wesen und Eigenschaften des Heißdampfes.

Was man im allgemeinen Dampf nennt, ist im eigentlichen Sinne des Wortes kein reiner (trockener) Dampf, sondern ein Gemisch von Dampf und Wasser, sog. Naßdampf. Der im Dampf enthaltene Wasser-

gehalt geht unbenutzt verloren, leistet nicht nur keine Arbeit, sondern wirkt auch noch störend und schädigend in den Dampfzylindern.

Der im Kessel erzeugte gesättigte Dampf (Naßdampf) wird in der Dampfleitung schon teilweise kondensiert; ein weiterer, und zwar der bedeutendste Niederschlag findet aber beim Eintritt in die Zylinder statt, so daß der Dampf schon einen beträchtlichen Teil seines Arbeitsvermögens eingebüßt hat, ehe er auf den Dampfkolben wirkt. Während des Kolbenhinganges bzw. der Dampfexpansion in den Zylindern erfolgt eine weitere Kondensation. Diese Gesamtverluste betragen je nach Maschinengröße, Geschwindigkeit und Zylinderfüllung 20 bis 50 Proz.

Bekanntlich arbeitet jede Maschine, die Wärme in Arbeit verwandelt, um so wirtschaftlicher, je größer das Temperaturgefälle des Wärmeträgers, z. B. des Dampfes, ist. In einer Dampfmaschine wird also die Wärme um so besser ausgenutzt, d. h. in Arbeit umgesetzt, je größer der Unterschied der Temperaturen des Frischdampfes und des Abdampfes ist. Bezeichnet t_1 = die Temperatur des Frischdampfes und t_2 = diejenige des Abdampfes, so ist der

$$\text{theoretische Wirkungsgrad der Maschine } \eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 + 273}.$$

Dieser Ausdruck ergibt, daß eine Verbesserung des Wirkungsgrades nur durch Vergrößerung der Anfangs- und Verkleinerung der Endtemperatur zu erreichen ist.

Ist z. B. bei Auspuffmaschinen $t_1 = 169^\circ \text{C}$ (etwa 7 Atm.), $t_2 = 100^\circ \text{C}$, so ist der Wirkungsgrad = 15,6 Proz.

Ist ferner bei Kondensationsmaschinen $t_2 = 45^\circ \text{C}$ (entsprechend 90 Proz. Vakuum) und die Anfangstemperatur ebenfalls 169°C , so ergibt sich der Wirkungsgrad = 28,0 Proz.

Mit 100°C für Auspuffmaschinen und 45°C für Kondensationsmaschinen ist aber wohl die unterste Grenze für die Abdampftemperatur erreicht. Zur Effektverbesserung kann also nur die Vergrößerung der Anfangstemperatur in Frage kommen. Dabei ist aber der Umstand sehr hinderlich, daß die Spannung gesättigten Dampfes mit der Temperatur außerordentlich schnell wächst. Bis auf 15 Atm. Dampfdruck ist man allmählich vorgeschritten und hat damit die Grenze des praktisch Möglichen wohl ungefähr erreicht. Eine bedeutende Temperaturerhöhung ist aber mit dieser Steigerung des Betriebsdruckes gleichwohl nicht erzielt worden; denn während gesättigter Dampf von 10 Atm. eine Temperatur von 183°C hat, besitzt solcher von 15 Atm. immer erst 200°C . Man erreicht bei dieser Temperatursteigerung um 17°C — die aber eine Drucksteigerung um 50 Proz. mit sich bringt — nur das geringfügige Anwachsen des theoretischen Effektes von 30,2 auf 32,8 Proz., wenn die Abdampftemperatur in beiden Fällen mit 45°C eingesetzt wird. Auf diesem Wege ist also eine wesentliche Verbesserung der Ökonomie der Dampfmaschine nicht zu erzielen.

Einen anderen Weg hatte der bekannte Thermodynamiker Hirn schon im Jahre 1855 eingeschlagen, indem er die Dampftemperatur dadurch erhöhte, daß er den Dampf, nachdem dieser den Kessel verlassen hatte, durch weitere Wärmezufuhr „überhitzte“. Damit steigerte sich der Wirkungsgrad erheblich. Unter Beibehaltung des in den obigen Beispielen gegebenen Anfangsdruckes von 7 Atm., entsprechend einer Temperatur des gesättigten Dampfes von 169°C , die aber jetzt durch Überhitzung auf etwa 250°C gebracht wird, ergibt sich der Wirkungsgrad der Auspuffmaschine = 28,6 Proz., gegenüber 15,6 Proz. bei gesättigtem Dampfe, und derjenige der Kondensationsmaschine = 39,2 Proz., gegenüber 28 Proz. bei gesättigtem Dampfe.

Überhitzter Dampf oder Heißdampf ist ein farbloses Gas, dem man bis zu dem Punkte, an welchem es in gesättigten Dampf übergeht, Wärme entziehen kann, ohne daß ein Teil hiervon kondensiert. Bei Anwendung der Dampfüberhitzung wird zunächst der dem Kessel entnommene Naßdampf getrocknet und hierauf auf die gewünschte Höhe überhitzt. Dieser Dampf enthält kein Wasser mehr; er wird auf eine solche Temperatur gebracht, daß er selbst bei beträchtlicher Abkühlung sich nicht mehr in Wasser verwandeln kann und deshalb mit seinem vollen Arbeitsvermögen als reines Gas in den Zylindern wirkt.

Ein weiterer bedeutender Vorteil der Dampfüberhitzung liegt in der durch sie herbeigeführten Volumenvergrößerung des Dampfes, wenn die Spannung konstant gehalten wird. Diese Volumenvergrößerung beträgt bei einer Überhitzung von 150°C etwa 38 Proz.

Beispielsweise würde hiernach 1 kg Dampf von 8 Atm. Überdruck, welcher in gesättigtem Zustande pro kg 217 Liter mißt, bei einer Überhitzung von 150°C statt 217 Liter jetzt 299 Liter Dampf ergeben, während der Naßdampf durch Kondensation mindestens 25 Proz. verliert, also 1 kg nicht einmal ein Volumen von 217 Liter, sondern nur von etwa 161 Liter einnimmt. Es ist deshalb einleuchtend, daß von Naßdampf eine viel größere Gewichtsmenge erforderlich ist, um denselben Zylinder zu füllen, als von Heißdampf.

Geschichtliche Entwicklung der Anwendung des Heißdampfes.

Der Gedanke, den im Dampfkessel erzeugten nassen Dampf, sei es in den Feuerzügen oder in einem besonders geheizten Apparat, zu überhitzen, ist nicht neu, sondern wurde schon im Anfange des vorigen Jahrhunderts angeregt.

Die Dampfschiffahrt ganz besonders zeigte ein hohes Interesse für die Überhitzung, speziell die englische und französische Marine, so daß in den sechziger Jahren mehrere Dampfer mit Überhitzerapparaten versehen wurden. Die Ergebnisse befriedigten aber keineswegs in dem Maße, wie man es gehofft hatte.

Diese Überhitzer, welche mehr Dampftrockner als eigentliche Überhitzer waren, hatten in der Regel den in Fig. 170 a u. b gezeichneten Querschnitt. Sie bestanden aus einem zylindrischen Gefäße, welches in der Mitte ein weites Rohr von gleichem Querschnitt mit dem Schornstein enthielt. Durch dieses Rohr strömten die Verbrennungsprodukte und gingen von dort in den eigentlichen Schornstein über, so daß die Rohrwandungen die Heizfläche des Überhitzers bildeten. Zur Vergrößerung dieser Flächen und gleichzeitig zur Versteifung des weiten Rohres wurden häufig auch noch horizontal und kreuzweis eine kleine Anzahl engerer Röhren in dasselbe eingebaut, welche dann an beiden Enden mit dem ringförmigen Dampfraume des Überhitzers in Verbindung standen. Der Dampf trat aus dem Kessel in diesen ringförmigen Raum ein und erhitze sich an den Rohrwänden, wobei das etwa mechanisch mitgerissene Kesselwasser noch verdampft wurde, und dann durch ein Absperrventil in das Hauptdampfrohr der Maschine strömte. Eine ähnliche Art von Dampftrocknung läßt Fig. 72 erkennen.

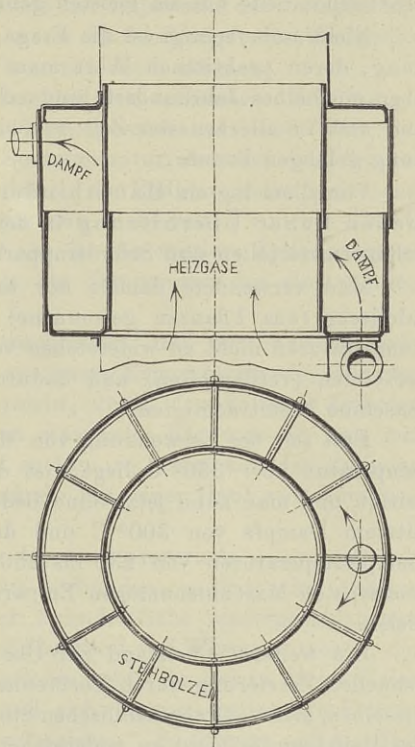


Fig. 170 a u. b. Dampftrockner älterer Bauart.

Infolge dieser Dampfüberhitzung erwies sich ein Schmieren der im Dampf arbeitenden Teile als unmöglich; auf den Vorschlag von Wethered behalf man sich daher mit der Verwendung sog. Mischdampfes, indem die Maschinen zum Teil überhitzten und zum Teil gesättigten Dampf zugeführt erhielten [Systeme von Wethered, Partridge und Pilgrim (1850—1860)].

In Deutschland beschäftigte sich, wie bereits erwähnt, besonders der große Thermodynamiker und Ingenieur Gustav Adolf Hirn (1815—1890) in Logelbach bei Colmar sehr eingehend mit der Frage der Dampfüberhitzung; er sah voraus, was sich jetzt so glänzend verwirklicht, daß die Dampfüberhitzung es ermöglichen wird, den Dampfverbrauch in den Maschinen bis zur äußersten Grenze des praktisch Erreichbaren zu vermindern. (Vgl. die Werke Hirns; *Théorie mécanique de la chaleur*, 2 Bände, Colmar 1851 und *Recherches sur l'équivalent mécanique de la chaleur*, Colmar 1858.)

Hirns Versuche und Ergebnisse führten seinen früheren Assistenten E. Schwoerer dazu, mit Ausdauer und großer Sachkenntnis dieses wichtige Gebiet weiter zu bearbeiten, und es darf heute E. Schwoerer in Colmar im Elsaß als derjenige Ingenieur bezeichnet werden, der die Überhitzungsfrage sowohl nach der theoretischen als auch nach der praktischen Seite hin am meisten gefördert hat.

Nicht unberechtigt ist die Frage: Wie kommt es, daß eine Erfindung, deren praktischen Wert man schon vor langer Zeit erkannte, über ein halbes Jahrhundert hindurch kümmerlich ihr Dasein fristen und erst in allerneuester Zeit zur richtigen Würdigung und Verwendung gelangen konnte?

Vor allem lag ein Haupthindernis der Verwendung einigermaßen hoher Überhitzung in den ungeeigneten und mangelhaften Schmiermaterialien und Schmierapparaten jener Zeit.

Man verwendete damals nur animalische (tierische) und vegetabilische (aus Pflanzen gewonnene) Öle und Fette, die den hohen Temperaturen nicht zu widerstehen vermochten, sich schon bei 200° C zersetzten (verdampften) und dadurch den guten Gang der Dampfmaschine beeinträchtigten.

Erst seit der Verwendung von Mineralölen¹⁾, deren Entzündungstemperatur über 350° C liegt, ist dieser Übelstand vollkommen beseitigt, und man kann jetzt ohne Bedenken Dampfmaschinen mit überhitztem Dampfe von 300° C und darüber speisen, während schon Dampftemperaturen von 230 bis 250° C genügen, um selbst bei den modernsten Maschinenanlagen Ersparnisse von 15 bis 20 Proz. zu erzielen.

Ein weiterer Übelstand zur Überhitzung lag ursprünglich in der schnellen Zerstörung durch Verbrennen der Stopfbüchsenpackungen, da dieselben, meist aus vegetabilischen Stoffen hergestellt, den Einwirkungen des Heißdampfes nicht zu widerstehen vermochten.

Heute hat sich die Verwendung metallischer Packungen der Stopfbüchsen allenthalben eingeführt, und wo solche bei älteren Maschinen nicht vorhanden sind, haben sich Asbestpackungen selbst für sehr hohe Temperaturen als zweckmäßig erwiesen (vgl. S. 307).

Die Hauptursache, welche auch die praktische Verwendung der Überhitzung so lange verhinderte, lag in den Überhitzerapparaten selbst. Dieselben verlangten meist einen zu großen Raum und ergaben eine relativ zu niedrige Überhitzung, um bahnbrechende Resultate zu erzielen.

Alle diese Nachteile wirkten zusammen, um vorläufig die schon längst bekannten Vorteile der Dampfüberhitzung aufzuwiegen und hinderten deren praktische Verwertung.

¹⁾ Bewährt haben sich vornehmlich die Öle der Deutschen Vakuum-Öl-Co.-Hamburg.

Wirkung der Überhitzung auf die Dampfmaschine.

Im Zylinder der Dampfmaschine wird Wärme in Arbeit umgesetzt; es verschwindet also Wärme, der Dampf kühlt sich ab und kondensiert sich zum Teil.

Dieser Vorgang, der sich während der Expansion des Dampfes abspielt, würde selbst dann eintreten, wenn die den Dampf einschließenden Oberflächen mit ihm in keinem Wärmeaustausch ständen.

Ein solcher Wärmeaustausch ist aber stets vorhanden. Erfahrungsgemäß stellt sich die mittlere Zylindertemperatur auf einen Wert ein, der zwischen der Anfangs- und Endtemperatur des den Zylinder berührenden Dampfes liegt, doch so, daß sie der Endtemperatur bedeutend näher liegt. Da die Endtemperatur nun nicht selten 100 bis 120° C unter der Anfangstemperatur liegt, so ist die mittlere Zylindertemperatur ganz erheblich geringer als die Temperatur des eintretenden Frischdampfes.

Diesem Umstande ist es zuzuschreiben, daß dem Frischdampfe während des Eintrittes und bis zu jenem Expansionsgrade, der der mittleren Zylindertemperatur entspricht, durch den kälteren Zylinder erhebliche Wärmemengen entzogen werden. Hat man es nun mit gewöhnlichem, gesättigtem Dampf zu tun, so belegt sich der Zylinder infolge der genannten beiden Umstände mit einer Haut von Kondenswasser.

Wird nun der Zylinder — in der Ausblaseperiode — vom Druck entlastet oder gar mit dem Vakuum verbunden, so tritt eine äußerst lebhafte Abdampfung des auf der Zylinderfläche niedergeschlagenen Wassers ein; dadurch wird der Zylinderwand viel Wärme entzogen, die völlig nutzlos mit dem Abdampf verloren geht. An der in dieser Weise stark abgekühlten Zylinderwand muß sich der neu eintretende Frischdampf sofort wieder zum Teil kondensieren. So kommt nur ein Teil des in den Zylinder eingeführten Dampfes überhaupt zur Wirkung, der Rest geht durch Kondensation verloren. Man bezeichnet diesen Verlust, der bis zu 30 bis 40 Proz. des Gesamtdampfverbrauches sich erheben kann, als thermischen Verlust einer Dampfmaschine.

Dazu kommt der Übelstand, daß der Dampf, wenn nicht überhitzt, stets schon Wasser mit sich führt. Teils hat er den Kessel als nasser Dampf verlassen, d. h. er hat aus demselben mechanisch Wasser mitgerissen, teils führt er infolge der Kondensation in der Rohrleitung dem Zylinder erhebliche Wassermengen zu. Da auch dieses Wasser in der Ausblaseperiode vermöge der Wärmeabgabe des Zylinders größtenteils mitverdampft wird, so ist die Wärmemenge, die der Zylinderwand entzogen wird, ganz bedeutend.

Durch Dampfmäntel, mit denen eine äußere Zylinderheizung durch Frischdampf vorgenommen wird, kann dieser Wärmeverlust erfahrungsgemäß nur unwesentlich vermindert werden, da sich die mittlere

Zylindertemperatur nicht erheblich über diejenige, welche bei Nichtanwendung des Dampfmantels herrscht, erhöhen läßt. Zudem verursacht ein Dampfmantel¹⁾ wieder einen Wärmeverlust durch seine eigene Dampfkondensation.

Bei Anwendung der Dampfüberhitzung gestaltet sich die Sache ganz anders. Der überhitzte Dampf kann in der Rohrleitung und während der Einströmungsperiode wohl eine gewisse Temperaturerniedrigung, aber keine Kondensation erfahren. Wenn man ferner die Überhitzung so weit treibt, daß der Dampf, der im Zylinder gearbeitet hat, kurz vor der Ausströmung in die Luft oder in den Kondensator noch mäßig überhitzt oder mindestens noch trocken ist, so werden die Zylinderwandungen nicht durch Kondensation benetzt, sie bleiben trocken, und der große thermische Verlust, der bei Verwendung gesättigten Dampfes durch Abdampfen während der Ausblaseperiode eintritt, wird vermieden.

Nach Untersuchungen von Hirn gehen bei gesättigtem Dampfe bis zu 40 Proz. der dem Zylinder zugeführten Dampfmenge durch Kondensation verloren. Durch genügend hoch überhitzten Dampf ist es möglich, diese hohen Verluste ganz zu vermeiden, gewiß ein Beweis für den großen Wert der Dampfüberhitzung.

Außerdem werden die Gefahren der Wasserschläge im Zylinder, die lediglich die Folgen des mitgerissenen und kondensierten Wassers sind, vollkommen beseitigt.

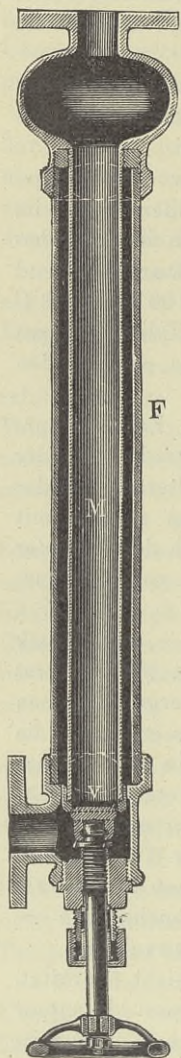


Fig. 171. Kondenswasserableiter für Dampfmäntel.

¹⁾ Ein vorhandener Dampfmantel kann sogar schädlich wirken, wenn bei unaufmerksamer Bedienung der wachhabende Maschinist nicht stets für eine gründliche Entwässerung des Dampfmantels sorgt. Um nun den Wirkungsgrad der Mantelheizung nicht lediglich von der Aufmerksamkeit des Personals abhängig zu machen, versieht man die Dampfmäntel mit einer selbsttätigen Kondenswasserableitung nach Fig. 171. Die Wirkung dieses Apparates beruht auf ungleicher Ausdehnung verschiedener Metalle durch die Wärme. Dieses physikalische Gesetz ist in der Weise wirksam gemacht, daß eine Metallröhre *M*, welche am oberen Ende in einem weiteren Gußeisenrohre *F* befestigt ist, mit dem anderen Ende frei in dasselbe hineinragt und dort durch einen Ventilkegel *v* abgedichtet wird; dieser Kegel wird durch eine Spindel so eingestellt,

daß das Ventil eben geschlossen ist, wenn die Metallröhre die Dampfwärme besitzt. Tritt nun Kondenswasser ein, so verkürzt sich durch die geringere Wärme desselben die Metallröhre und das Wasser tritt aus der sich bildenden Spalte zwischen Kegel und Ventilsitz aus, bis durch erneuten Dampfzutritt wieder Ausdehnung und damit Abdichtung erfolgt.

Sind diese aus der höheren Temperatur des überhitzten Dampfes resultierenden Vorteile sehr bedeutend, so bringt das um 30 bis 40 Proz. vergrößerte Volumen nicht geringere mit sich. Infolge des weit größeren Volumens des überhitzten Dampfes genügt ein weit geringeres Gewicht an Dampf, um den Zylinder zu füllen, d. h. die gleiche Leistung wird durch eine geringere Dampfmenge hervorgebracht und damit bei jeder Zylinderfüllung ein beträchtliches Gewicht an Dampf gespart. Auch die Menge des Kühlwassers und die Arbeit der Luftpumpe wird durch die Anwendung überhitzten Dampfes bedeutend vermindert.

Wirkung der Dampfüberhitzung auf die Rohrleitung.

Schon lange vor Eintritt in den Zylinder zeigt sich die Überlegenheit des überhitzten Dampfes über den gesättigten. Bei genügend hoher Überhitzung kann überhitzter Dampf in der Rohrleitung nicht kondensieren. Es werden dadurch die bei gesättigtem Dampfe ganz unvermeidlichen und manchmal ungeheuer hohen Kondensationsverluste vermieden.

Es könnte den Anschein haben, daß wegen der hohen Temperaturen bei überhitztem Dampfe in der Rohrleitung ein größerer Wärmeverlust als bei gesättigtem Dampfe stattfände. Demgegenüber ist aber zu bedenken, daß der Wärmeübergang von trockenem oder überhitztem Dampfe in eine Metallwand weit träger ist als bei nassem Dampfe.

Der Spannungsabfall in der Leitung und die damit verbundenen Verluste werden durch die Überhitzung auch wesentlich eingeschränkt. Der nasse Dampf ist spezifisch schwerer und deshalb viel empfindlicher gegen Reibung, Stoßwiderstände und Wirbelungen als der trockene oder überhitzte. Auch die Adhäsion (Anhaften) an den Rohrwandungen ist infolge des mitgeführten Wassers bei jenem weit größer. Der trockene oder überhitzte Dampf ist dagegen als ein absolut elastischer Körper zu betrachten, der bei Krümmungen und plötzlichen Querschnittsänderungen wenig von seiner Spannung einbüßt.

Außerdem wird die bisherige große Anzahl von Kondenstöpfen und Wasserabscheidern entbehrlich, wodurch die Leitungen um ein beträchtliches vereinfacht und verbilligt werden. Eine weitere Verbilligung ist sodann dadurch möglich, daß man bei überhitztem Dampfe die bisherigen Dampfgeschwindigkeiten von 30 bis höchstens 40 m pro Sekunde weit überschreiten und bis etwa 100 m pro Sekunde gehen kann. Bei größeren Dampfgeschwindigkeiten sind aber weit geringere Rohrdurchmesser statthaft, die außer dem Vorteil der Gewichtersparnis und der Billigkeit auch den des geringeren Wärmeverlustes haben. Es wird also bei Verwendung überhitzten Dampfes in den Rohrleitungen nicht nur am Dampfe selbst gespart, sondern auch an den Kosten der Rohrleitung.

Wirkung der Überhitzung auf den Dampfkessel.

Bei Anwendung der Überhitzung ist es infolge des größeren Volumens des Dampfes und der Vermeidung der Dampfkondensation nicht mehr erforderlich, so viel Dampf wie früher zu erzeugen, d. h. der Dampfkessel braucht weniger angestrengt zu werden wie früher. Es sinkt aber mit der produzierten Dampfmenge auch die Menge der verfeuerten Kohlen. War der Kessel vorher stark angestrengt, so wird

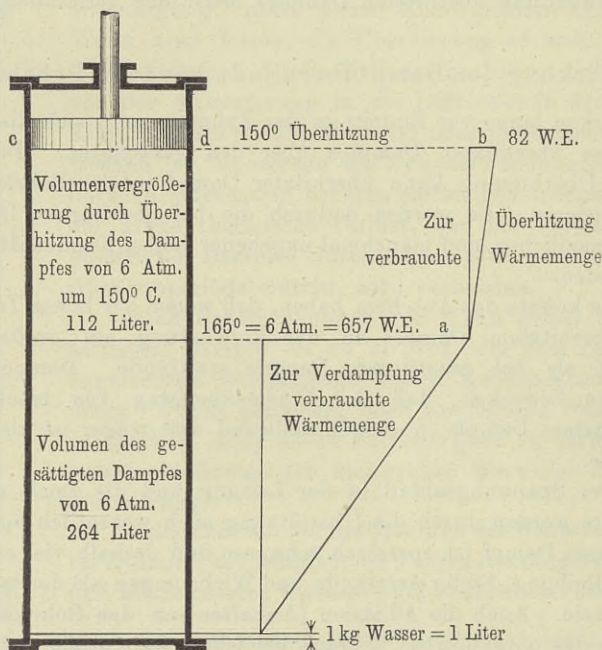


Fig. 172. Graphische Darstellung der Brennstoffersparnis bei Anwendung von Dampfüberhitzung.

jetzt ein normaler Betrieb ermöglicht, der außer Schonung des Kessels noch eine bessere Ausnutzung des Brennmaterials mit sich bringt. Die Ausnutzung wird noch mehr verbessert dadurch, daß auch die zur Überhitzung erforderliche Wärme den Heizgasen entzogen wird. Die Heizgase treten fast immer mit viel höherer Temperatur in den Schornstein, als es zur Erzielung des erforderlichen Zuges nötig ist. Die zur Dampfüberhitzung aufzuwendende Wärme ist nur gering.

Verdampft man z. B., wie die Fig. 172 zeigt, in einem Zylinder 1 kg Wasser von 0°C, so wird das Volumen desselben steigen und bei 6 Atm. 264 Liter betragen. Die zu dieser Verdampfung aufzuwendende Wärmemenge wächst genau in demselben Maße wie das Volumen und beträgt schließlich 657 W.-E.; sie mag durch die horizontale Strecke *a*

dargestellt sein. Überhitzt man nun den Dampf von 6 Atm., der als gesättigter Dampf eine Temperatur $= 165^{\circ}\text{C}$ hat, auf 315°C , d. h. um 150°C , so steigt dabei, wenn der Druck konstant gehalten wird, das Dampfvolument um 112 Liter bis zur Linie $c-d$. Der zur Überhitzung aufgewendeten Wärmemenge von nur 82 W.-E. entspricht die Horizontale b . Der Vergleich der Linien a und b gibt also ein anschauliches Bild von der zur Überhitzung erforderlichen geringen Wärmemenge im Vergleich zu der zur Verdampfung aufgewendeten.

Es findet hiernach die in der Praxis überall durch Dampfüberhitzung erreichte Kohlenersparnis ihre deutliche Erklärung. Wie hoch sich diese Ersparnis beläuft, wird einestheils von der Güte des Überhitzers, anderentheils von den Verhältnissen der Maschinen- und Kesselanlagen abhängen. Genaue Versuche der Kesselüberwachungsvereine haben in vielen Fällen bis 30 Proz. Ersparnis ergeben, und es sind andere Fälle bekannt, wo bei Kesselanlagen mit Einführung der Überhitzung die Rostfläche verkleinert oder bis ein Viertel der Kesselheizfläche ganz außer Betrieb gesetzt werden konnte.

Aber noch nach einer anderen Richtung wird die Kesselleistung durch die Überhitzung verbessert. Wurde infolge von Überanstrengung bisher nasser Dampf erzeugt, so hört dieser Übelstand bei dem nun eintretenden normalen Betriebe von selbst auf; wo aber der nasse Dampf die Folge schlechter Kesselkonstruktion ist, da wird der Dampf selbstverständlich durch Nachverdampfung im Überhitzer von dem mitgerissenen Wasser vollkommen befreit und getrocknet, ehe er überhitzt wird.

Faßt man nach dem Gesagten die Vorteile der Dampfüberhitzung kurz zusammen, so ergeben sich als Vorteile beim Dampfmaschinenbetriebe:

1. Die Verdampfung des aus dem Kessel mitgerissenen Wassers;
2. ein bis 40 Proz. vergrößertes Dampfvolument;
3. eine bessere Ausnutzung des dem Zylinder zugeführten Dampfes und daraus sich ergebender besserer Wirkungsgrad der ganzen Maschinenanlage;
4. die Vermeidung der gefährlichen Wasserschläge;
5. die Entlastung und damit Schonung des Kessels;
6. die Verbesserung des Wirkungsgrades der Kesselanlage;
7. die daraus entstehende Kohlenersparnis, die zwischen 10 und 30 Proz. beträgt;

und bei Neuanlagen:

8. Verbilligung der Rohrleitungen;
9. Erübrigung neuer Kessel oder Ermöglichung kleinerer Heizflächen.

Konstruktive Bedingungen beim Bau von Überhitzerapparaten.

Es handelt sich jetzt, nachdem die Schwierigkeiten, die die Dampfüberhitzung bietet, überwunden sind, also vor allen Dingen darum, einen Apparat zu bauen, der alle die nötigen Eigenschaften besitzt, welche von einem praktisch verwertbaren Überhitzer verlangt werden können. Diese konstruktiven Bedingungen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Eine zweckmäßige Heißdampfeinrichtung muß:

1. ohne Anstand den Dampf auf hohe Temperaturen (bis etwa 350° C) überhitzen und halten können;
2. möglichst wenig Raum beanspruchen, also die größtmögliche und wirksamste Heizfläche im kleinsten Raume bieten und absolut betriebssicher sein;
3. genügende Größe besitzen, um möglichst wenig von den Temperaturschwankungen in den Feuerungen beeinflusst zu werden, und schließlich
4. ohne Mühe reguliert und gereinigt werden können und leicht zugänglich sein.

Nur solche Überhitzerkonstruktionen bieten eine Aussicht auf Erfolg, die diesen Bedingungen nach jeder Richtung hin völlig gerecht werden.

Abgesehen von den Konstruktionen Schwoerers, die im Landbetriebe eine sehr große Verbreitung erfahren haben, kam besonders im Anfange der neunziger Jahre des vorigen Jahrhunderts der hochüberhitzte Dampf (Heißdampf) durch die erfolgreichen Arbeiten des Zivilingenieurs Wilhelm Schmidt in Kassel-Wilhelmshöhe im ortsfesten (stationären) Dampfmaschinenbau zur Einführung.

Seit dieser Zeit hat sich der Landmaschinenbau und in neuerer Zeit (seit 1898) auch der Lokomotivbau die großen Vorteile des Heißdampfes nach Schmidtschem System in steigendem Maße zunutze gemacht, wie aus der Tatsache erhellt, daß bis heute bereits über 2200 Heißdampflokomotiven Schmidtscher Konstruktion im Betriebe und Bau stehen, die sich auf über 40 in- und ausländische Bahnverwaltungen verteilen.

In gerechter Würdigung des gerade für den Schiffsmaschinendienst ungemein wichtigen Betriebes mit Heißdampf ist man auch auf diesem Gebiete in den letzten Jahren in wachsendem Umfange zur Anwendung der Überhitzung geschritten, wodurch ein bedeutungsvoller Fortschritt in der Entwicklung der Schiffsmaschine, zunächst in der Binnenschifffahrt, herbeigeführt worden ist.

Durch die Versuche an ortsfesten Dampfmaschinen ist die große Überlegenheit des Heißdampfes längst erwiesen und die bisher aus-

geführten Heißdampfananlagen auf Schiffen haben diese Ergebnisse nicht nur bestätigt, sondern sogar noch übertroffen.

Beispielsweise kühlt sich infolge der geringen Tourenzahl bei Radbooten der Dampf verhältnismäßig schnell ab. Der Kondensationsverlust des Naßdampfes in den Zylindern ist daher hier noch größer als bei Landmaschinen. Dieser Verlust wird bei Heißdampfmaschinen vermieden, mithin ist bei Raddampfern die Kohlenersparnis (die etwas geringer als die Dampfersparnis ist) größer als bei ortsfesten Maschinen gleicher Größe und beträgt bei etwa 150° Überhitzung etwa 30 Proz.

Bei Schraubenbooten ist selbstredend die Brennmaterialienersparnis nicht erheblich geringer; dieselbe beziffert sich bei genannter Überhitzungshöhe immerhin auf etwa 25 Proz.

Die Anwendung des Heißdampfes bietet neben der Verminderung des Kohlen- und Wasserverbrauches den weiteren Vorteil, die Schiffsmaschinenanlage selbst nicht unwesentlich vereinfachen zu können. Mit der Beseitigung der Zylinderkondensation fällt selbstverständlich auch die Notwendigkeit einer Verteilung der Expansion auf eine größere Anzahl Zylinder in der jetzt üblichen Weise fort, und es kann daher z. B. an Stelle der Vierfach-Expansionsmaschine in Zukunft die Dreifach-Expansionsmaschine treten, während man diese letztere in den jetzt gebräuchlichen Anwendungsfällen mit Vorteil durch die einfache Verbundmaschine zu ersetzen vermag.

Schiffskessel mit Überhitzern nach System Schmidt wurden zuerst im Jahre 1898 seitens der Firma Gebr. Sulzer in Winterthur für Dampfboote der Schweizer Seen ausgeführt und fanden auf diesen Binnengewässern schnell Eingang, weil dort die Brennstoffkosten verhältnismäßig hoch sind und dementsprechend der durch die Kohlenersparnis erzielte Gewinn intensiver in die Erscheinung tritt. Die günstigen Resultate des Heißdampfbetriebes auf Schiffen der Schweizer Seen veranlaßten sehr bald die Einführung auf Schiffen der oberitalienischen Seen, dem Bodensee, der Oder, Donau, Wolga usw. Nach Bewährung dieser Heißdampfananlagen auf den vorerwähnten Binnengewässern ist man auch, die großen Vorteile dieser technischen Neuerung nicht verkennend, mit bestem Erfolge zur Anwendung der Überhitzung nach Schmidtschem System auf großen Rheindampfern, transatlantischen Dampfern und Kriegsschiffen geschritten. Bis Anfang September 1907 sind bereits 101 Binnensee-, Fluß- und transatlantische Dampfer sowie Kriegsschiffe mit zusammen rund 60 000 Pferdekraften mit Schmidt-scher Überhitzung ausgerüstet worden.

Zeitigten schon die Ausführungen für die Schweizer und oberitalienischen Seen günstige ökonomische Resultate, so ergaben sich aus den genau durchgeführten Ermittlungen bei den im Jahre 1905 mit Schmidtschen Überhitzern und einfacher Verbundmaschine ausgerüsteten Rheindampfern „F. Haniel I“ (1000 PS_i) und „Hugo Stinnes I und II“ (je 1350 PS_i) Ersparnisziffern, welche die der mo-

dernsten Dreifach-Expansionsmaschinen erheblich übertreffen. Es bedarf hiernach keines weiteren Beweises, daß sich in derselben Weise, wie sich im Lokomotivbetrieb die Überlegenheit der Heißdampfzwillingsmaschine über die Naßdampfverbundmaschine gezeigt hat, das System der Dreifach-Expansions-Naßdampfmaschine mit hohem Druck heute von der einfachen Verbundmaschine mit Heißdampftrieb, welche, abgesehen von dem bedeutenden ökonomischen Nutzen, auch noch die großen Vorteile des einfacheren Maschinensystems, sowie der geringeren Anlage- und Betriebskosten und auch des geringeren Maschinengewichtes aufweist, überholt ist bzw. mit Vorteil ersetzt werden kann.

Beschreibung der Schmidtschen Überhitzerkonstruktionen für Schiffskessel.

Diese Heißdampfeinrichtungen werden in vier verschiedenen Konstruktionen ausgeführt, und zwar als:

1. Flammrohrüberhitzer für neue Kessel;
2. Feuerröhrenüberhitzer für neue und bestehende Schiffskessel;
3. Schornstein- und Rauchkammerüberhitzer für vorhandene Kesselanlagen.
4. direkt gefeuerter Überhitzer.

Die drei zuerst genannten Überhitzerbauarten haben den auf Schiffen außerordentlich ins Gewicht fallenden Vorzug, keinen besonderen Raum für sich zu beanspruchen und in keiner nennenswerten Weise die Konstruktion des seit Jahrzehnten gebräuchlichen Schiffszylinderskessels zu verändern.

1. Der Flammrohrüberhitzer für neue Kessel.

Diese Konstruktion besteht aus einer Anzahl U-förmiger Röhren (Fig. 173 bis 175), die kreisförmig angeordnet und in die angeschraubte Bodenwand einer Ringkammer eingewalzt sind. Der Dampf tritt in einen der Ringräume dieser Dampfverteilungskammer und gelangt nach ein- bis dreimaliger Durchströmung der U-Röhren überhitzt nach dem zweiten bzw. dritten Ringraume und von hier nach der Maschine. Der Dampf wird so geführt, daß er zuerst die äußeren langen und zuletzt die inneren kurzen Röhren durchströmt. Dadurch wird erreicht, daß die Feuergase bei ihrem Eintritt auf den kältesten Dampf auftreffen und somit die Röhren, auf welche die heißesten Gase stoßen, am wirksamsten gekühlt werden. Weiter hat diese Rohranordnung den Vorteil, daß die Gase bei ihrem Austritt aus dem Überhitzer die kältesten Rohrwandungen berühren und sich auf diese Weise tief abkühlen.

Die die Überhitzerröhren umspülenden Feuergase entweichen aus dem Überhitzerraum durch Öffnungen, welche mittelst eines Regulierschiebers abschließbar sind. Die Schiebereinrichtung gestattet nicht nur die Höhe der Überhitzung zu regeln, sondern auch den Über-

hitzer, z. B. beim Anheizen des Kessels, auszuschalten. Man kann diese Reguliervorrichtung auch automatisch betätigen oder zwangsläufig mit dem Dampf einlaßventil der Maschine verbinden, derart, daß der Über-

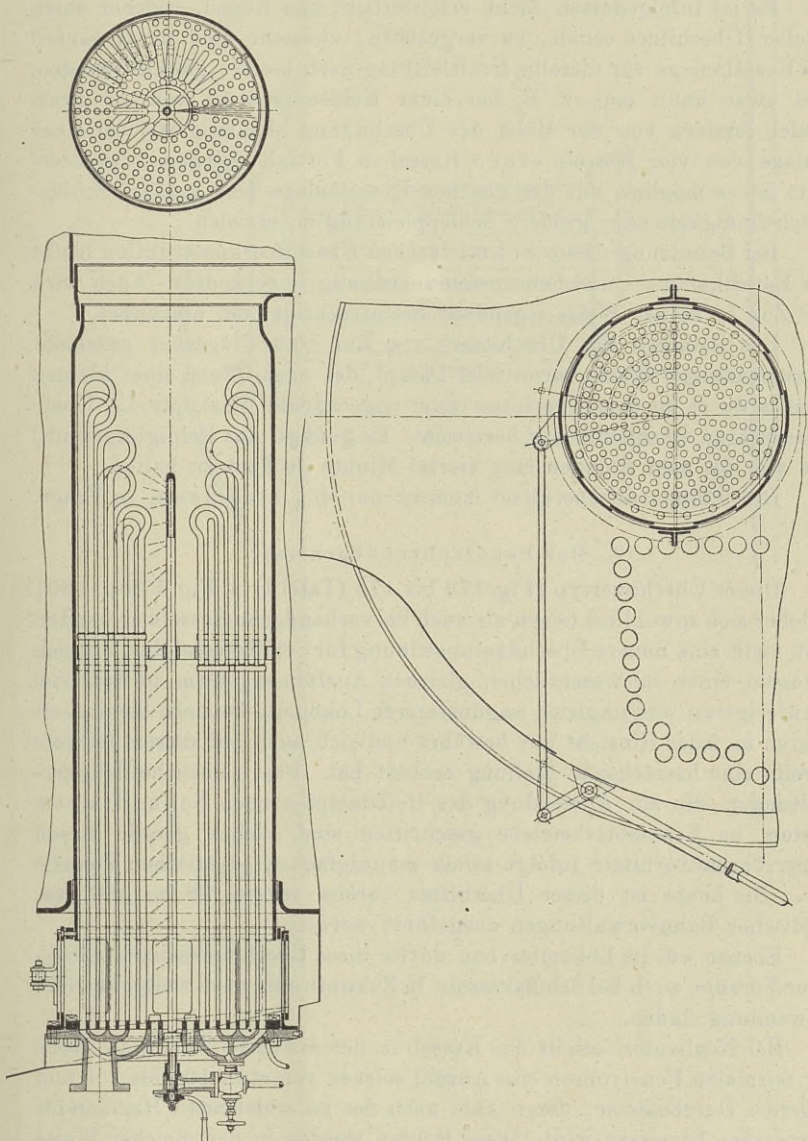


Fig. 173 bis 175. Flammrohrüberhitzer für neue Kessel.

hitzer beim Stillstande der Maschine der Einwirkung des Feuergasstromes entzogen ist.

Ein Teil der Feuerröhren wird zwar durch das zur Aufnahme des Überhitzers eingezogene weite Rauchrohr verdrängt, indessen erfolgt

durch diesen Überhitzer eine ebenso gute Ausnutzung der Feuergase, wie wenn letztere die in Fortfall gekommenen Feuerröhren durchströmen.

Es ist infolgedessen nicht erforderlich, den Kessel, welcher einen solchen Überhitzer erhält, zu vergrößern, vielmehr darf im Gegenteil die Kesselanlage für dieselbe Kraftleistung noch kleiner gewählt werden, und zwar kann man z. B. bei einer Kohlenersparnis von 25 Proz. (welch letztere von der Höhe der Überhitzung abhängig ist) bei einer Anlage von vier Kesseln einen Kessel in Fortfall bringen. Andererseits ist es möglich, mit der gleichen Kesselanlage eine größere Schiffsgeschwindigkeit oder größere Schleppleistung zu erzielen.

Bei Benutzung dieser Schmidtschen Überhitzerkonstruktion bleibt die Rauchkammer- und Schornsteinanordnung unverändert. Auch wird der Zug in keiner Weise irgendwie beeinträchtigt oder erschwert.

Das Reinigen des Überhitzers von Ruß und Flugasche geschieht in zuverlässiger Weise vermittelt Dampf, der nach Öffnen eines kleinen Ventils durch in dem Überhitzerraum angeordnete Blasköpfe die Überhitzerröhren strahlenförmig bestreicht. Es genügt, das Reinigungsventil alle vier bis acht Stunden eine viertel Minute geöffnet zu halten.

Der Flammrohrüberhitzer kommt nur für neue Kessel in Frage.

2. Der Feuerröhrenüberhitzer.

Dieser Überhizertyp [Fig. 176 bis 178 (Tafel I) u. Fig. 179 u. 180], welcher sich sowohl bei neuen als auch bei vorhandenen Kesseln anwenden läßt, stellt eine neuere Überhitzeranordnung für Schiffskessel dar, die sich indessen einer im wesentlichen gleichen Ausführungsform in dem viel schwierigeren und ungleich ungünstigeren Lokomotivbetriebe bereits seit Jahren in jeder Hinsicht gut bewährt und sich auch auf diesem Gebiete bereits eine herrschende Stellung erobert hat. Fast sämtliche Bahnverwaltungen, die zur Anwendung des Heißdampfes nach Schmidtschem System im Lokomotivbetriebe geschritten sind, ziehen gerade diesen Feuerröhrenüberhitzer infolge seiner mannigfachen praktischen Vorteile vor. Bis heute ist dieser Überhitzer bereits seitens 39 in- und ausländischer Bahnverwaltungen ausgeführt worden.

Ebenso wie im Lokomotivbau dürfte diese Überhitzerbauart infolge ihrer Vorzüge auch bei Schiffskesseln in Zukunft eine noch weitgehendere Anwendung finden.

Bei Neubauten erhält der Kessel in der mittleren Partie an Stelle der normalen Feuerröhren eine Anzahl solcher von etwa 100 bis 150 mm äußerem Durchmesser, deren Zahl nach der zu erzielenden Heißdampf-temperatur bemessen wird. Diese Röhren werden in der gleichen Weise wie die normalen Feuerröhren in die Rohrwände eingewalzt. In jede dieser Feuerröhren größeren Durchmessers wird ein Überhitzerelement, bestehend aus vier oder sechs nahtlosen Stahlröhren, hineingesteckt, welch letztere in der Rauchkammer nach oben abgebogen und in einen

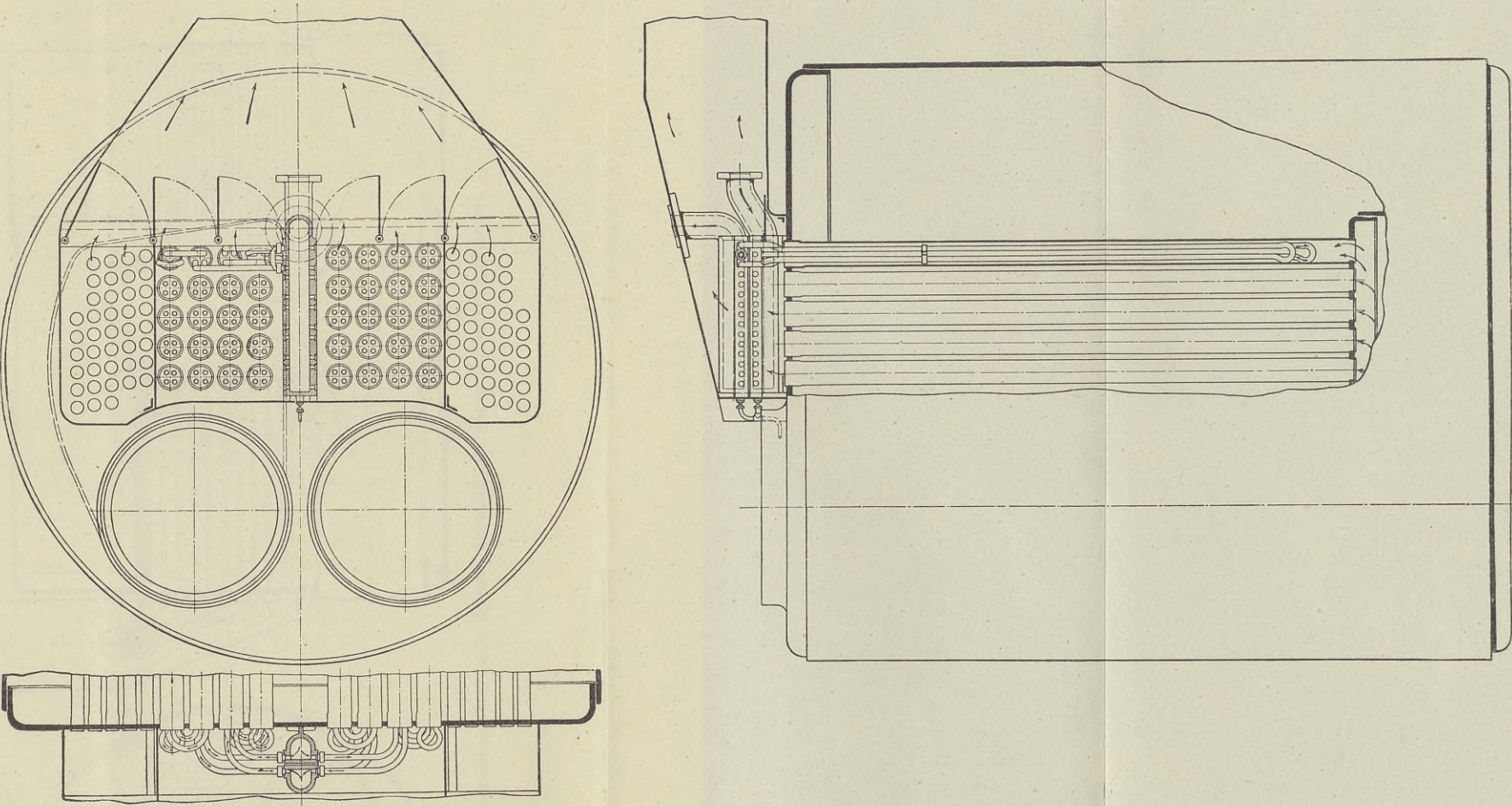


Fig. 176 bis 178. Feuerröhrenüberhitzer, System Schmidt.

Zu Seite 207.

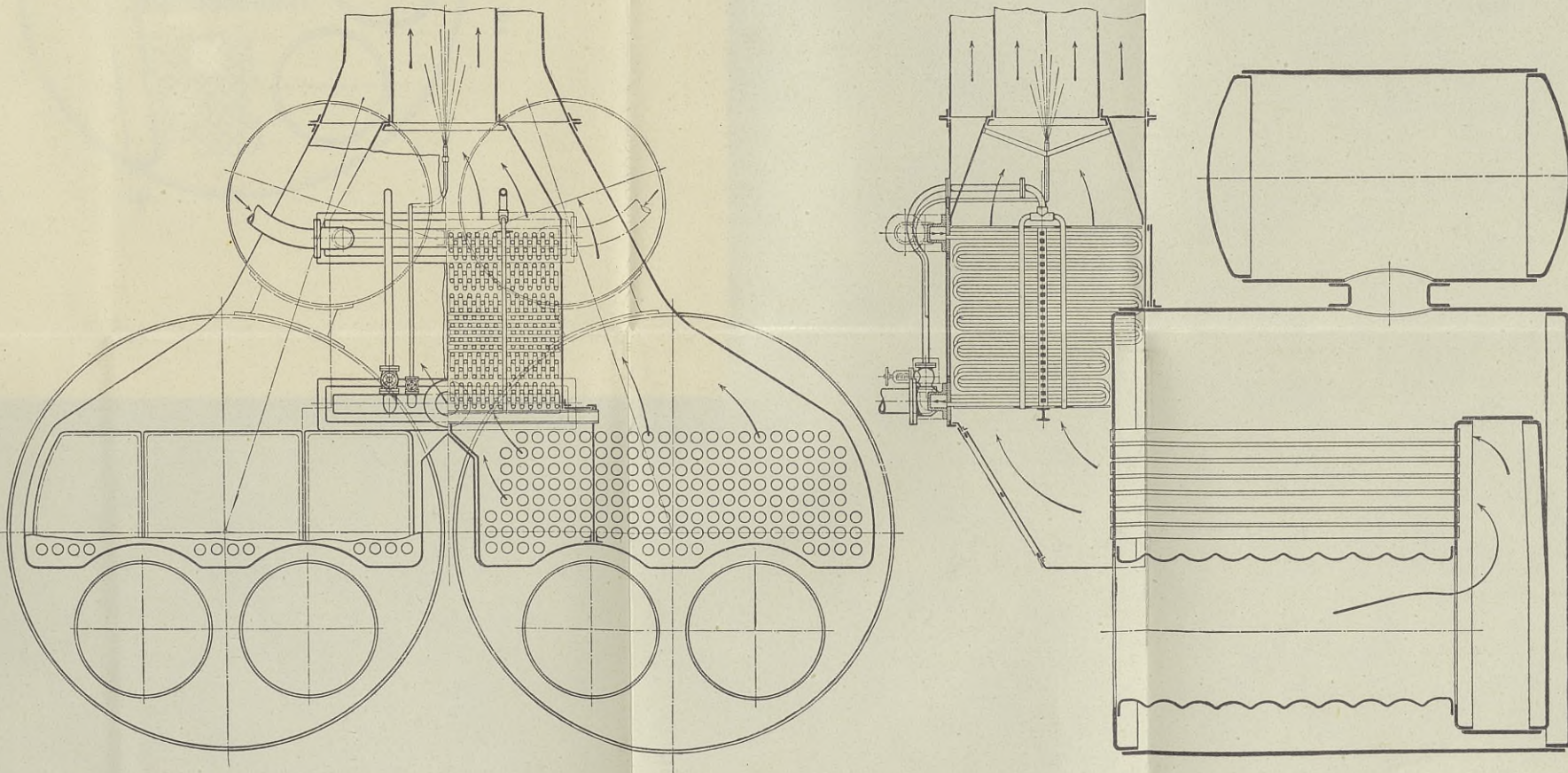


Fig. 181 u. 182. Rauchkammer- oder Schornsteinüberhitzer, System Schmidt.

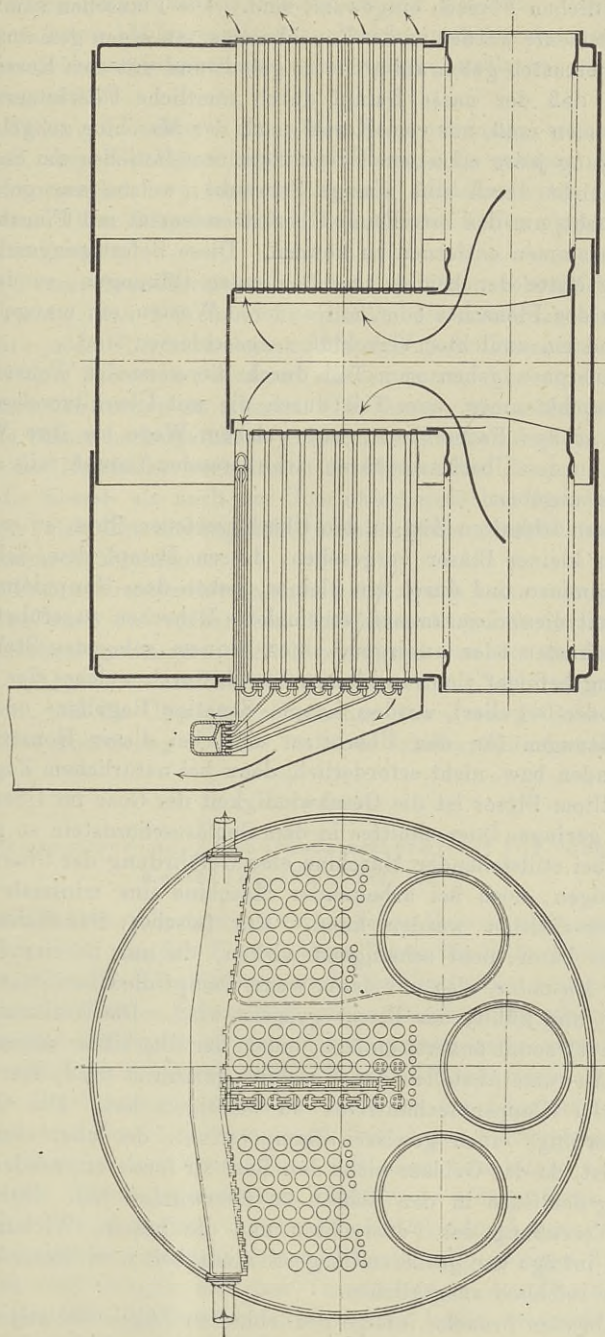


Fig. 179 u. 180. Feuerröhrenüberhitzer, System Schmidt, an einem Zylinderdoppelkessel.

gemeinschaftlichen Flansch eingewalzt sind. Die Flanschen sämtlicher Überhitzerelemente werden in der Rauchkammer an einen gemeinschaftlichen Sammelkasten geschraubt, der so geteilt und mit dem Kessel verbunden ist, daß der nasse Dampf durch sämtliche Überhitzerröhren hindurchströmen muß, um vom Kessel nach der Maschine zu gelangen. Die Befestigung jedes einzelnen Überhitzerröhrenflansches am Sammelkasten geschieht durch eine einzige Schraube, welche nur gelöst zu werden braucht, um das betreffende Überhitzerelement mit Flansch und Schraube zusammen entfernen zu können. Diese Befestigungsschraube sitzt in der Mitte der beiden abzudichtenden Öffnungen, so daß ein Schiefziehen des Flansches oder, mit anderen Worten, ein mangelhaftes Anliegen und ein undichter Verschluß ausgeschlossen sind.

Die Feuergase gehen zum Teil durch die normalen Feuerröhren nach der Rauchkammer, zum Teil durch die mit Überhitzerelementen versehenen großen Feuerröhren, auf welchem Wege sie ihre Wärme teils an den in den Überhitzerröhren zirkulierenden Dampf, teils an das Kesselwasser abgeben.

Um einen lebhaften Zug in den Überhitzerfeuerröhren zu erzielen, ist noch ein kleiner Bläser vorgesehen, dessen Dampf dem Schieberkasten entnommen und durch ein kleines, neben dem Hauptdampfrohr laufendes, mit diesem zusammen verkleidetes Röhrchen zugeführt wird. Am Schieberkasten oder an irgend einer bequem gelegenen Stelle der Dampfleitung befindet sich ein kleines Ventil, durch welches der Bläser abgestellt oder reguliert werden kann. Sonstige Regulier- oder Absperrvorrichtungen für den Überhitzer sind bei dieser Konstruktion nicht vorhanden bzw. nicht erforderlich, denn bei natürlichem Zug, d. h. bei abgestelltem Bläser ist die Geschwindigkeit der Gase im Überhitzer infolge des geringen Querschnittes in dem Gebläseschornstein so gering, daß weder bei stillstehender Maschine eine Gefährdung der Überhitzerröhren erfolgen, noch bei arbeitender Maschine eine minimale Überhitzung überschritten werden kann. Ein falsches Handhaben des Bläserventils kann nicht schädigend wirken, da nur bei im Betrieb befindlicher Maschine, also nur dann, wenn Dampf die Überhitzerröhren durchströmt und kühlt, der Bläser gespeist wird. Die Bedienung des Überhitzers ist somit äußerst einfach, indem der Überhitzer automatisch durch das An- und Abstellen der Maschine geschützt wird, der Heizer also keinerlei Klappenmechanismus zu betätigen hat. Das Gebläse bedingt allerdings einen gewissen Dampfverlust, der aber recht unbedeutend ist, da das Gebläse nicht den Rost zu forcieren, sondern nur die Reibung der Gase in den Röhren zu überwinden hat. Durch die geringere Verrußung der Feuerröhren und die bessere Wirkung der Heizflächen infolge der größeren Gasgeschwindigkeit wird dieser Verlust aber wieder reichlich ausgeglichen.

Das Abrußen braucht infolge des lebhaften Zuges viel seltener zu geschehen als bei den übrigen Feuerröhren, und erfolgt am gründ-

lichsten durch Dampf mittels Schlauches mit Blasrohr oder auch mit Hilfe einer festen Abblasevorrichtung, welche nach Art des von Essenschen Feuerröhrenreinigers ein reihenweises Ausblasen während des Betriebes gestattet.

In Fällen, bei denen ein guter Schornsteinzug vorhanden ist, kann man den Hilfsbläser auch entbehren. Es müssen dann aber Klappen vorgesehen werden, welche ein Abstellen und Regulieren ermöglichen. Diese Klappen sind in den meisten Fällen ohne Schwierigkeiten anzubringen.

Der Feuerröhrenüberhitzer hat vor dem Flammrohrüberhitzer den Vorteil voraus, daß bei einem eventuellen Defektwerden einer Überhitzerröhre jedes Überhitzerelement für sich nach Lösen einer einzigen Schraube ohne Zeitverlust entfernt werden kann, ohne an den übrigen Überhitzerteilen rühren zu müssen. Da ferner, wie schon gesagt, die durch die Bläser herbeigeführte größere Gasgeschwindigkeit die Wirksamkeit der Heizfläche verbessert, so können bei dieser Anordnung sowohl die Kessel- als auch die Überhitzerheizflächen für eine gewisse Leistungs- und Überhitzungshöhe etwas kleiner gewählt werden als beim Flammrohrüberhitzer.

Der Feuerröhrenüberhitzer eignet sich durch seine sehr praktische Anordnung auch für vorhandene Schiffskessel, jedoch ist hierbei ein lichter Minimaldurchmesser der Feuerröhren von 70 bis 75 mm Bedingung. Abgesehen von dem Durchmesser der Überhitzerfeuerröhren und davon, daß die Überhitzerröhren nur aus einem U-Rohr bestehen, weicht diese Anordnung von der für neue Schiffszylinderkessel üblichen nicht ab.

3. Rauchkammer- oder Schornsteinüberhitzer für vorhandene Kessel (Fig. 181 u. 182, Taf. I).

Sind die Feuerröhren eines vorhandenen Kessels nicht groß genug im Durchmesser, um den Einbau eines Feuerröhrenüberhitzers zu gestatten, so wird der Überhitzer je nach den Umständen entweder in der Rauchkammer oder im Schornstein untergebracht. Da aber die Temperaturen der Feuergase in der Rauchkammer unter normalen Verhältnissen nicht hoch genug sind, um eine nennenswerte, d. h. nutzbringende Überhitzung zu erzielen, so wird der Überhitzer nur mit einem Teil, und zwar mit etwa einem Drittel der Feuerröhren, in Verbindung gebracht und durch diese mit dem Überhitzer verbundene Röhrenpartie mittels eines kleinen Hilfsblägers ein größeres Quantum Gase mit etwa doppelter Geschwindigkeit hindurchgesaugt. Dieses große Gasquantum bestreicht eine verhältnismäßig geringe Kesselheizfläche und tritt deshalb mit einer Temperatur in den Überhitzer ein, die eine gute Überhitzung vermittelt einer leicht unterzubringenden Überhitzerheizfläche ermöglicht.

Das durch die nicht mit dem Überhitzer in Verbindung stehenden normalen Feuerröhren streichende, verhältnismäßig kleine Gasquantum kann sich (weil es eine im Verhältnis zur Gasmenge vergrößerte Heizfläche berührt) an den Kesselflächen sehr tief abkühlen, so daß der Überhitzereinbau eine bessere Feuergasausnutzung zur Folge hat.

Der Dampfverbrauch des Gebläses ist, wie bereits in der Beschreibung des Feuerröhrenüberhitzers gesagt, unbedeutend, da nicht der Widerstand der Rostfläche, sondern nur der Widerstand in den Feuerröhren und in dem Überhitzer überwunden zu werden braucht.

Von dem gesamten Schornsteinzug verbraucht bekanntlich der Rostwiderstand den größten Teil, während zur Überwindung des Widerstandes in den Röhren nur ein kleiner Teil erforderlich wird. Aus diesem Grunde und besonders da nur ein Teil abgesaugt wird, benötigt das Gebläse nur ein geringes Dampfquantum, da der Rostwiderstand nach wie vor von dem gewöhnlichen Schornsteinzug überwunden wird. Der Dampfverlust des Gebläses wird schon durch die oben bereits angedeutete bessere Feuergasausnutzung gedeckt.

Zwecks Regulierung der Dampftemperatur wird das mit dem Schieberkasten verbundene Gebläse mehr oder weniger in Tätigkeit gesetzt.

Rauchkammer und Schornstein bleiben in den meisten Fällen unverändert; es sind nur einige Wände zwecks Trennung der mit dem Überhitzer in Verbindung gebrachten Feuerröhren von den übrigen Kesseln einzubauen.

Im allgemeinen verdient die Anordnung des Überhitzers im Schornstein den Vorzug, weil hierbei infolge der vertikalen Rohr-anordnung die Gase einen geringeren Zugwiderstand zu überwinden haben und sich außerdem die Reinigung mit Hilfe einer festen Dampf-abblasevorrichtung sehr leicht gestaltet. Die Anlage besteht aus einem Bündel nahtloser Stahlröhren, deren Enden in die Rohrplatten eines Sammelkastens eingewalzt sind, und läßt sich mit Hilfe eines Kranes leicht einbauen und herausnehmen.

Dieser Schornsteinüberhitzer hat sich unter anderen z. B. auf einem größeren Personen- und Frachtdampfer der Nederlandschen Stoomboot Reedery, Rotterdam, recht gut bewährt. Auf der Probefahrt dieses Schiffes wurde eine Brennmaterialersparnis von 24 Proz. gegenüber einer vor dem Einbau unter gleichen Verhältnissen vorgenommenen Fahrt mit Naßdampf erzielt. Im Jahresdurchschnitt betrug die Kohlenersparnis etwa 15 Proz., wobei zu berücksichtigen ist, daß Dampf für Nebenzwecke abgegeben wurde.

Läßt die vorhandene Schornsteinhöhe einen Einbau eines Schornsteinüberhitzers nicht zu, so kann der Überhitzer auch in die Rauchkammer eingebaut werden. Die Reederei Cäsar Wollheim, Breslau, hat mehrere mit Rauchkammerüberhitzern ausgerüstete Dampfer seit einigen Jahren zur vollen Zufriedenheit im Betriebe.

Der Einfluß des hoch überhitzten Dampfes auf die Maschinenanlage.

Der wirtschaftlich günstigste Effekt wird mit Schmidtschen Überhitzern erfahrungsgemäß bei einer Dampftemperatur von etwa 320 bis 350° C erreicht. Es empfiehlt sich daher bei Neubauten, um den vollen Vorteil des Heißdampfes zur Geltung zu bringen, diese hohe Überhitzung anzuwenden. Hierbei ist aber die Verwendung von besonders geeigneten Rundschiebern und beweglichen Stopfbüchsen für den Hochdruckzylinder unerlässlich. Für beide Maschinenelemente besitzt Schmidt in der Praxis erprobte Konstruktionen. Außerdem muß natürlich dieser Zylinder und Kolbenschieber mit schwer siedendem Mineralöl, das heute in zuverlässiger Qualität am Platze ist (z. B. von der Deutschen Vakuum-Öl-Kompagnie), geschmiert werden. Auch bei Kesselerneuerungen für vorhandene Dampfer lassen sich durch Anwendung der hohen Überhitzung, die in diesem Falle einen neuen Hochdruckzylinder mit Kolbenschieber bedingt, sofern nicht bereits Kolbenschiebersteuerung vorhanden ist, annähernd die gleichen ökonomischen Vorteile wie bei einer neuen Schiffsheißdampfanlage erreichen. Es sei an dieser Stelle nur auf den im Jahre 1905 erfolgten Umbau des Rheindampfers „F. Haniel I“ verwiesen. Dieser Radschlepper von etwa 1000 PS_i, ein etwa 20 Jahre altes Boot, erhielt anlässlich der Kesselerneuerung Flammrohrüberhitzer Schmidtscher Konstruktion für etwa 300° C und einen neuen Hochdruckzylinder mit Rundschieber, im übrigen blieb die Maschine unverändert. Auf der Probefahrt wurden bei abgesperrtem, außer Betrieb gesetztem Überhitzer stündlich 1,1 Tonnen Kohlen verbrannt, während mit Heißdampf unter ganz gleichen Verhältnissen nur 0,8 Tonnen Kohle pro Stunde gebraucht wurden. Durch diesen Umbau in eine Heißdampfanlage ist dieses Boot ohne weiteres zu einem der modernsten Schleppdampfer auf dem Rhein umgestaltet worden, das nach jeder Richtung hin erfolgreich in Wettbewerb mit den anderen Rheinschleppern neuester Bauart treten kann.

Will man indessen bei vorhandenen Dampfern anlässlich der Kesselerneuerung keinen derartigen Umbau der Maschine vornehmen, so wird man sich mit mäßiger Überhitzung bis etwa 260° C begnügen müssen, bei welcher Temperatur eine Änderung der mit dem überhitzten Dampf in Berührung kommenden Teile der Maschine nicht erforderlich ist.

Beim Einbau von Feuerröhren- oder Rauchkammer- bzw. Schornsteinüberhitzern für mäßige Überhitzung (bis etwa 260° C) in vorhandene Schiffskessel würden also an der Maschine keinerlei Änderungen vorzunehmen sein, abgesehen von einer Umlegung der Hauptdampfrohrleitung, welche indessen keine nennenswerten Kosten verursacht. Selbstredend kann die Dampfleitung so eingerichtet werden, daß auch ohne weiteres Naßdampf in die Zylinder geleitet werden kann.

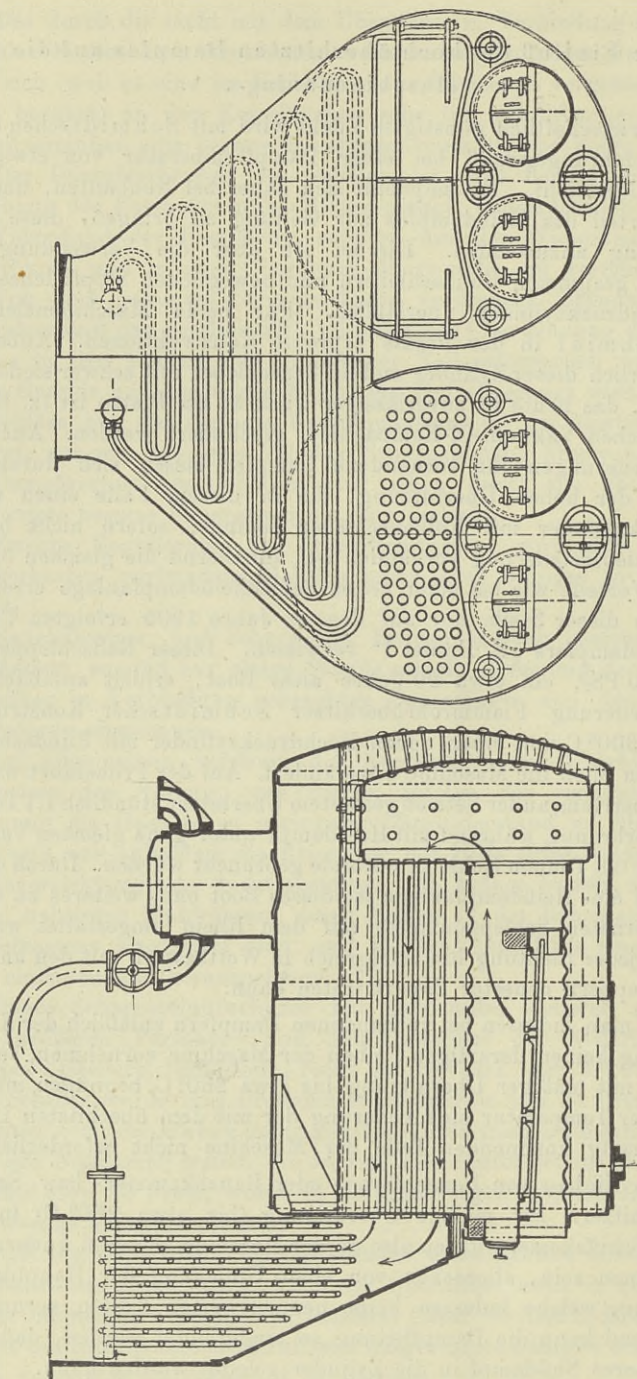


Fig. 183 u. 184. Dampfüberhitzer für Schiffskessel der Rheinischen Dampfkessel- u. Maschinenfabrik Büttner.

Die Brennmaterialersparnis bei einem Betriebe mit mäßiger Überhitzung ist natürlich etwas niedriger als bei Anwendung der hohen Überhitzung, beträgt aber immerhin noch 10 bis 15 Proz., in manchen Fällen, z. B. wenn die Kessel bisher überanstrengt waren und durch den Einbau der Überhitzer entlastet werden, auch mehr.

Bei Dampferneubauten empfiehlt es sich, die vollen Konsequenzen aus der Anwendung des Heißdampfes zu ziehen, d. h. bei Binnen- und Flußdampfern auf die Beibehaltung der dreifachen Expansion zu verzichten und die einfache Verbundmaschine mit Kolbenschiebern für den Hochdruckzylinder zur Anwendung zu bringen, wie es z. B. in neuerer Zeit die Firma Hugo Stinnes, Mülheim, bei ihren drei großen Radschleppern „H. Stinnes I, II und III“ (je 1350 PS_i) mit großem Erfolge getan hat.

Da mit der Anwendung des hoch überhitzten Dampfes der Eintritt von Wasser und Naßdampf in die Maschine nicht mehr möglich ist, so gestaltet sich der Betrieb mit Heißdampf, wie die Erfahrung gelehrt hat, sehr angenehm und reinlich, gefährliche Wasserschläge in den Zylindern beim Manövrieren der Maschine sind gänzlich ausgeschlossen.

Büttners Rauchkammer- und Schornsteinüberhitzer für vorhandene Kessel.

Der in Fig. 183 und 184 abgebildete Überhitzer von A. Büttner ist ebenfalls in der Rauchkammer untergebracht, wie die Type III von W. Schmidt. An Hand der beigelegten Skizze bedarf der Apparat, der sich besonders auf den Dampfern des Rheins recht gut eingeführt hat, keiner weiteren Erklärungen.

Pielocküberhitzer für vorhandene Kessel.

Von einem anderen Gesichtspunkte beim Bau von Überhitzern ist die Hannoversche Maschinenbau-Akt.-Ges. vorm. Georg Egestorff, Linden vor Hannover, ausgegangen. Dieser in den Fig. 185 u. 186 abgebildete Überhitzer, System Pielock, besteht aus mehreren im Kessel um das vorhandene Ankerröhrensystem gebauten Kästen, die gegen das umgebende Wasser leicht abgedichtet werden können, da in ihnen der gleiche Druck wie im Kessel herrscht.

Der Eintritt des Dampfes in die Überhitzerkästen erfolgt unter Kesseldruck durch die Einströmungsrohre E_1 , E_2 . Er durchstreicht die einzelnen Kammern in der Richtung der eingezeichneten Pfeile und tritt durch die Rohre A , A aus dem Überhitzer in das Hauptabsperrenteil. Die Temperatur des überhitzten Dampfes gibt ein in den Ventilkasten hineinreichendes Thermometer an.

Am Boden der Überhitzerkästen sind Abblaserrohre angeordnet, die durch einen Hahn oder ein Ventil außerhalb des Kesselmantels abgeschlossen werden. Dieser Hahn dient zur Abführung des bei Druck-

proben in den Überhitzer gelangenden Wassers. Vermittelt dieses Hahnes kann man sich auch jederzeit von dem Dichthalten des Überhitzers überzeugen.

Die vorbesprochenen Konstruktionen sind sämtlich sog. eingebaute Überhitzer, die ihre Wärme den Heizgasen des betreffenden Dampfkessels entnehmen¹⁾. Die zweite Gruppe von Überhitzerapparaten sind die

Überhitzer mit eigener Feuerung.

Es liegt nun die Frage nahe, welche Art ist vorzuziehen; soll man eingebaute oder selbständige Überhitzer wählen?

Diese Frage ist nicht allgemein, sondern stets von Fall zu Fall zu beantworten. Der mit eigenem Feuer ausgerüstete Überhitzer kann an einem beliebigen Orte unabhängig vom Kessel aufgestellt werden, was erhebliche Vorteile bietet, falls große Längen der Dampfleitung vorhanden sind; man kann dann den Dampf kurz vor der Maschine überhitzen, so daß nennenswerte Temperaturverluste nicht eintreten können. Auf Kriegsschiffen (Panzer, Kreuzer usw.), ferner auf Schnelldampfern, Reichspostdampfern, d. h. auf

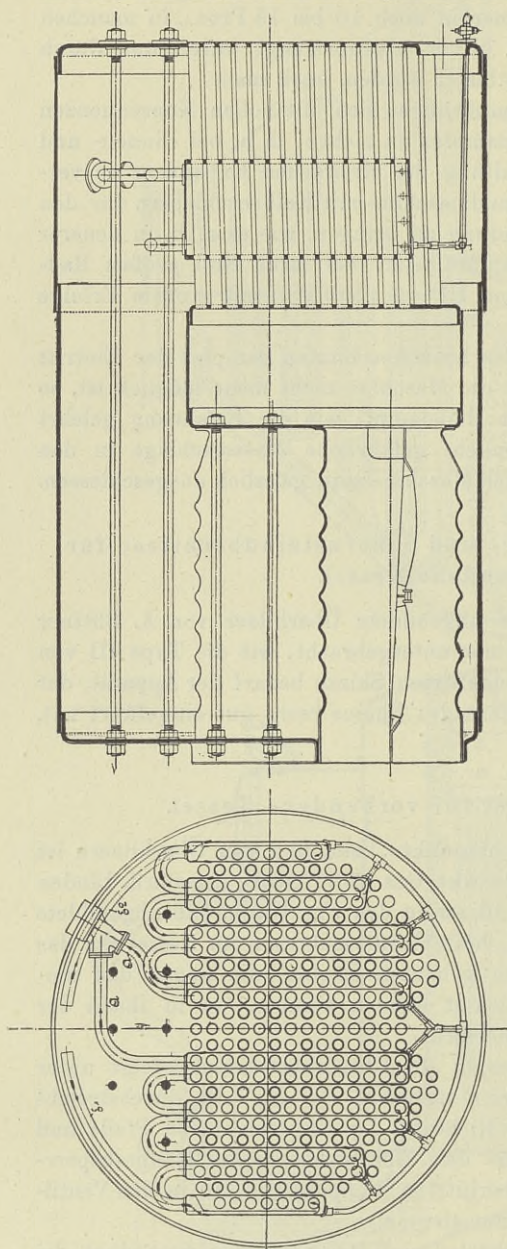


Fig. 185 u. 186. Schiffskessel mit Überhitzer-System Pielock der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G.

¹⁾ Überhitzerkonstruktion von Dürr siehe S. 81 ff., von Babcock-Wilcox siehe S. 93 ff.

Schiffen mit zahlreichen Kesseln, sind direkt gefeuerte Überhitzer vorzuziehen, da ein großer, für 16 Kessel dienender Apparat natürlich einfacher ist als 16 einzeln in die Kessel eingebaute Apparate. Bei kleineren Fahrzeugen (Frachtdampfern) mit nicht zu langen Dampfleitungen werden in den meisten Fällen (wenn nicht besondere Verhält-

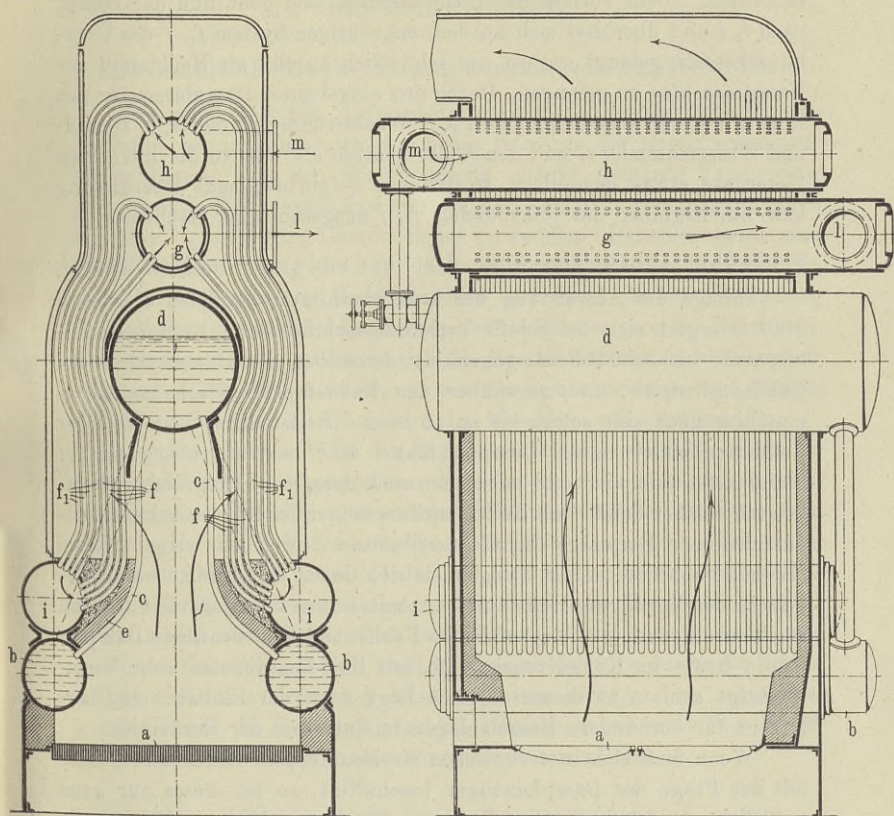


Fig. 187 a u. b. Überhitzer mit eigener Feuerung.

nisse vorliegen) die in die Kesselzüge eingebauten Überhitzer vorzuziehen sein, da sie in diesem Falle den Vorzug der größeren Billigkeit und den Wegfall jeglicher Wartung besitzen.

Wir bringen in Fig. 187 a u. b den auf Kriegs- und Handelsschiffen eingebauten Überhitzer mit eigener Feuerung von W. Schmidt.

Dieser Überhitzer besteht gewissermaßen aus zwei engrohrigen Wasserröhrenkesseln (etwa Typ Yarrow-Blechyn den, vgl. Fig. 63) und zwar dient der eine (untere) Kessel lediglich als Dampferzeuger, während der zweite (obere, dachartig auf dem unteren reitende) Kessel nur als Dampfüberhitzer arbeitet.

Der dampferzeugende Kessel wird wie ein gewöhnlicher engrohriger

Wasserröhrenkessel bedient, er verlangt aber das denkbar beste Kessel-speisewasser, d. h. aus dem Speisewassererzeuger (Evaporator) gewonnenes kesselstein- und ölfreies Wasser. Der Dampf, den dieser untere Kessel liefert, geht in das obere Dampfsammelrohr *h* des Überhitzers, in welches Rohr auch der Dampf der Gesamtkesselanlage durch *m* eintritt. Dem Verlauf der Pfeile entsprechend geht nun der Dampf nach *i*, *i* und überhitzt sich an dem engrohrigen System *f*₁, *f* des Überhitzerkessels, gelangt nach *g*, um schließlich durch *l* als Heißdampf zur Hauptmaschine zu gelangen. Durch den eingebauten Dampferzeuger mit Rost *a*, unteren Wassersammlern *b*, *b*, Wasserröhrenbündeln *c*, *c*, Dampf- und Wassersammler *d* und den Abdeckplatten *e*, *e* werden die intensiven Feuergase etwas gemindert, so daß eine gefahrbringende Überhitzung bzw. ein Erglühen des Rohrbündels *f*₁, *f* ausgeschlossen erscheint.

Schlußbetrachtungen über die Verwendung von Heißdampf.

Infolge der Anwendung des hoch überhitzten Dampfes von etwa 350° C ergibt sich bei Schiffs-Verbundmaschinen eine Brennmaterialersparnis bis zu 30 Proz. gegenüber demselben Maschinensystem bei Naßdampfbetrieb, und gegenüber der Naßdampf-Dreifachexpansionsmaschine noch eine solche bis zu 15 Proz. Es ist daher klar, daß der Naßdampfbetrieb in der Dampfschiffahrt sehr bald ein überwundener Standpunkt sein wird und auch sein muß, denn ein erfolgreicher Wettbewerb solcher Schiffe mit Heißdampffahrzeugen ist für die Zukunft ausgeschlossen. Derjenige Schiffskesselbesitzer, welcher seine Kessel erneuert, ohne bei dieser Gelegenheit sich durch den Einbau von Überhitzern den Vorteil des Heißdampfes zunutze zu machen, würde einen ihn stark schädigenden, wirtschaftlichen Fehler begehen, denn sein Dampfer würde heute im Konkurrenzkampfe mit Heißdampfbooten sehr beeinträchtigt sein. Aus diesem Grunde liegt auch der Einbau von Überhitzern für vorhandene Kesselanlagen im Interesse der Reedereien.

Wenn man sich in technischen Kreisen immer wieder und wieder mit der Frage der Dampferzeuger beschäftigt, so ist dieses nur ganz natürlich, da unsere heutige Industrie für den wichtigsten Faktor, die Dampfkraft, bislang noch keinen gleichwertigen Ersatz gefunden hat und es im Interesse aller Industriellen, die mit dieser Kraft zu arbeiten haben, liegt, ihren Betrieb so billig wie möglich zu gestalten.

Die Konkurrenz allein zwingt schon jeden Schiffsbesitzer, dem Heißdampfbetriebe seine ganze Aufmerksamkeit zuzuwenden. Ganz besonders wird die jetzige, oft erheblich schwankende Geschäftslage im Schiffahrtsbetriebe dazu beitragen, dem Reeder den Gedanken nahe zu legen, auf eine Verminderung der Selbstkosten durch rationellen Dampfbetrieb zu sinnen, wozu ihm der Heißdampf eine wertvolle Handhabe bietet.

Wir stehen vor einem neuen und wichtigen Zeitabschnitt bei Beginn des XX. Jahrhunderts, das die Nachwelt vielleicht als das Jahrhundert des Heißdampfes bezeichnen wird.

Neunter Abschnitt.

Die verschiedenen Kolbendampfmaschinensysteme
als Schiffsmotor.

Geschichtliche Entwicklung der Kolbendampfmaschine.

Der ganze seit dem Anfange des vorigen Jahrhunderts verflossene Zeitraum kennzeichnet sich durch das Bemühen der Dampfmaschinenkonstrukteure, das von Watt bereits richtig erkannte Expansionsprinzip nach Möglichkeit auszunutzen und tunlichst Dampfspannungen von über $\frac{1}{2}$ bis 1 Atm. Überdruck zu verwenden. Daneben suchte man durch die Anwendung der sog. direkt wirkenden Maschinenanordnung, d. h. durch Beseitigung des Balanciers und durch direkte Verbindung der Kolbenstange mit der Lenkstange, ein möglichst geringes Maschinengewicht zu erzielen, wodurch sich die Herstellungskosten verringerten, während durch die Ausbildung des Expansionsprinzips der Dampfverbrauch, also die Betriebskosten der Maschine, reduziert wurden.

Den ungeheuren Wert des Expansionsprinzips würdigte Watt bereits im Jahre 1769, wenngleich er dasselbe erst neun Jahre später wirklich bei seinen Maschinen anwandte. Watt hob nämlich die Dampfeinströmung in den Zylinder auf, wenn der Kolben erst einen Teil seines Weges zurückgelegt hatte, so daß der Dampf von hier ab den Kolben durch seine Expansionskraft bis an das Ende seines Weges trieb. Noch heute macht man bekanntlich von diesem Prinzip einen sehr ausgedehnten Gebrauch, so daß wohl kaum eine Maschine existieren dürfte, welche nicht mit Expansion arbeitet, sofern nicht andere schwerwiegende Gründe die Volldruckmaschine erheischen (wie z. B. für Dampfrudermaschinen, Dampfumsteuerungsmaschinen u. dgl.).

Die einfache Expansionsmaschine.

Die Hoffnungen, welche man in bezug auf den Kohlenverbrauch durch die immer weiter getriebene Steigerung des Expansionsprinzips und des Dampfdruckes hegte, erfüllten sich jedoch nicht in dem Maße, wie man erwartet hatte, und zwar aus folgenden Gründen:

Verrichtet nämlich der Dampf bei seiner Expansion mechanische Arbeit, so wird seine Wärme entsprechend der Druckabnahme sich vermindern und die Wandungen des Zylinders und des Kolbens, welche außerdem noch durch Strahlung nach außen einen Wärmeverlust erleiden, nehmen beim Arbeiten der Maschine schließlich eine ungefähr dem mittleren Dampfdrucke entsprechende Temperatur an. Die Folge davon wird also sein, daß ein gewisser Teil des mit hoher Spannung und hoher Temperatur in den Zylinder eintretenden Dampfes sich an

den weniger warmen Zylinderwänden als Wasser niederschlägt. Dieses Wasser wird allerdings teilweise gegen Ende des Kolbenweges, wo die Temperatur des expandierten Dampfes entsprechend seiner Druckabnahme niedriger geworden ist, als die der Zylinderflächen, von diesen wärmeren Flächen wieder in Dampf zurückverwandelt, aber diese sog. Nachverdampfung bringt den Verlust nicht wieder ein, den die ursprünglich eingetretene Kondensation veranlaßte. Das Nachdampfen wird sogar direkt schädlich dadurch, daß es während der Ausströmungsperiode im Kondensator bzw. im Ausströmungsrohre fort dauert und dadurch den schädlichen Gegendruck auf den Kolben vergrößert. Im allgemeinen sinkt ja der Dampfdruck im Zylinder plötzlich, wenn der Schieber die Verbindung mit dem Kondensator herstellt, und da bekanntlich Wasser im luftverdünnten Raume schon bei etwa 40°C verdampft, so ist leicht einzusehen, daß während der Ausströmungsdauer, also während eines vollen Kolbenhubes, die von den Zylinderwänden ausstrahlende Wärme das im Zylinder niedergeschlagene Wasser zum größten Teile verdampfen wird, während der eben vor Beginn der Ausströmung im Zylinder noch herrschende Druck genügt, um diese Verdampfung zu verhüten. Die Wirkung ist also dieselbe, als ob man bei jedem Kohlenhub ein gewisses Dampfquantum direkt aus dem Kessel in den Kondensator treten ließe. Der dadurch verursachte Verlust an Dampf kann unter ungünstigen Umständen eine enorme Höhe (bis zu 50 Proz.) erreichen.

Dieser Übelstand steigert sich natürlich um so mehr, je größer die in Frage kommenden Temperaturunterschiede werden, d. h. je höher man die Dampfspannung steigert und je früher man den Dampf im Zylinder absperrt. Zu diesen Nachteilen kommt noch bei scharfer Expansion eine sehr starke, vom Anfange nach dem Ende des Kolbenhubes sich vermehrende Abnahme des Kolbendruckes, die einen unruhigen Gang der Maschine verursacht; bei stationären Maschinen kann man allerdings durch richtige Wahl der Umdrehungszahl der Kurbel, sowie durch ein schweres Schwungrad den Ungleichförmigkeitsgrad des Ganges der Maschine auf ein zulässiges Maß bringen. Bei Schiffsmaschinen stehen diese Hilfsmittel aber nicht in so ausgedehnter Weise zur Verfügung, und man hat deshalb hier durchweg die Verwendung von Hochdruckmaschinen mit scharfer Expansion aufgegeben und ist in den siebziger Jahren des vorigen Jahrhunderts fast allgemein zur Benutzung der noch ökonomischer als jene arbeitenden Zweifachexpansionsmaschine übergegangen.

Die Zweifachexpansionsmaschinen

lassen sich in zwei Klassen einteilen, nämlich in die

1. Woolfschen Maschinen und die
2. Compound- oder Verbundmaschinen.

Das Prinzip, auf dem beide beruhen, läßt sich kurz, wie folgt, ausdrücken.

Der Kesseldampf als Admissionsdampf wirkt zuerst in einem kleineren Zylinder (Hochdruckzylinder), entweder mit vollem Druck während des ganzen Kolbenhubes, oder mit teilweiser Expansion, und gibt so nur einen Teil seiner Arbeit ab. Die durch weitere Expansion noch zu erzielende Arbeitsleistung wird in einem größeren Zylinder (Niederdruckzylinder) nutzbar gemacht, in welchen der Dampf aus dem ersten geleitet wird (Fig. 188).

Woolf erreichte durch diese stufenweise erfolgende Expansion nacheinander, in zwei verschiedenen Zylindern also, daß in jedem einzelnen Zylinder die Temperaturdifferenzen zwischen dem ein- und ausströmenden Dampf einerseits und den Zylinderwänden andererseits viel kleiner wurden als bei der einzylindrigen Expansionsmaschine. Er erzielte dadurch eine bedeutende Ersparnis an Brennmaterial, und der ausgedehnten Verwendung seines Prinzips stand nur der Übelstand entgegen, daß die Maschinen schwerer und teurer wurden, als gewöhnliche einzylindrige Expansionsmaschinen. Es ist nämlich leicht einzusehen, daß, wenn man eine einigermaßen bedeutende Expansion des Dampfes in den beiden Zylindern nacheinander erzielen will, ohne in dem ersten, d. h. in dem Hochdruckzylinder, den Dampf schon scharf zu expandieren, man dem zweiten, d. h. dem Niederdruckzylinder, in dem die im Hochdruckzylinder begonnene Expansion weitergeführt werden soll, ein bedeutend größeres Volumen geben muß. Derselbe muß also entweder einen größeren Hub oder einen größeren Durchmesser als der Hochdruckzylinder erhalten.

Man erzielt durch diese Ungleichheit der Kolbenflächen eine gleiche Arbeitsverteilung auf beide Zylinder. Der Dampf tritt mit hoher Spannung (5,5 bis 8 Atm.) in den Hochdruckzylinder ein, expandiert hier und kommt im Niederdruckzylinder mit etwa 1 bis 1,5 Atm. weiter in Wirkung. Demgemäß beträgt das Verhältnis zwischen den beiden Kolbenflächen etwa 1:3,1 bis 1:4,5.

Das Unterscheidungsmerkmal der beiden genannten Arten von Dampfmaschinen besteht darin, daß in der Woolfschen Maschine beide Kolben ihren Hub gleichzeitig vollenden, während bei der Verbundmaschine die Kurbeln um einen Winkel von 90 bzw. 120, 72 oder 108° versetzt sind, so daß der eine Kolben nahezu in der Mitte

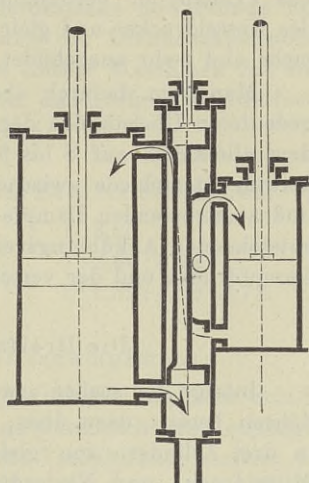


Fig. 188. Schema der Woolfschen Maschine.

seines Weges steht, wenn der andere am Ende seines Weges angelangt ist.

Die letzte Anordnung macht jedoch einen Zwischenbehälter, Dampfkammer, Aufnehmer oder Receiver notwendig, welcher den Dampf auf seinem Wege vom kleineren zum größeren Zylinder aufnimmt. Von diesem Behälter her haben solche Maschinen in der Praxis auch wohl den Namen Receiver-Compoundmaschinen erhalten.

Durch Einführung der Zweifachexpansionsmaschinen ist eine ganz wesentliche Ersparnis in bezug auf den Dampfverbrauch pro indizierte Pferdestärke und Stunde herbeigeführt worden, wobei auch der Vorteil großer Gleichförmigkeit des Ganges besonders bei Schiffsmaschinen sehr ins Gewicht fällt. In den letzten 25 bis 30 Jahren hat man nun das Prinzip der Verbundmaschine unter immerwährender Steigerung des Kesseldruckes und gleichzeitiger Verkleinerung der Zylinderfüllung mehr und mehr ausgebildet.

Man kam dadurch aber nach und nach wieder zu den oben angedeuteten Übelständen der einfachen Expansionsmaschinen, indem bei dem allmählich auf 8 bis 9 Atm. gesteigerten Dampfdrucke die Temperaturunterschiede zwischen den Zylinderwandungen und dem ein- und ausströmenden Dampfe derartig wuchsen, daß durch die daraus entstehenden Abkühlungsverluste der ganze Gewinn aus dem erhöhten Dampfdrucke und der verschärften Expansion wieder verloren ging.

Die Dreifachexpansionsmaschine.

Infolge der soeben erwähnten Nachteile ging man in den achtziger Jahren bereits dazu über, die Expansion des Dampfes nacheinander in drei Zylindern von gleichmäßig zunehmender Größe (Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckzylinder), also in drei Stufen vor sich gehen zu lassen und war damit bei den Dreifachexpansionsmaschinen angelangt, die, mit Dampfspannungen von 10 bis 15 Atm. arbeitend, heute mit wenigen Ausnahmen das ganze Gebiet des Schiffsmaschinenbaues beherrschen.

Natürlich machen sich bei diesen Dampfmaschinen zwei Aufnehmer (Receiver) notwendig, welche den Dampf einmal zwischen dem Hochdruck- und Mitteldruckzylinder, dann zwischen dem Mitteldruck- und Niederdruckzylinder aufnehmen.

Die Dreifachexpansionsmaschine ist gegenüber den früheren Maschinen insofern im Nachteil, als ihre Anlage teurer und ihr Betrieb infolge der hohen Dampfspannung und des dreifachen Vorhandenseins aller arbeitenden Teile verwickelter ist, als bei jenen älteren Maschinen. Ein großer Vorzug der Dreifachexpansionsmaschinen liegt aber wieder darin, daß sie vermöge ihrer drei Kurbeln selbst bei ganz niedrigen Umlaufzahlen noch recht ruhig und gleichmäßig arbeiten. Bei derartigen Maschinen mit Kondensation hat man bei vorzüglicher Aus-

führung aller Teile den Dampfverbrauch außerordentlich herabmindern können, und es haben Untersuchungen ergeben, daß eine 1000pferdige Dreifachexpansionsmaschine mit Kondensation pro indizierte Pferdestärke und Stunde etwa 5 kg Dampf verbraucht.

Die Vierfachexpansionsmaschine.

Vereinzelte ist man von der Dreifachexpansionsmaschine noch einen Schritt weiter zur Vierfachexpansionsmaschine vorgegangen, welche den Dampf von 12 bis 17 Atm. Spannung nacheinander in vier allmählich größer werdenden Zylindern (oder Zylindergruppen) verarbeitet. Unter der Voraussetzung eines entsprechend erhöhten Kesseldruckes läßt sich mit der Vierfachexpansionsmaschine wohl noch eine, wenn auch geringe Ersparnis an Dampf pro Pferdestärke und Stunde und somit an Brennmaterial und Betriebskosten der Dreifachexpansionsmaschine gegenüber erwarten. Der Nutzen solcher Maschinen hat sich bis jetzt aber noch nicht als so groß erwiesen, daß dadurch die Dreifachexpansionsmaschinen verdrängt worden wären.

Mittlere Zylinderverhältnisse bei Schiffsmaschinen.

Verbundmaschinen	1:3,25
Dreifachexpansionsmaschinen . . .	1:2,60:6,42
Vierfachexpansionsmaschinen . . .	1:1,92:4,08:8,73.

Anforderungen an einen Schiffsdampfmotor.

Die Bedingungen für die zweckmäßigste Anordnung einer Schiffsmaschine unterscheiden sich nicht nur ganz wesentlich von denjenigen einer stationären Maschine in bezug auf die Verhältnisse, sondern der Lageplan der einzelnen Schiffsmaschinenteile ist auch unter sich noch ganz wesentlich verschieden, je nach der Art des von der Maschine bewegten Propellers.

Was den ersten Punkt anbelangt, so ist im allgemeinen bei stationären Maschinen für die Anordnung der Hauptteile nur die bestmögliche Wirkung ausschlaggebend, während die Platzfrage viel weniger ins Gewicht fällt. Bei Schiffsmaschinen ist man dagegen innerhalb gewisser naheliegender Grenzen auf ganz bestimmte Anordnungen beschränkt. Die Lage der Maschinenkurbelwelle ist bedingt durch die Lage der Propellerwelle, woraus sich ganz bestimmte Verhältnisse ergeben, dabei sind dann noch Raumbeanspruchung und Gewicht der Schiffsmaschinen sehr zu berücksichtigen.

Da außerdem die Art des Propellers einen bestimmenden Einfluß auf die Geschwindigkeit der Kolbenbewegung (unter Umständen) hat, und man endlich von den Schiffsmaschinen auch eine möglichst leichte Zugänglichkeit der verschiedenen Teile verlangt, so wird die konstruktive Anordnung der Teile einer Schiffsmaschine von ganz wesentlich

anderen Gesichtspunkten aus zu erfolgen haben als bei einer stationären Maschine.

Unter sich sind die Schiffsmaschinen wiederum nach der Art der Propeller verschieden. Bei einem Raddampfer liegt die Radwelle immer querschiffs und so hoch, daß die Maschine unterhalb derselben angebracht werden kann. Die Welle eines Schraubendampfers muß dagegen längsschiffs und so tief angeordnet werden, daß die Maschine entweder (wie bei den älteren Typen) horizontal oder aber über die Welle zu liegen kommt. Außerdem unterscheiden sich die Radmaschinen noch von den Schraubenmaschinen hinsichtlich der Umdrehungszahl der Kurbelwelle; erstere verlangen wegen der Schaufelräder niedrige (höchstens etwa 50 Umdrehungen in der Minute), letztere der Schrauben halber, höhere Umgänge der Maschine (etwa 80 bis 300 Umdrehungen pro Minute).

Für transatlantische Dampfer hat die Schraube seit Anfang der sechziger Jahre fast durchweg die Räder verdrängt, da sie infolge ihrer geschützten Lage durch schweren Seegang weniger gefährdet ist und außerdem nicht so sehr von Tiefgangsänderungen des Schiffes beeinflußt wird; dagegen erhalten Seedampfer, die bei kurzen Reisen große Geschwindigkeit und möglichste Steifigkeit haben sollen, noch jetzt Räder. (Dampfer für die Nordseebäder, für die Überfahrt Dover—Calais usw.) Im allgemeinen ist aber die Schraube der vorherrschende Propeller geworden. In den meisten Fällen kommt nur eine Schraube zur Verwendung. Nur bei sehr flachgehenden Dampfern werden zwei oder noch mehr Schrauben verwendet und ebenso erhalten die neueren großen Reichspost- und Schnelldampfer Zwillingschrauben, zum Teil, um die Maschinenkraft teilen zu können und zum Teil, um eine gewisse Sicherheit gegen Maschinenhavarien und um eine größere Manövrierfähigkeit zu schaffen. Bezüglich der Propellerzahl bei Turbinenschiffen verweisen wir auf den Abschnitt XVII.

Die Kettendampfer.

Neben der Schraube und den Rädern benutzt man zur Bewegung von Dampfschiffen auch noch die Kette oder das Drahttau, welche Mittel indessen nur für Flußdampfer angewandt werden. Das Tau oder die Kette werden im Fluß versenkt, von den Kettendampfern, die übrigens nur als Schleppdampfer dienen, aufgehoben und über eine durch Maschinenkraft bewegte Windentrommel geschlungen, so daß also der Dampfer sich an der Kette entlang zieht, dieselbe dabei vorn aufhebend und hinten wieder abgebend. Das Prinzip ist seit 1732 bekannt.

Die Reaktionsdampfer mit hydraulischem Propeller.

Diese Systeme haben sich über das Niveau eines Versuchsstadiums nicht erheben können. Zur Fortbewegung des Schiffes diente ein

Wasserstrahl, der sog. hydraulische Propeller. Es gibt zweierlei Arten, diesen Strahl zu erzeugen. In dem einen Falle ist im unteren Raume des Schiffes eine Zisterne aus Eisenblech gebaut, deren Boden durchlöchert ist, so daß das Wasser Zutritt hat und in der Zisterne so hoch steht wie außenbords. Eine durch Maschinenkraft betriebene Zentrifugalpumpe nimmt dieses Wasser auf und wirft es mit großer Geschwindigkeit durch Röhren, die außenbords münden. Durch die Gegenwirkung dieser Strahlen wird das Schiff in entgegengesetzter Richtung fortbewegt. Da jedoch durch die Bewegung der Zentrifugalpumpe und durch Reibung zu viel Kraft verloren geht, hat dieser hydraulische Reaktionspropeller keine Verbreitung gefunden. In neuester Zeit versucht man, Schiffen seitwärts angebrachte hydraulische Propeller zu geben, um die Steuerfähigkeit zu erhöhen und eine, wenn auch langsame Seitwärtsfortbewegung des Schiffskörpers zu erzielen.

Die zweite Art hydraulischer Propeller ist der von E. Fleischer in Dresden erfundene Hydromotor, der durch Ausstoßen von Wassersäulen nach dem Prinzip der Saveryschen Wasserhebmascinen arbeitet. Der Kessel zur Erzeugung des Dampfes steht mit aufrechten, hohlen, schmiedeisernen Zylindern in Verbindung, die etwa 1 cbm Rauminhalt haben und deren Zahl 2, 4, 6, 8 sich je nach der Größe der Schiffe richtet. Von dem Fuße der Zylinder gehen Röhren nach außenbords, die sich beim Austreten aus der Schiffswand in der Kielrichtung in zwei Äste nach vorn und hinten teilen. In den Zylindern befinden sich halbkugelförmige, schmiedeiserne Schwimmer mit drehbaren Stangen, die durch den Deckel der Zylinder fahren und mit Nuten versehen sind. Denkt man sich einen der Zylinder mit Wasser gefüllt und den Schwimmer auf seinem höchsten Punkte, so hat letzterer die Stange, in deren Nuten er mit Nasen eingreift, so gedreht, daß diese das Dampfzulaßventil des Kessels öffnet und der Dampf oben in den Zylinder einströmt. Er treibt dann das Wasser durch den Fuß des Zylinders außenbords, und zwar mit einer Geschwindigkeit von 20 m pro Sekunde, und die hydraulische Reaktion des Strahles bewirkt die Fortbewegung des Schiffes, die durch das Sinken des Schwimmers erzeugte weitere Drehung der Stange schließt rechtzeitig das Dampfzulaßventil, läßt den eingetretenen Dampf kondensieren und gewährt durch ein Ventil in der Schiffswand dem Wasser wieder Zutritt zu dem Vakuum in dem geleerten Zylinder. Dadurch geht der Schwimmer in die Höhe und das Spiel beginnt mit den übrigen Zylindern abwechselnd aufs neue. Ein auf der Kommandobrücke leicht und sicher zu handhabender Hebelapparat setzt den Schiffsführer in den Stand, ohne irgend welchen nach der Maschine erteilten Befehl dieselbe sofort umzukehren, d. h. das Wasser an einer oder an beiden Seiten des Schiffes vorwärts, statt rückwärts ausströmen zu lassen und dadurch das Schiff schnell zu drehen.

So einfach auch die Konstruktion des Fleischerschen Hydromotors ist, hat er sich doch nicht mit den vorzüglichen Leistungen der

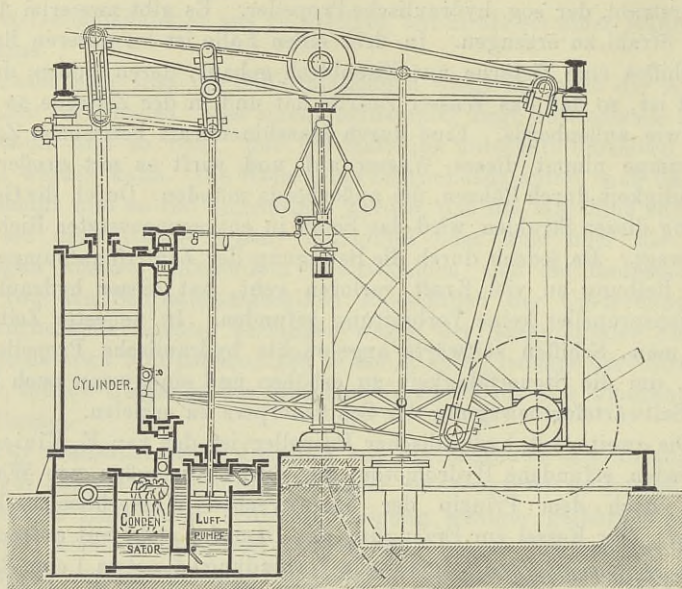


Fig. 189. Balanciermaschine von Watt.

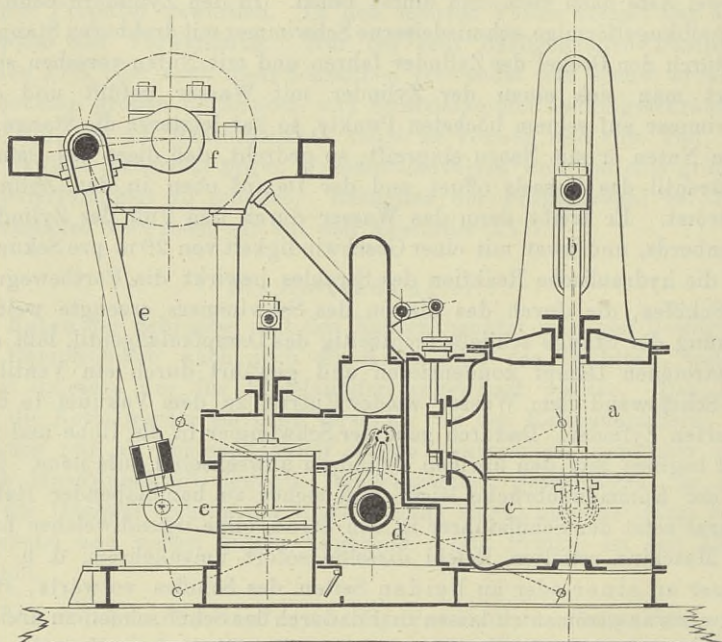


Fig. 190. Seitenbalanciermaschine für Raddampfer.

Propellerschraube messen können, da bei geringer Geschwindigkeit des Schiffes der Kohlenverbrauch bereits sehr groß wird.

Kolbendampfmaschinen für Radpropeller.

Für Raddampfer hatte man zuerst Balanciermaschinen nach Watt'schem System verwendet, wie die Fig. 189 erkennen läßt; jetzt ist dieser

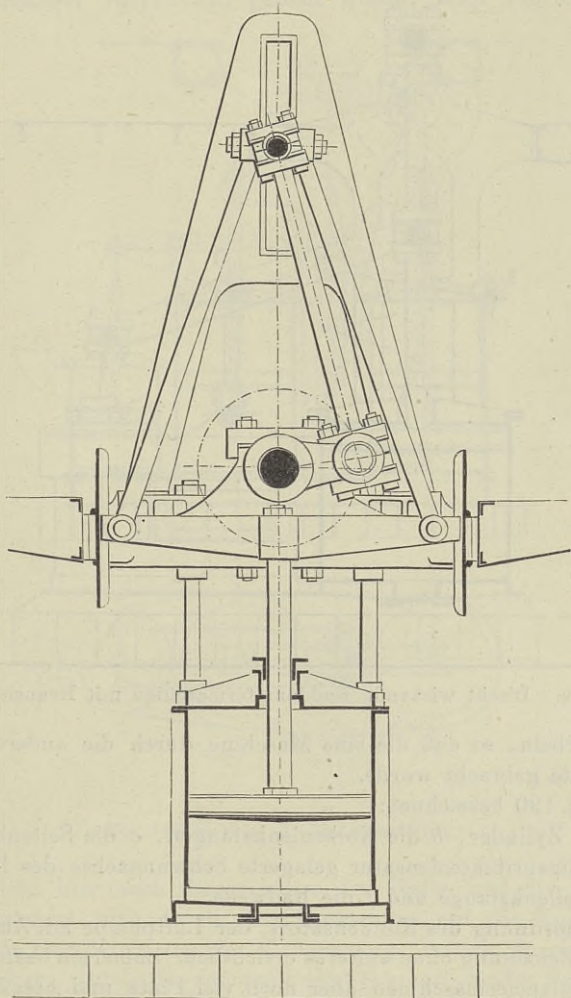


Fig. 191. Direkt wirkende Maschine für Raddampfer.

Typ nur noch auf amerikanischen Flußdampfern gebräuchlich, natürlich in einer dem vorhandenen Schiffsraume entsprechend veränderten Anordnung.

Bei dieser Anordnung (Fig. 191) steht der Zylinder direkt unter der Welle, die Kolbenstange ist im oberen Teile derartig dreieckförmig gegabelt, daß Lenkstange und Kurbel darin Platz finden. Man vermied dadurch die lange Grundplatte der Seitenbalanciermaschine und hatte außerdem den Vorteil einer guten Verbindung zwischen Grundplatte, Zylinder und Wellenlagerung.

Eine andere Anordnung direkt wirkender Radmaschinen, die auch seit den dreißiger Jahren viel gebaut wurde, zeigt Fig. 192. Der

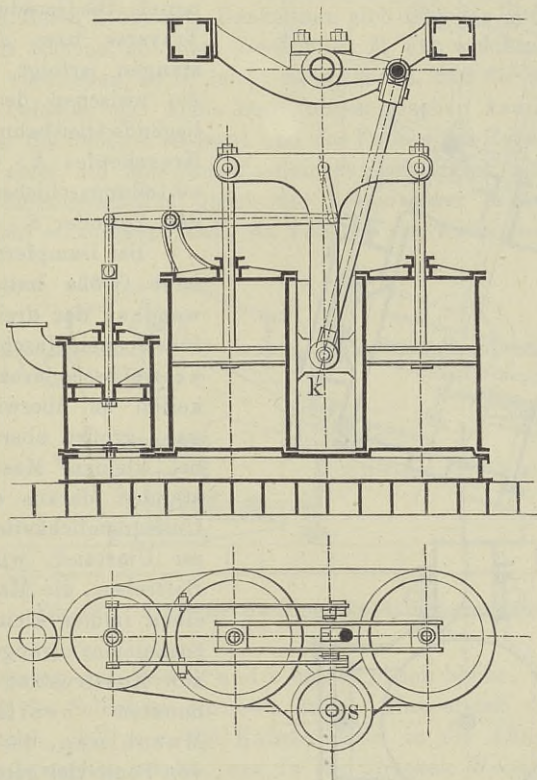
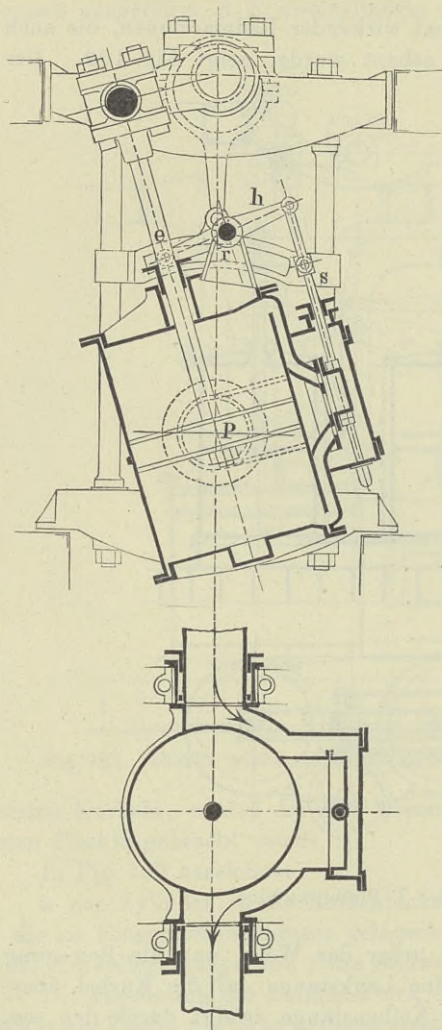


Fig. 193 u. 194. T-Platemaschine.

Zylinder steht hier auch direkt unter der Welle und die Bewegung der Kolbenstange wird durch eine Lenkstange auf die Kurbel übertragen. Die Geradeführung der Kolbenstange erfolgt durch den sog. Evanslenker, mittels des um den Punkt O schwingenden Balanciers B und der an dem Maschinenfundament bei L gelagerten Gegenlenker G . Wie die an beiden Seiten der Kolbenstange liegenden Balanciers B zur Bewegung der Luftpumpe usw. benutzt werden, geht aus der Figur ohne weiteres hervor. Die Maschinen sind leichter zugänglich als die alten Wattschen, haben aber den Übelstand, daß die Lenkstange sehr

kurz wird. Je kürzer aber eine Lenkstange wird, um so größer wird der vom Dampfkolben ausgeübte Druck auf die Geradführungsflächen (Gleitbahn).

Die in Fig. 193 und 194 skizzierte direkt wirkende Doppelzylindermaschine von Maudslay u. Field wurde wegen der Form der Traverse, die die Kolbenstangen und Lenkstange verband, T-Platemaschine genannt. Die Geradführung der Traverse bzw. der Kolbenstangen erfolgt hier durch die zwischen den Zylindern liegende Gleitbahn mittels des Kreuzkopfes *k*; die Dampfverteilungsschieber liegen in dem Zylinder *S*.



Bei Dampfern von mittlerer Größe hatte die Anwendung der drei zuletzt beschriebenen Maschinensysteme keine besonderen Schwierigkeiten zu überwinden. Bei ganz großen aber sowohl wie bei kleinen Maschinen entstanden daraus eine Menge Unbequemlichkeiten, und dieser Umstand, wie auch das Bestreben, die Maschinen auf einen immer kleineren Raum zusammenzudrängen, führte zur Konstruktion der sogenannten oszillierenden Maschinen, die namentlich von Penn viel gebaut wurden.

Fig. 195 und 196 zeigen eine solche oszillierende Maschine, d. h. eine Maschine mit schwingendem Zylinder. Der Vorteil dieses Systems besteht in dem direkten Antriebe der Kurbel durch die Kolbenstange unter Fortfall

Fig. 195 u. 196. Oszillierende Raddampfermaschine von Penn.

der Lenkstange, wodurch die Entfernung des Zylinders von der Welle bedeutend verringert wird. Die Drehzapfen, um welche der Zylinder schwingt, sind hohl gegossen und stehen durch Kanäle mit dem

Schieberkasten des Zylinders so in Verbindung, daß der eine für die Dampf einströmung, der andere für die Dampfausströmung dient. Die Bewegung des Schiebers, welcher die Dampfverteilung bewirkt, wird in sehr sinnreicher Weise durch Exzenter auf der Kurbelwelle hervorgebracht.

Der Mechanismus ist in der Fig. 195 angegeben, und zwar ist seine Wirkungsweise folgende:

Die Schieberstange s wird durch den bei r am Zylinder drehbar gelagerten Hebel h bewegt. Denkt man sich nun das Ende e des Hebels durch eine Schiene mit dem Drehpunkt P , um welchen der Zylinder schwingt, verbunden, so ist leicht zu erkennen, daß der Hebel und also auch der Schieber gar keine Bewegungen machen kann. Denkt man sich ferner die Schiene entfernt und das Ende e des Hebels durch einen Stein in einer am Maschinenfundament befestigten Kulissee geführt, deren Krümmungsradius gleich der Länge jener Schiene ist, so ist ferner leicht einzusehen, daß, da vermöge der Krümmung der Kulissee

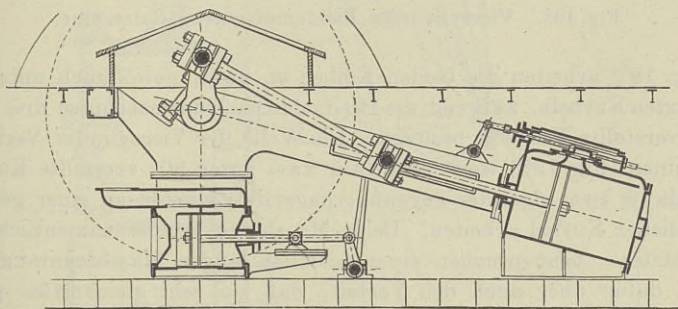


Fig. 197. Einfache Zwilling's-Raddampfermaschine.

die Entfernung zwischen P und e immer gleich bleibt, wiederum keine Bewegung des Schiebers eintreten kann. Man erzielt diese Bewegung erst dadurch, daß man die Kulissee selbst in der Längsrichtung des Zylinders beweglich macht, was in der üblichen Weise durch ein Exzenter bewirkt wird. Solche Maschinen mit oszillierenden Zylindern kamen auf den Radavisos der Kriegsmarinen zur Anwendung und sind auch bis in die jüngste Zeit auf schnellen Raddampfern (Flußdampfern) gebräuchlich, wenn es darauf ankommt, die Länge des Maschinenraumes auf ein möglichst geringes Maß zusammenzudrängen. Als Nachteil dieses Typs gilt vor allem die große Neigung der Schwingzapfenlager zum Warmlaufen. Werden die Lager aus Gründen der Lagerreibung nur leicht angezogen, so blasen besonders bei den jetzt üblichen hohen Dampfspannungen die Lagerstopfbüchsen, während umgekehrt die Lager leicht zu stramm laufen und festbrennen, sobald die Stopfbüchsen zur besseren Dichtung etwas zu viel nachgezogen sind.

Das in neuerer Zeit aus diesem Grunde für Raddampfer am meisten beliebt gewordene Maschinensystem ist die schräg liegende, direkt wirkende Zwillingmaschine in einfacher oder doppelter Ausführung, d. h. eine Maschine mit zwei oder vier Zylindern, sowohl als einfache Expansionsmaschine, wie als Verbundmaschine oder Dreifachexpansionsmaschine konstruiert. Das Prinzip solcher Maschinen ist in den Fig. 197 und 198 dargestellt. Bei der einfachen Zwillingmaschine

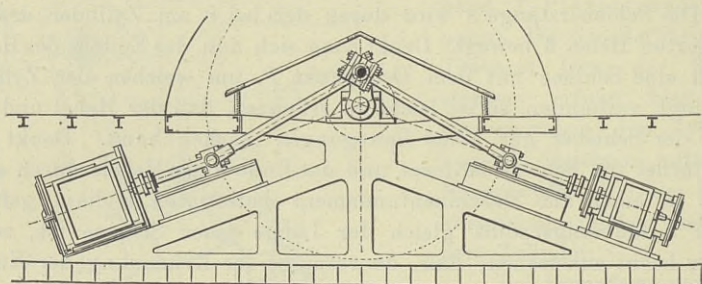


Fig. 198. Vierzylindrige Raddampferverbundmaschine.

in Fig. 197 arbeiten die beiden Kolben an zwei, gewöhnlich unter 90° versetzten Kurbeln, während die Dreifachexpansionsmaschinen drei unter 120° verstellte Kurbeln besitzen. Die Welle der Vierzylinder-Verbundmaschinen (Fig. 198) weist auch nur zwei unter 90° verstellte Kurbeln auf, da je zwei einander gegenüberliegende Zylinder an einer gemeinschaftlichen Kurbel arbeiten. Beide Maschinensysteme, namentlich aber das letztere, beanspruchen einen ziemlich langen Maschinenraum, sie haben dafür aber auch den Vorteil, daß sie sehr gleichmäßig gehen und überall leicht zugänglich sind.

Gewöhnlich sind die beiden Räder eines Raddampfers fest miteinander verbunden oder gekuppelt. Bei Schiffen, welche eine hervor-

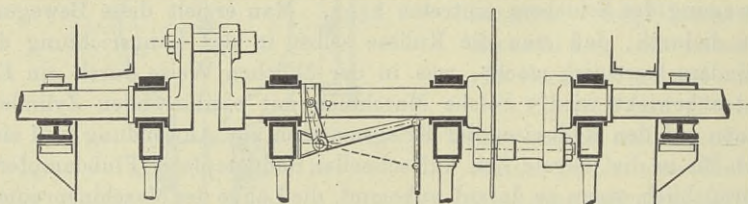


Fig. 199. Verschiebbare Kurbelwelle für Raddampfermaschinen.

ragende Manövrierfähigkeit entwickeln müssen, findet sich aber auch häufig eine Anordnung, welche es gestattet, die beiden Räder so voneinander los zu kuppeln, daß jedes für sich getrieben wird, d. h. daß das eine Rad vorwärts und das andere rückwärts arbeiten kann usw. Man erreicht dies dadurch, daß, wie in Fig. 199 angedeutet ist, das mittlere

Stück der Kurbelwelle verschiebbar gemacht wird, so daß die beiden Radwellen miteinander verbunden oder voneinander getrennt werden können.

Die vorstehend beschriebenen Maschinensysteme werden fast nur in den europäischen Fabriken ausgeführt. In Nordamerika findet sich auf Raddampfern der ostamerikanischen Seen fast durchweg das in Fig. 200 dargestellte Maschinensystem. Die Maschinen sind alle ein-

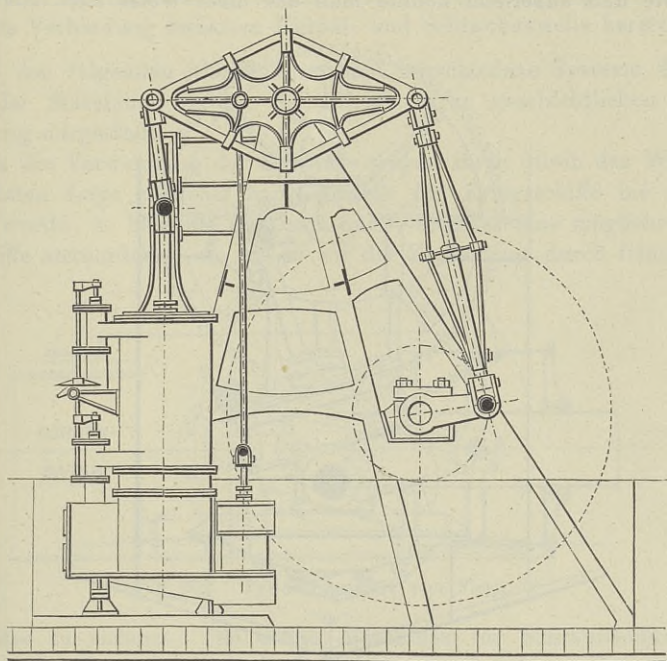


Fig. 200. Amerikanische Raddampfermaschine mit Ventilsteuerung.

zylindrig, übertragen die Kolbenbewegung durch einen hoch oben angebrachten Balancier auf die Kurbel der Radwelle und haben meist einen sehr bedeutenden Kolbenhub von 3 bis 4,25 m. Die Dampfverteilung im Zylinder wird durchweg durch Ventilsteuerung bewirkt, auf die wir in Abschnitt XI auf S. 311 ff. zu sprechen kommen. Die Anordnung der einzelnen Teile geht aus der Fig. 200 hervor.

Kolbendampfmaschinen für Schraubenpropeller.

Die ersten Maschinen, welche man zum Treiben der Schiffsschrauben in Anwendung brachte, ähnelten im Prinzip mehr den Radmaschinen und waren von den jetzt gebräuchlichen Systemen ganz wesentlich verschieden. Wie im XIII. Abschnitte weiter ausgeführt ist, erfordern nämlich die Schraubenpropeller im allgemeinen eine bedeutend höhere

Umdrehungszahl als Radpropeller, und da man es früher für unzulässig hielt, Dampfmaschinen mit großer Tourenzahl, also hoher Kolbengeschwindigkeit arbeiten zu lassen, so legte man zwischen der Kurbelwelle der Maschine und der Schraubenwelle ein Rädervorgelege ein, wodurch man zweierlei erreichte. Erstens konnte man die Kurbelwelle der Maschine über den Zylindern anordnen, so daß man das System der für Raddampfer erprobten Maschinen nicht zu ändern brauchte und außerdem konnte man auf diese Weise auch mit einer

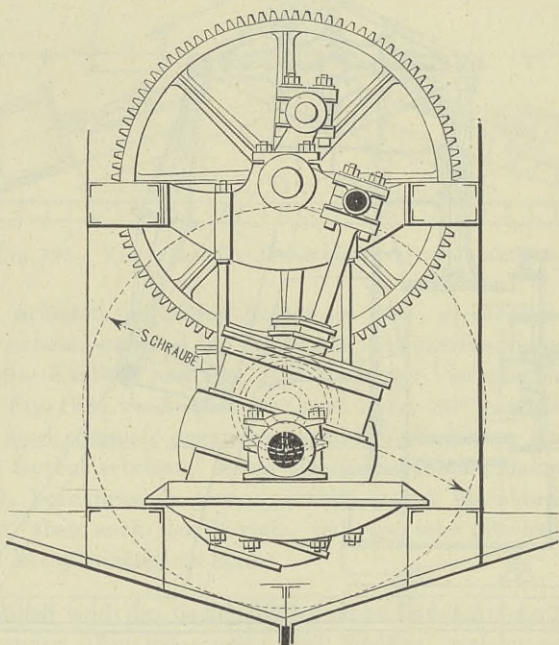


Fig. 201. Indirekt wirkende Schraubendampfmaschine.

verhältnismäßig langsam gehenden Maschine, d. h. mit 20 bis 30 Umdrehungen der Kurbelwelle, doch die erforderlichlich hohe Tourenzahl (100 bis 150) der Schraubenwelle erzielen.

Nach und nach erkannte man jedoch, daß es sehr wohl möglich sei, Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit arbeiten zu lassen, und da die Einschaltung des Rädervorgeleges viel Geräusch verursachte, zu häufigen Zahnbrüchen usw. Veranlassung gab, und weil ferner die langsam gehenden Maschinen sehr schwer wurden, so ging man nach und nach dazu über, das Rädervorgelege wegzulassen und die Schraube direkt durch die Maschinenkurbelwelle zu treiben.

Bezeichnet man also diese letzteren Maschinen als direkt wirkende, so können die ersteren als indirekt wirkende gelten. Eine solche indirekt wirkende Schraubendampfmaschine ist, da sie ein

gewisses historisches Interesse besitzt, in Fig. 201 dargestellt. Man erkennt aus derselben ohne weiteres den Antrieb der Kurbelwelle durch (zwei) oszillierende Zylinder; auf der Verlängerung der Kurbelwelle sitzt ein großes Zahnrad, welches in ein kleines Getriebe auf der Schraubenwelle eingreift.

Die indirekt wirkenden Maschinen wurden in verschiedener Anordnung gebaut, und anstatt der Zahnräder kamen auch wohl die sog. Kettenräder zur Anwendung, welche mittels einer übergelegten Gliederkette die Verbindung zwischen Kurbel- und Schraubenwelle herstellten.

In den folgenden Abbildungen sind verschiedene Systeme direkt wirkender Maschinen in der Reihenfolge ihrer geschichtlichen Entwicklung dargestellt.

Da die Verwendung der Schraube wegen ihrer durch das Wasser geschützten Lage zunächst hauptsächlich für Kriegsschiffe ins Auge gefaßt wurde, so bemühte man sich auch, die Maschine möglichst tief im Schiffe anzuordnen, um sie so vor der Zerstörung durch feindliche

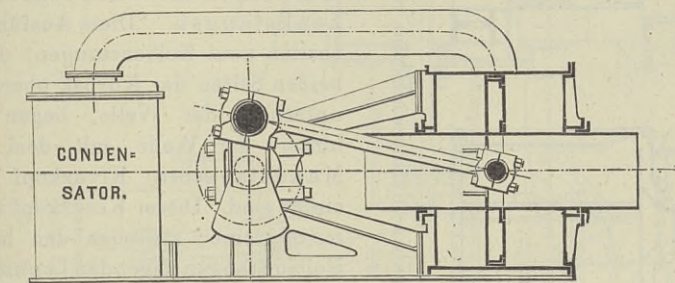


Fig. 202. Trunkmaschine von Penn.

Geschosse zu sichern. Die ersten Maschinen für Schraubendampfer hatten daher durchweg liegende Zylinder, entweder einen oder zwei an je einer Seite der Kurbelwelle. Da aber der Platz für solche Maschinen immer sehr beengt war, so mußte man dem Kolben einen großen Durchmesser bei verhältnismäßig sehr kleinem Hub geben und außerdem die Lenkstange sehr kurz machen; alles dieses brachte mancherlei Übelstände mit sich, und auch die Verwendung oszillierender Zylinder gab keine befriedigenden Resultate.

Die fortgesetzten Bemühungen, diese Mängel liegender Schraubendampfermaschinen zu beseitigen, führten zur Konstruktion der Trunkmaschine von Penn (Fig. 202) und der Maschine mit rückkehrenden Lenkstangen von Maudslay u. Field (Fig. 203 u. 204).

Die erstgenannte Ausführung hat keine eigentliche Kolbenstange. sondern das Kreuzkopflager der Lenkstange liegt im Kolben selbst und die Lenkstange bewegt sich in einem röhrenförmigen Schaft (Trunk) des Kolbens. Man erreicht durch diese Anordnung, daß die Welle nahe an die Zylinder gebracht wird und dabei doch die Lenkstange eine

genügende Länge erhält. Als Hauptübelstände der Trunkmaschinen gelten erstens die großen Trunkstopfbüchsen in den Zylinderböden, die

einen bedeutenden Reibungswiderstand erzeugen und zudem schlecht dicht zu halten sind, zweitens der im Innern des Trunk gelagerte, während des Ganges der Maschine schwer kontrollierbare Kreuzkopzapfen oder Schwungzapfen der Lenkstange. Im übrigen ist aus der Fig. 202 die Anordnung der Zylinder mit Steuerung, die des Kondensators mit der Luftpumpe usw. leicht ersichtlich.

Infolge der Übelstände der Trunkkonstruktion entstanden die Maschinen mit rückkehrenden Lenkstangen. Diese Ausführung besitzt zwei Kolbenstangen, die zu beiden Seiten der Kurbel, ober- und unterhalb der Welle, liegen und hinter der Welle mit dem sog. Maudslayschen Kreuzkopf vereinigt sind. Dieser Kreuzkopf treibt mittels einer zwischen den beiden Kolbenstangen liegenden Lenkstange die nahe vor den Zylindern gelagerte Kurbelwelle, weshalb man die Maschine auch als solche mit rückkehrenden Lenkstangen bezeichnet.

Beide Maschinensysteme wurden sowohl zwei- wie dreizylindrig ausgeführt; man findet dieselben zuweilen noch auf Kriegsschiffen älterer Bauart. Neben dem Vorteil ihrer geschützten Lage und ihrer Gedrängtheit besitzen sie den großen Nachteil der schlechten Zugänglichkeit der einzelnen Teile, wodurch der Betrieb der Maschinen ziemlich erschwert ist.

Neben seltener verwendeten schräg liegenden Zylindern baut man jetzt bei Handels- und Kriegsschiffen fast durchweg die Zylinder in vertikaler Stellung, wobei die Schraubenwelle unter der Maschine liegt,

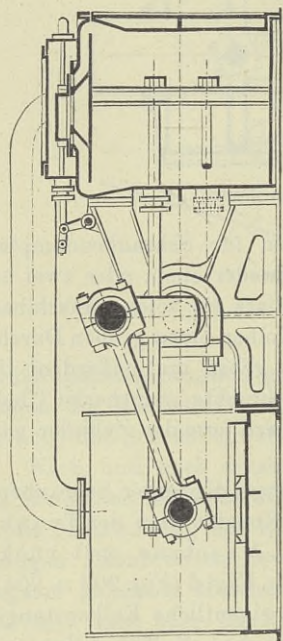
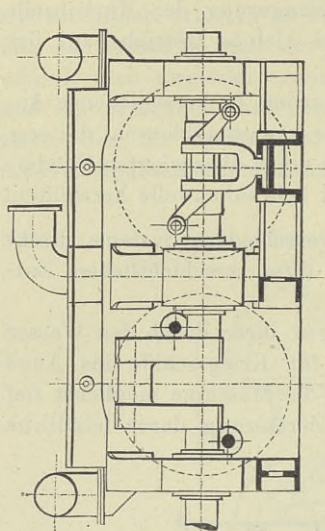


Fig. 203 u. 204. Liegende Schraubenschiffsmaschine mit rückkehrenden Lenkstangen.

so daß die Kolben- und Lenkstangen direkt nach unten arbeiten. Wegen der Ähnlichkeit mit den Dampfhämmern bezeichnet man diese Bauart als Hammermaschinen.

Die allgemeine Anordnung einer solchen Hammermaschine älterer Konstruktion zeigt Fig. 205. Man erkennt daraus leicht, daß auf einer

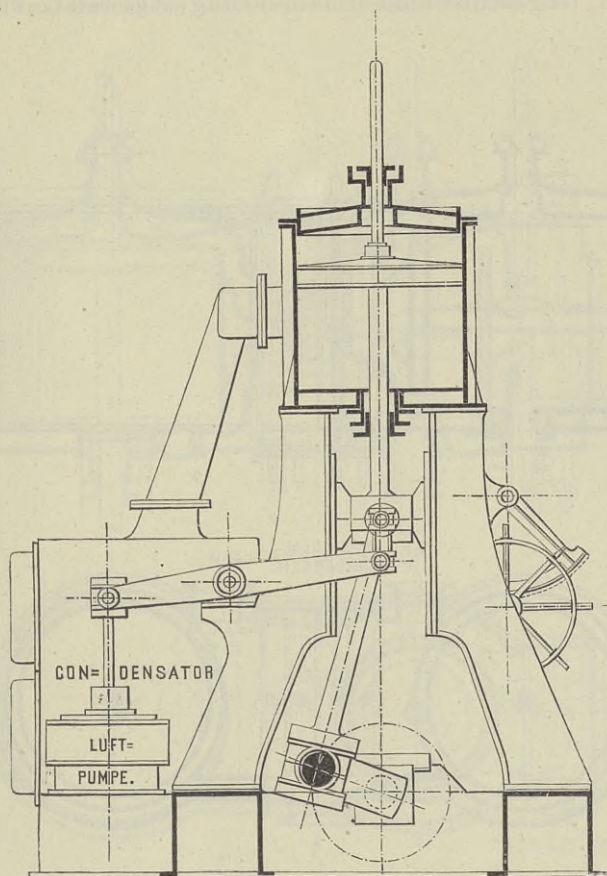


Fig. 205. Hammermaschine (älterer Bauart).

am Schiffskörper befestigten Grundplatte, welche die Lager der Kurbelwelle enthält, je nach der Anzahl der Zylinder zwei, vier oder sechs Böcke oder Ständer (frames) stehen, welche oben die Zylinder tragen. An der einen Seite liegt zwischen diesen Böcken, oft auch mit den Böcken aus einem Stück bestehend, der Kondensator, hinter oder neben welchem die durch Balanciers bewegten Pumpen angeordnet sind. An ihren inneren Seiten tragen je zwei gegenüberstehende Ständer sauber bearbeitete Flächen, die sog. Gleitbahnen, durch welche die Kreuzköpfe der Kolbenstangen gerade geführt werden. Die Kolbenstangen

sind häufig (wie in der Fig. 205) über die Kolben hinaus verlängert und werden mittels Stopfbüchsen in den Zylinderdeckeln geführt. Man erzielt dadurch namentlich bei geneigter Lage des Schiffes eine gute Führung des Kolbens und verhindert damit ein einseitiges Abnutzen der Zylinderwände. An den Böcken, welche dem Kondensator gegenüberliegen, ist gewöhnlich die Umsteuerung angebracht, welche bei

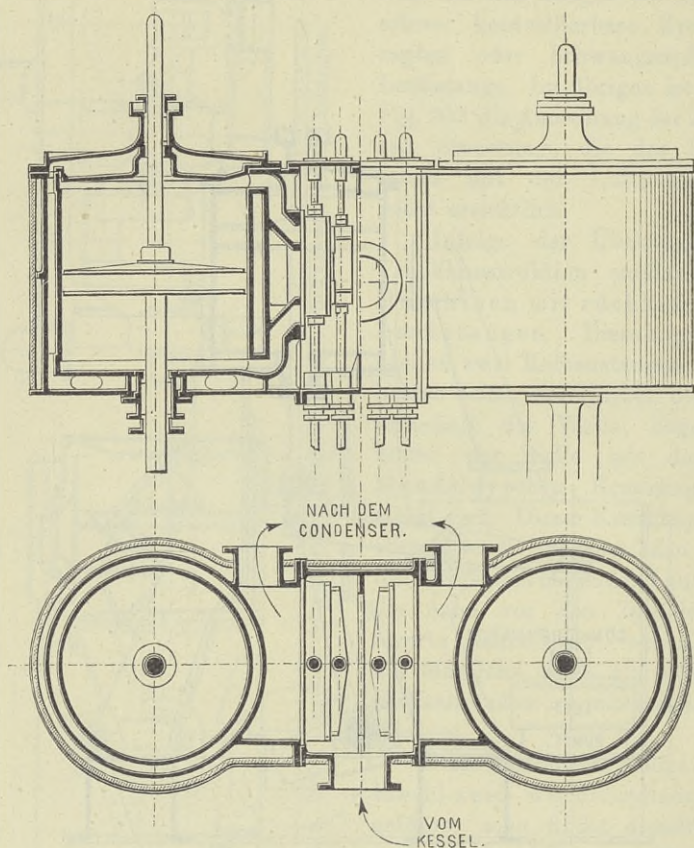


Fig. 206 u. 207. Zylinderanordnung einer zweizylindrigen, einfachen Expansionsmaschine.

kleineren Anlagen entweder von Hand durch Räder, Getriebe und Zahnradquadranten, oder bei größeren Maschinen und bei viel manövrierenden Schleppdampfern durch Dampfkraft die Kulissen der Exzenterstangen hin und her bewegt.

Die Anordnung der Schieber in dem zwischen den Zylindern liegenden gemeinsamen Schieberkasten einer zweizylindrigen einfachen Expansionsmaschine geht aus der Fig. 206 u. 207 hervor. Die Zweifachexpansionsmaschine unterscheidet sich von der in Fig. 206 u. 207

dargestellten Einfachexpansionsmaschine durch die in Fig. 208 u. 209 skizzierte Anordnung und Durchmesser der Zylinder. Die Anordnung nach Fig. 208 u. 209 bezeichnet man als Verbund- oder Compoundmaschine, während die Ausführung nach Fig. 210, bei der der kleinere Hochdruckzylinder über dem größeren Niederdruckzylinder angeordnet wird, als Tandemmaschine Woolfschen Systems bekannt ist.

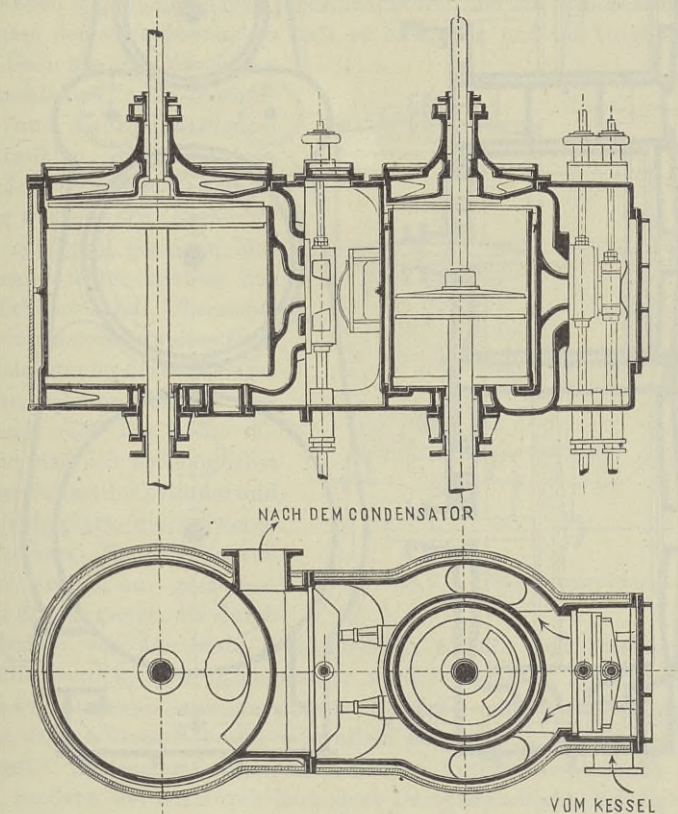


Fig. 208 u. 209. Zylinderanordnung einer zweizylindrigen Verbundmaschine.

Die Zylinderanordnung der Dreifachexpansionsmaschine der Fig. 211 und 212 ist gewissermaßen nur eine Erweiterung der Zweifachexpansionsmaschine um einen Zylinder.

Der Schieberkasten des kleinsten (Hochdruck-) Zylinders empfängt den Dampf direkt aus der Hauptdampfrohrleitung von der Kesselanlage und gibt den abgearbeiteten Dampf durch den mittleren Ausströmungskanal an den Schieberkasten (Receiver I) des nächstfolgenden größeren (Mitteldruck-) Zylinders ab. Von hier aus gelangt der durch die Arbeit im Hochdruckzylinder in seiner Spannung erniedrigte Dampf in den

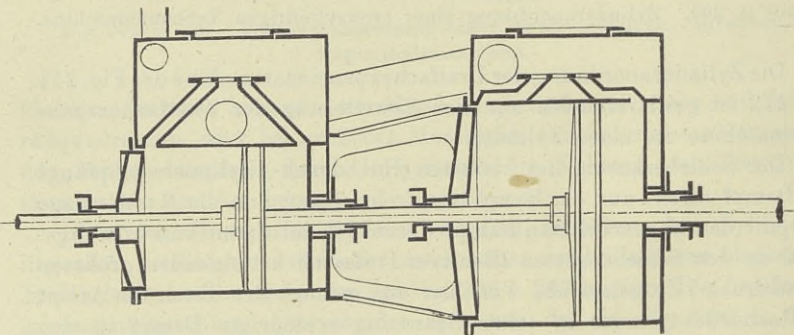


Fig. 210. Tandemmaschine
Woolfschen Systems.

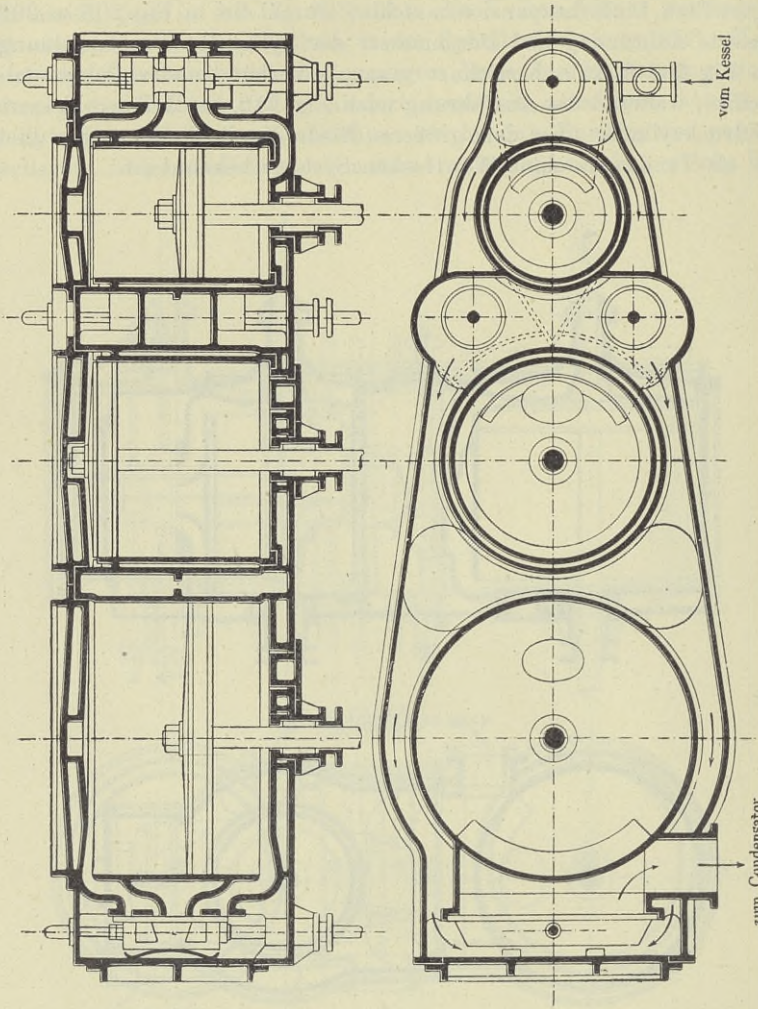


Fig. 211 u. 212. Zylinderanordnung einer dreizylindrigen Dreifachexpansionsmaschine.

Mitteldruckzylinder, um von hier aus wieder durch den mittleren Ausströmungskanal in den Schieberkasten (Receiver II) des Niederdruckzylinders mit noch weiter verringerter Spannung überzuströmen. Hat schließlich der Dampf im Niederdruckzylinder (dem dritten und größten) den Rest seiner Spannung bzw. Wärme in Arbeit umgewandelt, so tritt er in den Kondensator (oder bei Auspuffmaschinen ins Freie).

Falls durch die Zylinderdeckel verlängerte Kolbenführungsstangen vorgesehen sind, umgibt man dieselben häufig, um sie dem abkühlenden Einflusse der atmosphärischen Luft zu entziehen und um Unglücksfälle beim Bedienen der Maschinen auszuschließen, mit dampfdicht auf die Zylinderdeckel geschraubten Schutzhauben, so daß die Stopfbüchsen überflüssig werden. Zur Erzielung eines möglichst geringen Maschinengewichtes, leichter Zugänglichkeit und Übersichtlichkeit erhalten zuweilen auch Handelsdampfer die bei Kriegsschiffsmaschinen beliebte Anordnung nach Fig. 213. Es werden nämlich bei möglichst leichter Bauart der Zylinder und der Grundplatte die schweren gußeisernen Ständer durch leichte Säulen aus geschmiedetem Stahl ersetzt, die durch ein System von aus Stahl geschmiedeten Ankern und Streben solide versteift werden. Der Kondensator wird bei solchen Maschinen ganz unabhängig davon aus verzinnnten Kupfer- oder Eisenblechen gefertigt und in ihrer Nähe für sich allein aufgestellt. Oft erhalten auch die Luft-, Speise- und Lenzpumpen ihren Antrieb nicht durch Balanciers, sondern werden durch besondere Dampfmaschinen betätigt. Der Vorteil dieser getrennten Anordnung liegt in einer größeren Manövrierfähigkeit der Hauptmaschine, da durch die Luftpumpe bereits beim Stillstand der Maschine ein Vakuum im Kondensator erzeugt wird, was bei angekuppelter Luftpumpe nicht möglich ist. Außerdem gestatten die getrennten Speisepumpen ein gleichmäßigeres Kesselspeisen, wodurch die Lebensdauer der Kessel erhöht wird, und schließlich wird man die Lenzpumpen nur nach Bedarf laufen lassen und vermeidet dadurch einen unnötigen Kraftaufwand auf Kosten der Leistung der Hauptmaschine.

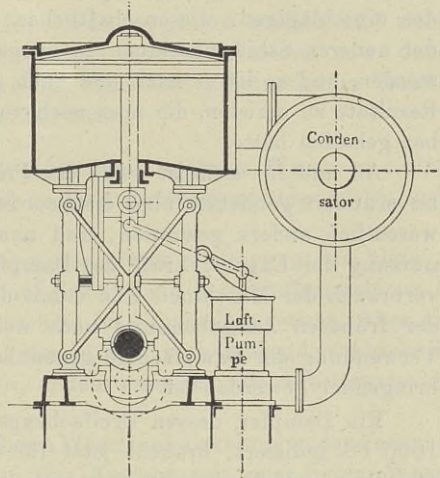


Fig. 213. Säulenmaschine.

Zehnter Abschnitt.

Die neuere Kolbenschiffsmaschine.

Die Erfahrungen, welche man im Laufe der Zeit mit den verschiedenen Schiffsmaschinensystemen sammelte, sowie die Ergebnisse der einschlägigen, wissenschaftlichen Untersuchungen sind beim Bau der neueren Schiffsmaschinen in ausgedehntester Weise berücksichtigt worden, und so ist es nach und nach gelungen, durch diese Maschinen Resultate zu erzielen, die man noch vor 30 Jahren für völlig unerreichbar gehalten hätte.

An und für sich ist zwar das Prinzip der Kolbendampfmaschinen unverändert geblieben, aber die Anordnung der einzelnen Teile ist doch wesentlich anders geworden, und namentlich durch die bessere Ausnutzung der Expansivkraft des Dampfes ist es gelungen, den Kohlenverbrauch der Maschinen und damit die Betriebskosten auf ein Drittel der früheren Ausgaben und noch weiter zu vermindern, so daß die Verwendung der Dampfschiffe gegenüber den Segelschiffen immer nutzbringender geworden ist.

Ein Dampfer, dessen Dreifachexpansionsmaschine im Durchschnitt 1000 PS indiziert, braucht jetzt für eine 20 tägige Reise nur 425 bis 450 Tonnen Kohlen an Bord zu nehmen, d. h. den dritten Teil dessen, was er noch vor vier Jahrzehnten mitführen mußte. Dafür kann also der als Beispiel angezogene Dampfer 900 Tonnen mehr an nutzbringender Ladung übernehmen. Hierdurch sind die Dampfschiffsreedereien geradezu gezwungen, um nicht erheblich der Konkurrenz gegenüber zurückstehen zu müssen, entweder die Compoundmaschinen (Verbundmaschinen) in ihren älteren Dampfern in Dreifachexpansionsmaschinen umbauen zu lassen, oder sich aber zum Einbau von Dampfüberhitzern zu entschließen.

Welche Fortschritte in der Ausnutzung der Brennstoffe seit Erfindung der Dampfmaschinen gemacht worden sind, läßt die nachstehende Zusammenstellung erkennen:

	Atmosphärische Maschine von Savery im Jahre 1700	Niederdruck- maschine von Watt im Jahre 1768	Hochdruck- maschine von Evans im Jahre 1801	Zweifach- expansions- maschine von Woolf im Jahre 1804	Verbund- maschine von Edler im Jahre 1850	Dreifach- expansionsmaschine	
						im Jahre 1870	im Jahre 1900
kg Kohle pro indizierte PS und Stunde . .	14	4	3	2	1	0,8	0,65

In ähnlicher Weise wie der Schiffskessel hat auch die Schiffsmaschine drei Hauptbedingungen zu erfüllen:

1. Sie muß ökonomisch arbeiten, d. h. sie soll von der im Kessel zur Dampfbildung verwendeten Wärme in der Zeiteinheit (z. B. in der Stunde) möglichst viel in mechanische Arbeit umwandeln und von dieser (indizierten Leistung) möglichst viel als nützliche Arbeit (effektive Leistung) zur Fortbewegung des Schiffes abgeben.

2. Die Maschine muß möglichst wenig Raum beanspruchen und möglichst wenig Gewicht haben, damit durch sie die Tragkraft und Ladefähigkeit des Schiffes tunlichst wenig verringert wird.

3. Der Betrieb der Maschine muß möglichst einfach und sicher sein, so daß derselbe ohne Störungen und Reparaturen usw. durch Wochen und Monate hindurch selbst unter den ungünstigsten Verhältnissen ungestört fortgesetzt werden kann.

Die beiden letzten Bedingungen sind in ihrem Wesen so einfach und so leicht zu übersehen, daß zu ihrer Erläuterung hier nichts mehr gesagt zu werden braucht.

Um dagegen über den Sinn der ersten Bedingung ins klare zu kommen, wird es nötig sein, auf das Prinzip der Schiffsmaschinen im besonderen, und der Dampfmaschine im allgemeinen etwas näher einzugehen, was ja an der Hand des in dem vorhergehenden Abschnitte Gesagten leicht geschehen kann, indem man sich die Arbeitsweise der Maschine vergegenwärtigt:

In dem Dampfkessel wird durch Wärmeentwicklung in der Feuerung und Überleitung der Wärme in das Kesselwasser aus diesem Wasser Dampf von bestimmter Spannung gebildet. Der entwickelte Dampf gelangt durch Röhren, Kanäle usw. in die eigentliche Dampfmaschine, verrichtet hier eine gewisse Menge mechanischer Arbeit und strömt endlich entweder in die freie Luft, oder er wird in einen abgeschlossenen Raum — den Kondensator — geleitet und hier durch Entziehung der ihm noch innewohnenden Wärme niedergeschlagen oder kondensiert. Die Kondensation des ausgearbeiteten Dampfes erfolgt natürlich auch im ersteren Falle beim Auspuff in die freie Luft, die ihm seine Wärme nach und nach entzieht. Hier bildet also gewissermaßen das Weltall den Kondensator; aber es ist leicht einzusehen, daß in diesem Falle die Kondensationswirkung, nämlich das Erzeugen einer Luftverdünnung (Vakuum), der Maschine nicht zu gute kommt.

Ließe man nun in der eben beschriebenen Weise die Maschine eine bestimmte Zeit hindurch arbeiten, so erkennt man, daß, wenn durch fortgesetzte Wärmezuführung der letzte Rest von Wasser im Kessel in Dampf verwandelt und in dieser Form durch die Maschine gegangen sein würde, ein weiteres Arbeiten der Maschine nicht möglich wäre, bevor nicht der Kessel wieder eine neue Füllung von Wasser erhalten hätte. Die Maschine würde dabei also für kürzere oder längere

Zeit in Stillstand geraten. Um dies zu vermeiden, d. h. der Maschine ein beliebig langes, gleichmäßig fortdauerndes Arbeiten zu ermöglichen, ist es also erforderlich, den aus praktischen Rücksichten immer ziemlich eng begrenzten Wasserinhalt des Kessels fortlaufend zu ergänzen, d. h. dem Kessel fortdauernd und möglichst gleichmäßig, solange die Maschine in Betrieb ist, ebensoviel kg Wasser zuzuführen, wie ihm die Maschine kg Dampf entnimmt. Wie dies mit Hilfe der Speisepumpe bewirkt wird, soll später näher besprochen werden. Vorläufig genüge es, darauf hinzuweisen, daß das Wasser also, indem man es durch Wärmezuführung und durch Wärmeentziehung verschiedene Aggregatzustände anzunehmen zwingt, einen Kreislauf durch die ganze Maschinenanlage macht. Es ist einleuchtend, daß dieser Kreislauf bei einer Auspuffmaschine im Prinzip genau derselbe ist, wie bei der Kondensationsmaschine, bei der das Wasser aus dem Kessel durch die Maschine in den (Oberflächen-) Kondensator geht, die also tatsächlich immer dasselbe Wasser wieder benutzt. Da bei der Auspuffmaschine das Weltall den Kondensator bildet, so kreist hier nicht immer dasselbe Wasser in der Maschine, sondern der kondensierte Dampf geht sozusagen in den Wasservorrat der ganzen Erde über, und aus diesem großen Vorrat entnimmt die Auspuffmaschine das zur Ergänzung ihres Kesselwassers erforderliche Speisewasser.

Diese Vorgänge (Prozeß), die sich gewissermaßen wie auf einer geschlossenen Kurve, auf einem Kreise abspielen, werden als Kreisprozeß bezeichnet. Man versteht also unter einem Kreisprozeß in der Wärmelehre jede Reihe von Zustandsänderungen eines Körpers, die denselben wieder in den Anfangszustand (d. h. auf dieselbe Temperatur, auf dasselbe Volumen und auf denselben spezifischen Druck) zurückbringen.

Sadi Carnot hat solche Prozesse zur Begründung seines Satzes der mechanischen Wärmetheorie (s. S. 19) und zur Ermittlung des Wärmewirkungsgrades (s. nachstehend) der Dampfmaschinen erdacht. Der Kreisprozeß findet bei den thermodynamischen Maschinen (Dampf-, Eis- und Heißluftmaschinen) Anwendung.

Jedenfalls ist es aus dem Vorstehenden leicht zu erkennen, daß das Wasser in seinen beiden Formen oder Aggregatzuständen für die Dampfmaschine nur die Rolle eines Trägers der Wärme spielt und daß die Wärme das eigentliche Lebenselement der Dampfmaschine bildet, und daß das Wasser oder der Dampf nur dazu dient, den Übergang von Energie bzw. die Umwandlung von Bewegung aus einer Form (Wärme) in eine andere (Massenbewegung) zu vermitteln.

Die Dampfmaschine ist also eine mechanische Vorrichtung, durch welche mittels der durch Wärme (Feuerung) erzeugten Spannkraft des Wasserdampfes mechanische Arbeit geleistet wird, sie ist also eine Wärmekraftmaschine.

Die Dampfmaschine wird mithin um so vollkommener arbeiten, je besser sie die ihr zugeführten Wärmemengen ausnutzt, d. h. in Massen-

bewegung umsetzt. In welchem Grade die in der Kesselfeuerung entwickelte Wärme von der Dampfmaschine ausgenutzt wird, läßt sich mit ziemlicher Genauigkeit leicht berechnen, indem man den Kohlenverbrauch einer solchen Maschine mit ihrer Arbeitsleistung vergleicht. Neuere Schiffsmaschinen, bei denen alles angewendet ist, um ein möglichst sparsames Arbeiten derselben zu erzielen, gebrauchen erfahrungsgemäß etwa 0,65 bis 0,75 kg Steinkohlen für jede indizierte Pferdekraft in einer Stunde (bei sehr guten Kohlen und Kesseln auch noch weniger). Nimmt man als Mittelwert einen Kohlenverbrauch von 0,7 kg an und rechnet die aus der Verbrennung von 1 kg Kohle entwickelte Wärmemenge zu 7500 W.-E., so ergibt sich, daß in der Kesselfeuerung in einer Stunde:

$$0,7 \cdot 7500 = 5250 \text{ W.-E.}$$

entwickelt werden müssen, damit obige Maschine 1 PS leistet.

Nach der mechanischen Wärmetheorie (S. 20) ist nun aber:

1 W.-E. gleichwertig mit 424 mkg Arbeitsleistung.

Obige 5250 W.-E. sind also mit

$$5250 \cdot 424 = 2\,226\,000 \text{ mkg}$$

gleichwertig, d. h. durch die Verbrennung von 0,7 kg Steinkohle müßte theoretisch in der Maschine eine Arbeitsleistung von 2 226 000 mkg erzeugt werden können.

Durch den Indikator, dessen Einrichtung und Anwendung im XV. Abschnitt näher beschrieben ist, wird nun aber nachgewiesen, daß der Dampf, welcher die Wärme jener 0,7 kg Steinkohle in die Zylinder der Maschine hineintrug, hier nur eine Arbeit von 1 PS leistete, die einer Leistung von $75 \frac{\text{mkg}}{\text{Sekunde}}$ entspricht.

Es findet sich also, daß in einer Stunde

$$75 \cdot 60 \cdot 60 = 270\,000 \text{ mkg}$$

mechanischer Arbeit durch den aus der Verbrennung von 0,7 kg Kohle erzeugten und in der Maschine verarbeiteten Dampf geleistet worden sind, während, wie oben gezeigt ist,

$$0,7 \cdot 7500 \cdot 424 = 2\,226\,000 \text{ mkg}$$

theoretisch zu erzeugen möglich gewesen sein müßte. Es wird also nur ein recht geringer Teil, nämlich

$$\frac{270\,000}{2\,226\,000} = 0,1213 \text{ oder etwa } 12 \text{ Proz.}$$

der in der Kesselfeuerung entwickelten Wärme in der Maschine in mechanische Arbeit umgewandelt und der weitaus größte Teil jener Wärme, nach den gemachten Annahmen volle 88 Proz., geht für eine nützliche Verwertung verloren.

Um sich über die Ursache dieses großen Verlustes klar zu werden, ist es nötig, sich zunächst zu vergegenwärtigen, daß der in der Maschine verarbeitete Dampf bei seinem Eintritte in den Kessel eine ganz andere Form besaß, d. h. daß er als tropfbar flüssiges Wasser in den Kessel eingeführt wurde und daß zur Umwandlung des Wassers in Dampf eine sehr erhebliche Wärmemenge verbraucht werden mußte. Wie auf S. 10 u. 21 gezeigt wurde, erfordert es nämlich einen sehr bedeutenden Wärmearaufwand, um das Wasser aus dem tropfbar flüssigen in den gasförmigen Zustand überzuführen. Ein Teil davon ist zunächst nötig, um das Wasser bis zum Sieden zu erhitzen; ein fernerer und sehr großer Teil der Wärme (die innere Verdampfungswärme) bewirkt die Umwandlung des Wassers in Dampf und ein dritter, mäßiger Teil (äußere Verdampfungswärme) überwindet den auf dem Dampfe lastenden äußeren Druck, schafft ihm also den zu seiner Bildung nötigen Raum. Man erkennt leicht, daß dieser Teil der Dampfwärme die Bewegung des Dampfkolbens bewirkt, solange der Dampf in den Zylinder einströmt. Er allein wird also ausgenutzt. Bei der darauf folgenden Expansion des Dampfes sinkt die Dampftemperatur entsprechend der Druckabnahme und auch diese Wärme (d. h. die als Dampftemperatur meßbare) trägt zur Arbeitsleistung bei. Was aber gar nicht ausgenutzt wird, das ist die innere Verdampfungswärme, also gerade der größte Teil des ganzen gemachten Wärmearaufwandes. Unter allen Umständen muß doch der Dampf die Zylinder der Maschine noch als Dampf verlassen und solange er eben Dampf bleibt, solange hält er auch den bezeichneten großen Teil seiner Wärme fest (s. Tab. Nr. IX), als zu seinem Bestehen unbedingt erforderlich. Erst im Kondensator oder bei der allmählichen Kondensation in der atmosphärischen Luft gibt der Dampf bei der Rückkehr in den Zustand des Wassers jene Wärme wieder frei, aber hier kommt sie der Maschine nicht mehr nennenswert zu gute. Sie wird entweder dazu dienen, die das Auspuffrohr umgebende Luft zu erwärmen, oder sie wird zum allergrößten Teile in das Kühl- bzw. Einspritzwasser des Kondensators übergehen und damit unbenutzt entweichen, soweit man sie nicht für die Anwärmung des Speisewassers benutzt.

Zu dem vorstehend beschriebenen Wärmeverluste treten noch verschiedene andere hinzu, welche sich selbst in der besten Maschine in der Praxis niemals ganz vermeiden lassen. Zunächst geht, wie früher schon ausgeführt wurde, bereits in der Kesselfeuerung von vornherein eine beträchtliche Wärmemenge durch die Zugerzeugung und die Bedienung der Feuerung, kurz, durch den Schornstein verloren. Ferner kann man die in der Feuerung entwickelte Wärme nicht gänzlich an der Ausstrahlung in den Heizraum hindern, so daß diese beiden Wärmeverluste also einen beträchtlichen Teil der in der Feuerung entwickelten Wärme überhaupt gar nicht in das Kesselwasser bzw. in den Dampf und in die Maschine gelangen lassen; die Ausnutzung dieser Wärmemengen ist also ganz und gar unmöglich.

Einen weiteren Teil der nun wirklich in den Dampf, also in Kessel, Rohrleitung und Maschine hinein gelangten Wärme muß man dann noch preisgeben, weil die Wandungen der den Dampf einschließenden Gefäße (Kessel, Röhren, Zylinder usw.) aus Metallen, also aus guten Wärmeleitern hergestellt werden müssen, und weil man selbst durch sorgfältige Umhüllung diese Wände nicht gänzlich daran hindern kann, einen Teil der von ihnen dem Dampfe entzogenen Wärme in die umgebende Luft auszustrahlen (siehe Abschnitt XIV). Dadurch wird eine entsprechende Dampfmenge kondensiert, d. h. ebenfalls wirkungslos gemacht, ehe sie überhaupt in die Maschine und zur Arbeitsentwicklung gelangen kann. Hierin gehört auch der bereits erläuterte Wärmeverlust bei der Expansion des Dampfes im Zylinder.

Den Schluß der Wärmeverluste bilden endlich diejenigen, welche durch die bei Schiffsmaschinenanlagen infolge ihrer eigenartigen Betriebsverhältnisse, d. h. durch das später näher zu erörternde Abschäumen und Abblasen der Kessel, durch die Erzeugung von Speisewasser aus Seewasser usw. entstehen.

Der Wärmewirkungsgrad ist also, wie vorstehend erläutert wurde, selbst bei den besten Schiffsmaschinen sehr niedrig, und zwar zum größten Teile deshalb, weil das als Wärmeträger auftretende Wasser bei seinem Kreislaufe durch die Maschine verschiedene Zustandsformen anzunehmen gezwungen werden muß. Gerade dieser Umstand ist es aber, der es ermöglicht, von der ganzen in der Maschine entwickelten mechanischen Arbeit einen großen Teil als nützliche Arbeit abzugeben, d. h. also, einen hohen mechanischen Wirkungsgrad der Maschine zu erhalten.

Von dem Gesamtbetrage der in der Maschine entwickelten mechanischen Arbeit würde in erster Linie diejenige in Abzug zu bringen sein, welche erforderlich ist, das Speisewasser in den Kessel zu schaffen. Ein Blick auf die Tabelle Nr. VIII zeigt nun aber, daß dieses Speisewasser selbst bei hohen Dampfspannungen immer noch einen ganz erheblich kleineren Raum einnimmt als der aus ihm entwickelte Dampf. So werden aus 1 Wasservolumen beispielsweise 307 Dampfvolumen von 6 Atm. abs. Spannung gebildet. Wollte man also solchen Dampf ganz ohne Expansion in einer Maschine verarbeiten, so brauchte man zum Einpressen des Speisewassers in den Kessel nur eine Speisepumpe, welche 307 mal kleiner wäre als der Dampfzylinder, also auch nur $\frac{1}{307}$ seiner Leistung zum Betriebe erforderte. Berücksichtigt man nun ferner, daß man durch eine zweckentsprechende Ausnutzung der Expansivkraft des fraglichen Dampfes etwa das Dreifache obiger Leistung erzielen kann, so wird das Verhältnis zwischen der zum Betriebe der Speisepumpe erforderlichen mechanischen Arbeit und der im Dampfzylinder entwickelten Arbeit noch ganz erheblich kleiner und man sieht, daß durch den Betrieb der Speisepumpe allein die ganze in der Maschine entwickelte Arbeit kaum meßbar verringert wird, was nicht der

Fall sein würde, wenn als Wärmeträger für die Maschine ein Mittel benutzt würde, welches nicht den großen Volumenunterschied des tropfbar flüssigen vom gasförmigen Zustande besäße.

Auch der Verlust an mechanischer Arbeit, welcher durch den Betrieb der neben der Speisepumpe an der Schiffsmaschine noch erforderlichen weiteren Pumpen: der Luftpumpe, der Zirkulationspumpe, der Lenzpumpen usw. entsteht, ist nicht erheblich. Zu diesen Pumpenwiderständen, welche nur durch die Bewegung des Wassers entstehen, kommen noch verschiedene Reibungswiderstände, welche durch die Stopfbüchsen und Kolben der Pumpen und durch die Zapfenreibung im Antriebsmechanismus derselben verursacht werden. Ferner diejenigen Reibungswiderstände, welche das Wasser seiner Bewegung durch die verschiedenen Ventile und Röhren usw. entgegengesetzt.

Da aber in neuerer Zeit vielfach die erforderlichen Pumpen getrennte Antriebsmaschinen erhalten, so sollen diese Widerstände in der nachstehenden Betrachtung nicht weiter berücksichtigt werden.

In jeder Maschine entstehen aber bei der Bewegung der einzelnen aneinander hingleitenden Teile ganz unvermeidliche Reibungswiderstände. Damit der zur Überwindung dieser Widerstände von der Maschine vorab zu leistende Arbeitsbetrag möglichst gering ausfällt, müssen, wie später noch näher erläutert werden wird, bei der Konstruktion und beim Bau der Maschine gewisse Gesichtspunkte im Auge behalten und beim Betriebe der Maschine die verschiedenen Reibungsflächen einer besonderen Behandlung unterworfen werden.

Die Reibungswiderstände einer Schiffsmaschinenanlage umfassen:

I. Im Zylinder: die Kolben- und Stopfbüchsenreibung.

a) Die Kolbenreibung entsteht dadurch, daß die Dichtungsringe der Dampfkolben behufs dichten Abschlusses mit einer gewissen Spannkraft gegen die Zylinderwandungen gepreßt werden müssen. Bei horizontal oder schräg liegenden Maschinen tritt hierzu noch ein größerer oder geringerer Teil, verursacht durch das Eigengewicht von Kolben und Kolbenstange.

b) Die Stopfbüchsenreibung ist unvermeidlich, weil die Stopfbüchsenpackung ebenfalls zur Herstellung des dampfdichten Abschlusses mit einer bestimmten Kraft gegen die Kolbenstangen und Schieberstangen usw. gepreßt werden muß. Bei liegenden Maschinen verursacht noch das Gewicht von Kolben und Kolbenstange bzw. Schieber und Schieberstange eine erhöhte Reibung.

II. Im Gestänge: Reibung der Kreuzkopfgleitbahn, im Kreuzkopfpapfen, im Schieber und in der Steuerung.

a) Die Kreuzkopfreibung an der Geradföhrung oder Gleitbahn. Dieselbe entsteht dadurch, daß die Lenkstange durch die umlaufende

Kurbel gezwungen wird, außer der auf- und ab- bzw. hin- und hergehenden auch noch eine pendelnde Bewegung auszuführen. Sobald nun aber die Lenkstange eine schräge Lage gegenüber der Kolbenstange einnimmt, sucht sie den Kreuzkopf zur Seite zu drücken, d. h. die Kolbenstange zu verbiegen. Diesen Druck nehmen nun die Gleitbacken des Kreuzkopfes auf, infolgedessen muß bei der Kreuzkopfbewegung ein entsprechender Reibungswiderstand entstehen, der um so kleiner wird, je länger die Lenkstange im Verhältnis zum Kurbelradius ist.

b) Die Zapfenreibung der Kreuzkopf-, Kurbel- und Wellenzapfen rührt von dem Drucke her, mit dem der auf den Dampfkolben pressende Dampf die verschiedenen Zapfen bei ihrer Bewegung gegen ihre Lageraschen drückt.

c) Die Reibungswiderstände im Steuerungsmechanismus. Die Schieber werden durch den Dampfdruck, durch besondere Federn und in gewissen Fällen auch noch durch ihr Eigengewicht gegen die Schieber Spiegel gepreßt. Bei ihrer Bewegung müssen also Reibungswiderstände entstehen, welche ihrerseits wieder eine gewisse Kraftäußerung und damit weitere Reibungswiderstände an den Zapfen- und Gleitflächen der äußeren Steuerungsteile bedingen.

III. In der Maschine: Diese Widerstände setzen sich zusammen aus denen der Kurbelzapfen, der Grundlager und insbesondere der Schiffsschwingungen, die durch die Maschine selbst erzeugt werden. Die beiden erstgenannten Widerstände sind ohne weiteres einleuchtend, so daß nur die Arbeitsverluste, die durch die Trägheit oder das Beharrungsvermögen der Massen der bewegten Maschinenteile entstehen, einer etwas eingehenderen Erörterung bedürfen.

Alle Naturkörper haben bekanntlich das Bestreben, in Ruhe zu verharren, wenn sie sich in Ruhe befinden, und eine Bewegung weiter fortzusetzen, nachdem sie einmal in Bewegung gebracht wurden. Je größer das Gewicht, oder je größer die Geschwindigkeit ist, je größer wird die Arbeit, welche erforderlich ist, einen Körper in Bewegung zu setzen oder ihn aus der Bewegung wieder zum Stillstand zu bringen. Ein solcher Wechsel zwischen Ruhe und Bewegung erfolgt aber für die sich bewegenden Maschinenteile unaufhörlich. Dieselben sind zweimal während einer vollen Umdrehung der stetig sich drehenden Kurbelwelle für einen Moment im Ruhezustande (im Totpunkte). Sie müssen dann mit einer bestimmten, allmählich größer werdenden Geschwindigkeit in Bewegung gesetzt werden, um nach und nach diese Bewegung wieder zu verlangsamen und wieder zur Ruhe zu kommen. Je größer oder schwerer also diese bewegten Massen sind und je rascher der Übergang zwischen Ruhe und Bewegung erfolgen soll, desto mehr Arbeit muß vom Dampfe aufgewendet werden, um sie in Bewegung zu setzen, und desto mehr Arbeit werden also auch jene Massen wieder abgeben, wenn sie aus der Bewegung wieder in den Ruhezustand übergehen, weil

sie die zu ihrer Bewegung aufgewendete Arbeit gewissermaßen in sich aufspeichern. Diese von den bewegten Massen wieder abgegebene Arbeit wird nun, wenn es nicht durch besondere Einrichtungen soweit wie möglich verhindert wird, bei jedem Hubwechsel, d. h. bei jedem Übergange von Bewegung zur Ruhe, durch die Kurbel und die Welle auf die Wellenlager und die Grundplatte übertragen, d. h. die Welle wird in ihren Lagern auf- und ab-, bzw. hin- und hergeschoben und -gestoßen, und die Lager übertragen diesen Schub oder Stoß weiter auf die Grundplatte der Maschine und ihren Unterbau. Liegt nun beispielsweise die Bewegungsrichtung des Kolbens und der mit ihm verbundenen Teile mehr oder weniger parallel zur Befestigungsfläche der Maschinengrundplatte, so wird in der ganzen Maschine bei jedem Hubwechsel das Bestreben entstehen, sich auf dem Fundamente hin und her zu verschieben. Wenn also solche liegenden Maschinen nicht sehr fest mit ihrem Unterbau verbunden sind, so werden sie sich darauf hin- und herschieben, sie „zucken“ und zwar um so stärker, je rascher sie laufen und je schwerer die bewegten Massen sind. Verhindern läßt sich das Zucken nur dadurch, daß man solche Maschinen ausbalanciert, d. h. in denselben Massen anbringt, die den obengenannten entgegenwirken, was in der Regel dadurch geschieht, daß man an der Welle den Kurbeln gegenüber entsprechend schwere Gewichte anbringt (s. Fig. 202), die bei ihrer Umdrehung eine den übrigen bewegten Massen entgegengesetzte Bewegungsrichtung haben und dadurch deren Einfluß aufheben.

Bei stehenden Schiffsmaschinen machen sich diese Vibrationen nicht minder stark bemerkbar; da sie sich aber nicht, wie bei Landmaschinen, nur auf das Maschinenfundament erstrecken, sondern sich auch dem ganzen Schiffskörper mitteilen und diesen in schädlicher Weise beeinflussen, so erscheint ihre tunlichste Beseitigung aus Gründen eines gesicherten Schiffsbetriebes entschieden geboten.

Diese Vibrationserscheinungen auf Dampfern zuerst theoretisch untersucht und Mittel zur Abhilfe gefunden zu haben, ist das hervorragende Verdienst von Konsul Otto Schlick, dem früheren Leiter des Germanischen Lloyd.

Der Schlicksche Massenausgleich.

Da der einzig dastehende Erfolg der neueren deutschen Schnelldampfer nur durch die bahnbrechenden Arbeiten Schlicks möglich geworden ist, ist es sicherlich angebracht, hier wenigstens in gedrängter Kürze das Prinzip des Massenausgleiches bei Dampfmaschinen nach Schlickschem System¹⁾ zu bringen.

¹⁾ Näheres siehe Schlick, Über den Einfluß des Aufstellungsortes der Dampfmaschine auf die Vibrationserscheinungen bei Dampfern; Derselbe, Die Untersuchung der Vibrationserscheinungen von Dampfern; Schubert, Theorie des Schlickschen Massenausgleiches bei mehrkurbeligen Dampfmaschinen.

Bei jeder in Bewegung begriffenen Kolbendampfmaschine muß der Masse des Kolbens und der Gestänge [Kolbenstange, Kreuzkopf, Lenk- oder Pleuelstange¹⁾, Kurbel usw.] während der ersten Hälfte des Hubes eine Beschleunigung erteilt und die erlangte Geschwindigkeit dieser Teile während der zweiten Hälfte wieder bis auf Null verzögert werden. Infolgedessen ist der während der ersten Hubhälfte von dem Kolben auf das Hauptwellenlager übertragene Druck geringer als der entgegengesetzt wirkende auf den Zylinderboden, und in der zweiten Hubhälfte ist der Lagerdruck um ebensoviel größer als der Druck auf den Zylinderboden. Es werden demgemäß Kräfte (sog. Massendrucke) frei, die das Maschinengestell in der Richtung der Zylinderachse abwechselnd in entgegengesetzter Richtung zu verschieben suchen, so daß der Gesamtschwerpunkt der Maschine bei jeder Kurbelstellung auf demselben Punkte verharret.

Bei einer Dampfmaschine (es sei eine vertikale Dampfmaschine vorausgesetzt) mit nur einer Kurbel treten nur die geschilderten Kräfte in der Richtung der senkrechten Zylinderachse auf. Sind zwei gleiche Maschinen nebeneinander aufgestellt, die auf eine gemeinschaftliche Welle mit zwei um 180° gegeneinander versetzten Kurbeln arbeiten, so heben sich zwar die senkrecht wirkenden Massendrucke der beiden Maschinen gegenseitig auf, sie erzeugen jedoch ein Kräftepaar, das das Maschinengestell abwechselnd an den Enden aufzukippen und niederzudrücken sucht.

Sind die Kurbeln der beiden Maschinen um 90° gegeneinander versetzt (ein Fall, der bei zweizylindrigen Maschinen am meisten vorkommt), so treten nicht nur Vertikalkräfte, sondern auch gleichzeitig kippende Kräftepaare auf. Dasselbe ist der Fall bei dreikurbeligen Maschinen mit unter 120° versetzten Kurbeln und bei vierkurbeligen Maschinen mit unter 90° versetzten Kurbeln, vorausgesetzt, daß die Gestänge der einzelnen Zylinder verschiedene Gewichte haben.

Wenn die Umdrehungszahl einer aufrecht stehenden Schiffsmaschine so groß ist, daß die Periode der auftretenden Massenwirkungen (diese ist gewöhnlich übereinstimmend mit der Zeit für eine Umdrehung) dieselbe ist wie die Schwingungsperiode des mit seiner Längsachse sich in einer Vertikalebene durchbiegenden Schiffes, wenn also Synchronismus (d. h. Gleichzeitigkeit) oder Resonanz (d. h. Mitschwingen elastischer Körper) eintritt, so treten außerordentlich heftige Vibrationen des Schiffskörpers auf, die bei großen Dampfmaschinen in einer vertikalen Durchbiegung der Längsachse bis zu 150 mm Pfeilhöhe bestehen, wodurch leicht ein Leckspringen der Außenhautbeplattung, Lockern der Nietverbände eintreten kann.

Gewöhnlich treten nur Vibrationen erster Ordnung, d. h. solche

¹⁾ Richtiger ist die Schreibweise Bleuelstange, weil sie als Kurbelstange eine schlagende Stange, also ein Bleuel (durchbleuen) ist.

mit nur zwei Knotenpunkten auf (Fig. 214) und zwar bei Dampfern von 150 m Länge bei etwa 80 bis 90 Umdrehungen der Maschine pro Minute. Wird die Umdrehungszahl bis etwa auf das Doppelte gesteigert, so treten Vibrationen zweiter Ordnung mit drei Knotenpunkten auf (Fig. 215). Bei einer weiteren beträchtlichen Steigerung der Umdrehungszahl entstehen Vibrationen dritter Ordnung mit vier Knotenpunkten (Fig. 216) usw.

Schlick, der die Erscheinung der Schiffsvibrationen eingehend studiert hat, stellte zuerst eine Formel auf, nach der die Vibrationszahl im voraus berechnet werden kann, so daß man die Umdrehungs-

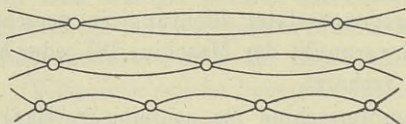


Fig. 214 bis 216. Schiffsvibrationen erster, zweiter und dritter Ordnung mit zwei, drei und vier Knotenpunkten.

zahl der Maschine so zu wählen vermag, daß keine Resonanz und also auch keine Vibrationen auftreten. Er konstruierte ein Meßinstrument, den sog. Pallographen¹⁾, zur Untersuchung der Vibrationserscheinungen und ermittelte auch zuerst den Einfluß des Aufstellungsortes der Maschine im Schiffe auf diese Vibrationen.

Mit Hilfe des von Schlick 1892 erfundenen Pallographen läßt sich an sog. Schaulinien oder Pallogrammen ersehen, daß die Vibrationen eines und desselben Schiffes bei verschiedenen Geschwindigkeiten verschieden sind und nicht etwa bei der größten Geschwindigkeit am stärksten in die Erscheinung treten. Die Pallogramme zeigen außerdem, daß die stärksten Schwingungen an ganz bestimmten Stellen des Schiffes auftreten, welche Teile des Schiffskörpers eine besondere Verstärkung (Längsstringer, Querstringer, Rahmenspanten) erfahren müssen, um einen sicheren Schiffsverband zu wahren. Schließlich geben die pallographischen Aufzeichnungen Aufschluß über die sog. kritischen Umdrehungszahlen einer Schiffsmaschine, bei denen die Vibrationen am stärksten sind, und die vermieden werden können und müssen, um den Schiffskörper von sehr großen Erschütterungen zu verschonen. Da man jetzt bei jeder Schiffsmaschine diese kritische Umdrehungszahl leicht ermitteln kann, so wird man bei Maschinenmanövern ein unnötig langes Verweilen der Maschine bei dieser Tourenzahl vermeiden.

Nach Schlicks Untersuchungen ergeben Maschinen, die nur Vertikalkräfte hervorbringen (einzylindrige Maschinen), keine Vibrationen, wenn sie genau im Knotenpunkte aufgestellt sind. Bei jeder Aufstel-

¹⁾ Gebaut von Maihak-Hamburg.

lung außerhalb des Knotenpunktes erzeugen sie Vibrationen und zwar um so stärker, je weiter sie vom Knotenpunkte entfernt sind.

Maschinen, die nur kippende Kräftepaare erzeugen (Maschinen mit zwei unter 180° versetzten Kurbeln und gleichen Gestängegewichten), bringen keine Vibrationen hervor, wenn sie genau in der Mitte zwischen zwei Knotenpunkten aufgestellt sind.

Alle Maschinen, die gleichzeitig Vertikalkräfte und kippende Kräftepaare erzeugen, bringen bei jeder Aufstellung im Schiffe Vibrationen hervor. Ausnahmen bestehen jedoch bei gewissen dreikurbeligen und vierkurbeligen Maschinen. Sie erzeugen nämlich dann keine Vibrationen, wenn die Gewichte der auf- und abgehenden Massen und die Entfernungen der Zylinder von dem Durchschnittspunkte der Tangenten, die man im Aufstellungsorte der Maschine an die durchgebogene Schiffsachse legen kann, so gewählt sind, daß für alle Zylinder das Produkt aus dem Gestängegewicht mit den Abständen der Zylinder von dem Tangentenschnittpunkt gleich ist. Da diese Bedingung in der Praxis gewöhnlich nicht zu erfüllen ist, so hat man darauf Bedacht genommen, Maschinen zu konstruieren, bei denen sich die Massenwirkungen, die an den einzelnen Kurbeln auftreten, gegenseitig aufheben.

Es gelang Schlick 1893, eine Schiffsmaschine zu konstruieren, die dieser Anforderung genügt. Die Schlickschen Maschinen müssen wenigstens vier Kurbeln besitzen und die Abstände der Zylinder, die Gewichte der Gestänge und die Kurbelwinkel müssen in einem ganz bestimmten Verhältnis zueinander stehen. Die bewegten Teile der beiden mittleren Zylinder müssen dabei in einem gewissen Verhältnis schwerer sein als die der äußeren, und die vier Kurbeln haben eine eigentümliche Winkelanordnung, bei der die beiden mittleren Kurbeln gewöhnlich einen Winkel von etwa 100 bis 106° und die beiden äußeren einen Winkel von 50 bis 60° einschließen.

Die mit solchen Maschinen ausgerüsteten Schiffe zeigen keinerlei Vibrationen, es sei denn, daß eine fehlerhafte Schiffsschraube zur Anwendung gelangt.

Das Schlicksche Maschinensystem hat für alle großen und schnellen Dampfer der Handels- und Kriegsmarine (auch in England) allgemeinen Eingang gefunden.

Ein Massenausgleich, wie er bei der vierkurbeligen Maschine erreichbar ist, läßt sich bei der dreikurbeligen Maschine nicht erzielen, da sich die Momente der Massendrucke aus praktischen Gründen nicht beseitigen lassen. Ein gewisser Ausgleich der Massendrucke der rotierenden Gewichte ist zwar durch entsprechende Gegengewichte möglich, jedoch sieht man in der Praxis davon meist ab und begnügt sich mit einer dem Ausgleich günstigen Anordnung, und zwar setzt man:

1. Die Kurbel unter 120° .

2. Die Zylinder möglichst nahe aneinander (indem die Schieber außerhalb der Mittellängsebene Aufstellung finden).

3. Den Niederdruckzylinder in der Mitte zwischen Hochdruck- und Mitteldruckzylinder.

Zu diesen vorbesprochenen Arbeitsverlusten im Zylinder, im Gestänge und in der Maschine selbst gesellen sich noch einige weitere, welche die Natur der Schiffsmaschine mit sich bringt. Dahin gehören:

IV. Die Arbeitsverluste in der Wellenleitung, welche durch das Gewicht und die Stopfbüchsen in der Wellenleitung nach dem Propeller auftreten, sowie diejenigen Reibungswiderstände, welche aus dem Drucke des Propellers (der Räder oder der Schraube) gegen die Flächen der Drucklager oder Radlager entstehen.

V. Die Arbeitsverluste, die die Stevenrohrstopfbüchse, die Pockholzlager und die der Propeller selbst erzeugt, indem er bei seiner Rotation dem Schiffe gewisse Schwingungen erteilt.

Diese vorstehend aufgezählten Arbeitsverluste gibt Föttinger wie folgt an:

I. Im Zylinder:	
Kolbenreibung	0,5 Proz.
Stopfbüchsenreibung	0,5 „
II. Im Gestänge:	
Gleitbahn	4,0 „
Kreuzkopfszapfen	1,5 „
Schieberreibung und Steuerung	5,0 „
III. In der Maschine:	
Kurbelzapfen	2,0 „
Grundlager	2,0 „
Schiffsschwingungen, durch die Maschine erzeugt	4,0 „
IV. In der Wellenleitung:	
Drucklager	2,0 „
Drei Lauflager zu 0,4 Proz.	1,2 „
V. Propellerwelle:	
Stevenrohrstopfbüchse	0,8 „
Zwei Pockholzlager	2,5 „
Schiffsschwingungen durch den Propeller	4,0 „

In Summa: 30,0 Proz.

Für die Größe dieser Verluste ist aber nicht nur die Konstruktion, sondern in hohem Grade auch die Art der Instandhaltung und die Betriebsweise von Einfluß. Rauhe oder schlecht geschmierte Reibungsflächen, stoßende Lager und Führungen, unnötig fest angezogene Stopfbüchsen und vor allem eine schlecht regulierte Steuerung können sehr leicht den Wirkungsgrad einer ursprünglich in Konstruktion und Ausführung tadellosen Maschine so weit herabdrücken, daß eine mangelhaft gebaute, aber gut instand gehaltene und geführte Maschine bessere

Betriebsresultate liefert als jene, ein Beweis für den Wert eines tüchtigen Maschinisten.

In der Regel nimmt man an, daß die aufgezählten Arbeitsverluste zusammengekommen etwa 30 bis 40 Proz. der Gesamtleistung der Maschine betragen und daß sie im Verhältnis zu dieser Gesamtleistung um so kleiner ausfallen, je größer die Maschine ist, d. h. je mehr Leistung sie entwickelt. Die obigen von Föttinger entwickelten 30 Proz. Arbeitsverlust beziehen sich aber nur bis zum Propeller; nicht berücksichtigt sind die Propellerwiderstände, die aus der Reibung der durch das Wasser bewegten Propellerflächen und aus dem Slip oder Rücklauf des Propellers (dessen Wesen wir weiter unten im Abschnitt XIII besprechen) herrühren. Diese Verluste beziffern sich auf 10 bis 15 Proz.

Rechnen wir zu obigen 30 Proz. also noch 15 Proz. Propellerarbeitsverluste hinzu, so würden für eine Schiffsmaschine, die 1000 indizierte Pferdekkräfte leistet, nach obigen Versuchen hiervon 45 Proz. oder

$$0,45 \cdot 1000 = 450 \text{ Pferdekkräfte}$$

durch die verschiedenen Arbeitsverluste verzehrt werden und für die Fortbewegung des Schiffes, also als Nutzleistung, blieben noch

$$1000 - 450 = 550 \text{ effektive Pferdekkräfte}$$

zur Verfügung.

Die exakte Bestimmung der effektiven Leistung von Schiffsmaschinen war, sobald es sich um Beträge von einigen hundert Pferdekkräften handelte, bis vor kürzester Zeit unmöglich. Die Schwierigkeit einer Bremsung, hervorgerufen durch die gewaltigen Kräfte, die beschränkten Raumverhältnisse, die Unzugänglichkeit der Schiffsmaschine, des Propellers, sowie in erster Linie der vollständige Mangel an anderen und dabei leicht ausführbaren Meßmethoden waren die Gründe, warum man sich mit Angabe der indizierten Maschinenleistung begnügen mußte. Erst durch die grundlegenden Arbeiten von Bauer, Gümbel, Frahm und Lorenz ist es Föttinger gelungen, einen Indikator zu konstruieren, der die Effektivleistungen aus einem selbsttätig aufgezeichneten Diagramm der tatsächlichen Drehkräfte zu bestimmen gestattet. Dieser Föttingersche Torsionsindikator (Jahrb. d. Schiffsbautechn. Ges. 1903) ermöglicht die Bestimmung der effektiven Drehmomente aus der Torsion der Welle, eine Methode, die von dem berühmten Thermodynamiker Hirn vor 60 Jahren in die Technik eingeführt und neuerdings von Prof. Denton, Frahm und Föttinger wieder angewendet wurde.

Es ist einleuchtend, daß eine Welle durch die Arbeitsübertragung der Maschinenkraft auf den Propeller eine gewisse Verdrehung erleiden muß, welcher Verdrehungsbogen von den zu übertragenden Kräften abhängig ist.

Gelingt es uns nun, diesen Verdrehungsbogen zu messen, so können wir umgekehrt auf die Kräfte schließen, die denselben hervorgebracht haben. Mit anderen Worten: Die Größe des Verdrehungsbogens bildet ein Maß für die von der Welle übertragenen effektiven Leistungen der Maschine. Um eine Vorstellung von der Größenordnung der in Betracht kommenden Verdrehungsbogen zu geben, sei folgendes angeführt:

Bei einer Wellenleitung von 320 mm Durchmesser, die 2000 PS bei 76 Touren überträgt, beläuft sich der mittlere Verdrehungsbogen, gemessen auf dem Flanschenumfang, d. h. im Abstände von 315 mm vom Wellenmittel, auf 17,5 mm, und zwar für eine Totallänge der Laufwellen von 25,2 m.

Zur Erzielung möglichst großer Verdrehungsbögen muß der Meßradius und die Meßlänge des untersuchten Wellenstückes möglichst groß gewählt werden. Auf die Konstruktionseinzelheiten des Föttinger-schen Instrumentes können wir hier aus Platzmangel nicht näher eingehen und verweisen auf das Schiffbautechnische Jahrbuch 1903, S. 441 ff.

Bevor wir auf die Meßmethoden zur Ermittlung der indizierten Leistung einer Maschine übergehen, sei noch der Unterschied zwischen indizierter und effektiver Maschinenleistung klargestellt.

Indizierte Leistung ist die vom Dampfe an die Kolben der Maschine abgegebene Leistung. Einem Strome vergleichbar, fließt sie durch die Gestänge in die Kurbelwelle und durch die Laufleitung nach ihrem Bestimmungsort, dem Propeller; unterwegs, an jeder Berührungsstelle beweglicher Teile, versickert ein Teil des ursprünglichen Energiestromes und nur ein Bruchteil, die effektive Leistung, erzwingt die nutzbringende Drehung der Schraube. Die zahlreichen Verluste gibt die vorstehende Zusammenstellung ziffernmäßig wieder.

Eine allgemein gültige Erklärung der effekten Leistung besteht zurzeit noch nicht, man versteht darunter entweder die

Tabelle Nr. XXXII.

Mechanischer Wirkungsgrad der Schiffsmaschinen:

$$\eta = \frac{\text{Effektive Leistung}}{\text{Indizierte Leistung}} = \frac{PS_e}{PS_i}$$

PS_i	η	PS_i	η	PS_i	η
unter 10	0,58	400—500	0,68	2000—3000	0,85
10—50	0,59	500—600	0,69	3000—4000	0,88
50—100	0,60	600—700	0,71	4000—5000	0,89
100—150	0,61	700—800	0,72	5000—6000	0,90
150—200	0,62	800—900	0,73	6000	0,91
200—300	0,64	900—1000	0,74	und mehr	
300—400	0,66	1000—2000	0,79		

Leistung in der Welle hinter der Maschine oder hinter dem Drucklager oder vor dem Stevenrohre, oder endlich die dem Propeller zugeführte Leistung. Die gleiche Willkür herrscht bezüglich des prozentualen Verhältnisses von effektiver zu indizierter Leistung, das als mechanischer Wirkungsgrad bezeichnet wird. Die vorstehende Tabelle XXXII gibt den mechanischen Wirkungsgrad von Schiffsmaschinen wieder. Hierbei ist als effektive Leistung diejenige Zahl von Pferdekraften gewählt, die zum Drehen der Schraube nutzbar zur Verwendung kommt.

Praktische Messungen mit dem Föttingerschen Torsionsindikator haben folgende Werte ergeben:

Bei einer Schiffsmaschine von

1630 PS _i	war der mechanische Wirkungsgrad . .	$\eta = 0,885$
1640	" " " " " " . .	$\eta = 0,910$
1940	" " " " " " . .	$\eta = 0,911$
2370	" " " " " " . .	$\eta = 0,920$
2690	" " " " " " . .	$\eta = 0,911$
4500	" " " " " " . .	$\eta = 0,935$

Die Tabelle läßt erkennen, daß mit der Zunahme an Maschinenkraft auch der Wirkungsgrad η günstiger wird.

Wie die indizierte Leistung einer Maschine auf verschiedenen Wegen ermittelt werden kann, soll sogleich gezeigt werden; das Verfahren ist immer verhältnismäßig einfach und führt teilweise zu fast absolut genauen Resultaten.

Die Größe der indizierten Leistung einer Maschine ist abhängig:

1. von der Größe der Zylinderdurchmesser bzw. von der Größe der Kolbenfläche;
2. von der Länge der Kolbenwege und der Tourenzahl bzw. von der Kolbengeschwindigkeit pro Sekunde;
3. von der Höhe des Dampfdruckes und Vakuums;
4. von dem Grade der Expansion des Dampfes.

Es läßt sich sowohl die indizierte Leistung einer vorhandenen Maschine ermitteln, wie man umgekehrt auch aus einer verlangten indizierten Leistung die erforderlichen Abmessungen einer Maschine zu ermitteln imstande ist. Im letzteren Falle müssen selbstverständlich von den aufgeführten vier Größen drei bekannt sein bzw. den Umständen gemäß angenommen werden.

Auf jeden Fall ermitteln sich die unter 1., 2. und 3. aufgeführten Größen, welche man in einer vorhandenen Maschine unmittelbar vor sich hat, ohne Schwierigkeit. Die Hauptaufgabe der Rechnungen liegt immer in der Ermittlung des von der Eintrittsspannung und von dem Expansionsgrade abhängigen sog. mittleren Dampfdruckes auf den Kolben.

Der Dampfdruck im Zylinder hat bekanntlich während der Einströmung, d. h. solange der Schieber den Kanal geöffnet hält, eine der Kesselspannung ziemlich genau entsprechende Höhe. Nachdem der Schieber den Kanal geschlossen hat, also während der Expansion, sinkt der Dampfdruck allmählich und geht im Augenblicke, wo der Schieber den Ausströmungskanal öffnet, in die Gegendruckspannung über. Der Dampfdruck auf den Kolben wird also vom Anfang nach dem Ende des Kolbenweges hin immer kleiner. Wollte man nun dieses allmähliche Kleinerwerden in der Rechnung direkt berücksichtigen, so würde diese sehr verwickelt werden. Um das zu vermeiden, ermittelt man zuerst den sog. mittleren Dampfdruck. Nun nimmt man an, daß dieser von Anfang bis Ende der Kolbenbewegung auf den Kolben gleichmäßig gewirkt hätte und daß dabei dasselbe Resultat entstanden wäre, wie durch die Wirkung der allmählich kleiner werdenden Dampfdrucke. In Wirklichkeit kann natürlich der mittlere Dampfdruck, welcher durch den ganzen Kolbenweg wirkend gedacht wird, nur in einem einzigen Augenblicke und während eines unendlich kleinen Teiles des Kolbenweges gewirkt haben, obgleich dieser Umstand in keiner Weise die Richtigkeit der Rechnung beeinflußt.

Der mittlere Dampfdruck läßt sich in verschiedener Weise ermitteln.

Die zuverlässigste Methode ist die Bestimmung mittels des Indikators, welcher mit großer Genauigkeit das Sinken des Dampfdruckes während der Expansion im Zylinder anzeigt (indiziert).

Weniger genau ist die Methode der reinen Rechnung, und zwar deshalb, weil sie ein Verhalten des Dampfes voraussetzt, welches derselbe fast nie einhält. Da die Untersuchungen tatsächlicher, vom Indikator gezeichneter Diagramme ergeben haben, daß die Expansionslinie meist einer gleichseitigen Hyperbel ziemlich ähnlich ist, so legt man dieser Rechnung auch als Kurve, welche die Expansion des Dampfes figurlich darstellen soll, die gleichseitige Hyperbel zugrunde.

Die Arbeit des Dampfes im Zylinder.

Unter der Annahme, daß kein schädlicher Raum (siehe weiter unten) vorhanden ist und daß der Dampf während der Einströmungsperiode in den Zylinder die volle Kesselspannung p beibehält, ist die Arbeit des Dampfes während der Füllung oder Admission gleich der Fläche $ABCD$ (Fig. 217), also:

$$\text{Füllungsarbeit} = p \cdot a.$$

Bezeichnet s = Kolbenhub, so ist der mittlere Admissionsdruck p_a , bezogen auf den ganzen Hub,

$$p_a = p \cdot \frac{a}{s},$$

oder setzt man

$$\frac{a}{s} = \varepsilon,$$

so wird

$$p_a = p \cdot \varepsilon.$$

Den Quotienten $\frac{a}{s}$ bezeichnet man als Füllungsgrad ε und gibt denselben entweder als Bruch oder in Prozenten des Hubvolumens an. Der reziproke (umgekehrte) Wert $\frac{s}{a} = \frac{1}{\varepsilon}$ heißt der Expansionsgrad oder die relative Expansion E_r .

Unter Gesamtfüllungsgrad versteht man bei Mehrfachexpansionsmaschinen das Verhältnis des in den Hochdruckzylinder eingelassenen Dampfolumens zu dem Volumen des Niederdruckzylinders, während der reziproke Wert dieses Verhältnisses die Gesamtexpansion angibt.

Es sei:

$$\frac{\text{Niederdruckzylindervolumen}}{\text{Hochdruckzylindervolumen}} = i,$$

so ist

$$\text{Gesamtfüllungsgrad } \varepsilon = \frac{a}{s \cdot i} = \frac{\varepsilon_h}{i},$$

$$\text{Gesamtexpansion } \frac{1}{\varepsilon} = \frac{s \cdot i}{a} = i \cdot \frac{1}{\varepsilon_h},$$

wenn ε_h = Füllungsgrad vom Hochdruckzylinder bedeutet.

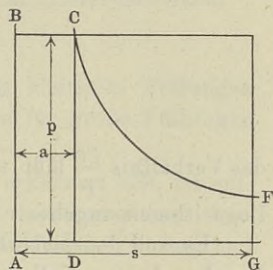


Fig. 217. Die Arbeit des Dampfes.

Die Arbeit des Dampfes während der Expansion ist gleich dem unter der Expansionskurve gelegenen Flächenstück $CFGD$ (Fig. 217); der Inhalt dieser Fläche läßt sich mit Hilfe der höheren Mathematik ermitteln und zwar ist

$$CFGD = p \cdot a \cdot \log \text{nat} \frac{s}{a}.$$

Der mittlere Druck p_e dieser Expansionsarbeit, bezogen auf den Hub s , ermittelt sich demnach zu

$$p_e = p \cdot \frac{a}{s} \cdot \log \text{nat} \frac{s}{a}$$

und mit

$$\frac{a}{s} = \varepsilon \quad \text{und} \quad \frac{s}{a} = \frac{1}{\varepsilon}$$

wird

$$p_e = p \cdot \varepsilon \cdot \log \text{nat} \frac{1}{\varepsilon}.$$

Der mittlere Druck des sog. „theoretischen“ Diagramms $ABCFG$ setzt sich aber zusammen aus dem theoretischen mittleren

Druck der Admission p_a und dem theoretischen mittleren Druck der Expansion p_e , also

$$p_t = p_a + p_e,$$

oder die obigen Werte von p_a und p_e eingesetzt, gibt

$$\begin{aligned} p_t &= p \cdot \varepsilon + p \cdot \varepsilon \cdot \log \text{nat} \frac{1}{\varepsilon} \\ &= p \cdot \varepsilon \cdot \left(1 + \log \text{nat} \frac{1}{\varepsilon} \right). \end{aligned}$$

Bei mehrstufiger Expansion bedeutet ε hier den Gesamtfüllungsgrad und $\frac{1}{\varepsilon}$ die Gesamtexpansion.

Wir bezeichnen $\frac{1}{\varepsilon} = E_r$ als relative Expansion; diesen Wert eingesetzt, erhalten wir:

$$\begin{aligned} p_t &= \frac{p}{E_r} (1 + \log \text{nat} E_r) \\ \frac{p_t}{p} &= \frac{\log \text{nat} E_r + 1}{E_r}; \end{aligned}$$

das Verhältnis $\frac{p_t}{p}$ läßt sich nun rechnerisch mit Hilfe der natürlichen Logarithmen angeben.

Es soll beispielsweise ermittelt werden der theoretische mittlere Druck auf einen Kolben, wenn die Anfangsspannung im Zylinder 4 Atm. Überdruck beträgt und die Expansion nach $\frac{1}{4}$ Kolbenhub eintritt.

Die relative Expansion ist $\frac{4}{1} = 4$, also wird

$$\frac{p_t}{p} = \frac{\log \text{nat} 4 + 1}{4}.$$

Es ist $\log \text{nat} 4 = 1,3863$

$$+ 1$$

$$\hline 2,3863 : 4 = 0,59657.$$

Der absolute Anfangsdruck p im Zylinder ist in vorliegender Aufgabe

$$p = 4 + 1 = 5 \text{ Atm.},$$

demnach ist

$$p_t = 5 \cdot 0,59657 = 2,98285 \text{ Atm.},$$

welcher Wert noch um den hinter dem Kolben wirksamen Gegendruck (bei Kondensationsmaschinen 0,2 Atm.) verringert werden muß, also ist: $2,98285 - 0,2 = 2,78285$ Atm. der theoretische mittlere Druck.

Hierbei ist jedoch vorausgesetzt, daß die Steuerung des gedachten Zylinders derartig eingerichtet ist, daß sie den einströmenden Dampf

nicht drosselt und auch sonst keine Druckverluste verursacht. In Wirklichkeit ist aber eine solche Steuerung nicht möglich. Der Dampf wird vielmehr durch die Schieber usw. immer mehr oder weniger an der freien Einströmung in die Zylinder gehindert und ferner muß in Rücksicht auf den ruhigen Gang der Maschine schon vor Ende des Kolbenhubes der arbeitende Dampf zum Ausströmen gebracht und der Abdampf am Ausströmen gehindert werden. Man darf wegen dieser Drosselung des Dampfes und wegen der Druckverluste durch Vorausrömen und durch Kompression den vorstehend ermittelten Wert des mittleren Dampfdruckes nicht als endgültig ansehen, sondern muß ihn noch mit einer Verhältniszahl k multiplizieren, welche kleiner ist als 1 und deren Größe von der Güte der Steuerung und von ihrer Art abhängig ist, die also als der Wirkungsgrad der Steuerung betrachtet werden kann. Man bezeichnet den Faktor k als Völligkeitsgrad.

Unter gewöhnlichen Umständen kann man für Schiffsmaschinen

$$k = 0,5 \text{ bis } 0,7$$

annehmen, und zwar den kleinen Wert für die kleineren Füllungen (also große relative Expansion) und den großen für große Füllungen (also kleine relative Expansion).

Der Wert von k , den die Tabelle Nr. XXXIII erkennen läßt, ist entstanden durch das Hineinzeichnen von Indikatordiagrammen ausgeführter Maschinen in das theoretische sog. Hilfsdiagramm, und zwar hat man den Wert ermittelt:

$$k = \frac{\text{Flächeninhalt des Diagramms der ausgeführten Maschine}}{\text{Flächeninhalt des Hilfsdiagramms}}.$$

Tabelle Nr. XXXIII.

Völligkeitsgrade für Kondensationsmaschinen (vgl. Bauer).

	Expansion in einem Zylinder	Zweifache Expansion, Verbund- maschine	Dreifache Expansion in drei Zylindern	Dreifache Expansion in vier od. fünf Zylindern	Vierfache Expansion in vier od. mehr Zylindern
Große Maschinen mit klein. Tourenzahlen (bis etwa 100) . .	0,7—0,75	0,6—0,67	—	—	—
Kleine Maschinen mit hoh. Tourenzahlen (über 100)	0,65—0,7	0,55—0,6	—	—	—
Kriegsschiffe (hohe Touren) . .	—	—	0,53—0,54	0,50—0,52	—
Handelsschiffe bis etwa 100 Touren .	—	—	0,56—0,61 (meist 0,58)	0,54	0,52—0,53

Beim konstruktiven Entwurf einer Maschine wählt man die Größe von k nach dem Völligkeitsgrad einer Maschine gleichen Typs und tunlichst gleicher Größe.

Für den oben erwähnten Zylinder möge $k = 0,6$ angenommen werden, so daß sich berechnet:

$$0,6 \cdot 5 \cdot 0,59657 = 1,78971$$

und

$$1,78971 - 0,2 = 1,5897 \text{ oder rund } 1,59 \text{ Atm.}$$

als der wirklich zu erwartende nutzbare Dampfdruck für jeden qcm Kolbenfläche.

Zur schnelleren Ermittlung ist das Verhältnis $\frac{p_t}{p}$ für die verschiedenen Werte der relativen Expansion und der Gesamtfüllung in der Tabelle Nr. XXXIV mit Hilfe der natürlichen Logarithmen nach der Formel:

$$\frac{p_t}{p} = \frac{\log \text{nat } E_r + 1}{E_r}$$

zusammengestellt worden.

Bei Benutzung der Tabelle ist folgende Regel festzuhalten:

Man suche in der Tabelle den zu der betreffenden relativen Expansion gehörigen Faktor $\frac{p_t}{p}$ auf, multipliziere mit diesem Faktor den absoluten Anfangsdruck im Zylinder und den Wirkungsgrad k der Steuerung und subtrahiere von dem gefundenen Produkt für den schädlichen Gegendruck, bei Kondensationsmaschinen 0,2 Atm. und bei Nichtkondensationsmaschinen 1,2 Atm., so erhält man in der Differenz den gesuchten mittleren nutzbaren Kolbendruck pro qcm Kolbenfläche.

Da sich die mechanische Arbeit darstellt als ein Produkt aus Kraft und Weg, so ist jetzt nur noch, nachdem die Kraft, nämlich der mittlere Druck, bekannt ist, der Weg pro Sekunde, also die Geschwindigkeit, mit welcher sich der Kolben bewegt, zu bestimmen.

Bei vorhandenen Maschinen, deren Umlaufszahl pro Minute und deren Hub bekannt sind, ermittelt sich die Geschwindigkeit des Kolbens folgendermaßen:

Macht die Kurbelwelle eine Umdrehung, so geht der Kolben einmal aufwärts und einmal abwärts, macht also, wenn mit l der Kolbenweg bezeichnet wird, bei einer Kurbelwellendrehung einen Weg von $2 \cdot l$. Macht ferner die Welle in einer Minute n Umdrehungen, so muß sie in jeder Sekunde $\frac{n}{60}$ Umgänge gemacht haben, so daß also die Kolbengeschwindigkeit pro Sekunde sich bestimmt aus:

$$v = \frac{2 \cdot l \cdot n}{60}.$$

Tabelle Nr. XXXIV.

Faktorentabelle zur Berechnung der theoretischen mittleren Dampfdrucke.

Gesamt- expansion $\frac{1}{\varepsilon}$	Gesamt- füllung ε	$\frac{p_t}{p}$	Gesamt- expansion $\frac{1}{\varepsilon}$	Gesamt- füllung ε	$\frac{p_t}{p}$	Gesamt- expansion $\frac{1}{\varepsilon}$	Gesamt- füllung ε	$\frac{p_t}{p}$
1,33	0,752	0,9657	6,25	0,160	0,4532	11,20	0,089	0,3049
1,40	0,714	0,9546	6,30	0,159	0,4509	11,25	0,089	0,3040
1,50	0,667	0,9370	6,40	0,156	0,4463	11,30	0,0855	0,3030
1,60	0,625	0,9188	6,50	0,154	0,4418	11,40	0,0877	0,3011
1,70	0,588	0,9003	6,60	0,152	0,4374	11,50	0,0870	0,2994
1,75	0,571	0,8911	6,70	0,149	0,4331	11,60	0,0862	0,2974
1,80	0,556	0,8820	6,75	0,148	0,4310	11,70	0,0855	0,2956
1,90	0,526	0,8641	6,80	0,147	0,4289	11,75	0,0851	0,2947
2,00	0,500	0,8465	6,90	0,145	0,4248	11,80	0,0847	0,2939
2,10	0,476	0,8294	7,00	0,143	0,4208	11,90	0,0840	0,2921
2,20	0,455	0,8129	7,10	0,141	0,4169	12,00	0,0833	0,2904
2,25	0,444	0,8048	7,20	0,139	0,4131	12,10	0,0826	0,2887
2,30	0,435	0,7968	7,25	0,138	0,4111	12,20	0,0820	0,2870
2,40	0,417	0,7814	7,30	0,137	0,4093	12,25	0,0816	0,2861
2,50	0,400	0,7665	7,40	0,135	0,4056	12,30	0,0813	0,2853
2,60	0,385	0,7521	7,50	0,133	0,4019	12,40	0,0806	0,2836
2,70	0,370	0,7382	7,60	0,132	0,3984	12,50	0,0800	0,2821
2,75	0,364	0,7315	7,70	0,130	0,3949	12,60	0,0794	0,2804
2,80	0,357	0,7249	7,75	0,129	0,3932	12,70	0,0787	0,2789
2,90	0,345	0,7120	7,80	0,128	0,3915	12,75	0,0784	0,2781
3,00	0,333	0,6995	7,90	0,127	0,3882	12,80	0,0781	0,2773
3,10	0,323	0,6875	8,00	0,125	0,3849	12,90	0,0775	0,2757
3,20	0,313	0,6760	8,10	0,123	0,3817	13,00	0,0769	0,2741
3,25	0,308	0,6703	8,20	0,122	0,3785	13,10	0,0763	0,2726
3,30	0,303	0,6648	8,25	0,121	0,3770	13,20	0,0758	0,2712
3,40	0,294	0,6540	8,30	0,120	0,3755	13,25	0,0755	0,2705
3,50	0,286	0,6436	8,40	0,119	0,3724	13,30	0,0752	0,2697
3,60	0,278	0,6335	8,50	0,118	0,3694	13,40	0,0746	0,2683
3,70	0,270	0,6238	8,60	0,116	0,3665	13,50	0,0741	0,2668
3,75	0,267	0,6191	8,70	0,115	0,3636	13,60	0,0735	0,2654
3,80	0,263	0,6145	8,75	0,114	0,3622	13,70	0,0730	0,2640
3,90	0,256	0,6054	8,80	0,114	0,3608	13,75	0,0727	0,2633
4,00	0,250	0,5965	8,90	0,112	0,3580	13,80	0,0725	0,2626
4,10	0,244	0,5880	9,00	0,111	0,3552	13,90	0,0719	0,2613
4,20	0,238	0,5798	9,10	0,110	0,3526	14,00	0,0714	0,2599
4,25	0,235	0,5757	9,20	0,109	0,3499	14,10	0,0709	0,2586
4,30	0,233	0,5717	9,25	0,108	0,3486	14,20	0,0704	0,2573
4,40	0,227	0,5640	9,30	0,108	0,3473	14,30	0,0699	0,2560
4,50	0,222	0,5564	9,40	0,106	0,3447	14,40	0,0694	0,2547
4,60	0,217	0,5491	9,50	0,105	0,3422	14,50	0,0690	0,2534
4,70	0,213	0,5420	9,60	0,104	0,3396	14,60	0,0685	0,2521
4,75	0,211	0,5385	9,70	0,103	0,3373	14,70	0,0680	0,2509
4,80	0,208	0,5351	9,75	0,103	0,3361	14,80	0,0676	0,2496
4,90	0,204	0,5284	9,80	0,102	0,3349	14,90	0,0671	0,2484
5,00	0,200	0,5219	9,90	0,101	0,3326	15,00	0,0667	0,2472
5,10	0,196	0,5155	10,00	0,100	0,3302	15,10	0,0662	0,2460
5,20	0,192	0,5093	10,10	0,099	0,3279	15,20	0,0658	0,2448
5,25	0,190	0,5063	10,20	0,098	0,3257	15,30	0,0654	0,2436
5,30	0,189	0,5033	10,25	0,097	0,3246	15,40	0,0649	0,2425
5,40	0,185	0,4975	10,30	0,097	0,3224	15,50	0,0645	0,2413
5,50	0,182	0,4917	10,40	0,096	0,3213	15,60	0,0641	0,2402
5,60	0,179	0,4862	10,50	0,095	0,3191	15,70	0,0637	0,2391
5,70	0,175	0,4808	10,60	0,094	0,3170	15,80	0,0633	0,2380
5,75	0,174	0,4781	10,70	0,093	0,3150	15,90	0,0629	0,2369
5,80	0,172	0,4755	10,75	0,093	0,3140	16,00	0,0625	0,2358
5,90	0,169	0,4703	10,80	0,093	0,3129	16,25	0,0615	0,2331
6,00	0,167	0,4652	10,90	0,092	0,3109	16,50	0,0606	0,2305
6,10	0,164	0,4604	11,00	0,091	0,3088	17,00	0,0588	0,2255
6,20	0,161	0,4555	11,10	0,090	0,3065			

Beträgt also der Kolbenhub 1,22 m und macht die Maschine pro Minute 90 Umgänge, so ist die Kolbengeschwindigkeit pro Sekunde:

$$v = \frac{2 \cdot 1,22 \cdot 90}{60} = 3,66 \text{ m.}$$

Der Gesamtkolbendruck berechnet sich aus dem Durchmesser des Zylinders und dem ermittelten nutzbaren mittleren Druck.

Bezeichnet d den Durchmesser des Zylinders in cm, so ist bekanntlich

$$F = \frac{d^2 \pi}{4}$$

die Kolbenfläche in qcm, und wenn nun noch p_m den mittleren nutzbaren Dampfdruck bezeichnet, so muß

$$P = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot p_m$$

den mittleren nutzbaren Gesamtkolbendruck darstellen.

Da endlich:

$$\mathfrak{A} = P \cdot v$$

die indizierte Leistung der Kraft P sein würde, so erhält dafür in Sekunden-Meter-Kilogramm

$$\mathfrak{A} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot p_m \cdot \frac{2 \cdot l \cdot n}{60},$$

und, wenn schließlich noch a die Anzahl der Zylinder bedeutet, so wird die Gesamtleistung in Pferdekraften, da 75 mkg bekanntlich eine Pferdekraft darstellen:

$$\left| N_i = \frac{a \cdot d^2 \pi \cdot p_m \cdot 2 \cdot l \cdot n}{4 \cdot 75 \cdot 60} \right|$$

Zur Erläuterung dieser Formel mögen folgende Beispiele dienen.

1. Beispiel: Es soll die indizierte Leistung einer zweizylindrigen gewöhnlichen Expansionsmaschine berechnet werden, welche mit 5 Atm. Überdruck, $\frac{1}{4}$ Zylinderfüllung und 75 Umgängen pro Minute arbeitet. Die Kolben- bzw. Zylinderdurchmesser betragen 1,22 m und der Kolbenhub 0,914 m; der Gegendruck des Kondensators sei 0,2 Atm. abs.

Da der Dampf vom Kessel bis zur Maschine eine lange Rohrleitung zu passieren hat, welche schlecht bekleidet ist, so soll angenommen werden, das Manometer in der Maschine zeige nur 4,5 Atm. Überdruck, also 5,5 Atm. abs.

Die Zahl der relativen Expansion ist $4:1 = 4$; dazu gehört nach der Tabelle Nr. XXXIV der Faktor 0,5965. Man erhält also:

$$5,5 \cdot 0,5965 = 3,281,$$

und bei einem Wirkungsgrade der Steuerung von $k = 0,7$:

$$0,7 \cdot 3,281 = 2,2967 \text{ Atm.,}$$

demnach als nutzbaren mittleren Dampfdruck pro qcm Kolbenfläche

$$2,2967 - 0,2 = 2,0967 \text{ kg,}$$

etwa so, daß, da $a = 2$ ist, und $d = 1,22 \text{ m} = 122 \text{ cm}$:

$$N_i = \frac{2 \cdot 122^2 \cdot \pi \cdot 2,0967 \cdot 2 \cdot 0,914 \cdot 75}{4 \cdot 75 \cdot 60}$$

$$N_i = 1496 \text{ PS}_i.$$

2. Beispiel: Umgekehrt könnte auch die Aufgabe so gestellt sein, daß die Leistung einer Maschine gegeben wäre und nun die Dimensionen derselben so ermittelt werden müßten, daß die Maschine möglichst vorteilhaft arbeitet.

Es sollen z. B. die Zylinderverhältnisse für eine Maschine ermittelt werden, welche 120 PS_i leisten soll, und wegen beschränkten Raumes nur einzylindrig ausgeführt werden kann.

Da die ganze Höhe der Maschine abhängig ist von der Größe des Kolbenhubes, so möge angenommen werden, ein Kolbenhub von 0,5 m sei für die Verhältnisse passend. Im übrigen müssen Kolbengeschwindigkeit, Dampfdruck und Füllung so gewählt werden, daß die Maschine möglichst vorteilhaft arbeitet. Es sei also:

$$\text{Kolbenhub} \dots\dots\dots = 0,5 \text{ m}$$

$$\text{Umgänge pro Minute} \dots\dots = 150$$

$$\text{Dampfdruck} \dots\dots\dots = 5,5 \text{ Atm. Überdruck}$$

$$\text{Zylinderfüllung} \dots\dots\dots = 1/5.$$

Die Maschine soll einen Kondensator erhalten.

Der Anfangsdruck im Zylinder sei 5 Atm. Überdruck oder 6 Atm. abs.; die relative Expansion ist 5:1 = 5. Dazu gehört nach der Tabelle Nr. XXXIV der Faktor 0,5219, so daß sich der nutzbare mittlere Dampfdruck für $k = 0,6$ zu

$$0,6 \cdot 6 \cdot 0,5219 - 0,2 = 1,679 \text{ kg pro qcm}$$

etwa bestimmt, und man bekommt daher zur Bestimmung des Zylinderdurchmessers die Gleichung:

$$120 = \frac{1 \cdot d^2 \pi \cdot 1,679 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot 150}{4 \cdot 60 \cdot 75},$$

oder

$$\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{120 \cdot 60 \cdot 75}{1,679 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot 150} = 2145 \text{ qcm.}$$

Demnach:

$$d = 52,3 \text{ cm,}$$

oder

$$d = 523 \text{ mm}$$

als Zylinderdurchmesser.

Die so erläuterte Methode der rechnungsmäßigen Ermittlung des mittleren Dampfdruckes im Zylinder leidet aber an zwei Übelständen.

Erstens daran, daß man dabei ein Verhalten des Dampfes voraussetzt, welches er tatsächlich niemals genau einhält, und zweitens daran, daß man die Druckverluste, welche der Dampf durch die Steuerung

erleidet, nicht genau vorhersehen kann. Man ist daher gezwungen, schätzungsweise Annahmen zu machen, welche auf Erfahrungsergebnissen beruhen und die Richtigkeit der Rechnung wird deshalb ganz wesentlich von der Richtigkeit jener Annahmen abhängen. Die obige Rechnungsmethode kann also auf absolute Genauigkeit keinen Anspruch machen und man muß deshalb bei ihrer Anwendung vorsichtig sein.

In noch höherem Grade als bei den einfachen Expansionsmaschinen ist dies der Fall bei der Berechnung mehrfacher Expansionsmaschinen, also bei der Berechnung von Verbundmaschinen oder Dreifachexpansionsmaschinen. Will man mit Hilfe jener Methode die Abmessungen solcher Maschinen bestimmen, so ist man gezwungen, noch weitere Annahmen zu machen, weil die einzelnen Vorgänge bei der stufenweisen Expansion des Dampfes durch reine Rechnung überhaupt nicht absolut genau zu verfolgen sind. Eine derartige Rechnung darf deshalb immer nur als eine mehr oder weniger überschlägige angesehen werden. Sie würde etwa in folgender Weise durchzuführen sein:

3. Beispiel: Es sei für eine zweizylindrige Verbundmaschine, welche 1200 PS indizieren soll, gegeben:

Dampfüberdruck im Kessel	= 7,5 kg/qcm
Kolbenhub	= 1,2 m
Anzahl der Umdrehungen in der Minute .	= 65

Gesucht werden die Zylinderdurchmesser und die Füllungsverhältnisse der beiden Zylinder.

Für ein ökonomisches Arbeiten der Maschine ist es erforderlich, daß die Zylinderdimensionen so bestimmt werden, daß die Gesamtleistung der Maschine gleichmäßig zwischen dem Hochdruck- und dem Niederdruckzylinder verteilt wird, d. h. daß jeder Zylinder die Hälfte der Gesamtleistung entwickelt. Ferner, daß beide Zylinder mit gleich weit voneinander entfernt liegenden Temperaturgrenzen arbeiten, d. h. daß in beiden Zylindern die Differenz zwischen den Temperaturen des einströmenden und des ausströmenden Dampfes gleich groß ist.

Um nun zunächst diese Temperaturgrenzen festlegen zu können, muß man den Spannungsabfall vorher abschätzen, den der Dampf vom Kessel bis zum Beginn der Expansion erleidet. Dieser Spannungsabfall hängt ab von dem Querschnitt, der Länge, der Wärmeschutzmasse und von Richtungsänderungen der Dampfröhreleitung, ferner von der Umdrehungszahl der Maschine, von der Beschaffenheit der Hochdruckzylinderkanäle und schließlich von der Steuerung selbst. Gewisse Anhaltspunkte für die Ermittlung dieses Spannungsabfalles gibt die Tabelle Nr. XXXV.

Für dieses Beispiel würde also ein Spannungsabfall von 1,5 Atm. zu wählen sein, so daß der Anfangsdruck im Hochdruckzylinder $P_a = P - 1,5 = 7,5 - 1,5 = 6$ kg Überdruck $= 6 + 1 = 7$ kg abs. beträgt.

Tabelle Nr. XXXV.

Spannungsabfall zwischen Kessel und Beginn der Expansion.

	Kleine Einzylinder- und Zwillingen- maschinen $p = 6 - 8 \text{ Atm.}$	Verbund- maschinen $p = 8 - 11$	Große Drei- und Vierfach- expansionsmaschinen bei $p \leq 12$ Abfall $3,2 - 3,8$
Bei niedriger Kessel- spannung und Touren- zahl	0,8 — 1,2	1,5 — 2	
Bei hoher Kessel- spannung und Touren- zahl	1,2 — 1,5	2 — 3	bei $p \leq 16$ Abfall $3,5 - 4,5$

Unmittelbar bevor der Dampf aus dem Niederdruckzylinder in den Kondensator strömt, muß sein Druck auf 0,5 kg pro qcm (abs.) gesunken sein, wenn die Expansionskraft des Dampfes voll ausgenutzt worden sein soll. Die Endspannung des Dampfes ist also anzunehmen zu:

$$P_e = 0,5 \text{ kg pro qcm (abs.)}$$

Jedem Dampfdrucke P entspricht nun aber nach früheren Ausführungen eine ganz bestimmte Temperatur T , und zwar gehört (nach der Tabelle Nr. IX) zum Anfangsdruck $P_a = 7 \text{ kg}$ eine Temperatur $T_a = 165,3^\circ \text{C}$, während dem Enddruck $P_e = 0,5 \text{ kg}$ die Temperatur $T_e = 81,7^\circ \text{C}$ entspricht. In der Mitte zwischen der oberen Temperaturgrenze T_a und der unteren T_e liegt eine mittlere Temperatur

$$T_m = \frac{T_a + T_e}{2},$$

wozu wieder ein ganz bestimmter Dampfdruck P_m gehört. Im obigen Beispiel ist

$$T_m = \frac{165,3 + 81,7}{2} = 123,5^\circ \text{C},$$

und dazu gehört (nach der Tabelle Nr. IX) ein absoluter Dampfdruck

$$P_m = 2,2 \text{ kg pro qcm.}$$

Um also der oben bezeichneten Bedingung bezüglich der gleich großen Temperaturunterschiede zu genügen, müßte der Hochdruckzylinder zwischen den Grenzen T_a und T_m , der Niederdruckzylinder zwischen den Grenzen T_m und T_e arbeiten, in dem vorliegenden Zahlenbeispiel also zwischen $165,3$ und $123,5^\circ$, der Niederdruckzylinder dagegen zwischen den Grenzen $123,5$ und $81,7^\circ \text{C}$ arbeiten.

Diesem Erfordernis wird annähernd entsprochen, wenn man das Verhältnis der Zylindergrößen und die Verteilung des Dampfes so einrichtet, daß der mit der Spannung P_a (entsprechend der Temperatur T_a)

in den Hochdruckzylinder einströmende Dampf hier bis auf die Spannung P_m (entsprechend der Temperatur T_m) expandiert, mit dieser Spannung den Hochdruckzylinder verläßt, in den Niederdruckzylinder einströmt und hier derartig weiter expandiert, daß er mit der Endspannung $P_e = 0,5 \text{ kg}$ (entsprechend der Endtemperatur T_e) in den Kondensator abströmt.

Nach dem Mariotteschen Gesetze verhalten sich nun aber die Dampfspannungen umgekehrt wie die dampferfüllten Raumgrößen. Um also im Hochdruckzylinder aus einem Anfangsdruck P_a einen Enddruck P_m zu erzeugen, muß das Dampfvolmen mit der Anfangsspannung P_a sich zum Dampfvolmen mit der Endspannung P_m umgekehrt verhalten wie der Anfangsdruck zum Enddruck, d. h. es muß sein:

$$\text{Anfangsvolumen : Endvolumen} = P_m : P_a,$$

oder der Dampf muß im Hochdruckzylinder im Verhältnis

$$\frac{\text{Abs. Anfangsdruck}}{\text{Abs. Enddruck}} = \frac{P_a}{P_m} = E_r \text{ fach}$$

expandiert werden, wenn man auf den schädlichen Raum des Zylinders, dessen Rauminhalt ja an der Expansion teilnimmt, keine Rücksicht nimmt und die Drosselung des Dampfes durch die Steuerung usw. ebenfalls außer acht läßt.

Da nun ferner in der ganzen Verbundmaschine der Dampf von der Anfangsspannung P_a auf die Endspannung P_e herunterexpandiert werden soll, so muß offenbar das Verhältnis zwischen der Größe des Hochdruckzylindervolumens und derjenigen des Niederdruckzylindervolumens so gewählt werden, daß die E_r -fache Expansion des Dampfes im Hochdruckzylinder durch den Niederdruckzylinder auf eine $i \cdot E_r$ -fache gebracht wird, derart, daß der verlangte Enddruck von $0,5 \text{ kg/qcm}$ entsteht. Es muß also sein:

$$\text{Gesamtexpansionsgrad} = i \cdot E_r = \frac{P_a}{P_e} = \frac{P_a}{0,5},$$

wenn man wieder den Einfluß der schädlichen Räume und die Wirkung der Steuerung außer Betracht läßt und auch die im Receiver unvermeidlichen Druckverluste zunächst nicht berücksichtigt.

Für unser Zahlenbeispiel war bereits ermittelt:

$$P_a = 7 \text{ kg und } P_m = 2,2 \text{ kg.}$$

Die Expansion des Dampfes im Hochdruckzylinder müßte also hier

$$E_r = \frac{P_a}{P_m} = \frac{7}{2,2} = 3,2 \text{ fach}$$

sein. Dafür nimmt man in Rücksicht auf die Drosselung des Dampfes durch die Steuerung etwas weniger, etwa

$$E_r = 3$$

an, d. h. der Dampf muß im Hochdruckzylinder bei $\frac{1}{3}$ des Hubes abgesperrt werden, oder der Hochdruckzylinder muß mit $\frac{1}{3}$ Füllung arbeiten.

Da ferner der Enddruck des Niederdruckzylinders zu 0,5 kg festgestellt war, so müßte eigentlich der Gesamtexpansionsgrad im vorliegenden Falle

$$i \cdot E_r = \frac{P_a}{P_e} = \frac{7}{0,5} = 14$$

angenommen werden. Wegen der unvermeidlichen Druckverluste im Receiver und in Rücksicht auf den Einfluß der Steuerung würde aber ein solcher Expansionsgrad einen niedrigeren Enddruck als 0,5 kg erzeugen, und um das zu vermeiden, richtet man die Maschine so ein, als ob man einen etwa um 50 Proz. höheren Enddruck, d. h. also einen Enddruck $P_e = 0,7$ kg erzielen wollte. Dazu würde in unserem Beispiele ein Gesamtexpansionsgrad

$$i \cdot E_r = \frac{P_a}{P_e} = \frac{7}{0,7} = 10$$

erforderlich sein.

Im Hochdruckzylinder ist nun der Dampf bereits dreifach expandiert worden, so daß er im Niederdruckzylinder nur noch im Verhältnis

$$i = \frac{\frac{P_a}{P_e}}{\frac{P_a}{P_m}},$$

im vorliegenden Falle also im Verhältnis

$$i = \frac{10}{3} \text{ oder } 3,33 \text{ fache}$$

weiter expandiert werden muß.

Da sich nach den vorstehenden Erörterungen das Volumen des Niederdruckzylinders zu dem des Hochdruckzylinders verhalten muß wie $i:1$, so ist im vorliegenden Beispiele

$$i:1 = 3,33:1, \text{ also } i = 3,33,$$

d. h. das Volumen des Niederdruckzylinders muß für jenes Beispiel das 3,33 fache des Hochdruckzylindervolumens sein, und da beide Zylinder gleichen Kolbenhub haben sollen, so ist sonach sofort das Verhältnis der beiden Kolbenflächen zueinander gefunden.

Wenn

D = Durchmesser des Niederdruckkolbens

und

d = Durchmesser des Hochdruckkolbens

ist, so muß stattfinden:

$$\frac{D^2\pi}{4} : \frac{d^2\pi}{4} = i : 1 = 3,33 : 1,$$

oder

$$\frac{d^2\pi}{4} = \frac{1}{3,33} \cdot \frac{D^2\pi}{4}.$$

Ist nun ferner noch:

 p_m = mittl. nutzbarer Druck im Niederdruckzylinder, P_m = mittl. nutzbarer Druck im Hochdruckzylinder, N_i = gesamte indizierte Leistung in beiden Zylindern,

so muß, da beide Zylinder gleich viel leisten sollen:

$$\frac{N_i}{2} = \frac{D^2\pi}{4} \cdot p_m \cdot \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{d^2\pi}{4} \cdot P_m \cdot \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75},$$

oder

$$N_i = \frac{D^2\pi}{4} \cdot p_m \cdot \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75} + \frac{d^2\pi}{4} \cdot P_m \cdot \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75},$$

also:

$$N_i = \left(\frac{D^2\pi}{4} \cdot p_m + \frac{d^2\pi}{4} \cdot P_m \right) \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75}$$

sein. In dem obigen Zahlenbeispiele ist also

$$1200 = \left(\frac{D^2\pi}{4} \cdot p_m + \frac{d^2\pi}{4} \cdot P_m \right) \cdot \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 65}{60 \cdot 75}$$

zu setzen, man hat demnach eine Gleichung mit vier Unbekannten zu lösen. Diese Gleichung läßt sich aber leicht vereinfachen, indem man berücksichtigt, daß

$$\frac{D^2\pi}{4} : \frac{d^2\pi}{4} = i : 1,$$

daher:

$$\frac{d^2\pi}{4} = \frac{1}{i} \cdot \frac{D^2\pi}{4}.$$

Führt man dies in jene Gleichung ein, so entsteht

$$N_i = \left(\frac{D^2\pi}{4} \cdot p_m + \frac{1}{i} \cdot \frac{D^2\pi}{4} \cdot P_m \right) \cdot \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75},$$

oder

$$N_i = \frac{D^2\pi}{4} \left(p_m + \frac{P_m}{i} \right) \cdot \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75},$$

in unserem besonderen Falle also, wo $\frac{d^2\pi}{4} = \frac{1}{3,33} \cdot \frac{D^2\pi}{4}$ war,

$$1200 = \frac{D^2\pi}{4} \left(p_m + \frac{P_m}{3,33} \right) \cdot \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 65}{60 \cdot 75}.$$

Setzt man nun ferner noch

$$p_m + \frac{P_m}{3,33} = p_m + \frac{P_m}{i} = \mathfrak{P},$$

so wird aus der obigen allgemeinen Formel

$$N_i = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \wp \cdot \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75},$$

in unserem Beispiel also

$$1200 = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \wp \cdot \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 65}{60 \cdot 75},$$

in welcher Gleichung nur noch zwei Unbekannte enthalten sind, die also einfach zu lösen ist. Man sieht nämlich leicht, daß unsere Aufgabe sich jetzt wieder darauf beschränkt:

Eine einzylindrige Maschine zu berechnen, welche mit einer Kolbenfläche gleich der des gesuchten Niederdruckzylinders und einem mittleren nutzbaren Dampfdrucke $\wp = p_m + \frac{P_m}{i}$ die verlangte Leistung indiziert.

Den Druck $\wp$ nennt man den auf den Niederdruckkolben reduzierten mittleren Dampfdruck, weil mit diesem mittleren Druck der Niederdruckkolben allein die verlangte Arbeit leisten würde.

Der auf den Niederdruckkolben reduzierte mittlere Druck $\wp$ ist nun aber doch offenbar nichts anderes, als der durch die Gesamtexpansion in der Verbundmaschine entstehende mittlere nutzbare Dampfdruck, und derselbe ist demnach genau in gleicher Weise zu berechnen wie bei den Einfachexpansionsmaschinen (s. S. 258 ff.). In unserem Beispiele war die erforderliche Gesamtexpansion zehnfach. Die relative Expansion ist also $E_r = 10$.

Nach der Faktorentabelle Nr. XXXIV gehört hierzu der Faktor 0,3302 und wenn man den Völligkeitsgrad k (Wirkungsgrad der Steuerung) zu 0,7 annimmt, so ergibt sich mithin der mittlere Dampfdruck auf den Niederdruckkolben zu

$$7 \cdot 0,3302 \cdot 0,7 = 1,618 \text{ kg},$$

der nutzbare Mitteldruck also bei einem Gegendruck von 0,2 kg zu

$$\wp = 1,618 - 0,2 = 1,418 \text{ kg pro qcm.}$$

Für unser Beispiel ergibt sich nun also die gesuchte Fläche des Niederdruckkolbens aus der Gleichung

$$1200 = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot 1,418 \cdot \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 65}{60 \cdot 75}$$

zu

$$\frac{D^2 \pi}{4} = \frac{1200 \cdot 60 \cdot 75}{1,418 \cdot 2 \cdot 1,2 \cdot 65} = 24412 \text{ qcm},$$

demnach der Durchmesser D des Niederdruckkolbens

$$D = 176,3 \text{ cm} = 1763 \text{ mm}.$$

Und da ferner

$$\frac{d^2\pi}{4} = \frac{1}{3,33} \cdot \frac{D^2\pi}{4}$$

war, so bestimmt sich die Fläche des Hochdruckkolbens zu

$$\frac{d^2\pi}{4} = \frac{1}{3,33} \cdot 24412 = 7331 \text{ qcm,}$$

folglich sein Durchmesser zu

$$d = 96,7 \text{ cm} = 967 \text{ mm.}$$

Die gesuchten Dimensionen der fraglichen Verbundmaschine für eine Leistung von 1200 indizierten Pferdekraften sind also:

Durchmesser des Hochdruckzylinders	967 mm
Durchmesser des Niederdruckzylinders . . .	1763 "
Füllung des Hochdruckzylinders	0,33

Was die Füllung des Niederdruckzylinders anlangt, so würde theoretisch im Receiver kein Druckverlust eintreten, wenn die Füllung des Niederdruckzylinders gleich dem Umgekehrten des Zylinderverhältnisses, also gleich i gemacht würde. In Wirklichkeit aber würde der dadurch erzielte Gewinn nicht erheblich sein, und weil jene Bedingung auch eine komplizierte Einrichtung erfordern würde, so nimmt man obigen Druckverlust mit in den Kauf und macht die Füllung des Niederdruckzylinders so klein, wie dies mit einem einzigen Schieber geschehen kann, gewöhnlich 0,5 bis 0,7.

In derselben Weise, nur um eine Stufe weiter ausgedehnt, würde auch die Berechnung einer Dreifachexpansionsmaschine durchzuführen sein. Hier wird die E_r -fache Expansion im Hochdruckzylinder auf eine $i_1 \cdot E_r$ -fache im Mitteldruckzylinder vergrößert und im Niederdruckzylinder bis auf eine $i_2 \cdot i_1 \cdot E_r$ -fache beendet. Die Zylindergrößen, also bei gleich großen Kolbenhüben die Größen der Kolbenflächen, müssen sich also bei der Dreifachexpansionsmaschine verhalten wie

$$1 : i_1 \cdot i_2,$$

und da die indizierte Leistung einer solchen Maschine sich berechnet nach

$$N_i = \left(\frac{d^2\pi}{4} \cdot P_m + \frac{\mathfrak{D}^2\pi}{4} \cdot \mathfrak{P}_m + \frac{D^2\pi}{4} \cdot p_m \right) \cdot \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75},$$

worin:

d = Durchmesser in cm	}	des Hochdruckzylinders,
P_m = Mittlerer Druck in kg		
$\mathfrak{D}$ = Durchmesser in cm	}	des Mitteldruckzylinders,
$\mathfrak{P}_m$ = Mittlerer Druck in kg		
D = Durchmesser in cm	}	des Niederdruckzylinders,
p_m = Mittlerer Druck in kg		
l = Länge des gemeinsamen Kolbenhubes in m,		
n = Anzahl der Umgänge pro Minute		

bedeutet, so hat man die vorstehende Formel wieder dadurch zu vereinfachen, daß man, wie früher, die mittleren Drucke des Hochdruckzylinders und des Mitteldruckzylinders auf den Niederdruckkolben reduziert und mit Hilfe dieses auf den Niederdruckkolben reduzierten Gesamtmitteldruckes die Maschine so berechnet, als ob der Niederdruckzylinder allein mit diesem Drucke die geforderte Leistung entwickeln sollte. Man ermittelt also hier zunächst wieder

$$\mathfrak{P} = p_m + \frac{\mathfrak{P}_m}{i_2} + \frac{P_m}{i_1 \cdot i_2}$$

und berechnet dann $\frac{D^2 \pi}{4}$ und D aus der einfachen Formel

$$N_i = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \mathfrak{P} \cdot \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75},$$

indem man $\mathfrak{P}$ in der früher angedeuteten Weise mit Hilfe der Faktorentabelle Nr. XXXIV nach der erforderlichen Gesamtexpansion ermittelt.

Hat man damit $\frac{D^2 \pi}{4}$ gefunden, so ergibt sich ohne weiteres

$$\frac{\mathfrak{D}^2 \pi}{4} = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \frac{1}{i_2}$$

und

$$\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \frac{1}{i_2 \cdot i_1}.$$

Infolge der vielen Annahmen, welche bei diesen Rechnungen nicht zu umgehen sind, bleibt aber das Endresultat derselben immer sehr unsicher, und man muß deshalb beim Anstellen solcher Berechnungen stets sehr vorsichtig verfahren. Viel sicherer wird das Resultat der Rechnung, wenn man die zu erwartenden mittleren Dampfdrucke in den verschiedenen Zylindern aus der Beobachtung ähnlicher oder gleicher Maschinen entnimmt.

Daher wendet man auch überall, wo es auf genaue Resultate ankommt, bei gewöhnlichen Expansionsmaschinen sowohl wie bei Verbund-, Dreifach- und Vierfachexpansionsmaschinen das Verfahren an, den mittleren Dampfdruck durch den Indikator zu ermitteln.

Der Indikator selbst, seine Einrichtung und Wirkung, sowie die Indikatordiagramme sollen im Abschnitt XV näher besprochen werden. Hier mögen vorläufig nur die Verfahren erläutert werden, mittels derer aus den Diagrammen der mittlere Dampfdruck ermittelt wird.

Wie schon bei der Erläuterung der Fig. 1 erwähnt wurde, beruht das Prinzip der Indikatordiagramme, welche bekanntlich annähernd die in Fig. 1 dargestellte Form haben, darauf, daß die vertikalen Abstände der Punkte der oberen Linien von den entsprechenden Punkten der Grundlinie des Diagramms die jeweiligen Dampfdrucke darstellen, und zwar die nutzbaren Dampfdrucke, weil der Indikator in dem Diagramm

die Dampfdrucke vor und hinter dem Kolben gleichzeitig darstellt. Die verschiedenen vertikalen Abstände zwischen den Punkten der oberen und der Grundlinie des Diagramms heißen Ordinaten, und es kommt bei der Berechnung des Diagramms darauf an, aus den verschiedenen ungleich langen Ordinaten die mittlere zu finden. Diese mittlere Ordinate stellt dann den mittleren nutzbaren Dampfdruck auf jeden qcm der Kolbenfläche dar.

Das einfachste und am meisten gebräuchliche Verfahren, die mittlere Ordinate eines Diagramms zu berechnen, besteht darin, in das Diagramm eine bestimmte Anzahl (gewöhnlich 10) Ordinaten in gleichmäßigen Abständen einzuzeichnen, die Länge dieser Ordinaten durch direkte Messung zu ermitteln und aus den gefundenen Werten das arithmetische Mittel zu berechnen. Bei richtiger Ausführung ergibt dieses Verfahren fast genau richtige Resultate.

Ein anderes Verfahren, die mittlere Ordinate zu berechnen, besteht darin, zunächst die ganze Fläche des Diagramms zu ermitteln, und dann daraus die Höhe eines Rechtecks zu bestimmen, welches mit dem Diagramm gleiche Länge und gleichen Flächeninhalt besitzt. Diese Fläche des Diagramms wird entweder mit Hilfe des Planimeters mechanisch ermittelt, oder durch Benutzung der Simpsonschen Regel berechnet. Beide Methoden liefern recht genaue Resultate, namentlich die Bestimmung mittels des Planimeters, doch muß das Instrument sehr vorsichtig gehandhabt werden.

1. Ermittlung des mittleren Dampfdruckes durch das Polarplanimeter (System Amsler-Laffon).

Wenn man eine größere Anzahl von Diagrammen zu berechnen hat, so ist es der Zeitersparnis wegen vorteilhaft, das in Fig. 218 und 219 abgebildete Polarplanimeter (Preis etwa 60 *M*) zu verwenden. Man gebraucht dieses Instrument wie folgt:

Das zu berechnende Diagramm wird mit zwei Heftzwecken auf einer glatten Fläche, am besten einem Bogen Kartonpapier, befestigt. Beim Planimetrieren empfiehlt es sich stets, vorher die vertikalen Tangenten an das Diagramm zu ziehen (senkrecht zur atmosphärischen Linie), um genau die Diagrammlänge auf der atmosphärischen Linie abzuschneiden. Alsdann stellt man die Spitzen *OO* so ein, daß ihre Entfernung genau gleich der Länge des Diagramms (auf der atmosphärischen Linie gemessen) ist und placiert dann das Instrument so, daß der Stift mit dem Gewicht *G* außerhalb der Diagrammfläche steht und die Spitze *b* irgend einen markierten Punkt der Diagrammlinie einnimmt. Wenn man jetzt mit der Spitze *b* das Diagramm umfährt, so dreht sich die Friktionsrolle *P* mit dem Zahlenrade *S* um eine Zahl weiter, die mit der Planimeterkonstanten (z. B. mit 0,06) multipliziert die mittlere Diagrammhöhe in mm bezeichnet. Am besten ist es, das Planimeterrad *P* jedesmal auf Null einzustellen, bevor man das Umfahren des

Diagramms beginnt, weil dann die Ablesung einfacher wird und eine Subtraktion bzw. Addition vermieden wird.

Zu Beginn des Umfahrens stelle man den Fahrarm in die Richtung einer Tangente an das Diagramm, jedoch so, daß er gleichzeitig senkrecht zum Polararm steht; alsdann sind etwaige Einstellfehler zu Beginn und Ende des Umfahrens von geringstem Einfluß auf das Resultat.

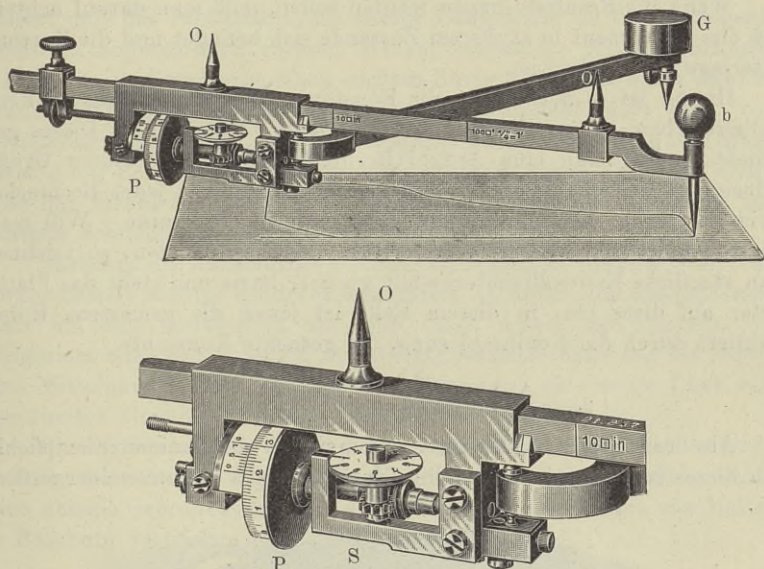


Fig. 218 und 219. Polarplanimeter, System Amsler-Laffon von Schäffer u. Budenberg.

Angenommen, die Scheibe *S* stehe (nach Fig. 219) zwischen 1 und 2, das Planimeterrad *P* auf der vollen Zahl 2 und der Unterabteilung 1, und der am Planimeterrad *P* angebrachte Nonius zeige 4, so hat man also die Zahl 1214. Es ist nun $1214,006 = 72,84$. Angenommen, der Indikator hat bei dem Versuche eine Feder gehabt für $12 \text{ mm} = 1 \text{ kg}$ pro qcm, so ist der mittlere Dampfdruck auf den Kolben $\frac{72,84}{12} = 6,07$.

Ist die Stärke der Indikatorfeder in englischem Maß auf dem Diagramm vermerkt, z. B. mit $\frac{1}{16}$ Zoll = 1 Pfd., so sind diese Maße zunächst auf Metermaß zu reduzieren, und zwar auf folgende Weise: Wenn $\frac{1}{16}$ Zoll = 1 Pfd. ist, so muß offenbar 1 Zoll = 16 Pfd. sein. Da ferner 1 Zoll = 25,4 mm und 14,7 Pfd. pro Quadratzoll = 1 kg pro qcm ist, so folgt, daß

$$25,4 \text{ mm} = 16 \text{ Pfd.} = \frac{16 \text{ kg}}{14,7} \text{ pro qcm}$$

oder

$$25,4 \text{ mm} = 1,09 \text{ kg; also } 23,3 \text{ mm} = 1 \text{ kg.}$$

Die weitere Rechnung ist dann in der vorstehend beschriebenen Weise zu führen.

In der Regel umfährt man mit dem Planimeter gleich beide Diagramme, d. h. sowohl das obere wie das untere, welche gewöhnlich etwas ungleich ausfallen, dividiert das Schlußresultat durch 2 und führt diesen Wert dann in die Formel ein.

Wenn die Resultate genau werden sollen, muß man darauf achten, daß das Instrument in sauberem Zustande sich befindet und die Kartonunterlage genau eben ist.

Häufig ist es notwendig, die Konstante eines Planimeters zu kontrollieren bzw. sie zu suchen, wenn sie nicht bekannt ist. Dieses geschieht, indem man eine Anzahl Rechtecke von verschiedener Größe aufzeichnet und planimetriert. Der gerechnete Inhalt jedes Rechtecks, dividiert durch die Noniusablesung, ergibt die Konstante. Will man die Konstante für eine eingestellte Diagrammbasis finden, so zeichnet man sämtliche Kontrollrechtecke mit gleicher Basis und stellt das Planimeter auf diese ein, in diesem Falle ist jeweil die gemessene Höhe, dividiert durch die Noniusablesung, die gesuchte Konstante.

2. Goodmans Stangenplanimeter.

Als brauchbarer Ersatz für das Amsler-Polarplanimeter empfiehlt sich dieses Instrument seines billigeren Preises (15 $\mathcal{M}$) und seiner außer-

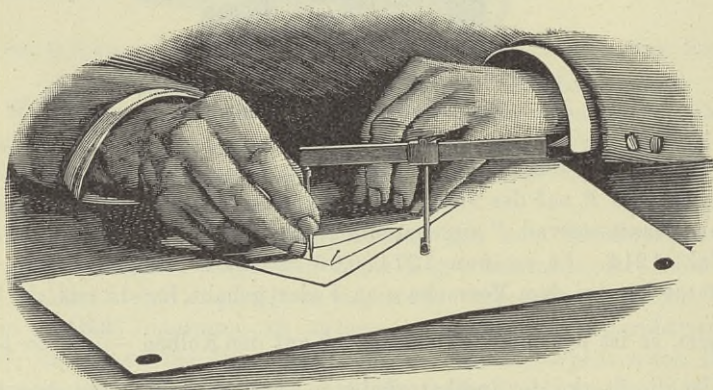


Fig. 220. Goodmans Stangenplanimeter.

ordentlichen Einfachheit und daher größeren Unempfindlichkeit wegen. Dasselbe ist eigens für Feststellung der mittleren Höhe von Indikator-
diagrammen eingerichtet, und ist die Genauigkeit der Ergebnisse bei einiger Vorsicht in der Handhabung befriedigend. (Die theoretische Fehlergrenze liegt unter $\frac{1}{4}$ Proz.) Das Instrument besteht (Fig. 220) aus einem prismatischen Stabe, welcher an einem Ende eine feste Zirkelspitze trägt und auf dessen freiem Ende sich mit Hülse und Klemm-

feder ein zweiter gleich langer, in eine gewölbte Schneide auslaufender Schenkel führt.

Man nehme die Diagrammlänge zwischen die Schenkel des Planimeters, markiere nach Augenmaß den Mittelpunkt des Diagramms und ziehe von diesem einen Strahl nach dem Umfange desselben. Die Spitze des Instrumentes wird in den angenommenen Mittelpunkt des Diagramms gesetzt und das Instrument mit seiner Längsachse zu dem gezogenen Strahl in angenäherten rechten Winkel gebracht. Mit der Schneide mache man in dieser Lage einen leichten Eindruck in den unter das Diagramm gebrachten glatten Zeichenbogen. Nunmehr fährt man, vom Mittelpunkte ausgehend, mit der senkrecht gehaltenen Spitze den Strahl entlang zur Peripherie des Diagramms, umfährt dieses und geht wieder über den Strahl zum Mittelpunkt zurück, die während dessen frei aufliegende Schneide nachziehend oder schiebend.

Nachdem die nunmehrige Stellung derselben in gleicher Weise wie vorher mittels leichten Eindruckes markiert ist, dreht man das Indikatorblatt um den Mittelpunkt um 180° (nach Auge) und umfährt das Diagramm wie vorher, jedoch in entgegengesetzter Richtung bis zurück zum Mittelpunkt. Die Schneide wird hier noch eine dritte Lage nahe der zweiten einnehmen, welche ebenfalls zu markieren ist.

Die Entfernung der Mitte dieser beiden Marken von der Anfangsstellung der Schneide ergibt dann die gesuchte mittlere Diagrammhöhe. Eine genaue Gebrauchsanweisung ist dem Instrumente, das von Maihak in Hamburg vertrieben wird, beigegeben.

3. Wildas Flächenmesser.

Als ein noch billigeres Hilfsmittel (Preis 2 $\mathcal{M}$), das sich insbesondere für die Berechnung von Dampfdruckdiagrammen bewährt hat, ist der in den Fig. 221 und 222 abgebildete Flächenmesser von Oberl. Ing. Wilda-Bremen (Verlag Dr. Max Jänecke, Hannover) zu nennen.

Der aus Zelluloid gefertigte Flächenmesser ist in kleine Quadrate geteilt, die die Fig. 221 und 222 erkennen lassen.

Gebrauchsanweisung für Wildas Diagramm- und Flächenmesser.

Lege den Flächenmesser so über die auszumessende Fläche, daß ihre rechte und linke Begrenzung zwischen zwei beliebige der dünn gezeichneten Vertikalen fallen, in Fig. 221 z. B. zwischen die erste und diejenige hinter der mit 12 bezeichneten stark gezogenen Vertikalen, so daß hier 12 der stark gezogenen Vertikalen in die auszumessende Fläche fallen. Es kann der Flächenmesser aber auch so auf die Fläche gelegt werden, daß 8, 10 oder mehr der stark gezogenen Vertikalen, die mit 1, 2, 3 usw. bezeichnet sind, in die auszumessende Fläche fallen, da es auf die Lage der auszumessenden Fläche nicht ankommt.

Lege ein Lineal oder ein Zeichendreieck L an die linke Kante des Flächenmessers und schiebe ihn so weit herauf, daß die untere Zahl 1 auf die untere Begrenzung der auszumessenden Fläche fällt (in Fig. 221 mit $\odot$ bezeichnet). Der Inhalt des schraffierten Flächenstreifens, links am Rande abzulesen, beträgt 1,05 qcm. In der gleichen Höhe setze auf

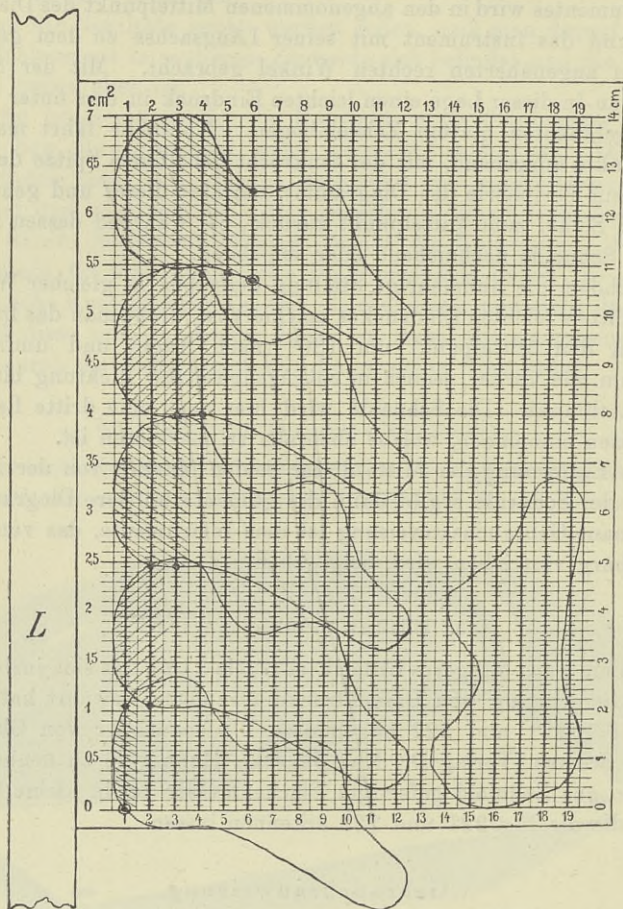


Fig. 221. Diagramm- und Flächenmesser von Wilda.

der Vertikalen 2 eine Nadel (Zirkelspitze oder dgl.) ein und schiebe durch diese den Flächenmesser am Lineal L so weit herunter, bis die Nadelspitze wieder auf die untere Begrenzung der Fläche fällt, die obere Begrenzung wird dann in der Höhe 2,45 geschnitten, also Inhalt der schraffierten Fläche 2,45 qcm.

Setze wieder in derselben Höhe die Nadelspitze auf Ordinate 3 ein und schiebe den Flächenmesser herunter, bis die Spitze auf der unteren Begrenzung der Fläche liegt, der bis dahin gemessene schraffierte

Inhalt ist 3,975 qcm, und fahre ebenso fort. Die Zwischenablesungen brauchen jedoch nicht gemacht zu werden.

In Fig. 221 würde die Vertikale 6 nicht mehr ganz auf die auszumessende Fläche fallen. Merke die am Rande stehende Zahl 6,5 auf der Vertikalen 5, die noch ganz in die Fläche fällt, und schiebe

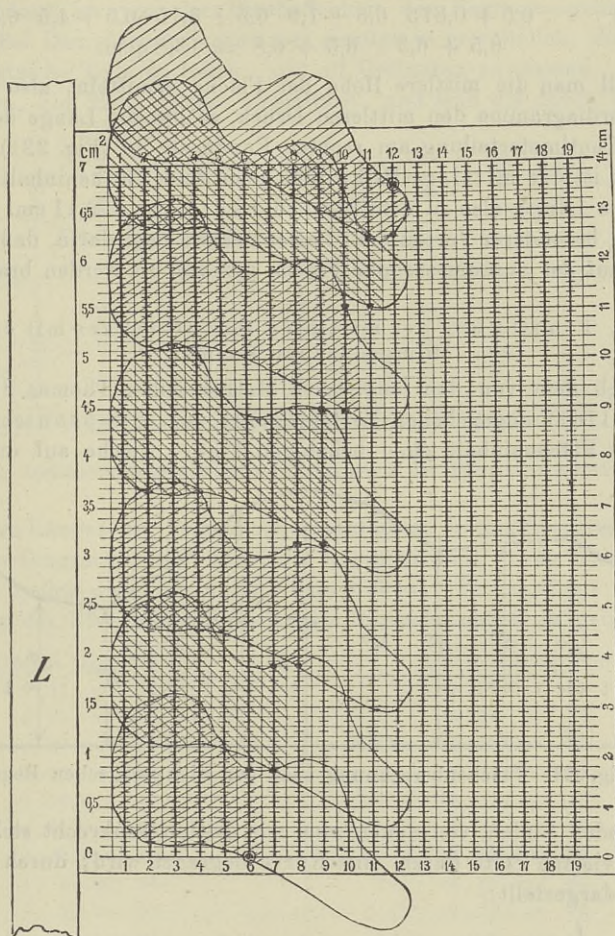


Fig. 222. Diagramm- und Flächenmesser von Wilda.

den Flächenmesser einfach herauf, bis Punkt $\odot$ auf der Ordinate 6, (Fig. 221) auf die Zahl 6 der unteren Begrenzung fällt (Fig. 222) und setze nacheinander die Nadelspitze auf die Vertikalen 7, 8, 9 usw. ganz entsprechend wie bei den Vertikalen 2, 3, 4, 5. Auf der Vertikalen 12 (Fig. 222) ergibt sich demnach der Inhalt 6,775 qcm, wozu der vorher notierte Inhalt 6,5 qcm zu addieren ist. Demnach ist der ganze Inhalt $6,5 + 6,8 = 13,3$ qcm. Die ganze Operation läßt sich sehr rasch, bei

großer Genauigkeit der Ablesung auf drei Stellen, also auf $\frac{1}{1000}$ qcm Genauigkeit vollführen. Will man die Zwischenresultate ablesen, so ergibt sich für die schraffierten Flächen in qcm (Zahlen am linken Rande):

Fig. 221 . . . 1,05 2,45 3,975 5,5 6,5 qcm

Fig. 222 . . . $6,5 + 0,875$ $6,5 + 1,9$ $6,5 + 3,15$ $6,5 + 4,5$ $6,5 + 5,55$
 $6,5 + 6,3$ $6,5 + 6,8 = 13,8$ qcm.

Will man die mittlere Höhe der Fläche ermitteln, also z. B. für Indikatordiagramme den mittleren Druck, so lies die Länge der Fläche an der Centimeterteilung am rechten Rande ab, in (Fig. 221) 6,35 cm, demnach ist die mittlere Höhe, der gemessene Flächeninhalt dividiert durch die Länge, also in dem Beispiel $13,3 : 6,35 = 2,11$ cm.

Ein besonderer Vorteil des Flächenmessers liegt darin, daß keinerlei Linien auf der auszumessenden Fläche gezogen zu werden brauchen.

4. Ermittlung des mittleren Dampfdruckes mit der Simpsonschen Formel.

Nach dem von dem englischen Mathematiker Thomas Simpson (1710—1761) angegebenen Verfahren der sog. Simpsonschen Regel wird der Flächeninhalt einer beliebigen Figur, welche auf drei Seiten

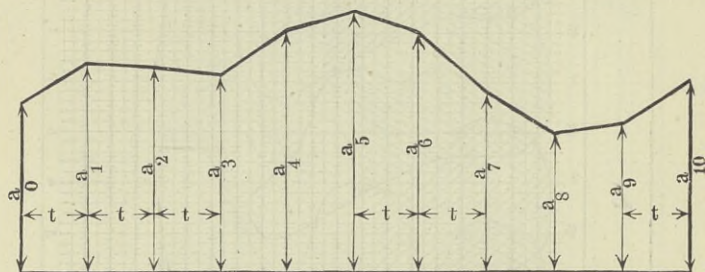


Fig. 223. Flächenberechnung nach der Simpsonschen Regel.

von geraden Linien, von denen zwei zur dritten senkrecht stehen, und auf der vierten Seite durch eine Kurve begrenzt wird, durch folgende Formel dargestellt:

$$F = \frac{t}{3} (1 a_0 + 4 a_1 + 2 a_2 + 4 a_3 + 2 a_4 + 4 a_5 + 2 a_6 + 4 a_7 + 2 a_8 + 4 a_9 + 1 a_{10}),$$

wenn, wie in Fig. 223, die betreffende Fläche durch neun (oder überhaupt eine ungerade Zahl) Ordinaten, in gleichen Abständen t , in zehn (oder allgemein eine gerade Anzahl) Streifen zerlegt ist und a_0, a_1, a_2 usw. bis a_{10} die Länge der einzelnen Ordinaten bezeichnet.

Die Regel lautet in Worten also:

Man nehme die äußersten Ordinaten einfach, alle ungeraden Ordinaten sonst vierfach und alle geraden doppelt, addiere das Ganze und

multipliziere die Summe mit dem dritten Teile des Abstandes je zweier Ordinaten, so erhält man in dem Produkte den Inhalt der gesuchten Fläche.

Übrigens gibt diese Regel nur dann einigermaßen genaue Resultate, wenn eine genügende Anzahl Ordinaten gemessen wurde. Die Anzahl hängt ab von der Beschaffenheit der Begrenzungslinien der Figur. Bei Dampfdruckdiagrammen genügt es gewöhnlich, die Länge in zehn gleiche Teile zu teilen, also elf Ordinaten zu messen. In dem Diagramm, Fig. 224, ist dies ausgeführt, und sind die durch Messung

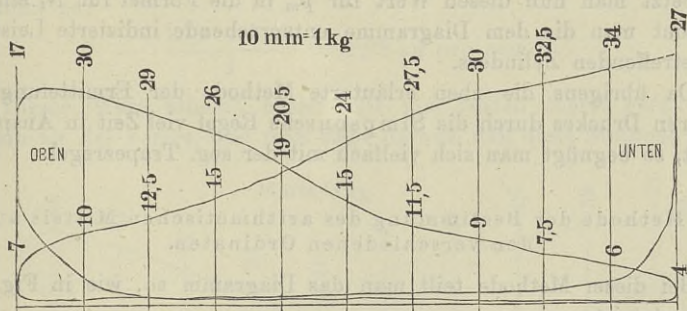


Fig. 224. Indikator diagrammberechnung nach der Simpsonschen Regel.

ermittelten Längen der verschiedenen Ordinaten in mm übergeschrieben. Das linke Diagramm stellt dabei die Dampf Wirkung über dem Kolben dar, das rechte diejenige unter dem Kolben. Es empfiehlt sich, die Rechnung der Übersichtlichkeit wegen folgendermaßen zu gruppieren:

Oberes Diagramm

1.	17	=	17
4.	30	=	120
2.	29	=	58
4.	26	=	104
2.	20,5	=	41
4.	15	=	60
2.	11,5	=	23
4.	9	=	36
2.	7,5	=	15
4.	6	=	24
1.	4	=	4

502

$$F_o = \frac{502 \cdot 10,5}{3} = 1757 \text{ qmm}$$

$$\frac{1757}{105} = 16,73 \text{ mm mittl. Ord.}$$

Mittlerer Druck

$$= \frac{16,73}{10} = 1,673 \text{ kg pro qcm}$$

Unteres Diagramm

1.	27	=	27
4.	34	=	136
2.	32,5	=	65
4.	30	=	120
2.	27,5	=	55
4.	24	=	96
2.	19	=	38
4.	15	=	60
2.	12,5	=	25
4.	10	=	40
1.	7	=	7

669

$$F_u = \frac{669 \cdot 10,5}{3} = 2341,5 \text{ qmm}$$

$$\frac{2341,5}{105} = 22,3 \text{ mm mittl. Ord.}$$

Mittlerer Druck

$$= \frac{22,3}{10} = 2,23 \text{ kg pro qcm}$$

Zieht man beide Resultate zusammen, so erhält man für den mittleren Dampfdruck, der pro qcm Kolbenfläche während eines Auf- und Niederganges des Kolbens als wirkend gedacht werden kann:

$$\frac{1,673 + 2,23}{2} = 1,95 \text{ kg pro qcm}$$

als totalen nutzbaren mittleren Dampfdruck.

Die Ermittlung durch das Planimeter würde 1,93 kg ergeben haben, also ein fast genau gleiches Resultat.

Setzt man nun diesen Wert für p_m in die Formel für N_i ein, so bekommt man die dem Diagramme entsprechende indizierte Leistung des betreffenden Zylinders.

Da übrigens die eben erläuterte Methode der Ermittlung des mittleren Druckes durch die Simpsonsche Regel viel Zeit in Anspruch nimmt, so begnügt man sich vielfach mit der sog. Trapezregel.

5. Methode der Bestimmung des arithmetischen Mittels aus den verschiedenen Ordinaten.

Bei dieser Methode teilt man das Diagramm so, wie in Fig. 224 angedeutet ist.

In Fig. 224 enthält jedes Diagramm elf Ordinaten und die Summe dieser Ordinaten beträgt:

für das obere Diagramm: 175,5,

für das untere Diagramm: 238,5.

Demnach die arithmetischen Mittel:

$$\text{für das obere Diagramm: } \frac{175,5}{11} = 15,96 \text{ mm} = 1,596 \text{ kg,}$$

$$\text{für das untere Diagramm: } \frac{238,5}{11} = 21,68 \text{ mm} = 2,168 \text{ kg,}$$

und das Mittel aus diesen beiden Werten:

$$\frac{1,596 + 2,168}{2} = 1,882 \text{ kg}$$

würde den totalen nutzbaren mittleren Dampfdruck darstellen, der, wie man sieht, bedeutend kleiner ausfällt, als der durch die ersten beiden Methoden bestimmte.

6. Die Trapezregel.

Ein etwas genaueres Resultat erhält man nach der sog. Trapezregel, bei der man, wie in Fig. 225, statt der elf Ordinaten nur zehn mißt, die mitten zwischen den früheren gezogen worden sind. Man hat dadurch auch noch den Vorteil, durch 10 anstatt durch 11 dividieren zu müssen.

Bildet man auch hier wieder die Summen aus den je zehn verschiedenen Ordinaten, so erhält man:

für das obere Diagramm: 174,

für das untere Diagramm: 222.

Demnach durch Teilung durch 10 die arithmetischen Mittel:

für das obere Diagramm: $17,4 \text{ mm} = 1,74 \text{ kg}$,

für das untere Diagramm: $22,2 \text{ mm} = 2,22 \text{ kg}$,

so daß sich der totale nutzbare mittlere Druck pro qcm Kolbenfläche bestimmt zu:

$$\frac{1,74 + 2,22}{2} = 1,98 \text{ kg pro qcm.}$$

Dieser Wert stimmt besser mit den beiden zuerst gefundenen überein als der vorige, und man sieht daraus, daß diese Methode ziem-

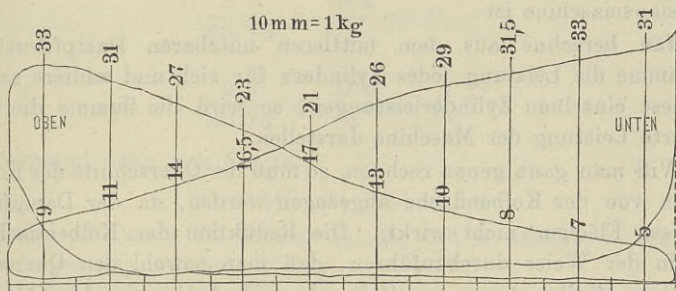


Fig. 225. Indikatordiagrammberechnung nach der Trapezregel.

lich genaue Resultate liefert. Der Grund dafür liegt darin, daß bei diesem Verfahren die Krümmungen der Diagrammlinien besser berücksichtigt werden als bei der unter Nr. 5 besprochenen Methode.

Der Zylinder, von dem das in Fig. 224 und 225 dargestellte Diagramm genommen ist, hat einen Durchmesser von 1,000 m und die Maschine machte bei einem Kolbenhub von 1,220 m pro Minute 57 Umgänge. Die indizierte Leistung des Zylinders berechnet sich also zu:

$$N_i = 1 \cdot \frac{100^2 \pi}{4} \cdot 1,98 \cdot \frac{2 \cdot 1,22 \cdot 57}{60 \cdot 75} = 479,4 \text{ PS}_i.$$

Würden also zwei solcher Zylinder mit gleichem Mitteldruck vorhanden sein, so betrüge die totale indizierte Leistung der Maschine $2 \cdot 479,4 = 959$ indizierte Pferdekkräfte; wäre beim zweiten Zylinder der mittlere Druck ein anderer, so würde seine Leistung besonders zu berechnen und zu der Leistung des ersten Zylinders zu addieren sein.

In Wirklichkeit ist der Zylinder, dessen indizierte Leistung eben berechnet wurde, aber der Hochdruckzylinder einer Verbundmaschine,

deren Niederdruckzylinder 1,850 m Durchmesser und ebenfalls 1,220 m Hub hat. Bei der Berechnung der Diagramme ergibt sich für diesen Niederdruckzylinder der mittlere Druck zu 0,578 kg pro qcm Kolbenfläche und es berechnet sich folglich seine Leistung zu:

$$N_i = 1 \cdot \frac{1.85^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0.578 \cdot \frac{2 \cdot 1.22 \cdot 57}{60 \cdot 75} = 476,6 \text{ PS}_i.$$

Die totale indizierte Leistung der fraglichen Verbundmaschine bestimmt sich also zu:

$$479,4 + 476,6 = 956,0 \text{ PS}_i.$$

Bei der Berechnung der indizierten Leistung einer mehrzylindrigen Maschine kann als Regel festgehalten werden, einerlei, ob die Maschine eine einfache Expansions-, eine Verbund-, eine Dreifach- oder Vierfach-expansionsmaschine ist:

Man berechne aus dem mittleren nutzbaren Dampfdruck der Diagramme die Leistung jedes Zylinders für sich und addiere schließlich diese einzelnen Zylinderleistungen, so wird die Summe die totale indizierte Leistung der Maschine darstellen.

Will man ganz genau rechnen, so muß der Querschnitt der Kolbenstangen von der Kolbenfläche abgezogen werden, da der Dampfdruck auf diese Flächen nicht wirkt. Die Reduktion der Kolbenfläche ist dann in der Weise durchzuführen, daß man sowohl den Querschnitt der unteren Kolbenstange ermittelt, wie auch denjenigen der Führungsstange, aus beiden das Mittel nimmt und dieses von der berechneten Kolbenfläche abzieht.

Hat man von einer und derselben Maschine häufig die indizierte Leistung zu berechnen, so kann man sich die Rechnung dadurch erleichtern, daß man einen Teil der Formel ein- für allemal ermittelt. Da sich nämlich bei einer Maschine Zylinderdurchmesser und Hub nicht ändern, und die Zahlen 60.75 und 2 immer dieselben bleiben, so kann man in der Formel:

$$N_i = a \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \cdot p_m \cdot \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75}$$

die Glieder:

$$\frac{a \cdot d^2 \pi}{4} \cdot \frac{2 \cdot l}{60 \cdot 75} = C$$

setzen, diese Konstante C für die fragliche Maschine ausrechnen und erhält dann eine Formel:

$$N_i = C \cdot p_m \cdot n,$$

in der also nur noch p_m , d. h. der mittlere Druck, und n , d. h. die Umdrehungszahl pro Minute, unbekannt sind.

Bei Verbundmaschinen lautet die obige Formel, wenn

d der Durchmesser des Hochdruckzylinders,

D derjenige des Niederdruckzylinders,

P_m der mittlere Druck aus den Diagrammen des Hochdruckzylinders und

p_m derjenige des Niederdruckzylinders

ist:

$$N_i = \left(a_1 \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \cdot P_m + a_2 \cdot \frac{D^2 \pi}{4} \cdot p_m \right) \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75},$$

vorausgesetzt, daß beide Kolben denselben Hub haben und a_1 die Anzahl der Hochdruckzylinder und a_2 diejenige der Niederdruckzylinder bezeichnet.

In dieser Formel kann man für eine und dieselbe Maschine wieder ermitteln:

$$\frac{2 \cdot l}{60 \cdot 75} \cdot a_1 \cdot \frac{d^2 \pi}{4} = C_1$$

und

$$\frac{2 \cdot l}{60 \cdot 75} \cdot a_2 \cdot \frac{D^2 \pi}{4} = C_2$$

und bekommt dann eine Formel:

$$N_i = (C_1 \cdot P_m + C_2 \cdot p_m) n,$$

worin also nur noch die Größen P_m , p_m und n unbekannt sind und eingesetzt werden müssen.

Für Dreifachexpansionsmaschinen lautet vorstehende Formel:

$$N_i = \left(\frac{d^2 \pi}{4} \cdot P_m + \frac{\vartheta^2 \pi}{4} \cdot \mathfrak{P}_m + \frac{D^2 \pi}{4} \cdot p_m \right) \frac{2 \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75},$$

vorausgesetzt, daß nur je ein Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckzylinder vorhanden ist. Hier bedeutet:

d den Durchmesser des Hochdruckzylinders,

P_m den mittleren Dampfdruck aus den Diagrammen dieses Zylinders,

ϑ den Durchmesser des Mitteldruckzylinders,

$\mathfrak{P}_m$ den mittleren Druck aus seinen Diagrammen,

D den Durchmesser des Niederdruckzylinders und

p_m den mittleren Druck dazu.

Für häufig zu wiederholende Rechnungen ermittelt man hier:

$$\frac{2 \cdot l}{60 \cdot 75} \cdot \frac{d^2 \pi}{4} = C_1;$$

$$\frac{2 \cdot l}{60 \cdot 75} \cdot \frac{\vartheta^2 \pi}{4} = C_2;$$

$$\frac{2 \cdot l}{60 \cdot 75} \cdot \frac{D^2 \pi}{4} = C_3$$

und hat dann die aus den Diagrammen zu ermittelnden mittleren Dampfdrucke einzusetzen in die Formel

$$N_i = (C_1 \cdot P_m + C_2 \cdot \beta_m + C_3 p_m) n.$$

Die Konstante C_1 , C_2 , C_3 ist dem untersuchten Dampfzylinder eigentümlich; ermittelt man das Produkt $n \cdot C$ für alle möglichen Umdrehungen, so kann man mit Hilfe einer Tabelle N_1 sehr rasch berechnen. Solche Tabellen verwendet man häufig auf Probefahrten und trägt sie vorn in das Maschinentagebuch (s. Abschnitt XVIII) ein, da sie ein- für allemal festliegt. Als Muster einer solchen Konstantentabelle diene das Schema Tabelle Nr. XXXVI (nach Bauer):

Tabelle Nr. XXXVI.

Konstantentabelle. Passagierdampfer N. N.

Zylinder- durchmesser	H.-D. = 800 mm	Kolbenfläche	H.-D. = 5 026,6 qcm
	M.-D. = 1380 "		M.-D. = 14 957 "
	N.-D. = 2120 "		N.-D. = 35 299 "
Kolbenhub = 1500 mm.			

n	n · C		
	H.-D.	M.-D.	N.-D.
0,5	1,675	4,986	11,766
1,0	3,351	9,971	23,533
70	234,57	697,97	1647,31
71	237,92	707,94	1670,84
72	241,27	717,91	1694,38
73	244,62	727,88	1717,91
74	247,97	737,85	1741,44
75	251,32	747,83	1764,98
76	254,68	757,80	1788,51
77	258,03	767,77	1812,04
78	261,38	777,74	1835,57
79	264,73	787,71	1859,11
80	268,08	797,68	1882,64
81	271,43	807,65	1906,17
82	274,78	817,62	1929,71
83	278,13	827,59	1953,24

Die früher gebräuchliche Angabe der Maschinenkräfte in nominellen Pferdekraften hat jetzt gar keinen Wert mehr, da sie unter der Voraussetzung gemacht wird, daß der Dampfdruck 7 Pfd. pro Quadratzoll, also 0,492 kg pro qcm beträgt; wir sehen daher von einer Wiedergabe dieser Formel ab.

Rechnungsmäßige Beurteilung der Vorteile der Expansion und Kondensation, sowie der Nachteile durch Drosseln.

Die Bestimmung des mittleren Dampfdruckes aus dem Indikator-diagramm, oder mit Hilfe der Tabelle Nr. XXXIV ermöglicht auch auf einfache Weise eine rechnungsmäßige Beurteilung des Vorteiles, den die Expansion und Kondensation des Dampfes ergibt, sowie des Nachteiles, den das Drosseln verursacht.

Wird z. B. angenommen, in einer Dampfmaschine arbeite der Dampf so, daß er während des ganzen Kolbenhubes ungehindert in den Zylinder einströmt (Volldruckmaschine), so muß der Druck des Dampfes auf den Kolben während des ganzen Kolbenweges gleich groß bleiben. Der mittlere Druck ist in diesem Falle also gerade so groß, wie der Anfangs- und Enddruck im Zylinder. Ferner ist leicht einzusehen, daß das pro Hub, also bei einer halben Umdrehung der Kurbelwelle verbrauchte Dampfvolumen gleich dem Zylindervolumen sein muß, also gleich Kolbenfläche mal Hub.

Hat demnach der fragliche Zylinder 1 qm Kolbenfläche und 1 m Hub, so beträgt das pro Hub gebrauchte Dampfvolumen $1 \cdot 1 = 1 \text{ cbm}$, und wenn der verwendete Dampf eine absolute Spannung von 5 Atm. hat, so beträgt der gesamte Dampfdruck auf den Kolben

$$1 \cdot 10\,000 \cdot 5 = 50\,000 \text{ kg,}$$

wovon für den auf der anderen Seite des Kolbens wirksamen schädlichen Gegendruck

$$1 \cdot 10\,000 \cdot 0,2 = 2000 \text{ kg}$$

für Kondensationsmaschinen und

$$1 \cdot 10\,000 \cdot 1,2 = 12\,000 \text{ kg}$$

für Auspuffmaschinen in Abzug zu bringen sein würden.

Der nutzbare oder effektive Kolbendruck würde also 48 000 kg bzw. 38 000 kg betragen.

Läßt man dagegen dieselbe Maschine mit Expansion arbeiten, z. B. mit $\frac{1}{6}$ Füllung und Kondensation (bzw. $\frac{1}{3}$ Füllung ohne Kondensation), d. h. läßt man den Dampf nur während des ersten Sechstels (bzw. Drittels) des Hubes in den Zylinder einströmen und sperrt ihn dann ab, so sinkt bekanntlich der Dampfdruck im Zylinder nach dem Ende des Kolbenhubes hin allmählich und man muß zur Ermittlung der Arbeit dieses expandierenden Dampfes, wie vorstehend ausgeführt wurde, zunächst den mittleren Druck bestimmen.

Will man dazu im vorliegenden Falle die Tabelle Nr. XXXIV benutzen, so findet man für eine relative Expansion $\frac{6}{1} = 6$ den Faktor 0,465 29 (für $\frac{3}{1} =$ den Faktor 0,699 54) und berechnet damit nun für eine Eintrittsspannung von 5 Atm. abs. den mittleren Druck:

der Kondensationsmaschine zu . . . 5.0,465 29 = 2,326 45 kg/qcm
 der Auspuffmaschine zu 5.0,699 54 = 3,497 70 kg/qcm
 und unter Berücksichtigung des schädlichen Gegendruckes den nutzbaren mittleren Dampfdruck auf den Kolben:

der Kondensationsmaschine zu . 1.10 000. (2,326 — 0,2) = 21 260 kg
 der Auspuffmaschine zu . . . 1.10 000. (3,498 — 1,2) = 22 980 kg.

Wenn also die Volldruckmaschine mit derselben Umdrehungszahl, also mit gleicher Kolbengeschwindigkeit arbeitet wie die Expansionsmaschine, so müssen sich die Leistungen der beiden Maschinen ebenso zueinander verhalten wie diese Kolbendrucke. Das Verhältniß der mit Kondensation arbeitenden Maschine stellt sich also wie

$$48\,000 : 21\,260 = 2,25 : 1,$$

d. h. die Expansionsmaschine leistet nur $\frac{1}{2,25}$, also etwas weniger als die Hälfte der Arbeit der Volldruckmaschine. Während aber letztere pro Hub 1 cbm Dampf gebraucht, genügt für die Expansionsmaschine mit Kondensation $\frac{1}{6} \cdot 1 \cdot 1 = \frac{1}{6}$ cbm.

Bei gleicher Leistung wie jene würde also diese Maschine

$$\frac{1}{6} \cdot 2,25 = \frac{225}{600} = \frac{3}{8} \text{ cbm}$$

Dampf erfordern, d. h. sie würde mit $\frac{3}{8}$ soviel Dampf und Kohlen ebensoviel leisten, wie die Volldruckmaschine mit Kondensation bei gleicher Dampfspannung.

Für die Maschinen ohne Kondensation würde das Verhältniß der Leistungen sein wie 38 000 : 22 980 = 1,654 : 1, dagegen das Verhältniß des Dampfverbrauches wie 1 : $\frac{1}{3}$, d. h. die Expansionsmaschine würde nur $\frac{1000}{1654}$ von dem leisten, was die Volldruckmaschine leistet, dabei aber auch nur den dritten Teil des Dampfes erfordern, den diese gebraucht. Bei gleichen Leistungen würde also die Expansionsmaschine ohne Kondensation

$$\frac{1}{3} \cdot \frac{1654}{1000} = \frac{1654}{3000} = \frac{11}{20} \text{ cbm Dampf}$$

erfordern, während die Volldruckmaschine 1 cbm gebraucht. Für jene ist also nur etwas mehr als halb soviel Dampf bzw. Kohle erforderlich wie für diese, gleiche Eintrittsspannungen vorausgesetzt.

Das Mittel, die Leistungen der Maschine auf gleiche Höhe zu bringen, hätte darin bestehen können, daß man im Verhältniß der Leistungen bzw. der Kolbendrucke die Kolbengeschwindigkeiten verschieden machte, die Expansionsmaschinen also rascher laufen ließ als die Volldruckmaschinen, oder aber man hätte jenen im Verhältniß der

Kolbendrucke größere Zylinderdimensionen, also größeren Zylinderdurchmesser oder größeren Hub bei gleichen Tourenzahlen geben können.

Anstatt aber die Leistungen der Expansionsmaschinen auf die der Volldruckmaschinen zu erhöhen, hätte man natürlich auch die Arbeit der letzteren auf die der ersteren reduzieren können, etwa dadurch, daß man durch die Drosselklappe die Eintrittsspannungen verringerte. Drosselt man den Dampf für die Volldruckmaschine mit Kondensation auf den mittleren Druck der Expansionsmaschine, also auf 2,326 kg pro qcm, so beträgt auch hier der mittlere nutzbare Kolbendruck

$$1 \cdot 10\,000 \cdot (2,326 - 0,2) = 21\,260 \text{ kg.}$$

Bei gleicher Kolbengeschwindigkeit leisten also beide Maschinen gleich viel. Dabei gebraucht aber die Volldruckmaschine pro Hub 1 cbm Dampf von 2,326 Atm. Spannung, dessen Gewicht nach der Tabelle Nr. IX sich zu 1,342 kg ermittelt, während die Expansionsmaschine pro Hub $\frac{1}{6}$ cbm Dampf von 5 Atm. Spannung erfordert, welche Dampfmenge nach derselben Tabelle

$$\frac{1}{6} \cdot 2,75 = 0,46 \text{ kg wiegt.}$$

Bei gleicher Leistung gebraucht also die unter hohem Dampfdruck und mit Kondensation arbeitende Expansionsmaschine nur $\frac{0,46}{1,342}$ oder rund $\frac{1}{3}$ soviel Dampf(gewicht), als die Volldruckmaschine mit niedriger (gedrosselter) Dampfspannung, und da zur Erzeugung gleicher Gewichte Dampf von verschiedener Spannung fast ganz gleiche Wärme- und Kohlenmengen erforderlich sind (s. S. 22), so sind die von den Maschinen konsumierten Kohlenmengen (Gewichte) im gleichen Verhältnis ($\frac{1}{3}$) verschieden.

Ebenso würde sich für die ohne Kondensation arbeitende Maschine ermitteln, daß der Dampfdruck für die Volldruckmaschine auf 3,4977 oder rund 3,5 Atm. zu reduzieren sein würde, um gleiche Leistung mit der Expansionsmaschine ohne Kondensation zu erzielen, daß die letztere pro Hub 0,92 kg Dampf von 5 Atm. verbraucht, während die erstere 1,9676 kg von 3,5 Atm. erfordert, daß also die mit hohem Dampfdruck arbeitende Expansionsmaschine ohne Kondensation nur $\frac{0,92}{1,9676} = 0,486$ oder etwas weniger als die Hälfte der Kohlen gebraucht, als die mit gedrosseltem Dampf und ohne Kondensation arbeitende Volldruckmaschine.

In ähnlicher Weise würden für andere bestimmte Fälle die Verhältniszahlen zu ermitteln sein.

Das Arbeiten einer Dampfmaschine mit Volldruck bedingt also in allen Fällen, wo es nicht durch besondere Verhältnisse absolut erforder-

lich wird, wie bei Dampfsteuerapparaten, Dampfumsteuerungsmaschinen, Maschinendrehvorrichtungen, Dampfspille, Dampfwinden usw., eine sehr erhebliche Kohlenverschwendung.

Ebenso ist es leicht, für bestimmte Fälle den Vorteil zu ermitteln, den die Anwendung eines Kondensators in bezug auf Dampf- und Kohlenverbrauch ergibt. Es ist dabei aber im Auge zu behalten, daß der Betrieb der im allgemeinen für Kondensationsmaschinen erforderlichen Luft- und Zirkulationspumpen einen gewissen Teil der Maschinenleistung verzehrt und daß der Kondensator mit den Pumpen usw. ein größeres Maschinengewicht bzw. ein höheres Anlagekapital und einen größeren Maschinenraum bedingt.

Daß es unvorteilhaft ist, im dauernden Betriebe den Dampfdruck durch Drosseln zu regulieren, wenn es darauf ankommt, für längere Zeit den mittleren Kolbendruck bzw. die Leistung der Maschine zu verringern, läßt sich ebenfalls leicht durch Rechnung nachweisen.

Es würde z. B. für eine Maschine mit 1 qm Kolbenfläche und 1 m Hub, mit 4 Atm. abs. $\frac{2}{3}$ Füllung und Kondensation arbeitend, der mittlere nutzbare Kolbendruck nach der Faktorentabelle Nr. XXXIV

$$1 \cdot 10000 \cdot (4 \cdot 0,93698 - 0,2) = 35479,2 \text{ kg}$$

sein. Soll also die Maschinenleistung auf die Hälfte reduziert werden, so muß man, wenn Füllung und Kolbengeschwindigkeit unverändert bleiben sollen, die Spannung, mit welcher der Dampf in den Zylinder eintritt, durch Drosselung so verringern, daß der mittlere Kolbendruck

$$\text{auf } \frac{35480}{2} = 17740 \text{ kg sinkt.}$$

Für den Fall, daß auch die Kolbengeschwindigkeit kleiner werden muß, würde dieser Wert wieder entsprechend zu vergrößern sein.

Der nutzbare mittlere Dampfdruck auf jeden der 10000 qcm Kolbenfläche müßte also

$$\frac{17740}{10000} = 1,774 \text{ kg}$$

betragen, folglich der absolute mittlere Dampfdruck

$$1,774 + 0,2 = 1,974 \text{ kg pro qcm}$$

und die zur Erzielung dieses mittleren Druckes bei $\frac{2}{3}$ Füllung erforderliche Eintrittsspannung

$$\frac{1,974}{0,93698} = 2,11 \text{ Atm. abs.}$$

Da nun pro Hub $\frac{2}{3} \cdot 1 \cdot 1 = \frac{2}{3}$ cbm Dampf verbraucht wird, 1 cbm Dampf von 2,11 Atm. aber etwa 1,22 kg wiegt, so beträgt das pro Hub

verbrauchte Dampfgewicht der gedrosselten Maschine

$$\frac{2}{3} \cdot 1,22 = 0,813 \text{ kg.}$$

Läßt man dagegen das Drosselventil ganz geöffnet, den Dampf also mit dem vollen Druck von 4 Atm. in den Zylinder einströmen, so muß man zur Reduktion des Kolbendruckes (bzw. der Leistung) die Expansion verschärfen, d. h. die Füllung so verringern, daß der absolute mittlere Dampfdruck im Zylinder auf 1,974 kg pro qcm sinkt.

Es berechnet sich nun leicht:

$$\frac{1,974}{4} = 0,49350,$$

und aus der Tabelle Nr. XXXIV erkennt man, daß zu diesem Faktor eine relative Expansion von zwischen 5,4 und 5,5 gehört, d. h. die Füllung muß auf etwas weniger als $\frac{1}{5}$ reduziert werden (von $\frac{2}{3}$). Ist dies ausgeführt, so verbraucht die Maschine pro Hub nur noch etwa

$$\frac{1}{5} \cdot 1 \cdot 1 = \frac{1}{5} \text{ cbm Dampf von 4 Atm.}$$

und das Gewicht dieses Dampfes beträgt

$$\frac{1}{5} \cdot 2,23 = 0,446 \text{ kg,}$$

während die gedrosselte Maschine 0,813 kg erforderte.

Durch das Verschärfen der Expansion würde also beinahe die Hälfte der Kohlen, welche die Maschine mit gedrosseltem Dampf gebraucht, erspart werden.

Es muß hierbei allerdings hervorgehoben werden, daß im allgemeinen die Verhältnisse wesentlich günstiger liegen werden, als sie eben angenommen wurden. Einesteils nutzen in der Regel gute Schiffsmaschinen auch bei voller Kraft die Expansivkraft des Dampfes schon ziemlich vollständig aus und anderenteils sind die meisten Expansionssteuerungen mit dem Übelstande behaftet, daß sie bei den kleinsten Füllungsgraden dem Dampfe nur verhältnismäßig sehr kleine Kanalöffnungen zum Durchströmen darbieten, d. h. daß sie ihn dabei mehr oder weniger stark drosseln. Immerhin gelangt aber doch ein Teil des Dampfes mit dem vollen Druck in den Zylinder und man kann deshalb als Regel festhalten, daß das Reduzieren der Maschinenleistung durch Drosseln des Dampfes oder auch durch Reduktion des Kesseldruckes immer in bezug auf den Kohlenverbrauch unvorteilhaft ist, und daß man das Drosselventil nur dann gebrauchen darf, wenn es sich darum handelt, nur vorübergehend die Maschinenleistung zu verkleinern, oder aber auch den Anfangsdruck im Zylinder zu reduzieren.

Der vorteilhafteste Expansionsgrad oder der in bezug auf den Kohlenverbrauch günstigste Füllungsgrad ist für eine unter bestimmten

Verhältnissen arbeitende Maschine derjenige, bei welchem die Maschine möglichst viel Leistung bei einem möglichst geringen Kohlenverbrauche entwickelt, d. h. wenn der während einer bestimmten Zeit, z. B. während einer Stunde, für jede indizierte Pferdekraft erforderliche Kohlenverbrauch am geringsten wird.

Da jedoch das Arbeiten einer Maschine bei verschiedenen Füllungsgraden in verschiedener Weise beeinflusst wird, so ist eine genaue und sichere Bestimmung des vorteilhaftesten Füllungsgrades nur durch direkte Versuche zu ermöglichen. Man läßt die Maschine mit verschiedenen Füllungen arbeiten, ermittelt Leistung und Kohlenverbrauch und daraus den Kohlenverbrauch pro Stunde und indizierte Pferdekraft. Diejenige Füllung, bei der diese Verhältniszahl am kleinsten ausfällt, ist offenbar die vorteilhafteste, soweit wenigstens die Maschine an sich in Frage kommt. Ob sie es aber auch ist in Rücksicht auf die Rentabilität des ganzen Dampfers, ist eine andere Frage, deren Beantwortung jedoch nicht hierher gehört (Schnelldampfer).

Muß der vorteilhafteste Füllungsgrad durch Rechnung ermittelt werden, so kann dies so geschehen, daß man für verschiedene Füllungen Leistung und Dampfverbrauch ermittelt und die gewonnenen Resultate vergleicht. Diejenige Füllung, welche pro indizierte Pferdekraft am wenigsten Dampfverbrauch ergibt, muß jedenfalls auch für den Kohlenverbrauch am günstigsten sein, da sich dieser im gleichen Verhältnis ändert wie jener.

Für Überschlagsrechnungen kann man annehmen, daß der Füllungsgrad so bemessen werden muß, daß der Enddruck des expandierten Dampfes noch um so viel höher bleibt als der schädliche Gegen-
druck, wie erforderlich ist, um die inneren Reibungswiderstände usw. der Maschine zu überwinden, d. h. der Enddruck des im Zylinder expandierenden Dampfes darf nicht weniger betragen als 0,5 kg pro qcm oder $\frac{1}{2}$ Atm. abs. bei Kondensationsmaschinen und 1,5 kg pro qcm oder $1\frac{1}{2}$ Atm. abs. bei Maschinen ohne Kondensation.

Der Füllungsgrad ist also zu berechnen nach

$$f = \frac{0,5}{p} \text{ bei Kondensationsmaschinen}$$

beziehungsweise

$$f = \frac{1,5}{p} \text{ bei Auspuffmaschinen,}$$

wenn p die absolute Spannung des eintretenden Dampfes in kg pro qcm ist und

$$f = \text{Füllungsgrad} = \frac{\text{Kolbenhub bis zum Dampfabschluß}}{\text{Gesamtkolbenhub}}$$

Dabei ist aber zu berücksichtigen, ob nicht etwa durch die Steuerung der Dampf stark gedrosselt, die Eintrittsspannung also stark reduziert wird usw.

Bei Zweifach- und Dreifachexpansionsmaschinen, überhaupt bei allen Mehrfachexpansionsmaschinen, ist der Expansionsgrad abhängig von dem Füllungsgrade des Hochdruckzylinders und dem Verhältnis der Fläche des Hochdruckkolbens zu derjenigen des Niederdruckkolbens. Es berechnet sich also hier

$$e = \frac{1}{f_h} \cdot \frac{D^2}{d^2} \quad \text{und} \quad \frac{1}{e} = f_m,$$

worin:

- e = Totaler Expansionsgrad,
 f_h = Füllungsgrad des Hochdruckzylinders
 $= \frac{\text{Kolbenweg bis Dampfabschluß}}{\text{Gesamtkolbenweg}},$
 D = Durchmesser des Niederdruckzylinders,
 d = Durchmesser des Hochdruckzylinders,
 f_m = Effektiver Füllungsgrad der Maschine.

Die Expansion des Dampfes erfolgt in einer Mehrfachexpansionsmaschine also, allgemein gesprochen, genau so, als ob sie sich in einer Einfachexpansionsmaschine mit dem Zylinderdurchmesser D des Niederdruckzylinders und dem Füllungsgrade f_m abspielte. Der Unterschied liegt nur darin, daß, wie im nachstehenden gezeigt werden soll, bei der stufenweisen Expansion in mehreren Zylindern hintereinander aus verschiedenen Ursachen Druckverluste eintreten, welche dazu führen, daß bei dieser stufenweisen Expansion der resultierende mittlere Dampfdruck niedriger ausfällt, als bei der ununterbrochenen Expansion in einem einzelnen Zylinder, und zwar um 10 bis 25 Proz. kleiner.

So kompliziert auf den ersten Blick das Arbeiten des Dampfes in einer Verbundmaschine und in noch höherem Grade bei Dreifach- oder Vierfachexpansionsmaschinen zu sein scheint, und so schwierig es tatsächlich auch ist, die einzelnen Vorgänge rechnungsmäßig genau zu verfolgen, so einfach ist doch andererseits die Sache im Prinzip. Wenigstens unterscheidet sich die Expansion des Dampfes in einer Verbundmaschine nur unwesentlich von derjenigen in einer Einfachexpansionsmaschine. Ob die Expansion ununterbrochen bis zum Ende geführt wird, oder ob sie stufenweise erfolgt, ist offenbar an und für sich ganz gleich, denn ebensowenig wie es die Wirkung der Expansion selbst beeinflussen wird, wenn in einem Zylinder der von dem expandierenden Dampf fortgeschobene Kolben nach Zurücklegung eines bestimmten Weges für kurze Zeit stehen bleibt und dann sich wieder weiter bewegt, die Expansion also sich fortsetzen läßt, ebensowenig wird dies in zwei entsprechend verbundenen Zylindern der Fall sein.

Der Unterschied zwischen der Expansion in einer einfachen und in einer Verbundmaschine liegt nur darin, daß in der letzteren der in den Receiver bzw. in den Niederdruckzylinder überströmende Dampf eine freie Expansion (S. 24) erfährt, d. h. er expandiert ohne Arbeitsleistung, erfährt also einen Druckverlust.

Es ist leicht zu erkennen, daß vermöge der Kurbelstellung (unter 90°) in dem Augenblicke, wo der kleine Hochdruckkolben im Hubende, d. h. seine Kurbel im toten Punkte steht, der große Niederdruckkolben schon etwas mehr bzw. etwas weniger als seinen halben Weg zurückgelegt hat. Während also in dem Moment, wo der Dampf aus dem Hochdruckzylinder auszuströmen beginnt, nur das (Hub-) Volumen dieses kleinen Zylinders von ihm angefüllt wird, tritt er unmittelbar darauf in einen viel größeren Raum über. Der Inhalt dieses Raumes setzt sich zusammen aus dem Rauminhalte des kleinen Zylinders, des Receivers und etwa dem halben Inhalte des großen Zylinders, wenn letzterer, wie gewöhnlich, in jenem Augenblicke noch mit dem Receiver in Verbindung steht. Es ist nämlich besonders bei großen Maschinen schwierig, die Füllung des Niederdruckzylinders so klein zu machen, wie es erforderlich sein würde, man begnügt sich deshalb mit den Resultaten, welche durch ausführbare Konstruktionen erreicht werden können. Außerdem erfordert die Bewegung des Dampfes durch die Kanäle usw. einen geringen Druckunterschied zwischen dem Raume, aus welchem der Dampf abströmt, und dem, in welchen er einströmt. Nach alledem muß der Druck im Receiver, aus dem also der große Niederdruckzylinder etwa schon zur Hälfte gefüllt war, als das Ausströmen aus dem Hochdruckzylinder begann, bedeutend niedriger sein als die Spannung des aus dem Hochdruckzylinder zuströmenden Dampfes. Dieser Dampf muß also eine plötzliche Ausdehnung erfahren und der damit verbundene Druckverlust von etwa 10 bis 25 Proz. müßte demnach (theoretisch gefolgert) die einfache Expansionsmaschine der unter gleichen Verhältnissen, d. h. mit gleichem Dampfdrucke und gleichem (totalem) Expansionsverhältnis arbeitenden Verbundmaschine überlegen machen. In Wirklichkeit sind aber wegen der kleineren Temperaturunterschiede in den einzelnen Zylindern die Wärmeverluste in einer Verbundmaschine an sich schon viel geringer als in einer einfachen Expansionsmaschine. Hierzu kommt noch, daß die mit dem erwähnten Druckverluste im Receiver verbundene Dampfüberhitzung (s. S. 24 u. 25) einen Teil dieses Verlustes unmittelbar wieder einbringt, d. h. den Wärmeverlust im Niederdruckzylinder direkt verringert.

In noch höherem Maße ist dies der Fall bei den Dreifachexpansionsmaschinen, trotzdem hier die vorstehend erwähnten Druckverluste in zweifacher Wiederholung auftreten. Die Ursache des günstigen Arbeitens dieser Maschinen ist darin zu suchen, daß man in ihnen sehr hoch gespannten Dampf mit hoher Temperatur auf die niedrige Kondensatorspannung und die entsprechende Temperatur herunterarbeiten kann, ohne durch die bei der Expansion in einem einzigen Zylinder unvermeidlichen Kondensationsverluste (s. S. 215 u. 216) die Ausnutzung der im Dampfe aufgespeicherten Wärme zu beeinträchtigen.

Elfter Abschnitt.

Material und Anordnung der einzelnen Maschinenteile.

A. Materialien im Schiffsmaschinenbau.

Die Materialien, welche beim Bau einer Maschine hauptsächlich zur Anwendung kommen, sind bekanntlich:

Gußeisen, Schmiedeeisen, Stahl, Kupfer und Bronze.

Die ersteren drei bestehen aus reinem Eisen und aus Kohlenstoff, und zwar:

Gußeisen aus 90 bis 94 Proz. Eisen und 3 bis 6 Proz. Kohlenstoff mit gewöhnlich 3 bis 5 Proz. Kiesel und Schwefel, Phosphor usw.

Stahl aus 98,6 Proz. Eisen und 1,4 Proz. Kohlenstoff.

Schmiedeeisen aus 99,5 Proz. Eisen und etwa 0,05 Proz. Kohlenstoff, nebst geringen Beimischungen von Schwefel, Phosphor und sonstigen Unreinigkeiten.

Gußeisen ist also das kohlenstoffreichste und darum sprödeste, Schmiedeeisen das kohlenstoffärmste Metall und darum am weichsten und zähesten.

Der Bruch des Gußeisens ist kurz und körnig, der Bruch des Schmiedeeisens dahingegen sehnig, der des Stahles sehnig und feinkörnig-kristallinisch.

Kupfer ist reines Metall von außerordentlicher Zähigkeit und geringem Bestreben, zu oxydieren.

Bronze, Messing usw. besteht aus einer Mischung von Kupfer, Zinn und Zink, welche Metalle in verschiedenen Mischungen oder Legierungen zusammengeschmolzen werden. Diese Metallegierungen haben die Eigenschaft, leichter zu schmelzen als Kupfer, leichtflüssiger zu sein und eine größere Härte zu besitzen, dabei aber ebenso wie Kupfer dem Oxydieren wenig ausgesetzt zu sein.

Entsprechend der Natur, der Form und der Bestimmung der verschiedenen Maschinenteile kommen die einzelnen Metalle zur Verwendung. Es werden alle größeren und komplizierten Stücke aus Gußeisen hergestellt, also namentlich Dampfzylinder, Ständer, Grundplatte, Kondensatoren, Schieber und Kolben usw.

Alle diejenigen Maschinenteile, welche möglichste Leichtigkeit mit großer Zähigkeit vereinigen müssen, also Wellen, Kolben- und Schieberstangen, sowie Lenkstangen und Exzenterstangen usw., werden dagegen aus Schmiedeeisen oder Stahl angefertigt.

Endlich macht man alle diejenigen Teile, welche im Seewasser liegen, oder welche vom Dampf umspült werden, aus Bronze, damit die-

selben nicht zerfressen und oxydiert werden, d. h. Pumpenzylinder, Kolben und Ventile, die inneren Teile der Kondensatoren, Hähne und Ventile werden aus Bronze, Messing oder Rotguß angefertigt. Ebenfalls kommen diese Legierungen für die Schalen der Zapfenlager zur Verwendung, weil sie eine geringe Reibung verursachen. Kleinere Lagerschalen werden gänzlich aus Bronze hergestellt, in den größeren werden dagegen noch besondere Felder oder Flächen aus einer Metallkomposition hergestellt, welche noch weniger Reibung verursacht als jene Legierungen (Antifrikktionsmetall, White Brass, Komposition usw., Herstellungsvorschrift siehe S. 387).

Es wurde auf S. 23 u. 255 des näheren ausgeführt, daß die Kraft, mit welcher der Dampf auf die Kolben der Zylinder wirkt, nicht in allen Zeitpunkten eines Kolbenweges gleich groß bleibt, daß vielmehr der Kolbendruck während der Einstromungsdauer am größten ist und während der Expansionsdauer allmählich abnimmt, dementsprechend werden also auch die Beanspruchungen der einzelnen Maschinenteile nicht in allen Zeitpunkten eines Kolbenweges gleich sein, sondern es wird sich vielmehr für jeden Teil der Maschine ein besonderer Zeitpunkt ermitteln lassen, in dem die darauf einwirkende Kraft, d. h. die Beanspruchung, am größten ist.

Dieser größten Kraftentwicklung entsprechend muß nun die Querschnittsdimension des betreffenden Maschinenteiles ermittelt werden, und zwar von folgenden Gesichtspunkten aus (vgl. auch S. 108):

Alle Metalle haben eine ihren Eigenschaften entsprechende Festigkeit, d. h. sie setzen dem Zerreißen und Zerdrücken einen bestimmten Widerstand entgegen. Nimmt man z. B. aus den verschiedenen Metallen Stangen von genau 1 mm Breite und 1 mm Dicke und sucht dieselben zu zerreißen, so werden sich die verschiedenen Stangen entsprechend ihrer Zähigkeit zunächst um ein gewisses Maß verlängern (ausdehnen) und schließlich abreißen, und zwar erfordert das Abreißen einer Stange von 1 qmm Querschnitt aus:

Stahl . . .	einen Zug von 45 kg etwa	} je nach der Beschaffenheit des Materials.
Schmiedeeisen .	" " " 35 bis 40 kg	
Gußeisen . .	" " " 10 " 12,5 kg	
Messing . .	" " " 10 " 12,5 kg	
Bronze . . .	" " " 20 " 40 kg	
Kupfer . . .	" " " 20 " 40 kg	

Sucht man ganz kurze Stangen von 1 qmm Querschnittsfläche zu zerdrücken, so erfordert die Stange aus:

Stahl . . .	einen Druck von 40 bis 45 kg	} je nach der Beschaffenheit des Materials.
Schmiedeeisen .	" " " 30 " 35 "	
Gußeisen . .	" " " 70 " 75 "	
Messing . .	" " " 7 " 10 "	
Bronze . . .	" " " 30 kg etwa	
Kupfer . . .	" " " 30 bis 35 kg	

(Längere Stangen, welche in der Längsrichtung gedrückt werden, zerknicken bekanntlich, bevor sie zerdrückt werden.)

Sollen endlich die Stangen, ähnlich dem Vorgange unter einer Schere, abgeschert oder abgeschoben werden, so ist dazu im allgemeinen derselbe Druck notwendig wie beim Zerdrücken der Stangen. Nur die gußeiserne Stange wird bereits durch einen Druck oder Schub von etwa 20 kg abgeschert.

Es ist aus den obigen Angaben leicht ersichtlich, welche Metalle für die auf Zug beanspruchten Teile verwandt werden müssen, und welche Metalle für die gedrückten Teile; z. B. eignet sich Gußeisen ganz vorzugsweise für die gedrückten Teile, da es dem Zerdrücktwerden fast den sechsfachen Widerstand entgegensetzt, wie dem Zerreißen.

Es ist ferner leicht einzusehen, daß alle Teile, welche bald auf Zug und bald auf Druck beansprucht werden, immer der geringsten Widerstandsfähigkeit entsprechend zu berechnen sein werden, und endlich darf offenbar, wenn man sicher sein will, daß die Teile wirklich nicht brechen, den einzelnen Teilen nicht so viel zugemutet werden, wie oben angegeben ist; auch schon deshalb nicht, weil die bereits ziemlich lange vor dem Brechen eintretende, der Elastizität des Metalles entsprechende Formänderung, also die Ausdehnung oder Zusammenpressung, für Maschinenteile absolut unzulässig ist. Es müssen also die Querschnittsdimensionen der einzelnen Maschinenteile so bestimmt werden, daß die denkbar größte Kraft, welche darauf einwirken wird, jeden qmm der Querschnittsfläche nur mit einem Teile der vorstehenden Angaben belastet und in Anspruch nimmt. In der Regel rechnet man eine etwa vier- bis fünffache Sicherheit gegen das Brechen der Metalle nach folgender Tabelle (1 qcm = 100 qmm).

Tabelle Nr. XXXVII.

Zulässige Beanspruchung verschiedener Metalle.

Material	kg pro qcm		
	Zug	Druck	Schub
Gewöhnlicher Stahl, ungehärtet	1250	1250	900
„ „ gehärtet	2500	2500	1800
Feiner Federstahl, ungehärtet	3200	3200	2400
„ „ gehärtet	3600	3600	2700
Gußstahl, ungehärtet	2000	2000	1600
Stahldraht	1900	—	—
Flacheisen, gewöhnliches	700	700	500
„ gehämmert	1250	1250	900
Eisenblech	700	700	500
Gußeisen	250	700	200
Kupferblech	650	650	500
Phosphorbronze	700	—	500
Messing	250	200	200

Da endlich die verschiedenen Maschinenteile äußerst selten überall gleiche Stärke besitzen, so ist jeder Teil für den schwächsten Querschnitt zu berechnen. Beispielsweise die Stärke der Kolbenstangen, sowie die der Kurbel- und Kreuzkopflagerbolzen für den Kerndurchmesser der an den Stangen und Bolzen befindlichen Gewindeteile usw.

Hat man also diese eben genannten Stücke für einen Zylinder von 1,220 m Durchmesser und 5 Atm. Dampfüberdruck zu berechnen, so ermittelt man zunächst den größten Kolbendruck aus:

$$\frac{122^2 \pi}{4} \cdot (5 + 1) = 11690 \text{ qcm} \cdot 6 \text{ kg} = 70140 \text{ kg.}$$

Nimmt man nun an, daß Kolbenstange und Lagerbolzen aus Schmied-eisen bestehen sollen, so ist für dieses Metall eine Beanspruchung von höchstens 700 kg pro qcm auf Zug und Druck zulässig. Für die Übertragung eines Kolbendruckes (oder Kolbenzuges) von 70140 kg würde also eine Querschnittsfläche von

$$\frac{70140}{700} = 100,2 \text{ qcm}$$

erforderlich sein. Der Kerndurchmesser des Gewindes der Kolbenstangennutter würde also zu berechnen sein aus:

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 100,2; D = 11,3 \text{ cm} = 113 \text{ mm.}$$

Der äußere Gewindedurchmesser könnte also betragen:

$$113 + 2,7 = 127 \text{ mm} = 5'' \text{ engl.}$$

Demnach würde der Konus der Kolbenstange im Kolben oben einen Durchmesser von etwa 130 mm erhalten und der Durchmesser der (eigentlichen) unteren Kolbenstange würde sich dadurch ermitteln, daß man den unteren Konusdurchmesser noch um ein Geringes vergrößerte. Dieser Teil der Stange wäre dann jedenfalls genügend stark.

In derselben Weise würde sich der Durchmesser der Kreuzkopf- und Kurbellagerbolzen (je 2 Stück) ermitteln aus:

$$2 \cdot \frac{d^2 \pi}{4} = 100,2, \quad \frac{d^2 \pi}{4} = 50,1.$$

Kerndurchmesser: $d = 8,0 \text{ cm} = 80 \text{ mm.}$

Bolzendurchmesser: $d = 2,45 = 89 \text{ mm} = 3\frac{1}{2}'' \text{ engl.}$

Derselbe Weg ist bei der Berechnung aller ähnlich beanspruchten Maschinenteile zu verfolgen. Es muß immer zunächst die größte Kraft ermittelt werden, sowie die Art, in der sie auf den fraglichen Maschinenteil einwirkt. Dann ermittelt sich mit Hilfe der vorstehenden Tabelle immer sehr leicht die Größe des erforderlichen (kleinsten) Querschnittes und aus den Dimensionen dieses kleinsten Querschnittes bestimmen sich

endlich den Umständen gemäß die übrigen Stärkenverhältnisse des fraglichen Maschinenteiles.

Die Abmessungen der einzelnen Teile von Maschinen, Kesseln und deren Zubehör sind, soweit sie nicht bereits durch die Gesetzgebung bestimmt oder durch die Regeln des Germanischen Lloyd festgesetzt werden, dem Ermessen des Erbauers oder der Bestimmung des Bestellers überlassen. Die Beanspruchung der einzelnen Maschinenteile im kleinsten Querschnitt sollte jedoch, bei Verwendung von weichem Siemens-Martin-Stahl bester Herkunft — mit 40 bis 47 kg pro qmm Festigkeit bei mindestens 20 Proz. Dehnung und auf 200 mm Länge —, innerhalb der folgenden Grenzen liegen:

Für Kolbenstangen	4 bis 5	kg pro qmm,
„ Pleuelstangen, Kreuzköpfe, Balanciers usw.	4 „ 4,5	„ „ „
„ Kurbellager und Kreuzkopflagerbolzen	4 „ 5	„ „ „
„ Grundlagerbolzen	3 „ 4	„ „ „
„ Kuppelungsbolzen (Abscherung)	3 „ 3,5	„ „ „

Für solche Bolzen und Maschinenteile, bei welchen die Inanspruchnahme fortwährend wechselt und welche unter Umständen Stößen ausgesetzt sind, wird bei obiger Beanspruchung bestes Feinkorneisen als gleichwertig mit Stahl angesehen.

Die Ausführung der ganzen Anlage muß sachgemäß und solide sein und den allgemeinen Regeln des Schiffsmaschinenbaues entsprechen.

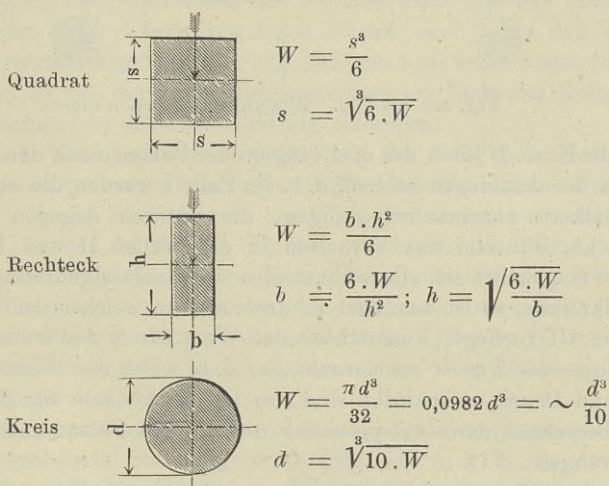


Fig. 226 bis 228. Widerstandsmomente.

Etwas verwickelter wird der Gang der Rechnung, wenn der fragliche Maschinenteil nicht auf reinen Zug oder Druck in Anspruch genommen wird, sondern auf Biegung, d. h. wenn er als Träger wirkt.

Die Berechnung solcher Teile ist in der Weise vorzunehmen, daß man zunächst das sog. Widerstandsmoment des betreffenden Querschnittes berechnet.

Dieses Widerstandsmoment ist für die am meisten vorkommenden Querschnittsformen, wenn die Kraftrichtung durch die eingezeichneten Pfeile angedeutet wird, mit Hilfe der in Fig. 226 bis 228 angegebenen Formeln für W zu ermitteln.

Jeder Träger wird von einer darauf wirkenden Kraft so beansprucht, wie einer der in Fig. 229 bis 232 gezeichneten Fälle darstellt, und zwar

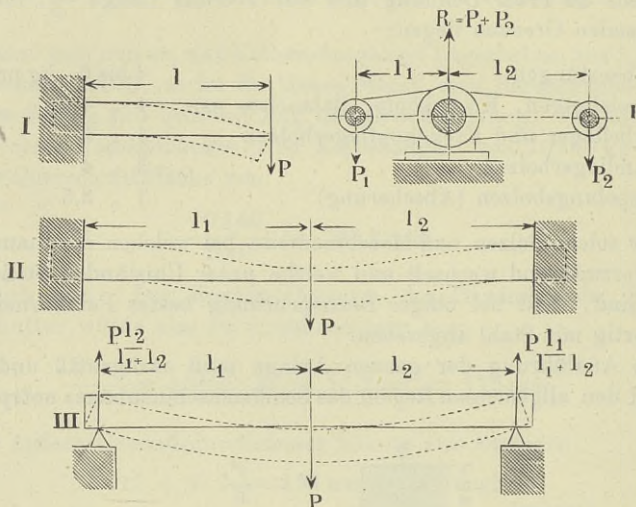


Fig. 229 bis 232. Biegungsbeanspruchungen.

wird die Kraft P jeden der drei Träger oder Balken nach den punktierten Linien durchzubiegen suchen, d. h. im Falle I werden die oberen Fasern des Balkens auseinander gezogen, die unteren dagegen zusammengedrückt, während das Verhalten in den Fällen II und III teilweise gerade umgekehrt ist. Bezeichnet also S die zulässige Inanspruchnahme des Materials, so ist zunächst zu untersuchen, welcher der drei Fälle I, II oder III vorliegt, und danach der Wert für S der früheren Tabelle für Zug oder Druck zu entnehmen, d. h. wenn die Werte von S für Zug und Druck verschieden sind, so ist der kleinste für S zu wählen. Man berechnet dann entsprechend den in den Fällen enthaltenen Bezeichnungen:

den Träger I nach: $P \cdot l = S \cdot W$

„ Träger II „ : $P \cdot \frac{l_1 \cdot l_2^2}{(l_1 + l_2)^2} = S \cdot W$

„ Träger III „ : $P \cdot \frac{l_1 \cdot l_2}{l_1 + l_2} = S \cdot W$

indem die bekannten Größen P , l und S eingesetzt werden.

Dem Falle I entsprechen alle Hebel, welche in der Maschine zur Verwendung kommen, II und III stellen die Fälle dar, wo es sich um wirkliche Träger handelt.

Die Beanspruchung der Wellen ist noch verwickelter, als diejenige der Hebel und Träger usw., da sie von den darauf einwirkenden Kräften entweder auf Verdrehen (Torsion) oder gleichzeitig auf Biegung und Torsion beansprucht werden.

Die Formeln, die der Germanische Lloyd für die Berechnung der Wellen vorgeschrieben hat, sind auf S. 391 genauer ausgeführt.

B. Die Anordnung der einzelnen Maschinenteile.

Unter den verschiedenen Hauptteilen einer Dampfmaschine stehen in erster Linie die Dampfzylinder. Die Zylinder bestehen gewöhnlich aus hartem, feinkörnigem Gußeisen, nur in Ausnahmefällen erhalten kleine und besonders leicht gebaute Maschinen (Dampfjachten usw.) bronzene Zylinder. Es sind im Innern genau zylindrisch und glatt ausgebohrte Gefäße, welche an einer Seite einen kastenförmigen Ansatz, den Schieberkasten, haben. Der eigentliche Arbeitszylinder erhält eine Länge gleich derjenigen des Kolbenhubes, vermehrt um die Höhe des Kolbendichtungsringes. Damit sich durch das Arbeiten des Kolbens, dessen Dichtungsring mit bestimmtem Drucke und entsprechender Reibung sich in der Zylinderbohrung bewegt, an den Endpunkten der Bewegung oben und unten mit der Zeit keine Ansätze bilden, verringert man obige Länge um 5 bis 10 mm und bohrt den Zylinder oben und unten (s. Fig. 206, 208, 211, 269) um 5 bis 6 mm weiter (Contrebohrung), so daß die Kolbendichtungsringe am Ende des Kolbenweges um ein Geringes in diese Erweiterung eintreten.

In dem Schieberkasten bewegt sich der Schieber, welcher die Dampfverteilung über und unter dem Kolben bewirkt, auf dem Schieber Spiegel. Es ist dies eine an den Zylinder angegossene oder angeschraubte, sauber bearbeitete Fläche, welche in der Mitte, ziemlich nahe zusammenliegend, drei oder mehr Öffnungen enthält, die Mündungen der Dampfkanäle, von welchen der eine nach dem oberen Teile (Deckelseite), der andere nach dem unteren Teile des Zylinders (Kurbelseite) und der mittlere nach dem Kondensator bzw. dem Receiver oder dem Ausströmungrohr führt.

Häufig treten an die Stelle des flachen Schieberspiegels auch zylindrisch ausgebohrte Schiebergehäuse (Fig. 211 u. 212), in denen sich sog. Kolbenschieber bewegen, welche bei hohen Dampfspannungen gewisse Vorzüge gegenüber Flachschiebern haben, wie später noch näher erläutert werden wird. Die Anordnung der Kanäle für den Dampf ist hierbei genau so wie bei den ersterwähnten Schiebern, mit dem Unterschiede, daß hier der flache Schieberspiegel zu einem Zylindermantel zusammengebogen ist.

Der Boden des Zylinders besteht gewöhnlich aus einem Stück mit demselben; er enthält in der Mitte ein Loch zur Aufnahme der Stopfbüchse der Kolbenstange, daneben zuweilen noch ein Mannloch und

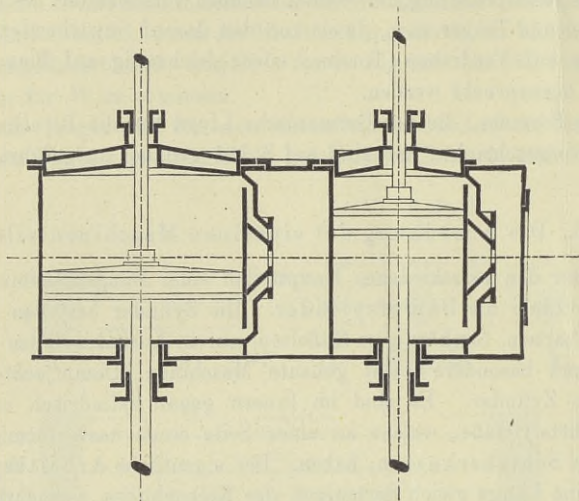


Fig. 233. Zylinderanordnung der Verbundmaschine.

außerdem zwei Ansätze oder Füße, mittels welcher der Zylinder auf den Ständern (frames), welche ihrerseits wieder auf der Grundplatte ruhen, befestigt ist. Oben um den Zylinder läuft ein ringförmiger

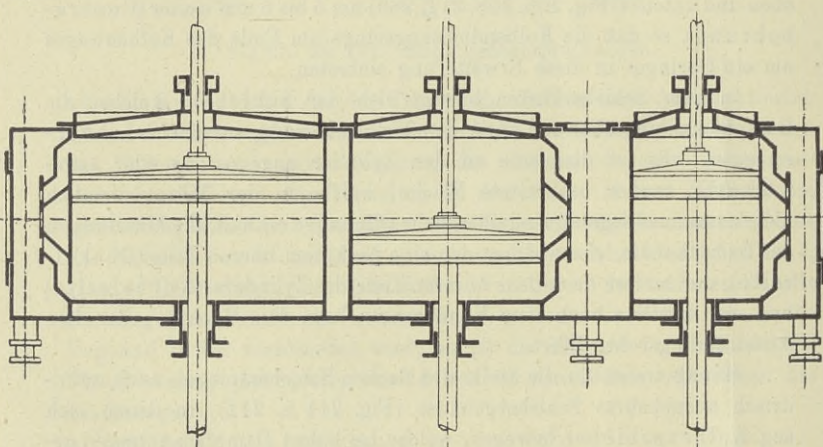


Fig. 234. Zylinderanordnung einer dreizylindrigen Dreifachexpansionsmaschine.

Flansch, mit dem der Zylinderdeckel auf dem Zylinder dampfdicht befestigt wird. Der Zylinderdeckel enthält ebenfalls eine Stopfbüchse für den nach oben verlängerten Teil der Kolbenstange (Fig. 233 u. 234)

oder eine dampfdicht mit dem Deckel verschraubte Haube, welche die Kolbenführungsstange ganz einschließt und sie so dem abkühlenden Einflusse der atmosphärischen Luft entzieht. In neuerer Zeit verzichtet man auch häufig auf die Führungsstangen und erhält dann einfache geschlossene Deckel (Fig. 211 u. 212).

Der Mantel des Zylinders, d. h. der eigentliche Zylinder, wird häufig doppelwandig gegossen, so daß der entstehende Zwischenraum als Dampf-mantel benutzt werden kann. Zylinderboden und Deckel werden gewöhnlich gleichfalls doppelwandig, d. h. hohl gegossen, damit sie eines-teils ebenfalls als Dampfmantel dienen können, und ferner, bei großen Maschinen, genügende Widerstandsfähigkeit erhalten.

In Fig. 206 u. 207 sind die Zylinder einer gewöhnlichen zweizylin-drigen einfachen Expansionsmaschine im Vertikal- und Horizontalschnitt dargestellt. Der Schieberkasten liegt in diesem Falle zwischen den beiden Zylindern und die Zylinder sind überall mit Dampf-mänteln versehen. Der Schieberkasten ist durch den oberen Deckel zugänglich. Die Dampfeinströ-mung in den Schieberkasten befindet sich an der einen Seite in der Mitte, die Ausströmungsstutzen sitzen an der anderen Seite, nahe an den Zylindern. Sie stehen durch ein gemeinschaftliches Rohr mit dem Kondensator in Ver-bindung.

Gewöhnlich sitzt auf dem Zylinder-deckel und am Zylinderboden ein feder-belastetes Sicherheitsventil von der in Fig. 235 dargestellten Einrichtung, um größeren Wassermengen im Zylinder den Ausweg zu erlauben und so den-selben nebst Deckel oder den Kolben vor dem Brechen zu schützen. Die Spannung der Federn wird so be-messen, daß das Ventil etwa bei dem 1,2fachen Drucke in dem betreffenden Zylinder oder Schieberkasten abbläst.

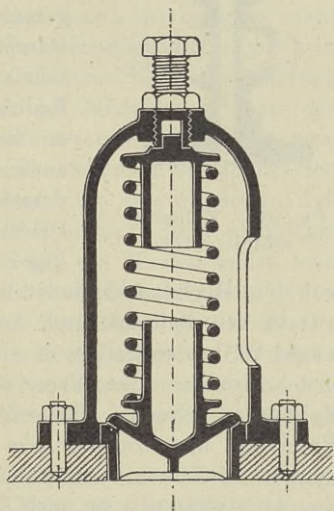


Fig. 235. Sicherheitsventil für Zylinder und Schieberkästen.

Die Öffnung der Ventilhaube muß eine solche Stellung erhalten, daß durch herausspritzendes Wasser niemand vom Bedienungspersonal verbrüht werden kann. Ferner findet sich bei stehenden Maschinen gewöhnlich nur auf der Bodenseite ein kleiner Hahn, der Zylinderentwässerungs-, Boden- oder Abblasehahn, welcher beim Anwärmen des Zylinders geöffnet wird und das sich bildende Wasser austreten läßt. Schließlich besitzt jeder Dampfzylinder noch ein kleines Rohr, an dem der Indikator angebracht und je nach der Stellung des Hahnes mit dem oberen und unteren Zylinderraume in Verbindung gesetzt werden kann.

Für größere Zylinder ist die Anbringung eines Mannloches im Zylinderboden (Fig. 208), sowie im Deckel sehr zu empfehlen; auf diesen Mannlochverschlüssen finden dann meist die Sicherheitsventile ihre Aufstellung.

Am Schieberkasten befindet sich oben ein Schmiergefäß (Fig. 236) zum Einfetten der Schieberflächen und am Boden ein Abblasehahn zum Entfernen von Wasser usw.

In Fig. 208 und 209 ist die Zylinderanordnung für eine zweizylindrige Verbundmaschine dargestellt. Hier hat nur der kleine oder der Hochdruckzylinder einen Dampfmantel, welcher dadurch gebildet

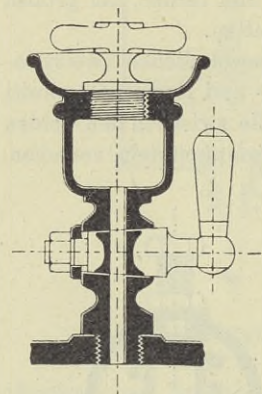


Fig. 236. Zylinderschmiergefäß.

wird, daß in dem äußeren Zylinder ein Einsatz oder Futter (Arbeitszylinder) angebracht ist, welches unten mit dem äußeren Zylinder verschraubt und oben durch eine Stopfbüchse darin abgedichtet ist. Der große Niederdruckzylinder hat keinen Dampfmantel, Boden und Deckel sind nur der größeren Festigkeit wegen hohl gemacht. Erhalten die Niederdruckzylinder aber Dampfmäntel, so ist durch geeignete Druckverminderungsventile (nach Fig. 142 u. 143) für eine Reduktion des Heizdampfes auf etwa 2 kg/qcm zu sorgen. Man findet übrigens sehr häufig auch diesen Zylinder ganz vom Dampfmantel umgeben und beide Schieber in dem Raume zwischen den Zylindern liegend angeordnet. In Fig. 208 u. 209 tritt der Dampf zunächst in den

vor dem Hochdruckzylinder liegenden Schieberkasten, gelangt von hier aus in den Zylinder und strömt schließlich durch den Ausströmungskanal zu beiden Seiten in eine ringförmige Ummantelung des Hochdruckzylinders, den Receiver oder Aufnehmer. Der zwischen den Zylindern liegende Niederdruckschieberkasten bildet einen Teil des Receivers, und von hier aus gelangt der Dampf in den Niederdruckzylinder, um nach verrichteter Arbeit durch den Ausströmungskanal in das Ausströmungsrohr nach dem Kondensator zu entweichen.

Die Zylinder und Schieberkasten einer Verbundmaschine sind mit denselben Armaturteilen ausgerüstet; außerdem wird hier aber auch noch am Receiver ein federbelastetes Sicherheitsventil angebracht, welches verhütet, daß der Dampfdruck im Receiver über eine gewisse Grenze ($1\frac{1}{2}$ Atm. Überdruck) steigt.

Die Zylinderanordnung einer normalen Dreifachexpansionsmaschine zeigt Fig. 211, 212, 234. Die Einrichtung derselben bildet im wesentlichen nur eine Fortsetzung bzw. Erweiterung der Verbundmaschine. Abweichend von derselben sind in Fig. 211 u. 212 wegen des hohen Dampfdruckes einerseits und des Raumbedarfes andererseits die Schiebergehäuse des Hochdruck- und des Mitteldruckzylinders für zylindrische, Rund- oder Kolbenschieber ausgeführt, und zwar hat der Hochdruckzylinder einen,

der Mitteldruckzylinder dagegen zwei Kolbenschieber, der Niederdruckzylinder aber einen gewöhnlichen Flachschieber erhalten. Auch für diesen werden besonders bei Kriegsschiffsmaschinen Kolbenschieber ausgeführt und zwar meistens ebenfalls in doppelter Ausführung. Einrichtung und Armatur der Zylinder mit Sicherheits-, Schmier- und Abblasevorrichtungen entspricht im übrigen genau der Beschreibung der in Fig. 208, 209, 233 dargestellten Zylinder einer Verbundmaschine, nur sind in Fig. 211 u. 212 die Deckelstopfbüchsen für die Kolbenführungsstangen aus dem früher angeführten Grunde in Wegfall gekommen.

Zu bemerken ist noch, daß bei Verbundmaschinen sowohl wie bei Dreifachexpansionsmaschinen zum leichten Ingangsetzen der Maschine an jedem Receiver ein vom Maschinistenstande aus zu bewegendes Hilfsventil, der sog. Handschieber, erforderlich ist, durch welchen dem betreffenden Zylinder frischer Kesseldampf zugeführt werden kann. Es kann nämlich bei diesen Maschinen leicht vorkommen, daß sie in einer Stellung stehen bleiben, in welcher der Schieber des Hochdruckzylinders bereits geschlossen hat (man sagt dann, der Schieber steht „auf Deckung“), so daß beim Öffnen des Dampfabsperrventils gar kein Dampf in die Zylinder gelangen würde. Da aber bei der erwähnten Stellung des Hochdruckschiebers entweder der Mitteldruck- oder der Niederdruckschieber in der Regel noch geöffnet sein wird, so kann man durch Einlassen von frischem Dampf in den betreffenden Schieberkasten die Maschine in Gang bringen. Trotz alledem kann es vorkommen, daß eine dreikurbelige Maschine mit Receiverhilfsdampf nicht anspringt, weil bis etwa 20° vom Totpunkt gerechnet die Kurbel meist kein genügendes Drehmoment ausübt; man sieht deshalb häufig noch Hilfsventile vor, mit denen man dem Zylinder auf der Boden- oder Deckelseite direkten Dampf geben kann. Falls diese zuletzt genannten Hilfsmittel fehlen, bleibt nichts anderes übrig, als die Steuerung überzulegen, d. h. durch kurzes Anspringen auf „Zurück“ eine günstigere Kurbelstellung für „Voraus“ zu erhalten.

Bevor die Zylinder- und Schiebergehäuse mit einer Wärmeschutzmasse bekleidet werden, werden sie einer Kaltwasserdruckprobe unterworfen, um sich von der Festigkeit und Dichtigkeit zu überzeugen. Die Höhe des Druckes ist der nachstehenden Tabelle Nr. XXXVIII zu entnehmen, in der p den jeweiligen Kesseldruck in kg pro qcm angibt.

Tabelle Nr. XXXVIII.

Zylinder- und Schieberkastendruckproben.

System der Maschine	H.-D.	M.-D. I.	M.-D. II.	N.-D.
Zweifache Expansion	1,3 p	—	—	0,45 p
Dreifache „	1,3—1,4 p	0,7 — 0,9 p	—	0,25—0,3 p
Vierfache „	1,3—1,4 p	0,75—0,9 p	0,4—0,5 p	0,2 p

In dem ausgebohrten Teile der Zylinder bewegen sich die mit den Kolbenstangen fest verbundenen Dampfkolben. Das Material derselben richtet sich nach der Verwendungsart der Maschinen. Sehr leicht gebaute Ausführungen (Torpedoboote, Hilfsmaschinen usw.) erhalten geschmiedete Kolben aus Stahl; solche aus Stahlguß (Fig. 239 u. 240) kommen bei allen Kriegsschiffsmaschinen und bei den meisten großen Schnelldampfern und Reichspostdampfern zur Verwendung. Dampfer mit schwer gebauten Maschinen (Frachtdampfer) erhalten gußeiserne Dampfkolben (Fig. 237 u. 238), die im Innern hohl sind und ein System

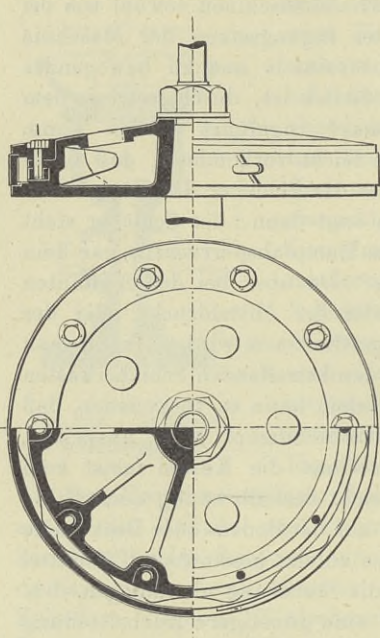


Fig. 237 u. 238. Gußeiserner Dampfkolben mit Dichtungsring und Spannfedern.

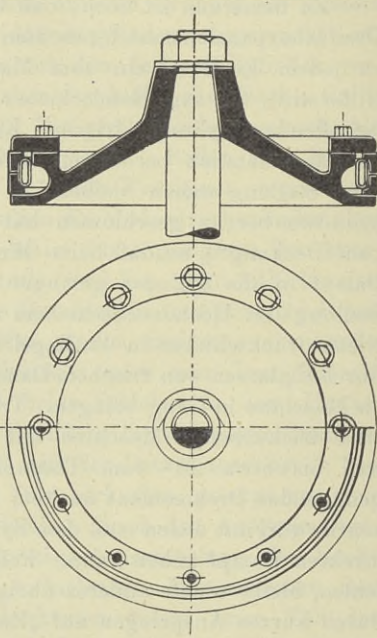


Fig. 239 u. 240. Dampfkolben aus Stahlguß mit Buckley-Ringen (ältere Bauart).

von Rippen enthalten, welche die untere und obere Fläche des Kolbens miteinander verbinden. Um nach dem Gießen den Formsand aus den Hohlräumen des Kolbens entfernen zu können, sind auf der oberen Fläche des Kolbens eine Anzahl Löcher angebracht, welche durch eiserne Scheiben gut dicht verschlossen werden, so daß der innere mit Luft gefüllte Kolbenraum vollständig abgeschlossen ist. Diese Kernlöcher werden auf der oberen Fläche des Kolbens angebracht, damit bei jedesmaligem Öffnen des Zylinderdeckels das Festsitzen der Verschußpfropfen kontrolliert werden kann.

Der Kolben wird in der Mitte konisch ausgebohrt und dampfdicht auf den Konus der Kolbenstange aufgeschliffen und befestigt. Seltener

sind die Kolbenstangen zylindrisch in den Kolben eingesetzt, diese Ausführung verlangt eine sehr sorgfältige Arbeit, wenn eine zuverlässige Verbindung von Kolben und Kolbenstange gewährleistet werden soll. Im allgemeinen erhalten die für die Befestigung von Kolbenstangen und Kolbendeckelschrauben verwendeten Gewinde eine sehr geringe Steigung (bei Kolbenstangen oft Trapezgewinde), so daß ein ruhiger Druck in der Richtung der Zylinderachse wegen der Reibung nicht imstande ist, die Mutter zu lösen. Anders liegt die Sache aber, sobald Stöße oder Erschütterungen auftreten, die selbst eine äußerst fest angezogene Mutter zu lösen imstande sind. Die Zahl der entstandenen Maschinenschäden, hervorgerufen durch Lösen von Muttern, ist endlos, so daß gerade diesem Maschinenelemente eine aufmerksame Betriebsleitung das größte Interesse entgegenbringen wird, zumal wir uns von der Beschaffenheit der Schraubenverbindungen bei Dampfkolben nur bei abgenommenen Zylinderdeckeln überzeugen können.

Im äußeren Durchmesser wird der Kolben etwa 1 bis 3 mm kleiner gedreht als der Zylinder, so daß er die Zylinderwandungen nicht berührt. Damit die Räume über und unter dem Kolben dampfdicht voneinander abgeschlossen werden, wird außen um den Kolbenkörper herum der Kolbenring angebracht und zwischen dem vorspringenden unteren Rande des Kolbens und einem oben aufgeschraubten, gußeisernen oder schmiedeisernen Ringe, dem Kolbendeckel (Junkring), sauber eingeschliffen.

Der Kolbenring besteht aus weichem Gußeisen; er ist an einer Stelle aufgeschnitten, so daß er sich auseinanderbiegen läßt und wird mittels einfacher Blattfedern, oder einer ringförmig hinter dem Ringe

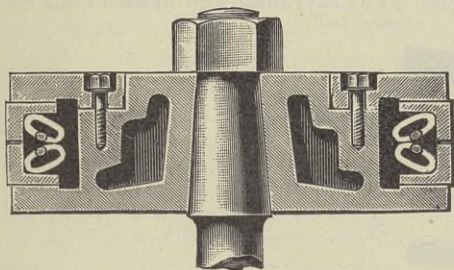


Fig. 241. Buckley-Ring.

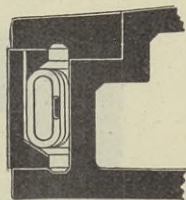


Fig. 242. Buckley-Ring (neuere Bauart).

liegenden Spiralfeder an die Zylinderwandung gepreßt. Die erstere Art der Kolbendichtung oder -liderung ist für Montage und Reparatur sehr bequem, hat aber den Nachteil, daß sich die Blattfedern beim Gange der Maschine stets bewegen und dabei sich selbst, sowie den Kolbenkörper und Ring stark abnutzen. An der Schnittstelle des Ringes wird die Dichtung durch das sog. Kolbenschloß hergestellt; dasselbe besteht gewöhnlich aus Bronze, ist an dem einen Ende des auf-

geschnittenen Ringes befestigt und faßt so in das andere Ende hinein, daß sich dieses darauf verschieben kann, ohne daß die Schnittstelle undicht wird (Fig. 237 und 238).

An die Stelle des einfachen Kolbenringes treten häufig auch andere Konstruktionen, namentlich der in Fig. 239 bis 242 skizzierte Buckley-Ring, welcher meistens aus zwei, zuweilen auch aus drei geteilten, innen konisch ausgebohrten gußeisernen Ringen besteht, die durch eine eigentümliche, flach gedrückte Feder radial und vertikal auf- und abwärts auseinandergepreßt werden.

Die Buckley-Ringe sind auf älteren Dampfmaschinen nach Fig. 239 und 240 ausgeführt, die neue Bauart hingegen gibt die Fig. 242 wieder. Diese unterscheidet sich von der älteren dadurch, daß die Liderung nicht mehr aus zwei übereinanderliegenden getrennten Ringen besteht, sondern nur aus einem Ring mit einem inneren schmalen Deckelringe, den die Spiralfeder gegen den Kolbendeckel zur Erzielung einer Dichtung preßt. Diese letztere Bauart wurde von Buckley ausgeführt, nachdem die Erfahrung gezeigt hatte, daß die Kolbenringe älteren Systems sich und zum Teil auch die Zylinder in der Mitte mehr ab- bzw. ausliefen als an ihren Enden. Diese Erscheinung zeigte sich in allen Fällen, in denen Kolbenringe oben oder unten aus dem Zylinderinnern in die erweiterte Aussparung übertraten. Gegen diesen übertretenden Teil der Ringe konnte der Dampf mit seiner Eintrittsspannung drücken, wodurch ein Auseinanderkanten an der zwischen dem oberen und unteren Ring liegenden Trennungsstelle hervorgerufen wurde.

Für Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit haben sich sowohl der flache Kolbenring als auch der Buckley-Ring und ähnliche als zu

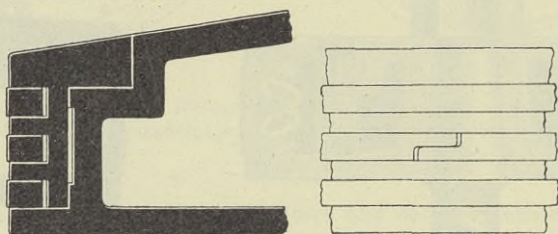


Fig. 243 u. 244. Ramsbottom-Kolbendichtung.

schwer erwiesen, und man wendet deshalb für solche Maschinen, namentlich in den Hochdruck- und Mitteldruckzylindern, vorzugsweise die in Fig. 243 und 244 dargestellte Kolbendichtung mit Ramsbottom- oder schwedischen Ringen an. Dieselben erhalten einen rechteckigen Querschnitt von etwa 20 bis 30 mm Seitenlänge, werden selbstspannend hergestellt und meistens in den entsprechend vergrößerten Kolbendeckel eingelegt, so daß sie mit diesem auf einmal aus dem Kolben heraus-

gezogen werden können. Die Ringe werden aus Gußeisen hergestellt und an der Schnittstelle ohne Schloß mit einer einfachen Zunge gedichtet. Für Niederdruck- und Mitteldruckkolben verwendet man auch die Kolbendichtung von Peck. Bei dieser Konstruktion sind zwei übereinanderliegende Ringe aus Gußeisen vorhanden, die, in viele Stücke zerschnitten, durch sog. Taschenfedern gegen die Zylinderwandung gedrückt werden. Je ein Stück des oberen und des unteren Ringes ist immer so zusammengenietet, daß der Dampf nicht direkt durch den Stoß der Stücke durchtreten kann. Hinter den gußeisernen Ringstücken liegen Ringstücke aus Bronze, auf die die Taschenfedern drücken. Über den gußeisernen Ringen liegt ein hoher Deckelring mit eingedrehten Rillen.

Über die Verwendungsart der besprochenen Kolbendichtungen läßt sich folgendes sagen: Ramsbottom-Ringe sind für alle Dampfdrucke, Peck-Ringe für Mittel- und Niederdruck und Buckley-Ringe vornehmlich für Niederdruck verwendbar. Dichtungsringe mit einfacher Spannfeder kommen vor allem bei Hilfsmaschinen zur Verwendung.

Zwischen Kolben und Zylinderboden, sowie zwischen Kolben und Zylinderdeckel ist stets etwas Spielraum zu geben, dessen Größe die nachstehende Tabelle Nr. XXXIX (nach Bauer) erkennen läßt.

Tabelle Nr. XXXIX.

Kolbenspielraum bei verschiedenen Durchmesser.

Kolbendurchmesser	Spielraum	
	Kurbelseite	Deckelseite einschl. der Packung
400—600	6—10	4—7
600—1000	8—12	7—10
1000—1500	12—15	10—12
1500—2000	15—18	12—14
2000—2500	18—20	14—16
über 2500	20—22	16—18

Im allgemeinen ist dieser Spielraum auf der Bodenseite größer als auf der Deckelseite, da sich der Kolben infolge der Abnutzung der Lager im Betriebe allmählich senkt. Allgemein gesprochen, gibt man bei unbearbeiteten Kolben und Deckeln mehr Spielraum als bei bearbeiteten.

Die Größe des Spielraumes läßt sich leicht wie folgt ermitteln: Lege vier oder noch mehr kleine Würfel aus Weichblei (oder Kitt) rings herum auf den Kolben, setze den Zylinderdeckel dicht und drehe die Maschine einmal über den oberen Totpunkt. Die Stärke der zu-

sammengedrückten Würfelchen gibt dann den Spielraum an. Ähnlich verfähre auf der Kurbelseite. Bei großen Zylindern kann man die Würfelchen durch die Mannlöcher im Deckel und im Boden einbringen.

Schließlich läßt sich der Spielraum ermitteln, indem man die Kreuzkopfstellungen in den Totpunktlagen markiert und dann nach Lösen des Kreuzkopflagers den Kolben heruntersinken läßt bzw. ihn

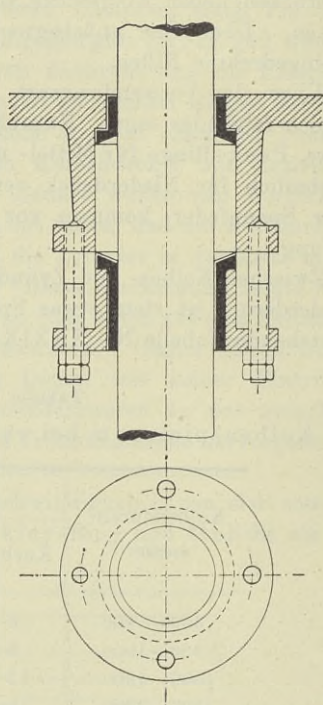
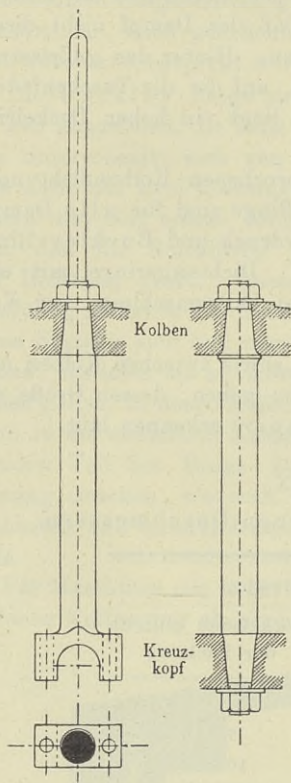


Fig. 245 u. 246. Kolbenstangen. Fig. 247 u. 248. Kolbenstangenstopfbüchse.

durch Handspaken bis an den Deckel drückt. Die Entfernung der Kreuzkopfmarken von den Totpunktmarken ergibt dann sofort den Kolbenspielraum.

Die Kolbenstangen, welche den Dampfdruck der Kolben auf das Triebwerk der Maschine übertragen, erhalten meistens die eine oder die andere der in Fig. 245 und 246 dargestellten Formen. Sie werden meist aus Siemens-Martinstahl, manchmal auch aus Tiegelstahl (Schnelldampfer) oder Nickelstahl (Kriegsschiffe) hergestellt und im Zylinder durch die in Fig. 247 und 248 skizzierte Stopfbüchse abgedichtet. Dieselbe ist entweder mit dem Zylinderboden bzw. Deckel aus einem Stück gegossen oder wird als besonderes Gußstück damit

verschraubt. Die sauber ausgebohrte Stopfbüchse erhält eine aus Bronze hergestellte Grundbüchse zur Führung der Stange und wird zur Erzielung eines dampfdichten Abschlusses mit einer Packung versehen. Da eine zweckentsprechende Packung einen großen Einfluß auf den Nutzeffekt und auf die Betriebssicherheit ausübt, so soll auf die Frage der Stopfbüchsenpackung hier etwas näher eingegangen werden.

Eine gute Packung läßt keinen Dampfverlust durch direktes Ausblasen zu, vergrößert den schädlichen Raum nicht, übt auf die Kolbenstange nur die geringste Bremsung aus, erfordert ein Minimum an Schmiermaterial, greift die Kolbenstange nicht an, bedarf praktisch keiner Erneuerung, macht besondere Pflege und Wartung unnötig und gewährleistet unbedingte Betriebssicherheit auch bei Dauerbetrieb.

Eine minderwertige Packung wird leicht undicht, läßt Dampf aus- und Luft eintreten, vergrößert mitunter den schädlichen Raum, bremst bei zu festem Anziehen die Kolbenstange, macht dieselbe riefig, erfordert viel Schmiermaterial, dauernde Pflege und Aufmerksamkeit, periodisches Nachziehen und Erneuern, und ist nie unbedingt zuverlässig im Betriebe, am wenigsten bei Dauerbetrieb.

Bis vor nicht langer Zeit war der Begriff, den das Wort Packung deckt, eng umschrieben: in der Regel ein Zopf oder eine Flechte aus Hanf, Baumwolle oder anderen Faserstoffen, getränkt mit wasserdichten Substanzen, wie Talg, Fett u. dgl. Später ging man dann dazu über, Stoffe zuzusetzen, welche die Reibung vermindern, Elastizität bewirken und hitzebeständig sein sollten.

Wenn mit solchen primitiven Mitteln lange der gewollte Zweck teilweise erreicht wurde, so lag das daran, daß man infolge des geringen Dampfdruckes und der niedrigen Temperaturen weder an die Haltbarkeit zu große Ansprüche stellte, noch gezwungen war, den Wirkungsgrad unter Berücksichtigung jeden Details zu verbessern. Das wurde anders, als nicht allein die Dampftemperatur infolge höherer Spannung und direkter Überhitzung fortwährend stieg, sondern auch die scharfe Konkurrenz der Dampfturbine zwang (vgl. Abschnitt XVII), jede Kleinigkeit, die eine, wenn auch noch so geringe Verbesserung ermöglichte, zu berücksichtigen. Die Anzahl der verschiedenen Packungen ist heute unübersehbar.

Die bekannten Packungen lassen sich in vier Arten einteilen:

1. Die älteste Form der Packung, bestehend aus einem auf irgend eine Weise präparierten Zopf aus Faserstoffen.

2. Die Metallpackungen, die sich von der unter 1. genannten nur dadurch unterscheiden, daß der Packungsraum mit Metall in Form von Litzen, Drähten, Spänen, dünnen Blättern oder dergleichen ausgefüllt wird.

3. Die aus Ringen oder Segmenten bestehenden Metallpackungen, die, der Abnutzung folgend, nachgezogen werden und entweder allein oder in Verbindung mit einer Packung wie unter 1. genannt verwandt

werden und sich von denen unter 2. im Prinzip nicht unterscheiden. Diese Gruppe von Packungen, zu der die Katzenstein-, Howaldt- (Fig. 249), Lechler- (Fig. 250) Packung und andere mehr gehören, besteht aus konischen, zweiteiligen Metallringen. Bei axialer Pressung durch Anziehen der Deckelschrauben verdrängen sich die Packungsringe gegenseitig in radialer Richtung, so daß die Innenringe an die Stange, die Außenringe an die Stopfbüchsenwand dicht angedrückt werden.

Die Ringnuten an den inneren und äußeren Dichtungsflächen der Lechler-Packungsringe (Fig. 250) bewirken: Erleichterung der Schmierung und Schonung der Stangen, weil die Nuten alle Schmutzteilechen zurückhalten, wenn solche zwischen Stangen und Stopfbüchsenwand sich einzwängen.

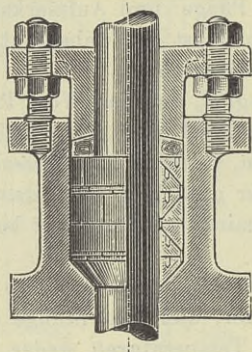


Fig. 249. Howaldt-Packung.

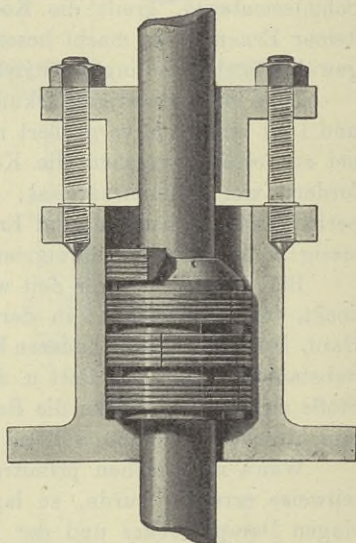


Fig. 250. Metallpackung von P. Lechler-Stuttgart.

4. Metallpackungen, die aus Ringen oder Segmenten als Dichtungsorgane bestehen, außerdem aber noch einen Mechanismus enthalten, der die Dichtungsringe selbsttätig an die Kolbenstange andrückt und dadurch das betriebsmäßige Nachziehen unnötig macht.

Technischer Wert und Häufigkeit der vorstehend genannten Systeme stehen ziemlich im umgekehrten Verhältnis, dergestalt, daß die unter 1. genannten am häufigsten vorkommen und den geringsten technischen Wert haben und so fort bis 4.

Die zuletzt genannten Packungen sind zahlenmäßig am geringsten vertreten und ergeben den höchsten wirtschaftlichen Effekt. Die Gründe für ersteres sind klar ersichtlich: Außer dem Festhalten am Althergebrachten, das häufig den besten Neuerungen hindernd im Wege steht, fällt die geringe Erkenntnis der Tatsache schwer ins Gewicht, daß eine einmalige größere Ausgabe sehr oft weit geringer ist, als fortgesetzte Unterhaltungs- und Erneuerungskosten.

Eine Packung, gleichviel zu welchem Zwecke und an welcher Maschine, muß an die Stange angepreßt werden; diese Pressung soll ein gewisses Minimum betragen, damit kein Dampf oder dergleichen entweicht; alles, was über dieses Minimum hinausgeht, ist vom Übel. Daraus geht ohne weiteres ganz von selbst hervor:

Daß die Packung am vollkommensten ist, bei welcher die Dichtungsringe automatisch an die Stange gepreßt werden und bei welcher der Grad des Anpressens mit Rücksicht auf die Maschine im allgemeinen und die Stopfbüchse im besonderen so festgelegt ist, daß die Funktion der Packung der Aufmerksamkeit der Wartung entzogen wird und nur noch in langen Zeitintervallen (Jahren) eine Nachadjustierung erforderlich ist.

Das Anpressen kann, wenn es zuverlässig geschehen soll, nur durch Federn erfolgen. Man hat zwar versucht, diese Tätigkeit vom gespannten Dampfe ausüben zu lassen, ist auf diesem Wege aber zu keinen einwandfreien Konstruktionen gekommen.

Trotz der zahllosen Patente, die über den Gegenstand existieren, ist die Zahl der wirklich guten selbsttätigen Packungen überraschend gering, was wohl zum Teil davon kommen mag, daß namhafte Opfer an Zeit und Geld für Versuche nötig sind, um eine im Prinzip gute Idee lebensfähig zu machen.

Die letztgenannte Gruppe von Packungen, die jetzt vornehmlich für Schiffsmaschinen in Frage kommt, ist vor allem vertreten durch die:

- a) Schelling-Packung,
- b) Philadelphia-Packung,
- c) United Kingdom-Packung von Allut Noodt-Hamburg,
- d) United States-Packung von Kiechel-Mülhausen und Morison-Hamburg.

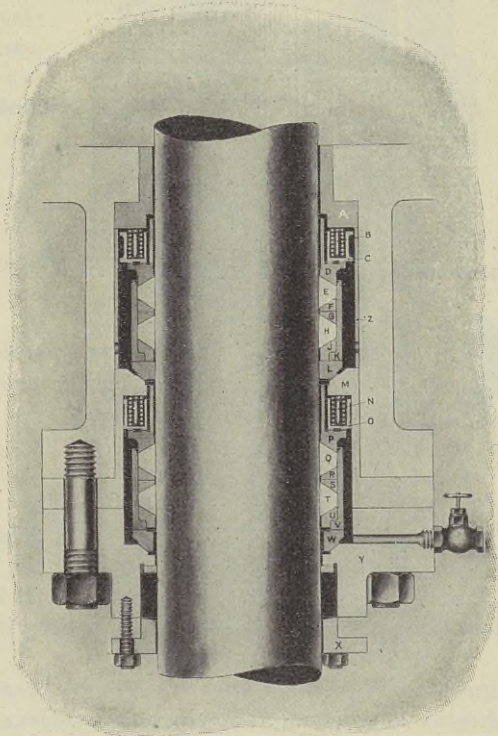


Fig. 251. United Kingdom-Packung.

Da das Prinzip dieser Packungen dasselbe ist, so wollen wir nur die beiden letzteren im Bilde wiedergeben.

Bei großen Packungen treten an Stelle der einen Feder eine Anzahl kleinerer Federn, wie wir sie in ähnlicher Weise bei der United States-Packung in Fig. 252 bis 253 angeordnet finden.

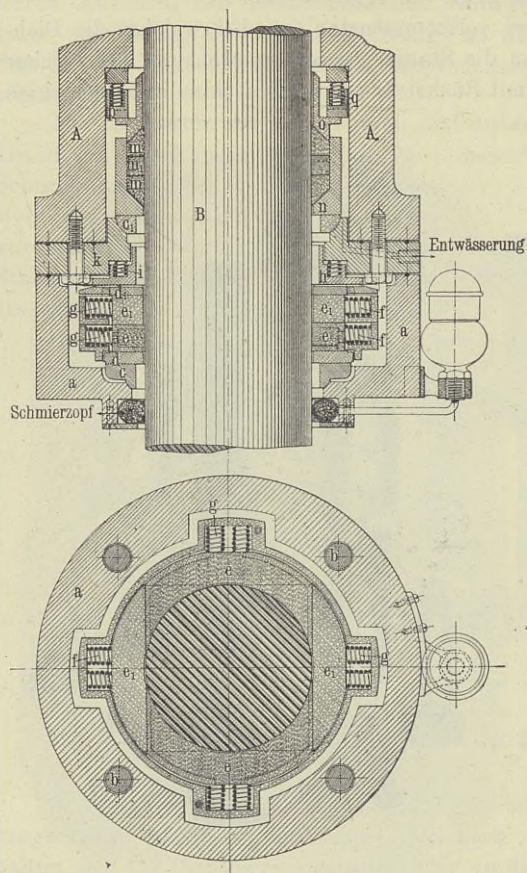


Fig. 252a u. b. Selbsttrichtende Metall-Kolbenstangenliderung von Kiechel-Mülhausen.
System United States.

A Stopfbüchse, B Kolbenstange, a Packungsgehäuse, b Stiftbolzen, c, c₁ Kugelringe, d, d₁ Deckringe, e Dichtungsbacken (Rotgußhülse mit einer Weißmetalllegierung ausgegossen), e₁ Führungsbacken, f Rotgußringe zur Aufnahme der Federn und zum Zusammenhalten der Dichtungsteile, g Segmentfedern, h Stützring, i Stützfedern, k Zwischenflansche, m, m₁ Duplexringe aus Weißmetall (Vorpackung), n Duplexbüchse, o Duplexverschlußring, p Duplexfedernhalter, q Duplexfedern.

Diese United States-Packung besteht aus einer Vorpackung und aus der eigentlichen Segmentpackung; die Vorpackung bezweckt nicht, eine vollkommene Abdichtung herzustellen, sondern soll nur den ersten Dampfdruck drosseln und somit die Segmentpackung schonen. Die Anordnung der einzelnen Teile ist aus den Fig. 252 bis 253 der betreffenden Packung klar ersichtlich. Da die Vorpackung für eine bestimmte Stopfbüchsentiefe, welche auf der Figur angegeben ist, konstruiert ist, so muß in jedem Falle diese Tiefe kontrolliert werden. Ist die vorhandene Stopfbüchse kürzer, so muß die Differenz von der Duplexfedernbüchse hinten abgestochen werden. Ist die Stopfbüchse tiefer, so muß entsprechend hinterlegt werden. Ein Unterschied von 1 mm ist zulässig. Die Duplexfedern sind meistens schwächer, aber

länger als die hinteren Federn der Segmentpackung. Die Duplexweißmetallringe sind meistens einteilig und auf einer Seite aufgesägt. Sie

sind nur zweiteilig, wenn sie über einen stärkeren Durchmesser der Kolbenstange aufgeschoben werden müssen. Sie haben auf der inneren, dem Zylinder zugekehrten Seite kleine, mit einem Gewinde versehene Löcher, damit man sie, nachdem man die ganze Packung mit der Stange vorgeschaltet hat, aus der Büchse herausholen kann.

Die Apparate und Mechanismen, welche bewirken, daß der Dampf abwechselnd über dem Kolben in den Zylinder einströmt und unten austritt, oder unten einströmt und oben austritt, welche mit anderen Worten die Dampfverteilung im Zylinder herbeiführen, bezeichnet man als die Steuerung der Maschine. Man versteht darunter sowohl diejenigen Maschinenteile, welche die Dampfverteilung unmittelbar bewirken, als auch diejenigen, welche die Bewegung der Kurbelwelle auf die genannten Teile übertragen. Je nach der Art der Teile, welche die Dampfverteilung bewirken, unterscheidet man

Ventilsteuerungen und
Schiebersteuerungen.

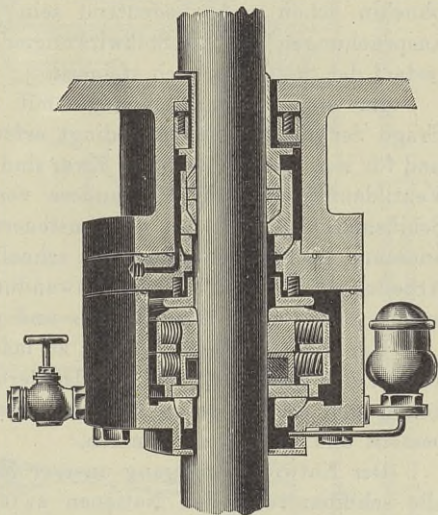


Fig. 253. United States-Packung von
Morison-Hamburg.

Ventilsteuerungen findet man auf Dampfschiffen bis jetzt noch selten, sie sind im östlichen Amerika und auf einigen Binnengewässern des europäischen Kontinents in Gebrauch.

Obwohl die Vorteile der Ventilsteuerungen bei Landdampfmaschinen bereits seit Jahrzehnten eine allgemein anerkannte Tatsache bilden, fängt man erst seit kurzem an, diese nicht unwesentlichen Vorteile (S. 314) sich auch für Schiffsmaschinen zunutze zu machen. Der Schiffsmaschinenbau vollzieht sich seit Watts Zeiten, man kann wohl sagen, in typischer Form, und zu dem Typus gehört als Steuerungsorgan eben der Schieber, sei es in seiner einfachsten Form oder als Kolbenschieber, entlasteter Schieber usw. Diese strenge Regelmäßigkeit der Anwendung einer Steuerungsart, die bekanntermaßen gegenüber den Ventilsteuerungen gewisse Nachteile besitzt, muß einen triftigen Grund haben. Gegen die Anwendung kraftschlüssiger Steuerungen bei Schiffsmaschinen spricht hauptsächlich, daß die letzteren nicht auf festem, sondern auf schwankendem Fundament stehen und daß daher die der Maschinengröße entsprechend schweren Ventil- und

Gestängemassen, besonders wenn sie zeitweise aus dem Hauptgetriebe losgelöst sind, durch die Schiffsbewegungen störende Beschleunigungen erhalten können. Die so auftretenden störenden Beschleunigungsdrucke könnten leicht die Kraft der Spannwerks- und Anpaßfedern übersteigen und dann ein sicheres und genaues Arbeiten der Steuerung verhindern (vgl. die Betrachtungen über gewichtsbelastete Sicherheitsventile auf S. 162). Mit Rücksicht hierauf die besagten Federn weiterhin zu verstärken, würde das Übel nicht beseitigen, vielleicht gar noch verschlimmern. Denn mit einer weiteren Erhöhung der Federspannungen, die ohnehin schon recht bedeutend sein müssen, würden auch die Beanspruchungen und die Stoßwirkungen im Getriebe, sowie der Arbeitsbedarf der Steuerung sich steigern.

Im engen Zusammenhange mit dem vorigen Punkte steht die Frage der naturgemäß unbedingt erforderlichen Umsteuerung, die an und für sich nicht einfach ist. Zwar sind Umsteuerungen für Walzenzug-Ventildampfmaschinen und andere vorhanden, aber der Betrieb der Schiffsmaschine stellt an die Umsteuerung besondere Ansprüche, unter anderem leichte Bewegbarkeit, schnelles und durchaus zuverlässiges Arbeiten, die hinsichtlich der Anwendung von Ventilen als Steuerungsorgane noch eingehende Studien und praktische Erfahrung bedingen.

Um diese letzteren möglich zu machen, ist es jedoch erforderlich, vorerst den Zwanglauf der Ventilsteuerungen, gemäß den Eigentümlichkeiten und schwierigeren Anforderungen der Schiffsmaschinen, zu verbessern und zu vervollkommen.

Der Entwicklungsgang unserer Motore wird über kurz oder lang alle schiffbautreibenden Nationen zwingen, sich mit der Frage der Ventilsteuerungen eingehend zu befassen. Wenn nicht alle Anzeichen täuschen sollten, scheint der von Lentz eingeschlagene Weg bezüglich seiner Ventilsteuerungskonstruktionen zum erhofften Ziele zu führen.

Die Lentz-Ventilmaschinen in Verbindung mit dem auf S. 211 beschriebenen Pielock-Überhitzer wurden zuerst von der französischen Handelsmarine (von der Compagnie Générale Transatlantique) auf Seedampfern in Betrieb genommen. Die Ergebnisse mit dem Versuchsschiff *La Rance* zeigten bei einer Maschinenleistung von 1300 PS_i eine Kohlenersparnis von genau 20,1 Proz. im Vergleich mit dem Schwesterschiff *La Garonne*, die mit Sattedampfkesseln und Schiebermaschinen ausgerüstet ist. Bei der verhältnismäßig geringen Überhitzung von 80° (192° C Dampftemperatur der *Garonne*, gegen 270° C Dampftemperatur der *Rance*) wird die erzielte Ersparnis von 20,1 Proz. nur zum Teil auf die Anwendung des Heißdampfes zu schieben sein; ein Teil der Ersparnis ist zweifellos durch die Ventilsteuerung bedingt. Auf Grund dieser Ergebnisse hat sich genannte Gesellschaft entschlossen, einen Dampfer von 7000 PS_i mit denselben Neuerungen auszurüsten. In den Fig. 254 a bis c ist die Maschine der *Rance* wiedergegeben. Die Maschine ist eine Dreifach-Expansionsmaschine mit folgenden Abmessungen:

Durchmesser des Hochdruckzylinders	584 mm
„ „ Mitteldruckzylinders	914 „
„ „ Niederdruckzylinders	1498 „
Kolbenhub	1066 „

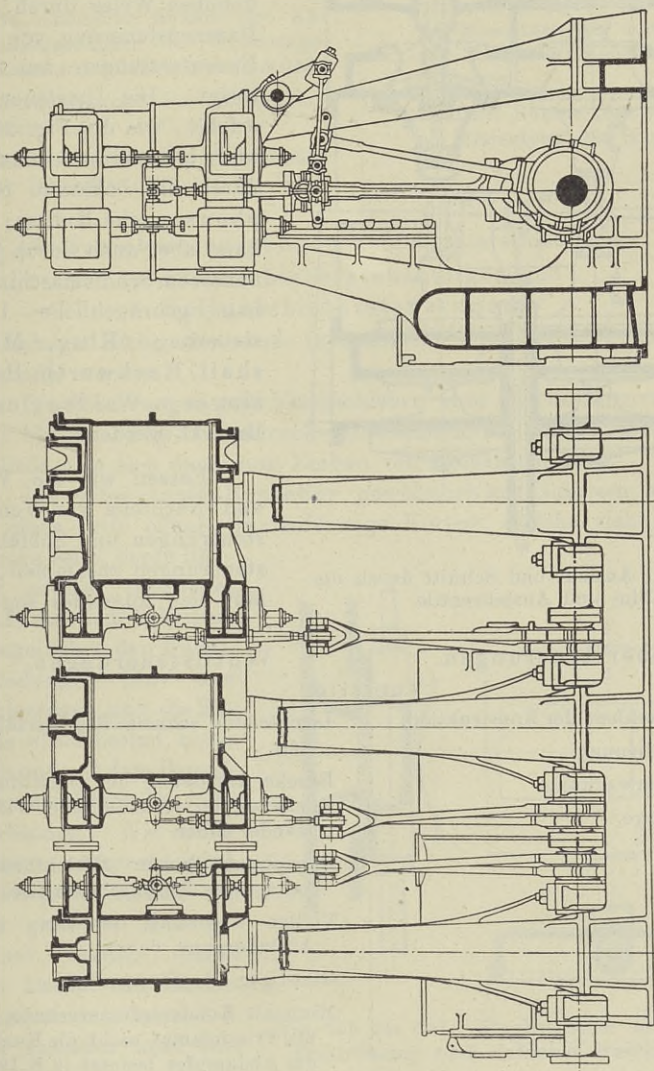


Fig. 254 a und b. Dreizylindrige Dreifach-Expansionsmaschine mit Lentz-Ventilsteuerung und Stephenson'scher Kulissensteuerung.

Umlaufszahl der Maschine	75
Dampfdruck im Kessel	12,4 Atm.
Dampftemperatur	270° C
Leistung in PS _i	1304,0
Kohlenverbrauch für 1 PS _i	0,408 kg.

Die Einzelheiten der Anordnung der Steuerventile gehen aus Fig. 254 c hervor. Die Ventile werden durch eine Feder gegen den Sitz gedrückt und in der

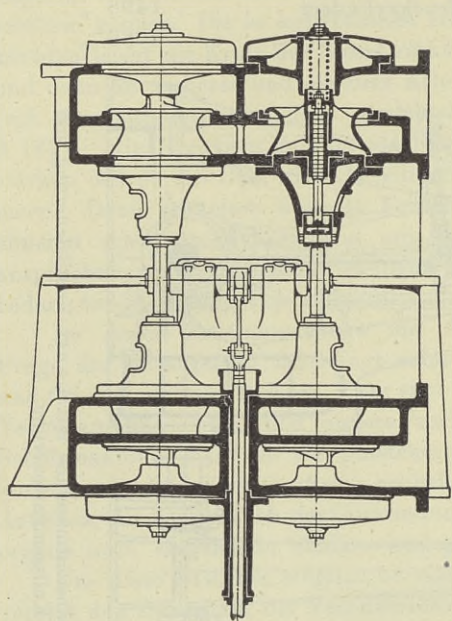


Fig. 254 c. Ansicht und Schnitt durch die Ein- und Auslaßventile.

bei Landdampfmaschinen üblichen Weise durch eine Daumensteuerung von den Exzenterstangen aus betätigt. Die Umsteuerung erfolgt, wie die Fig. 254 a und b erkennen lassen, durch die bekannte Stephenson'sche Kulissee; sie kann aber auch durch jede andere im Schiffsmaschinenbau gebräuchliche Umsteuerung (Klug, Marshall, Hackworth, Heusinger v. Waldegg usw.) bewirkt werden.

Fassen wir die Vor- und Nachteile von Ventilsteuerungen und Schiebersteuerungen zusammen, so läßt sich folgendes sagen:

Schiebersteuerungen.

Ventilsteuerungen.

Vorteile.

Große Einfachheit der Konstruktion.
Leichte Bedienung.
Leichte Überwachung.
Billige Anlage.

Leichte und schnelle Regulierfähigkeit.
Rasche Anpassung der Maschinenleistung an veränderliche Widerstände, daher
Erreichung hohen Gleichförmigkeitsgrades der Maschinenleistung.
Völlige Trennung der Ein- und Auslaßorgane, daher
Günstiger Dampfverbrauch.
Minimale Kondensationsverluste, da der Frischdampf nicht die Kanäle des Abdampfes benutzt (s. S. 195).
Hohe Dampfüberhitzung statthalt, da keine Reibungsflächen wie bei Schiebern vorhanden.
Füllungsänderungen innerhalb weiter Grenzen möglich.
Nahezu momentaner Kanalabschluß.

Schiebersteuerungen.

Ventilsteuerungen.

Nachteile.

Schwierigere selbsttätige Regulierung.

Große schädliche Räume und Abkühlungsflächen der Steuerungskanäle und Schieberkasten, mithin

Beeinträchtigung der Dampfökonomie.

Schleichendes Öffnen und Schließen der Dampfkanäle.

Komplizierter in der Ausführung, daher nur bei sorgfältig unterhaltenen größeren Anlagen oder bei Maschinen, bei denen geringster Dampfverbrauch erstes Erfordernis.

Schädliche Räume fast ebenso groß als diejenigen der Schiebersteuerungen.

Die Schiebersteuerungen werden unterschieden in:

Flachschiebersteuerungen und

Kolbenschiebersteuerungen,

je nachdem flache oder runde (zylindrische oder Kolben-) Schieber angewendet werden.

Die Steuerungen mit Flachschieber ohne Entlastungsvorrichtung sind bis etwa 8 kg Dampfdruck gebräuchlich, bei höheren Drucken entschließt man sich dann zum Einbau von Kolbenschiebern.

Die erstgenannten Schieber, gewöhnlich aus Gußeisen, sind flache, an einer Seite offene, kastenförmige Körper, welche sich mit dieser

offenen Seite, deren Rän-

der sauber bearbeitet

sind, auf dem Schieber-

spiegel über den Kanal-

mündungen hin- und

herbewegen und die Ka-

näle abwechselnd unter

sich und mit dem Dampf-

raum des Schieberkastens

verbinden. Wie später

näher erläutert wird,

müssen die Kanäle um

ein gewisses Maß ge-

öffnet werden, damit

der Dampf ungehindert

durchströmen kann, d. h.

der Schieber muß eine

Bewegung von ganz be-

stimmter Größe machen.

Bei großen Maschinen wird dies häufig

unbequem, man hilft sich dann damit, daß man die Kanäle durch den

Schieber gleichzeitig an zwei oder drei Stellen öffnen läßt, wodurch dann

jeder Kanalteil auch nur die Hälfte oder ein Drittel von dem Maße

geöffnet zu werden braucht, welches bei der Öffnung einer einzigen

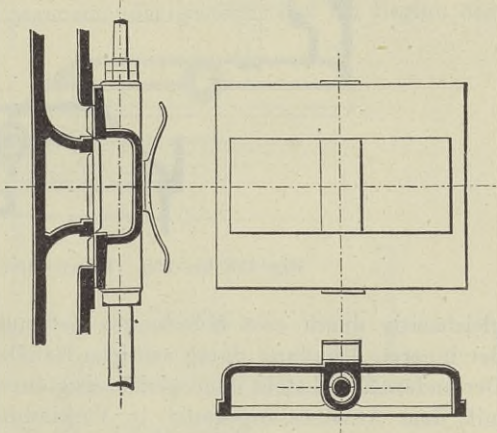


Fig. 255 bis 257. Flachschieber mit einfacher Einströmung oder einfacher Muschelschieber.

Kanalmündung erforderlich gewesen wäre, d. h. man hat den Hub oder den Weg des Schiebers entsprechend verkleinert.

Hiernach unterscheidet man noch:

Schieber mit vollem Hub oder einer Einströmung und
Schieber mit verkürztem Hub oder mehrfacher Einströmung.

In Fig. 255 bis 257 ist ein Schieber mit einfacher Einströmung, der sog. einfache Muschelschieber, dargestellt. Man erkennt aus Fig. 255 ff., wie dieser Schieber den einen Einströmungskanal öffnet, d. h. mit dem Dampftraume des Schieberkastens verbindet und den anderen Kanal mit dem mittleren Ausströmungskanal.

Fig. 258 bis 260 zeigt dagegen einen Schieber mit verkürztem Hub und doppelter Kanalöffnung, bei welcher Ausführung der eine Kanal

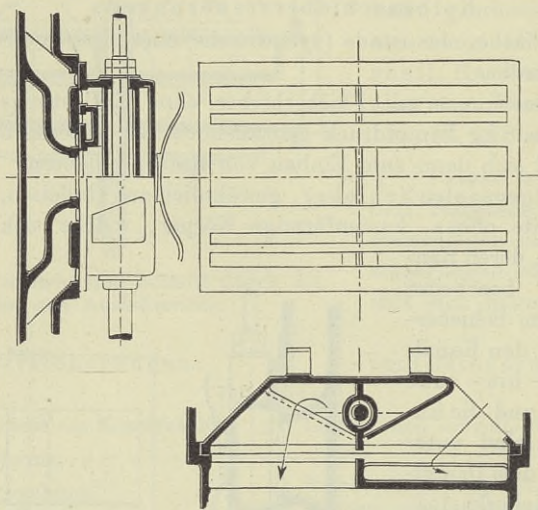


Fig. 258 bis 260. Pennscher Schieber.

gleichzeitig durch zwei Mündungen geöffnet wird und der Dampf zu der inneren Mündung durch seitliche Kanäle im Schieber herbeiströmt. Der andere Kanal steht dann gleichzeitig durch zwei ähnliche Mündungen mit dem Ausströmungskanal in Verbindung, wobei der durch die äußere Kanalmündung ausströmende Dampf über den seitlichen Einströmungskanal im Schieber wegströmt, nach dem mittleren Kanale zu. Dieser Schieber ist als sog. Pennscher Schieber bekannt.

Der in Fig. 261 bis 264 abgebildete Borsigschieber besitzt ebenfalls zweifache Einströmung, und zwar erfolgt der Dampfeintritt nicht seitlich wie bei der vorigen Konstruktion von Penn, sondern durch den mit Aussparungen versehenen Rücken. Der Borsigschieber kann daher keine sog. Rückenentlastung erhalten, er ermöglicht aber

das Arbeiten eines Expansionsschiebers auf seinen Rücken (s. unten). Beim Pennschieber liegt die Sache gerade umgekehrt. Die seitlichen Einströmungen machen den Einbau eines Expansionsschiebers unmöglich, die große Rückenfläche gestattet aber eine wirksame Rückenentlastung.

Um eine möglichst schnelle und große Kanalöffnung für den eintretenden Dampf zu erhalten, finden auch vielfach die Trickschieber

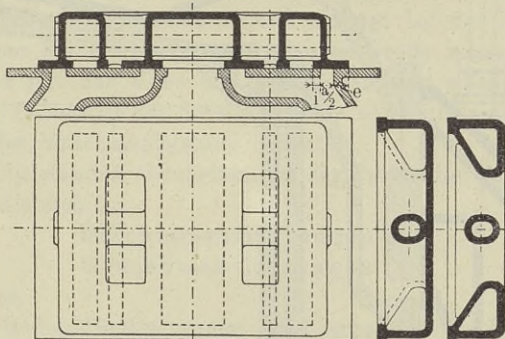


Fig. 261 bis 264. Borsigschieber.

(Fig. 265 bis 268) Verwendung. Bei dieser Konstruktion besitzt der Schieber einen über den ganzen Schieberrücken sich erstreckenden Kanal, den Trickkanal. Die abschneidenden Kanten des Schiebers und seines Spiegels sind so gegeneinander gestellt, daß bei Beginn des

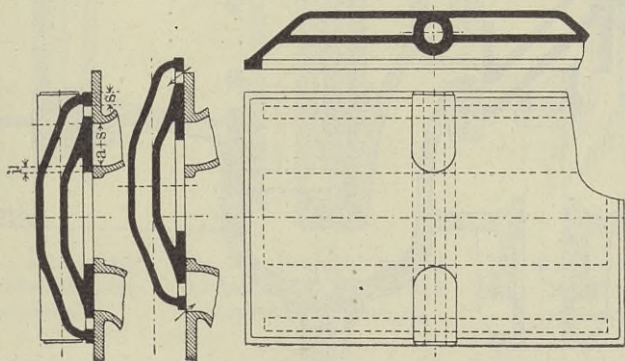


Fig. 265 bis 268. Trickschieber.

Dampfeintrittes auf der einen Seite (in der Fig. 266 Dampfeintritt unten) auch gleichzeitig vom anderen Ende des Schiebers durch den Trickkanal Dampf zuströmt. Der Dampfaustritt ist wie bei einem gewöhnlichen Muschelschieber. Der Trickkanal ermöglicht eine hohe Kompression, wie sie zuweilen bei schnell laufenden Maschinen erwünscht ist.

Schieber mit dreifacher Kanalöffnung finden sich ziemlich selten, da sie zu lange Schieberkasten und Schieber verlangen; sie sind

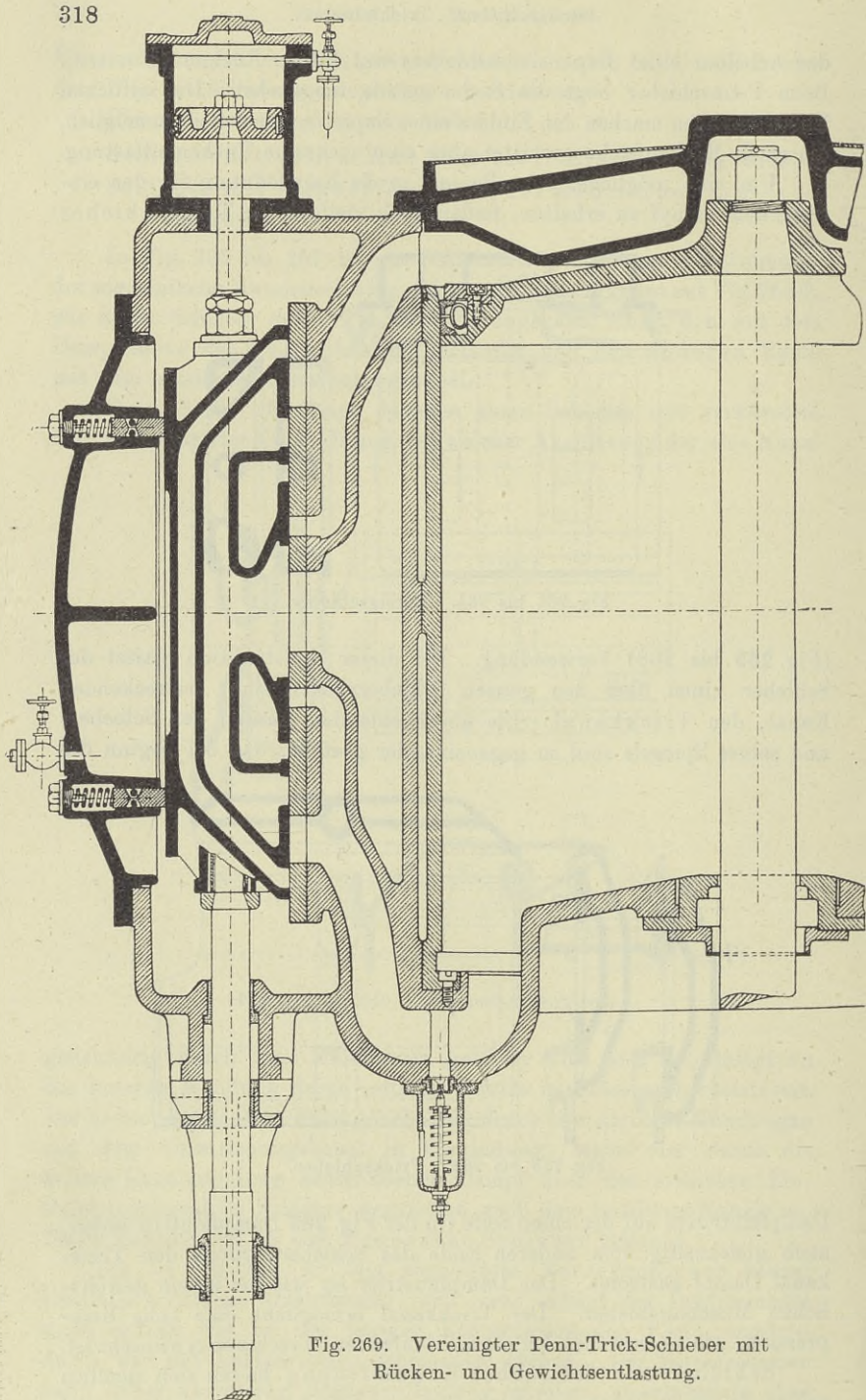


Fig. 269. Vereinigter Penn-Trick-Schieber mit Rücken- und Gewichtsentlastung.

übrigens nach demselben Prinzip konstruiert wie die Schieber mit doppelter Kanalöffnung. Eine solche Vereinigung eines Pennschiebers mit einem Trickschieber ist in Fig. 269 wiedergegeben. Diese Bauart besitzt also dreifache Einströmung und doppelte Ausströmung.

Die Flachschieber erhalten fast immer auf dem Rücken federnde Führungen. Der von diesen Führungen ausgeübte und vor allem der auf dem Schieber lastende Dampfdruck erzeugt bei der Bewegung des Schiebers einen Reibungswiderstand, dessen Größe mit der Größe des Schiebers und mit der Höhe der Dampfspannung wächst und neben einer starken Belastung der Steuerung eine nicht unwesentliche Beeinträchtigung der Maschinenleistung bedeutet.

Diesen Übelständen abzuhelpen, ist der Zweck der Schieberentlastungen, die sich in:

Reibungsentlastungen und
Gewichtsentslastungen

einteilen lassen.

Bei den Reibungsentlastungen wird eine teilweise Entlastung dadurch erreicht, daß ein Teil des Schieberrückens durch einen Dichtungs-

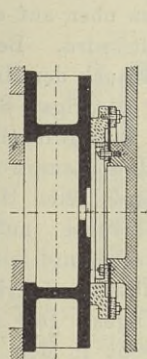


Fig. 270. Rückenentlastung mittels Kupfermembran.

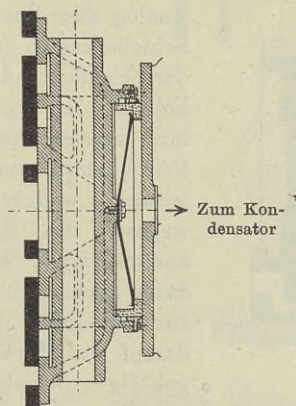


Fig. 271. Pennschieber mit Rückenentlastung durch Stopfbüchsendichtung.

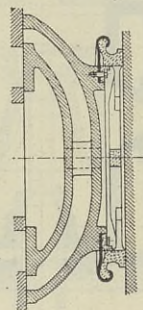


Fig. 272. Trickschieber mit Membranrückenentlastung.

ring vom Schieberkasten abgeschlossen und dieser Raum mit dem Kondensator (Fig. 271) oder mit dem Dampfausströmungsraum (Fig. 270) in Verbindung gebracht wird. Der Dichtungsring sitzt entweder am Schieberrücken (in Fig. 271 als Stopfbüchse ausgebildet), oder am Schieberkastendeckel (Fig. 269). Die erstere Anordnung ermöglicht eine symmetrische Entlastung in allen Schieberstellungen, bei der letzteren Ausführung hingegen ist abwechselnd die obere oder untere Schieberhälfte um einen gewissen Betrag mehr entlastet, man spricht in diesem Falle von unsymmetrischer Entlastung. Trotzdem entschließt man sich

meist bei großen Flachschiebern für diese Bauart, da man dann den Schleifring am Schieberkastendeckel so ausführen kann, daß er von außen durch Schrauben beliebig nachstellbar ist. Die Dichtung zwischen Schieberkastendeckel und Schleifring wird dann durch Packung mit Tucks erreicht (Fig. 269). Nicht während des Betriebes nachstellbar sind die Ausführungen nach Fig. 270 bis 272. Die Membrantlastung der Fig. 272 wird durch federndes Kupferblech erzielt.

Die Gewichtsentlastungen bezwecken die Arbeit des Schiebergestänges zu vermindern, indem die verlängerte Schieberstange einen kleinen Dampfkolben erhält, der sich in einem Zylinder bewegt, dessen oberer Teil mit dem Kondensator in Verbindung steht, während unter dem Kolben der jeweilige Dampfdruck des betreffenden Schiebers wirkt. Infolgedessen wird das Schiebergewicht je nach dem Durchmesser des Kolbens (sog. Spencerkolben, Fig. 269 u. 278) ganz oder teilweise aufgehoben. Die teilweise Gewichtsentlastung ist vorzuziehen, da bei völliger Entlastung leicht ein Stoßen in dem Gestänge auftritt.

Vielfach verwendet man auch zur Erzielung des ruhigen Arbeitens des Schiebergestänges einen von Joy entworfenen Hilfszylinder, der analog dem Spencerkolben oben auf dem Schieberkasten aufgestellt wird. Bevor der Schieber und zugleich auch der Hilfskolben seine höchste oder niedrigste Stellung erreicht hat, erhält der Hilfskolben Frischdampf aus der Hauptdampfrohrlleitung, wodurch der Stoß beim Hubwechsel des Schiebergestänges aufgenommen wird. Dieser Frischdampf leistet dann noch nach dem Hubwechsel Arbeit zur Bewegung des Gestänges. Der Abdampf des Joykolbens geht in den zugehörigen Schieberkasten. Dem Schiebergewicht entsprechend tritt der Dampf unter dem Kolben früher ein und später aus als über dem Kolben. Der Joyzylinder

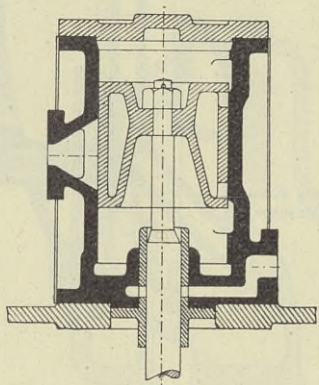


Fig. 273. Hilfszylinder von Joy (Joys assistant cylinder).

ist gegen den Schieberkasten durch eine die Schieberstange möglichst umschließende Führungsbüchse mit eingedrehten Rillen (Labyrinthdichtung) abgedichtet.

In neuerer Zeit erhalten die Flachschieber (besonders bei großen Maschinenanlagen wie Schnelldampfer usw.) zwecks teilweiser Entlastung und gleichzeitiger Schmierung in dem Schieberspiegel oder den Schiebergleitflächen 10 bis 15 mm breite und 2 bis 3 mm tiefe Nuten oder auch wohl nur flache Bohrungen von 15 bis 20 mm Durchmesser, um dem Dampf einen besseren Zutritt zwischen die Arbeitsflächen zu ermöglichen.

Der Wunsch nach einer wirkungsvollen Entlastung, die auch für Auspuffmaschinen anwendbar ist, führte zum Bau der sog. Dachschieber (Fig. 274 u. 275). Diese Konstruktion besitzt zwei symmetrische Gleitflächen, mit welchen der Schieber auf dem eigentlichen Schieberspiegel und auf einer darüber gestülpten Decke arbeitet. Schieberspiegel und Decke haben die gleiche Abmessung ihrer Arbeitsflächen. Das Schieberdach stützt sich auf die beiden Längsseiten des

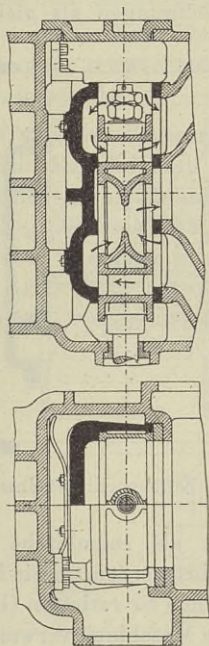


Fig. 274 u. 275. Dachschieber mit doppelter Einströmung.

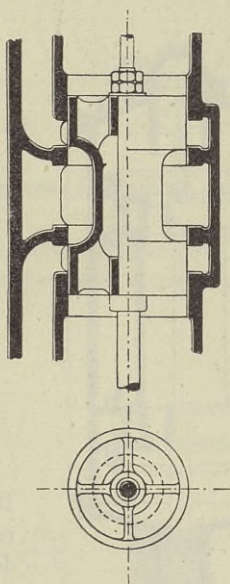


Fig. 276 u. 277. Einfacher Kolbenschieber.

Schieberspiegels und wird gegen denselben durch kräftige Federn gepreßt, die dem Ablüften durch den Dampfdruck widerstehen müssen, während zwei oder vier Knaggen das Schieberdach an der Längsverschiebung hindern. Bei guten Ausführungen ergeben Dachschieber eine vollkommene Reibungsentlastung.

Wie schon oben bemerkt, kommen Kolbenschieber vor allem bei Drucken über 8 kg pro qcm in Frage.

Den in Fig. 276 u. 277 dargestellten einfachen Kolbenschieber kann man sich gewissermaßen dadurch entstanden denken, daß der in Fig. 255 bis 257 gezeichnete einfache Muschelschieber um die Schieberstangenmittellinie herum zu einer Zylinderform zusammengebogen wurde und von einem ebenso gebogenen Schieberspiegel bzw. Gehäuse umschlossen wird. Wenn ein solcher Kolbenschieber entsprechend genau bearbeitet

wurde, so muß sich derselbe nahezu reibungslos in seinem Gehäuse bewegen. Da aber solche einfache Schieber, welche übrigens für kleinere Maschinen vielfach ausgeführt werden, bei eintretender Abnutzung sehr undicht werden, so gibt man den Kolbenschiebern größerer Maschinen federnde Dichtungsringe in der bei Dampfkolben üblichen Konstruktion (Fig. 278).

Die Kolbenschieber arbeiten gewöhnlich in besonders eingesetzten gußeisernen Büchsen, in welchen die Kanalöffnungen als gleichzeitige

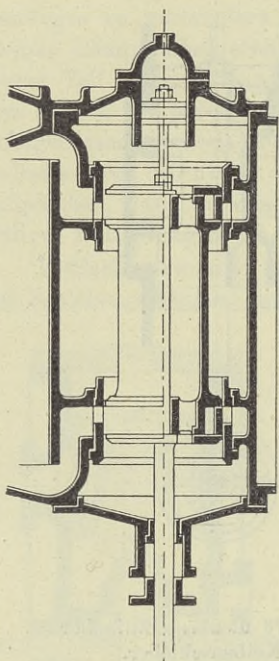


Fig. 278. Kolbenschieber mit Spencer-Gewichtsentlastung.

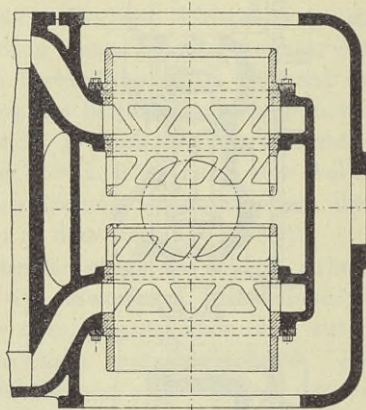


Fig. 279. Kolbenschiebereinsatz.

Dreiecks- oder als rhombische Aussparungen ausgeführt werden, um ein Klemmen der Dichtungsringe zu verhüten (Fig. 279).

Bei großen Maschinen verwendet man auch zwei Kolbenschieber kleinerer Abmessung an Stelle eines großen (Fig. 211 u. 212). Auch hier ist der Schieberwiderstand erheblich geringer als bei entsprechenden Flachschiebern, denen sie nur darin nachstehen, daß ihre Herstellungs-

kosten höher sind und ferner, daß bei ihnen die sog. schädlichen Räume der Zylinder etwas größer ausfallen.

Die Schieber erhalten ihre Bewegung bei Schiffsmaschinen fast ohne Ausnahme durch Exzenter auf der Kurbelwelle.

Das Exzenter ist nichts anderes als eine Kurbel mit sehr dicken Zapfen, demnach seine Wirkung genau gleich einer Kurbel. Stellt man sich nämlich vor, der Kurbelzapfen einer gekröpften Welle wachse so lange, bis er überall über die Welle hinausragt, so hat man offenbar nichts anderes, als eine auf der Welle sitzende exzentrische Scheibe, d. h. eine Scheibe, deren Mittelpunkt um ein gewisses Maß, nämlich um

den Kurbelradius der ursprünglichen Kurbel, vom Mittelpunkte der Welle absteht (Exzentrizität, s. Fig. 280).

Die Exzentrizität läßt sich ermitteln bei einer vorhandenen Maschine:

1. Aus der Entfernung von Mitte Exzenter bis Mitte Kurbel,
2. aus dem halben Schieberhub,
3. aus der halben Differenz der stärksten und schwächsten Stelle der Exzenterseibe.

Die Größe der Exzentrizität ist etwa gleich der einfachen bis 1,4-fachen Schieberkanalöffnung.

In Fig. 281 bis 283 besteht das Exzenter aus einer Scheibe aus Gußeisen oder Stahl (zuweilen auch aus einem Stücke mit der Welle geschmiedet), welche der Leichtigkeit wegen mit Aussparungen ver-

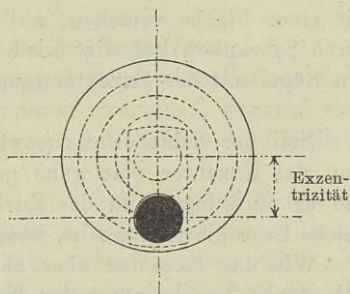


Fig. 280. Entstehung des Exzenters.

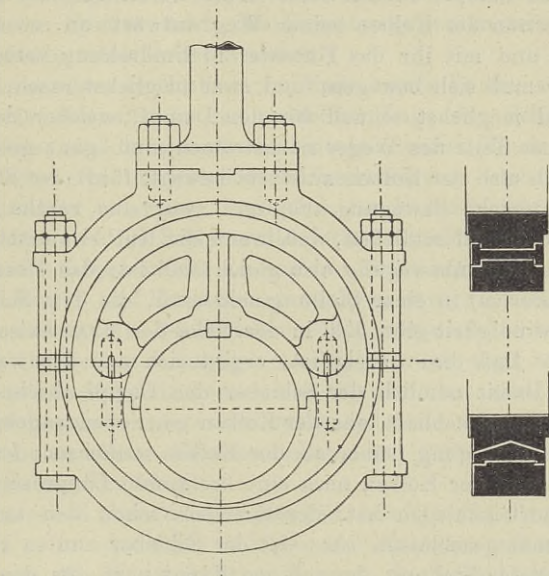


Fig. 281 bis 283. Exzenter.

sehen und durch Rippen verstärkt ist. Diese Exzenterseibe erhält eine um ein bestimmtes Maß (Exzentrizität) von der Mitte abstehende Bohrung, mittels welcher sie durch einen Keil auf der Welle befestigt wird, und einen sauber abgedrehten Kranz mit dem einen oder dem anderen der in Fig. 282 u. 283 dargestellten Querschnitte, welcher von

einem geteilten und durch Schrauben verbundenen Exzenterbügel drehbar umschlossen wird. Die Exzenterbügel werden entweder aus Bronze, Stahlguß oder Schmiedeisen hergestellt und erhalten im letzteren Falle ein Futter aus Weißmetall. Die obere Hälfte des Exzenterbügels wird mit einer Fläche versehen, auf welcher der Fuß der Exzenterstange durch Schrauben befestigt wird. In seltenen Fällen findet man auch den Bügel mit der Exzenterstange aus einem Stück geschmiedet.

Soll der Schieber die gewünschte Dampfverteilung bewirken, so muß das Exzenter eine ganz genau bestimmte Exzentrizität besitzen und es muß ferner zu der Kurbel eine ganz bestimmte Lage haben; welche Lage die richtige ist, hängt von den jeweiligen Verhältnissen ab.

Wie das Exzenter aber allgemein zur Kurbel stehen muß, läßt sich durch Vergleichung der Kolben- und Schieberstellungen finden. Nimmt man an, der Kolben stehe in seiner tiefsten Stellung, die Kurbel also im Totpunkte unten, so muß das Exzenter den Schieber so verschoben haben, daß sowohl Frischdampf unter dem Kolben in den Zylinder einströmen, wie gleichzeitig der über dem Kolben stehende expandierende Dampf, welcher seine Arbeit verrichtet hat, ausströmen kann. Tritt nun der Kolben seinen Weg aufwärts an, so wird er die Kurbelwelle und mit ihr das Exzenter in Umdrehung versetzen, und der Schieber muß sich bewegen, und zwar möglichst rasch, damit der untere Kanal möglichst schnell für den Dampf, welcher dem Kolben während eines Teils des Weges nachströmen muß, ganz geöffnet wird. Während sich also der Kolben aufwärts bewegt, führt der Schieber zunächst eine gleiche Bewegung aus, und zwar eine rasche Bewegung. Das läßt also darauf schließen, daß, wenn die Kurbel am toten Punkte steht, wo die Kolbenbewegung also gleich Null ist, das Exzenter (oder die Schieberkurbel) in einer Stellung sein muß, die dem Schieber eine große Geschwindigkeit gibt, d. h. in der Nähe der Mitte zwischen seinen Totpunkten. Daß dies richtig ist, ergibt sich aus der weiteren Betrachtung. Damit nämlich der Schieber den Dampf abschneidet, also den unteren Kanal schließt, ehe der Kolben ganz oben angekommen ist, muß er seine Bewegung früher als der Kolben umkehren, und zwar so früh, daß, wenn der Kolben noch eine bestimmte Länge seines Weges nach oben zurückzulegen hat, der Schieber schon den unteren Einströmungskanal geschlossen hat. Ist der Schieber nun so konstruiert, daß er in dieser Stellung den oberen Kanal noch für den oben abströmenden Dampf geöffnet läßt, so könnte hiermit die Schiebertätigkeit abgeschlossen sein, der Schieber dürfte vorläufig so stehen bleiben. Da aber der Kolben sich noch weiter fortbewegt und die Kurbelwelle und Exzenter mit ihm, so folgt, daß der Schieber nicht stehen bleiben kann, und da man ihn nicht wieder nach oben zurückgehen lassen darf, weil er dann ja den eben geschlossenen Kanal gleich wieder öffnen würde, so bleibt nichts weiter übrig, als ihn seine Bewegung nach unten, also

dem Kolbenwege entgegengesetzt, fortsetzen zu lassen. Ferner muß diese Bewegung derart sein, daß in dem Augenblick, wo der Kolben oben ankommt und die Bewegung nach unten wieder beginnen will, der obere Einströmungskanal geöffnet und der untere Kanal mit dem Ausströmungskanal verbunden wird.

Es ergibt sich also aus der vorstehenden Betrachtung:

1. Die Richtung der Schieberbewegung fällt während eines Teiles der Kolbenbewegung mit der Richtung dieser zusammen, während eines zweiten Teiles des Kolbenlaufes bewegen sich Kolben und Schieber dagegen entgegengesetzt.

2. Die Stellung des Exzenters darf nicht mit der Kurbel zusammenfallen, denn dann würden Kolben und Schieber immer in derselben Richtung sich bewegen. Auch darf das Exzenter der Kurbel nicht gerade gegenüberstehen, denn dann würden Kolben und Schieber immer die entgegengesetzte Bewegung machen.

3. Die Stellung des Exzenters ist also zwischen den beiden eben erwähnten Lagen zu suchen, und zwar vor der Kurbel.

Wollte man gerade die mittlere Lage wählen, also das Exzenter gerade um 90° gegen die Kurbel verstellen, so müßte, wenn die Kurbel in einem toten Punkte steht, das Exzenter genau in seiner Mittellage zwischen seinen toten Punkten stehen.

Da dann aber der Kolben am Ende seines Laufes stehen würde, so müßte das Exzenter in der gedachten Lage den Schieber so eingestellt haben, daß er gerade den entsprechenden Einströmungskanal öffnete. Würde bei eintretender Kolbenbewegung Kurbel und Kolben in die Mittellage gelangen, so müßte das Exzenter gerade im toten Punkte stehen und der Schieber die größte Kanalöffnung geben. Wäre schließlich der Kolben wieder am anderen Ende seines Weges angelangt, so müßten Kurbel und Exzenter genau ihren ursprünglichen Stellungen gegenüber stehen, d. h. der Schieber würde erst schließen in dem Augenblicke, wo der Kolben seinen ganzen Weg zurückgelegt hätte, und die Maschine würde folglich ganz ohne Expansion arbeiten. Das ist aber in der Regel nicht wünschenswert und nicht zulässig, und deshalb läßt sich die erwähnte Exzenterstellung um 90° vor der Kurbel gewöhnlich nicht gebrauchen.

Man erreicht aber das erstrebte Ziel, nämlich die Expansion des Dampfes, sofort dadurch, daß man das Exzenter um noch mehr als 90° , etwa um den Winkel $90^\circ + \delta$, gegen die Kurbel verstellt.

Man erkennt aus Fig. 284 leicht, daß, wenn die Kurbel im toten Punkte unten steht und das um $90^\circ + \delta$ gegen die Kurbel versetzte Exzenter oder die Schieberkurbel in dieser Lage gerade eben den unteren Kanal geöffnet hat, es denselben wieder schließen wird, wenn es der ersten Lage E gerade gegenüber in der punktierten Lage E_1 sich befindet. Ebenso ist es aber zu erkennen, daß zu der Exzenterlage E_1 die Kurbellage K_1 gehört, d. h. daß der Schieber den Kanal

kanal, so daß jetzt sowohl der Raum über wie der unter dem Kolben ganz abgesperrt ist. Während also unter dem Kolben die Expansion des Dampfes weitergeht, wird der über dem Kolben noch befindliche gebrauchte Dampf von dem fortschreitenden Kolben allmählich zusammengedrückt und verdichtet, d. h. komprimiert, so daß, wenn der Kolben schließlich oben ankommt, der zwischen Kolben und Deckel befindliche Zwischenraum, sowie der Kanal, d. h. der sog. schädliche

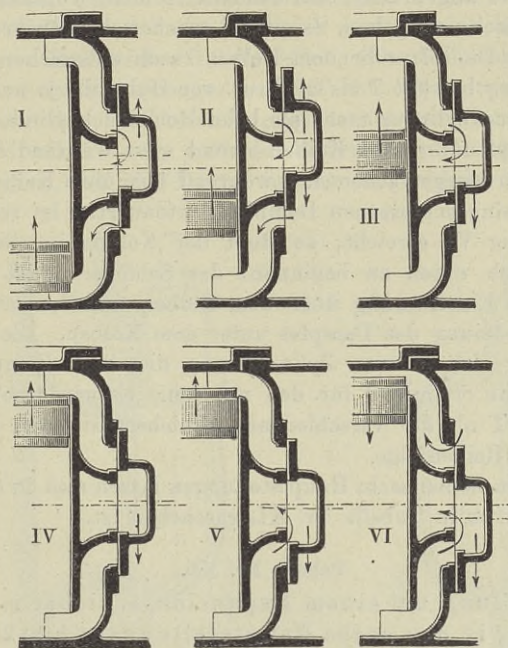


Fig. 285 bis 290. Dampfverteilung in einem Expansionsschieber mit äußerer Einströmung.

Raum, mit Dampf von etwa gleicher Spannung wie unter dem Kolben, angefüllt ist. Erstlich braucht also der schädliche Raum vom später einströmenden frischen Dampf nur zum Teil gefüllt zu werden, und ferner wird durch den langsam größer werdenden Druck des komprimierten Dampfes ein allmählich größer werdender Widerstand gegen die Fortbewegung des Kolbens erzeugt, der Einfluß der in Bewegung befindlichen Massen des Kolbens, der Kolben- und Lenkstange usw. wird nach und nach zerstört, und wenn der Kolben seinen Lauf beendet hat, so geht der Übergang in die entgegengesetzte Bewegungsrichtung ruhig und ohne Stoß vor sich. Der Nutzen der Kompression des ausströmenden Dampfes durch den Schieber besteht also erstens in der erzielten Dampfersparnis und zweitens in einem ruhigeren und sanfteren Gang der Maschine.

Damit der Kolben in dem Augenblick, wo er seinen höchsten Stand erreicht hat und anfängt, sich wieder abwärts zu bewegen, möglichst wenig Widerstand erfährt, öffnet der nach unten gehende Schieber den unteren Kanal für den Dampfaustritt schon, ehe noch der Kolben seine Aufwärtsbewegung ganz beendet hat, wie aus der Stellung V ersichtlich ist. Diese Vorausströmung wird bei schnell laufenden Maschinen größer als bei langsam laufenden gemacht; bei ein und derselben Maschine ist es angebracht, auf Bodenseite mehr Vorausströmung als auf der Deckelseite zu geben, damit bei raschem Hubwechsel im oberen Totpunkte der Dampf unter dem Kolben rasch entweichen kann. Die Vorausströmung beträgt 7 bis 22 Proz. vor Hubende, je nach Zylinder; beim Niederdruckzylinder mehr als beim Hochdruckzylinder.

Der Dampf unter dem Kolben strömt etwa während des letzteren $\frac{1}{20}$ des Aufwärtsweges schon aus, während über dem Kolben die Kompression des eingeschlossenen Dampfes fort dauert. Ist schließlich die Schieberstellung VI erreicht, so steht der Kolben im Begriff, seine Bewegung nach unten zu beginnen; der Schieber öffnet den oberen Kanal für die Einströmung über dem Kolben und den unteren Kanal für die Ausströmung des Dampfes unter dem Kolben. Die Stellung VI ruft also für den oberen Zylinderraum dieselben Dampfwirkungen hervor, wie die Stellung I für den unteren. Es wiederholen sich von der Stellung VI ab die verschiedenen Schieberpositionen in der eben beschriebenen Reihenfolge.

Die besprochenen sechs Hauptstellungen lassen sich in einer Tabelle vereinigen, wie es in Tabelle Nr. XL geschehen ist.

Tabelle Nr. XL.

Dampfverteilung bei einem Expansionsschieber mit äußerer Einströmung in den sechs Hauptstellungen (Fig. 285 bis 290).

	I	II	III
Über d. Kolben	herrscht Ausströmung	volle Ausströmung	herrscht Ausströmung
Unter d. Kolben	Beginn der Einströmung (kurz vor Hubende)	volle Einströmung	Beginn d. Expansion (nach 0,5 bis 0,6 Kolbenweg)
	IV	V	VI
Über d. Kolben	Beginn d. Kompression (nach 0,8 bis 0,9 Kolbenweg)	herrscht Kompression	Beginn d. Einströmung (kurz vor Hubende)
Unter d. Kolben	herrscht Expansion	Beginn d. Ausströmung (nach 0,9 b. 0,95 Kolbenweg)	herrscht Ausströmung

In der Dampfverteilung unterscheidet man demnach folgende Perioden:

1. Einströmung, Admission oder Füllung (bis 0,5 bis 0,6 des Kolbenweges),
2. Ausdehnung oder Expansion,
3. Ausströmung oder Exhaust,
4. Pressung oder Kompression.

Theoretisch sind die Schieberstellungen I und VI vollkommen richtig, in Wirklichkeit findet man aber gewöhnlich, daß der Schieber in der höchsten und tiefsten Kolbenstellung (I und VI) die Einströmungskanäle schon um ein geringes geöffnet hat. Man nennt dieses vorzeitige Öffnen des Schiebers (angegeben in mm Kanalöffnung) sein lineares Voreilen v oder kurz das Voreilen; und man bezweckt mit diesem Voreilen, daß der Dampf in dem Augenblick, wo der Kolben

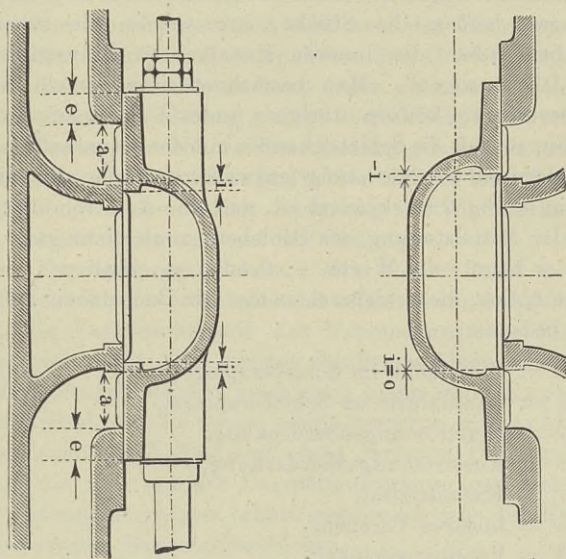


Fig. 291 u. 292. Einfache Expansionsmuschelschieber mit positiver, negativer bzw. keiner Ausströmungsüberdeckung.

seine Bewegung umsetzt, schon mit vollem Druck zur Wirkung gelangt und daß der dem Kolben entgegenströmende Dampf die Kompressionswirkung unterstützt.

Das Voreilen ist gewöhnlich unten größer als oben, da wegen der kurzen Lenkstange, wie später ausgeführt ist, sonst die Füllungen der Zylinderräume über und unter dem Kolben ungleich ausfallen, und zwar oben größer als unten. Die richtigen Größen des Voreilens ergeben sich dadurch, daß man den Schieber so konstruiert oder reguliert, daß er oben und unten gleiche Füllung gibt. Ziffernmäßig ausgedrückt,

schwankt das Voreilen zwischen 2 mm bei kleineren bis etwa 30 mm bei großen Maschinen.

Da der Schieber im oberen Zylinderraume dieselben Dampfwirkungen hervorrufen soll wie im unteren, so wird er symmetrisch zu seiner Mittellinie angeordnet. Die kleinen Unterschiede, welche die Schieber von Schiffsmaschinen unten und oben zeigen, sind notwendig wegen der Ungleichförmigkeit der Kolbenbewegung, die aus der Kürze der Lenkstange entsteht (vgl. S. 382).

Stellt man den Schieber in seine mittlere Lage, d. h. so auf den Schieberspiegel, daß die Mittellinie des Schiebers mit derjenigen des Schieberspiegels zusammenfällt, wie in Fig. 291, so überdeckt der Schieber mit seinen Lappen beide äußeren Kanäle und läßt nur den mittleren Ausströmungskanal frei. Das Maß e , um welches die äußeren Schieberkanten über die äußeren Kanalkanten hinausragen, bezeichnet man mit dem Namen Äußere Überdeckung oder Äußere Deckungen.

Dagegen heißen die Stücke, um welche die inneren Kanten des Schiebers über die inneren Kanalkanten hinwegreichen, „die Inneren Deckungen“. Man bezeichnet sie allgemein mit i . Diese Inneren Deckungen können übrigens unter Umständen nicht bloß zu Null werden, so daß die Schieberkanten mit den Kanalkanten zusammenfallen, sondern sie werden häufig (entweder eine oder alle beide) negativ, so daß, wie in Fig. 292 skizziert ist, der eine Ausströmungskanal (oder beide) in der Mittelstellung des Schiebers noch nicht ganz geschlossen ist. Also es kann i die Werte $+$, 0 oder $-$ erhalten.

Es ist üblich, die Schieberelemente mit Buchstaben zu bezeichnen, und zwar bedeutet:

- a = Kanalhöhe im Schieberspiegel,
- b = Kanalbreite im Schieberspiegel,
- e = Einströmungsüberdeckung,
- i = Ausströmungsüberdeckung,
- r = Exzentrizität,
- v = lineares Voreilen,
- δ = Voreilungswinkel.

Fast nie wird es vorkommen, daß die obere und die untere Schieberhälfte gleiche Deckungen zeigt. Dies ist darin begründet, daß durch gewisse, später zu erörternde und durch die Lenkstange verursachte Eigentümlichkeiten in der Dampfkolbenbewegung auf andere Weise eine einigermaßen gleichartige Dampfverteilung nicht erreicht werden kann.

Die Äußere Deckung des Schiebers ruft also die verschiedenen Erscheinungen des einströmenden, frischen Dampfes hervor, namentlich die Expansion; die Innere Deckung dagegen die Erscheinungen des gebrauchten Dampfes, namentlich die Kompression.

Schrumpft die Länge von e und von i bis auf Null zusammen, so verschwindet auch Expansion und Kompression. Man hat dann nur

zwei Perioden, nämlich die Einströmung und die Ausströmung; ein solcher Schieber wird als Volldruckschieber bezeichnet. Bei diesem ist auch der Voreilungswinkel δ gleich Null.

Je nachdem die äußeren oder inneren Überdeckungen eines Schiebers die Einströmung regeln, spricht man von äußerer oder innerer Einströmung. Flachschieber erhalten fast ausschließlich äußere, Kolbenschieber dagegen vielfach innere Einströmung.

Die vorstehend beschriebenen Schieber erzeugen hauptsächlich die Dampfverteilung über und unter dem Kolben, und man bezeichnet sie deshalb gewöhnlich auch als Verteilungs- oder Grundschieber. Die Expansion des Dampfes, welche sie hervorbringen, ist sehr gering. Gewöhnlich geben die Verteilungsschieber etwa $\frac{3}{4}$ bis $\frac{2}{3}$ Füllung, lassen also den Dampf nur während des letzten Viertels oder Drittels des Kolbenweges expandieren.

Bei einem gewöhnlichen Muschelschieber hängt die Füllung vom Schieberhub, vom Voreilungswinkel und von der Einströmungsüberdeckung ab. Durch Änderung jeder dieser drei Größen wird auch die Füllung nach der einen oder anderen Seite geändert. Schieberhub- und Voreilungswinkelveränderung genügt aber den Anforderungen einer zweckmäßigen Expansion nicht, da diese Änderungen nicht nur Füllungsänderungen, sondern auch Änderungen in den übrigen Dampfverteilungsperioden im Gefolge haben. Eine Änderung der Überdeckung wirkt nur auf das Voreinströmen und auf die Füllung.

Schärfere Expansionsgrade lassen sich in der Regel mit einem Schieber nur mit sehr unvorteilhaft wirkenden Einrichtungen erzielen; ebenfalls ist die Veränderlichkeit des Expansionsgrades bei einem Schieber sehr beschränkt. Die meisten Schiffsmaschinen erhalten daher außer den Verteilungsschiebern auch noch sogenannte Expansionschieber, d. h. Schieber, die weiter nichts bewirken als die Absperrung des Dampfes, wenn der Kolben erst einen geringen Teil seines Weges vollendet hat, die also mit der Dampfausströmung gar nichts zu tun haben. Bei Verbundmaschinen erhält gewöhnlich nur der Hochdruckzylinder einen solchen Expansionsschieber.

Bei allen neueren Schiffsmaschinen mit besonderem Expansionschieber arbeitet derselbe direkt auf dem für den Dampfeintritt durchbrochenen Grundschieber, und zwar bei Flachschiebern auf dem Schieberücken, bei Rundschiebern im Innern des Verteilungsschiebers. Die verschiedenen Expansionsgrade erzielt der Expansionsschieber durch früheren oder späteren Schluß der Kanäle auf dem flachen Rücken bzw. in der inneren zylindrischen Wand des Verteilungsschiebers. Der äußere Antrieb erfolgt durch ein einfaches Exzenter, welches dem Grundschieberexzenter voreilen muß, damit der Expansionsschieber den Kanal im Grundschieber früher abschließt als der Grundschieber den Kanal im Schieberspiegel. Soll der Expansionsschieber sowohl für den Vorwärts- als auch für den Rückwärtsgang von gleicher Wirkung sein,

so muß das Expansionsschieberexzenter in der Mitte zwischen beiden Grundschieberexzentern aufgekeilt sein, d. h. es muß gegen die Kurbel um 180^0 versetzt stehen. Da das Expansionsschieberexzenter voreilt, so öffnet der Expansionsschieber den Grundschieberkanal früher als der Grundschieber den Kanal im Schieberspiegel, infolgedessen wird auch die Voreinströmung durch den Expansionsschieber nicht beeinflußt. Allgemein ergibt sich die Wirkung jedes Expansionsschiebers aus der relativen Bewegung vom Grundschieber und Expansionsschieber.

Eine einfache Ausführung eines flachen Grundschiebers mit zugehörigem Expansionsschieber zeigt die Fig. 293 und 294. Die beiden

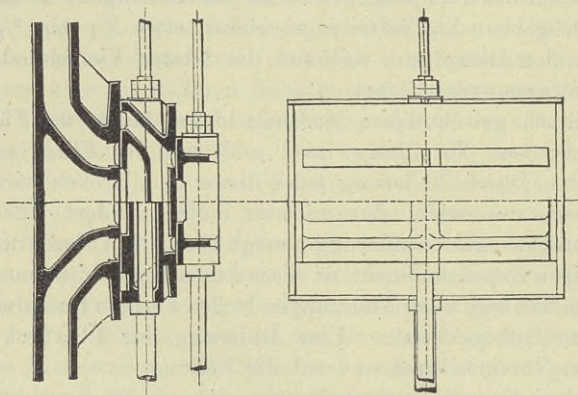


Fig. 293 u. 294. Verteilungsschieber mit Expansionsschieber.

Lappen, welche den Expansionsschieber bilden, sind hier fest miteinander verbunden, und es wird die Veränderlichkeit des Expansionsgrades durch Veränderung des Schieberhubes hervorgebracht.

Bei älteren Maschinen findet man auch wohl die in Fig. 295 und 296 skizzierte Anordnung, wo der Expansionsschieber in einer besonderen Kammer arbeitet, also den ganzen Schieberkasten mit absperrt. Wie aus der Skizze ersichtlich ist, sind hier wieder eine größere Anzahl Kanäle angeordnet, welche gleichzeitig geöffnet werden und somit gestatten, dem Schieber einen kurzen Hub zu geben. Das Verändern des Expansionsgrades wird auch hier durch Veränderung des Schieberhubes hervorgebracht. Je größer der Hub ist, desto früher erreicht der Expansionsschieber die Stellung, in welcher er den Kanal im Grundschieber schließt, desto kleiner wird also die Füllung. Die Veränderung des Hubes wird durch eine zwischen Exzenter- und Schieberstange eingeschaltete Kulissee erreicht, deren Relativverschiebung zum Kulissenstein mittels Handrad und Spindel erfolgt.

Die eben besprochene Expansionssteuerung wird bei Neubauten nicht mehr verwendet, da sich einfacher und besser derselbe Zweck durch den Rider-Schieber (Fig. 298 bis 302) erreichen läßt.

Am meisten kommen für Schiffsmaschinen mit niedrigem Kessel-
druck und Flachschiebern die Meyersche Expansionssteuerung,
und für Maschinen mit hohem Druck und Rundschiebern die Ridersche
Expansionssteuerung in Frage.

Bei der Meyerschen Expansionssteuerung arbeitet auf dem Rücken
eines flachen Grundschiebers der aus zwei Lappen bestehende Expansions-
schieber; durch Nähern und Entfernen dieser Schieberlappen, mittels
einer links- und rechtsgängigen Schraubenspindel, wird die Änderung

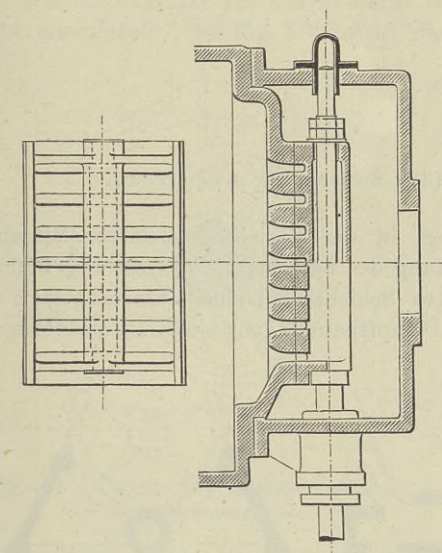


Fig. 295 u. 296. Expansionsschieber in
besonderer Dampfkammer.

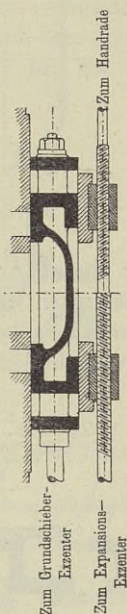


Fig. 297. Meyersche
Expansionssteuerung.

der Überdeckung erzielt. Die Füllungsänderung erfolgt also durch Drehen
am Handrade der Expansionsschieberstange, welche aus diesem Grunde
durch einen Wirbel mit der Exzenterstange verbunden ist und an ihrem
freien Ende ein Vierkant trägt, das in einer am Schieberkasten befestigten
drehbaren Hülse gleitet. Ein Nachteil der Meyerschen Expansions-
steuerung liegt in dem Gewinde, das sich mit der Zeit ausarbeitet und
dann ein genaues Einstellen der Expansionsschieberlappen verhindert
(Fig. 297), sowie in der etwas umständlichen Art, die Expansion aus-
zurücken.

Bei der Riderschen Expansionssteuerung stehen die äußeren,
den Füllungsabschluß bewirkenden Kanten nicht senkrecht, sondern
schräg zur Schieberbewegung; die Kanäle im Schieber Spiegel besitzen
die gleiche Schräge (Fig. 298 bis 302). Dreht man nun den Schieber,
so werden die schrägen Schieberkanten und die entsprechenden schrägen

Kanalkanten einander genähert oder entfernt, mit anderen Worten: die Füllung wird verkleinert oder vergrößert, das lineare Voreilen wird im ersteren Falle verkleinert, im letzteren aber vergrößert. Die Abschrägung des Schiebers und des Kanals im Schieberspiegel ist mehrfach abgesetzt, infolgedessen erscheint der Schieber ausgezackt. Der

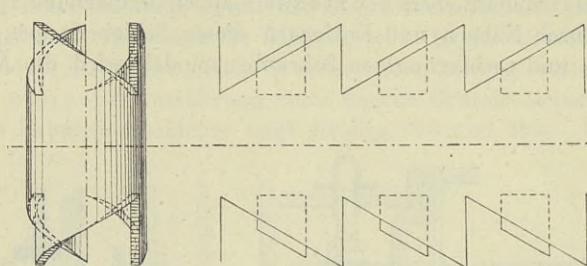


Fig. 298 u. 299. Rider-Schieber mit Abwicklung.

Zweck dieser Anordnung liegt in der Erzielung kleinerer Schieberabmessung in der Schubrichtung des Schiebers. Wie die Fig. 300 erkennen läßt, arbeitet der Rider-Schieber auf einem Flachschieber. Ist aber (vornehmlich bei hohen Dampfspannungen) ein Kolbenschieber als

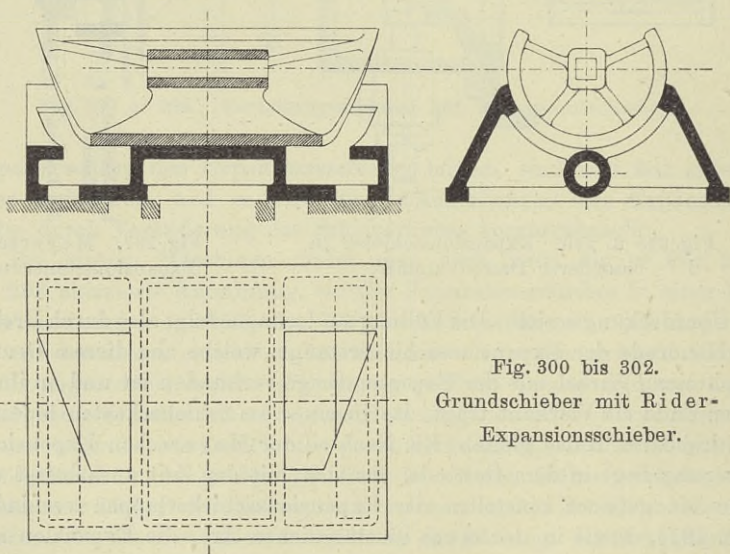


Fig. 300 bis 302.
Grundschieber mit Rider-
Expansionsschieber.

Verteilungsschieber vorgesehen, so besitzt auch der Rider-Schieber einen Kreisquerschnitt; es muß dann aber entweder der Grundschieber oder der Expansionsschieber exzentrisch angeordnete Schieberstangen erhalten, und zwar versieht man den ersteren dann gewöhnlich mit zwei außerhalb des Schieberkastens durch eine Traverse (Querstück) verbundene Stangen.

Die Bewegung der Schieber wird meist durch die mit den Schieberstangen verbundenen Exzenterstangen hervorgebracht, sie erfolgt also durch Umsetzung der Drehbewegung der Kurbelwelle in eine hin- und hergehende der Schieberstange und des damit verbundenen Schiebers.

Weil nun die Schiffsmaschinen wegen des Manövrierens der Schiffe sowohl vorwärts wie auch rückwärts arbeiten müssen (sog. Reversiermaschinen), so sind bei den meisten Maschinen die Bewegungsmechanismen der Verteilungsschieber doppelt vorhanden, d. h. es sind für jeden Schieber zwei Exzenter und zwei Exzenterstangen vorhanden.

Wie die Exzenter zur Kurbel stehen müssen, ist nach dem früheren leicht einzusehen. In Fig. 303 dient das Exzenter V für die Dreh-

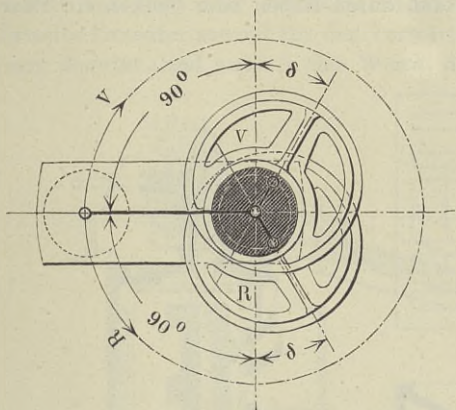


Fig. 303. Kurbel- und Exzenterstellung von Reversiermaschinen.

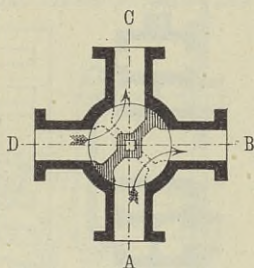


Fig. 304. Wechselhahn.

A = Zudampf,
B = zu den äußeren Schieberkanten,
C = Abdampf,
D = zu den inneren Schieberkanten.

richtung V , d. h. beispielsweise für den Vorwärtsgang, während das Exzenter R die Drehrichtung R oder den Rückwärtsgang erzeugt. Beide eilen für ihre zugehörigen Drehrichtungen der Kurbel um den Winkel $90^\circ + \delta$ voraus.

Die Maschinenteile, welche dazu dienen, den vom Dampfkessel zuströmenden Dampf abwechselnd über und unter den Kolben in den Dampfzylinder zu führen und den verbrauchten Dampf austreten zu lassen, bezeichnet man mit Steuerung. Steuerungen, bei denen man den Schieber so bewegen kann, daß die Kurbelwelle entweder nach der einen oder nach der anderen Richtung umläuft, oder wie man gewöhnlich sagt, die Maschine vor- oder rückwärts arbeitet, nennt man Umsteuerungen. Diese Umsteuerungen werden sehr verschieden konstruiert.

Die Umsteuerungen lassen sich wie folgt gruppieren:

- a) Umsteuerung durch Vertauschung der Ein- und Ausströmungskanäle.

In die Dampfleitung für den Zylinder ist ein Wechselhahn oder -schieber eingeschaltet, durch den der Dampf so geleitet wird, daß der

Verteilungsschieber entweder mit Außenkanten- oder mit Innenkanten-einströmung arbeitet. Als Verteilungsschieber ist ein Kolbenschieber oder ein am Abklappen verhinderter Flachschieber verwendbar. Die Steuerung gestattet keinen Voreilungswinkel und keine Überdeckung, also keine Expansion und keine Kompression usw. Die Maschine arbeitet mithin als Volldruckmaschine. Nur für kleine Maschinen (als Hauptmaschinendrehvorrichtung, als Umsteuerungsmaschinen, Dampfkrudermaschinen usw.) und dann auch selten im Gebrauch (Fig. 304 a. v. S.).

b) Umsteuerung durch bewegliche Schieberspiegel.

Der bewegliche Schieberspiegel besitzt zwei direkt durchgehende und zwei gekreuzte Kanäle, so daß durch Heben oder Senken ein Paar

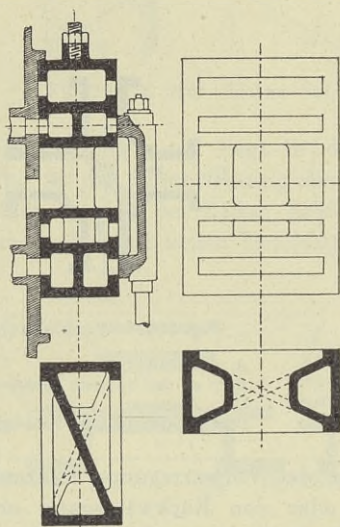


Fig. 305 bis 308. Umsteuerung durch beweglichen Schieberspiegel.

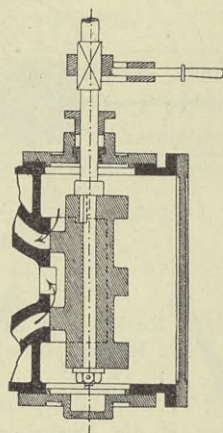


Fig. 309. Umsteuerung durch Drehschieber.

der Kanäle zur Geltung kommen. Auch bei dieser Konstruktion sind Voreilungswinkel und Überdeckung unzulässig, woraus das soeben unter a) Gesagte folgt. Verwendung wie unter a) (Fig. 305 bis 308).

c) Umsteuerung durch Umkehrungshebel.

Die Schieberstange ist mit dem einen oder dem anderen Ende des Umkehrungshebels verbunden, wodurch die Umkehrung der Bewegungsrichtung erfolgt. Voreilungswinkel und Überdeckung sind unzulässig; daraus dieselben Folgerungen wie unter a).

d) Umsteuerung mittels sog. Drehschiebers.

Der Verteilungsschieber ist aus einem Vollzylinder hergestellt, die eine Seite des Mantels besitzt Aussparungen nach Art eines Normal-

schiebers mit Außenkanteneinströmung, die andere Seite solche für Innenkanteneinströmung. Durch Drehen des Schiebers an einem außen angebrachten Hebel kommt entweder das eine oder das andere Schiebergesicht zur Wirkung und veranlaßt die betreffende Gangrichtung der Maschine. Voreilungswinkel und Überdeckung unzulässig, daher die Schlußfolgerung wie unter a) (Fig. 309). Vielfach für einzylindrige Umsteuerungsmaschinen in Gebrauch, sog. Blohm und Voss'scher Drehschieber.

e) Umsteuerung mit losem Exzenter.

Bei Raddampfermaschinen findet sich häufig noch die Umsteuerung mittels des losen oder verstellbaren Exzenters. Es wird hier ein und dasselbe Exzenter sowohl für den Vorwärtsgang, wie für den Rückwärtsgang benutzt, und zwar in der Weise, daß das Exzenter nicht auf der

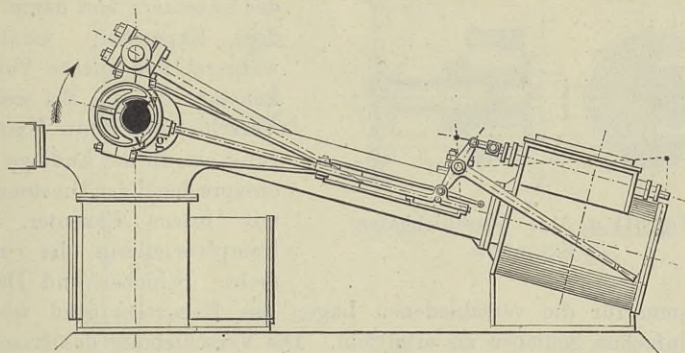


Fig. 310. Raddampfermaschine (mit losem Exzenter zum Umsteuern).

Welle festgekeilt ist, sondern sich derart darauf drehen kann, daß es sowohl die Lage des Vorwärtsexzenters, wie die des Rückwärtsexzenters einnehmen kann.

Wie aus Fig. 310 ersichtlich ist, sitzt auf der Welle ein fester Knaggen, gegen den sich ein Vorsprung v der Exzenternabe legt, und wodurch das Exzenter gezwungen wird, an der Drehung der Welle teilzunehmen. Um das Gewicht der Exzenterzscheibe unwirksam zu machen, also das Exzenter auf der Welle ruhig zu halten, ist ihm gegenüber das Gegengewicht g angebracht. Soll nun die Maschine umgesteuert werden, so hebt man die Gabel der Exzenterstange von dem Zapfen der Schieberstange ab und bewegt den Verteilungsschieber durch einen Handhebel so, daß die Maschine die gewünschte Drehrichtung annimmt. Die Welle wird sich dann im ruhenden Exzenter so lange drehen, bis der auf der Welle sitzende Knaggen das Exzenter durch den Vorsprung v_1 zwingt, an der Drehung teilzunehmen. Alsdann hängt man die Gabel der Exzenterstange wieder auf den Zapfen der Schieberstange, der Schieber bewegt sich in der entsprechenden Weise und die Umsteuerung ist

bewirkt. Die Dampfverteilung ist regelrecht, es sind also Voreilungswinkel und Überdeckung vorhanden.

Diese Anordnung leidet hauptsächlich an dem Übelstande, daß bei großen Maschinen die Bewegung des Schiebers durch Menschenkraft nur sehr schwer auszuführen ist, weil hier der Reibungswiderstand, welcher bei der Schieberbewegung auftritt, schon eine bedeutende Größe annimmt. Daher findet man bei größeren Raddampfern vielfach die Kulissenumsteuerung und auch Dampfumsteuerungsapparate.

f) Umsteuerung durch ein verschiebbares Exzenter.

Die Verschiebung erfolgt in einem Schlitz des Exzenter, so daß der Exzentermittelpunkt auf einer Senkrechten zur Kurbel seine Lage

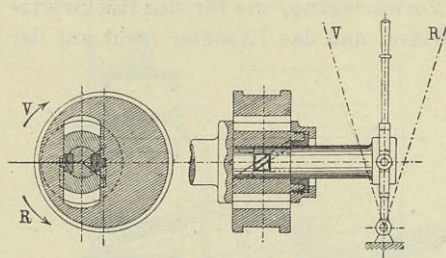


Fig. 311 u. 312. Verschiebbares Exzenter.

ändert. Hierdurch werden der Hub und der Voreilungswinkel des Exzenter und damit auch die Expansion verändert, während das lineare Voreilen konstant bleibt. Bei weiterer Verschiebung tritt Umsteuerung ein, in der Endlage ganz entsprechend der Umsteuerung mit losem Exzenter. Die Dampfverteilung ist regelrecht. Schieber und Dampf-

diagramm für die verschiedenen Lagen des Exzenter sind wie für den einfachen Schieber zu ermitteln. Die Verschiebung des Exzenter ist während des Ganges der Maschine schwierig ausführbar, für gewöhnlich geschieht das Verschieben durch axiales Bewegen eines Vorsprunges, der in eine schraubengangähnliche, schräge Nute des axial nicht verschiebbaren Exzenter greift (Fig. 311 und 312).

g) Kulissenumsteuerungen.

Diese Gruppe der Umsteuerungen, die bei Schiffsmaschinen fast ausschließlich zur Verwendung kommen, lassen sich einteilen in:

1. Stephenson'sche Umsteuerung mit zwei Exzenter.
2. Heusinger von Waldegg-Umsteuerung mit einem Exzenter.
3. Marshall-Umsteuerung mit einem Exzenter.
4. Klug-Umsteuerung mit einem Exzenter.
5. Hackworth-Umsteuerung mit einem Exzenter.
6. Joy-Umsteuerung ohne Exzenter.

Die gebräuchlichste Umsteuerung ist die Kulissensteuerung, welche von dem Engländer George Stephenson (1781—1848) erfunden wurde.

Diese Umsteuerung sah ursprünglich so aus, wie in Fig. 313 dargestellt. Jede Exzenterstange trug oben eine sich allmählich erweiternde Gabel, so daß man während des Ganges der Maschine die eine Exzenterstange mit ihrer Gabel von dem Zapfen der Schieberstange abheben und die andere Exzenterstange damit kuppeln konnte. Die Übelstände dieser Anordnung sind leicht zu erkennen; sie führten Stephenson darauf, beide Gabeln miteinander zu verbinden, den Zwischenraum der Gabel überall gleich weit zu machen und die so entstehende Kulisse (auf deutsch: Führung oder Rinne) nach einem Radius gleich der Exzenterstangenlänge zu krümmen. Diese Kulissen haben entweder die in

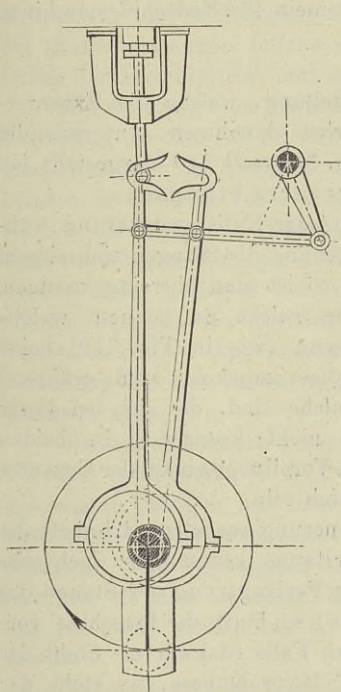


Fig. 313. Ursprüngliche Form der Stephensonschen Umsteuerung.

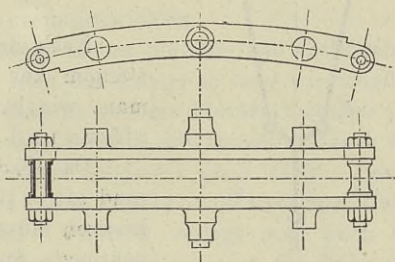


Fig. 314 u. 315. Stangenkulisse nach Stephenson.

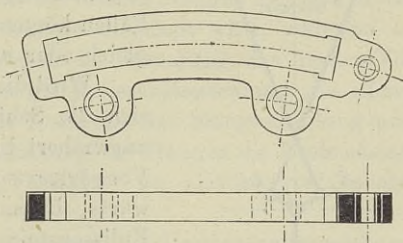


Fig. 316 u. 317. Taschen- oder Spurkulisse.

Fig. 314 und 315 skizzierte Form und werden dann Stangenkulissen oder Balkenkulissen genannt und paarweise mit der in Fig. 329 dargestellten Anordnung so ausgeführt, daß sie den im Kopfe der Schieberstange drehbar gelagerten Kulissenstein zwischen sich fassen und für die Exzenterstangenköpfe je zwei angeschmiedete Zapfen besitzen, während ihre Verbindung miteinander durch zwei an den Enden angebrachte Anker bewirkt wird, oder sie haben die in Fig. 316 und 317 veranschaulichte Form und werden dann Taschen- oder Spurkulissen genannt. Die letzteren besitzen, wie aus der Figur ersichtlich ist, einen

und hergehende Schieberstange denselben Einfluß haben, als ob der Kulissenstein bei ruhig liegender Kulissee eine auf- und abspringende Bewegung machte, man sagt: „Der Stein würgt oder springt in der Kulissee“. Jeder Punkt außerhalb der Kulissenmitte beschreibt eine Schleife, die um so flacher wird, je näher der Punkt der Kulissenmitte liegt. Schließlich macht auch die ganze Kulissee eine hin- und hergehende Bewegung, und zwar fällt die Ausweichung oder, mit anderen Worten, der Schieberhub um so geringer aus, je näher der Stein der Mitte kommt. Auf die Kulissenbewegung, folglich auch auf die Schieberbewegung und auf die Dampfverteilung, wirken also ein: Länge, Krümmung und Aufhängung der Kulissee, ferner Länge und Anordnung der Exzenterstangen (offene oder gekreuzte Stangen) und schließlich Größe der Exzentrizität und des Voreilungswinkels.

Mit der Länge der Aufhängestange nimmt die auf- und absteigende Bewegung der Kulissee ab, weshalb man die Stange so lang wie möglich machen sollte. An Bord ist man aber an gewisse Platzverhältnisse gebunden, so daß man zur Verminderung des Hin- und Herschwankens der Kulissee die Länge der Exzenterstangen möglichst groß wählt. Lange Exzenterstangen bedingen aber eine kleine Exzentrizität und demzufolge wieder einen geringen Schieberhub. Vielfach verlegt man auch bei offenen Stangen den Aufhängestangen-Angriffspunkt in die Nähe des Vorwärtsexzenter-Angriffspunktes und erreicht eine günstigere Dampfverteilung für den Vorwärtsgang, allerdings auf Kosten derselben beim Rückwärtsgang.

Schließlich sei noch gesagt, daß bei offenen Stangen sich das lineare Voreilen verkleinert, je mehr die Kulissee ausgelegt wird, während bei gekreuzten Stangen mit dem Auslegen der Steuerung das lineare Voreilen wächst. Meistens findet man bei Kulissensteuerungen die offenen Stangen. Von Wichtigkeit ist die Kontrolle der Stangenstellung noch insofern, als man bei einer Verwechselung der Stangen die Drehrichtung der Maschine umkehren, d. h. „Vorwärts“ zu „Rückwärts“ machen würde.

Neben ihrer eigentlichen Bestimmung, als Umsteuerungsmechanismus zu dienen, haben die Kulissen noch eine eigentümliche Eigenschaft, die zuweilen auch bei Schiffsmaschinen verwendet wird. Stellt man nämlich die Kulissee derart fest, daß die Schieberstange nicht gerade über einer Exzenterstange steht, sondern irgendwo zwischen der Mitte der Kulissee und dem Angriffspunkt der Exzenterstange, so wirken gleichzeitig beide Exzenter auf die Schieberbewegung ein, und zwar so, als ob der Schieber durch ein Exzenter von kleinerer Exzentrizität und größerem Voreilungswinkel bewegt würde. Dadurch entsteht die Wirkung, daß der Schieber eine geringere Füllung gibt, d. h. den Dampf früher absperrt, als wenn er durch eines der wirklich vorhandenen Exzenter direkt bewegt würde, und zwar wird die Füllung um so kleiner, je weiter der Angriffspunkt der Schieberstange nach der Mitte der Kulissee hinrückt.

Man ist also mit der Kulissee imstande, durch einen einzigen Schieber eine veränderliche oder variable Expansion zu erzielen. Leider erkauft man diese variable Expansion aber durch eine fehlerhafte Dampfverteilung. Je weniger Füllung man nämlich durch die Kulissee erzielt, d. h. je schärfer der Expansionsgrad wird, desto fehlerhafter wird die Schieberbewegung, indem das Voreilen und die Kompression immer größer werden. Steht die Kulissee gerade mit ihrer Mitte unter der Schieberstange, so werden Voreilen und Kompression so groß, daß gar keine Kolbenbewegung mehr möglich ist; die Maschine bleibt bei geöffnetem Dampfventil stehen. Wegen jenes Übelstandes findet die Kulissee als eigentliche Expansionssteuerung auch erst allgemeine Anwendung bei Dreifachexpansionsmaschinen, wo in den einzelnen Zylindern nur eine geringe Veränderung des Expansionsgrades erforderlich ist, jene Fehler also nicht sehr groß werden.

Um bei einer Maschine die Drehrichtung zu ermitteln, gibt es mehrere Merkmale, die wir im nachstehenden aufführen, wobei gleich vorweg bemerkt sei, daß natürlich nicht sämtliche Kennzeichen bei ein und derselben Maschine vorhanden sind.

1. Hat die Maschine nur eine Gleitbahn, so stelle man sich mittschiffs und schaue voraus; ist dann die Gleitbahn links, so schlägt die Maschine „Voraus“ im Sinne der Uhrzeigerbewegung. Liegt die Gleitbahn rechts, so ist der Vorwärtsgang entgegengesetzt der Uhrzeigerbewegung. Bei zwei Gleitbahnen erhält meist nur die Vorwärtsgleitbahn eine Einrichtung zur Wasserkühlung.

2. Haben die Exzenterseiben verschiedene Breiten, so ist das breitere für Vorwärtsgang.

3. Ist die eine Exzenterstange oder die eine Exzentergabel gekröpft, die andere dagegen gerade, so ist die gerade für Vorwärtsgang.

4. Greift die Aufhängestange der Kulissee außerhalb der Mitte an, so ist die dem Angriffspunkt am nächsten befindliche Exzenterstange für Vorwärtsgang.

5. Hat die Feststellschiene für den Umsteuerungshebel Einkerbungen oder Kimmen zum Expansionseinstellen des Hebels, so liegt die Maschine auf Vorwärts, wenn der Hebel in einer Einkerbung steht.

6. Hat der Schieber äußere Einströmung und direkten Antrieb, so liegt die Steuerung auf Vorwärts, wenn das betreffende Exzenter der Kurbel um $90^\circ + \delta$ vorausseilt.

7. Um bei einer mehrzylindrigen Maschine die Expansion eines jeden Zylinders für sich verändern zu können, lagert man den Aufhängepunkt für die Zugstangen vielfach in einem Schlitz, der durch eine Spindel verschiebbar gemacht wird. Bei auf Vorwärts gelegter Maschine liegt dieser Schlitz ungefähr in der Richtung der Zugstangen, damit bei Lageverschiebung des Steines vor allem die Füllung für den Vorwärtsgang geändert wird (Fig. 320). Um das Arbeiten der Steuerung

nicht von der Spindel allein aufnehmen zu lassen, empfiehlt sich die Anfertigung von Paßstücken aus Pockholz, die den Schlitz zu beiden Seiten des Steines ausfüllen. Für jede gewünschte Expansionsveränderung ist natürlich ein Satz solcher Paßstücke erforderlich. Häufig läßt sich auch der Stein durch kräftige Muttern festsetzen.

Da die Stephenson - Umsteuerung im allgemeinen die Anordnung der Schieber neben bzw. zwischen den Zylindern direkt über der Wellenmitte bedingt, und weil hierdurch die Länge der Maschinen nicht unbeträchtlich beeinflußt wird, so begann man mit Einführung der Dreifachexpansionsmaschinen, welche durch ihre drei Zylinder ohnehin schon sehr lange Maschinenräume ergeben, nach Mitteln zu suchen, um diese Länge dadurch zu verringern, daß man die Schieber nicht über der Welle, sondern seitlich von den Zylindern anbrachte, also neben der Welle. Außerdem strebte man danach, die Exzenterzahl zu beseitigen oder doch wenigstens zu verringern, und so entstanden eine ganze Anzahl von Steuerungen, welche mit nur einem oder gar keinem Exzenter arbeiten:

Die Steuerungen von Heusinger von Waldegg, Marshall, Klug, Hackworth, Joy u. a. m.

Die ersteren arbeiten mit nur einem Exzenter, während Joy das Exzenter dadurch beseitigt, daß er die Schieberbewegung von der Lenkstange entnimmt.

Die Umsteuerung von Heusinger von Waldegg (Fig. 321).

Prinzipiell unterscheidet sich diese Umsteuerung von der nachstehenden Klug-, Marshall- und Hackworth-Umsteuerung dadurch, daß die Schieberstange *a* nicht allein durch ein auf der Kurbelwelle sitzendes Exzenter, sondern gleichzeitig durch einen mit dem Kreuzkopf der Maschine verbundenen Hebel oder Lenker *c* angetrieben wird. Das Exzenter setzt eine um einen festen Punkt (ihren Mittelpunkt) drehbare Kulissee *g* in oszillierende Bewegung. Die Kulissee ist nach einem Radius gleich der Schieberschubstangenlänge gebogen und steht in ihrer Mittelstellung, wenn die Kurbel in einem Totpunkte steht. Der obere Endpunkt der Schubstange *b* greift an den Lenker *c*. Das Umsteuern besteht in dem Verschieben des Kulissensteines in der Kulissee, was von einer für alle Zylinder gemeinschaftlichen Umsteuerungswelle aus erfolgt, durch die Zugstange *d*. Füllungsänderungen werden durch teilweises Einziehen des Kulissensteines nach dem Drehpunkt der Kulissee erreicht, indem (ähnlich der Fig. 320) der Angriffspunkt von *d* durch die Schraubenspindel etwas der Umsteuerungswelle genähert wird. Die

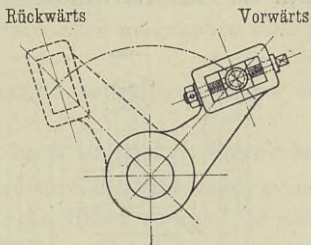


Fig. 320. Umsteuerungshebel bei mehrzylindrigen Maschinen.

Steuerung hat konstantes lineares Voreilen v ; es kann also die Steuerung der Totlage der Kurbel auf Vorwärts oder Rückwärts gelegt werden, ohne daß der Schieber aus seiner Mittellage kommt, hinsichtlich bei Dampfverteilung steht sie mit der Stephenson-Umsteuerung

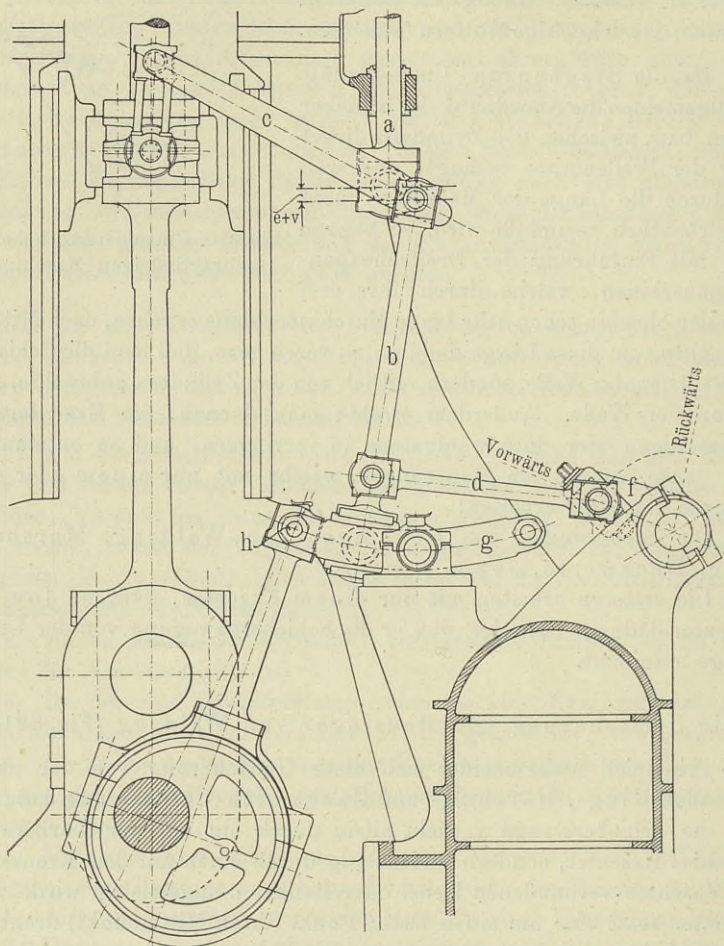


Fig. 321. Umsteuerung von Heusinger von Waldegg für Schiffsmaschinen.

auf gleicher Stufe. Der Heusingersche Mechanismus ist unstreitig sehr sinnreich, aber zu kompliziert, d. h. er erfordert viele Gelenke, so daß das konstante Voreilen v zu teuer erkauft ist.

- I. Für die Außenkanteneinströmung der Schieber besitzt die Heusinger-Umsteuerung folgende Merkmale:

- a) Steuert der Schieber mit seinen Außenkanten, so greift die Schieberstange außerhalb der Schieberschub-

stange am Lenker an (Lenker also ein zweiarmiger Hebel).

- b) Bei Außenkantenschluß des Schiebers eilt das Exzenter der Kurbel um $90^\circ \mp$ Bauwinkel voraus.

II. Bei innerer Einströmung ist natürlich alles umgekehrt, also in Fig. 321:

- a) Schieberstange innerhalb der Schubstange (Lenker ein einarmiger Hebel).
b) Exzenter eilt der Kurbel nach um $90^\circ \pm$ Bauwinkel.

Diese Angaben über das Vor- oder Nacheilen des Exzenters setzen die Kulisse beim Vorwärtsgang als einarmigen Hebel voraus. Ist aber die Kulisse für den Vorwärtsgang als zweiarmiger Hebel (Umkehrungshebel) ausgeführt, so muß das Exzenter um 180° versetzt werden.

Ursprünglich hat der Eisenbahnbetriebsdirektor Heusinger von Waldegg (1817—1886) seine Steuerung für Lokomotiven gebaut, bei denen der Punkt h der Kulisse mit der Mittellinie der Maschine zusammenfiel, wenn die Kurbel im Totpunkte stand. Dadurch wird der Exzenterwinkel 90° . Der bei Schiffsmaschinen auftretende stumpfe oder spitze Winkel hat also seinen Grund in der seitlichen Anordnung der Steuerung; je mehr sich h von der Mittellinie der Maschine entfernt, um so mehr weicht der Winkel von 90° ab. Es wäre daher falsch, von einem Vor-eilungswinkel (etwa δ) bei der Heusinger-Steuerung zu sprechen. Will man diesen Winkel näher bezeichnen, so kann man von einem Bauwinkel reden.

In den letzten Jahren ist diese Umsteuerung verschiedentlich bei großen Schiffsmaschinenanlagen zur Verwendung gekommen (speziell von Blohm u. Voss in Hamburg), weil diese Umsteuerung kurze Maschinenräume (wegen der seitlich angeordneten Schieberkästen), ferner große Füllungsänderungen und schließlich schnelle Schieberabschlüsse ermöglicht.

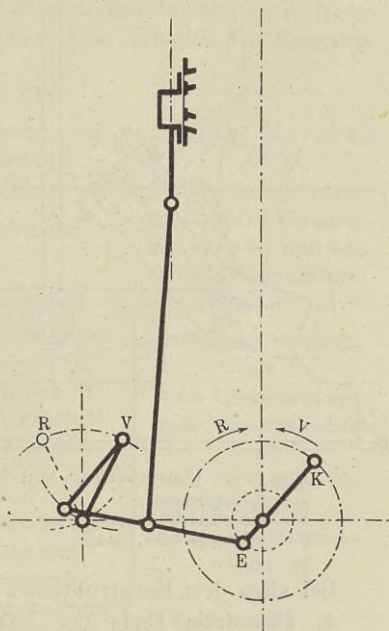


Fig. 322. Schema der Marshall-Umsteuerung.

Umsteuerungen von Marshall, Klug und Hackworth.

Diese drei Umsteuerungssysteme mit einem Exzenter, die bei Kriegsschiffen, Schleppdampfern, Fischdampfern in neuerer Zeit häufig

zur Anwendung gelangten, haben viele gemeinsame Punkte, weshalb wir sie auch in der Beschreibung zusammenfassen wollen.

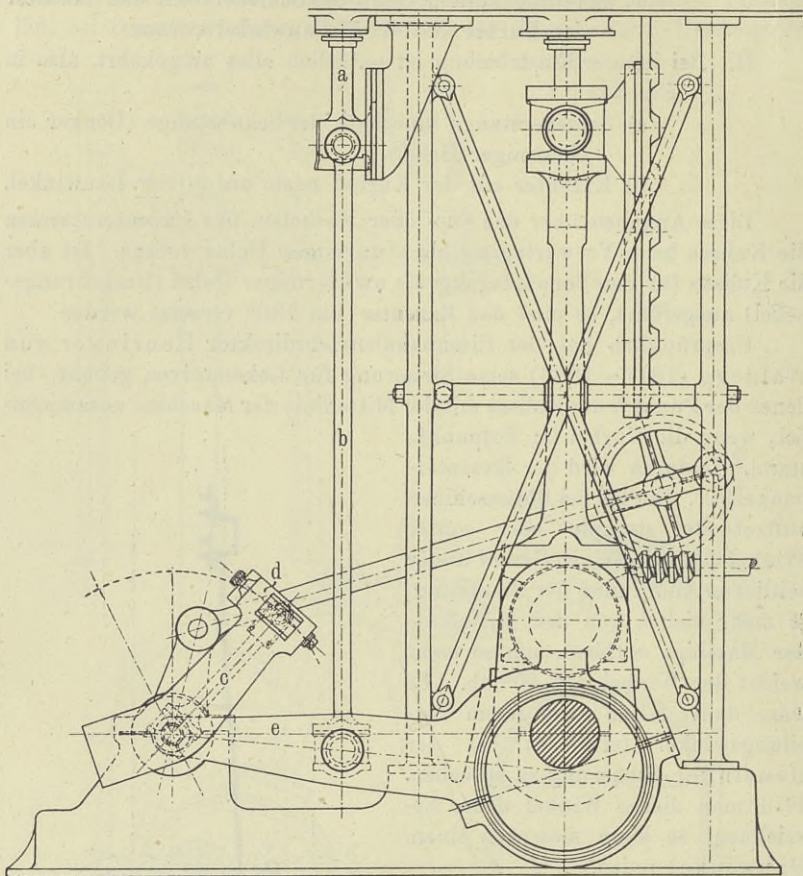


Fig. 323. Umsteuerung von Marshall für Schiffsmaschinen.

a = Schieberstange,	d = Auslage- oder Umsteuerungs-
b = Schieberschubstange,	hebel,
c = Schwinge oder Lenker,	e = Exzenterstange.

Bei allen drei Konstruktionen wird:

1. Das freie Ende der Exzenterstange in irgend einer Weise zwangsläufig geführt:

- a) bei Marshall und Klug besteht die Führung in einer um einen festen Zapfen drehbaren Schwinge, die Führungsbahn ist also ein Kreisbogen;
- b) bei Hackworth besteht die Führung in einer geraden Kulissee, die Führungsbahn ist mithin eine gerade Linie.

2. Ein zweiter Punkt der Exzenterstange wird zum Antrieb der Schieberstange benutzt:

- a) dieser Antrieb liegt zwischen Exzenterstangenführung und Exzenter Scheibe bei Marshall und bei Hackworth;
 b) der Antrieb liegt außerhalb der Exzenterstangenführung, also an der verlängerten Exzenterstange bei Klug.

3. Das andere Ende der Exzenterstange wird durch das Exzenter, d. h. in einem Kreise geführt, mithin beschreiben alle übrigen Punkte der als mathematische Linie gedachten Exzenterstange, also auch der die Schieberstange antreibende Punkt, ellipsenähnliche, längliche, geschlossene Kurven. Die Lage dieser Bewegungskurven ändert sich in demselben Sinne wie die Lage der Führungsbahn, d. h. mit dem Kreisbogen der Schwinge bei Marshall und Klug oder mit der Mittellinie der Kulisse bei Hackworth. Hierauf beruht die Drehrichtungsänderung der Maschine; man verlegt also zum Umsteuern bei Marshall und Klug den festen Punkt der Schwinge, während bei Hackworth die Kulisse um ihren Mittelpunkt in dem einen oder anderen Sinne gedreht wird. Nimmt der Drehpunkt der Schwinge die Mittelstellung ein, bzw. liegt die Kulisse parallel zur Exzenter Schubrichtung, so findet keine Schieberbewegung statt, folglich auch kein Arbeiten der Maschine.

Tabelle Nr. XLI.

Gegenüberstellung der Umsteuerungen von Klug, Marshall und Hackworth.

System:	Bei äußerer Einströmung des Schiebers ist		Das lineare Voreilen ist konstant, weil bei Kurbel-Totpunkt lage
Klug	Exzenter in der Richtung des Kurbel- armes	die Drehrichtung der Maschine mit der Auslagerichtung des Umsteuerungshebels zusammenfallend	Lenkerangriffspunkt mit Mitte Umsteuerungswelle zusammenfällt und weil die Länge des Lenkers gleich der Länge des Auslagehebels ist
Marshall	Exzenter zur Kurbel um 180° versetzt	die Drehrichtung der Maschine entgegengesetzt	
Hackworth		der Auslagerichtung des Umsteuerhebels	Kulissenstein im Drehpunkt der Kulisse liegt

Bei mehrkurbeligen Maschinen sind die festen Punkte der Schwingen oder die Führungskulissen in geeigneter Weise mit der Umsteuerungswelle verbunden. Bei Klug und Marshall drehen sich die Schwingen um die Endpunkte von Hebeln, die auf die Umsteuerungswelle aufgekeilt sind. Um innerhalb gewisser Grenzen die Dampf-

verteilung der einzelnen Zylinder unabhängig voneinander verändern zu können, lassen sich diese Aufhängepunkte an den Enden der Hebel etwas verstellen (Fig. 320 u. 323).

Fassen wir die Vorzüge der geschilderten Einexzenterumsteuerungen zusammen, so läßt sich hervorheben:

1. Fortfall eines Exzcenters.
2. Seitliche Anordnung der Schieberkasten ermöglicht eine kürzere Maschine.

3. Öffnen und Schließen der Dampfkanäle erfolgt bei verhältnismäßig großer Schiebergeschwindigkeit, allerdings ist die Schieberbewegung während der Ausströmungsperiode entsprechend langsamer.

4. Ziemlich bedeutender Spielraum in den Expansionsgraden, wobei die Vor-eilung konstant bleibt.

Die Umsteuerung von Joy.

Diese Umsteuerung, die nur bei kleineren Maschinen (Dampfboote, Umsteuerungsmaschinen, Maschinendrehvorrichtungen, Aschenheißmaschinen usw.) verwendet wird, leitet den Schieberantrieb von einem Punkte der Lenkstange ab, wodurch die Verwendung eines Exzcenters überhaupt vermieden wird (Fig. 324 bis 327). Bei der einfachsten Form dieser Umsteuerung ist eine Stange etwa senkrecht zur Zylinderachse und quer zur Maschine angeordnet. Diese Stange greift mit dem einen Ende gelenkartig an die Lenkstange der Maschine und mit ihrem anderen Ende ebenfalls drehbar an die Schieberschubstange, zwischen diesen beiden Angriffspunkten der Stange liegt ein dritter Punkt, welcher entweder durch eine Schwinde (Fig. 324), oder durch eine

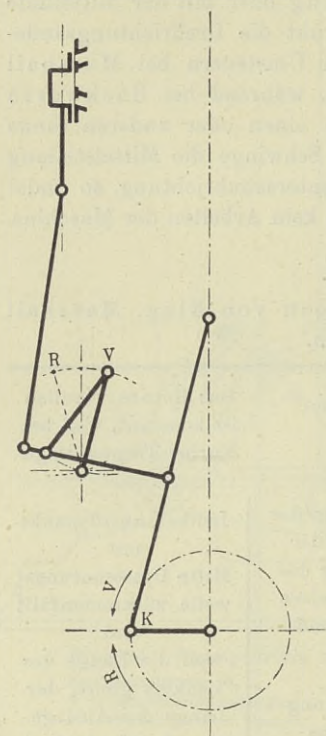


Fig. 324. Umsteuerungsschema von Joy.

Kulisse mittels Steines geführt wird (Fig. 325). Die erwähnte Stange hat also bezüglich ihrer Anordnung und ihrer Bewegung eine große Ähnlichkeit mit der Exzcenterstange der Klug-, Marshall- oder der Hackworth-Umsteuerung. Der Unterschied an dieser Stange besteht aber darin, daß sie bei Joy mit dem der Maschine zugewandten Ende eine elliptische Kurve beschreibt, während bekanntlich bei den vorbesprochenen Umsteuerungen dieses Ende, von einem Exzcenter geführt, eine Kreisbewegung macht. Der mittels der Schieberschubstange den Schieber trei-

bende Punkt der Stange beschreibt ebenfalls eine längliche, geschlossene Kurve, wie bei den vorigen Systemen. Die Umsteuerung erfolgt durch Verlegen des festen Drehpunktes der Schwinge bzw. durch Verstellen der Kulisse.

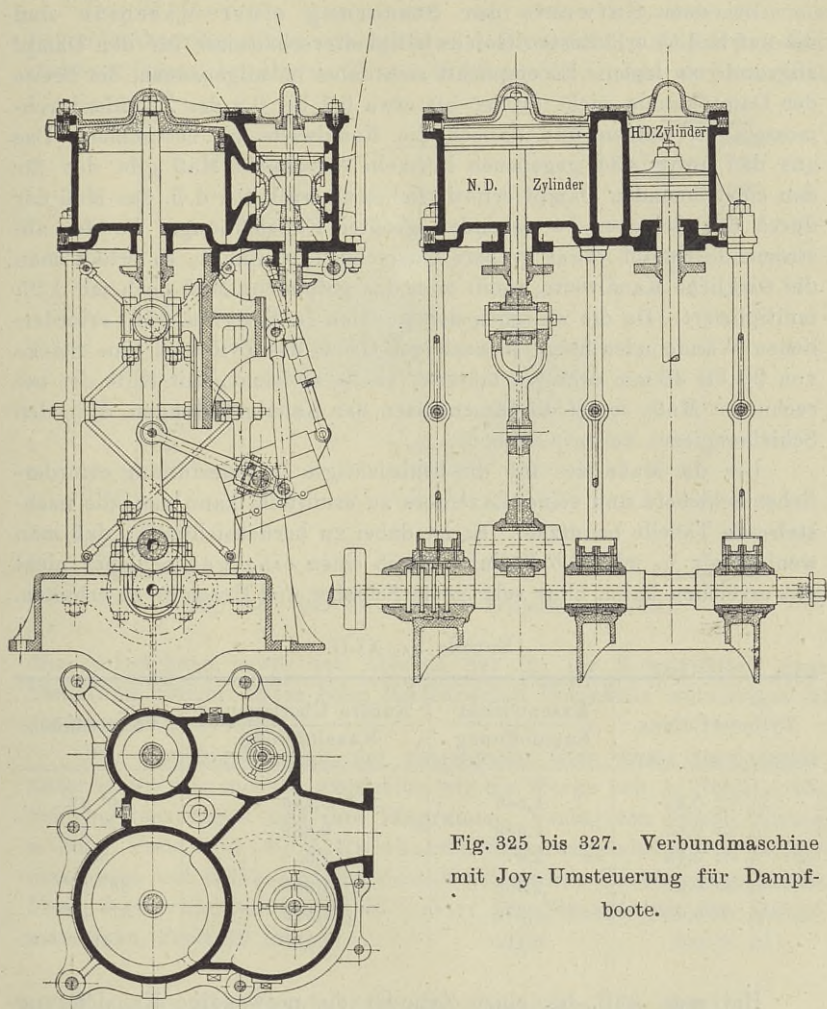


Fig. 325 bis 327. Verbundmaschine mit Joy-Umsteuerung für Dampfboote.

Vorteile der Joy-Anordnung:

Fortfall der Exzenter, seitliche Schieberkästen, also kurze Maschinen, konstantes lineares Voreilen, schnelles Öffnen und Schließen der Dampfkanäle.

Nachteile, vor allem:

Weniger gute Dampfverteilung, ungünstige Beanspruchung der Lager. Daher kommt man bei großen Maschinen mit der einfachen

Anordnung von Joy nicht aus und muß zur Verbesserung der Dampfverteilung eine komplizierte Hebelanordnung einbauen, wie es auch von Schichau in Elbing vereinzelt geschehen ist.

Bei dem Entwurfe der Steuerung einer Maschine sind die auf S. 433 erläuterten Geschwindigkeitsverhältnisse für den Dampf zugrunde zu legen. Es empfiehlt sich dabei im allgemeinen, die Breite der Dampfkanäle nicht größer als etwa 0,7 bis 0,8 des Zylinderdurchmessers zu wählen und danach die Kanalweite zu bestimmen. Das aus den auf S. 434 gegebenen Formeln errechnete Maß gibt den für den einströmenden Dampf erforderlichen Querschnitt, d. h. das Maß der durch den Schieber zu gebenden größten Kanalöffnung. Da der abströmende Dampf etwas größere Querschnitte verlangt, so erhält man die wirkliche Kanalweite, wenn man das gefundene Maß noch mit 1,25 multipliziert. Da die zwischen den Kanälen (s. S. 297 u. 315) erforderlichen Wände oder Stege je nach der Größe des Zylinders eine Stärke von 20 bis 40 mm erhalten müssen, so ist es leicht, mit Hilfe der berechneten Maße sofort die Dimensionen der Kanalmündungen, d. h. den Schieberspiegel, zu entwerfen.

Um die Maße des für die beabsichtigte Zylinderfüllung erforderlichen Schiebers und seines Exzenters zu ermitteln, kann man die nachstehende Tabelle benutzen. Es ist dabei zu berücksichtigen, daß man weniger als $\frac{1}{2}$ oder 0,5 Füllung durch einen einzigen Schieber nicht gut erreichen kann, ohne sehr große Schieber und Exzenter zu erhalten.

Tabelle Nr. XLII.

Zylinderfüllung	Exzentrizität Kanalöffnung	Äußere Überlappung Kanalöffnung	Voreilwinkel
$\frac{7}{8} = 0,87$	1,546	0,546	$20^{\circ} 42'$
$\frac{5}{6} = 0,83$	1,689	0,689	$24^{\circ} 6'$
$\frac{3}{4} = 0,75$	2,0	1,0	30°
$\frac{2}{3} = 0,67$	2,365	1,365	$35^{\circ} 16'$
$\frac{5}{8} = 0,63$	2,579	1,579	$37^{\circ} 18'$
$\frac{1}{2} = 0,5$	3,414	2,414	45°

Hat man z. B. für einen Zylinder die notwendige Kanalöffnung durch den Schieber zu 40 mm ermittelt, so berechnet sich daraus sofort die Kanalweite zu

$$40 \cdot 1,25 = 50 \text{ mm,}$$

ferner für z. B. $\frac{3}{4}$ Füllung

$$\left. \begin{array}{l} \text{die Exzentrizität zu } 40 \cdot 2 = 80 \text{ mm} \\ \text{die Überlappung zu } 40 \cdot 1 = 40 \text{ " } \\ \text{der Voreilwinkel zu } 30^{\circ} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{nach der Tabelle} \\ \text{Nr. XLII.} \end{array}$$

Zur Ermittlung der Einzelmaße des Schiebers und um seine Tätigkeit zu verfolgen, bedient man sich vorteilhaft der sog. Schieberdiagramme, von denen das einfachste und am meisten benutzte Zeunersche Diagramm durch Fig. 328 veranschaulicht ist.

Das Müllersche Diagramm mag seine besonderen Vorteile haben für denjenigen, der sich häufiger damit befaßt; man findet jedoch meistens (zumal bei älteren Konstrukteuren) die Ansicht vertreten, daß

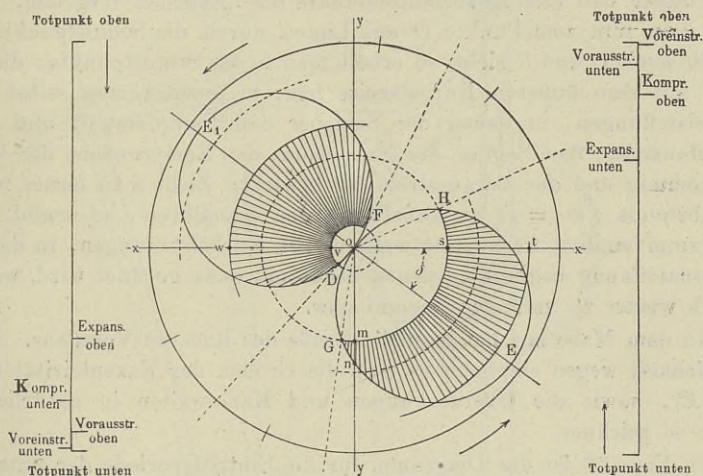


Fig. 328. Das Zeunersche Schieberdiagramm.

das Aufzeichnen sowie das Ablesen der für die Konstruktion einer Steuerung nötigen Daten beim Müllerschen Diagramm schwieriger ist als beim Zeunerschen.

Für denjenigen Leser, der eingehender über dieses Spezialgebiet unterrichtet sein möchte, empfehlen wir die Werke von A. Stehle, Die Schiebersteuerungen und ihre Diagramme, Verlag von Friedr. Vieweg u. Sohn, Preis 2,50 $\mathcal{M}$; K. Reinhardt, Steuerungstabellen für Dampfmaschinen mit Erläuterungen nach Müllerschen Schieberdiagrammen, Preis 6 $\mathcal{M}$, und schließlich E. Leist, Die Steuerungen der Dampfmaschinen, Preis 20 $\mathcal{M}$.

Das Zeunersche Schieberdiagramm (Fig. 328).

Die Aufzeichnung dieses Diagramms erfolgt in nachstehender Weise.

Man zieht zwei rechtwinkelig zueinander stehende Linien xx und yy und trägt an die Horizontale xx den (eigentlichen) Voreilwinkel δ entgegen derjenigen Seite ab, nach der die Drehung der Kurbel erfolgen soll. Die den Voreilwinkel begrenzende Linie wird über den Punkt O hinaus verlängert und $OE = OE_1 =$ Exzentrizität gemacht, worauf

um die Mittelpunkte der Linien OE und OE_1 die Schieberkreise beschrieben werden. Beschreibt man nun noch mit dem Maße der berechneten äußeren Überlappung Os und der inneren Überlappung Ov Kreisbögen um den Mittelpunkt O , so erhält man in den Schnittpunkten dieser Bögen mit den zuerst gezeichneten Kreisen sofort Aufschluß über die Schiebertätigkeit. Beschreibt man nämlich ferner mit einem beliebigen Radius noch um den Mittelpunkt O einen äußeren Kreis, so stellt dieser den vom Kurbelmittelpunkte beschriebenen Weg dar, und wenn man nun vom Punkte O aus Linien durch die Schnittpunkte G und H , sowie D und F zieht, so erhält man in den Schnittpunkten dieser Linie mit dem äußeren Kurbelkreise bzw. in jenen Linien selbst die Kurbelstellungen, in denen der Schieber den Dampfeintritt und den Dampfaustritt, den Beginn der Expansion, der Kompression, der Voreinströmung und der Vorausströmung bewirkt. Zieht man ferner noch im Abstände $vw = st = \text{Kanalweite}$ den Kanalkreis, so ergibt das Diagramm endlich noch ohne weiteres die Kurbelstellungen, in denen die Kanalöffnung beginnt, in denen der Kanal ganz geöffnet wird, wann er sich wieder zu verengen beginnt usw.

In dem Maße mn hat man die Größe des linearen Voreilens. Der Deutlichkeit wegen empfiehlt es sich, die Größen der Exzentrizität $OE = OE_1$, sowie die Überdeckungen und Kanalweiten in natürlicher Größe zu zeichnen.

In Fig. 328 ist das Diagramm für die Eintrittsperiode der unteren und die Austrittsperiode der oberen Kolbenseite voll ausgezeichnet, die Eintrittsperiode der oberen und die Austrittsperiode der unteren Kolbenseite dagegen nur punktiert angedeutet, da dieselbe der erstgenannten ganz gleich ist. In Wirklichkeit ist letzteres wegen des auf S. 382 und S. 383 näher erläuterten Einflusses der Lenkstange nicht zutreffend, und aus diesem Grunde ist es, wie früher bereits erwähnt, erforderlich, Überdeckungen usw. verschieden groß auszuführen, damit man oben und unten annähernd gleiche Dampftätigkeit erhält. Aus letzterem Grunde empfiehlt es sich, für die beiden Kolbenseiten getrennte Diagramme zu zeichnen und darin die Kurbelstellungen entsprechend den unter Berücksichtigung der Lenkstangenlänge sich ergebenden wirklichen Kolbenlagen, in Zehntel des Gesamthubes geteilt, zu markieren.

Umsteuerungsapparate.

Die Umsteuerungsapparate dienen zur möglichst schnellen Bewegung der Umsteuerungsvorrichtung der Hauptmaschine.

Bei den älteren Maschinen wurde durch die in Fig. 329 dargestellte Anordnung die Umsteuerung gewöhnlich durch Handräder mittels kleiner Getriebe und großer Quadranten, also durch Räderübersetzung bewirkt. Diese Apparate arbeiteten aber sehr langsam und erforderten bei großen Maschinen viel Bedienungspersonal.

Man ging infolgedessen zunächst dazu über, die Menschenkraft durch die Dampfkraft zu unterstützen, d. h. man konstruierte Umsteuerungsapparate, in denen der größte Teil des Widerstandes der Kulissen- oder Lenkerbewegung durch Dampfdruck überwunden wurde,

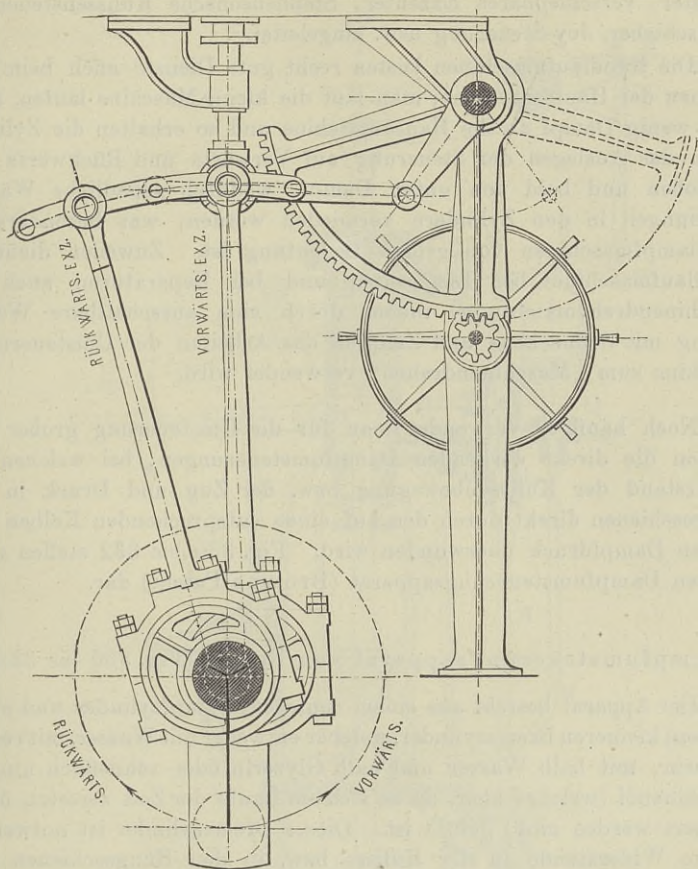


Fig. 329. Anordnung der Stephenson'schen Umsteuerung mittels Stangenkulissen.

bei denen es also nur noch der Anwendung einer geringen Menschenkraft bedurfte, um die Maschinenteile in Bewegung zu setzen.

In neuerer Zeit bewirkt man die Umsteuerung gänzlich durch Dampfkraft, namentlich bei großen Maschinen, indem man den Zahnradquadranten der Fig. 329 durch ein volles Schneckenrad (Fig. 323) ersetzt und dieses durch eine Schnecke bewegt, welche mittels einer eigenen kleinen Dampfmaschine in Umdrehung versetzt wird.

Die rotierenden Umsteuerungsmaschinen (Rundlaufmaschinen) werden ein- oder zweizylindrig ausgeführt; sie arbeiten

stets als Volldruckmaschinen, um in jeder Stellung anzuspringen. Entweder laufen sie nur in einer Richtung, oder in beiden; alsdann wird ihre eigene Drehrichtungsänderung entweder durch Wechselschieber oder Wechselhähne, bewegliche Schieberspiegel, Umkehrungshebel, Schlagexzenter, verschiebbares Exzenter, Stephenson'sche Kulissensteuerung, Drehschieber, Joy-Steuerung usw. eingeleitet.

Die Rundlaufmaschinen leisten recht gute Dienste auch beim Anwärmen der Hauptmaschine; man läßt die kleine Maschine laufen, stellt ganz wenig Dampf an die Hauptmaschine und so erhalten die Zylinder durch das Auslegen der Steuerung auf Vorwärts und Rückwärts bald von oben und bald von unten Dampf, wodurch schädliche Wärmespannungen in den Zylindern vermieden werden, was besonders bei Heißdampfmaschinen von großer Bedeutung ist. Zuweilen dient die Rundlaufmaschine bei Liegezeiten und bei Reparaturen auch als Maschinendrehvorrichtung, indem durch eine ausschaltbare Wellenleitung mit Schnecken- und Zahnrad das Arbeiten der Umsteuerungsmaschine zum „Maschinendrehen“ verwendet wird.

Noch häufiger verwendet man für die Umsteuerung großer Maschinen die direkt wirkenden Dampfumsteuerungen, bei welchen der Widerstand der Kulissenbewegung bzw. der Zug und Druck in den Hängeschienen direkt durch den auf einen entsprechenden Kolben wirkenden Dampfdruck überwunden wird. Fig. 330 bis 332 stellen einen solchen Dampfumsteuerungsapparat (Browns Patent) dar.

Dampfumsteuerungsapparat von Brown (Fig. 330 bis 332).

Der Apparat besteht aus einem (unteren) Dampfzylinder und einem (oberen) kleineren Bremszylinder, welcher entweder mit Wasser, mit reinem Glyzerin, mit halb Wasser und halb Glyzerin oder schließlich nur mit Maschinenöl (welches aber, da es sich im Laufe der Zeit zersetzt, öfters erneuert werden muß) gefüllt ist. Dieser Bremszylinder ist notwendig, da die Widerstände in der Kulissee bzw. in den Hängeschienen sehr wechseln, der Dampfdruck auf den Kolben des Zylinders aber konstant bleibt. Nimmt infolgedessen der Kolben und die Kolbenstange eine zu große Geschwindigkeit an, so kann die Flüssigkeit nicht rasch genug durch die enge Röhre vom oberen Teile nach dem unteren des Bremszylinders fließen, und der Flüssigkeitsdruck im Zylinder wird so groß, daß die Bewegung verlangsamt oder unterbrochen wird. Der Apparat wird außerdem so eingerichtet, daß die in Bewegung gesetzte Umsteuerungswelle selbsttätig die Dampfeinströmung in den Zylinder des Apparates unterbricht und gleichzeitig die Verbindung zwischen dem oberen und unteren Teile des Bremszylinders aufhebt. Da sich eine Flüssigkeit (nach praktischen Begriffen) nicht zusammendrücken läßt, so hört dann sofort alle Bewegung auf. Ein kleiner Windkessel dient als Reservoir,

da wegen der Kolbenstange der untere Raum des Bremszylinders kleiner ist als der obere. Ist kein Dampf vorhanden, so wird mittels einer kleinen Handpumpe die Flüssigkeit in den Bremszylinder gepreßt und dadurch die Umsteuerung bewirkt. In der Fig. 330 bezeichnet *A* den

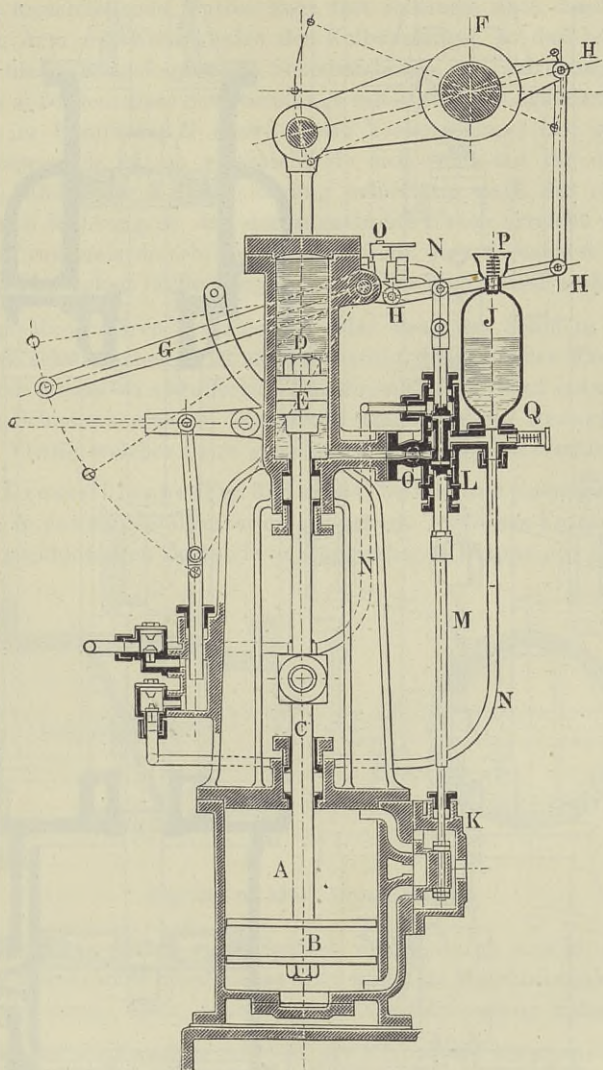


Fig 330. Dampfumsteuerungsapparat von Brown.

Dampfzylinder, *B* den Dampfkolben, *C* die Kolbenstange, *D* den Bremszylinder, *E* den Bremskolben, *F* die Umsteuerungswelle, *G* den Handhebel, *H* die selbsttätige Rücksteuerung, *J* den Windkessel, *K* den Dampfschieberkasten, *L* den Flüssigkeitsschieberkasten, *M* die Schieber-

stange, *N* die Röhren des Bremszylinders, *O* die Hähne darin, *P* ein Luftsaugventil oben im Windkessel, *Q* ein Sicherheitsventil.

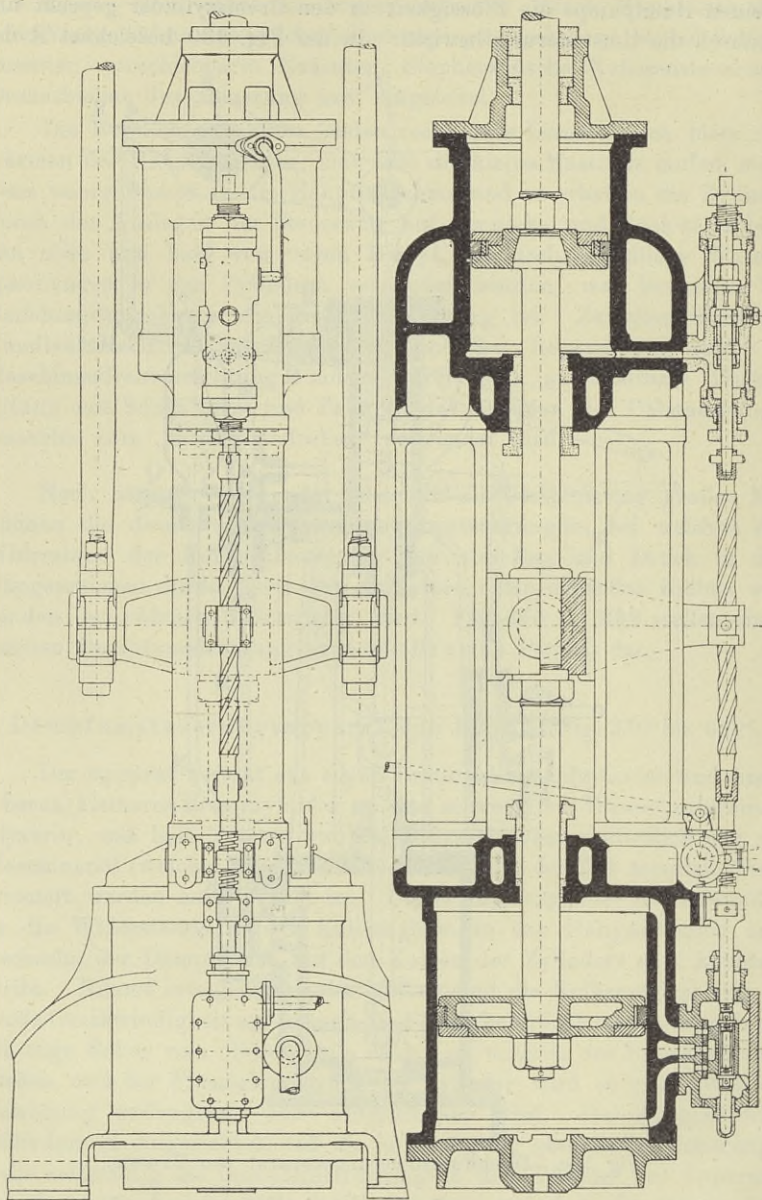


Fig. 331 u. 332. Dampfumsteuerungsapparat von Brown (neuere Bauart).

Die neuere Ausführungsart dieses Umsteuerungsapparates (in Fig. 331 und 332) unterscheidet sich von der in Fig. 330 gezeichneten

dadurch, daß als Abschlußorgane für den Bremszylinder Ventile und keine Hähne verwendet werden, und daß die selbsttätige Rücksteuerung nicht mehr durch die Hebelkombination *HHH*, sondern durch ein stark steigendes Gewinde auf der Schieberstange *M* erreicht wird. Die dieses Gewinde umschließende Mutter liegt fest in einem nach der Seite verlängerten Arm des Kreuzkopfes der Kolbenstange, so daß bei der Bewegung dieses Kreuzkopfes die Schieberstange in Umdrehung versetzt wird. Da außerdem diese Schieberstange mit schwach steigendem Gewinde in einer im Handhebel *G* (bzw. dessen Verlängerung) fest gelagerten Mutter beweglich ist, so verschiebt sie sich (und mit ihr die beiden Schieber) infolge der Kolbenbewegung selbsttätig nach der einen oder der anderen Richtung so, daß der angestrebte Zweck erreicht wird. Die Apparate funktionieren sehr zuverlässig, wenn darauf geachtet wird, daß genügend Flüssigkeit im Bremszylinder und im Windkessel vorhanden ist.

Beim Manövrieren des Schiffes, oder wenn das Schiff in stark bewegter See schwer arbeitet, ist es häufig nötig, den Gang der Maschine den Umständen gemäß zu regulieren. Für diesen Zweck dient entweder eine nahe am Schieberkasten im Dampfrohr eingeschaltete Drosselklappe oder ein Ventil, welches dann gewöhnlich ein Doppelsitzventil ist.

Die Drosselklappe (Fig. 333 u. 334) besteht aus einem gußeisernen Gehäuse, in das ein Metallfutter eingesetzt ist. In diesem Futter läßt sich eine, im geschlossenen Zustande schräg stehende Klappe aus Bronze be-

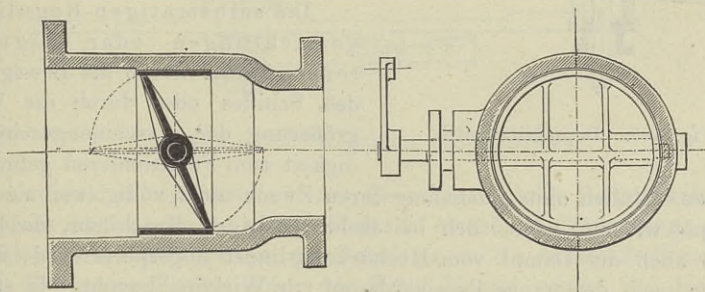


Fig. 333 u. 334. Drosselklappe.

wegen, und zwar mittels einer Spindel, welche durch eine in der Rohrwandung angebrachte Stopfbüchse tritt und vom Maschinenstande aus gehandhabt wird. Über Nachteile der Dampfdrosselung siehe S. 286 ff.

Zuweilen wird auch wohl statt der Klappe ein Doppelsitzventil zum Regulieren benutzt, wie es in Fig. 335 dargestellt ist. Ein solches Ventil hat den Vorteil, daß es entlastet ist, da die Dampfpressungen auf das obere und untere Ventil gleich groß, aber entgegengesetzt gerichtet sind, besitzt aber den Nachteil, daß es schwierig ist, beide Sitze zur dampfdichten Anlage zu bringen. Über entlastete Absperrventile siehe S. 170 ff.

Die Wirkung der Klappe sowohl wie des Ventils besteht darin, daß dadurch der Dampfweg nach dem Kolben verengt werden kann. Geben die Apparate nur eine geringe Öffnung, so kann der vom Kessel kommende Dampf dem Kolben nicht rasch genug folgen, es entsteht zwischen Kolben und Regulierventil eine teilweise Expansion des Dampfes, wodurch sich der Dampfdruck je nach der Ventilöffnung vermindert und den Gang der Maschine entsprechend verlangsamt.

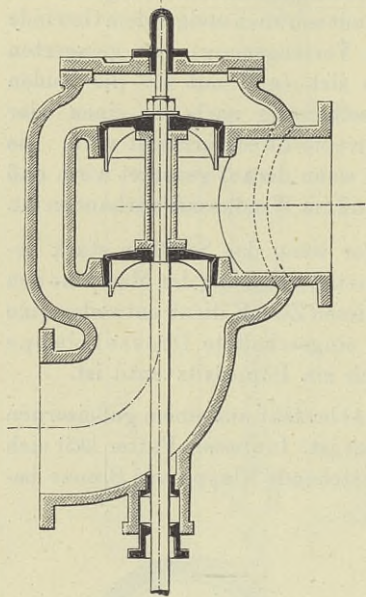


Fig. 335. Doppelsitzventil.

Da bei sehr großen Maschinenanlagen (Schnelldampfern) bedeutende Kräfte zum Öffnen und Schließen der Ventile erforderlich sind, so baut man besondere Lüftmaschinen (meist genau wie eine Brownsche Umsteuerungsmaschine, Fig. 331 und 332, konstruiert) ein, so daß der Schiffingenieur nur den Dampfschieber dieser Lüftmaschine zu betätigen hat, die dann durch Zugstangen auf das Manövrierventil einwirkt.

Die selbsttätigen Reguliervorrichtungen oder Regulatoren, welche durch die Bewegung des Schiffes oder durch die Vergrößerung der Maschinengeschwindigkeit zum Funktionieren gebracht

werden, erfüllen ohne Ausnahme ihren Zweck nicht völlig, weil sie alle zu spät wirken, namentlich bei mehrzylindrigen Maschinen, da hier, wenn auch der Dampf vom Hochdruckzylinder abgesperrt wird, doch immer noch der ganze Receiverdampf zur Wirkung kommt. In stark bewegter See, wodurch die Schraube größtenteils frei gelegt werden kann, ist es daher immer am sichersten, allerdings auch sehr ermüdend, mit der Hand zu regulieren.

Die bisher gebauten Schiffsmaschinenregulatoren beruhen entweder auf dem Gesetze der Trägheit (Beharrungsvermögen), oder auf dem hydrostatischen Gesetze der Druckänderung des Wassers beim Ein- und Austausch des Schiffes. Konstruktionen auf der Basis des Beharrungsvermögens arbeiten stets zu spät, da erst der Propeller austauschen, die Maschine schneller laufen muß, bevor das Gesetz der Trägheit in die Erscheinung tritt. Die gebräuchlichste Ausführung ist die von Aspinall (Fig. 336 bis 338). Der Regulator ist an dem Luftpumpenbalancier der Maschine oder an einem besonderen Hebel an-

geschraubt; in der Hauptsache besteht der Apparat aus einem hohlen Gewicht W , das nach Bedarf mit Bleischrot gefüllt und dichtgeschraubt wird und das scharnierartig schwingen kann und dadurch zwei Sperrklinken PP in Tätigkeit versetzt. Statt der Bleischrotbelastung ordnet man auch eine Druckschraube mit Feder f an, um den Regulator für bestimmte Umdrehungen einzustellen. Steigert sich die Umdrehungszahl der Maschine (durch Austauschen des Propellers) um etwa 5 Proz., so bleibt infolge der erhöhten Geschwindigkeit das Gewicht W (dem Beharrungsvermögen unterworfen) in der obersten Stellung des Regu-

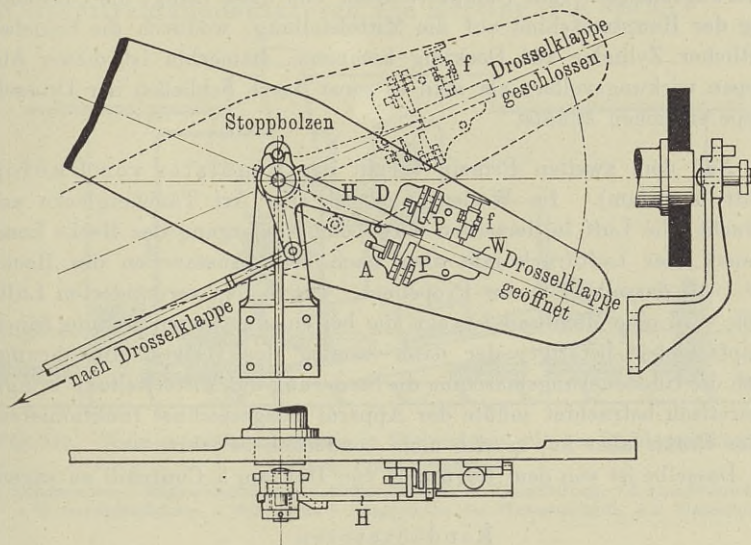


Fig. 336 bis 338. Regulator von Aspinall.

lators zurück, infolgedessen springt die untere Klinke P vor, während die obere zurückspringt, wobei W durch eine Falle (Zuhaltung) festgehalten wird. Gelangt nun der Regulator in die tiefste Stellung, so hakt die untere Klinke unter den Hebel H und nimmt ihn bis zur Höchststellung des Regulators mit, was ein Schließen der Drosselklappe zur Folge hat. Geht der Regulator zurück, so schlägt die Klinke D von oben gegen den Hebel H , nachdem die obere zurückgezogene Klinke denselben bereits passiert hat. Hierdurch wird W wieder frei, die Klinken kommen wieder in ihre gewöhnliche Lage, die obere Klinke steht vor, die untere zurück. Solange die erhöhte Geschwindigkeit anhält, wiederholt sich das Spiel in der obersten Regulatorstellung, mithin bleibt die Drosselklappe geschlossen. Tritt schließlich die normale Tourenzahl ein, so behalten die Klinken auch in der obersten Regulatorstellung ihre gewöhnliche Lage, wodurch dann die obere Klinke den Hebel H in die unterste Stellung zurückbringt, mit anderen Worten: die Drosselklappe wieder öffnet.

Bei plötzlich eintretendem Wellenbruch, d. h. bei abnorm erhöhter Umdrehungszahl, tritt eine Klinke in Tätigkeit, die den dauernden Schluß der Drosselklappe bewirkt.

Auf demselben physikalischen Gesetze beruht eine ähnliche Anordnung, welche Brown an seinen Umsteuerungsmaschinen anbringt. Vergrößert sich die Tourenzahl der Maschine, so wird durch die träge Masse eines Gewichtes eine Feder zusammengedrückt, eine Klaue hakt mit ihrer Nase an einen Dampfschieber, der dann die Brownsche Umsteuerungsmaschine mit Dampf versieht, und diese bringt die Umsteuerung der Hauptmaschine auf die Mittelstellung, wodurch die Schieber sämtlicher Zylinder auf Deckung kommen. Immerhin ist dieses Abstoppen wirkungsvoller, als man es sonst durch Schließen der Drosselklappe erreichen könnte.

Auf dem zweiten Prinzip beruht der Regulator von Dunlop (Coult u. Adam). Im Wellentunnel ist eine Art Taucherglocke angebracht, die Luft in derselben wird beim Niedergang des Hecks komprimiert, der Luftdruck läßt aber nach beim Austausch des Hecks oder (was dasselbe ist) des Propellers. Durch den verminderten Luftdruck wird eine Membran bewegt, die bei einer gewissen Stellung einen Dampfschieber betätigt, der dann (analog der vorigen Ausführung) durch die Umsteuerungsmaschine die Steuerung auf Mittelstellung bringt. Theoretisch betrachtet müßte der Apparat ausgezeichnet funktionieren, in der Praxis aber hat er sich nicht sonderlich bewährt.

Dasselbe ist von dem Regulator von Durham u. Churchill zu sagen.

Kondensatoren.

Der Dampf wird bekanntlich wieder zu Wasser verdichtet (kondensiert), nachdem er seine Arbeit in dem Zylinder verrichtet hat. Die Apparate, welche dies bewirken, heißen Kondensatoren oder Verdichter, und man unterscheidet je nach der Art der Kondensation:

- a) Injektions- oder Einspritzkondensatoren und
- b) Oberflächenkondensatoren.

Bei dem Einspritzkondensator wird dem vom Zylinder kommenden Dampf durch eine Brause fein zerteiltes Wasser entgegengespritzt. Der Dampf vermischt sich mit diesem Wasser, gibt seine Wärme an dasselbe ab und wird dadurch selbst zu Wasser. Diese Einrichtung wurde schon von Watt bei seinen ersten Maschinen (Fig. 189) benutzt; sie hat aber bei Seedampfern den großen Übelstand, daß das Einspritzwasser stark kesselsteinhaltig ist. Ein Teil dieses Wassers gelangt mit in den Kessel und wird dort nach der Verdampfung seinen Kesselstein als gefährliche Kruste auf den feuerberührten Kesselteilen zurücklassen. Wegen der großen Gefahren, die aber Kesselsteinablagerungen für Kessel mit hoch gespanntem Dampfe im Gefolge haben, werden bei

neueren Seedampfmaschinen nirgends mehr Einspritzkondensatoren, sondern nur noch Oberflächenkondensatoren angewendet (seit 1857). Flußdampfer hingegen erhalten auch heute noch vielfach Einspritzkondensatoren eingebaut, da bei ihnen die Gefahren, die sich aus einem stark kesselsteinhaltigen Wasser ergeben, nicht in dem Maße vorhanden sind.

Da wegen der oft ungünstigen Tiefenverhältnisse der Flüsse besonders bei diesen Schiffen ein geringer Tiefgang ausschlaggebend ist, so werden die Einspritzkondensatoren vielfach als Wasserstrahlapparate gebaut. Besonders bewährt für den speziellen Zweck haben sich die Wasserstrahlkondensatoren von Körting (Fig. 339 ff.).

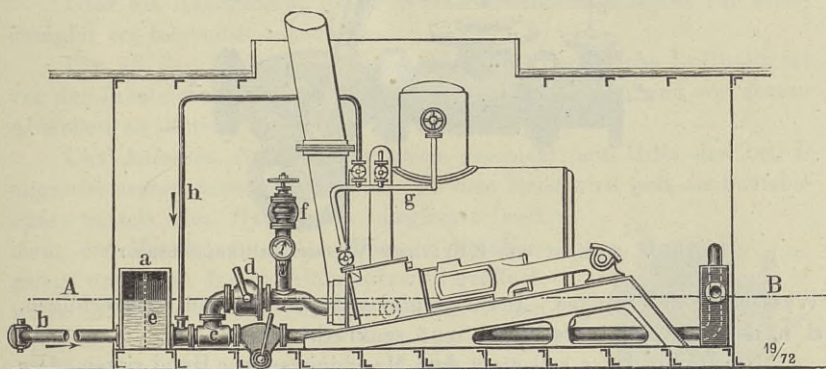


Fig. 339. Wasserstrahlkondensator in Verbindung mit der Raddampfmaschine eines Flußdampfers.

c Kondensator, *d* Rückschlagklappe, *f* Abdampfauslaß, *h* Dampfleitung, *fd* Anlaßvorrichtung, *e* Wassereinlaufkasten, *a* Sieb darin, *b* Absperrhahn des Wassereinlaufs, *AB* Wasserlinie.

Die Wirkung der Wasserstrahlkondensatoren beruht auf dem Grundsatz, die dem Abdampfe während der Mischung mit dem Kühlwasser noch innewohnende Triebkraft zu benutzen, um die Geschwindigkeit des Wassers in der Mischdüse derartig zu erhöhen, daß es den Gegendruck der Atmosphäre überwindet und auf der anderen Seite der Mischdüse, trotz der in derselben durch die Kondensation erzeugten Luftverdünnung, wieder ins Freie austritt.

Da die Wasserstrahlkondensatoren ohne Luftpumpe arbeiten, so kommt die erzeugte Luftverdünnung der Dampfmaschine in vollem Umfange zugute. Der Nutzen der Luftverdünnung wird nicht um die für die Luftpumpe nötige Kraft wieder vermindert.

Die Kraftvermehrung, welche durch die Kondensation mit diesen Strahlkondensatoren hervorgebracht wird, beträgt im Mittel 25 Proz., der Dampfverbrauch wird bei gleicher Kraftleistung, bei einer guten Expansionsregulierung, durchschnittlich um denselben Prozentsatz verringert. Diese Zahlen werden häufig noch überschritten, können indes durch mangelhaften Zustand der Maschine auch wesentlich vermindert werden.

Für die Verbindung mit Schiffsmaschinen sind die Wasserstrahlkondensatoren derart eingerichtet, daß sie bei zeitweilig verschiedenen Belastungen der Maschinen, also bei zeitweilig wechselndem Dampfverbrauch, für die höchste erreichbare Luftleere eingestellt werden können.

Die Fig. 340 u. 341 zeigen einen Wasserstrahlkondensator in Schnitt und Ansicht.

Die Aufstellung soll möglichst nahe dem zugehörigen Dampfzylinder, ferner stets wagerecht geschehen, und zwar unter der

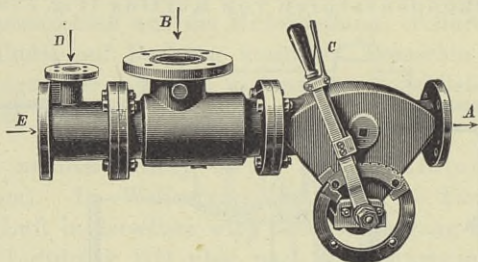


Fig. 340. Ansicht von Körtings Wasserstrahlkondensator.

Wasserlinie des Schiffes. Der Dampfeintritt *B* muß von oben erfolgen, d. h. der Dampfeintrittsstutzen muß senkrecht stehen.

Der Handhebel *c* soll stets dem Maschinisten zur Hand sitzen. Der Hebel kann, wenn nötig, vom Kondensator entfernt angeordnet werden.

Das Dampfventil der Anlaßvorrichtung *D* ist derart in die Dampfleitung einzusetzen, daß der Ventilkegel durch den Luft- und Dampfdruck auf seinen Sitz gedrückt wird.

Der Anschluß der Wasserzulaufleitung *E* an die Schiffswand muß so bewirkt werden, daß während der Fahrt des Schiffes nicht eine

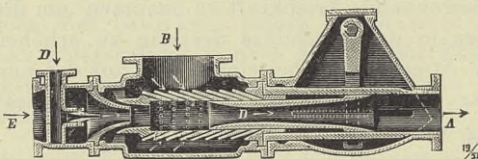


Fig. 341. Schnitt durch Körtings Wasserstrahlkondensator.

saugende, sondern vielmehr eine Druckwirkung auf die Zuleitung ausgeübt wird, und ferner muß der Zutritt von Luft in diese Leitung sorgfältig vermieden werden. Die Ablaufleitung vom Kondensator soll über der Wasserlinie münden, oder, falls dies die örtlichen Verhältnisse nicht gestatten, stets derart, daß auf das ausfließende Wasser nicht ein Rückstauen, sondern vielmehr eine saugende Wirkung erfolgt. Die Ablaufleitung soll möglichst in einer Länge von 2 m gerade und axial an den Kondensator anschließen.

Die Abdampfleitung erhält zwischen Zylinder und Kondensator eine Rückschlagklappe und einen Abzweig, durch welchen der abgehende Dampf für den Fall der Ausschaltung der Kondensation ins Freie tritt. Die Abzweigung ist mit einem Ventil zu versehen. Die größte Sorgfalt ist auf volle Dichtigkeit der Abdampfleitung zu legen.

Die Wasserzuleitung ist durch ein engmaschiges Sieb vor Verschmutzung zu sichern. Zweckmäßig wird in die Zuleitung ein Siebkasten eingeschaltet, wie Fig. 339, S. 361, erläutert, in dem auch die Abscheidung etwa vom Wasser mitgerissener Luft erfolgt.

Scharfe Biegungen sind in allen Rohrleitungen zu vermeiden.

Über die Handhabung dieser Wasserstrahlkondensatoren für Flußdampfer sei folgendes bemerkt:

Der an der Rückschlagklappe (Fig. 342) befindliche Lufthahn ist vor der Inbetriebsetzung des Kondensators zu schließen und vor dessen Abstellen zu öffnen.

Das Anlassen der Kondensatoren geschieht mit Hilfe des bei *D* angeschlossenen frischen Dampfes. Zu dem Ende wird erst die Schiebedüse mittels des Handhebels möglichst weit nach der Eintrittsseite des Wassers hinübergelegt und dann das Frischdampfventil geöffnet, wodurch das Wasser angesogen und durch den Apparat getrieben wird; ist dieses geschehen, so läßt man die Maschine an, schließt den Frischdampfzufluß und schiebt die Schiebedüse allmählich so weit nach der Ausgangsseite, bis die Luftleere die passende Höhe erreicht. Das Anlassen des Kondensators kann auch geschehen, während sich die Dampfmaschine im Gange befindet und ihren Abdampf ins Freie auspufft. Treten Änderungen in der Belastung der Maschine ein, so ist die Lage des Hebels demgemäß zu ändern; eine Vermehrung des Dampfverbrauches bedingt eine Weiterbewegung der Schiebedüse nach der Ausgangsseite, eine Verminderung desselben eine solche nach der Eintrittsseite. Falls der Kondensator einmal versagen sollte, was eintreten kann, wenn die Hebelstellung der zuströmenden Dampfmenge nicht entspricht, so muß der Apparat von neuem angelassen werden.

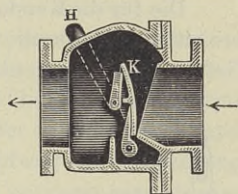


Fig. 342. Querschnitt der Rückschlagklappe mit Feststellungshebel.

K Rückschlagklappe,
H Handhebel.

Der Oberflächenkondensator wurde bereits 1834 von dem Engländer Samuel Hall erfunden. Das Prinzip beruht darauf, den zu kondensierenden Dampf nicht direkt mit dem Kühlwasser in Berührung zu bringen, sondern ihm seine Wärme durch metallische Flächen, welche durch Wasser gekühlt werden, zu entziehen. Das aus dem Dampf entstehende Wasser bleibt dann also vollkommen chemisch rein, abgesehen von dem etwaigen Schmieröl, das zum Schmieren der Kolben, Schieber und ihrer Stangen verwendet wurde und das sich dann im

Kondenswasser fein verteilt als sog. Ölmilch wiederfindet. Dieses kesselsteinfreie Wasser eignet sich sehr gut zur Kesselspeisung.

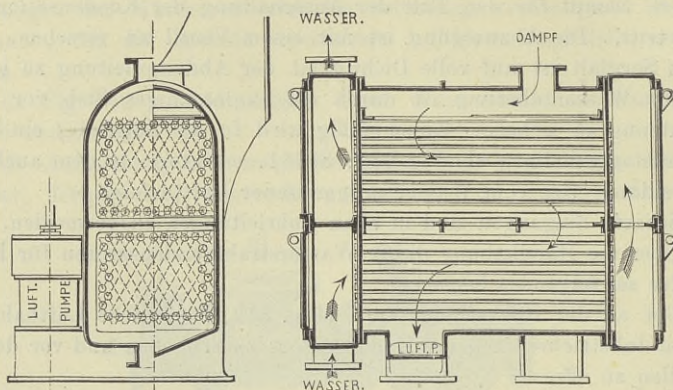


Fig. 343 a u. b. Oberflächenkondensator.

Die für die Kondensation des Dampfes erforderliche große Kühlfläche erzielt man dadurch, daß man in einem zylinder- oder kastenförmigen Gefäße (dem Kondensator) ein System von sehr vielen kleinen Röhren

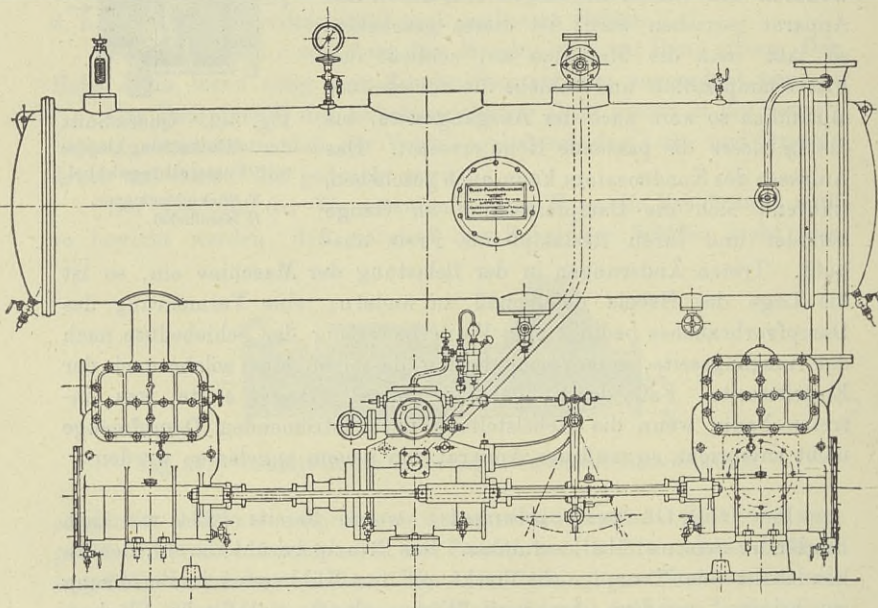


Fig. 344. Oberflächenkondensator mit kombinierter Blake-Simplex-Luft- und Kühlwasserpumpe.

aus Messing so zusammenlegt, wie in Fig. 343 a u. b angegeben ist. Die meist innen und außen verzinnnten Röhren haben gewöhnlich außen

einen Durchmesser von etwa 20 mm und eine Wandstärke von 0,75 bis 1,3 mm. Der Dampf tritt meistens von oben in den Kondensator ein, wird durch Prallbleche oder durchlöchernte Bleche über das Röhrenbündel verteilt und verdichtet sich an den vom Wasser durchströmten Röhren. Dieses Wasser strömt in das untere Röhrenbündel ein und

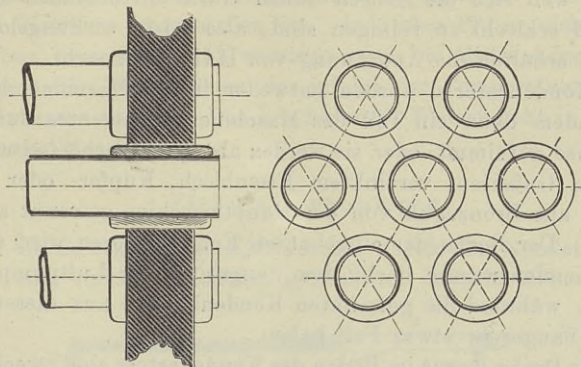


Fig. 345 u. 346. Hölzerne Dichtungsringe für Kondensatorrohrplatten.

gelangt allmählich erst in das obere, um schließlich etwas erwärmt durch den höchsten Punkt des Kondensators wieder auszuströmen und von hier aus über Bord geleitet zu werden. Dampfweg und Wasserweg sind also nach Fig. 343 a u. b gerade einander entgegengesetzt, der Dampf strömt an der wärmsten Stelle des Kondensators ein, das Wasser an der kältesten. Man nennt derartige Anordnungen Gegenstromkondensatoren, im anderen Falle Gleichstromkondensatoren. Die Röhren werden in den Rohrplatten entweder durch eingetriebene Holzringe (Fig. 345) oder zuverlässiger durch kleine Stopfbüchsen (Fig. 347) mit in Mineralöl getränkter Baumwollsehnur gedichtet. Um die Röhren in den Kondensator hineinbringen zu können, sind die Wasserkästen desselben mit abnehmbaren Deckeln versehen.

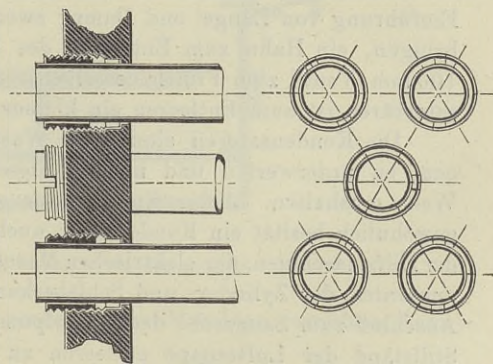


Fig. 347 u. 348. Rohrstopfbüchsen für Kondensatorrohrplatten.

Die Kühlfläche beträgt gewöhnlich 0,1 bis 0,15 qm für jede indizierte Pferdekraft (vgl. die Fußnote auf S. 131). Als Kühlfläche wird die äußere Oberfläche der Kühlröhren gerechnet.

Einige Kondensatoren wirken auch umgekehrt, wie eben beschrieben, d. h. das Wasser umspült die Röhren außen und der Dampf strömt durch die Röhren. Letztere sind die eigentlichen Hall'schen Kondensatoren, während die ersteren von Spencer angegeben wurden. Die Hall'schen Kondensatoren wirken nicht so gut wie die von Spencer, weil sich die Röhren außen stark mit Schlamm usw. überziehen und schlecht zu reinigen sind, also leicht wirkungslos werden. Neubauten erhalten die Anordnung von Hall nicht mehr.

Die Kondensatoren werden entweder in die Maschine direkt eingebaut, indem dann ein Teil des Maschinenfundamentes das Kondensatorgehäuse aufnimmt, oder sie werden als zylindrische (seltener ovale) Gefäße aus Gußeisen, verzinktem Eisenblech, Kupfer- oder Messingblech oder aus Bronzeßuß von der Hauptmaschine getrennt ausgeführt (Fig. 344). Der Boden der eingebauten Kondensatoren wird so gebaut, daß das Kondenswasser leicht dem Saugerohr der Luftpumpe zufließt (Fig. 343), während die getrennten Kondensatoren aus diesem Grunde nach dem Saugerohr etwas Fall haben.

In der Decke, sowie im Boden des Kondensators sind zweckmäßigerweise Mannlöcher anzuordnen, durch welche das Innere des Kondensators leicht untersucht werden kann. Sämtliche Teile sind so einzurichten, daß sie leicht für Untersuchung und Reparatur zugänglich sind; bei der Aufstellung ist darauf zu achten, daß wenigstens an einer Seite Raum zum Einziehen von Kühlröhren vorhanden ist, anderenfalls ist die Schottwand mit losschraubbarer Platte zu versehen.

Auf dem Oberteile des Kondensators sind Hähne und Röhren zur Einführung von Lauge und Dampf zwecks Reinigung desselben anzubringen, ein Hahn zum Entleeren des Kondensators, sowie etwa ein 100 mm-Ventil zum Füllen desselben. Am unteren Teile der Kondensatortüren ist zum Entleeren ein kleiner Deckel anzubringen.

Die Kondensatoren sind einer Wasserdruckprobe von $1\frac{1}{2}$ kg pro qcm zu unterwerfen und müssen diese Probe in zufriedenstellender Weise aushalten. Jeder Kondensator erhält ein Vakuummeter. Für gewöhnlich besitzt ein Kondensator auch Anschlüsse für den Abdampf der Hilfsmaschinen, der elektrischen Maschinen, des Dampfumsteuerapparates, der Zylinder- und Schieberkastenentwässerung; ferner einen Anschluß zum Saugerohr der Dampfpumpe, um den Kondensator beim Stillstand der Luftpumpe entleeren zu können. Außerdem gestattet ein sog. Zusatzhahn die Verbindung des Kondenswasserraumes mit dem Kühlwasserraum, so daß dem Kondensatorspeisewasser Außenbordswasser, also kesselsteinhaltiges Wasser zugesetzt werden kann. Es ist eine gewisse Menge Zusatzwasser stets nötig, da es selbst bei sehr gut geleiteten Anlagen nie gelingt, den gesamten Dampf im Kondensator niederzuschlagen; die Ergänzung dieser unvermeidlichen Verluste geschieht durch den Zusatzhahn. Für die Kesselanlage zweckmäßiger ist es aber, möglichst kesselsteinfreies Wasser vom Lande in Tanks

mitzuführen und bei Bedarf aus diesen das Zusatzwasser zu entnehmen.

Im Maschinenraume großer Dampfer ist ferner ein Hilfskondensator von etwa 40 bis 60 qm Kühlfläche angeordnet, welcher zur Kondensation des Dampfes der Hilfsmaschinen dienen soll. Zur Beschaffung des Kühlwassers wird eine kleine Zentrifugalpumpe benutzt, welche über der Plattform aufzustellen ist. In vielen Fällen sieht man von dem Einbau besonderer Kühlwasserpumpen bei Hilfskondensatoren ab und benutzt den Wasserstrom, der infolge der Temperaturunterschiede des Kühlwassers auftritt. Das kondensierte Wasser geht in die Speisewassersammelkästen.

Zirkulationspumpen.

Für die Bewegung des Kühlwassers durch den Kondensator dient entweder eine von der Maschine getriebene, doppelt wirkende Kolben-

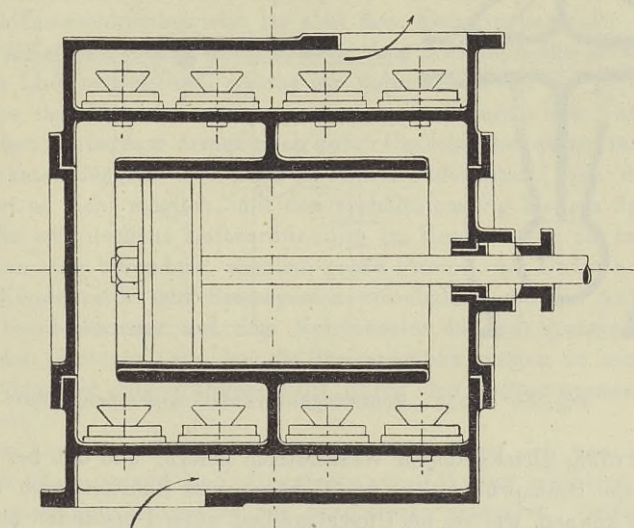


Fig. 349. Kolbenzirkulationspumpe.

pumpe, oder eine von einer eigenen kleinen Maschine getriebene Zentrifugalpumpe.

Die allgemeine Anordnung der Kolbenpumpen ist in Fig. 349 dargestellt. Wie daraus hervorgeht, besteht die Pumpe aus einem gußeisernen, kastenförmigen Gehäuse, welches in der Mitte den mit einem Bronzefutter versehenen Pumpenzylinder und zu beiden Seiten desselben die durch abnehmbare Deckel zugänglichen Saug- und Druckventile, aus Gummi-, Vulkanfaser- (künstlicher Ersatz für Kautschuk) oder Lederscheiben bestehend, enthält. Der Kolben besteht aus einer vollen Scheibe, welche am Umfange zur Aufnahme eines aus Hanf-

packung bestehenden Dichtungsringes eine breite Rinne erhält oder welche Scheibe sauber eingepaßt nur einige Wasserrillen von etwa 1 mm Tiefe (Labyrinthdichtung) besitzt.

Die Zentrifugal- oder Kreiselpumpen, deren Einrichtung durch Fig. 350 u. 351 veranschaulicht wird, bewirken die Bewegung des Wassers durch ein meistens gußeisernes Flügelrad, d. h. eine Scheibe, welche ein System gekrümmter Schaufeln enthält. Diese Pumpen besitzen den Vorzug, daß sie ganz ohne Stoß arbeiten und

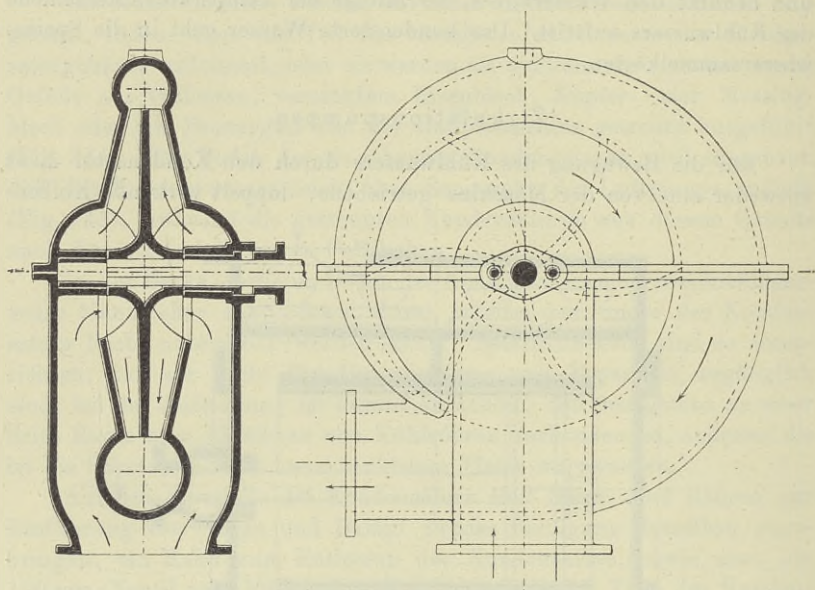


Fig. 350 u. 351. Zentrifugal-Zirkulationspumpengehäuse.

einen völlig gleichmäßigen Wasserstrom liefern, und daß bei ihnen gefährliche Beanspruchungen der Gehäuse und Rohrleitungen nicht auftreten können, wie sie bei Unachtsamkeit unter Umständen mit Kolbenpumpen möglich sind.

Das Flügelrad dreht sich, durch eine kleine Dampfmaschine angetrieben, in einem dicht anschließenden, ebenfalls meist gußeisernen Gehäuse, welches das Wasser in der Mitte, d. h. um die Welle herum, an das Flügelrad treten läßt. Die Flügel oder Schaufeln erfassen das Wasser und veranlassen es, sich mitzudrehen, so daß es unter dem Einflusse der Zentrifugalkraft nach dem äußeren Umfange des Rades getrieben wird und hier in einen rings um das Gehäuse laufenden, sich allmählich erweiternden Kanal übertritt, aus dem es in das Druckrohr gelangt, welches es nach dem Kondensator leitet.

Das Wasser wird durch den Schiffsboden angesogen, oder noch besser, es fließt der Pumpe zu und wird von der Pumpe durch den

Kondensator und über Bord gedrückt; zuweilen ist die Pumpe auch wohl so angeordnet, daß sie das Wasser durch den Kondensator saugt.

Da die Zirkulationspumpen im Notfalle auch zum Entleeren (Lenzen) des Schiffes dienen sollen, so ist vom Saugerohr der Pumpe aus eine Abzweigung, die durch ein Ventil mit loseem Kegel (Rückschlagventil) absperrbar ist, eingebaut. Hierdurch kann man mit der Kühlwasserpumpe also aus Maschinenraumbilge saugen und durch den Kondensator über Bord drücken.

Das Vakuum (Luftleere) im Kondensator entsteht zunächst durch die große Volumenverminderung des Dampfes bei seiner Rückkehr zum flüssigen Aggregatzustand. Würde demnach der Kondensationsraum des Kondensators nur vom Dampfe und vom Kondenswasser durchströmt, so würde es zur Erzielung einer völligen Luftleere genügen, das Kondenswasser mit den Speisepumpen direkt (ohne Zuhilfenahme der nachstehend erläuterten Luftpumpe) herauszupumpen. Im praktischen Schiffsmaschinenbetriebe ist aber dem Kesselspeisewasser, also auch dem Kesseldampf und mithin auch dem Abdampf der Maschine stets etwas Luft beigemischt, welche ihr Volumen infolge des geringen Luftdruckes des Kondensators vergrößert und dadurch das Vakuum verschlechtert; außerdem dringt noch durch Undichtigkeiten an Hähnen, Niederdruckstopfbüchsen usw. Luft in den Kondensator. Aus diesen Gründen ist es nicht möglich, mit den verhältnismäßig kleinen Speisepumpen die erforderliche Luftverdünnung im Kondensator zu halten, weshalb man eine besondere, ziemlich große Pumpe, die Luftpumpe, zwischen Kondensator und Speisepumpe einschaltet, die die Aufgabe hat, das Kondenswasser aus dem Kondensator in den Speisewassersammelkasten (Zisterne), aus dem die Speisepumpen saugen, zu schaffen und außerdem die eingedrungene Luft durch den Luftpumpenausguß zu entfernen.

Dieses Ausgußventil ist so eingerichtet, daß es sich von innen nach außen öffnet, sobald im Luftpumpenausguß Wasser erscheint, dem Seewasser aber den Eintritt in das Ausgußrohr versperrt. Seine Anordnung gleicht im allgemeinen derjenigen eines Kesselspeiseventils, mit dem Unterschiede, daß die Spindel kein Gewinde besitzt, sondern durch eine Feder niedergehalten wird, jedoch durch einen Vorstecker, wenn nötig, im geöffneten Zustande festgestellt werden kann.

Ein gleiches Ventil ist vorhanden für das Ausgußrohr der Kaltwasserpumpe, sowie der sonstigen, später noch zu besprechenden Pumpen, welche Wasser aus dem Schiffe über Bord zu pumpen haben.

Die Luftpumpen bei Handelsschiffen mittlerer Größe sind meistens stehende, einfach wirkende Pumpen nach Fig. 352. Die Pumpenkolben sind als Ventilkolben ausgebildet, bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens, der seinen Antrieb durch Balanciers von der Hauptmaschine erhält, wird das Wasser angesogen und tritt durch die Fuß- oder Saugventile in den

Raum unter dem Kolben. Beim Hubwechsel dringt das Wasser durch den mit Ventilen versehenen Kolben, um bei abermaligem Aufwärtsgehen die Druck- oder Kopfventile zu passieren und in die Zisterne zu gelangen. Beim Kolbenniedergang findet also weder Sauge- noch

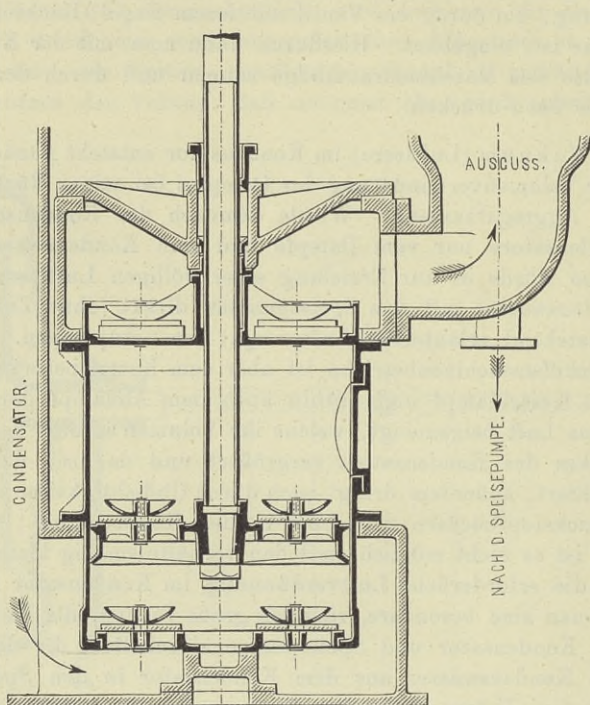


Fig. 352. Einfach wirkende Luftpumpe.

Druckwirkung statt, es tritt nur das Wasser von der unteren Seite des Ventilkolbens auf die obere Seite. Die Abschlußorgane der Luftpumpe bestanden früher allgemein aus Gummi- oder Vulkanfaserklappen

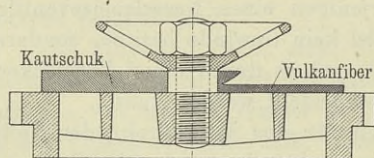


Fig. 353. Ventil für Zirkulations- und für Luftpumpen (links: Gummi-, rechts: Vulkanfaserklappe).

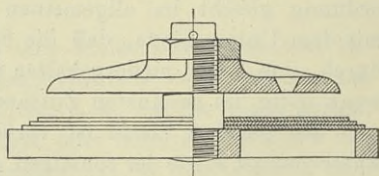


Fig. 354. Luftpumpenventil mit Metallklappen nach System Kinghorn.

(Fig. 352 u. 353), während man neuerdings vielfach Flachventile aus dünnen Metallscheiben verwendet (sog. Kinghornventile nach Fig. 354 oder System Beldam nach Fig. 355). Früher verwendete man auch wohl

eine große Gummiklappe, während jetzt ein Ventilsatz meist aus sechs Ventilen besteht. Reservegummiklappen bewahre man an einem kühlen Orte (im Tunnel) in einem mit Frischwasser gefüllten Tank auf. Zur Revision der Klappen erhalten die Luftpumpen tunlichst ein Handloch. Die Kolbenliderung besteht entweder aus Hanf- und Baumwollpackung (Fig. 352), oder aus bronzenen Kolbenringen (Selbstspanner) (Fig. 362), oder schließlich aus feinen Nuten, die um den gut eingepaßten, bronzenen Kolben laufen (sog. Labyrinthdichtung, Fig. 356). Die Luftpumpenkolben-

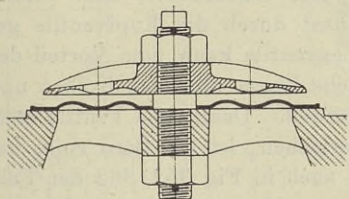


Fig. 355. Ventil mit wellenförmiger Platte. System Beldam.

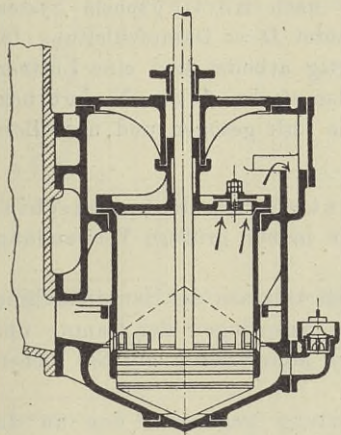


Fig. 356. Edwardsluftpumpe.

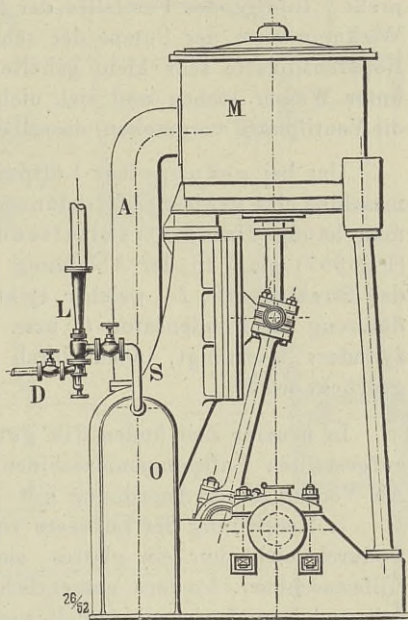


Fig. 357. Dampfstrahlluftsauger für Schiffsmaschinen von Körting.

stangen werden aus Bronze hergestellt, bei stehenden Pumpen sind die Stangen entweder massiv oder hohl, in welchem Falle der hohle Schaft (Trunk) zur Aufnahme der Pleuelstange dient.

Die Bestrebungen gingen dahin, die drei Satzventile zu vermindern, da gerade diese häufig Anlaß zu Betriebsstörungen gaben. Von diesem Gesichtspunkte aus hat Edwards seine nach ihm benannte Edwards-pumpe (Fig. 356) gebaut. Diese Pumpe wird ausschließlich stehend, am Kondensator befestigt, angeordnet, sie besitzt nur Kopfventile (Druckventile). Der (nach unten zu) konisch ausgebildete volle Kolben schließt sich mit seinem Konus möglichst dem Boden der Pumpe an, wobei natürlich auf den Verschleiß in den Lagern Rücksicht genommen ist,

so daß im Betriebe der Kolben unten nicht aufstoßen kann. Beim Hochgange des Kolbens sammelt sich das Kondensat in dem kegelförmig gestalteten Boden, der niedergehende Kolben treibt das Wasser zusammen mit der Luft gegen den aufwärts gekrümmten Teil des Bodens, von wo das Gemisch schräg aufwärts durch die Aussparungen des Pumpeneinsatzes gehoben wird. Weil beim Niedergange des Kolbens eine beträchtliche Luftverdünnung über dem Kolben und unter den Kopfventilen entsteht, tritt das Gemisch mit Ejektorwirkung über dem Kolben ein und reißt noch Luft aus dem Kondensator mit. Beim Kolbenaufgange wird dann das Kondensat durch die Kopfventile gepreßt. Infolge des Fortfalles der Kolbenventile kann zum Vorteil der Wirkungsweise der Pumpe der schädliche Raum zwischen Kolben und Kopfventilplatte sehr klein gehalten werden. Damit die Ventile stets unter Wasser stehen und sich nicht verziehen, ist ein Bord rings um die Ventilplatte vorgesehen, dasselbe ist auch in Fig. 352, 362 der Fall.

Um bei gekuppelter Luftpumpe vor dem Anlassen der Hauptmaschine eine gewisse Luftverdünnung im Kondensator zu erhalten, baut man häufig Dampfstrahlluftsauger nach Körtingschem System (Fig. 357) ein. In der Abbildung bedeutet D = Dampfzuleitung für den Strahlapparat L , welcher ejektorartig arbeitet und eine Luftverdünnung im Kondensator O bzw. Abdampfrohr A des Niederdruckzylinders M erzeugt, indem durch S die Luft gesogen und über Bord gedrückt wird.

In neuerer Zeit finden die getrennt von der Hauptmaschine aufgestellten Luftpumpenmaschinen eine immer größere Verwendung. Als Vorzug dieser Anordnung gilt:

1. Herstellung der Luftleere vor dem Anlassen der Hauptmaschine, wodurch nicht nur ein glattes, sicheres Anspringen der Haupt- und Hilfsmaschinen, sondern namentlich beim Manövrieren auf See Sicherheit und Dampfersparnis erzielt wird.

2. Einfachheit und einfachere Wartung gegenüber den an die Maschinen angehängten Luftpumpen.

Der Bau solcher getrennten Luftpumpenmaschinen ist in letzter Zeit immer mehr eine Spezialität der Pumpenbaufirmen geworden. Namentlich haben die (jetzt vereinigte) Worthington-Blake-Pumpen-Co.-Berlin und Weir in Glasgow vorzügliche Typen herausgebracht, die allen gerechterweise zu stellenden Anforderungen im vollsten Maße genügen.

In den Fig. 358 u. 359 ist eine Blake-Marineluftpumpe mit zwei doppeltwirkenden Dampfzylindern und zwei einfachwirkenden Pumpenzylindern wiedergegeben.

Die Steuerung ist die neue Blake-Simplexsteuerung, die wir bei den Speisepumpen näher beschreiben (Fig. 432 bis 437).

Die Luftpumpenmaschine von Worthington (Fig. 364 bis 366) ähnelt den beiden anderen Fabrikaten; ein Unterschied ist nur in der

Steuerung, die auch hier vom Pumpenbalancier angetrieben wird. Ein kleiner Hebel auf dem Drehmittel des Balanciers bewegt durch eine Triebstange einen Doppelhebel, der in dem wagerecht vor den Dampf-

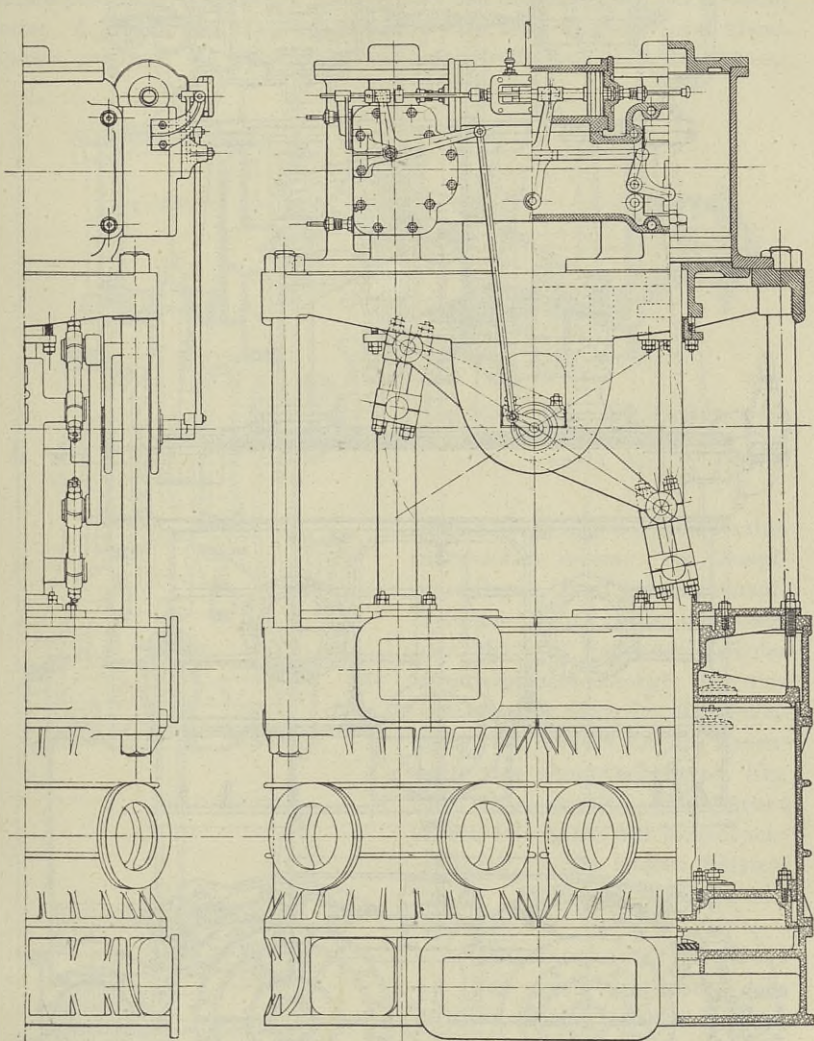


Fig. 358 u. 359. Blakes Marine-Luftpumpenmaschine mit zwei Dampfzylindern für Oberflächenkondensation.

zylindern angebrachten Schieberkasten gelagert ist. Der Doppelhebel schlägt bei seiner Hin- und Herbewegung an zwei Stellringe an, die auf der wagerechten Steuerstange für die Rundschiebersektoren am linken und rechten Ende des Schieberkastens verstellbar befestigt sind. In

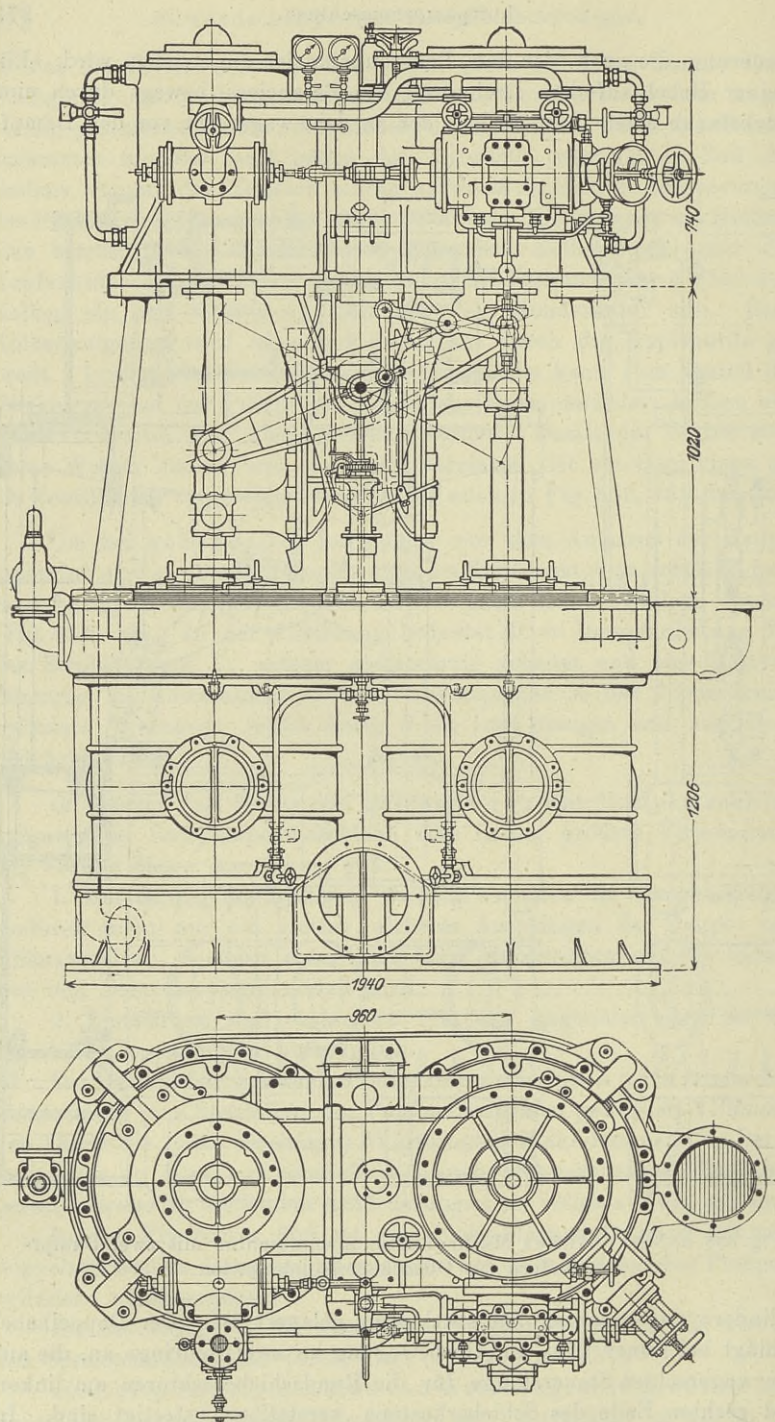


Fig. 360 u. 361. Marine-Verbundluftpumpe der vereinigten Worthington-Blake-Co. (neueste Bauart).

dem Schieberkasten arbeitet wagerecht ein Rundschieber, der an jeder Zylinderseite außen den Steuertriebkolben trägt. Auf diesen Triebkolben wirkt der Dampf ein, der von den Schiebersektoren aus dem Dampf-raume oben eingelassen wird, und drückt den Schieber nach der anderen Seite. Zugleich hat der Schiebersektor der anderen Seite zwei kleine Kanäle geöffnet, die den Dampf auf der betreffenden Seite des Steuer-

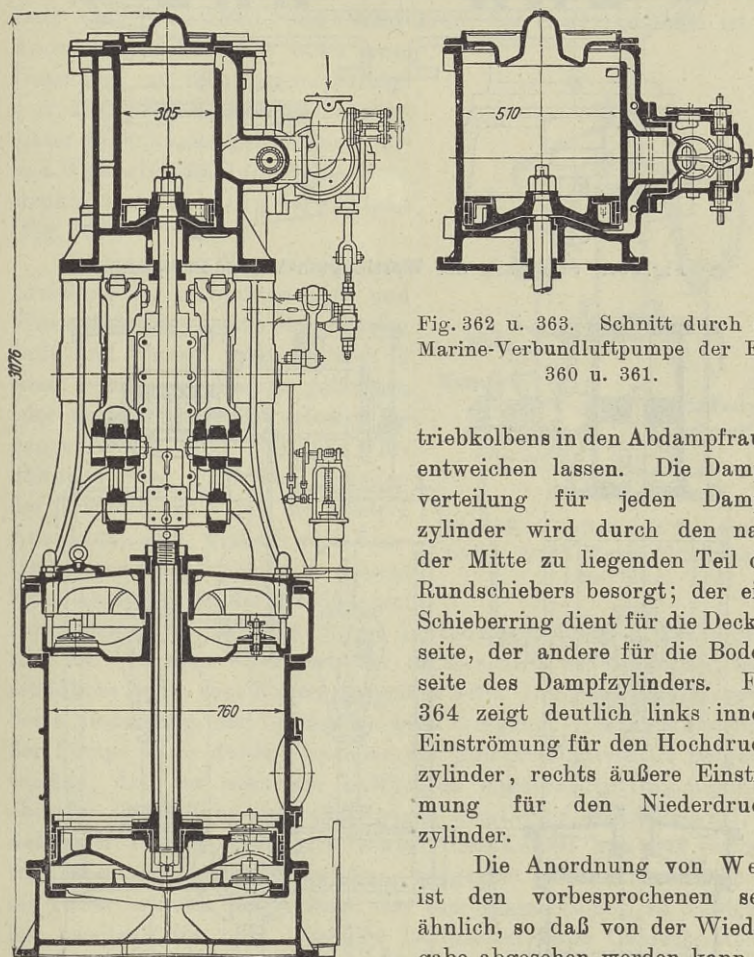


Fig. 362 u. 363. Schnitt durch die Marine-Verbundluftpumpe der Fig. 360 u. 361.

triebkolbens in den Abdampfraum entweichen lassen. Die Dampfverteilung für jeden Dampfzylinder wird durch den nach der Mitte zu liegenden Teil des Rundschiebers besorgt; der eine Schieberring dient für die Deckelseite, der andere für die Boden-seite des Dampfzylinders. Fig. 364 zeigt deutlich links innere Einströmung für den Hochdruckzylinder, rechts äußere Einströmung für den Niederdruckzylinder.

Die Anordnung von Weir ist den vorbesprochenen sehr ähnlich, so daß von der Wiedergabe abgesehen werden kann.

Jeder Oberflächenkondensator besitzt gewöhnlich auch eine Vorrichtung, welche es gestattet, ihn, wenn nötig, als Einspritzkondensator zu gebrauchen, und darum wird die Luftpumpe, welche das durch die Einspritzkondensation entstehende Gemenge von Luft und Wasser aus dem Kondensator zu entfernen hat, so groß gemacht, daß sie auch für die Einspritzkondensation genügt.

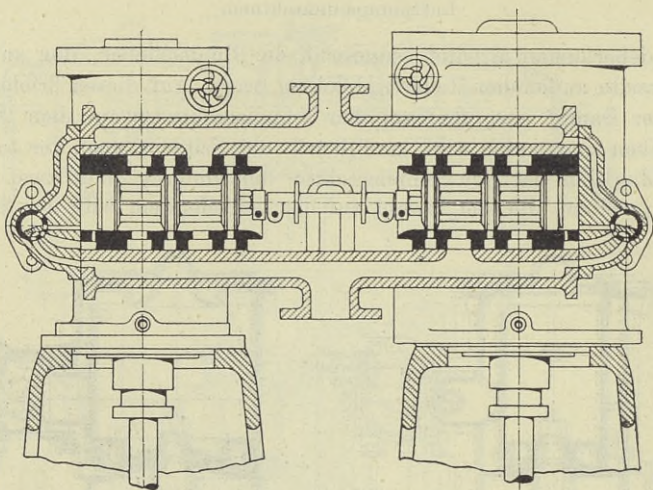


Fig. 364. Steuerung der Worthington-Verbundluftpumpe.

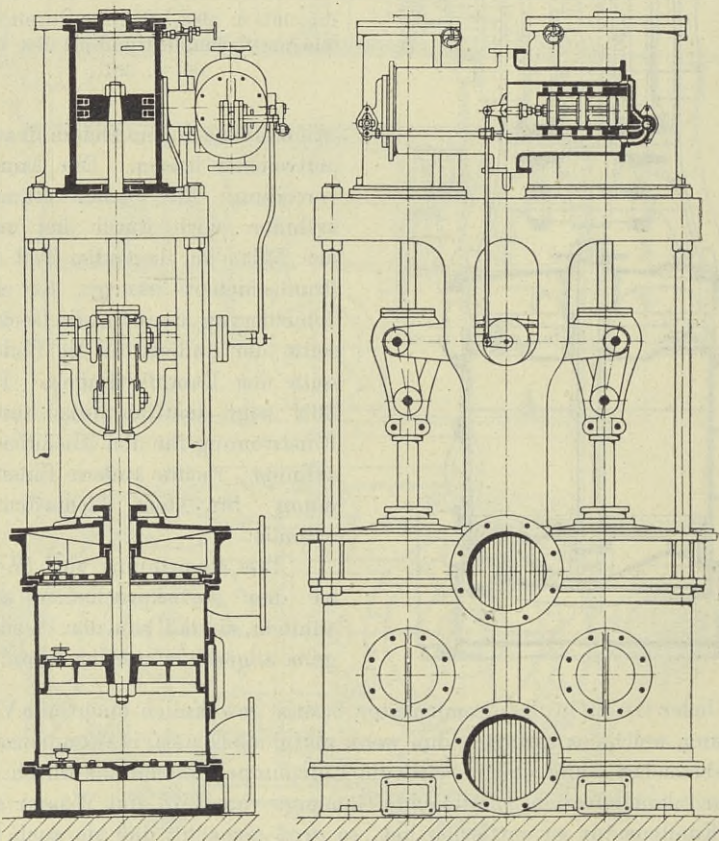


Fig. 365 u. 366. Marine-Verbundluftpumpe der Worthington-Co., Berlin.

Bei der Einspritzung sind zur Kondensation von 1 kg Dampf etwa 20 bis 25 kg Wasser erforderlich, so daß eben hier die Luftpumpe bedeutendere Wassermengen zu entfernen hat als bei der Oberflächenkondensation. Legt man auf die Möglichkeit, mit Einspritzung zu fahren, keinen Wert, so kann die Luftpumpe auch kleiner ausfallen.

Seit einigen Jahren geht das Streben auch dahin, eine getrennte Luft- und Wasserförderung einzuführen; bei Landmaschinen ist diese Anordnung schon seit etwa zwei Dezennien mit recht gutem Erfolge getroffen. Für Schiffsmaschinen ist dieser Gedanke der getrennten Luft- und Wasserführung durch die Konstruktion von Berling verwirklicht (Fig. 367).

Es sind zwei Wege möglich zur Erzielung der getrennten Luft- und Wasserführung: entweder werden Luft und Wasser jedes für sich in einer besonderen Pumpe gefördert, oder aber eine Pumpe erledigt die ganze Arbeit. Für bordliche Verhältnisse wird man aus Gründen der Platzersparnis für die letztere Anordnung sein, weshalb auch Berling seine Goliathpumpe in diesem Sinne ausführt, bei der ebenfalls auf recht kleine schädliche Räume im Luftpumpenzylinder Bedacht genommen ist. In dem Wasserzylinder ist dies nicht so wesentlich, da der schädliche Raum vom Wasser ausgefüllt wird. Der Wasserkolben arbeitet beim Niedergang, der Luftkolben beim Aufgang. Die Dampfsteuerung der Pumpe kann durch Einstellen der Kompressionsventile so geregelt werden, daß der oben am Luftkolben angebrachte Gummipuffer in oberster Hubstellung stets sanft gegen den Deckel gedrückt wird; auch das nach abwärts gerichtete Gewicht der Kolben und des Gestänges tritt einer schädlichen Stoßwirkung entgegen. Beim Abwärtshub dient als Puffer erstens das Wasser, das vom Wasserkolben zu verdrängen ist, zweitens die Luft, die vom Luftkolben nach Überschreiten der Luftlöcher im Luftzylinder zusammengedrückt wird. Die durch die Anordnung sich ergebende Pufferwirkung erlaubt einen Pumpenbalancier fortzulassen, was die Aufstellung wesentlich vereinfacht. Das erreichbare Vakuum ergibt sich aus der Temperatur des Kondensators; auf der Kaiserl. Werft in Kiel sind 0,95 Vakuum erreicht worden.

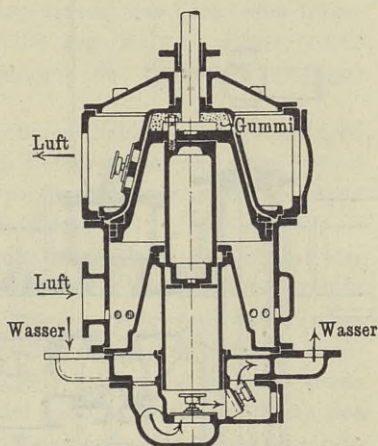


Fig. 367. Luftpumpe für getrennte Luft- und Wasserförderung von Berling.

Das zur Kesselspeisung erforderliche sog. Speisewasser wird von den Speisepumpen aus dem Luftpumpenausguß oder einem beson-

deren Speisewassersammeltank (Zisterne) angesogen und durch die Speiserohrleitung in den Kessel gedrückt.

Jede Schiffsmaschine kleineren und mittleren Typs hat in der Regel zwei Speisepumpen von der in Fig. 368 dargestellten Anordnung. Jede Pumpe ist so groß, daß sie allein dem Kessel das erforderliche Wasser zuzuführen vermag und daher immer eine Pumpe als

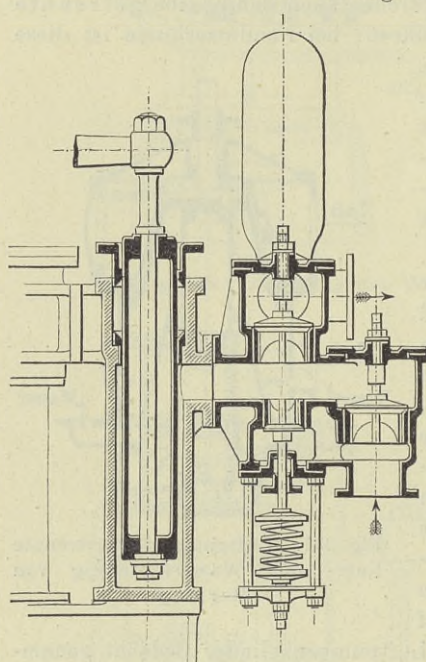


Fig. 368. Maschinenspeisepumpe.

Reserve dient. Die Speisepumpen sind einfachwirkende Pumpen, die von der Maschine durch Balanciers oder vom Kreuzkopf eines Zylinders direkt bewegt werden. Sie bestehen aus einem gußeisernen oder bronzenen Pumpenkörper, in dem sich ein Taucherkolben oder Plunger aus Bronze, auch wohl Trunk genannt, bewegt. Die Saug- und Druckventile bestehen ebenfalls aus Bronze und sitzen in einem mit dem Pumpenkörper verbundenen Ventilkasten. Damit bei geschlossenen Speiseventilen die Speiserohrleitung nicht gesprengt wird, ist in derselben ein federbelastetes Sicherheitsventil angebracht. Außerdem sitzt an der Pumpe zuweilen noch ein kleiner Lufthahn, durch den das Arbeiten der Pumpe

kontrolliert werden und durch den man Luft von der Pumpe einsaugen lassen kann, wenn die Ventile sehr heftig schlagen. Das Öffnen eines solchen Lufthahnes sollte aber soviel wie möglich eingeschränkt werden, da luft-, also sauerstoffhaltiges Wasser dem Kessel schadet und (wie oben bereits erläutert) das Vakuum verschlechtert. Aus diesen Gründen läßt man neuerdings den Lufthahn überhaupt fort.

Nach gesetzlicher Vorschrift muß jeder Dampfkessel mit zwei zuverlässigen Vorrichtungen zur Speisung versehen sein, welche nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind, und von denen jede für sich imstande ist, dem Kessel die zur Speisung erforderliche Wassermenge zuzuführen. Mehrere zu einem Betriebe vereinigte Dampfkessel werden hierbei als ein Kessel angesehen.

Aus diesem Grunde müssen außer den Maschinenspeisepumpen noch Handpumpen, Dampfpumpen oder Injektoren vorgesehen werden.

Die als Speisevorrichtungen zu verwendenden Handpumpen müssen von einem Manne bedient werden können. Bei Anlagen, bei denen

das Produkt aus der wasserbespülten Heizfläche in qm und der höchsten Dampfspannung in Atmosphären Überdruck größer als 100 ist, sind Handpumpen nur ausnahmsweise zuzulassen (z. B. bei beweglichen Kesseln). Deshalb sind die Handpumpen nur noch zur Vornahme der Kaltwasserdruckprobe gebräuchlich. Die Dampfmaschinen und Injektoren werden weiter unten in dem Abschnitt XII, „Hilfsmaschinen“, besprochen.

Neben den Speisepumpen besitzt jede Schiffsmaschine noch gewöhnlich zwei ebensolche Pumpen, welche dazu dienen, das Leck- oder Bilgewater aus dem Schiffe zu entfernen, die sog. Bilge-, Lenz- oder Leckpumpen, deren Anordnung derjenigen der Speisepumpen ähnlich ist.

Endlich findet sich noch bei größeren Schiffsmaschinenanlagen eine Pumpe, welche als Feuerspritze, zum Deckwaschen und zum Spülen der Klosetts dient, die sog. Klosettpumpe; konstruktiv ist diese Pumpe derjenigen der Speise- und Leckpumpen gleich.

Die Wirkung aller Pumpen beruht bekanntlich darauf, daß der im Pumpenzylinder sich bewegende Kolben zuerst einen luftverdünnten Raum erzeugt, in den durch das sich hebende Saugventil das Wasser oder die Luft hineingesogen, d. h. durch den Druck der äußeren atmosphärischen Luft hineingetrieben wird. Nimmt dann der zurückgehende Kolben den ursprünglichen Raum wieder ein, so preßt er durch das geöffnete Druckventil die angesogene Flüssigkeit in das Druckrohr hinein, während das Saugventil sich in dem Augenblicke schließt, wo die rückkehrende Kolbenbewegung beginnt.

Das Erzeugen des luftverdünnten Raumes oder des Vakuums ist also bei allen saugenden Pumpen erstes Erfordernis, und daher kommt es auch, daß die Speisepumpen das Wasser nicht mehr ansaugen wollen, wenn es zu heiß ist. Es bildet sich dann eben das erforderliche Vakuum nicht mehr. Ein kleiner Teil heißen Wassers wird allerdings anfangs möglicherweise von der Pumpe angesogen. Ist dies aber erst in der Pumpe, so hört das weitere Ansaugen so lange auf, bis sich das Wasser genügend abgekühlt hat. Wie auf S. 10 ausgeführt wurde, hängt der Siedepunkt des Wassers von dem Drucke ab, unter dem sich das Wasser befindet, so daß z. B. unter einem absoluten Drucke von 0,5 Atm., also bei 0,5 Atm. Vakuum, das Wasser bereits bei etwa 82° C siedet und verdampft. Hat also das Speisewasser eine Temperatur von 85° C und liegt die Pumpe so, daß der Kolben 0,5 Atm. Vakuum erzeugen muß, ehe der äußere Atmosphärendruck das Saugventil heben kann, so ist leicht einzusehen, daß die Temperatur des Speisewassers das Entstehen jenes Vakuums gar nicht zulassen wird. Sobald nämlich der Pumpenkolben etwa 0,5 Atm. Vakuum erzeugt haben wird, bilden sich aus dem im Pumpenraume befindlichen heißen Wasser, welches anfängt zu kochen, so viel Dämpfe, daß der ganze vom Kolben frei gemachte Raum damit ausgefüllt wird, und weil demnach die Luftverdünnung im Pumpen-

raume nicht unter 0,5 Atm. sinken kann, so ist klar, daß ein Öffnen des Saugventils gar nicht stattfinden wird. Geht der Kolben dann wieder zurück, so komprimiert er die entstandenen Dämpfe und führt ihnen, entsprechend der auf die Kompression verwendeten Arbeit, Wärme zu, die beim nächsten Kolbenhub die Vakuumbildung noch mehr verhindern. — Das einzige Mittel, eine solche Pumpe zum Speisen zu bringen, besteht darin, entweder das Wasser entsprechend abzukühlen, oder das Wasserbassin so hoch zu legen, daß das Wasser der Pumpe zufließt, also nicht angesogen zu werden braucht, wie es auch bei Maschinenanlagen geschieht, die eine hohe Speisewasservorwärmung anstreben.

Über die Pumpenanlage auf Dampfschiffen im allgemeinen hat der Germanische Lloyd folgende Bestimmungen getroffen.

Schiffe mit Maschinen unter 100 indizierten Pferdestärken müssen wenigstens mit einer zum Lenzen dienenden Pumpe versehen sein. Schiffe mit stärkeren Maschinen müssen zwei Lenzpumpen haben und wenigstens eine derselben muß so eingerichtet sein, daß sie aus jeder wasserdichten Abteilung lenzen kann.

Außerdem müssen zwei Speisevorrichtungen vorhanden sein, von denen jede einzeln zur Kesselspeisung genügt. Die Lenz- sowohl als auch die Speisepumpen sind so einzurichten, daß die eine nachgesehen werden kann, während die andere in Tätigkeit ist (demnach sind auch zwei Speiseventile am Kessel erforderlich).

Ist bei kleinen Maschinen nur eine Dampfspeisepumpe vorhanden, so muß außerdem noch eine Handspeisepumpe vorgesehen werden.

Die Zirkulationspumpe soll auch aus der Bilge saugen können und das Saugerohr ist mit einem selbsttätigen Rücklaufabschlußventil zu versehen. Jede größere Maschine muß eine auch für Handbetrieb eingerichtete, selbständig betriebene Hilfsdampfpumpe haben. Dieselbe ist zum Speisen der Kessel, zum Lenzen, zum Kühlen des Kondensators und als Feuerspritze einzurichten. Die Spritzenschläuche müssen eine solche Länge haben, daß jeder Teil des Schiffes erreicht werden kann.

Für die kleinen, wasserdichten Räume in den Pieks ist ein besonderer Sauger nicht erforderlich.

Die Enden der eisernen, verzinkten Saugerohre müssen mit losnehmbaren und leicht zugänglichen, verzinkten Saugkörben versehen sein.

Wenn Saugerohre für Wasserballasttanks oder Lenzrohre durch Laderäume geleitet werden, so sind dieselben mit einer soliden Verkleidung zu umgeben, damit sie beim Löschen und Laden nicht beschädigt werden können. Dampfrohre sowie Druckrohre sollten nicht durch die Laderäume geleitet werden.

Für Seeschiffe müssen die Ventilsitze sämtlicher Maschinenpumpen aus Bronze hergestellt sein; die Kolben, Kolbenstangen und Zylinder

der Pumpen sind wenigstens mit Bronze zu überziehen bzw. auszufüttern. Speisepumpenkolben können aus Stahl hergestellt werden.

Im allgemeinen muß jede Maschinenpumpe oder Dampfmaschine, welche zum Kesselspeisen dient, mit einem Sicherheitsventil versehen sein, welches nicht von der Pumpe abgesperrt werden kann. Nur bei automatischen Speisepumpen ist ein Sicherheitsventil nicht nötig.

Übertragende Maschinenteile.

Diejenigen Maschinenteile, welche dazu dienen, die hin und her gehende Bewegung des Kolbens in eine drehende oder rotierende Bewegung der Welle umzuwandeln, nennt man übertragende Maschinenteile. Es sind das also: Kolbenstange mit Kreuzkopf, Lenkstangen

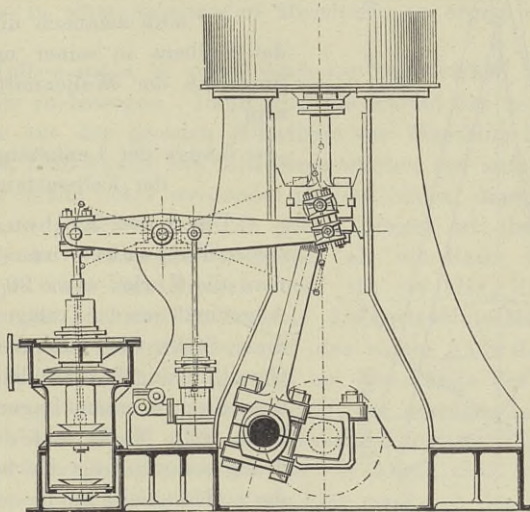


Fig. 369. Antrieb der Pumpen durch Balanciers vom Kreuzkopf.

oder Pleuelstangen ¹⁾ und die Kurbeln der Kurbelwelle. Ferner sind noch hinzuzurechnen diejenigen Teile, welche die Pumpenbewegung hervorrufen. Gewöhnlich wird dies so, wie in Fig. 369 angedeutet ist, durch Balanciers vom Kreuzkopf der Kolbenstange aus bewirkt. Wie die einzelnen Teile verbunden sind und aufeinander wirken, läßt sich aus der Fig. 369 ohne weitere Erklärung leicht erkennen, und es soll nur noch auf die Wirkung der Lenkstange besonders hingewiesen werden.

Steht der Kolben in seiner höchsten Lage, so liegen, wie aus Fig. 370 zu erkennen ist, Kolbenstange, Lenkstange und Kurbel gerade

¹⁾ Neuerdings schreibt man auch Pleuelstange, von dem deutschen Zeitwort pleuen = schlagen abgeleitet. Pleuelstange = Schlagstange; Pleuel = Schlegel.

Kolben etwas unterhalb der mittleren Stellung sich befindet. Diese Verschiebung wird natürlich, wie sich aus Fig. 370 auch leicht erkennen läßt, um so größer, je kürzer die Lenkstange im Verhältnis zum Kurbelradius wird, und für eine unendlich lange Lenkstange und eine unendlich kurze Kurbel würde sie zu Null werden. Ein solches Verhältnis läßt sich selbstredend in Wirklichkeit nicht herstellen. Des beschränkten Raumes wegen wird bei Schiffsmaschinen die Länge der Lenkstange etwa viermal so groß genommen als der Kurbelradius, also doppelt so groß als der Kolbenhub. Ein größeres Verhältnis als

$$\text{Kurbel: Lenkstanglänge} = 1:4,5$$

findet sich selten.

Verfolgt man die Wirkung einer solchen verhältnismäßig kurzen Lenkstange in einer arbeitenden Maschine, so ergibt sich folgendes Resultat.

Der Kolben möge in seiner höchsten Lage stehen und anfangen, sich abwärts zu bewegen. Dann wird die Kurbel das untere Ende der Lenkstange aus der geraden Mittellinie der Maschine hinausdrängen und Kurbel, Lenkstange und Mittellinie werden ein anfangs niedriges, später aber immer höher werdendes Dreieck bilden, dessen Basis durch die Mittellinie gebildet wird. In jedem Dreieck ist aber bekanntlich die Summe der beiden Seiten größer als die Basis, und zwar um so mehr, je höher das Dreieck wird. Es ist klar, daß, wenn die Kurbel aus der höchsten Stellung in die horizontale Mittellage übergegangen ist, der Kurbelzapfen und das untere Ende der Lenkstange sich in vertikaler Richtung gerade um die Länge des Kurbelradius abwärts bewegt haben, während vermöge der schrägen Lage der Lenkstange ihr oberes Ende, d. h. der Kreuzkopf und mit ihm der Kolben, schon tiefer herabgezogen worden ist. Während also die Kurbel vom oberen toten Punkt in die Mittellage geht, muß sich der Kolben rascher abwärts bewegen wie der Kurbelzapfen, und man sagt, der Kolben eilt vor.

Geht dann die Kurbel aus ihrer horizontalen Mittellage weiter abwärts und allmählich in den unteren toten Punkt, so ist leicht zu erkennen, daß das aus Kurbel, Lenkstange und Mittellinie gebildete Dreieck immer niedriger oder flacher wird, daß also die Differenz zwischen der Länge der Basis und der Summe der beiden Seitenlängen immer kleiner wird und schließlich im toten Punkte verschwindet. Während also die Kurbel durch ihre Drehung aus der horizontalen Mittellage in den unteren toten Punkt gelangt, hat sie sich um die Länge des Kurbelradius vertikal abwärts bewegt. Der Weg, der vom Kreuzkopf und Kolben gleichzeitig zurückgelegt wurde, muß aber wegen der Schräge der Lenkstange kleiner sein, da die in die Mittellinie zurückschlagende Lenkstange den Kreuzkopf gleichsam immer wieder etwas nach oben schiebt. Während also die Kurbel aus der

Mittellage in den unteren toten Punkt geht, bewegt sich der Kurbelzapfen rascher abwärts wie der Kolben, und man sagt, der Kolben eilt nach.

Betrachtet man also eine volle Umdrehung der Kurbelwelle von oben nach unten und wieder nach oben, so eilt während des ersten Viertels der Drehung der Kolben der Kurbel voraus, während des zweiten Viertels bleibt er gegen die Kurbel zurück oder eilt nach; während des dritten Viertels eilt der Kolben nach und im letzten Viertel der Drehung eilt er aber vor.

Dieser Umstand ist wohl zu berücksichtigen, wenn z. B. behufs Kontrolle der Expansionswirkung des Schiebers die Kolbenstellung bestimmt werden muß. Man läßt dann die Stellung der Kurbel ganz außer Betracht, ermittelt an der Gleitbahn mittels des Kreuzkopfes vielmehr nur die höchste und tiefste Kolbenstellung und teilt die Entfernung zwischen den gefundenen Marken in eine entsprechende Anzahl gleicher Teile.

Die Bezeichnung „toter Punkt“ der Kurbel rührt her von der Wirkungsweise der Kurbel. Jede Drehbewegung kann bekanntlich nur dadurch hervorgebracht werden, daß eine Kraft an einem um einen festen Punkt drehbaren Hebel so wirkt, daß die Richtung der Kraft nicht mit dem Drehpunkte zusammenfällt. Es muß vielmehr jede Kraft, welche eine Drehbewegung hervorbringen soll, an einem Hebelarme wirken, d. h. eine vom Drehpunkte aus auf die Krafrichtung (oder deren Verlängerung) gefällte senkrechte Linie muß eine meßbare Länge haben.

Steht also die Kurbel in der höchsten oder tiefsten Stellung, so daß sie mit Lenkstange und Kolbenstange in einer geraden Linie liegt, so ist leicht einzusehen, daß die Richtung der Kraft, d. h. des Kolbendruckes, gerade durch die Mitte der Welle, d. h. durch den Drehpunkt geht. Der Hebelarm der Kraft ist also gleich Null und folglich kann die Kraft in dieser Kurbelstellung keine Drehung der Welle hervorbringen; der Kolbendruck wirkt nutzlos auf die Fläche des Kurbelzapfens, der Druck arbeitet sich tot und deshalb nennt man die obere und untere Stellung des Kurbelzapfens die toten Punkte. Aus der Fig. 371 erkennt man, daß vom toten Punkte ab die Hebelarme, an denen die durch die Lenkstange übertragene Kraft wirkt, allmählich größer werden, bis die Kurbel etwa ihre mittlere Stellung erreicht hat; dann wieder abnehmen und wieder zu Null werden, wenn der zweite tote Punkt erreicht ist.

Man ersieht daraus, daß sich der durch die Kolbenstange übertragene Kolbendruck, welcher immer vertikal gerichtet ist, im Kreuzkopfe teilt oder zerlegt, und zwar in eine größere Kraft, den Pleuel- oder Lenkstangendruck, welcher in die Richtung der Lenkstange fällt, und in eine kleinere, welche horizontal gerichtet ist und durch die Flächen der Gleitbahn aufgenommen wird und daher als Kreuzkopfdruk bezeichnet wird.

Mithin:

$$\text{Kolbendruck} = \text{Lenkstangendruck} + \text{Kreuzkopfdruk.}$$

Für eine und dieselbe Drehrichtung ist offenbar dieser Kreuzkopfdruck immer nach derselben Seite gerichtet, so daß z. B. bei einer rechtsgängigen Schraube während des Vorwärtsganges der Maschine der Druck immer gegen die Backbordgleitbahnen gerichtet ist, beim Rückwärtsarbeiten dagegen nach den Steuerbordgleitbahnen. Nur in der Nähe der Endstellungen tritt infolge der Kompression ein Druckwechsel ein.

Der Lenkstangendruck setzt sich bis zum Kurbellager fort und zerfällt hier in zwei Drucke, nämlich:

1. In den vom Kurbelzapfen durch die Wellenachse gehenden Druck, der als Radialdruck bezeichnet wird, da er die Richtung des Kurbelradius einnimmt und

2. in den Druck am Umfange, dessen Richtung die augenblickliche Tangente am Kurbelkreis ist und der deshalb Tangentialdruck genannt wird.

Also:

$$\text{Kolbendruck} = \text{Lenkstangendruck} + \text{Kreuzkopfdruck}$$

Tangentialdruck + Radialdruck.

In den Totpunktlagen ist Kolbendruck $= 0$, demnach auch Lenkstangendruck, Kreuzkopfdruk, Tangentialdruck und Radialdruck $= 0$.

In den beiden Stellungen, in denen die Lenkstange mit der Kurbel einen rechten Winkel bildet, wird der Tangentialdruck am größten, der Radialdruck $= 0$.

Nutzbringend für die Drehung der Maschine kommt von dem Kolbendruck nur ein Teil des Lenkstangendruckes, nämlich der Tangentialdruck, in Betracht. Der Kreuzkopf- und der Radialdruck werden durch feste Widerlager, nämlich durch die Gleitbahn und durch die Wellenlager, aufgenommen, und erzeugen nur Reibung. Eine Beseitigung dieser Drucke ist unmöglich, da sie durch die Natur des Kurbel-

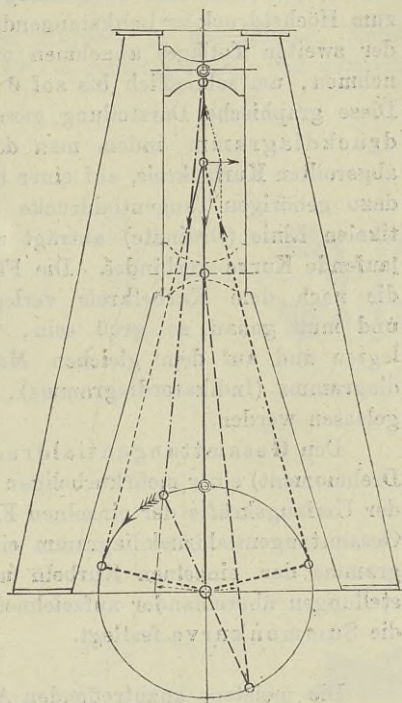


Fig. 371. Beziehung zwischen Kolbenkraft und Umfangskraft.

triebes bedingt sind, eine Verminderung dieser Verluste ist durch eine sachgemäße Behandlung der Maschine zu erzielen.

Zeichnerisch kann man die Tangentialdrucke zusammenstellen, um ein möglichst klares Bild über die Schwankungen dieser Drucke zu haben, die nach dem eben Gesagten von 0 (in der einen Totlage) bis zum Höchstdruck = Lenkstangendruck wachsen, dann wieder bis 0 (in der zweiten Totlage) abnehmen und bis zum Lenkstangendruck zunehmen, um schließlich bis auf 0 (in der ersten Totlage) abzunehmen. Diese graphische Darstellung geschieht in einem sog. Tangentialdruckdiagramm, indem man den Weg des Kurbelzapfens, also den abgerollten Kurbelkreis, auf einer horizontalischen Linie (Abszisse), die dazu gehörigen Tangentialdrucke oder Umfangskräfte auf einer vertikalen Linie (Ordinate) abträgt und diese Punkte durch eine fortlaufende Kurve verbindet. Die Fläche dieses Diagramms stellt dann die nach dem Kurbelkreis verlegte Arbeit des Dampfkolbens dar und muß genau so groß sein, wie die Fläche des zugrunde gelegten und auf dem gleichen Maßstabe gezeichneten Kolbendruckdiagramms (Indikatordiagramms), wenn Reibungsverluste außer acht gelassen werden.

Den Gesamttangentialdruck (auch Gesamtumfangskraft oder Drehmoment) einer mehrkurbeligen Maschine erhält man durch Addition der Umfangskräfte der einzelnen Kurbeln; demzufolge ergibt sich das Gesamttangentialdruckdiagramm einer Maschine, indem man die Diagramme der einzelnen Kurbeln unter Berücksichtigung der Kurbelstellungen übereinander aufzeichnet und durch Addition der Ordinaten die Summenkurve festlegt.

Die meistens anzutreffenden Anordnungen der Kreuzköpfe und der Lenkstangen sind in den Fig. 372 bis 375 dargestellt. Entweder sind die Kreuzköpfe aus einem Stück mit der Kolbenstange geschmiedet und mit besonders aufgesetzten, zuweilen mit Weißmetall belegten gußeisernen oder stählernen Gleitschuhen versehen, die am Vorwärtsgleitschuh meist mit Keilnachstellung eingerichtet sind. Die Kreuzköpfe werden dann mit einer Bohrung ausgestattet, in der die bronzenen Lagerschalen für den Kreuzkopfzapfen mittels eines durch zwei Schrauben festgehaltenen Lagerdeckels eingesetzt werden. Oder der Kreuzkopf wird mit dem Kreuzkopfzapfen für sich geschmiedet und in gleicher Weise, wie der Dampfkolben, mit der Stange verbunden. Im ersteren Falle erhält die Gabel der Lenkstange einen fest eingesetzten Zapfen, im letzteren zwei durch Deckel und Bolzen nachstellbare bronzene Lager.

Da besonders Bronzeschalen beim Warmwerden sich schärfer krümmen und dann an den Teilstellen kneifen, so läßt man die Teilstellen überhaupt nicht anliegen und bohrt deshalb die Lager um etwa 0,4 Proz. weiter als den Wellendurchmesser.

Am unteren Ende erhalten die Lenkstangen für den Kurbelzapfen Lagerschalen aus Bronze oder Stahlguß, welche mit Weißmetall gefüllt sind und durch zwei Bolzen zusammengehalten werden.

Eine Mischung für Weißmetall wird nach Kirchweger zweckmäßig:

Zuerst geschmolzen $9\frac{1}{2}$ Tle. Kupfer; in das flüssige Kupfer kommen 13 Tle. Antimon, darauf 59 Tle. reinstes Zinn. Gut gemischt,

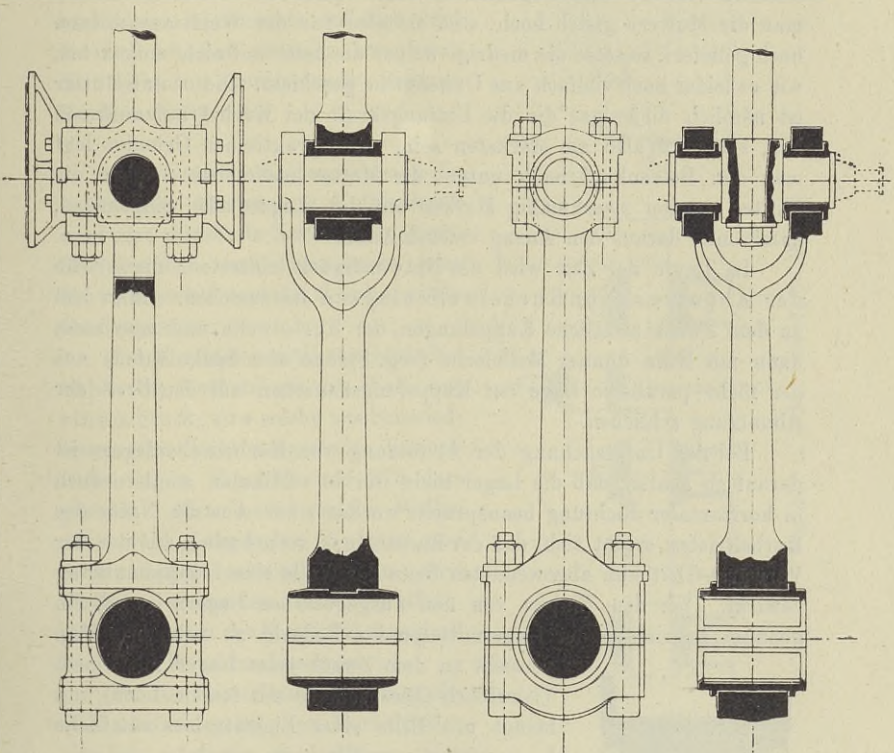


Fig. 372 bis 375. Lenkstangen mit Kreuzkopf.

ausgegossen und zerkleinert. Von dieser Mischung werden 27 Tle. geschmolzen, dann $29\frac{1}{2}$ Tle. reinstes Zinn zugesetzt, gut gemischt und in Barren gegossen.

Die Schalen werden vor dem Ausgießen verzinkt. Zwischen die Schalen kommen Paßstücke von 4 bis 30 mm Stärke, je nach Lagerdurchmesser; auf die Paßstücke legt man noch Bleche von $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{2}$ mm Stärke zwecks Regulierung des Lagerspielraumes. Dieser Spielraum beträgt bei der Montage etwa $\frac{1}{1000}$ bis $\frac{1}{800}$ des Zapfendurchmessers. Wegen der Wärmeausdehnung der Zylinder müssen sich die Kurbel-lagerschalen etwas seitlich verschieben dürfen, wozu je nach Größe

der Maschinen $\frac{1}{2}$ bis 3 mm Spiel an beiden Schalenseiten erforderlich ist. — Die Lagerbolzen erhalten am glatten Bolzen meist etwas weniger Querschnitt als der Kerndurchmesser, damit die stärkste Beanspruchung nicht im Gewinde eintritt; aus demselben Grunde versieht man die Bolzen meist mit Feingewinde, um den Bolzenkern durch die Gewindetiefe möglichst wenig zu schwächen. Die Muttern werden durch Sicherungsschraube mit Feststellring gesichert; werden statt dessen zwei Muttern (Mutter und Gegenmutter) mit Splint verwendet, so mache man die Muttern gleich hoch, sind sie aber von der Werft verschieden hoch geliefert, so setze die niedrige unter die hohe und nicht umgekehrt, wie es leider noch vielfach aus Unkenntnis geschieht. Die obere Mutter ist nämlich diejenige, die die Umfangskraft der Kurbel aufzunehmen hat, sie muß also am stärksten sein. Aus praktischen Gründen legt man den Bolzenkopf nach unten, die Mutter nach oben. Neben die Mutter werden zweckmäßig Marken auf den Lagerdeckel eingehauen, damit man daraus den Anzug ersehen kann.

Im Laufe der Zeit wird die Notwendigkeit eintreten, die Größe der Abnutzung von Kurbelwellenlagern festzustellen. Man löst zu dem Zweck sämtliche Kuppelungen der Kurbelwelle und man kann dann mit Hilfe dünner Meßbleche (sog. Spione oder Spekulanten) aus der nicht-parallelen Lage der Kuppelungsflanschen auf den Grad der Abnutzung schließen.

Bei der Untersuchung der Abnutzung von Kurbelwellenlagern ist darauf zu achten, daß die Lager nicht nur in vertikaler, sondern auch in horizontaler Richtung beansprucht worden sind. Aus der Natur des Kurbeltriebes ergibt sich, daß der Radialdruck vornehmlich auf der der Vorwärts-Gleitbahn abgewendeten Seite der Welle eine Lagerabnutzung bewirkt. Vor dem Einbau von neu ausgegossenen Lagern ist auf ein genaues Ausrichten der Lagermittelpunkte Bedacht zu nehmen. Man

versieht zu dem Zweck jedes Lager mit einem Visierblech (Blechscheibe mit feinem Loch) und bringt mit Hilfe eines Lichtstrahles sämtliche Lagermitten zum Fluchten.

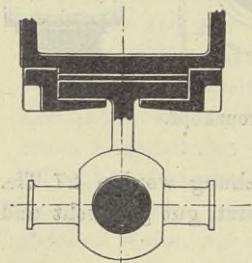


Fig. 376. Schlittenführung des Kreuzkopfes.

In einzelnen Fällen, namentlich bei kleineren Maschinen, wird an Stelle der doppelseitigen nur eine einseitige Führung für den Kreuzkopf angewendet. Eine solche sog. Schlittenführung ist in Fig. 376 dargestellt. Sind vom Kreuzkopfzapfen aus noch die Pumpen usw. zu bewegen, so wird der Zapfen nach beiden Seiten,

wie aus den Fig. 372 bis 375 ersichtlich ist, verlängert. Das Einsetzen des Zapfens in die Gabel geschieht entweder bei erwärmter Gabel oder durch hydraulischen Druck; um das Einziehen zu erleichtern, macht man den Zapfen etwa 1 bis 2 mm stärker als das eine und um eben-

soviel schwächer als das andere Ende in der Gabel. Hängen an dem Kreuzkopf keine Pumpen, so verbohrt man den Zapfen meist axial durch eine kräftige Schraube.

Früher glaubte man, daß durch den Kurbelmechanismus Kraft verloren gehe. Man kann sich aber durch konstruktion des bekannten Kräfteparallelogramms, wie Fig. 371 andeutet, leicht davon überzeugen, daß dies nicht der Fall ist, daß vielmehr nur durch die nicht zu vermeidende Reibung Kraft verzehrt wird.

Der durch die Kolbenstange in die Lenkstange übertragene Kolbendruck wird also durch die Kurbel, d. h. durch Kurbelzapfen und Kurbelarme oder Kurbelschenkel, auf die Kurbelwelle übertragen.

Bei Maschinen mittlerer Größe bestehen die Kurbeln mit der Welle aus einem Stück; eine solche aus Schmiedeisen oder Stahl hergestellte Kurbelwelle ist in Fig. 377 und 378 dargestellt. Man nennt solche Wellen auch wohl gekröpfte Wellen, und zwar doppelt-gekröpft, wenn zwei Kurbeln vorhanden sind, dreifach-gekröpft, wenn die Welle für eine dreikurbelige Maschine bestimmt ist.

Da die Herstellung von doppelt- und dreifach-gekröpften Kurbelwellen ziemlich schwierig ist und man dabei ferner den Nachteil hat, bei eintretender Beschädigung (Rißbildung usw.) auch nur an einer einzigen Stelle sofort die ganze Welle ersetzen zu müssen, so wählt man gern die in Fig. 377 u. 378 punktiert angedeutete Anordnung, d. h. man teilt die Welle derart, daß lauter einfach-gekröpfte Wellen, also solche mit nur einer Kurbel entstehen und verbindet diese einzelnen Kurbelwellen durch die in Fig. 379 u. 380 veranschaulichte Kuppelung zu einem Ganzen.

Zeigt sich eine Rißbildung an der Welle, so ist dem Größerwerden durch Abbohren und Einziehen einer etwa $\frac{1}{2}$ " Stiftschraube Einhalt zu

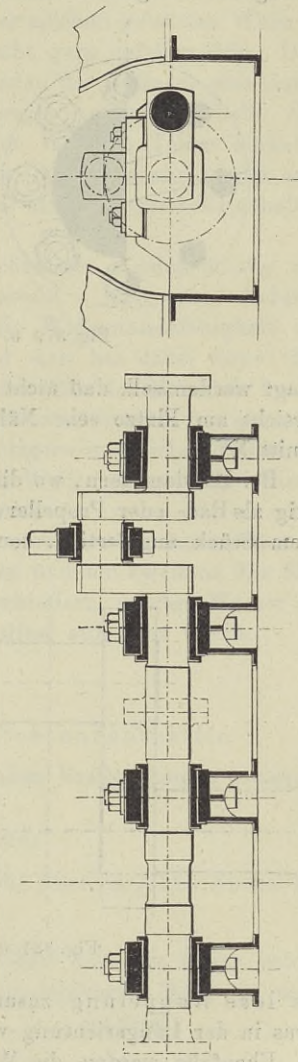


Fig. 377 u. 378. Gekröpfte Welle.

tun. Ganz besondere Vorsicht ist geboten, sobald die Welle einen Querriß aufweist, da dieser den gesunden Wellenquerschnitt wesentlich verringert. Längsrisse sind nicht so gefährlich, womit allerdings nicht

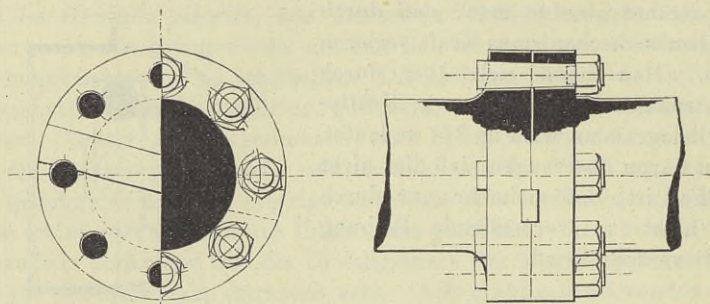


Fig. 379 u. 380. Wellenkuppelung.

gesagt werden soll, daß nicht auch hier die größte Aufmerksamkeit und Vorsicht am Platze sei. Näheres s. unter „Maschinenhavarien“, Abschnitt XVI.

Bei Raddampfern, wo die Verlängerungen der Kurbelwelle gleichzeitig als Rad- oder Propellerwelle dienen, werden die Wellen nicht aus einem Stück angefertigt, sondern aus mehreren Teilen derart durch

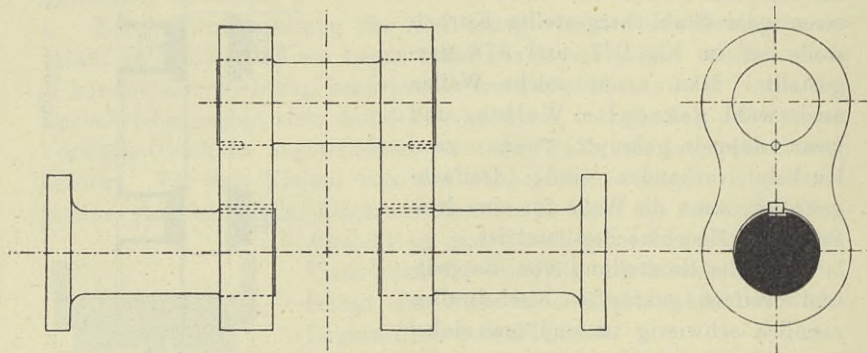


Fig. 381 u. 382. Gebaute Welle.

eine lose Kuppelung zusammengesetzt, daß sich die Wellenleitung etwas in der Längsrichtung verschieben kann.

Ebenfalls werden die Wellen für ganz große Schraubendampfmaschinen wegen der leichteren und sicheren Anfertigung aus mehreren Stücken zusammengesetzt.

Die Einrichtung einer solchen gebauten Welle ist aus Fig. 381 u. 382 ersichtlich. Die Kurbelarme werden im erwärmten Zustande auf die Zapfen geschoben und umschließen dieselben beim Erkalten so fest, daß die zur Sicherheit außerdem noch eingesetzten Federn und Dübel fast überflüssig sind; mitunter werden auch die Zapfen durch

hydraulischen Druck in die Wangen eingepreßt. Das Gewicht einer solchen gebauten Welle ist natürlich nicht unwesentlich höher als das einer aus einem Stück geschmiedeten. Indessen ist die Sicherheit in bezug auf die Güte des Materials bei einer solchen gebauten Welle so viel größer, daß man sich das Mehrgewicht gern gefallen läßt. Derartige Wellen werden so geteilt, daß für jeden der Zylinder eine durch die beschriebene Kuppelung mit den übrigen vereinigte Welle vorhanden ist. Die einzelnen Wellen werden in allen Teilen einander genau gleich hergestellt, so daß sie, wenn nötig, gegeneinander ausgetauscht werden können und für alle nur eine Reservewelle gehalten zu werden braucht.

Wellen von mehr als 300 mm Durchmesser werden häufig mit einer durchlaufenden Bohrung hergestellt. Man spart dadurch nicht unwesentlich an Gewicht, ohne die Widerstandsfähigkeit der Wellen erheblich zu beeinträchtigen, und man hat dabei ferner den Vorteil, die Wellen im Innern genau auf die Güte des Materials untersuchen zu können. Derartige Bohrungen in einer Stärke von etwa 0,4 bis 0,6 des Wellendurchmessers werden übrigens in gleicher Weise wie bei den Kurbelwellen auch bei den übrigen Wellen ausgeführt. (Komprimierter Stahl nach dem Withworthsystem.)

Nach der Montage wird die Bohrung verschlossen, um erstens ein Anrosten der Welle von innen zu verhüten und um zweitens das Eindringen von Wasser in die Bohrung zu verhindern, welches Wasser bis zu den Kuppelungsflanschen dringen und diese anfressen würde.

Für die

Berechnung der Wellen für Schraubenschiffe

hat der Germanische Lloyd die nachstehenden Bestimmungen erlassen:

A. Kurbelwellen.

Für alle Expansionsmaschinen mit nicht überhängender Kurbel ist:

$$\text{und } \left. \begin{aligned} d &= \sqrt[3]{\frac{P \cdot L \cdot n_1 \cdot D_1^2}{C_1}} \\ d &= \sqrt[3]{\frac{P \cdot L \cdot n \cdot D^2}{C}} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{Der größere sich aus diesen beiden} \\ \text{Formeln ergebende Wert ist maß-} \\ \text{gebend.} \end{array}$$

Hierin bedeutet:

- d = Durchmesser der Kurbelwelle in cm,
- P = absoluter Druck, d. h. Kesseldruck + 1 Atm. in kg/qcm,
- L = Länge der Kurbel in cm,
- D_1 = Durchmesser des Hochdruckzylinders in cm,
- D = Durchmesser des Niederdruckzylinders in cm,

n_1 = Anzahl der Hochdruckzylinder,
 n = Anzahl der Niederdruckzylinder,
 C_1 und C = Konstanten, welche für die verschiedenen Maschinensysteme die untenstehenden Werte haben.

Sind die Kurbeln nicht unter den für die verschiedenen Systeme angegebenen Winkeln versetzt, oder ist eine durch die Formel nicht vorgesehene Zylinderanordnung gewählt, so werden die Konstanten nach Vereinbarung mit dem Vorstande des Germanischen Lloyd bestimmt.

Nach obigen Formeln berechnete Wellen dürfen eine Bohrung von 0,4 d erhalten. Wird eine weitere Bohrung beabsichtigt, so ist die durch dieselbe verursachte Schwächung durch entsprechende Vergrößerung des äußeren Durchmessers auszugleichen.

I. Zweifachexpansionsmaschinen.

a) Maschine mit zwei verschiedenen Zylindern und zwei Kurbeln unter 90°.

$$C_1 = 115 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 3,478.$$

$$C = 400 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 3,478.$$

b) Maschine mit drei Zylindern und drei Kurbeln unter 120°. Die beiden Niederdruckzylinder sind gleich.

$$C_1 = 105 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{2 D^2}{D_1^2} < 4,285.$$

$$C = 450 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{2 D^2}{D_1^2} > 4,285.$$

II. Dreifachexpansionsmaschinen.

a) Maschine mit drei verschiedenen Zylindern und zwei Kurbeln unter 90°; zwei von den Zylindern sind übereinander angeordnet.

$$C_1 = 70 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 8,028.$$

$$C = 562 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 8,028.$$

b) Maschine mit vier Zylindern und zwei Kurbeln unter 90°. Die beiden gleichen Hochdruckzylinder sind über den anderen Zylindern angeordnet.

$$C_1 = 98 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{2 D_1^2} < 6,582.$$

$$C = 645 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{2 D_1^2} > 6,582.$$

c) Maschine mit drei verschiedenen Zylindern und drei Kurbeln unter 120°.

$$C_1 = 96 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 6,604.$$

$$C = 634 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 6,604.$$

d) Maschine mit fünf Zylindern und drei Kurbeln unter 120°. Die Hochdruckzylinder sind gleich und stehen auf den ebenfalls gleichen Niederdruckzylindern.

$$C_1 = 93 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 6,796.$$

$$C = 632 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 6,796.$$

III. Vierfachexpansionsmaschinen.

a) Maschine mit vier verschiedenen Zylindern und zwei Kurbeln unter 90°. Je zwei Zylinder sind übereinander angeordnet.

$$C_1 = 70 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 8,028.$$

$$C = 562 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 8,028.$$

b) Maschine mit vier verschiedenen Zylindern und vier Kurbeln unter 90°.

$$C_1 = 82 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 9,171.$$

$$C = 752 \text{ anzuwenden, wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 9,171.$$

Bei besonders gut ausbalancierten Maschinen können nach Vereinbarung mit dem Vorstande des Germanischen Lloyd die nach den vorstehenden Formeln erhaltenen Durchmesser bis zu 4 Proz. reduziert werden.

B. Schrauben- und Leitungswellen.

Die Schraubenwellen sind wenigstens so stark wie die Kurbelwellen zu nehmen. Die Leitungs- oder Tunnelwellen dürfen 5 Proz. schwächer im Durchmesser sein, als die Rechnung für die Kurbelwelldurchmesser ergibt.

C. Material für die Wellen.

Als Material für die Wellen ist geschmiedeter Stahl (Tiegelstahl) vorausgesetzt und die Konstanten sind demgemäß berechnet. Das Material ist zu prüfen und sollte eine Zerreißfestigkeit von 40 bis 47 kg

pro qmm besitzen, hat eine Dehnung von wenigstens 20 Proz. auf eine Länge von 200 mm aufzuweisen und muß der folgenden Härtingsbiegeprobe genügen: Eine Probestange von 30 mm Durchmesser oder, wenn von quadratischem Querschnitt, von 30 mm Seitenlänge bis zur Rotglühhitze erwärmt und in Wasser von 28°C abgekühlt, muß sich, ohne zu brechen oder Risse zu bekommen, bis zu einem Winkel von 90° um einen Dorn von 45 mm Radius biegen lassen.

Werden die Wellen von Schweißisen hergestellt, so ist der Durchmesser um 5 Proz. zu vergrößern.

Falls die Wellen aus Stahlguß hergestellt werden, darf die Festigkeit des Materials nicht über 47 kg pro qmm und die Dehnung auf 200 mm Länge nicht unter 15 Proz. betragen. Eine Probestange von 30 mm Durchmesser oder, wenn von quadratischem Querschnitt, von 30 mm Seitenlänge muß sich kalt bis zu einem Winkel von 90° um einen Dorn von 45 mm Radius biegen lassen. Die Wellendurchmesser sind um 5 Proz. größer als bei geschmiedetem Stahl zu nehmen.

Für die Wellen, namentlich aber für die Schraubenwellen, sollte stets nur das zweckmäßigste Material, als welches gegenwärtig Tiegelschmelzstahl und Nickelstahl gilt, Verwendung finden und die Herstellung nur den zuverlässigsten Werken anvertraut werden.

Die einzelnen Teile geteilter Kurbelwellen, sowie auch die einzelnen Transmissions- oder Laufwellen, welche die Bewegung auf die Schraubenwelle übertragen, werden durch die Kuppelungen miteinander verbunden oder gekuppelt. Diese Kuppelungen bestehen, wie in Fig. 379 u. 380 dargestellt ist, aus Scheiben oder Flanschen, welche mit den Wellen aus einem Stück geschmiedet sind und eine Anzahl Löcher enthalten zur Aufnahme konischer Bolzen, welche fest eingetrieben und durch Muttern befestigt werden. Nach Vorschrift der Seeberufsgenossenschaft sind die hervorstehenden Bolzen an Wellenkuppelungen mit Schutzblechen zu versehen. Zur Sicherheit wird zwischen den Kuppelungsflanschen auch noch gewöhnlich ein Querkeil angebracht, welcher zur Hälfte in jeden Flansch hineinragt und in der skizzierten Weise durch zwei der Kuppelungsbolzen am Herausfallen gehindert wird.

Kurbelstellung. Damit die Maschinen einander über den toten Punkt helfen und überhaupt der Gang der Maschine möglichst gleichförmig wird, stehen in zweizylindrigen Maschinen die Kurbeln gewöhnlich unter 90° zueinander, und zwar bei Verbundmaschinen meistens so, daß beim Vorwärtsgange die Niederdruckkurbel vorausgeht, weil dann erfahrungsgemäß die Maschinen am besten manövrieren.

Bei dreizylindrigen Maschinen stehen die einzelnen Kurbeln unter 120° , sind also gleichmäßig über den ganzen Kurbelkreis verteilt.

Die Reihenfolge der Kurbeln ist bei einer dreizylindrigen Dreifachexpansionsmaschine nicht ohne Einfluß auf die Kraftverteilung und auf den Dampfverbrauch. Es sind zwei Kurbelfolgen möglich:

1. Hoch-, Mittel- und Niederdruck. „Hochdruckkurbel führt.“
2. Nieder-, Mittel- und Hochdruck. „Niederdruckkurbel führt.“

Bei der erstgenannten Anordnung arbeiten die Maschinen vielleicht etwas wirtschaftlicher, jedoch wird der Maschinentyp schwerer, weshalb man in der Regel die unter Nr. 2 genannte Kurbelfolge eingebaut findet.

Die Anordnung von drei Zylindern und zwei Kurbeln, wobei Hochdruck über Niederdruck steht, ist nur ein Notbehelf, da die Arbeitsverteilung schlechter und die Manövrierfähigkeit nicht besser als bei einer zweizylindrigen Verbundmaschine ist. Der Hochdruck mit dem Niederdruck leistet bei dieser Gruppierung meist mehr Arbeit als der Mitteldruck, was ungleiche Beanspruchungen für die Kurbeln und Gestänge bedingt.

Bei vierkurbeligen Maschinen stehen die Kurbeln unter 90° (Kreuzstellung), oder die beiden Niederdruckkurbeln gleichgerichtet und mit der Hochdruck- und Mitteldruckkurbel unter 120° stehend, oder nach dem Schlickschen Massenausgleich. Keine von diesen Kurbelstellungen ist aber bezüglich Arbeitsverteilung und Manövrierfähigkeit so vorteilhaft wie die 120° -Stellung einer dreizylindrigen, dreikurbeligen Dreifachexpansionsmaschine.

Die Kurbelwelle ist in der Maschinengrundplatte gelagert, und zwar je nach der Anzahl der Kurbeln in zwei, vier oder sechs Lagern, welche möglichst nahe an den Kurbelarmen liegen, damit die Welle tunlichst wenig durch den Kolbendruck zu leiden hat.

Für diese Lager sind in der Maschinengrundplatte rund gebohrte oder eckig bearbeitete Aussparungen angeordnet, welche mit Weißmetall ausgefüllte, aus Bronze, Stahlguß oder Eisen hergestellte Lagerschalen aufnehmen, die durch Lagerdeckel aus geschmiedetem Stahl mittels je zweier Schraubbolzen zusammengehalten werden. Die Lagerschalen werden in der Regel in Hohlguß ausgeführt, so daß hindurchfließendes kaltes Wasser die Kühlung indirekt bewirkt.

Die Transmissions- oder Tunnelwellen werden im Wellentunnel durch eine entsprechende Anzahl Lager unterstützt, welche Tunnellager, Traglager oder Stützlager (Fig. 383 u. 384) genannt werden.

Solche Lager bestehen aus Gußeisen (bei Kriegsschiffen auch aus Stahlguß, seltener Bronze); die Unterlager oder Lagerböcke, welche das ganze Wellengewicht aufzunehmen haben, werden mit Weißmetall ausgefüllt. Die Lagerdeckel haben im wesentlichen nur als Schutzdeckel das Eindringen von Staub und Schmutz zu verhüten, sie erhalten gewöhnlich ein solches Futter nicht, sind dagegen mit einem großen Schmierkasten für Ölschmierung ausgestattet. Neben demselben befindet sich ein Handloch zum Befühlen des Lagers, welches Loch zuweilen auch mit Talg gefüllt wird. In den meisten Fällen erhalten die Lager

eine Einrichtung, durch welche nach Bedarf Kühlwasser direkt auf die Wellen geleitet werden kann.

Die direkte Kühlung wird am einfachsten dadurch erreicht, daß an solchen Maschinenteilen durch Hähne abstellbare Abzweige einer Rohrleitung angebracht werden, welche direkt aus See gespeist wird und somit jeden Augenblick zum Gebrauche bereit ist. Da jedoch der seit längerer Zeit bereits mit Vorliebe für Maschinenteile verwendete Stahl sehr empfindlich gegen plötzliche Abkühlung ist und dabei zur

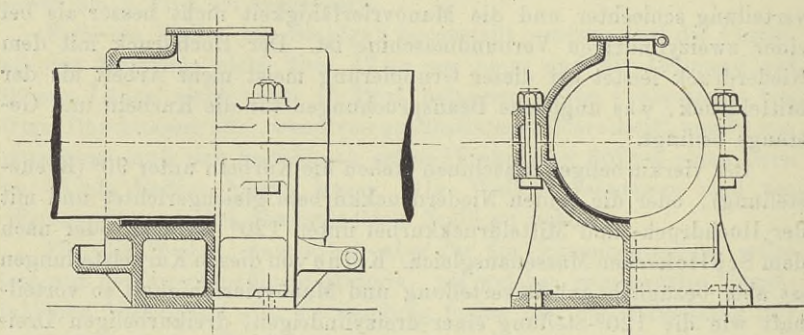


Fig. 383 u. 384. Stütz-, Trag- oder Tunnellager.

Rißbildung neigt, und weil ferner durch direkt aufgespritztes Wasser die Schmierung sehr behindert, bei Dochtsmierung sogar unterbrochen wird, so richtet man bei den empfindlichsten und am leichtesten dem Warmlaufen ausgesetzten Maschinenteilen die sog. indirekte Kühlung ein, d. h. man läßt das Kühlwasser nicht direkt an die reibenden Flächen treten, sondern führt die eine dieser Flächen, z. B. Lagerschalen, Geradföhrungen usw., in Hohlguß aus und läßt das Wasser durch die so entstehenden Hohlräume zirkulieren, indem man es, wenn nötig, durch eine besondere Pumpe hindurchtreibt (vgl. in Fig. 578 die Hohlräume *PP*).

Eine der Transmissionswellen, die sog. Druckwelle, ist mit einer Anzahl Ringe oder Scheiben versehen, die aus dem vollen Material herausgearbeitet sind. Diese Scheiben oder Ringe, die sog. Druckringe, legen sich gegen entsprechende Vorsprünge eines Lagers, des sog. Drucklagers, und dieses Drucklager überträgt den Druck der arbeitenden Schraube auf das Schiff. Dieser sog. axiale Schub des Propellers wird als „indizierter“ Schub bezeichnet, d. h. als der Schub, welchen der Propeller erzeugen würde, wenn die indizierte Maschinenleistung in Pferdestärken ohne Verluste zur Vorwärtsbewegung des Schiffes nutzbar gemacht würde. Bezeichnet:

N = Leistung der Maschine in PS,

n = Umdrehungen pro Minute,

H = Steigung der Schraube,

P = indizierter Schub,

so ist die Arbeit der Maschine bei einer Umdrehung gleich der Arbeit des Schubes für eine Umdrehung der Schraube, während welcher also der Schub über einen Weg gleich der Schraubensteigung wirkt; also

$$\frac{N}{n} \cdot 75 \cdot 60 = P \cdot H,$$

woraus

$$P = \frac{N \cdot 4500}{n \cdot H}.$$

Beträgt z. B. der:

Wirkungsgrad der Schraube = 0,65,

mechanische Wirkungsgrad der Maschine = 0,85,

so ist der

$$\text{effektive Schub} = 0,65 \cdot 0,85 \cdot P = 0,55 P.$$

In Fig. 385 u. 386 ist ein Drucklager, wie es häufig für kleinere Dampfer ausgeführt wird, dargestellt. Das Lager besitzt eine Anzahl Kämme, Ringe oder Vorsprünge, welche zwischen die Druckringe der Welle

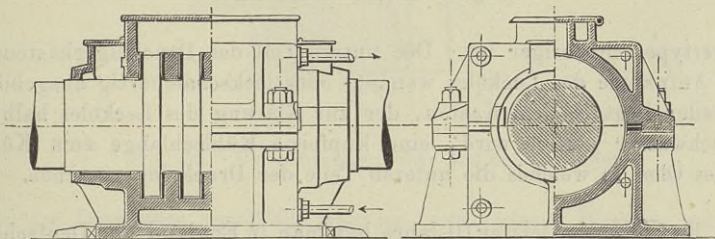


Fig. 385 u. 386. Drucklager für kleinere Schiffe.

fassen und so eine Verschiebung derselben verhindern. Häufig findet man auch Wellen und Lager, die eine größere Anzahl (10 bis 15) Druckringe enthalten. Dieselben haben dann einen kleineren äußeren Durchmesser, während das Lager in dem Falle gewöhnlich mit bronzenen Ringen versehen ist, die in den Lagerkörper eingelassen sind und zwischen die Druckringe der Welle fassen.

In neuerer Zeit verwendet man mit Vorliebe Drucklager, bei denen die Druckflächen durch hufeisenförmige Bügel gebildet sind, die von oben über die Welle geschoben und in dem kastenförmigen Unterlager befestigt werden.

Ein derartiges Drucklager (Fig. 387 und 388) besteht im wesentlichen aus einem kastenförmigen Rahmen, der an einem oder an beiden Enden zu Traglagern von der in Fig. 383 und 384 dargestellten Konstruktion ausgebildet ist und im mittleren Teile eine dem Propellerdruck entsprechende Anzahl aus Stahlguß, Gußeisen oder Bronze hergestellter und mit Weißmetall belegter Bügel in Hufeisenform enthält, die auf stählernen Feingewindeschrauben usw. durch Bronzemuttern so verstellt

werden können, daß sie alle gleichmäßig tragen. Jeder dieser Bügel erhält ein Schmiergefäß für die Reibungsflächen und außerdem eine Einrichtung, durch die er mittels durchfließenden kalten Wassers indirekt gekühlt wird, oder die es gestattet, kaltes Wasser direkt auf die Reibungsflächen zu führen.

Man kann bei dieser Bauart die einzelnen Bügel leicht entfernen und richtig auf Anlage einstellen, was bei den Ringen der vorigen

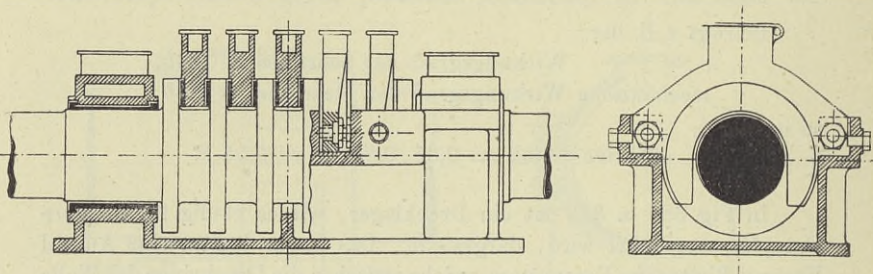


Fig. 387 u. 388. Drucklager.

Lagertype schwieriger ist. Der untere Teil des Drucklagerkastens ist zur Aufnahme des Lecköles wannen- oder leckschalenartig ausgebildet; zuweilen liegt in dem Kasten, der zur Klärung des Lecköles halb mit Frischwasser gefüllt wird, eine kupferne Kühlschlange zum Kühlen dieses Öles, in welches die unteren Teile der Druckringe tauchen.

Im Laufe der letzten 10 Jahre hat man in England und Deutschland wiederholt versucht, den Reibungswiderstand der Drucklager der Schiffswellen durch Anordnung von Rollen, gegen welche die Druckflächen anlaufen, zu verkleinern; Versuche an Land, die mit einem Drucklager mit konischen Rollen und Laufflächen im Jahre 1899 von Kodolitsch ausgeführt worden sind, haben bereits ergeben, daß eine Arbeitersparnis von rund 3,5 Proz. der indizierten Leistung der Hauptmaschinen durch die Anwendung von Rollendrucklagern erzielt werden kann und die Reibung eines Kammlagers zu derjenigen eines Rollendrucklagers sich verhält wie 12:1.

Man hat dann Jahre lang nichts mehr über Rollendrucklager gehört, und es scheint, als ob die englischen Versuche mit solchen nicht günstig ausgefallen sind.

Ein Rollendrucklager für Schiffe hat hauptsächlich zwei Bedingungen zu erfüllen:

1. Da der Schiffskörper sich im Seegange und bei den Schwingungen des Schiffes verbiegt, so müssen die Widerlager, gegen welche die Rollen anlaufen, frei beweglich eingebettet sein, damit ihre Laufflächen sich stets gegen alle Rollen anlegen und sie gleichmäßig belasten können.

Diese Anordnung fehlte bei älteren Konstruktionen der Rollendrucklager, und das scheint der Hauptgrund für das Mißlingen der Versuche gewesen zu sein.

2. Die Gleitung der Rollen muß möglichst gering gehalten werden. Richtiges Rollen in einem Drucklager kann nur dann stattfinden, wenn die Rollgeschwindigkeiten proportional dem Abstände des Rollpunktes

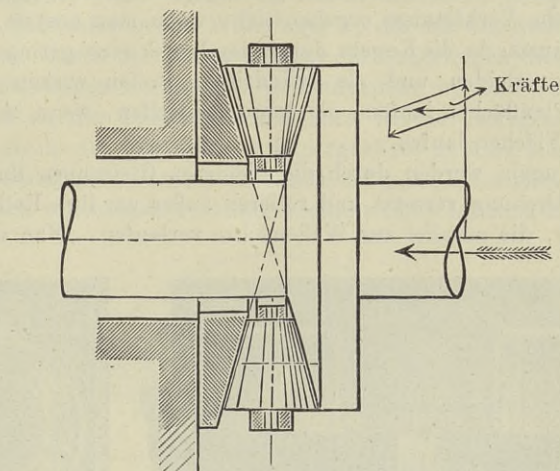


Fig. 389. Betrachtungen über Rollendrucklager.

von der Drehachse der Welle wachsen, mit anderen Worten, wenn die Rolle konisch geformt ist und zwischen konischen Flächen läuft, deren mathematische Spitze in der Wellenachse liegt (s. Fig. 389).

Eine zylindrische Rolle (Fig. 390) kann in einem Drucklager nicht rein rollen. Sie wird, wie in Fig. 390 eingetragen, auf der Mitte ihrer Länge zwar richtig rollen, nach außen zu aber um einen bestimmten linearen Betrag zurück und nach innen zu um einen eben solchen linearen Betrag voraus schleifen. Je kürzer man die Rolle in der Achsenrichtung macht, um so geringer ist das Schleifen.

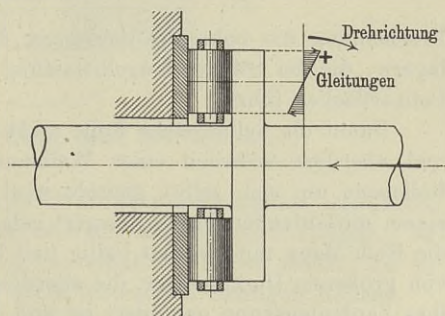


Fig. 390. Betrachtungen über Rollendrucklager.

Bei den konischen Rollen hat man folgende Schwierigkeiten:

1. Genaue konische Flächen, die mit den konischen Rollen zusammenpassen, sind sehr schwer herzustellen;

2. die Rollen erleiden einen Schub nach außen und müssen dagegen besonders durch Lagerung gestützt werden;

3. ist eine Rolle um ein Geringes nach außen verschoben, so trägt sie nicht mehr.

Dagegen haben die zylindrischen Rollen den Vorzug, daß sie und ihre Laufflächen sehr leicht genau richtig herstellbar sind und die Rollen selbst bei einer Verschiebung stets gut zum Tragen kommen.

Ähnliche Verhältnisse ergeben sich, wenn man anstatt der Rollen Kugeln benutzt, da die Kugeln durch den Druck eine geringe elastische Abplattung erleiden und als zylindrische Rollen wirken, wenn sie zwischen Planflächen laufen, als konische Rollen, wenn sie zwischen konischen Flächen laufen.

Die Kugeln werden durch die kleineren Gleitungen ihrer Abplattungen in Drehung versetzt und rotieren außer um ihre Rollachse noch um Achsen, die parallel zur Wellenachse verlaufen. Man nennt diese

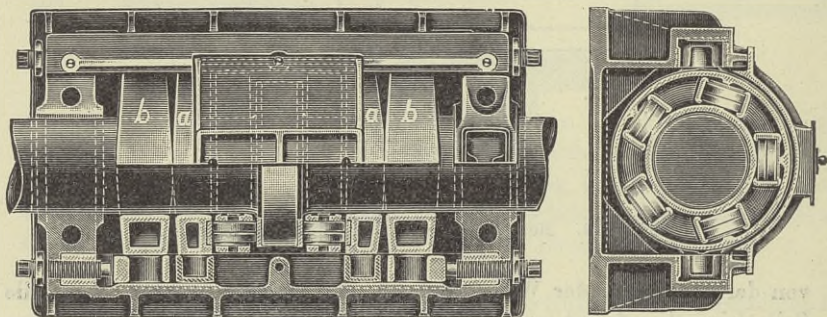


Fig. 391a u. b. Brinkmanns Rollendrucklager.

Erscheinung die bohrende Bewegung der Kugeln in den Kugeldrucklagern, die bei höherer Kugelbelastung zur Zerstörung der gehärteten Politurflächen führt.

Damit die zylindrische Rolle nicht wie die Kugel in Drehung gerät und überdies während einer Wellenumdrehung einmal parallel zur Rollebene um sich selbst gedreht wird, muß sie auf einem Zapfen in einem mitlaufenden Ringe gelagert sein. Durch das Gleiten läuft sich die Rolle dann mit der Zeit ballig und bildet gewissermaßen eine Kugel von größerem Durchmesser, die allerdings an der freien Drehung durch ihre Zapfenlagerung gehindert ist und deshalb stärker gleitet, als eine nach allen Seiten frei drehbare Kugel. Die zulässige Belastung einer Kugel ist proportional dem Quadrat ihres Durchmessers und daher für eine ballig gelaufene zylindrische Rolle verhältnismäßig recht beträchtlich.

Unter Berücksichtigung dieser Verhältnisse ist das Rollendrucklager von Brinkmann (D. R.-P. Nr. 96063) (Fig. 391 und 392) gebaut und erprobt worden.

Von dem Grundsatz ausgehend, daß gehärtete Laufringe und Rollen von der Größe, wie sie für Drucklager von Schiffswellen erforderlich sind, nicht zuverlässig sein können, hat man die Rollen aus ungehärtetem Gußstahl, die Laufringe aus ungehärtetem Schweißstahl hergestellt. Die Rollen sind mit Zapfen in Ringen gelagert, die frei kreisen und sich mit einem Weißmetallfutter auf die Welle stützen. Die Widerlager *a*, gegen welche die Rollen anlaufen, lehnen sich mit senkrechten Schneiden gegen Widerlager *b*, die um wagerechte Zapfen drehbar sind. Durch Schrauben können die Lagerungen dieser Zapfen in Schlittenführungen verschoben und angepaßt werden. Die Widerlager *a* sind an der Drehung durch ganz leichte bewegliche Zapfen verhindert, die in den Schlitten im Lagergehäuse geführt sind.

Um das Gleiten zu verringern, sitzen auf jeder Rollennachse mehrere Rollenscheiben von kleinerer axialer Breite, welche somit, der sonstigen

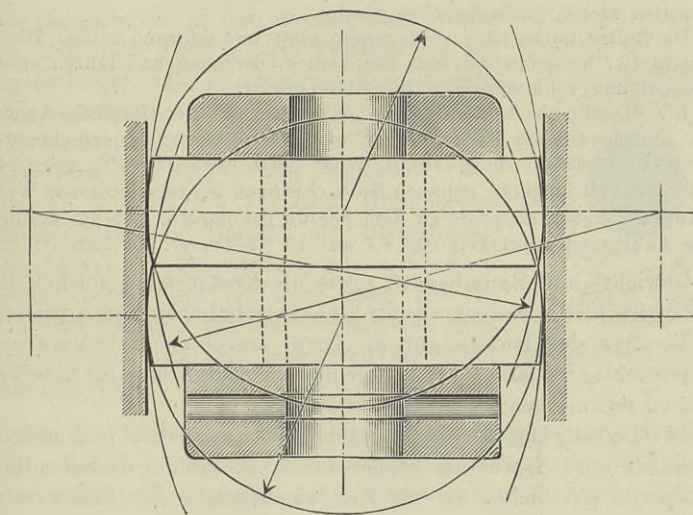


Fig. 392. Rollendrucklager nach Brinkmann.

Gleitung entsprechend, eine geringe Drehung gegeneinander ausführen. Dies ist eine sehr wesentliche Verbesserung der Rollendrucklager. Je kürzer man die axiale Ausdehnung der einzelnen Rollen macht, um so mehr nähert man sich dem Ideal eines theoretisch richtigen Rollens.

Je mehr Rollenscheiben man aber nebeneinander setzt, um so größer wird die Anzahl der tragenden Kugeln von größerem Durchmesser, obwohl sie, da sie als Rollen ausgeführt sind, nur kleine Räume beanspruchen.

In einem solchen Brinkmannschen Rollendrucklager mit Scheibenrollen laufen gewissermaßen mehrere konzentrische Reihen großer Kugeln nebeneinander (Fig. 392). Auf solche Weise wird die Belastung

und Gleitung der einzelnen Rollenscheiben und damit die Abnutzung sehr gering. Die Betriebssicherheit ist daher sehr groß.

In den letzten Jahren sind von dem Ingenieur Hugo Fritsch (Hamburg) mehrere Brinkmannsche Rollendrucklager in Dampfern eingebaut und zum Teil in mehrjährigem Dauerbetriebe erprobt worden.

1. Fährdampfer „Falkenthal“ von 200 PS_i, eingebaut im Jahre 1900;
2. Schleppdampfer „Post“ von 200 PS_i, eingebaut im Jahre 1900;
3. Schleppdampfer „Elbe“, zwei Maschinen von je 175 PS_i, eingebaut im Jahre 1903;
4. Tankdampfer „Willkommen“ der Deutsch-Amerikanischen Petroleumgesellschaft von rund 1200 PS_i, ausgeführt von F. Schichau-Elbing, eingebaut im Jahre 1903.

Mehrere Rollendrucklager dieses Systems sind zurzeit im Bau.

Der letzte Dampfer hat seit mehreren Jahren zahlreiche Ozeanreisen zum Teil in stürmischer, schwerer See mit dem neuen Drucklager gemacht. Die Lager sind häufig nachgesehen worden, und es hat sich in längeren Betriebszeiten nichts Unzuträgliches gezeigt.

Die Rollen laufen sich vollkommen glatt und schwach ballig. Die Lager laufen in Öl, bedürfen indessen fast keines Ölersatzes und laufen ohne jede Wasserkühlung vollkommen in Raumtemperatur.

Die Maschinen des Dampfers „Willkommen“ der Deutsch-Amerikanischen Petroleumgesellschaft laufen nach Einbau des neuen Lagers mit höherer Umlaufzahl und leisten daher jetzt etwa 1250 PS_i gegen früher 1170 PS_i. Nach längeren genauen Beobachtungen bei verschiedenem Wetter ist der Kapitän dieses Dampfers zu dem Schluß gekommen, daß das Schiff seine Fahrtgeschwindigkeit von 9,7 auf 10 Knoten erhöht hat.

Gewicht- und Raumbedarf, sowie die Kosten eines solchen Rollendrucklagers sind dieselben wie die eines gewöhnlichen Kammdrucklagers. Die Vorzüge des bereits gut an Bord erprobten Brinkmannschen Rollendrucklagers lassen seine allgemeinere Einführung für Schiffswellen als einen technischen Fortschritt erscheinen.

Die Befestigung des Drucklagers mit dem Schiff muß sehr solide ausgeführt werden, was am besten durch Verbindung desselben mit der Grundplatte geschieht, um die Fundamentbolzen der Platte zur Aufnahme des Schubes heranzuziehen. Bei großen Dampfern steht das Drucklager oft auf einem besonderen Untersatze, der dann mit der Grundplatte verbunden ist.

Was endlich noch die

Größe der Reibungsflächen in einer Maschine anlangt, so müssen alle diese Flächen, d. h. die Flächen der Zapfenlager und der Führungen, so bemessen sein, daß der Druck, mit dem die Reibungsflächen gegeneinander gepreßt werden, nicht so groß wird, daß er das Öl dazwischen herauspreßt, wodurch ein Warmlaufen der Flächen hervorgerufen werden würde.

Die Größe der zulässigen mittleren Lagerpressung pro qcm Druckfläche ist verschieden nach Art der Bewegung, welche die betreffende

Reibungsfläche ausführt. So darf z. B. ein Kreuzkopfzapfen, der nur eine geringe Bewegung in seinem Lager ausführt, mit 40 bis 80 kg auf jeden qcm Lagerfläche drücken, während der Druck bei Drucklagern, Gleitbahnen usw. nur etwa 3 bis 5 kg pro qcm betragen darf; bei Kurbelzapfenlagern 20 bis 50 kg und bei Wellenlagern 7 bis 15 kg pro qcm.

Der Druck eines Zapfens auf die stützende Lagerschale wird in derselben Weise ermittelt wie der Dampfdruck auf die Kesselhülle, nämlich einfach dadurch, daß man die Druckfläche des Zapfens durch Multiplikation der Länge der Lagerschalen mit dem Zapfendurchmesser ermittelt (in qcm) und das Produkt in die Anzahl kg Druck dividiert, dem die Lagerschale ausgesetzt ist.

Einer der Kuppelungsflanschen im Tunnel dient gleichzeitig als Brems Scheibe. Es wird nämlich unter Umständen nötig, die Schraube sicher festzustellen, so daß sie sich nicht drehen kann, und dazu dient ein am Tunnelboden befestigter Bügel, welcher über dem Bremsflansch mittels einer links- und rechtsgängigen Schraube stark zusammengepreßt wird. Eine solche Wellenbremse ist in Fig. 393 dargestellt. Die beiden in Augenlagern auf dem Tunnelboden drehbar gelagerten Hälften des Bremsbügels können durch eine Schraubenspindel zusammengepreßt werden und erzeugen dann eine so bedeutende Reibung auf dem betreffenden Kuppelungsflansch, daß eine Bewegung der Welle verhindert wird.

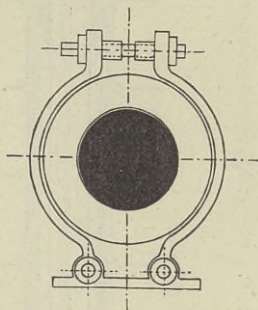


Fig. 393. Wellenbremse.

Da die Schiffe heutzutage in mehrere wasserdichte Abteilungen geteilt werden, so muß die Welle solche Schottwände durchdringen; um den wasserdichten Abschluß durch eine derartige Wellendurchdringung nicht zu vereiteln, werden zweiteilige Schottstopfbüchsen vorgesehen. Dieselben befinden sich vorteilhafterweise auf einer zweiteiligen, losnehmbaren Platte. Bei leichter Ausführung wird die Verschlußplatte aus Blech gemacht, auf dem dann die Befestigung der Stopfbüchse erfolgt. Ähnliche Schottstopfbüchsen sind auch für die Durchdringungen von Rohrleitungen durch die Schottwände vorzusehen.

Die hinterste Welle im Schiff, die sog. Schrauben-, Propeller- oder Sternwelle, auf welcher die Schraube befestigt wird, ist in dem sog. Schrauben- oder Sternrohr, auch Stevenrohr genannt, gelagert. Das Sternrohr dient gleichzeitig dazu, das Eindringen des Wassers neben der Welle in das Schiff zu verhüten, und hat zu dem Zwecke am vorderen Ende, d. h. im Wellentunnel, eine Stopfbüchse, wie aus Fig. 394 ersichtlich ist. Das Rohr wird meistens aus Gußeisen angefertigt und

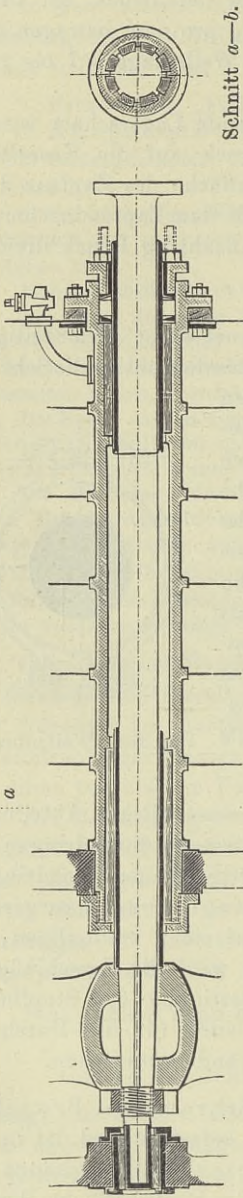


Fig. 394 u. 395. Schraubenwelle mit Stevenlager (ältere Bauart).

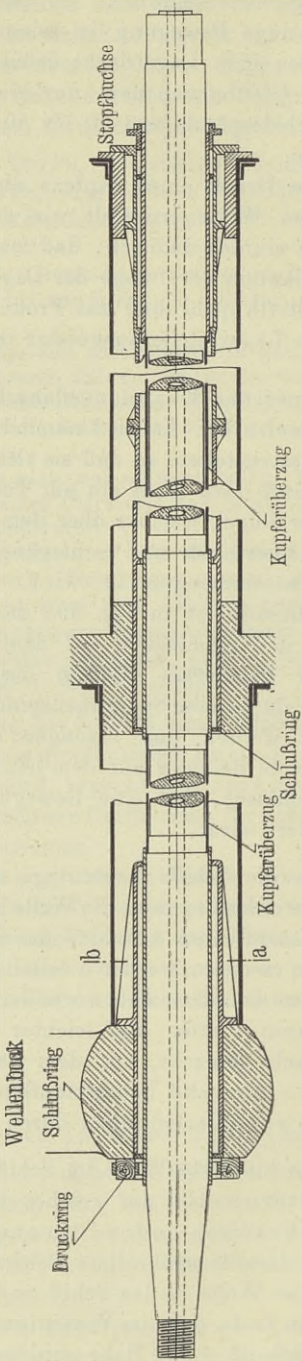


Fig. 396. Stevenrohr eines Doppelschraubendampfers.

solide mit dem Schiffskörper verbunden. Vorn und hinten erhält das Sternrohr eine Anzahl Pockholzstäbe, welche mit Zwischenräumen so im Sternrohre schwalbenschwanzförmig befestigt sind, daß das Wasser hindurchfließen kann. Diese mit Pockholz ausgebüchsten Stellen dienen nämlich als Lager für die an den entsprechenden Längen mit Bronze umkleidete Schraubenwelle, und das Wasser

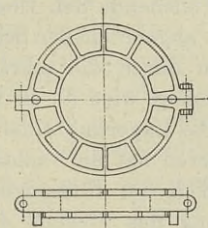
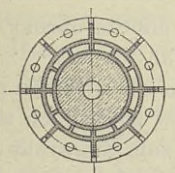
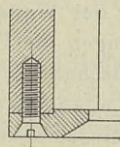


Fig. 397 u. 398. Druckring.

Fig. 399. Schnitt *a—b*
der Fig. 396.Fig. 400. Teil des
Schlußringes aus
Fig. 396.

vertritt in diesen Lagerstellen die Aufgabe der Schmiere, dient also zur Verminderung der Reibung.

Es empfiehlt sich, das ölhaltige Wasser der Kurbelbilge durch das Sternrohr über Bord zu pumpen, um auf diese Weise das verbrauchte Öl noch für die Schmierung der Schraubenwelle nutzbar zu machen. Damit sich die Pockholzstreifen nicht zu schnell auslaufen, legt man zweckmäßig das untere Drittel als Hirnholz, während der obere Teil als Langholz (weil billiger) eingefügt wird.

Da die im Wasser liegende Schraubenwelle, welche infolge ihrer Lage für längere Zeit der Kontrolle entzogen ist, erfahrungs-

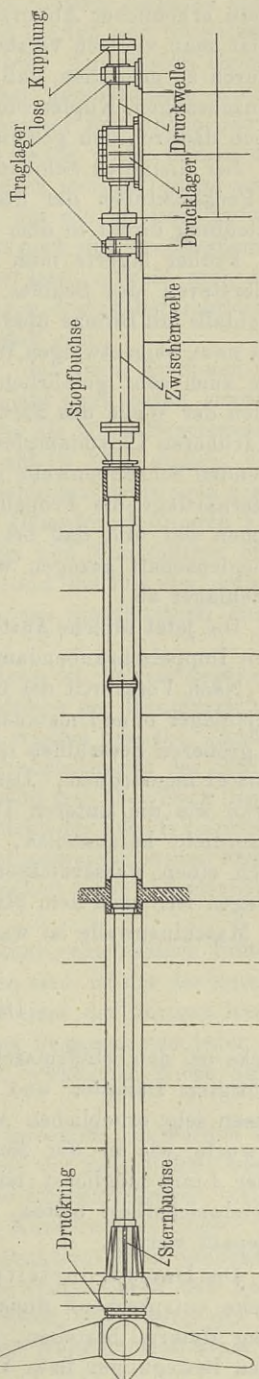


Fig. 401. Wellenleitung eines Doppelschraubendampfers.

gemäß erheblicher Abnutzung durch Anfreßung usw. unterworfen ist, so hat man vielfach versucht, die Welle dem Einflusse des Seewassers dadurch zu entziehen, daß man sie auch zwischen den Lagerstellen mit Bronzebezügen, Kupferrohr, Gummi, Farbanstrichen usw. überzog, ohne jedoch dadurch den gewünschten Zweck völlig zu erreichen.

Bei kleineren Schiffen fehlen auch häufig die Bronzebezüge und die Pockholzfutter der Stevenrohre ganz und die Wellen laufen ohne Bekleidung direkt in dem gußeisernen Sternrohre.

Früher lagerte man die Schraubenwelle auch noch durch das im Ruderstegen des Schiffes angebrachte Stevenlager, in welchem das gleichfalls mit Bronze überzogene letzte Wellenende lief. Diese Lagerung hielt zwar beim etwaigen Wellenbruch den abgebrochenen Schaft, konnte aber auch sehr gefährlich werden, wenn durch die schrägen Bruchstellen der Welle das Stevenrohr zertrümmert wird (z. B. Wellenbruch des früheren Lloyd dampfers „Spree“). Die Lagerung einer mittschiffs liegenden Schraubenwelle in dem Ruderstegen hat die Nachteile, daß bei Ruderhartlage die Propellerwelle einen Teil des Ruderdruckes aufzunehmen hat und daß bei Grundberührung des Stevens die Welle in Mitleidenschaft gezogen wird. Neubauten sehen deshalb von einem Stevenlager ab.

Die jetzt übliche Ausführung der Wellenleitung mit Stevenrohr für einen Doppelschraubendampfer zeigen die Figuren 396 bis 401.

Nach Vorschrift des Germanischen Lloyd müssen Sternbüchse und Wellenlager ohne Umstauen der Ladung usw. jederzeit zugänglich sein. Bei größeren Seeschiffen ist vom Maschinenraum bis zum Sternrohr ein Tunnel anzuordnen. Derselbe ist von gleichem Material und gleicher Stärke wie die unteren Teile der Schottwände und ebenso wie diese wasserdicht herzustellen, mit Entwässerungsröhren zu versehen und durch einen wasserdichten Schieber, welcher auch von Deck aus zu bewegen ist, nach dem Maschinenraume hin abschließbar zu machen. Die Maschinenwelle ist wasserdicht in den Tunnel einzuführen.

Die Rohrleitungen,

welche bei den Schiffsmaschinen zur Fortleitung des von den Maschinen benötigten Dampfes und des von ihnen bewegten Wassers dienen, müssen sehr erheblichen Ansprüchen genügen und erfordern daher im Entwürfe wie in der Ausführung besondere Sorgfalt. Sie sollen in erster Linie möglichst leicht sein, ferner aber eine möglichst große Betriebssicherheit bieten und müssen daher den Ansprüchen genau angepaßt werden.

Die Dampfrohrleitungen müssen in erster Linie dem Dampfdrucke entsprechend dimensioniert werden. Außerdem sollen sie aus einem Material bestehen, welches die bei Schiffsmaschinen unvermeidlichen Bewegungen bzw. Verschiebungen auszuhalten imstande ist und

welches endlich auch unter den an Bord von Schiffen nicht zu beseitigenden ungünstigen Verhältnissen, d. h. durch Einfluß von Nässe usw., nicht durch Oxydation (Verrosten) zerstört wird. Aus diesem Grunde wird für Dampfrohrleitungen auf Schiffen fast ausschließlich Kupfer verwendet, und wenn solches bei den in neuester Zeit üblich gewordenen hohen Dampfspannungen und Temperaturen nicht immer den erforderlichen Grad von Sicherheit gegen Zerreißen gezeigt hat, so sucht man sich dagegen zu schützen, indem man um die an und für sich schon genügend widerstandsfähigen Kupferrohre noch eine straffgespannte Wickelung von Stahldraht, Stahldrahtseil usw. legt, obwohl man sich darüber klar ist, daß ein solches Verfahren wegen des zu befürchtenden Verrostens der Umwicklung zu Bedenken Anlaß gibt.

Die Seeberufsgenossenschaft schreibt vor, daß beim Einbauen der Dampfrohre die Niet-, Löt- oder Schweißnaht nicht nach unten, sondern nach oben zu legen ist. Kupferrohre von mehr als 20 cm Durchmesser, welche unter einem Arbeitsdruck von mehr als 10 Atm. stehen, sind durch Umwickelungen oder andere geeignete Schutzvorrichtungen gegen Aufreißen zu sichern. Ferner sind in allen Dampfrohrleitungen Vorrichtungen anzubringen, welche die Expansion und Kontraktion ohne wesentliche Anstrengung der Rohre zulassen und die mit den nötigen Sicherungen gegen Herauspressen der Rohre aus Stopfbüchsen durch den Dampfdruck versehen sind.

Zwischen der Haupt- und Hilfsdampfleitung ist, soweit angängig, eine Verbindung herzustellen, so daß beim Betriebe der Hauptmaschine nur je ein Ventil an jedem Kessel geöffnet zu werden braucht. Außerdem sind die einzelnen Teile der Hauptdampfrohrleitungen der Schiffsmaschine und der Hilfsmaschinen, soweit sie nicht frei über Deck liegen, vor der Montage mit dem doppelten Arbeitsdrucke des Kessels zu prüfen. Diese Probe ist in der Höhe des für die Kessel vorgeschriebenen Probedruckes alle sechs bis sieben Jahre bei Gelegenheit einer erforderlichen amtlichen Kesseldruckprobe zu wiederholen.

Wo zwei oder mehr Dampfkessel mit einer gemeinsamen Dampf- oder Speise- oder Abblaserrohrleitung verbunden sind, ist der der inneren Revision zu unterwerfende Dampfkessel, falls einer der übrigen Kessel in Betrieb ist, zum Schutze der untersuchenden Personen von jeder der gemeinsamen Rohrleitungen in augenfälliger, wirksamer Weise durch geeignete Einrichtungen zu trennen.

Was die wasserführenden Rohrleitungen anbetrifft, so werden dieselben, soweit sie über den Flurplatten liegen, der Leichtigkeit wegen ebenfalls aus Kupfer hergestellt. Alle solche Röhren dagegen, welche unter den Flurplatten des Maschinen- und Kesselraumes liegen und naturgemäß nahe an oder direkt auf den Konstruktionsteilen des Schiffsbodens angebracht werden müssen, d. h. die Saugeröhren der Lenzpumpen namentlich, müssen aus verzinktem Eisen oder, wenn das Gewicht nicht hinderlich ist, aus Blei hergestellt werden, weil sonst die

Gefahr vorliegt, daß das Kupfer des Rohres und das Eisen des Schiffskörpers durch Vermittelung des Bilgewassers ein galvanisches Element bilden, in dem naturgemäß das Eisen, also der Schiffskörper, rascher Zerstörung anheimfällt (vgl. Abschnitt XVI).

Bei den hoch beanspruchten Dampfzuleitungsröhren werden in der Regel aus einem Stück hergestellte nahtlose Kupferröhren verwendet.

Nach den Bestimmungen der Kaiserl. Deutschen Marine sind gelötete Kupferrohre für höhere Dampfspannungen auszuschließen. Zu den Leitungen für hochgespannte Dämpfe sind entweder gezogene oder aus Kupferblech hergestellte, mit Doppellaschen zusammengenietete Rohre zu verwenden. Hiernach ist, wenn:

s = Blechstärke in mm,

D = Rohrdurchmesser in mm bedeutet,

$$s = \frac{p \cdot D}{400} + 1,5 \text{ für Rohre bis 100 mm Durchmesser,}$$

$$s = \frac{p \cdot D}{400} \text{ für Rohre von 125 mm Durchmesser und darüber.}$$

Kupferne Rohre von 125 mm lichter Weite und darüber für Dampf von 8 Atm. sind mit aufgenieteten (nicht aufgelöteten) Flanschen und ferner mit verzinktem Stahldrahttau so zu versehen, daß die Tauspiralen sich berühren und daß bei dem Bruche des Taus in einer Spirale die anliegenden anderen Tauspiralen nicht lose werden; für die Dicke des Taus gelten folgende Maße:

Lichte Weite des Rohres in mm	D	125—150	155—200	205—250	255—300	305—350	355—400
Umfang des Drahttaues in cm	πd	0,75	1,0	1,25	1,50	1,75	2,0

Vor der Verwendung ist das Drahtseil zum Schutze gegen Rost mit Leinölfirnis gut zu streichen.

Abdampfrohre usw. werden aus Kupferblechen hergestellt, die zusammengebogen und in der Naht hart gelötet werden. Bogenstücke usw. fertigt man entweder in gleicher Weise aus Kupfer mittels Lötung an, oder man verwendet dafür Gußstücke aus Bronze oder Stahl bzw. Gußeisen. Daß die in die Rohrleitung eingeschalteten verschiedenen Ventile, Stutzen usw. ebenfalls aus Bronzeguß, Stahlguß oder Gußeisen hergestellt werden, bedarf nach früherem wohl keiner Erwähnung.

Da die Rohrleitungen aus einer großen Anzahl einzelner Teile hergestellt werden müssen, so ist es erforderlich, diese einzelnen Stücke so miteinander zu verbinden, daß sie sich vollkommen dampf- und wasserdicht aneinander schließen, und dazu werden bei Schiffsmaschinen ausschließlich die sog. Flanschverbindungen benutzt, deren Konstruktion durch Fig. 402 bis 405 veranschaulicht wird.

Während die gegossenen Rohrleitungsteile angegossene Scheiben (Flanschen) erhalten, werden die kupfernen und eisernen Rohre mit aufgeschraubten oder aufgelöteten Flanschen aus Eisen oder Bronze versehen, und zwar eiserne Rohre mit aufgeschraubten oder gelöteten eisernen Flanschen, Kupferrohre dagegen fast nur mit gelöteten Bronze-
flanschen. Kommen bei Kupferrohren eiserne Flanschen zur Verwendung, so werden dieselben nicht fest mit dem Kupferrohre vereinigt, sondern dienen nur dazu, eine auf das Kupferrohr gelötete sog. Bordscheibe niederzudrücken. In allen Fällen kommt es nämlich darauf an, die Enden der Rohre, Ventile und Stutzen so fest gegeneinander zu drücken, daß die durch das Rohr geleitete Flüssigkeit sich nicht dazwischen hindurchdrängen kann. Es läßt sich dieses dadurch erreichen, daß die sauber bearbeiteten Dichtungsflächen direkt zusammengepreßt werden, oder man kann zur Sicherheit des Zweckes zwischen die Dichtungsflächen, wie das meistens der Fall ist, auch eine geeignete Dichtung

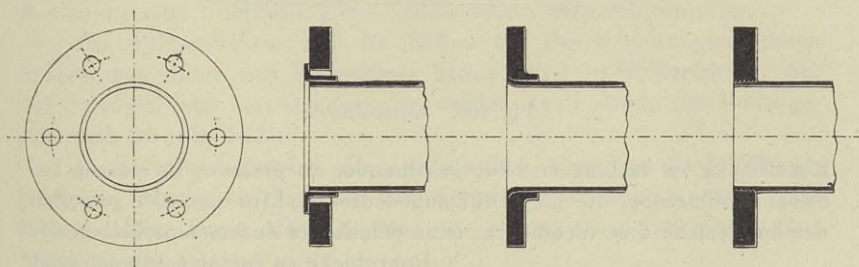


Fig. 402 bis 405. Verschiedene Flanschverbindungen.

(Gummi, Asbest, gerippte Kupferscheiben, konische Metallringe, Drahtgaze, Blei usw.) einlegen, und braucht dann auf die saubere Bearbeitung der Dichtungsflächen nicht so großes Gewicht zu legen. In allen Fällen wird der zum Zusammenpressen erforderliche Druck dadurch erzeugt, daß man durch die Flanschen eine dem Rohrdurchmesser und dem Druck entsprechende Anzahl von Schrauben zieht und durch das Anziehen der Muttern derselben die Flanschen fest zusammenpreßt.

Bei Hochdruckdampfleitungen werden häufig die Flanschen sauber auftouchiert, d. h. man sorgt für dampfdichten Schluß ohne Dichtungsmaterial, welch letzteres nur noch als besondere Sicherheit dient.

Nach Tabelle I, S. 2, beträgt die Längenausdehnung des Kupfers bei einer Temperaturerhöhung um 100°C pro laufendes Meter etwa 1,6 mm, so daß bei den dampfleitenden Röhren mit einem nicht unerheblichen Längenunterschiede im kalten und warmen Zustande gerechnet werden muß. Da die Längenausdehnung bzw. -verkürzung sonach bis zu 4 mm pro m Rohrleitung betragen kann, so müssen die Dampfrohrleitungen eine Anordnung und Einrichtung erhalten, die diesem Umstande Rechnung trägt, d. h. durch welche bei den längeren Rohrleitungen die Entstehung von Spannungen infolge der Ausdehnung

und Zusammenziehung vermieden wird. Man schaltet deswegen in lange Dampfrohrlösungen entweder Krümmungen ein (Fig. 406), deren Elastizität eine gewisse Bewegung zuläßt, oder man sichert diese Bewegung dadurch, daß man sog. Rohrstopfbüchsen in die Leitung einschaltet, also die Rohrleitung so einrichtet, daß sie sich in diesen Stopfbüchsen verschieben kann. Da der auf die Endflächen des Rohrquerschnittes wirkend zu denkende Dampfdruck das Bestreben hat, die

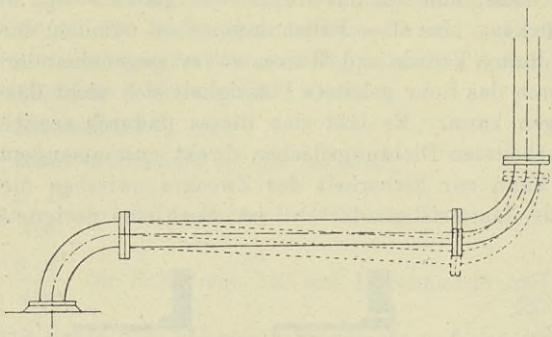


Fig. 406. Knierohre.

Rohrleitung zu verlängern bzw. auseinander zu pressen, so müssen bei diesen Stopfbüchsen, wie in Fig. 407 angedeutet ist, Einrichtungen getroffen werden, welche dies verhindern, ohne jedoch das Zusammenschieben der

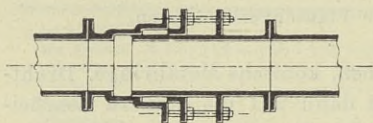


Fig. 407. Kompensationsstopfbüchse.

Rohrstücke zu beeinträchtigen, oder es müssen entlastende Kompensationsrohre verwendet werden (Fig. 408 b, c usw.). Da die Einschaltung von Krümmungen in der Regel für den angestrebten Zweck genügt,

so findet man auf kleineren Handelsdampfern die Rohrstopfbüchsen nur in der Verbindung zwischen den Zylindern der Hauptmaschine. Auf Kriegs- und größeren Handelsschiffen sind sie dagegen vielfach üblich.

Wegen der hervorragenden Bedeutung, die die Rohrleitungen für einen ordnungsmäßigen und sicheren Schiffsbetrieb haben, sind vom Germanischen Lloyd nachstehende

Bestimmungen über Rohrverbindungen, Hähne und Ventile erlassen worden.

Die Rohrleitungen, mit Ausnahme der Saugrohre in der Bilge und in den Wasserballasttanks, sowie der Abdampfrohre der Dampfwinden und Sicherheitsventile, sind, wenn nicht vom Vorstande des Germanischen Lloyd ausdrücklich anderes Material genehmigt ist, aus Kupfer herzustellen.

Alle Seewassereinlaßventile, wenn möglich, auch die übrigen Ventile und Hähne, müssen leicht zugänglich sein, über dem Bodenbelag des Maschinen- und Kesselraumes liegen und derartig eingerichtet sein, daß ein Zweifel über das Öffnen und Verschließen nicht möglich ist (vgl. Fig. 147).

Die Köpfe der Bolzen, mit welchen die Bodenventile und -hähne in der Schiffswand befestigt sind, dürfen nicht vorstehen, sondern müssen versenkt sein.

Alle Abschlüsse an der Schiffswand, welche zum Einlassen von Seewasser dienen, sind mit einer Grätting zu versehen und außerdem mit einem kleinen Dampfrohr, um die Grätting reinigen zu können (Eisventil).

Da, wo die Möglichkeit des Eindringens von Wasser in den Schiffsraum vorliegt, sind die Rohrleitungen mit zwei voneinander unabhängig wirkenden Ventilen zu versehen, damit selbst bei einer unaufmerksamen Bedienung eine Überflutung des Schiffsraumes ausgeschlossen ist.

Die Abblasehähne und die Hähne für Seeverbindungen, deren Mündungen unter der Wasserlinie liegen, sind so einzurichten, daß der Schlüssel nur herausgenommen werden kann, wenn der Hahn geschlossen ist (Fig. 147).

Es ist wünschenswert, die Ausflußrohre, soweit es die Schiffskonstruktion erlaubt, oberhalb der Tiefladelinie ausmünden zu lassen. (Bei Kriegsschiffen liegen alle Ausgüsse aus strategischen Gründen unter Wasser.)

Es wird empfohlen, für die Saugerohre an den wasserdichten Schotten Hähne anzubringen, die von Deck aus geöffnet und geschlossen werden können.

Rohrleitungen, welche durch die Kohlenbunker gehen, sind in hinreichender Weise gegen Beschädigungen zu sichern.

Ventile und Hähne dürfen mit ihren Flanschen nicht direkt an der Außenhaut befestigt sein, sondern müssen stets einen schmiedeisenen Unterlagsring von entsprechender Dicke haben, oder an einem besonders an die Schiffshaut genieteten eisernen Kasten befestigt sein, so daß ein Anrosten der Außenhautplatten möglichst vermieden wird.

Eine Saugleitung von dem unteren Teile des Kessels nach der Dampfmaschine (zwecks Zirkulation des Kesselwassers beim Anheizen) ist in solcher Weise von allen anderen Saugleitungen dieser Pumpe (aus Bilge, See, Tanks usw.) zu trennen, daß weder durch Nachlässigkeit, noch durch Unkenntnis der Bedienungsmannschaft der Kesseldruck einen Weg in irgend eine dieser Leitungen finden kann.

Zum Schluß seien die allgemeinen Grundsätze entwickelt, nach welchen Spezialfirmen, wie F. Seiffert u. Co., Berlin SO 33, und die Gesellschaft für Hochdruckrohrleitungen, Berlin O 27, ihre Frischdampfleitungen auszuführen pflegen.

Die Disposition von Hochdruckrohrleitungen für Dampfschiffsanlagen

wird hauptsächlich von der Größe derselben und von den Betriebsverhältnissen abhängig sein. Bei kleineren Anlagen wird man die Rohrleitungen möglichst einfach gestalten, namentlich auch dann, wenn die Anlage nicht ununterbrochen (wie bei Fährdampfern) im Betriebe ist. Hingegen wird man bei größeren Rohrleitungsanlagen durch Ring- und Doppelleitungen, durch zweckmäßige Kombination der Absperrorgane usw. dafür Sorge tragen müssen, daß bei Havarien in den Rohrleitungen ohne nennenswerte Störung der Betrieb aufrecht erhalten werden kann, indem der beschädigte Teil der Rohrleitung ausgeschaltet wird.

Für die Anordnung von Ring- und Doppelleitungen lassen sich keine bestimmten Regeln aufstellen, vielmehr wird sich diese hauptsächlich nach der Disposition der Haupt- und Hilfsmaschinen sowie der Kessel usw. zu richten haben. Bei Rücksichtnahme auf die Betriebssicherheit größerer Hochdruckleitungen muß darauf geachtet werden, daß die ganze Anlage nicht zu kompliziert wird und übersichtlich bleibt.

Wichtig für einen ökonomischen Betrieb ist die Dimensionierung der Hochdruckdampfleitungen, d. h. die Dampfgeschwindigkeit in denselben. Hierbei ist zwischen gesättigtem und überhitztem Dampf zu unterscheiden.

Bei Bestimmung des Rohrquerschnittes sind zwei Faktoren zu berücksichtigen, und zwar der durch den Reibungswiderstand erzeugte Druckverlust und der durch Abkühlung bzw. durch Kondenswasser entstehende Dampfverlust. Je kleiner der Rohrdurchmesser gewählt wird, um so geringer ist auch der Dampfverlust durch Abkühlung, jedoch wird der Spannungsabfall durch den Reibungswiderstand größer. Wenn der Kesseldruck und der zulässige Spannungsabfall an der Dampfmaschine gegeben sind, so ist der Rohrleitungsquerschnitt zu bestimmen, und zwar bei angenommener Dampfgeschwindigkeit, welche je nach den Betriebsverhältnissen bzw. den Längen der Leitungen für Naßdampf 18 bis 25 m pro Sekunde und für überhitzten Dampf 30 bis 40 m pro Sekunde betragen kann. Bei der Berechnung der Geschwindigkeit von überhitztem Dampf ist zu berücksichtigen, daß das Volumen von 1 kg überhitzten Dampfes größer ist als wie dasjenige von 1 kg gesättigten Dampfes. Bei der Berechnung der Geschwindigkeit von gesättigtem Dampf muß berücksichtigt werden, daß das im nassen Dampfe enthaltene Kondenswasser einen größeren Widerstand in den Leitungen bewirkt.

Bei der Anlage von Hochdruckdampfleitungen sind von hervorragender Wichtigkeit:

Zweckmäßige Konstruktion, geeignetes Material, richtige Lagerung der Rohrleitungen bzw. sachgemäße Anordnung der Festpunkte und

der Kompensationsvorrichtungen, rationelle Entwässerung, wirksamer Wärmeschutz und zuverlässiges Dichtungsmaterial.

Für die Konstruktion der einzelnen Bestandteile sind keine bestimmten Normen aufzustellen, sondern es wird sich die Ausführung der einzelnen Teile nach den Betriebsverhältnissen richten. Als Grundlage für die Konstruktion dieser Teile können im allgemeinen die Normen zu Rohrleitungen von hoher Spannung, aufgestellt vom Verein Deutscher Ingenieure 1900, dienen.

Hauptsächlich muß bei der Konstruktion die Verwendung von gesättigtem oder überhitztem Dampf berücksichtigt werden. Speziell bezieht sich dieses auch auf die Konstruktion der Armaturen, da der überhitzte Dampf das Material der Ventilsitze, Kegel und Spindeln mehr in Anspruch nimmt und abnutzt als der gesättigte Dampf (siehe S. 168). Die Armaturen werden bei gesättigtem Dampf zumeist mit Rotgußgarnitur und Rotgußspindel versehen, während es jetzt allgemein üblich ist, die Armaturen für überhitzten Dampf mit Nickelsitz und -kegel und Stahlspindel auszurüsten (Fig. 135).

Die gebräuchlichsten Absperrorgane bei Hochdruckdampfleitungen sind Ventile und Schieber. Beide Konstruktionen haben Nach- und Vorteile. Das Absperrventil bietet nicht den geraden, freien Durchgang wie der Absperrschieber, andererseits kann das Ventil nachgeschliffen werden, wenn die Dichtungsflächen beschädigt sind, ohne es aus der Leitung zu entfernen. Das Nacharbeiten der Dichtflächen im Absperrschieber ist jedoch nur auf einer Spezialdrehbank möglich. Infolge der Konstruktion des Absperrventils ist auch eine zuverlässigere Befestigung der Dichtringe möglich als bei dem Absperrschieber. Der Absperrschieber dürfte in allen solchen Fällen zu verwerfen sein, in welchen zeitweise der Dampf gedrosselt werden soll. Die Schieberkeile sind lose auf dem Vierkant der Spindel aufgehängt und vibrieren daher, wenn der Dampf gedrosselt wird. Durch dieses Vibrieren werden die Dichtflächen der Schieber leicht beschädigt. Bei den Armaturen ist auch eine leichte Zugänglichkeit bzw. eine leichte Bedienung derselben zu berücksichtigen, und zwar werden die vom Fußboden schwer erreichbaren Armaturen entweder mit Stirn- oder Kegelradübersetzung versehen, oder die hochgelegenen Hauptdampfleitungen erhalten Laufbühnen, von welchen aus die Betätigung der Armaturen erfolgt.

Bei größeren Dampfschiffsanlagen, welche mit hoher Dampfspannung arbeiten, und bei welchen Betriebsstörungen erhebliche Nachteile verursachen, empfiehlt sich unbedingt die Anordnung von Rohrbruchventilen (siehe weiter unten).

Abzweige in den Dampfleitungen werden entweder durch aufgeschweißte Stutzen oder durch T-Stücke aus Stahlguß oder verstärktem Gußeisen hergestellt. Rohrleitungen mit aufgeschweißten Abzweigstutzen sind den Rohrleitungen mit eingeschalteten Guß-T-Stücken vorzuziehen,

da eine mit aufgeschweißten Stutzen versehene Rohrleitung zumeist erheblich weniger Flanschenverbindungen enthält, als eine Rohrleitung mit eingeschalteten Guß-T-Stücken, wodurch natürlich die Betriebssicherheit wesentlich erhöht wird. Die Abzweigstücke aus Stahlguß oder Gußeisen werden seit längerer Zeit allgemein in Kugelform hergestellt, und zwar erfolgt die Reduktion der Stutzen und Abzweige in den Fassonstücken selbst.

Bei Hochdruckleitungen für Dampf sind überlappt-geschweißte Rohre den gezogenen nahtlosen Rohren vorzuziehen. Die Bogen werden für gewöhnlich im Rohr selbst hergestellt und eignet sich das überlappt-geschweißte Rohr wegen des wesentlich weicheren Materials besser für diesen Zweck. Auch müssen die Bogen in den Dampfleitungen zumeist mehr oder weniger die Kompensation aufnehmen, wofür sich das überlappt-geschweißte Rohr wegen seiner größeren Elastizität ebenfalls besser eignet. Sofern für die Rohrverbindungen Walzflanschen verwendet werden, ist es ebenfalls von Wichtigkeit, daß das Rohrmaterial möglichst weich ist, damit es sich beim Einwalzen tunlichst leicht in die Innenrillen der Walzflanschen hineinpreßt.

Als Flanschenverbindungen für Hochdruckdampfleitungen kommen gewöhnlich aufgeschweißte bzw. vorgeschweißte Bunde und lose Flanschen, oder Walzflanschen bzw. Walzbunde und lose Flanschen zur Verwendung. Diese Flanschenverbindungen sind als gleichwertig zu betrachten. Bei Rohrleitungen von größerem Durchmesser und für höheren Druck wird man die Bunde nicht stumpf aufschweißen, sondern vorschweißen, wie solches auch in den Normalien für Hochdruckdampfleitungen 1900 vorgeschrieben ist.

Sofern für die Rohrverbindungen Walzflanschen zur Anwendung kommen, sind hydraulisch gepreßte Flanschen aus Ia. Siemens-Martinmaterial den gegossenen Stahlflanschen vorzuziehen. Beim Stahlguß sind Materialspannungen nicht ausgeschlossen, welche durch das Aufwalzen noch verstärkt werden. Derartige Materialspannungen machen sich, namentlich wenn die Rohre und Flanschen ungewöhnlich beansprucht oder schnell erwärmt werden, leicht unliebsam bemerkbar. Dieser Nachteil fällt bei den aufgeschweißten und aufgewalzten, gepreßten Flanschen fort. Die letzteren werden nicht gegossen, sondern sie erhalten ihre Form durch hydraulisches Preßverfahren, und zwar ihrer Größe entsprechend durch einen hydraulischen Druck von bis zu 2000 000 kg, wodurch das Material eine viel größere Festigkeit und Widerstandsfähigkeit als wie zuvor erhält und demzufolge dem einzuwalzenden Rohrmaterial mehr als genügenden Widerstand entgegensetzt. Es steht auch nichts im Wege, für das Material beliebige Härten zu verwenden. Es ist nach vorstehendem klar, daß diese gepreßten Flanschen plötzlichen übermäßigen Beanspruchungen, wie Wasserschlägen, Temperaturveränderungen usw., erheblich größeren Widerstand bieten, als gegossene Flanschen irgend eines anderen Materials.

Es sind mit diesen Flanschen einwandfreie Versuche von Prof. Bach gemacht worden, welche ein vorzügliches Resultat ergaben.

Es bestehen vielfach Meinungsverschiedenheiten, ob die Flanschenverbindungen mit Nut bzw. Feder oder glatten Dichtflächen zu verwenden sind. Zweifellos bietet eine Rohrleitung, deren Flanschenverbindungen mit Nut und Feder versehen sind, eine größere Betriebssicherheit, als eine solche mit glatten Flanschenverbindungen. Indessen wird das Demontieren der Rohrleitungen, welche mit Nut und Feder versehen sind, erschwert, da die Leitungen auseinander gedrückt werden müssen. Letzteres ist jedoch nur selten erforderlich, und zwar bei geraden längeren Leitungen und bei Leitungen von größerem Durchmesser. Bei Flanschenverbindungen mit glatten Dichtflächen liegt indessen die Möglichkeit nahe, daß die Dichtungen herausgeschleudert werden. Dieser Übelstand wird durch Verwendung geeigneter Metalldichtungen behoben, jedoch bringen derartige Metalldichtungen, namentlich sofern eine Rohrleitung nicht sorgfältig montiert ist, einen anderen Nachteil mit sich. Wenn die Rohrleitungen erwärmt werden, dehnen sie sich aus und pressen die Metalldichtungen zusammen; erkaltet die Rohrleitung wieder, so wird sie sich wieder zusammenziehen. Wird die Rohrleitung dann wiederum unter Dampf gesetzt, so wird sich anfangs Kondenswasser bilden, welches an den Metalldichtungen so lange tropft, bis sich die Rohrleitung vollständig erwärmt bzw. ausgedehnt hat, da die Metalldichtungen nicht elastisch bleiben. Recht gut hat sich auch für diesen Zweck das Dichtungsmaterial Klingerit bewährt.

In den Dampfleitungen müssen Vorrichtungen angebracht werden, um das Kondenswasser zu sammeln, und zwar verwendet man hierzu Wasserabscheider, oder man ordnet in den Leitungen Wassersäcke an.

Bei der Konstruktion der Wasserabscheider ist darauf zu achten, daß die innere Einrichtung nicht zu kompliziert wird, damit nicht durch viele Richtungsänderungen des Dampfes oder durch Reibung Verluste entstehen. Bei Verwendung gesättigten Dampfes muß ganz besonders auf eine rationelle Entwässerung der Rohrleitungen Rücksicht genommen werden, während bei Verwendung überhitzten Dampfes mit der Anordnung von Wasserabscheidern und mit deren Größenbemessung vorsichtig umgegangen werden muß, da eine Entwässerung von Rohrleitungen für überhitzten Dampf fast nur bei Inbetriebsetzung erforderlich ist. Bei der Bemessung der Wasserabscheider für gesättigten Dampf diene als Anhalt, daß eine Rohrleitung, gut isoliert, etwa 1,5 Liter Kondenswasser pro qm Isolieroberfläche und Stunde ergibt. Bei Verwendung von überhitztem Dampf wird die unvermeidliche Wärmeentziehung in den Rohrleitungen durch Abgabe eines Teiles der Überhitzung ausgeglichen, so daß der Dampf frei von Kondensationswasser ist und eventuell noch mit einem entsprechenden Über-

hitzungsgrad seine Wirkung ausübt. Gesättigter Dampf befindet sich hingegen derart im Gleichgewicht, daß man bei einer bestimmten Spannung demselben keine Wärme entziehen kann, ohne daß ein Teil dieses Dampfes in den flüssigen Zustand übergeht. (Konstruktion der Wasserabscheider siehe nachstehend.)

Zur Aufnahme der Ausdehnung in den Dampfleitungen werden Bogenrohre, Federrohre in Lyraform, Stopfbüchsenrohre und drehbare Kompensatoren verwendet. Wegen ihrer Einfachheit ist die Kompensation mittels Federbogen entschieden jeder anderen Konstruktion von Kompensatoren vorzuziehen, und zwar wird man, wie bereits eingangs bemerkt, hierfür das weichere und das elastischere überlappt-geschweißte Rohr dem spröderen, gezogenen, nahtlosen Rohre vorziehen. Das Federrohr bedarf keinerlei Wartung und bietet daher die denkbar größte Betriebssicherheit, wenn es sachgemäß gebogen und

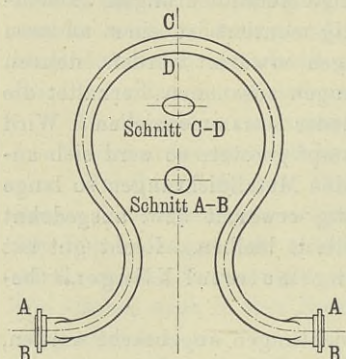


Fig. 408 a. Federrohrkompensator, System „Hochdruck“.

montiert wird. Es ist beim Biegen überlappt-geschweißter Rohre darauf zu achten, daß die Schweißnaht nicht in der Achse der Biegung zu liegen kommt, d. h. die Schweißnaht darf bei dem Biegungsprozeß weder gestreckt noch zusammengedrückt werden. Die verhältnismäßig geringe Schwächung der äußeren Wandung eines gebogenen Rohres kann dadurch vermieden werden, daß man die Wandstärke des ganzen Rohres um ein geringes stärker wählt. Die Federung von Rohrkompensatoren ist natürlich begrenzt und müssen deshalb in längeren Dampfleitungen meh-

rerer Vorrichtungen zur Aufnahme der Kompensation vorgesehen werden. Bei der Anordnung von Federrohren ist zu berücksichtigen, daß die Ausdehnung einer schmiedeisernen Leitung bei 200°C etwa 2,5 mm pro m und um je 100°C höherer Temperatur um etwa 1,3 mm steigt. Wie bereits oben gesagt, werden in den Dampfleitungen Rohrbogen niemals zu vermeiden sein und kommt diesen auch in fast allen Fällen die Aufgabe zu, als Kompensation zu dienen. Es liegt daher auch keine Veranlassung vor, den Federbogen, welcher sich besonders seiner Einfachheit und Betriebssicherheit wegen bisher gut bewährt hat, zugunsten anderer komplizierter Konstruktionen zu verwerfen. Es wird an dieser Stelle besonders auf den Flachkompensator System „Hochdruck“ hingewiesen. Dieser hat eine wesentlich höhere Elastizität als ein Rohrkompensator runden Querschnittes, und tritt bei dem Biegungsprozesse bei dem Flachkompensator eine bedeutend geringere Verschiebung in den Wandstärken ein, als bei dem runden Rohre (Fig. 408 a). Bei der Bestimmung der Flachkompensatoren wird darauf Rücksicht genommen,

daß eine Querschnittsverminderung nicht eintritt. Um eine möglichst große Kompensation zu erzielen, sollen die Radien der Federbogen möglichst groß bemessen werden, und zwar soll der Radius nicht weniger als das Vierfache des Rohrdurchmessers betragen. Es ist bekannt, daß die Verwendung kupferner Federbogen, namentlich bei überhitztem Dampfe und bei mittleren und größeren Dimensionen, nach den Hochdrucknormalien von 1900 unzulässig ist. Bei der Verwendung von Federbogen soll der lichte Rohrdurchmesser von 300 mm nicht überschritten werden, sofern es sich um höhere Dampfspannungen handelt.

Wegen Platzmangels wird es des öfteren auf Dampfschiffen nicht möglich sein, Federrohre zu verwenden. In solchen Fällen wird man eine andere Kompensationsvorrichtung und zwar möglichst einfacher Konstruktion wählen. Es ist nicht erforderlich, bei der Wahl solcher Kompensationsvorrichtungen auf eine möglichst große Kompensationsfähigkeit Rücksicht zu nehmen, da namentlich bei horizontalen Leitungen durch die Ausdehnung der Leitungen die Rohrmassen selbst bzw. das Gewicht derselben fortbewegt werden müssen. Es darf daher mit der Verteilung der Kompensationsvorrichtungen nicht zu sparsam vorgegangen werden, damit

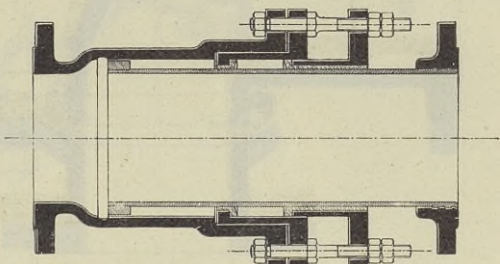
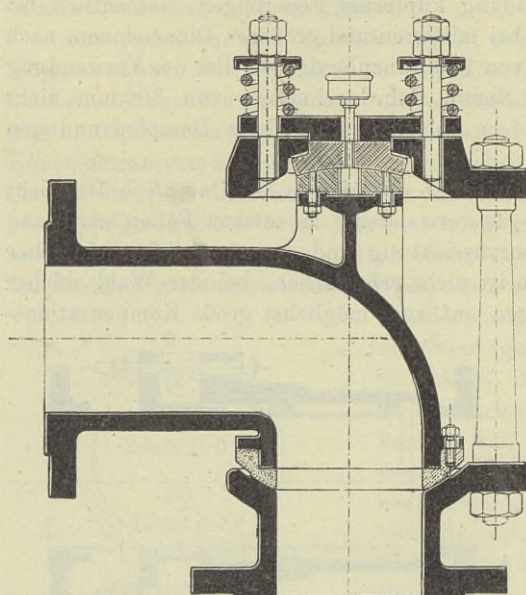


Fig. 408 b. Gußeiserne Kompensationsstopfbüchse mit Bronzegarnitur und schmiedeisernem Degenrohr.

nicht die Spannungen in den Leitungen durch ihr eigenes Gegengewicht zu groß werden. Bei der Verwendung von Stopfbüchsenkompensatoren ist darauf zu achten, daß sie eine möglichst lange Führung erhalten, wie die Ausführung von F. Seiffert u. Co.-Berlin in der Fig. 408 b erkennen läßt. Sind die Stopfbüchsenkompensatoren nicht entlastet, so sind sie gegen ein Herausziehen des Degenrohres durch Verankerung oder durch einen Ring zu sichern (Katastrophe auf S. M. S. „Brandenburg“). Bei der Wahl der Stopfbüchsenpackung ist besondere Vorsicht zu empfehlen und soll die Packung nicht festbrennen, damit das Degenrohr nicht gebremst wird. Der Reibungswiderstand und die Aufnahmefähigkeit für Wärmedehnungen ist bei den einzelnen Kompensator-Konstruktionen sehr verschieden. Die Wahl geeigneter Konstruktionen wird sich deshalb nach der Anzahl der festen Punkte (s. nachstehend) und nach der zu erwartenden Ausdehnung zwischen zwei festen Punkten zu richten haben. Die Konstruktionen von Seiffert nach Fig. 408 c leisten den geringsten Widerstand und nehmen bei kurzer Baulänge große Ausdehnungen auf; sie sind also dort anzuwenden, wo die

Schaffung von Fixpunkten in der Rohrleitung Schwierigkeiten macht. Dieser entlastete, stopfbüchsenlose Kugelgelenk-Kompensator besteht aus einem Stahlgußkrümmer, der an seinem kurzen Schenkel einen Kugelkörper aus Nickelbronze hält, welcher letzterer dampfdicht in das



anschließende Gehäuse eingeschlossen ist. Der in der Rohrleitung herrschende axiale Dampfdruck wird von dem am Krümmer sitzenden Widerlager aufgenommen. Die Aufnahme der Längenveränderung des Rohres geschieht durch Drehung um die Achse des Gehäuses und des Widerlagers.

Die selbstdichtenden Kompensatoren nach Fig. 408 d vermögen, je nach der ihnen gegebenen Länge zwischen den Gelenken, jede beliebige Längenveränderung aufzunehmen; sie erfordern jedoch Fix-

Fig. 408 c. Entlasteter Kugelgelenk-Kompensator.

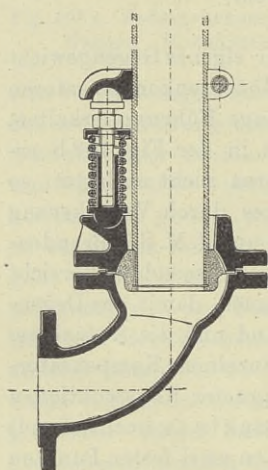


Fig. 408 d. Selbstdichtender Kugelgelenk-Kompensator: System Seiffert.

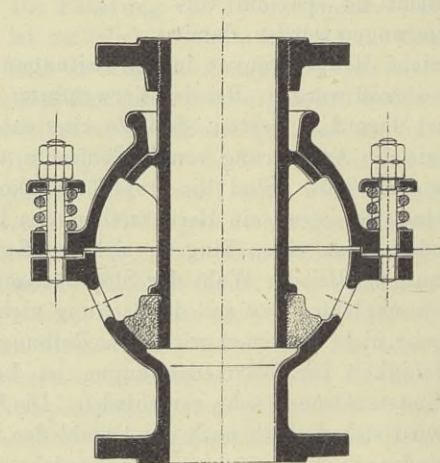


Fig. 408 e. Entlasteter stopfbüchsenloser Durchgangs-Kugelgelenk-Kompensator.

punkte, weil durch den Dampfdruck ein Aufeinanderpressen der Dichtflächen erfolgt und dementsprechend ein gewisser Kraftaufwand für die Bewegung der Gelenke erforderlich wird.

Wie die Fig. 408 d erkennen läßt, schließt sich an den, an seinem Ende zur Aufnahme des Kugelgelenkes erweiterten Krümmer ein Gehäuse oder Stutzen an, in welches der mit dem Rohre fest verbundene Kugelkörper aus Nickelbrönze dampfdicht eingeschlossen ist. Die federnde Spannvorrichtung soll den Kugelkörper stets an die Dichtflächen geschlossen halten, so daß bei Außerbetriebsetzung der Maschinen-

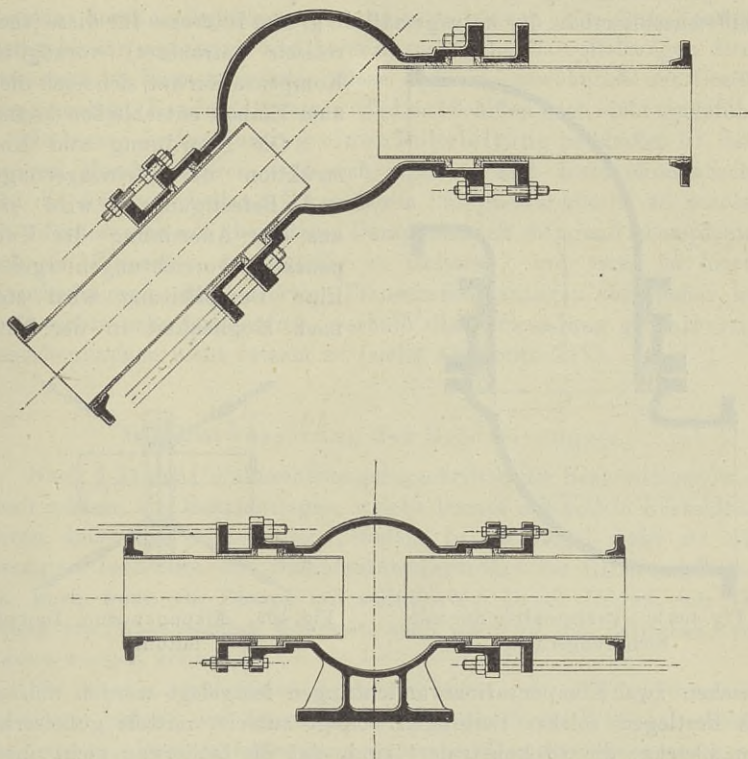


Fig. 408 f u. g. Verankerte Stopfbüchsen mit Kompensation nach zwei Seiten.

anlage durch das in der Leitung entstehende Vakuum die Kugeln nicht von den Dichtflächen gezogen werden können. Fig. 408 e zeigt einen entlasteten stopfbüchsenlosen Durchgangs-Kugelgelenk-Kompensator nach Seiffert, wie er in neuester Zeit vielfach zum Einbau gelangt ist. Der im Rohr herrschende axiale Dampfdruck wird von dem am Rohr angebrachten Widerlager aufgenommen, so daß die Dichtungsflächen entlastet sind. Die Veränderung durch Ausdehnung des Rohres wird durch Drehung des Stahlrohres im Widerlager aufgenommen.

Die Figuren 408 f u. g veranschaulichen verankerte Stopfbüchsen mit zweiseitiger Kompensationsfähigkeit. Die Drehstopfbüchse mit Sicherungsring (Fig. 408 h) kommt vornehmlich für große Rohrdurchmesser, für Abdampfrohre der Hauptmaschine usw. in Betracht. Diese Ausführung besitzt gegenüber der Schubstopfbüchse den Vorzug einer besseren Haltbarkeit der Dichtungen, weil durch die Bewegung kein Zusammendrücken des Dichtungsmaterialies erfolgt.

Metallschlauchkompensatoren, die sich vor der Hand erst im Landbetriebe Eingang zu verschaffen gewußt haben, sind noch nicht nach jeder Richtung hin einwandfrei erprobt worden, weshalb der Schiffsmaschinenbau, der naturgemäß ein großes Interesse für diese (theoretisch betrachtet) vorzügliche

Kompensation hat, sich noch nicht zum Einbau entschließen konnte.

Die Anordnung und Konstruktion der Rohrlagerungen und Befestigungen wird sich aus der Anordnung der Kompensationsvorrichtungen ergeben. Eine Dampfleitung wird stets nach Möglichkeit in der Mitte

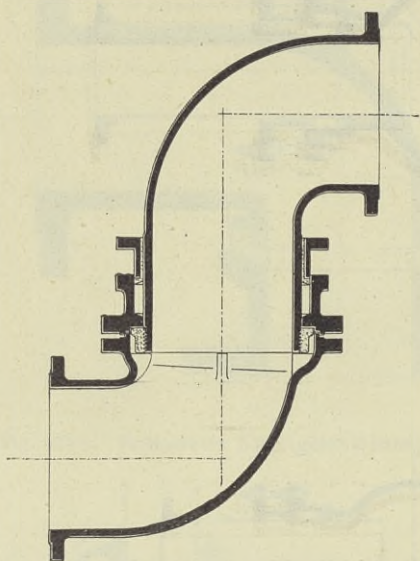


Fig. 408 h. Drehstopfbüchse mit Sicherungsring.

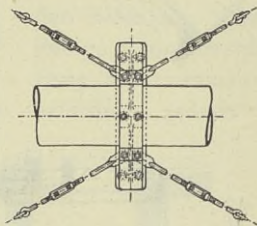


Fig. 409. Fixpunkt einer Dampfleitung.

zwischen zwei Kompensationsvorrichtungen festgelegt werden müssen. Das Festlegen solcher Leitungen erfolgt zumeist mittels gußeiserner Klemmböcke, die so konstruiert sind, daß die Isolierung nicht unterbrochen zu werden braucht. Es ist im Interesse der Betriebssicherheit wichtig, daß diese Fixpunkte durchaus sicher und zuverlässig befestigt und verankert werden (Fig. 409). Im übrigen wird man je nach der Lage der Leitungen diese auflagern oder aufhängen, so daß sie zwanglos den durch die Temperaturveränderungen bedingten Ausdehnungen nachgeben können. Bei der Konstruktion der Rohrlagerungen und Aufhängungen muß häufig auch darauf Bedacht genommen werden, daß die Leitungen sich nicht nur axial, sondern auch seitlich bewegen können. Die Dampfleitungen sollen niemals direkt auf den Rollen aufliegen, sondern mit Rollenschuhen versehen werden, damit

auch an den Lagerungsstellen die Isolierung nicht unterbrochen zu werden braucht.

Die für die Entwässerung der Dampfleitungen erforderlichen Apparate innerhalb der Leitungen selbst sind auf S. 196 u. 415 bereits erwähnt. Zur Entfernung des Kondenswassers bedient man sich automatischer Apparate. Am meisten kommen zur Verwendung Kondenswasserableiter mit Schwimmervorrichtungen, Ausdehnungskondenswasserableiter und Kondensatpumpen. Die beiden erstgenannten Apparate sind so konstruiert, daß man das reine Kondensat aus den Frischdampfleitungen nach dem Speisewassersammeltank drücken kann, um es wieder zur Kesselspeisung verwenden zu können. Um diese Kondenswasserableiter reparieren und beim Anstellen die Dampfleitungen direkt entwässern zu können, werden diese Apparate gewöhnlich mit Umführung versehen. Kondensatpumpen sind auf Schiffen noch nicht eingeführt.

Je besser die Isolierung einer Rohrleitung beschaffen ist, desto weniger Kondenswasser wird sich ergeben und desto ökonomischer wird die Anlage arbeiten. Bei größeren Dampfleitungen ist es, namentlich sofern es sich um überhitzten Dampf handelt, dringend zu empfehlen, auch die Flanschen zweckmäßig zu isolieren, und zwar ist hierbei Hauptbedingung, daß derartige Flanschenisolierungen abnehmbar und im Gewichte sehr leicht sind, weshalb die Verwendung gußeiserner Flanschenkappen nicht ratsam ist (siehe Abschnitt XIV).

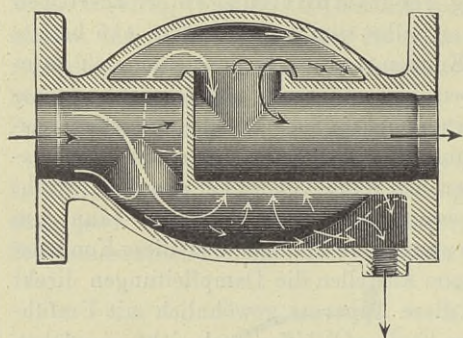
Die Entwässerung der Rohrleitungen.

Nach § 53 der Unfallverhütungsvorschriften der Seeberufsgenossenschaft müssen alle Rohrleitungen, welche Dampf mit vollem Kesseldruck führen, außerdem bei Dampfern, welche in der Regel mehr als zehn Passagiere befördern, alle Dampfzuführungsrohre der Hilfsdampfleitungen, auch wenn sie Dampf mit reduziertem Druck führen, zur Verhütung von Wasserschlag jederzeit, auch während des Betriebes, entwässert werden können.

Die hierher gehörenden Apparate nennt man Dampfwaterableiter, welche den Zweck haben, das durch die Wasserabscheider (Separatoren, Dampfentwässerungsapparate, Dampftrockner usw.) von dem Betriebsdampfe in Rohrleitungen zugehende sog. Dampfwater ununterbrochen und derart fortzuführen, daß nicht gleichzeitig durch dieselbe Öffnung noch benutzbarer Dampf mit austritt. Meistens ist der Dampfwaterableiter ein Topf (Kondensationstopf, Kondenstopf), in welchem sich das heiße Wasser bis zu einer gewissen Grenze ansammelt; wird diese überschritten, so öffnet der Auftrieb oder das Gewicht des Wassers das Abblaseventil.

Die zweite Gruppe von Apparaten beruht auf dem Prinzip der Ausdehnung von Metallen infolge des Temperaturwechsels, die hierbei entstehende Bewegung öffnet bzw. schließt das betreffende Ventil.

Bei den Wasserabscheidern stößt der einströmende Dampf (in Fig. 410 Dampfeintritt von links, Dampfaustritt nach rechts, Kondens-



wasseraustritt an der tiefsten Stelle) gegen eine der Strömungsrichtung entgegengesetzte Fläche und entäußert sich auf derselben des mitgebrachten Wassers, um dann möglichst wasserfrei seinen Weg fortzusetzen. Der abgebildete Apparat eignet sich sowohl für horizontale als auch für vertikale Leitungen.

Fig. 410. Wasserabscheider.

zeichnet der auf Schiffen vielfach eingebaute Dampfwasserableiter von Schäffer u. Budenberg (Fig. 411), bei welchem Apparat das von links eintretende Dampfwasser zunächst den Zwischenraum zwischen dem gußeisernen Topf und den in diesem angebrachten kupfernen oder schmiedeisernen Schwimmer füllt; durch den Auftrieb wird das zu einer Stange

verlängerte Ventiltchen geschlossen. Steigert sich nun die Wasseransammlung in dem Raume zwischen Topf und Schwimmer, so gelangt schließlich Wasser von oben in den Schwimmer, derselbe sinkt und der Dampf preßt das im Schwimmer vorhandene Wasser durch das nunmehr geöffnete Ventiltchen zum rechten Flansch hinaus. Ein Rückschlagventiltchen verhindert einen Rücklauf des Wassers bei der Außerbetriebstellung der Dampfrohrleitung.

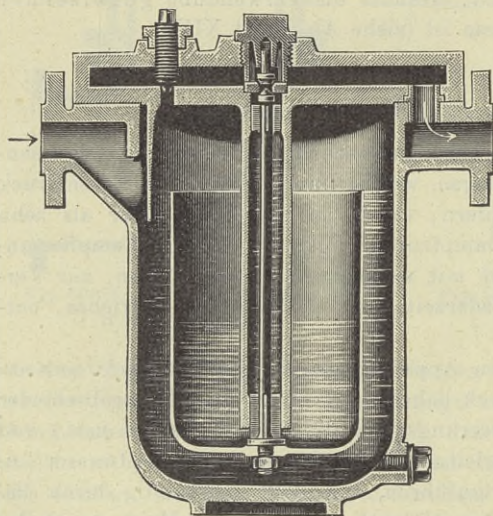


Fig. 411. Dampfwasserableiter „Simplex“ von Schäffer u. Budenberg.

Die vorhandene Luftschraube dient zum Entlüften der Dampfrohrleitung beim Anstellen des Dampfes nach längerer Betriebsunterbrechung.

Auf dem physikalischen Gesetze der verschiedenen Ausdehnung durch die Wärme beruht der Dampfwasserableiter von C. W. Julius Blanke u. Co. (Fig. 412).

Tritt der Dampf in den Topf ein, so dehnen sich die gebogenen Messingstäbe, die an ihrer Längsausdehnung durch die geraden Eisenstäbe verhindert sind, in der Richtung des Ventilkegels *V* aus und bewirken so den Abschluß des Ventils. Das sich nun im Topfe ansammelnde Wasser kühlt den Körper ab, wodurch das Zusammenziehen der einzelnen Stäbe und somit das Öffnen des Ventils bewirkt wird. In gleichem Verhältnisse, wie das kondensierte Wasser dem Topfe zufließt, also je nachdem der Körper vom Wasser oder Dampf umgeben ist, wird das Ventil selbsttätig reguliert und der Abfluß stattfinden.

Eine andere Art selbsttätiger Entwässerungsapparate, wie sie vornehmlich bei Dampfmantelheizung der Zylinder in Verwendung kommt, haben wir in Fig. 171 besprochen.

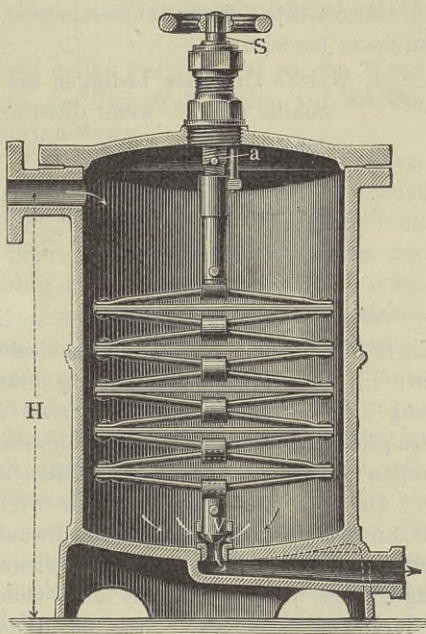


Fig. 412. Dampfwaterableiter mit Expansionskörper von C. W. Julius Blanke u. Co.

Rohrbruchventile.

Nachdem eine Seeamtsverhandlung in Bremerhaven über den Unfall auf dem Lloydampfer „Neckar“ ergeben hat, daß niemandem eine Schuld an dem jähen Tode der acht Maschinisten und Heizer beizumessen, der Unfall vielmehr darauf zurückzuführen ist, daß ein aus Kupfer hergestellter Krümmer der Hauptdampfleitung — trotz sorgfältigster Ausführung und reichlich bemessener Wandstärke — einem Arbeitsdruck von 14 bis 15 Atm. nicht zu widerstehen vermochte, dürften folgende Erwägungen nicht ohne Interesse sein.

Zunächst zeigt ein historischer Rückblick, der aber keinen Anspruch auf Vollständigkeit macht, daß eine beträchtliche Anzahl ähnlicher Unfälle in den letzten Jahren auf Dampfschiffen stattgefunden hat. So wurden z. B. auf S. M. Linienschiff „Brandenburg“ 42 Personen durch ausströmenden Dampf verbrüht oder getötet. Auf einem Schraubendampfer in Ruhrort verloren infolge Explosion eines Schieberkastens sieben Personen ihr Leben. Auf dem Schnelldampfer des Norddeutschen Lloyd „Lahn“ wurden infolge Dampfrohrbruches sechs Personen getötet. Aus denselben Ursachen mußten in jüngster Zeit

auf den Dampfern „Erna“ und „Rudolph“, sowie auf dem Werftdampfer „Bussard“ vier Maschinisten und zwei Heizer ihr Leben lassen.

Angesichts dieser entsetzlichen Unfälle erscheinen die Fragen durchaus berechtigt:

1. Welche Ursachen bedingen die Brüche an den Dampfrohren der Schiffe und — wenn diese erkannt sind —
2. welche Mittel und Wege gibt es, um dieselben zu verhindern und — falls dies unmöglich —
3. auf welche Weise können diese entsetzlichen Wirkungen der Dampfrohrbrüche auf Schiffen wenigstens eingeschränkt werden?

Was die erste Frage anlangt, so können die Ursachen der Dampfrohrbrüche in der Verwendung schlechten oder ungeeigneten Materials, oder in mangelhafter Ausführung bestehen. Aber selbst bei Verwendung zweckentsprechenden Materials und tadelloser Ausführung sind Dampfrohrbrüche nicht ausgeschlossen, was in gerichtlichen Verhandlungen wiederholt festgestellt worden ist.

Es muß daher angenommen werden, daß die Dampfrohre durch die unvermeidlichen Temperaturschwankungen während der Gebrauchszeit oder durch mechanische Einwirkungen in unerwarteter Weise so angegriffen werden, daß sie dem vollen Arbeitsdruck nicht mehr zu widerstehen vermögen. Zwar pflegt man die in der Längsrichtung erfolgenden Ausdehnungen und Zusammenziehungen der Dampfrohre allgemein durch Anwendung von Stopfbüchsen zu kompensieren und sucht die in der Umfangsrichtung stattfindenden Auftreibungen durch Umwicklung mittels Stahldraht nach Möglichkeit zu beschränken; den zufälligen Erschütterungen durch Rammstöße und Grundberührungen jedoch, sowie den unvermeidlichen Vibrationen (S. 246), die vom Schiffskörper auf die Dampfrohre übertragen werden und die den molekularen Zusammenhang des Rohrmaterials nachteilig beeinflussen, steht die Technik ebenso machtlos gegenüber, wie dem Heben des Schiffsbodens in den Fällen, in denen das Schiff auf eine Untiefe gerät, wobei die Dampfkessel nach aufwärts getrieben und die Dampfrohre auf Zug oder Biegung übermäßig beansprucht werden. Die Umwickelungen mit Stahldraht sind unter Umständen, d. h. wenn die Umwicklung in kurzen Zeitabschnitten regelmäßig erneuert wird, wohl geeignet, ein Dampfrohr gegen Aufreißung in der Längsrichtung zu schützen, sie sind aber niemals imstande, der Beanspruchung in der Umfangsrichtung, die durch Biegung erfolgt, wirksam zu begegnen. Stopfbüchsen oder sonstige Kompensationsmittel besitzen gleichfalls nur einen relativen Wert, da dieselben im Betriebe leicht festbrennen und nachweislich in kurzer Zeit unwirksam werden.

Aus diesen Erwägungen, sowie aus der Erkenntnis, daß selbst die schärfste Überwachung des Schiffsbetriebes nicht imstande ist, der zu-

fälligen und außergewöhnlichen Inanspruchnahme der Dampfrohre entgegenzuwirken, ergibt sich ohne weiteres die Beantwortung der zweiten Frage dahin, daß es unmöglich ist, Dampfrohrbrüche gänzlich zu verhindern.

Es bleibt demnach nur noch die dritte Frage: „Auf welche Weise können die entsetzlichen Wirkungen der Dampfrohrbrüche auf Schiffen eingeschränkt werden“, zu beantworten übrig.

Nachdem feststeht, daß mit den gesteigerten Dampfspannungen, die seit zwei Dezennien zum Betriebe von Dampfmaschinen verwendet werden, im gleichen Maße auch die Gefahren für das Maschinen- und Heizerpersonal gestiegen sind, haben schon vielfach Versuche zur Einschränkung der beregten Wirkungen stattgefunden. So wurden bereits Einrichtungen getroffen, um die an den Kesseln befindlichen Absperrventile schließen zu können, ohne die Kesselsräume betreten zu müssen. Es wurde auch schon erwogen, die Rohrleitungen vollständig einzukapseln, um aus undicht werdenden oder explodierenden Leitungen den Dampf in die Luft abzuleiten. Derartige Einrichtungen haben aber im praktischen Betriebe nur vereinzelt Aufnahme gefunden, und ein vollständiges Einkapseln von Dampfleitungen wurde von vornherein als unausführbar angesehen. Indessen ist man zu der Überzeugung gelangt, daß das Maschinen- und Heizerpersonal auf Dampfschiffen gegen Verbrühen durch hochgespannte Dämpfe nur geschützt werden könne durch selbsttätig wirkende Dampfabsperrvorrichtungen, die alle in ein und dasselbe Hauptrohr mündenden Dampfleitungen gleichzeitig absperren; denn nur durch gleichzeitige Absperrung aller Leitungen einer Kesselbatterie wird erreicht, daß die intakt gebliebenen Leitungen ihren Dampf nicht an die beschädigte Leitung abgeben können. Als Antrieb zur selbsttätigen Funktion der Absperrvorrichtungen wird zweckmäßig entweder die bei einem Rohrbruch zwischen Kessel und Hauptdampfrohr entstehende Spannungsdifferenz, oder die durch einen Rohrbruch gesteigerte Geschwindigkeit des Dampfes („Strahldruck“) zu wählen sein.

Da aber hierbei nicht außer acht gelassen werden darf, daß Spannungsdifferenzen, sowie beschleunigte Dampfströmungen in den Dampfrohren nicht allein bei Explosionen, sondern beispielsweise auch dann aufzutreten pflegen, wenn die Steuerung der Schiffsmaschinen plötzlich übergelegt wird, um drohende Kollision zu vermeiden, oder wenn die Schiffsmaschinen bei stürmischem Wetter infolge verminderten Widerstandes in den Schraubenflügeln plötzlich zu einer gesteigerten Geschwindigkeit und demzufolge zu einer größeren Dampfentnahme veranlaßt werden, so müssen die selbsttätigen Dampfabsperrvorrichtungen so eingestellt sein, daß sie in derartigen Betriebsfällen noch im Zustande des Gleichgewichts verharren. Hieraus ergibt sich zugleich die berechtigte Eigentümlichkeit selbsttätiger Absperrvorrichtungen, darin bestehend, daß dieselben nur bei einer bestimmten Minimal-

geschwindigkeit des Rohrdampfes in Tätigkeit treten und demzufolge naturgemäß dann immer versagen, wenn Rohrbrüche stattfinden, die

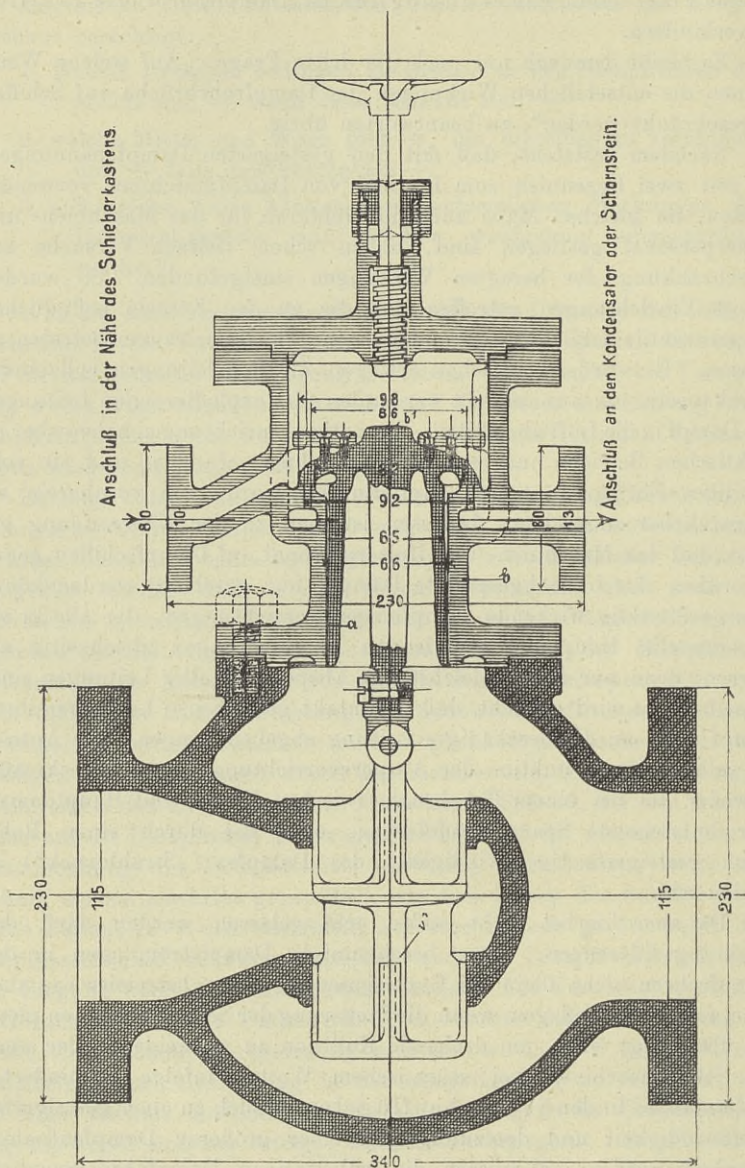


Fig. 413. Rohrbruchventil, Patent Schütze, Bremerhaven.

eine Spannungsdifferenz von geringerem Umfange, wie solche für den jeweiligen Apparat angemessen und bestimmt ist, erzeugen.

In dieser scharf begrenzten Wirkungsweise selbsttätiger Absperrvorrichtungen ist daher der Grund zu suchen, weshalb dieselben in praktischen Betrieben noch nicht als absolut zuverlässig angesehen werden und deshalb ihre obligatorische Einführung seitens der zuständigen Behörden bislang beanstandet worden ist.

Im nachstehenden sollen einige bewährte Ausführungen von Rohrbruchventilen erläutert werden.

Rohrbruchventil von Schütze.

Das Wesen dieser selbsttätig wirkenden und zugleich von Hand als Fernschlußventil zu benutzenden Dampfabsperrvorrichtung besteht (Fig. 413 bis 415)

1. darin, daß ein in einem Zylinder v willig (nicht dampfdicht) geführter Kolben a mit angehängtem Absperrkegel v^1 , der an seinem oberen Ende eine Kappe b^1 bildet, die einerseits den Kolben mit Absperrkegel in pendelnder Lage erhält und andererseits dem Gegendampf, der aus der Nähe des Schieberkastens (links) herrührt, über dem Kolben während des normalen Betriebes den Austritt versperrt, beim Heben des Kolbens infolge eines Rohrbruches aber gleichzeitig das Entweichen des Gegendampfes nach dem Kondensator oder nach dem Schornstein (rechts) vermittelt, so daß der im

Augenblick des Rohrbruches entstehende Dampfspannungsunterschied zwischen der oberen und der unteren Kolbenfläche selbsttätig vergrößert und dadurch die Absperrung des Kesseldampfes mittels Doppelsitzventils v^1 sicher herbeigeführt wird, und

2. darin, daß ein einfaches Rohrleitungssystem q aus dünnen Kupferröhren (s. Fig. 413 bis 415), in welches Durchlaßhähne $h, h, h \dots$ eingeschaltet und so verteilt sind, daß sie bequem und sicher von den

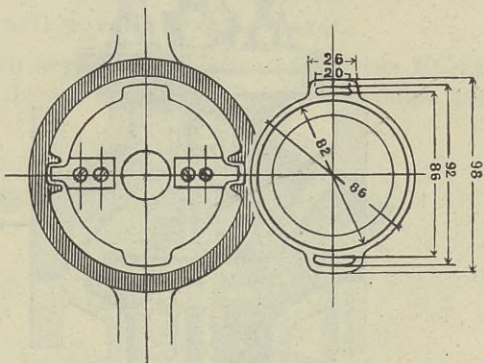


Fig. 414. Grundriß des Selbstschlußkörpers.

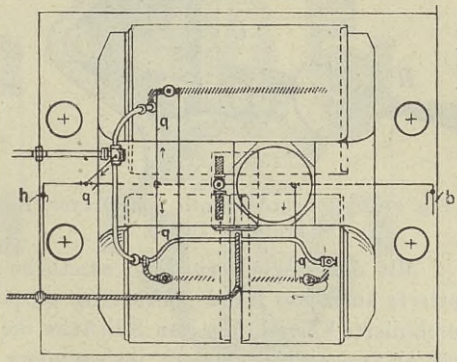


Fig. 415. Anordnung des Rohrbruchventils von Schütze bei Schiffskesseln.

diensttuenden Maschinisten und Heizern bedient werden können, mit den selbsttätigen Absperrventilen der Kesselbatterie in Verbindung gebracht werden. Erfolgt alsdann ein Rohrbruch, der bezüglich seines Umfanges nicht ausreicht, um die zur selbsttätigen Funktion der Absperrvorrichtungen erforderliche Spannungsdifferenz zu erzeugen, der aber doch so beträchtlich sich erweist, daß der aus der Bruchstelle entweichende Dampf dem Maschinen- und Heizerpersonal gefährlich werden

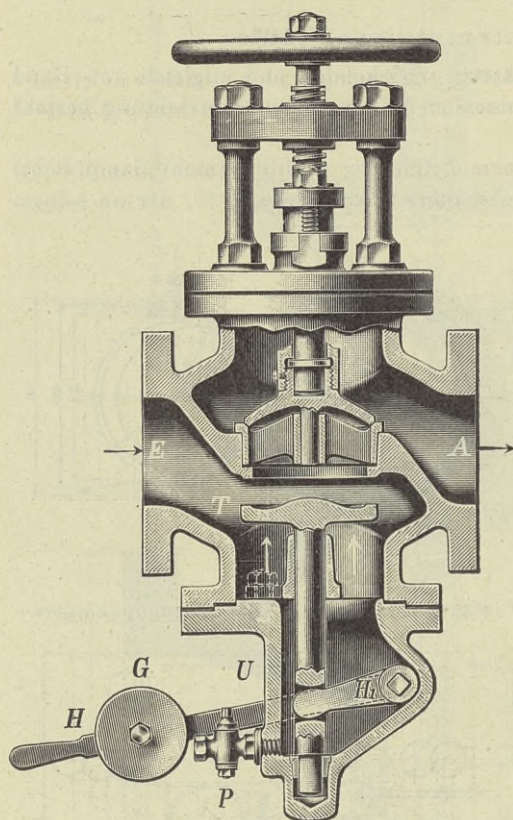


Fig. 416. Rohrbruchventil von Dreyer, Rosenkranz u. Droop.

kann, so genügt das Öffnen eines einzigen der beregten Durchlaßhähne *h, h, h* ... an irgend einer Stelle des Maschinen- oder Kesselraumes, um sofort eine ausreichende Spannungsdifferenz zwischen Kessel- und Leitungsdampf künstlich herzustellen, die die gleichzeitige Absperrung sämtlicher Dampfleitungen mit Sicherheit gewährleistet. Es können auch Durchlaßhähne in beliebiger Anzahl zweckmäßig in den Schiffsgängen, an den Maschinen- und Kesselraumniedergängen, in der Nähe des Obermaschinenzimmers sowie auf der Kommandobrücke angebracht werden und dort in gleicher Weise wie die Notbremsen von Eisenbahnen zur Benutzung gelangen.

Mit der Möglichkeit also, sämtliche Dampfleitungen einer Kesselbatterie auch von Hand gleichzeitig absperrn zu können, gewinnt die kombinierte Vorrichtung von Schütze die Eigenschaft und den Vorzug größter Anpassungsfähigkeit, insbesondere erscheint dieselbe aber in den Fällen geradezu als eine unentbehrliche Schutzvorrichtung, wo Rohrbrüche bei gestoppten Maschinen — kurz vor Beginn oder unmittelbar nach Einstellung des Betriebes — stattfinden und wo auf die Entstehung ausreichender Spannungsdifferenzen zur Betätigung selbsttätiger Absperrvorrichtungen überhaupt nicht gerechnet werden darf.

Rohrbruchventil von Dreyer, Rosenkranz u. Droop.

Die Wirkungsweise des Rohrbruchventils von Dreyer, Rosenkranz u. Droop, Hannover (Fig. 416) beruht darauf, daß der durch eine Spindel geführte Ventilteller *T*, wenn bei *A* durch Rohrbruch Entlastung erfolgt, durch die Wirkung des bei *E* einströmenden Dampfes und durch das unter *T* befindliche, dann sich ausdehnende Dampfkissen (man verfolge die Pfeile) von unten an den Sitz gedrückt und hier so lange festgehalten wird, bis durch Absperrung am Kessel der Druck bei *E* entsprechend fällt. Der Teller *T* fällt dann, durch das Gewicht *G* beeinflusst, herunter. Durch Anbringung und Öffnung eines Hähnhens *P* kann man diesen Vorgang beschleunigen.

Rohrbruchventil von Hübner u. Mayer.

Das in Fig. 417 bis 420 abgebildete Rohrbruchventil von Hübner u. Mayer in Wien hat sich bereits in über 60 Rohrbruchunfällen ausgezeichnet bewährt.

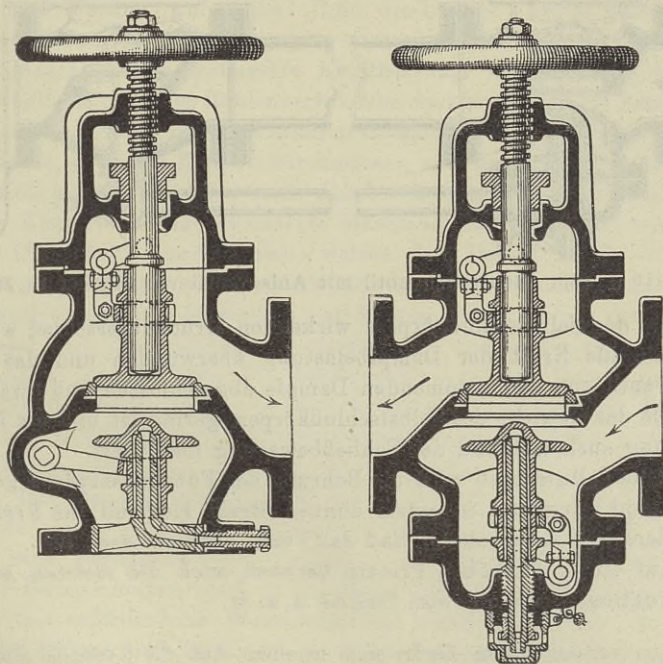


Fig. 417 u. 418. Rohrbruchventil, kombiniert mit Absperrventil von Hübner u. Mayer.

Links: Eckventil
 Rechts: Durchgangsventil } mit nach beiden Richtungen wirkendem Selbstschluß.

Der Selbstschlußkörper ist auf einem durchbohrten Führungszapfen lose geführt, dessen Bohrung ins Freie mündet; er wird daher mit dem vollen Überdrucke des Dampfes auf seinen Sitz am inneren Ende der Zapfenbohrung gepreßt und demnach mit großer Kraft in der Offenstellung erhalten. Das Gewicht des Ventilkörpers kommt neben dieser großen, offenhaltenden Kraft außer Betracht, weshalb das Rohrbruchventil unbeschadet seiner sicheren Wirkung in beliebiger Lage eingebaut werden kann.

Die durch einen Rohrbruch entstehende Druckverminderung pflanzt sich rasch bis zu der der Ausströmseite zugewendeten Fläche des Selbstschlußkörpers fort, während auf die der Einstromseite zugekehrte Fläche noch der volle Kesseldruck wirkt. Durch diesen auf die großen

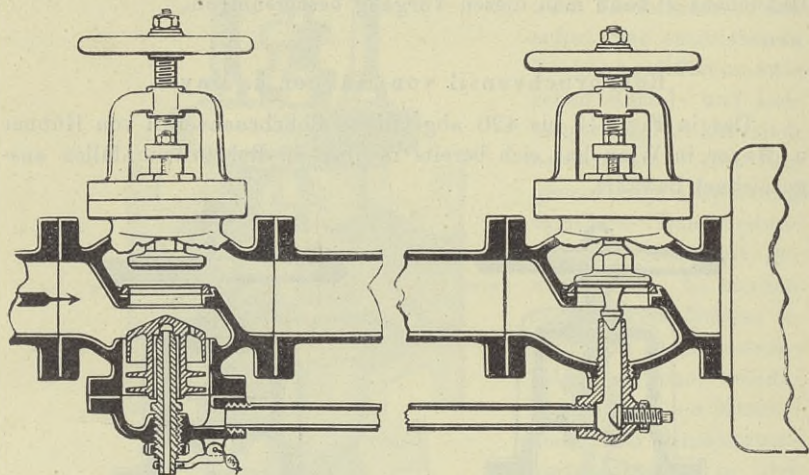


Fig. 419 u. 420. Rohrbruchventil mit Anlaßventil von Hübner u. Mayer.

Flächen des Selbstschlußkörpers wirkenden Druckunterschied wird die offenhaltende Kraft der Dampfbelastung überwunden und das Rohrbruchventil von dem strömenden Dampfe abgeschlossen und zwar ohne Stoß, da das Gewicht des Selbstschlußkörpers gering ist und die Dampfbelastung auch während der Schließbewegung fort dauert.

Beim Selbstschluß wird die Bohrung des Führungszapfens geöffnet, der Dampf entweicht in einem dünnen Strahl zischend ins Freie und gibt hierdurch zu erkennen, daß das Ventil abgeschlossen hat.

Auf einem ähnlichen Prinzip beruhen auch die meisten anderen Konstruktionen, wie die von Dehne u. a. m.

Aus vorstehendem dürfte sich ergeben, daß die Technik allerdings kein Mittel besitzt, um Dampfrohrbrüche zu verhindern, daß sie aber zweifelsohne imstande ist, Vorkehrungen zu treffen, die geeignet sind, die entsetzlichen Folgen und Wirkungen der Dampfrohrbrüche auf Schiffen einzuschränken.

Bei Kriegsschiffen und Torpedobooten dürfte der Umstand für die Einführung eines zuverlässig arbeitenden Rohrbruchventils maßgebend sein, daß dort auf das Signal: „Klar Schiff!“ sämtliche Luken der Kessel- und Maschinenräume geschlossen werden müssen, infolgedessen ein Entrinnen des diensttuenden Personals vor der vernichtenden Wirkung des bei einem Rohrbruch ausströmenden hochgespannten Dampfes zur Unmöglichkeit wird.

Daß vor allem auch mit der Einführung einer derartigen Schutzvorrichtung dem Maschinen- und Kesselpersonal das Gefühl einer gewissen Sicherheit, das dasselbe in seinem schweren Berufe nicht entbehren darf, gegeben und damit dessen Leistungsfähigkeit erhöht wird, liegt auf der Hand.

C. Allgemeine Gesichtspunkte für den Bau von Dampfschiffsmaschinen.

Die Prinzipien des Maschinenbaues gründen sich auf folgende Bedingungen, denen eine richtig und gut konstruierte Maschine entsprechen muß:

1. Die Flächen, auf welche, und die Längen, durch welche die bewegende Kraft des Wasserdampfes wirken soll, müssen so groß sein, daß die Maschine die gewünschte Kraftleistung vorteilhaft, d. h. mit einem möglichst geringen Kohlenverbrauche und mit ebenfalls geringem Gesamtgewicht der ganzen Maschinenanlage, entwickeln kann. Die Kolbenfläche, d. h. der Zylinderdurchmesser, und die Länge des Kolbenhubes muß also so bemessen sein, daß bei der beabsichtigten Umlaufzahl der Kurbelwelle die gewünschte Maschinenleistung erzielt wird.

2. Die Flächen und Räume, welche den Dampf durch Wärmezuführung entwickeln und durch Abkühlung wieder kondensieren, sowie die Querschnittsflächen der Kanäle und Röhren, durch welche der Dampf vom Kessel nach den Kolben und von diesen in den Kondensator geleitet wird, müssen eine dem von der Maschine verbrauchten Dampfquantum entsprechende Größe haben, damit die Geschwindigkeit der Dampferzeugung, der Kondensation und der Dampfbewegung keine unvorteilhaften Werte annimmt.

3. Die Apparate, welche, entsprechend dem von der Maschine verbrauchten Dampfquantum, den Kesseln Speisewasser zuführen sollen, müssen eine genügende Größe haben, d. h. der Durchmesser und der Hub der Pumpenkolben muß so groß sein, daß die Speisepumpen den Kesseln das erforderliche Wasserquantum zuführen können, und die Weite der Röhren und Ventile ist so zu wählen, daß das durchströmende Wasser keine zu große Geschwindigkeit annimmt.

4. Alle Maschinenteile, sowohl diejenigen, in denen der Dampf erzeugt wird, wie die, welche ihn zur Maschine leiten, ferner diejenigen, welche den Druck des Dampfes in der Maschine aufnehmen, und jene

Teile, welche die Arbeit der Maschine auf den Propeller übertragen, und endlich alle Nebenteile der Maschine, welche einen Teil der Maschinenleistung auf die Kolben der verschiedenen Pumpen und auf die Steuerungsmechanismen usw. übertragen, müssen solche Querschnittsdimensionen, d. h. solche Stärke erhalten, daß sie den darauf einwirkenden Kräften zu widerstehen imstande sind.

Ferner müssen alle Reibungsflächen, welche den Druck oder Zug eines bewegten Maschinenteiles auf den anderen übertragen, also die sämtlichen Lager und Gleitflächen, eine solche Größe erhalten, d. h. eine solche Länge und Breite, daß die Reibung zwischen den bewegten Flächen ein bestimmtes Maß nicht überschreitet.

5. Die Länge aller hin- und herschwingenden Maschinenteile, als Lenkstangen, Exzenterstangen, Hebel usw., ist so zu bemessen, daß die Wirkung dieser übertragenden Teile möglichst günstig ausfällt.

6. Die Größe der Propellerflächen muß dem Widerstande entsprechen, welchen das Wasser der Bewegung des Schiffes entgegensetzt.

7. Die Schiffsmaschinen müssen möglichst wenig Raum erfordern und wenig Gewicht repräsentieren, dabei übersichtlich und überall leicht zugänglich, und endlich leicht zu handhaben sein.

Es ist auf S. 21 u. 283 erläutert worden, welchen Vorteil die Verwendung hochgespannter Wasserdämpfe bei entsprechender Expansion des Dampfes bietet, und ebenfalls ist auf S. 260 ff. das Verfahren angegeben worden, mittels dessen in jedem gegebenen Falle die Zylinderdimensionen für einen bestimmten Dampfdruck, eine bestimmte Expansion, einen bestimmten Kolbenhub und eine bestimmte Umlaufszahl der Maschine zu bestimmen sind. Es soll deshalb hier nur noch erwähnt werden, daß man gegenwärtig größere Schiffsmaschinen durchgängig mit Kolbengeschwindigkeiten von 3,5 bis 4,5 m pro Sekunde arbeiten findet, und daß sich solche Geschwindigkeiten als zulässig und vorteilhaft erwiesen haben. Dementsprechend arbeiten größere Handelsschiffsmaschinen gewöhnlich mit einem Hub von 1,3 bis 1,5 m und mit 70 bis 90 Umgängen in der Minute; kleinere Handelsschiffsmaschinen erhalten entsprechend geringere Kolbenhube und weisen bis zu 150 und 250 Umgängen in der Minute auf.

Die genaueren Zahlenwerte läßt die nachstehende Tabelle Nr. XLIII erkennen.

Bedeutet:

c = mittlere Kolbengeschwindigkeit,

s = Kolbenhub,

n = Umdrehungszahl,

so ist

$$c = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} = \frac{s \cdot n}{30}.$$

Je nach den verschiedenen Maschinentypen ist der Wert von c , s und n verschieden, wie folgende Tabelle von Bauer erkennen läßt:

Tabelle Nr. XLIII.

Maschinentyp	n	s in mm	c in m/sec
Torpedoboote, Torpedojäger	300 — 400	400 — 500	5 — 6
Pinassen, Beiboote	250 — 380	150 — 200	1,5 — 2,5
Kleine Schlepper	180 — 250	200 — 300	1,5 — 2,5
Kleine Passagierdampfer	150 — 200	280 — 500	2 — 3
Große Schlepper und Fischdampfer	100 — 160	300 — 700	2 — 3,5
Leichte Kreuzer	120 — 180	600 — 900	3,5 — 5
Panzerkreuzer	100 — 150	900 — 1100	4 — 5
Panzerschiffe	100 — 120	950 — 1300	4 — 4,5
Schnelldampfer	75 — 95	1600 — 1850	4 — 4,8
Große Fracht- und Passagierdampfer	70 — 90	1300 — 1500	3,5 — 4,5
Kleine Frachtdampfer	95 — 130	650 — 900	3,0 — 3,8
Große Frachtdampfer	70 — 85	900 — 1400	3,5 — 4,0

Es ist ferner schon angegeben worden, wie für eine bestimmte Maschinenleistung die Heizflächen und Dampf Räume usw. der Kessel zu bestimmen sind, wie groß die Kühlfläche der Kondensatoren sein muß usw. Was noch die Größe der Dampfleitungsröhren und Ventile, sowie der Zylinderkanäle anbetrifft, welche der Dampf zu passieren hat, so ist als Regel festzuhalten, daß die Geschwindigkeit des arbeitenden Dampfes in den Röhren und Kanälen nicht viel über 40 m in der Sekunde etwa steigen darf und die des Abdampfes noch geringer (etwa 29 bis 34 m in der Sekunde) sein muß. In ähnlicher Weise nämlich, wie zu kleine Kessel und Kondensatoren eine mangelhafte Erzeugung und Kondensation des Dampfes verursachen würden, haben zu enge Röhren und Kanäle das Resultat, daß sie eine Druckabnahme des Dampfes bewirken, weil der Dampf durch die engen Röhren und Kanäle hindurch dem mit bestimmter Geschwindigkeit sich fortbewegenden Kolben nicht zu folgen vermag, und in den Röhren und Kanälen infolgedessen eine Art Expansion erfährt.

Da sich die Geschwindigkeit der Kolbenbewegung zur Geschwindigkeit der Dampf Bewegung in den Röhren und Kanälen annähernd umgekehrt verhält wie die Kolbenfläche, d. h. der Zylinderquerschnitt, zum Querschnitt der Kanäle und Röhren, so wird also für die vorhin erwähnten Kolbengeschwindigkeiten von 3,5 bis 4,5 m ein Rohr- und Kanalquerschnitt von $\frac{1}{10}$ der Kolbenfläche oder des Zylinderquerschnittes erforderlich sein.

Bezeichnet nämlich

$$\frac{D^2 \pi}{4} = F \text{ den Zylinderquerschnitt}$$

und $\frac{d^2 \pi}{4} = f$ den Rohr- oder Kanalquerschnitt,
so muß

$$F:f = \frac{D^2 \pi}{4} : \frac{d^2 \pi}{4} = 35:3,5$$

oder

$$\frac{f}{F} = \frac{3,5}{35} = \frac{1}{10},$$

also

$$f = \frac{1}{10} \cdot F$$

sein.

Die Speisepumpen, welche dem Kessel das erforderliche Speisewasser zuführen, sind in der Regel einfach-wirkend. Bezeichnet man den Kolbendurchmesser der Pumpe mit d und den Kolbenhub mit l , so wird die Pumpe (theoretisch) bei jeder Umdrehung der Kurbelwelle eine Wassermenge (Maße in dm):

$$\mathfrak{B} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot l \text{ (in kg oder Liter)}$$

in den Kessel drücken. Der größeren Sicherheit halber wird jede der beiden Speisepumpen so groß gemacht, daß sie nicht fortwährend zu arbeiten braucht, um allein das nötige Wasser in den Kessel zu schaffen, und da nach früherem für jede indizierte Pferdekraft-Maschinenleistung pro Stunde 7 bis 9 kg Dampf verbraucht werden, dem Kessel also dafür auch 7 bis 9 kg Wasser pro Stunde zugeführt werden müssen, so folgt, daß bei n Umgängen pro Minute während jeder Umdrehung dem Kessel pro indizierte Pferdekraft-Maschinenleistung:

$$\frac{7}{60 \cdot n} \text{ bis } \frac{9}{60 \cdot n} \text{ kg Speisewasser}$$

zuzuführen ist. Zur Sicherheit rechnet man für jede der beiden Speisepumpen das $1\frac{1}{2}$ bis 2 fache theoretische Wasserquantum, so daß, wenn man noch mit N_i indizierte Maschinenleistung bezeichnet:

$$\mathfrak{B} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot l = \frac{2 \cdot 7 \cdot N_i}{60 n} \text{ bis } \frac{1,5 \cdot 9 \cdot N_i}{60 \cdot n},$$

also

$$\frac{d^2 \pi}{4} \cdot l = \mathfrak{B} = \frac{N_i}{4 n} \text{ bis } \frac{N_i}{4,5 n}$$

sein muß. Bei Doppelschraubendampfmaschinen werden die Pumpen an jeder Maschine so bemessen, daß jede Pumpe, die etwa 1,3- bis 1,5 fache Speisewassermenge liefern kann, die für jede Maschine erforderlich ist.

Nimmt man also, den Umständen entsprechend, entweder den Kolbendurchmesser d , oder den Kolbenhub l an, so ist mit Hilfe der

obigen Formel leicht entweder der Durchmesser oder der Hub der Speisepumpenkolben zu ermitteln.

Was die lichte Weite der Pumpenventile und Röhren anlangt, so muß dieselbe so groß gemacht werden, daß das durchströmende Wasser im Druckrohr nicht über 3 m, im Saugerrohr aber nicht über 2 m Geschwindigkeit annimmt. Die Geschwindigkeit der Pumpenkolben verhält sich zur Wassergeschwindigkeit in den Röhren wieder umgekehrt wie der Kolbenquerschnitt zum Rohrquerschnitt oder zur freien Ventilöffnung. Man hat also zunächst aus der Umlaufszahl n der Maschine und aus dem Pumpenkolbenhub l die Kolbengeschwindigkeit v der Pumpe zu ermitteln nach:

$$v = \frac{2 \cdot l \cdot n}{60} \text{ pro Sekunde,}$$

und da die Wassergeschwindigkeit v_1 in den Röhren und Ventilen nicht über 2 m pro Sekunde betragen darf, so folgt, daß, da sich

$$v : v_1 = \frac{d^2 \pi}{4} : \frac{d_1^2 \pi}{4}$$

verhält, wenn d_1 den Durchmesser der Röhren bezeichnet,

$$\frac{d_1^2 \pi}{4} = \frac{\frac{d^2 \pi}{4} v}{v_1} = \frac{\frac{d^2 \pi}{4} \cdot v}{2}$$

sein muß, und zwar zweckmäßig noch etwas größer.

Aus der Fläche $\frac{d_1^2 \pi}{4}$ berechnet sich dann der Durchmesser des Rohres d_1 in der bekannten

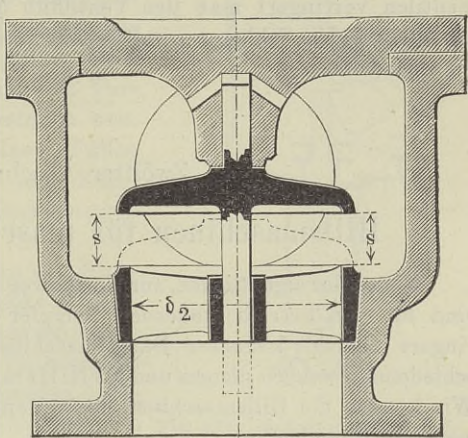


Fig. 421. Berechnung von Ventilabmessungen.

Weise, oder nach der Formel: $d_1 = \sqrt{\frac{d^2 v}{2}}.$

Die Ventile müssen etwas weiter genommen werden als die Röhren, da die Führungsstege einen Teil des Durchgangsquerschnittes beanspruchen. Bezeichnet $\mathfrak{F}$ die Fläche, welche jene Stege einnehmen, so muß der Ventildurchmesser berechnet werden aus:

$$\frac{d_2^2 \pi}{4} = \frac{d_1^2 \pi}{4} + \mathfrak{F}.$$

Was endlich den Ventilhub anbetrifft, so erkennt man aus der Skizze (Fig. 421) leicht, daß im Sitz des Ventils eine Durchgangsöffnung von

$$\frac{d_2^2 \pi}{4} - \delta = \frac{d_1^2 \pi}{4}$$

vorhanden ist. Das durch diesen Querschnitt strömende Wasser muß jedenfalls durch eine ringförmige Öffnung entweichen, deren Höhe s bezeichnet und deren Umfang gleich $d_2 \cdot \pi$ ist.

Nimmt man also auf die Stege keine Rücksicht, so muß diese ringförmige Fläche

$$s \cdot d_2 \cdot \pi = \frac{d_2^2 \pi}{4}$$

sein, also:

$$s = \frac{d_2^2 \pi}{4 \cdot d_2 \cdot \pi}$$

oder

$$s = \frac{d_2}{4},$$

d. h. der Hub des Ventils muß ein Viertel vom Durchmesser betragen. Bei rasch laufenden Maschinen und überhaupt bei stark schlagenden Ventilen verringert man den Ventilhub den Umständen entsprechend, um die aus dem Schlagen resultierende Zerstörung der Ventile möglichst zu vermeiden.

Zwölfter Abschnitt.

Hilfsmaschinen für maschinelle Zwecke.

Neben der eigentlichen, zur Fortbewegung dienenden Schiffsmaschine sind für den Betrieb moderner Dampfer noch eine größere oder geringere Anzahl kleinerer Dampfmaschinen erforderlich, welche verschiedenen Zwecken dienen und als Hilfsmaschinen bezeichnet werden. Wir können die Hilfsmaschinen eines Handelsdampfers nach ihrer Verwendung einteilen in:

- a) Hilfsmaschinen für maschinelle Zwecke,
- b) Hilfsmaschinen für seemännische Zwecke,
- c) Hilfsmaschinen für gesundheitliche Zwecke.

Wir werden hier nur auf die erstgenannte Gruppe etwas näher eingehen.

Zum Teil unterstützen und ergänzen diese Hilfsmaschinen die Wirkung der Hauptmaschine bzw. übernehmen dieselben einen Teil der Funktion der Hauptmaschine, wenn letztere außer Betrieb gesetzt ist, während ein anderer Teil der Hilfsmaschinen bestimmt ist, mit der Hauptmaschine zusammen zu arbeiten oder ihre Bedienung zu erleichtern. Zur ersten Abteilung der Hilfsmaschinen gehören die verschiedenen Dampfmaschinen, welche zum Kesselspeisen, Auspumpen der verschiedenen Schiffsräume usw. erforderlich sind, während zur zweiten die zum Kühlen der Kondensatoren dienenden Zirkulationspumpen, die

Umsteuerungsmaschinen, die Drehvorrichtungen usw. gehören. Dazu treten die zum Überbordschaffen der Asche dienenden Maschinen und Apparate, die Einrichtungen zur Erzeugung von Frischwasser aus Seewasser, die Destillierapparate, die Ventilationsmaschinen und endlich die zur Beleuchtung der Maschinenräume erforderlichen elektrischen Maschinen¹⁾. Da letztere zugleich und in erster Linie zur Beleuchtung sämtlicher Räume des Schiffes benutzt werden, so bilden sie den Übergang zu denjenigen Hilfsmaschinen, welche nicht direkt die Wirkung der Schiffsmaschine unterstützen, sondern allgemeinen Schiffszwecken dienen. Hierunter sind die zum Laden und Löschen dienenden Dampfwinden zu rechnen, ferner die Winden, welche im Hafen zum Verholen des Schiffes dienen, sodann die Ankerwinden, die Dampfsteuermaschinen und die verschiedenen Dampfmaschinen, die zum Deckwaschen, als Feuerspritzen, zum Befördern von Trinkwasser aus den Vorratstanks an die Verbrauchsstellen usw. benutzt werden. In einzelnen Fällen treten hierzu noch die Eis- und Kühlmachines, die Dampfkocheinrichtungen und Dampfheizungen.

Was nun die Einrichtung der Hilfsmaschinen für maschinelle Zwecke anlangt, so sind die Umsteuerungsmaschinen, sowie die Zentrifugalpumpen und Ventilationsmaschinen in den vorstehenden Abschnitten bereits erläutert und beschrieben.

Die verschiedenen Dampfmaschinen bestehen durchweg aus direkt miteinander verbundenen Dampfzylindern und Kolbenpumpen, derart, daß die Kolbenstangen an einem Ende den Dampfkolben, am anderen den Pumpenkolben tragen, in einer Anordnung, wie sie aus Fig. 422 ersichtlich ist.

Früher benutzte man fast ausschließlich Dampfmaschinen, die zur Erzielung eines gleichförmigen Ganges, und um die einfache Schiebersteuerung für den Dampfzylinder anwenden zu können, eine Kurbelwelle mit Schwungrad und Exzenter besaßen. Die Übertragung der Kolbenbewegung auf die Kurbelwelle erfolgte entweder durch die in Fig. 422 skizzierte Kurbelschleife, d. h. einen rechteckigen, in die Kolbenstange

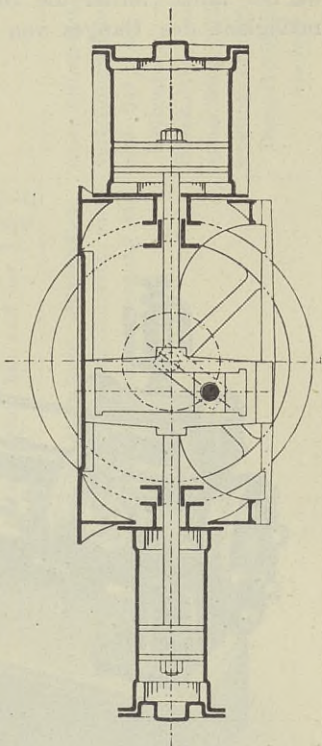


Fig. 422. Schwungrad dampfpumpe.

¹⁾ Die elektrischen Anlagen auf Schiffen sind in dem Werke von Oberlehrer Dr. Johs. C. Müller eingehend behandelt. Verlag von Friedr. Vieweg u. Sohn, Braunschweig, II. Aufl., 1907.

eingebauten Rahmen, in dem das Kurbelzapfenlager auf- und ab-, bzw. hin- und hergleitet, oder durch Lenkstangen der beschriebenen Anordnung. Die Pumpen erhalten fast ausschließlich Ventile, in einigen Fällen aber auch Muschelschieber, ähnlich denen der Dampfzylinder. Da die eben beschriebenen Pumpen ziemlich viel Platz beanspruchen, da bei ihnen ferner die Geschwindigkeit und vor allem die Gleichmäßigkeit des Ganges von der Schwungmasse bedingt und deshalb

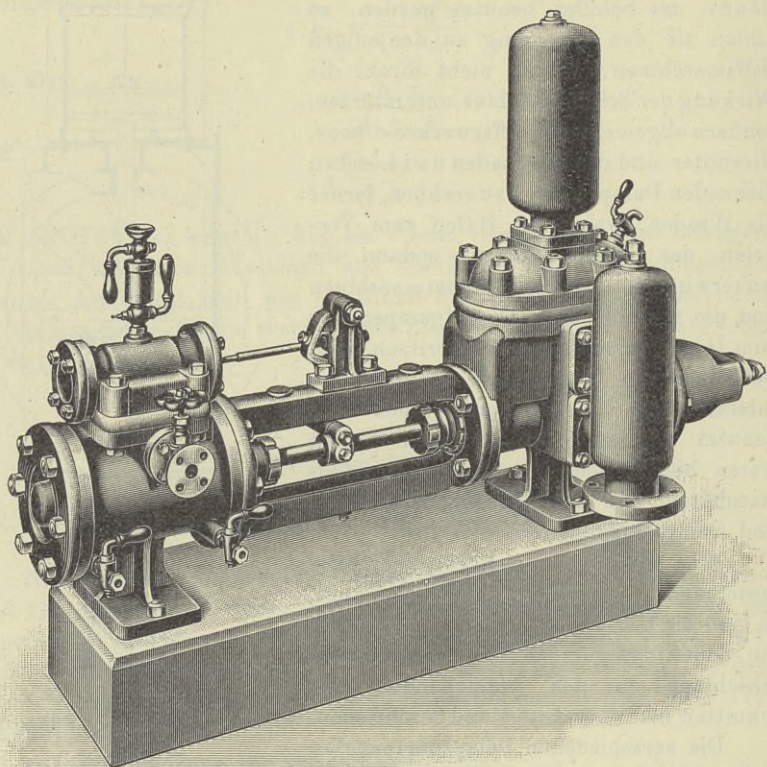


Fig. 423. Voith-Simplexpumpe von Schäffer u. Budenberg.

begrenzt ist, da sie schließlich nicht in jeder Stellung anspringen und das Schwungrad manchen Unfall (Armbrüche usw.) verschuldet hat, so werden dieselben in neuerer Zeit vielfach durch die schwungradlosen Simplex- oder Duplexpumpen ersetzt. Außerdem ist der Kurbelmechanismus wegen der Ungleichförmigkeit der Bewegung für Wasserförderung nur bedingungsweise geeignet.

Die Simplex- und Duplexpumpen besitzen weder Kurbelwelle noch Schwungrad; sie bewirken die Bewegung der Dampfschieber direkt von der Kolbenstange aus, und zwar bei den Duplex- (Doppel-) Pumpen da-

Gegenüberstellung der verschiedenen Typen von Simplexsteuerungen.

Bei der Pumpe von:	Voit	Strube	Blake	Weir
setzt der Dampf- kolben durch Gestänge	einen <i>flachen Hilfs- schieber</i> in eine <i>hin- und hergehende</i> Be- wegung,	einen <i>zylindrischen Hahn</i> in besonderem Gehäuse in eine <i>drehende</i> Bewegung,	einen <i>zylindrischen Hilfs- schieber</i> durch eine Zunge in eine <i>drehende</i> Bewe- gung,	einen <i>flachen Hilfschieber</i> in eine <i>auf- und niedergehende</i> Be- wegung auf einer ebenen Fläche des Hilfskolbens.
Dadurch erhält	ein <i>besonderer</i> Hilfs- kolben zu beiden Seiten Dampf und geht <i>parallel</i> zur Dampfkolbenbewe- gung <i>hin und her</i> ,	ein <i>besonderer</i> Hilfskolben oben und unten Dampf und geht <i>parallel</i> zur Dampfkolbenbewegung <i>auf und nieder</i> ,	ein Hilfskolben, der mit dem Hilfschieber ein <i>ge- meinsames</i> Stück bildet, zu beiden Seiten Dampf und geht <i>quer</i> zur Dampfkol- benbewegung <i>hin und her</i> ,	ein <i>besonderer</i> Hilfskolben zu beiden Seiten Dampf und geht <i>quer</i> zur Dampf- kolbenbewegung <i>hin und</i> <i>her</i> .
Schließlich be- wegt der Hilfs- kolben	einen <i>besonderen</i> , eingepaßten, <i>flachen</i> Verteilungsschieber <i>parallel</i> zur Dampf- kolbenbewegung <i>hin und her</i> .	einen <i>besonderen</i> , einge- paßten, <i>flachen</i> Verteilungs- schieber <i>parallel</i> zur Dampfkolbenbewegung <i>auf und nieder</i> .	einen <i>besonderen</i> , eingepaßten, <i>flachen</i> Verteilungsschieber <i>quer</i> zur Dampfkolbenbewegung <i>hin</i> <i>und her</i> .	Hilfskolben und Verteilungsschieber bilden also ein <i>gemeinsames</i> Gußstück, das <i>nur</i> Hin- und Herbewegung macht. einen <i>zylindrischen</i> Kolben- verteilungsschieber <i>hin</i> und <i>her</i> , der in seiner Kolbenform mit dem Hilfskolben ein <i>gemein- sames</i> Stück bildet; die Be- wegung erfolgt <i>quer</i> zur Dampfkolbenbewegung <i>hin und her</i> .

durch, daß die Kolbenstange der einen Pumpe den Schieber der danebenliegenden steuert, oder bei den einzylindrigen Simplexpumpen dadurch, daß von der Kolbenstange aus ein kleiner Hilfsschieber bewegt wird, der seinerseits einen Hilfskolben steuert, durch den der Verteilungsschieber betätigt wird.

Es ist bekanntlich nicht möglich, eine direkt wirkende Dampf-pumpe mit nur einem Dampfzylinder, bei welcher der Dampfschieber seine Bewegung direkt von der Kolbenstange aus erhält, so einzurichten, daß sie bei langsamem Gange sicher arbeitet und in jeder Lage des Kolbens selbsttätig angeht, und zwar deshalb, weil bei einer gewissen Stellung die Dampfkanäle von dem Schieber bedeckt werden, also eine tote Mittellage vorhanden ist, aus welcher der Schieber bei Stillstand des Dampfkolbens nur durch äußere Hilfe bewegt werden kann.

Bei den Simplexsteuerungen von Voit, Strube, Blake, Weir u. a. m. wird diese Schwierigkeit der Totlage durch Anwendung eines Hilfskolbens und eines Hilfsschiebers überwunden.

Die Simplexsteuerungen werden vornehmlich durch die Ausführungen von Blake, Strube, Voit und Weir vertreten.

Da diese Systeme viele gemeinsame Punkte haben, so schicken wir dieselben, des besseren Überblickes wegen, voraus (s. Tab. XLIV a. v. S.).

Bei der Voit-Pumpe (Fig. 423 bis 427), die von Schäffer u. Budenberg gebaut wird, sind folgende

Benennungen der einzelnen Teile üblich.

- | | |
|--------------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Dampfzylinder. | 24. Blindflansch für den Druck- |
| 2. Zwischenstück. | anschluß. |
| 3. Pumpenzylinder. | 25. Gegenflansch. |
| 4. Dampfkolbenkörper. | 26. Grundbüchse für den Plunger- |
| 5. Dampfkolbendeckel. | kolben. |
| 6. Kolbenfeder. | 27. Verschraubungen. |
| 7. Zylinderdeckel. | 28. Plungerhaube. |
| 8. Steuerkammer. | 29. Bügelstopfbüchse f. den Plunger- |
| 9. Steuerkammerdeckel. | kolben. |
| 10. Hilfskolben. | 30. Plungerkolben. |
| 11. Hilfsschieber. | 31. Stopfbüchsenunterteil zur Druck- |
| 12. Verteilungsschieber. | spindel. |
| 13. Steuerungslager. | 32. Stopfbüchse. |
| 14. Steuerhebel. | 33. Druckspindel. |
| 15. Anschlaghülse. | 34. Ventilsitze für Rotgußventile. |
| 16. Mitnehmer. | 35. Ventilkegel. |
| 17. Stopfbüchverschraubung zur | 36. Führungsstifte der Ventile. |
| Hilfsschieberstange. | 37. Ventalfeder für Rotgußventile. |
| 18. Hilfsschieberstange mit Muttern. | 38. Ventilsitze für Gummiventile. |
| 19. Ventilkegel im Hilfskolben. | 39. Ventilteller für Gummiventile. |
| 20. Gelenkbolzen mit Gelenkstück. | 40. Gummiklappe. |
| 21. Ventilplatte. | 41. Ventildedern für Gummiventile. |
| 22. Ventilhaube. | 42. Druckwindkessel. |
| 23. Blindflansch für den Saug- | 43. Saugwindkessel. |
| anschluß. | 44. Verschraubungen. |

- 45. Stopfbüchsenunterteil mit Mutter.
- 46. Stopfbüchse mit Überwurfmutter.
- 47. Grundbüchse und Stopfbüchse.
- 48. Schmiergefäßdeckel.

- 49. Kolbenstange mit Muttern.
- 50. Antriebshebel mit Bolzen.
- 51. Sechskantsteckschlüssel.
- 52. Stopfbüchshakenschlüssel.

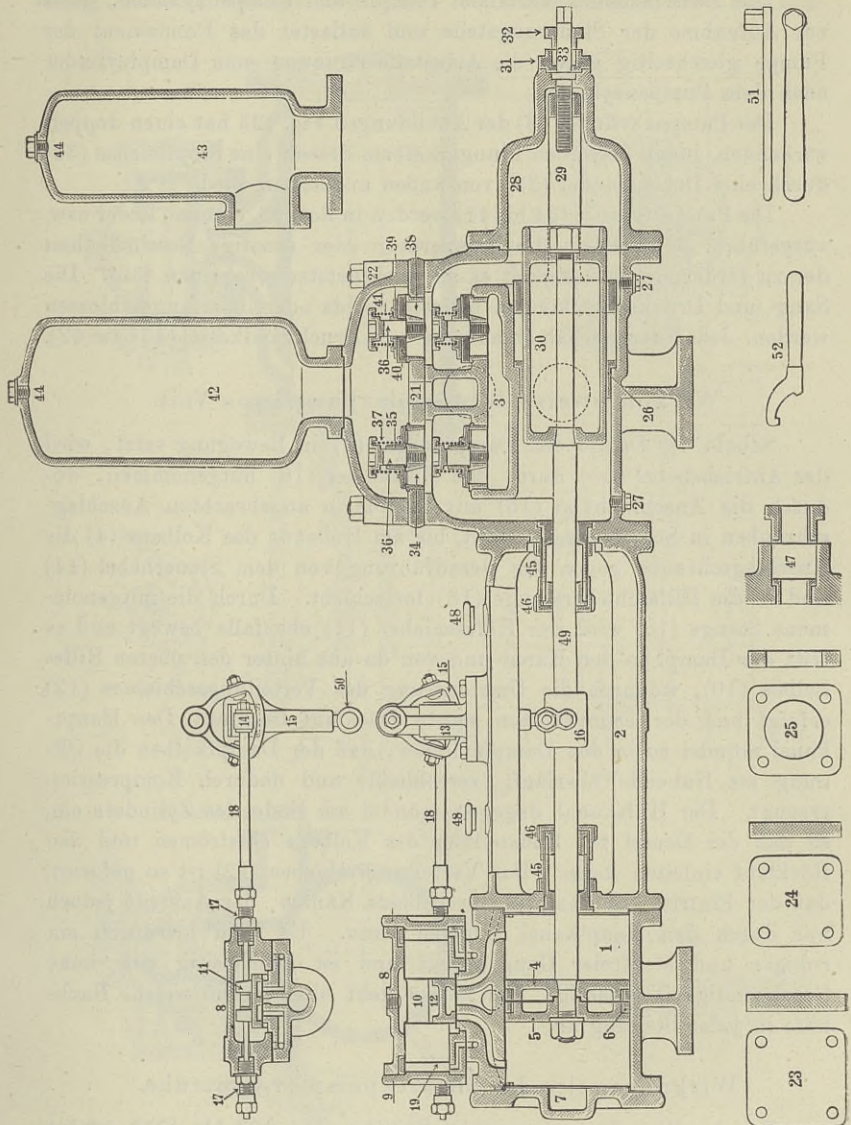


Fig. 424 bis 427. Simplexpumpe von Voit.

Die Dampfpumpe — Patent Voit — besteht im wesentlichen aus: Dampfzylinder, Zwischenstück und Pumpenzylinder.

Der Dampfzylinder setzt sich aus zwei voneinander getrennten Zylindern zusammen, von denen der eine die Umsteuerung des anderen

bewirkt. Der Hilfszylinder ist in dem Schieberkasten des Hauptzylinders untergebracht und erhält seine Umsteuerung durch die äußerlich sichtbaren Steuerungsteile.

Das Zwischenstück verbindet Dampf- und Pumpenzylinder, dient zur Aufnahme der Steuerungsteile und entlastet das Fundament der Pumpe gleichzeitig gegen die Arbeitsübertragung vom Dampfzylinder nach dem Pumpenzylinder.

Der Pumpenzylinder (3) der Abbildungen Fig. 423 hat einen doppelt wirkenden, innen liegenden Plungerkolben, dessen eine Stopfbüchse (32) durch eine Druckspindel (33) von außen angezogen wird.

Die Pumpenventile (34 bis 41) werden in Rotguß, Gummi, Leder usw. ausgeführt, je nachdem die Temperatur oder sonstige Beschaffenheit der zu fördernden Flüssigkeit es am geeignetsten erscheinen läßt. Die Saug- und Druckrohre können beliebig rechts oder links angeschlossen werden. Jede Pumpe erhält einen Saug- und Druckwindkessel (43 bzw. 42).

Wirkungsweise der Simplexpumpe von Voit.

Sobald der Dampf den Dampfkolben (4) in Bewegung setzt, wird der Antriebshebel (50) durch den Mitnehmer (16) mitgenommen, wodurch die Anschlaghülse (15) mit den darin angebrachten Anschlagsschrauben in Schwingung kommt, bis am Hubende des Kolbens (4) die Anschlagsschraube gegen die Geradföhrung von dem Steuerhebel (14) und so die Hilfsschieberstange (18) fortschiebt. Durch die mitgenommene Stange (18) wird der Hilfsschieber (11) ebenfalls bewegt und es tritt der Dampf in den Kanal und von da aus hinter den oberen Hilfskolben (10), wodurch die Umsteuerung des Verteilungsschiebers (12) erfolgt und der Dampfkolben seinen Rücklauf beginnt. Der Hauptkanal mündet so in den Dampfzylinder, daß der Dampfkolben die Öffnung am Hubende überläuft (verschließt) und dadurch Kompression erzeugt. Der Hilfskanal dagegen mündet am Ende des Zylinders ein, so daß der Dampf bei Endstellung des Kolbens einströmen und den Rücklauf einleiten kann. Der Verteilungsschieber (12) ist so geformt, daß der Eintritt des Dampfes durch beide Kanäle, der Austritt jedoch nur durch den Hauptkanal erfolgen kann. Es wird hierdurch ein ruhiger und stoßfreier Gang erzielt und ist gleichzeitig eine hohe Geschwindigkeit zulässig. Die Pumpe geht ohne irgend welche Nachhilfe in jeder Stellung an.

Wirkungsweise der Simplexpumpe von Strube.

Bei der Simplexpumpe von Strube (Fig. 428 bis 431) erfolgt die Steuerung des Hilfskolbens H_k , der den Verteilungsschieber V für den Dampfkolben D bewegt, durch einen zylindrischen Hahn h . Hat der Dampfkolben D fast sein Hubende erreicht, so bewegt er durch das Gestänge s den Hahn h . Der Drehungswinkel dieses bronzenen

Hahnes in seinem stählernen Gehäuse kann während des Betriebes innerhalb gewisser Grenzen verändert werden durch Verstellen der Stellschrauben n, n , wodurch die Zunge z früher oder später zum Anschlag kommt. Infolgedessen führt der Hilfskolben H_k und mit ihm

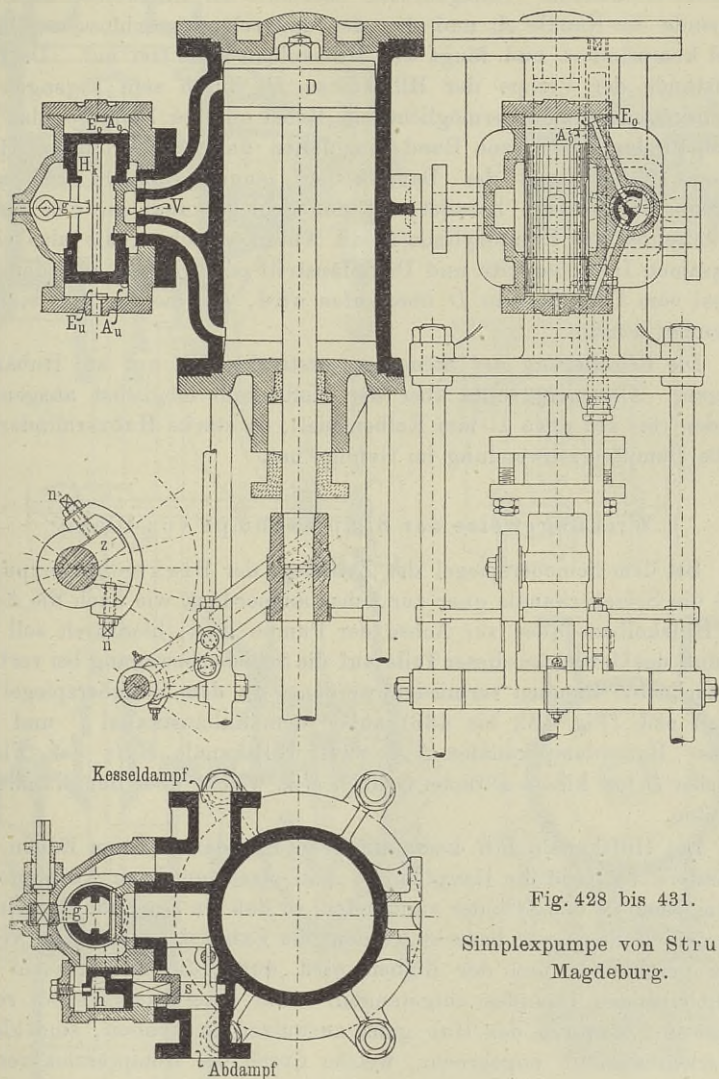


Fig. 428 bis 431.

Simplexpumpe von Strube-
Magdeburg.

V einen größeren oder geringeren Hub aus. Hubveränderungen des Verteilungsschiebers V haben aber Hubänderungen des Dampfkolbens D , d. h. der Pumpe, im Gefolge. Je kleiner der Drehwinkel von z , um so kleiner der Dampfkolbenhub. Der Hahn h besitzt je zwei Öffnungen

für den Zu- und für den Abdampf, durch die der Hilfskolben gespeist wird. Dampfeintritt oben E_o und Dampfeintritt unten E_u münden hart unter die Zylinderdeckel des Hilfskolbens, während die Austrittskanäle A_o und A_u in einem gewissen Abstände von den Hilfszylinderdeckeln einmünden. Infolgedessen überläuft der Hilfskolben stets vor Hubende die Kanäle A_o und A_u , der dadurch eingeschlossene Dampf wird komprimiert und fängt den Hilfskolben stets frei auf. Da beim Stillstande der Pumpe der Hilfskolben H_k durch sein Eigengewicht herabsinken kann, so ermöglicht ein Hebel mit der Zunge g , das Anspringen der Pumpe von Hand einzuleiten durch Anlüften des Hilfskolbens H_k . Damit der Dampfkolben langsam angeht und auch langsam seinen Hub beendet, ist der Schieberkanal an den beiden Deckelseiten des Dampfzylinders mit Nuten versehen, die also einen langsamen Dampfeintritt und Dampfaustritt ermöglichen, trotzdem der Kanal vom Dampfkolben D überlaufen wird, wie die Fig. 428 bis 431 erkennen lassen.

Die Regulierung der Steuerung erstreckt sich nur auf Hubänderungen. Allgemein sollte aber der Kolbenhub möglichst ausgenutzt werden (bis auf etwa 10 mm Kolbenspiel), da starke Hubverminderung große Dampfverschwendung im Gefolge hat.

Wirkungsweise der Simplexpumpe von Blake.

Bei dem Schieberspiegel des Zylinders der Blake-Simplexpumpe sind die Schieberkanäle quer zur Achse angeordnet, wie auch die Achse des Hilfskolbens quer zur Achse der Pumpe liegt; hierdurch soll der Einfluß des Gewichtes dieser Teile auf die Schieberbewegung bei vertikal angeordneten Pumpen vermieden werden. In dem Schieberspiegel befinden sich (Fig. 432 bis 436) außer dem Exhaustkanal C und den beiden Hauptdampfkanälen AA zwei Hilfskanäle BB ; der Flachschieber D hat kleine seitliche Gruben EE , welche über den Kanälen B arbeiten.

Die Hilfskanäle BB kommunizieren mit den äußeren Enden des Zylinders, während die Hauptkanäle A in einem gewissen Abstand von jedem Ende in den Zylinder einmünden, so daß sie am Ende des Hubes von dem Kolben ganz bedeckt werden; der Exhaust ist auf diese Weise ganz geschlossen und der Kolben wird durch die Kompression des nachbleibenden Dampfes aufgefangen. Um diese Kompression regulieren und dadurch den Hub ganz ausnutzen zu können, sind kleine Zwischenkanäle F angebracht, welche durch die Kompressionsventile geöffnet werden können; dadurch wird eine Verbindung zwischen den Hauptkanälen und den Hilfskanälen hergestellt.

Wenn der Hauptkolben im Beginn seines Hubes steht, kann der Dampf nur so lange durch den Hilfskanal eintreten, bis dieser sich so weit bewegt hat, daß der Hauptdampfkanal geöffnet ist. Diese beson-

dere Art der Dampfeinströmung ermöglicht es, daß die Pumpe bei allen Geschwindigkeiten und unter jedem Druck ruhig und sanft arbeitet.

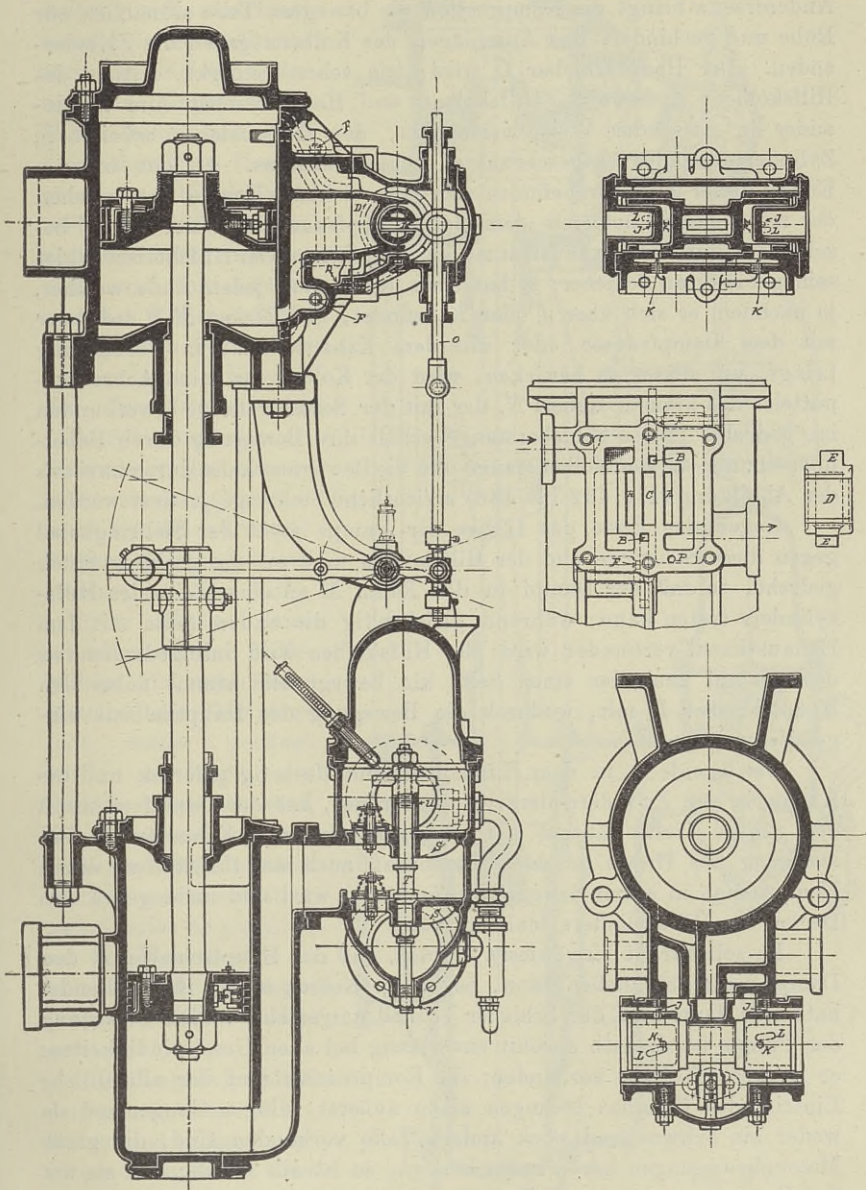


Fig. 432 bis 436. Blake-Marine-Simplexpumpe (Kolbenmodell).

(Variable Geschwindigkeit von 1 bis 150 Hub pro Minute, je nach der Größe der Pumpen.) Wegen des allmählichen Eintrittes von Dampf

geht die Kolbenbewegung ohne Stoß an, der bei plötzlichem Eintreten des Dampfes durch den Hauptkanal kaum vermieden werden kann. Andererseits bringt die Kompression die bewegten Teile allmählich zur Ruhe und verhindert das Anschlagen des Kolbens gegen die Zylinderenden. Der Hauptschieber *D* wird, wie schon bemerkt, mittels des Hilfskolbens *H* bewegt. Hilfskolben und Hauptschieber sind miteinander in passender Weise verbunden, der Hilfsschieber arbeitet in Zylinderteilen des aufgeschraubten Schieberkastens. An den äußeren Enden dieser Zylinder befinden sich je zwei kleine Kanäle, von welchen der mit *J* bezeichnete mit dem Hauptdampftraume und der mit *K* bezeichnete mit dem Exhaustraume kommuniziert. Der Hilfskolben bildet seinen eigenen Schieber; er hat einen Kanal *L* an jedem Ende, welcher, je nachdem er sich über *J* oder *K* befindet, die Räume *MM* entweder mit dem Dampftraume oder mit dem Exhaustraume in Verbindung bringt; um dieses zu bewirken, wird der Kolben um seine Achse vermittelst des kleinen Hebels *N*, der mit der Schieberstange *O* verbunden ist, gedreht. Diese Schieberstange erhält ihre Bewegung durch Hebelübersetzung von der Kolbenstange und die Bewegung kann durch zwei aus der Abbildung (Fig. 432 bis 436) ersichtliche Stellringe justiert werden.

Gegen das Ende des Hubes der Pumpe stößt der Stellringhebel gegen diese Stellringe und der Hilfskolben wird um ein geringes Stück gedreht, so daß der Dampf in den Raum *M* an einer Seite des Hilfszylinders treten kann, während gleichzeitig die andere Seite mit dem Exhaustkanal verbunden wird; der Hilfskolben wird infolgedessen von dem Dampf nach der einen Seite hin bewegt und nimmt dabei den Hauptschieber *D* mit, wodurch die Bewegung des Hauptkolbens eingeleitet wird.

Die Kanäle *L* in dem Hilfskolben sind derartig geformt, und die Kanäle in den Zylindern derartig angeordnet, daß der Dampf während des ganzen Hubes Zutritt hat; dagegen wird der Exhaust vor Beendigung des Hubes geschlossen, so daß auch der Hilfskolben durch Kompression in seiner Bewegung aufgefangen wird und nicht gegen den Deckel des Hilfszylinders schlagen kann.

Es soll darauf hingewiesen werden, daß der Hauptschieber *D* den Dampf nicht abschließen kann, bevor der Kolben seinen Hub vollendet hat; erst dann wird der Schieber schnell umgesteuert. Die Bewegung der Pumpe ist deshalb absolut zuverlässig bei allen Geschwindigkeiten; es ist keine Totlage vorhanden; die Kompression und der allmähliche Eintritt des Dampfes bedingen einen äußerst ruhigen Gang, und da weder ein Schwungrad noch andere Teile vorhanden sind, die große Massenbewegungen hervorrufen können, so ist alle Gefahr, wie sie mit der Bewegung schwerer Teile verbunden ist, vermieden.

Das Modell der Blake-Simplexpumpe, Fig. 432 bis 437, zeigt einige bemerkenswerte Neuerungen und Verbesserungen. Zunächst ist eine Änderung des Hilfszylinders zu erwähnen.

Es ist bekannt, daß die Hilfskolben (Plungerkolben) sich manchmal beim Anlassen festklemmen, ein Übelstand, der auf gutes Einpassen des Hilfskolbens und auf ungleichmäßiges Erwärmen des Hilfskolbens und des Hilfszylinders zurückgeführt werden muß, und der sich in manchen Fällen äußerst unangenehm bemerkbar machen kann, z. B. wenn der Dampfzutritt zur Pumpe von einem Schwimmer im Saugeleitungstank (Vorwärmer) betätigt wird und längere Zeit abgesperrt gewesen ist. Der Hilfszylinder erkaltet dann schneller als der Hilfskolben, und wenn dann plötzlich der Dampfzutritt wieder geöffnet wird, so bleibt die Pumpe stehen, während das Wasser sich im Tank ansammelt; beginnt dann die Pumpe zu arbeiten, so bekommt sie plötzlich zu viel Wasser und es können sehr unangenehme Wasserschläge entstehen.

Um das gleichmäßige Anwärmen von Hilfskolben und Hilfszylinder zu erreichen, ist bei dem neuen Modell der Hilfszylinder doppelwandig, d. h. mit einem Mantel ausgeführt, so daß in

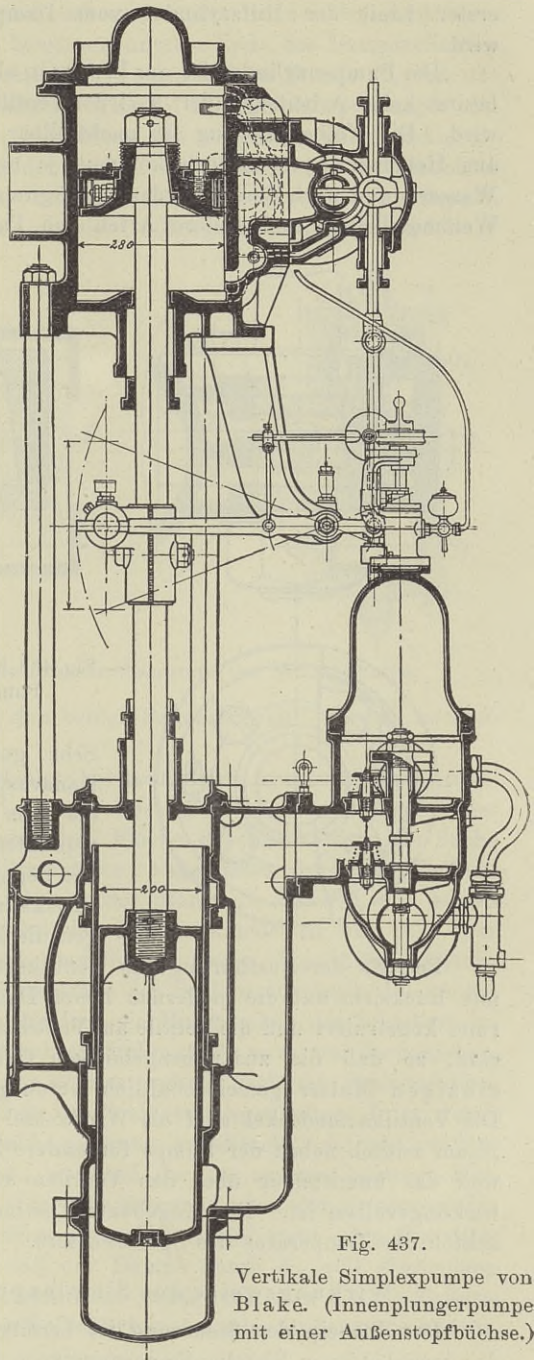


Fig. 437.

Vertikale Simplexpumpe von Blake. (Innenplungerpumpe mit einer Außenstopfbüchse.)

erster Linie der Hilfszylinder vom Dampf umspült und erwärmt wird.

Der Pumpenzylinder ist aus Bronze in einem Stück ausgeführt und besitzt keine Arbeitszylinder, weil der Ventilkasten getrennt ausgeführt wird. Die Kolbenpackung ist nachstellbar und besteht in der Regel aus Holzfiberringen; jedoch kommen je nach der Beschaffenheit des Wassers und nach den Anforderungen gummierte Segeltuchpackungen, Weißmetallringe und andere Arten von Packungen zur Verwendung.

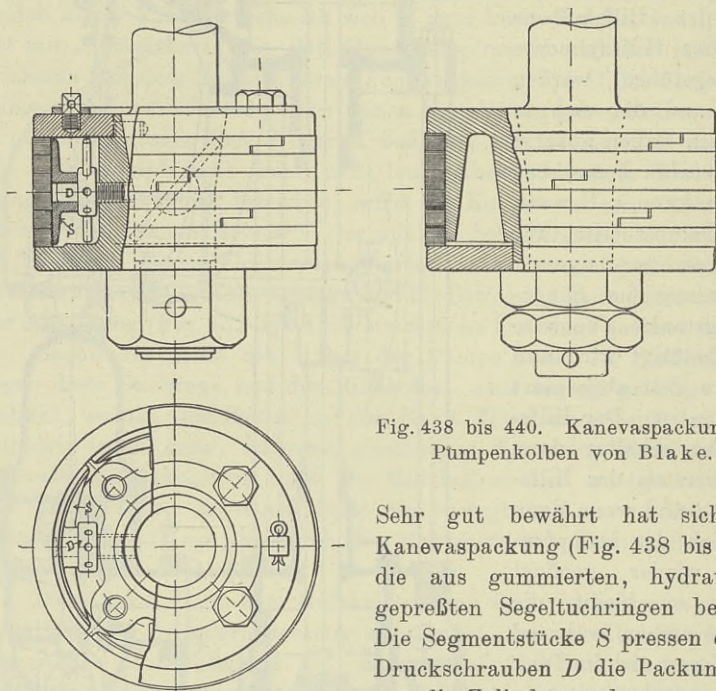


Fig. 438 bis 440. Kanevaspackung für Pumpenkolben von Blake.

Sehr gut bewährt hat sich die Kanevaspackung (Fig. 438 bis 440), die aus gummierten, hydraulisch gepreßten Segeltuchringen besteht. Die Segmentstücke *S* pressen durch Druckschrauben *D* die Packung gegen die Zylinderwandung.

Betreffs der Ausführung des Ventilkastens ist zu erwähnen, daß mit Rücksicht auf die modernen hohen Dampfspannungen alle Wände rund konstruiert und die Ventile auf Ventilsitzen in Gruppen angeordnet sind, so daß die zusammengehörigen Gruppen nach Lösung einer einzigen Mutter gemeinschaftlich herausgenommen werden können. Die Ventilkastendeckel sind als Windkessel konstruiert, teils um den Raum seitlich neben der Pumpe für andere Zwecke zu gewinnen, teils, weil das unmittelbar über den Ventilen angeordnete Luftkissen das wirkungsvollste ist. Das eingebaute Thermometer gestattet ein Beobachten der Temperatur des Speisewassers.

Wirkungsweise der Simplexpumpe von Weir.

Das Prinzip der Steuerung ist bereits in der Gegenüberstellung der verschiedenen Simplex-Steuerungstypen (Tabelle XLIV) entwickelt.

Wie die Fig. 441 bis 449 erkennen läßt, ist der Schieberkasten, der den Steuermechanismus birgt, am unteren Ende des Dampfzylinders angeschraubt, und zwar bezeichnet K_o den oberen Kanal, K_u den unteren Kanal zum Dampfkolben. Damit die Kanalabsperungen im Dampfzylinder stets genau mit denen des vorgeschraubten Schieberkastens zusammenpassen, ist der Dampfzylinderflansch mit ausgedrehter Brust versehen, in die der Schieberkastenflansch sauber hineinpaßt. Der Schieberkasten setzt sich aus vier Gußkörpern zusammen, und zwar

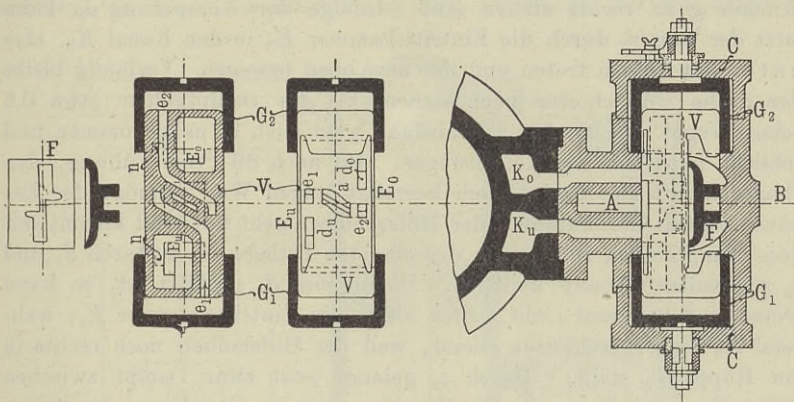


Fig. 441 bis 445. Steuerungsmechanismus der Weir-Pumpe.

aus dem Mittelstück B , aus den beiden Seitenstücken CC , dem unteren Deckel D .

Im Schieberkasten arbeitet horizontal der kolbenförmige Verteilungsschieber V , der zugleich sein eigener Hilfskolben ist, und ferner vertikal auf einer flach gehobelten Fläche des Hilfskolbens der flache Hilfsschieber F . Dieser Hilfsschieber, angetrieben durch die Kolbenstange mittels des Hebels H und der Stange S , bewirkt mit seinen äußeren Kanten den Abschluß der Eintrittskanäle E_o und E_u . Der Hilfsschieber wird durch den Dampfdruck gegen seine Abschlußfläche gepreßt, diese Reibung und diejenige der Schieberstange in der oberen und unteren Stopfbüchse verhindern ein Herabsinken des Schiebers infolge des Eigengewichtes. Durch die Stellmuttern m, m_1 auf der Schieberstange läßt sich die Größe, der Anfang und das Ende des Schieberhubes regulieren. Am unteren Ende des Schieberstangenhalters J ist durch ein Winkelblech w eine Hubbegrenzung angebracht, die als größten Schieberhub 45 mm gestattet, während der am meisten benutzte Hub etwa 35 mm beträgt. Fig. 446 läßt erkennen, daß der so eingestellte Hilfsschieber beim Beginn eines jeden Hubes still steht, den Eintrittskanal E_u ganz öffnet, so daß der Dampf durch K_u voll einströmen kann. Die Mitnahme des Hilfsschiebers erfolgt bei etwa 0,6 des Kolbenhubes, so daß nach 0,8 des Kolbenhubes der Abschluß des Dampfeintrittes bewirkt ist.

Den Rest seines Weges (etwa 0,2) legt also der Kolben vermöge der Expansionskraft des Dampfes zurück.

Die Vorgänge während eines Kolbenhubes gestalten sich nun bei der Simplexsteuerung von Weir wie folgt.

Steht der Dampfkolben in seiner Totpunktlage unten, so steht der Hebel H und der Hilfsschieber ebenfalls unten, so daß die Kanäle d_u und e_1 geöffnet sind. Der Kanal e_1 führt Dampf zum Antrieb des Hilfskolbens in die linke Klappe G_1 , so daß jetzt der Hilfskolben infolge des Dampfdruckes ganz rechts stehen muß. Infolge der Aussparung d_u kann jetzt der Dampf durch die Eintrittskammer E_u in den Kanal K_u , also unter den Kolben treten und ihn nach oben bewegen. Vorläufig bleibt der flache Hilfsschieber noch stehen, bis der Dampfkolben etwa 0,6 seines Weges durchlaufen hat, alsdann wird auch er mitgenommen und schließt nach 0,8 des Kolbenweges, also nach 80 Proz. Füllung, den Dampftritt ab. Der Kolben beendet seinen Weg vermöge der Expansionskraft des Dampfes, der Hilfsschieber geht mit und kommt mit dem Dampfkolben zugleich in der obersten Totlage an, wodurch d_o und e_2 zur vollen Öffnung kommen. Wenngleich d_o geöffnet ist, so kann trotzdem der Dampf nicht weiter als in die Eintrittskammer E_o , während K_o noch geschlossen bleibt, weil der Hilfskolben noch rechts in der Kappe G_2 steht. Durch e_2 gelangt jetzt zwar Dampf zwischen Hilfskolben und Kappe G_2 , ein Dampfaustritt aus dem Raum der linken Kappe G_1 ist aber noch nicht möglich, weil die Höhlung im Hilfsschieber nur sehr schmal ist. Kurz vor Hubende aber verbindet diese Höhlung die Kanäle e_1 und a miteinander, zuerst nur wenig, dann allmählich ganz, da die Schleife im Schieber F eine große Öffnung freigibt, der Hilfskolben mit Verteilungsschieber geht nun schnell nach links. Um ein Anschlagen des Hilfskolbens an G_1 zu verhindern, wird durch F die Öffnung e_1 kurz vor Hubende des Hilfskolbens geschlossen, so daß die entstehende Kompression als Puffer wirkt. Der Verteilungsschieber am Hilfskolben gibt jetzt den Dampftritt durch d_o und E_o nach K_o frei, der Dampfkolben der Pumpe geht nach unten.

An der Außenseite von C , C sind Wirbel durchgeführt, vermöge welcher man mittels eines Schlüssels die Kappen G_1 , G_2 etwas drehen kann. Am offenen Rande dieser Kappen sind kleine Einschnitte n , n vorhanden, die bei entsprechender Drehung in das Bereich der winkelförmigen Erweiterungen der Dampftrittskanäle E_o und E_u fallen. Geschieht dieses, so kann der Dampf noch aus dem Schieberkasten durch Aussparungen im Hilfskolben in diese Einschnitte eintreten und infolgedessen geradeswegs zum Dampfzylinder gelangen, ohne erst durch Vermittelung des Hilfsschiebers die Dampfkammern E_o und E_u passieren zu müssen, so daß jetzt (trotz Schluß des Hilfsschiebers) der Dampf-pumpenkolben während seines vollen Hubes mit Frischdampf gespeist wird, die Pumpe arbeitet in dem Falle also mit Volldruck. Dreht man die Einschnitte n , n aus dem Bereich ihrer Wirksamkeit, so arbeitet die

Pumpe mit 80 Proz. Füllung, wie bei der Erläuterung oben angenommen. Mit Volldruck sollte die Pumpe nur beim Anstellen arbeiten, wenn sich noch Wasser in den Zylindern befindet; im Betriebe aber rücke man stets die Expansion ein, da sonst die ohnehin schon beträchtlichen Dampfverbräuche ganz außerordentlich wachsen.

Die Regulierung des Steuerungsmechanismus geschieht nach folgenden Grundsätzen.

Im Innern der Steuerung lassen sich keine Änderungen vornehmen, da Weir die Einrichtung zum Regulieren auf die äußeren

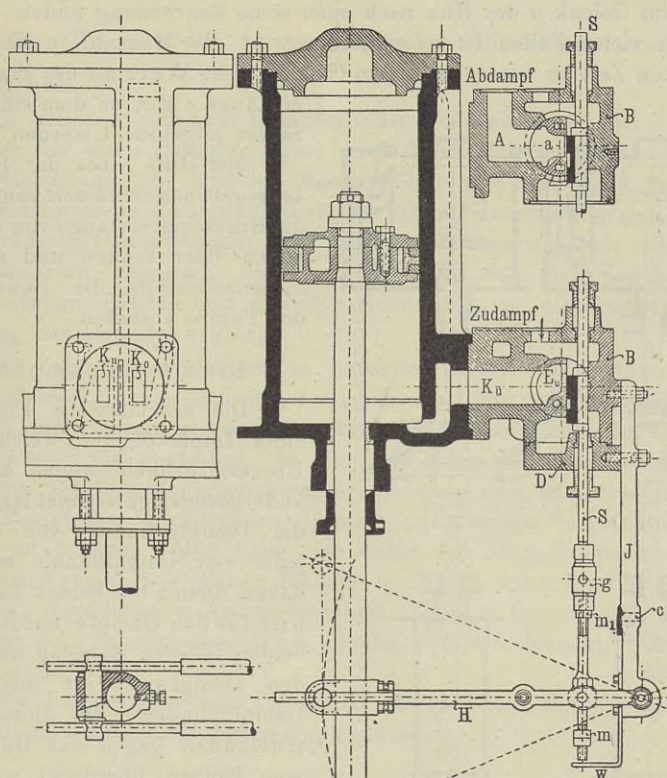


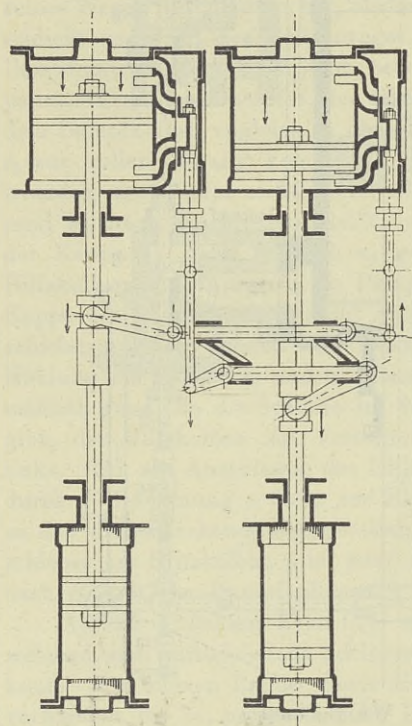
Fig. 446 bis 449. Weir-Pumpe.

Steuerungsorgane verlegt hat. Man lasse die Pumpe langsam gegen Kesseldruck arbeiten, löse die Mutter m_1 der Stange S und schraube den unteren Teil von S mittels des angeschmiedeten Sechskantes allmählich in das Gelenk g hinein. Infolgedessen wird der Hub des Hilfschiebers nach oben immer kürzer, d. h. E_u wird später abgeschlossen, mit anderen Worten: späterer Abschluß für den Kanal unter dem Kolben gibt größere Füllung. Setzt man das Hineinschrauben fort, so wird schließlich der Dampfkolben oben an den Zylinderdeckel stoßen. Nun

schraubt man die Stange wieder etwas heraus, bis das Anschlagen aufhört und setzt m_1 an g fest. Genau so verfährt man mit der unteren Zylinderseite, indem m und ihre Gegenmutter zuerst langsam nach unten geschraubt wird, bis der Kolben am Zylinderboden anschlägt. Alsdann dreht man m wieder etwas nach oben, bis der Schlag aufhört und setzt m durch ihre Gegenmutter fest.

Seitens der Fabrik von Weir-Glasgow ist schon dafür gesorgt, daß ein gefahrbringender Hub des Hilfsschiebers ausgeschlossen wird, da durch den Winkel w der Hub nach unten und durch die Gewindelänge im Gelenk g der Hub nach oben seine Begrenzung findet.

In vielen Fällen ist es wünschenswert, die Hubzahl in einer bestimmten Zeit zu wissen, aus dem Grunde sieht Weir an der Stange J ein Auge c vor, an dem ein Hubzähler angebracht werden kann.



Mit Hilfe eines der Pumpe beigegebenen Schlüssels kann man die Hilfsschieberstange von außen heben oder senken und so erforderlichenfalls die Bewegung der Pumpe einleiten.

Die Duplexpumpen.

Die schematische Fig. 450 einer Duplexpumpe, welche der Übersichtlichkeit wegen auseinandergezogen gezeichnet ist, zeigt die Dampfzylinder, von denen jeder vier Dampfkanäle besitzt; davon dienen die beiden äußeren nur für den Dampfeintritt, die beiden inneren dagegen nur für den Dampfaustritt aus dem Dampfzylinder. Da diese Austrittskanäle gegen das Hubende vom Kolben überdeckt werden, so versperrt letzterer sich in seinen Endstellungen selbst den Dampfaustritt, derart, daß man

Fig. 450. Schema der Duplexpumpen.

unter allen Umständen eine bestimmte Kompression des Auspuffdampfes erzielt und dadurch ein Anstoßen der Kolben auf die Böden und Deckel der Zylinder vermeidet. Da den Duplexpumpen die Kurbelwelle fehlt, ist eine solche Einrichtung zur Erzielung eines stoßfreien Ganges der Pumpe unbedingt erforderlich.

Man wirft den direkt wirkenden Pumpen, insbesondere den Duplexpumpen, den großen Dampfverbrauch vor. Unter Umständen ist

derselbe ziemlich bedeutend, besonders erscheint derselbe hoch, wenn er auf die indizierte oder Pumpleistung bezogen wird. Versuche mit Duplexpumpen von geringen Dimensionen haben Dampfverbräuche von über 80 kg pro effektive Pferdekraft und Stunde ergeben. Wenn man aber berücksichtigt, daß die Leistung der dauernd wirkenden Pumpen, der Kesselspeisepumpen, nur gering ist, und daß man den effektiven Wärmeverbrauch auf ein Mindestmaß beschränken kann, wenn man den Abdampf zum Vorwärmen¹⁾ benutzt, so dürften die Bedenken keineswegs schwerwiegender Natur sein.

Das Prinzip der Steuerung aller Duplexpumpen ist folgendes.

Es stehen immer zwei Dampfzylinder nebeneinander, der Dampfschieber der einen Dampfmaschine wird durch Hebel und Stange von der Kolbenstange der anderen Maschine hin- und herbewegt, wodurch eine vollkommene Zwangsläufigkeit der Dampfsteuerung erzielt wird. Bei größeren Dampfmaschinen wird die Dampfsteuerung auch noch mit Drehschiebern versehen, die ihre Bewegung von der zugehörigen Kolbenstange erhalten und eine Expansionswirkung, also bessere Ausnutzung des Dampfes ergeben.

Die Zahl der Duplexpumpen bauenden Firmen ist unübersehbar, für Bordzwecke haben sich vornehmlich die Ausführungen nachstehender Firmen (alphabetisch geordnet) bewährt. Gerade bezüglich der Duplexpumpen wird viel gesündigt, da eine jede kleine Maschinenfabrik sich zum Bau von Dampfmaschinen berufen hält, ohne dem immerhin gewisse Spezialkenntnisse erfordernden Systeme das richtige Verständnis entgegen zu bringen. Man halte sich daher bei Bauaufträgen tunlichst an Spezialfirmen, wie Blake, Blanke u. Co., Bopp u. Reuther, Gebr. Körting, Norddeutsche Armaturenfabrik, Quiri u. Co., Schäffer u. Budenberg, Joh. Schuhmacher Wwe., Strube, Weise u. Monski, Worthington u. a. m.

Wir beschränken uns auf die Wiedergabe der Blake-, Weise u. Monski- und der Worthington-Duplexpumpen.

Duplexpumpe von Blake.

Die Steuerung dieser Pumpen (Fig. 451) ist die vorstehend beschriebene normale Duplexsteuerung, bei welcher der Schieber des einen Zylinders von der Kolbenstange des Nachbarzylinders gesteuert wird.

Da die normalen Duplexpumpen in bezug auf den Dampfverbrauch nicht ökonomisch sind, und zwar weil bei normalem, langsamem Gange der Pumpe der Hub nur zum Teil ausgenutzt wird, so hat die Blake-

¹⁾ Benetsch, Kesselspeisewasser. Verlag von Friedr. Vieweg u. Sohn, 1908.

Pumpen-Co. eine verbesserte Duplexpumpensteuerung konstruiert, welche es gestattet, die Hublänge innerhalb gewisser Grenzen zu regulieren.

Die Duplexsteuerung ist, der Art der Funktion entsprechend, eine Schleppschiebersteuerung; bei der Verbesserung von Blake ist nun die Schleppvorrichtung nach den äußeren Steuerungsorganen verlegt worden. Sie besteht hier aus einer Gleithülse und zwei Anschlagstellringen auf der Schieberstange. Diese Stellringe können in bequemer Weise auch während des Ganges der Maschine verstellt werden, und dadurch

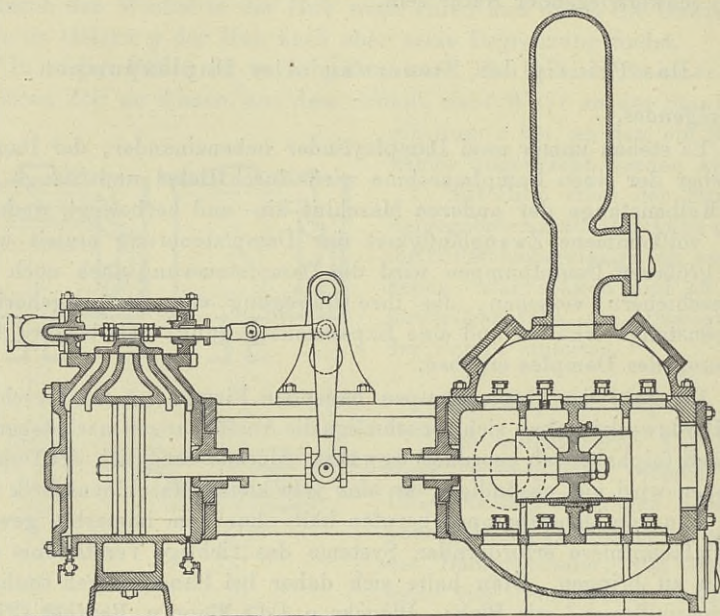


Fig. 451. Duplexpumpe von Blake. Innenplungermodell.

hat man es in der Hand, je nach Bedarf den Hub zu verlängern oder zu verkürzen. Den hierdurch in einzelnen Fällen erzielten geringeren Dampfverbrauch gibt Blake auf etwa 30 Proz. an.

Die Dampfzylinder haben (wie aus sämtlichen Abbildungen der Duplexpumpen ersichtlich ist) an jeder Seite zwei Kanäle — einen Dampfeinlaßkanal und einen Dampfauslaß- oder Exhaustkanal — der letztere ist in größerem Abstände von dem Zylinderboden angeordnet und hat den Zweck, die Herstellung eines Dampfkissens zum Auffangen des Kolbens am Ende des Hubes zu bewirken. Bei größeren Pumpen ordnen fast alle Duplexpumpen bauenden Firmen an jedem Dampfzylinderende sog. Kompressionsventile an. Dieselben verbinden durch Öffnung den Einlaß- und Auslaßkanal, wodurch die Wirkung der durch den Kolben selbst herbeigeführten Kompression verändert werden kann.

Wenn alle Kompressionsventile geschlossen sind und die Pumpe Ventilschläge zeigt, so genügt ein geringes Öffnen, um den Schlag sofort zu beseitigen. Bei ungleich langen Huben öffnet man das Kom-

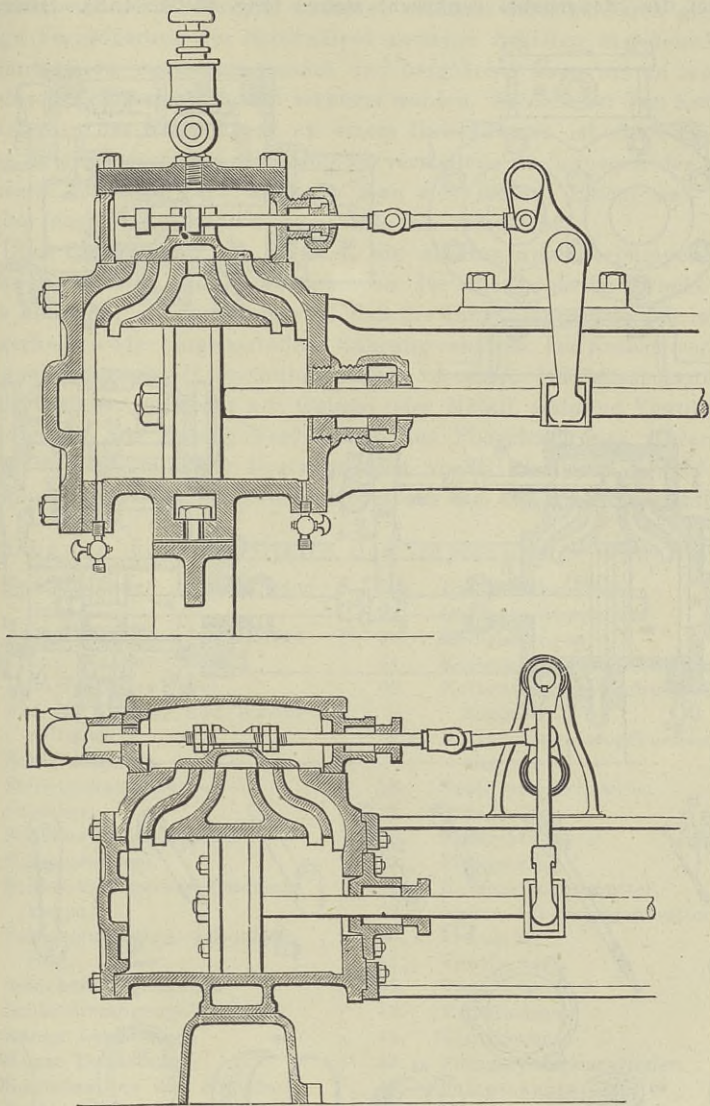


Fig. 452 u. 453. Einstellung der Schieber der Worthington-Dampfpumpe.

pressionsventil an demjenigen Hubende, wo der Hub zu kurz ist und drosselt es dort, wo er zu lang ist, wodurch eine ganz genaue Einstellung erreicht werden kann.

Das Regulieren der Schieber einer Duplexpumpe erfolgt, wie nachstehend ausgeführt.

Zunächst stelle man die beiden Pumpengestänge auf Mitte Hub, wobei die Steuerhebel senkrecht stehen (Fig. 452 u. 453). Hiernach

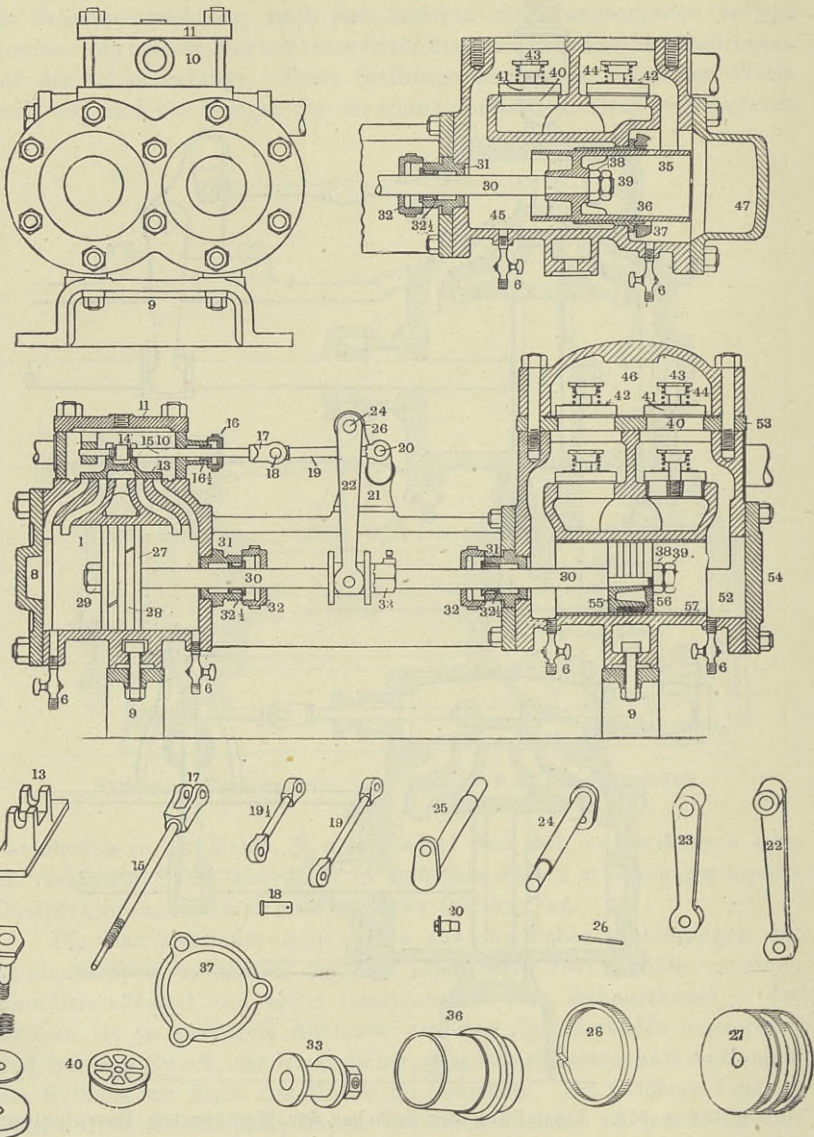


Fig. 454 bis 460. Einzelteile der Duplexpumpe von Blake.

stelle man bei geöffnetem Schieberkasten die Schieber ebenfalls auf Mitte, wobei die Schieberaußenkanten mit den Kanalaußenkanten genau

abschneiden; in dieser Lage wird zwischen Schieber und Schieberstangenmuttern ein Spielraum frei bleiben und die Muttern sind nun so zu verstellen, daß dieser Spielraum nach beiden Seiten gleich wird.

Erscheint der Kolbenhub zu kurz, so kann derselbe durch gleichmäßige Vergrößerung des Spielraumes zwischen Schieber und Schieberstangenmuttern verlängert werden und umgekehrt kann ein zu langer Hub durch kleineren Spielraum verkürzt werden. Besteht bei dem Kolben die Neigung des Anschlagens an einem Hubende, so ist der Schieber in der entgegengesetzten Richtung zu verstellen; ist hingegen der Hub an diesem Ende zu kurz, so kann man sich helfen, indem man den Schieber noch weiter nach diesem Ende hin verschiebt.

Über die Pumpen von Blake, die als Innenplungerpumpen für Drucke bis 5 Atm., als Kolbenpumpen für die höchsten Drucke in Frage kommen, sei noch bemerkt, daß die Innenplungerpumpen lange Plungerkolben oder lange metallene Führung erhalten. Die Kolben werden häufig mit Ringnuten (Labyrinthdichtung) versehen. Die federbelasteten Ventile bestehen entweder aus Gummi oder Metall, während Ventilsitze und -bolzen aus Metall, Ventilsfedern aus Phosphorbronze verfertigt sind. Die Einzelteile der Duplexpumpen von Blake sind sowohl als Innenplunger-, als auch als Kolbenmodell aus Fig. 454 bis 460 ersichtlich.

Bezeichnung der Einzelteile der Duplexpumpe von Blake.

- | | |
|---|---|
| 1. Dampfzylinder, rechts oder links. | 28. Dampfkolbenringe. |
| 6. Ablasshahn, für den Dampf- und Wasserzylinder. | 29. Dampfkolbenmutter. |
| 8. Dampfzylinderdeckel. | 30. Kolbenstange. |
| 9. Fuß für Dampf- und Wasserzylinder. | 31. Kolbenstangenstopfbuchse. |
| 10. Schieberkasten. | 32. Kolbenstangenstopfbuchsenkappe. |
| 11. Schieberkastendeckel. | 32 $\frac{1}{2}$. Kolbenstangenstopfbuchsenring. |
| 13. Schieber. | 33. Spule und Schraube. |
| 14. Schieberstangenmutter. | 35. Plunger. |
| 15. Schieberstange. | 36. Plungerführung. |
| 16. Schieberstangenstopfbuchsenkappe. | 37. Plungerring. |
| 16 $\frac{1}{2}$. Schieberstangenstopfbuchsenring. | 38. Kolbenstangenmutter. |
| 17. Schieberstangengabel. | 39. Kolbenstangengegenmutter. |
| 18. Schieberstangengabelzapfen. | 40. Ventilsitz. |
| 19. Lange Lenkstange. | 41. Ventile. |
| 19 $\frac{1}{2}$. Kurze Lenkstange. | 42. Ventilscheibe. |
| 20. Kurbelzapfen und Scheibe. | 43. Ventilbolzen. |
| 21. Bock. | 44. Ventilsfeder. |
| 22. Langer Hebel. | 45. Plungerpumpenzylinder. |
| 23. Kurzer Hebel. | 46. Pumpenkappe. |
| 24. Obere Welle. | 47. Plungerzylinderdeckel. |
| 25. Untere Welle. | 52. Kolbenpumpenzylinder. |
| 26. Kurbelstifte. | 53. Ventilplatte. |
| 27. Dampfkolben. | 54. Kolbenpumpendeckel. |
| | 55. Wasserkolben. |
| | 56. Kolbenring. |
| | 57. Wasserpumpeneinsatz. |

Die Duplexpumpen von Weise u. Monski (Fig. 461)

bestehen aus zwei doppelt und direkt wirkenden Pumpen, deren Dampfzylinder mit einfachen Muschelschiebern versehen sind, welche wechselweise von der Kolbenstange des benachbarten Zylinders zwangläufig umgesteuert werden. Wie aus der Abbildung Fig. 461 ersichtlich, finden wesentliche Abweichungen in den Duplexpumpen der verschiedenen Pumpenbauanstalten nicht statt.

Die zwangläufige Umsteuerung erfolgt auch hier absolut sicher und ganz geräuschlos und ermöglicht hohe Kolbengeschwindigkeit. Jeder Dampfkolben muß nach Beendigung seines Hubes warten, bis

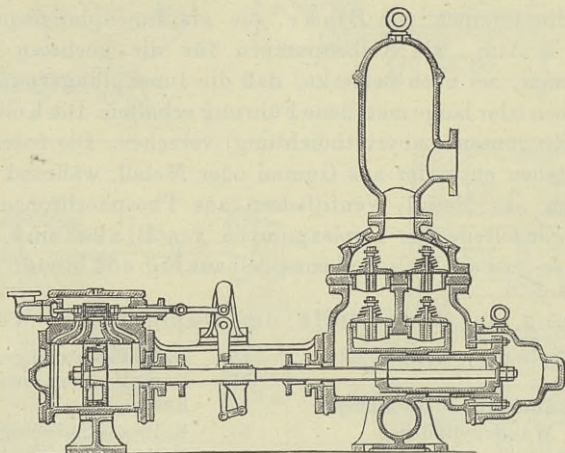


Fig. 461. Duplexdampfmaschine von Weise u. Monski.

sein zugehöriger Schieber geöffnet wird, und die dadurch veranlaßte Hubpause gestattet ruhigen und stoßfreien Schluß der Pumpenventile.

Für den Dampfsein- und -austritt sind getrennte Kanäle zwischen den Dampfzylindern und Schieberkasten angeordnet, von denen die äußeren, unmittelbar an den Zylinderdeckeln mündenden für den Dampfaustritt dienen.

Der vor dem Kolben ausströmende Dampf kann nur so lange entweichen, bis der Kolben den inneren Auspuffkanal überlaufen hat. Der im Zylinder verbleibende Dampf wird komprimiert, verhindert das Anstoßen des Kolbens an den Zylinderdeckel und wird für den nächsten Hub gewonnen.

Dampfstrahlpumpen oder Injektoren.

Neben diesen eigentlichen Dampfmaschinen werden noch eine Reihe von Apparaten benutzt, welche den Kesseldampf ohne Vermittelung von Dampf- und Wasserkolben zur Bewegung des Wassers benutzen. Es sind dies die Dampfstrahlpumpen, d. h. die Injektoren und Ejektoren,

bei denen die aus Fig. 462 ersichtliche Anordnung es ermöglicht, daß der aus einer Düse mit hoher Geschwindigkeit ausströmende Dampf das seitlich an den Dampfstrahl herantretende Wasser mitreißt.

Das Prinzip der Injektoren und Ejektoren beruht auf dem aller Strahlapparate; ein aus einer tropfbaren oder gasförmigen Flüssigkeit gebildeter Strahl, der durch eine andere Flüssigkeit strömt, reißt die ihm zunächst liegenden Teile derselben mit, so daß um ihn ein Vakuum entstehen würde, wenn es nicht durch Zuströmen entfernter liegender Flüssigkeitsteile immer wieder ausgefüllt würde. Indem der Strahl die ihn umgebende Flüssigkeit ansaugt, vermischt er sich mit ihr und überträgt so viel von seiner lebendigen Kraft ¹⁾ auf sie, daß beide miteinander fortströmen. Wird dann ihre gemeinschaftliche Geschwindigkeit noch durch einen Gegendruck verringert, so setzt sich ein ent-

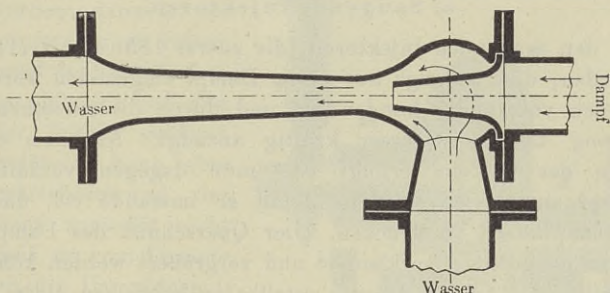


Fig. 462. Prinzip der Injektoren und Ejektoren.

sprechender Teil der lebendigen Kraft des Gemisches in Arbeit um, der zur Überwindung des Gegendruckes dient. Strömt ein Dampfstrahl durch eine kühleren Flüssigkeit, oder wird Dampf von einem kühleren Flüssigkeitsstrahle angesogen, so kondensiert er sich bei der Vermischung und das Ansaugen wird um so stärker, je vollständiger die Kondensation ist, weil die Geschwindigkeit des Dampfes bei seinem Eintritt in einen Vakuumraum erheblich wächst. (Bei einem absoluten Vakuum erhält die Molekularbewegung des hoch überhitzten Dampfes eine Geschwindigkeit bis über 600 m pro Sekunde.) Zur vollständigen Kondensation ist erforderlich, daß verhältnismäßig wenig Dampf mit einer gegebenen Menge kühlerer Flüssigkeit in Berührung kommt.

Die Injektoren arbeiten insofern ökonomisch, als sie fast die ganze Wärme des Betriebsdampfes dem Speisewasser mitteilen und so die-

¹⁾ Unter Lebendiger Kraft versteht man in der Mechanik die Fähigkeit eines bewegten Körpers, Arbeit zu leisten. Die lebendige Kraft ist direkt proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit v und der Masse m des Beweglichen; und zwar

$$\text{Lebendige Kraft} = \frac{m v^2}{2}.$$

selbe nicht verloren gehen lassen. Bei den Ejektoren liegt der Fall natürlich anders, und da dieselben ohnehin viel Dampf zum Betriebe beanspruchen, so werden sie nur in Notfällen zum Lenzen von Schiffsräumen, oder dann benutzt, wenn für den Dampf sonst keine Verwendung mehr ist.

Injektoren heißen die ausschließlich zum Speisen der Dampfkessel dienenden Dampfstrahlpumpen, man unterscheidet:

- a) Saugende Injektoren,
- b) Nichtsaugende Injektoren,
- c) Universal-, Doppel- oder Verbund-Injektoren,
- d) Restarting-Injektoren.

a) Saugende Injektoren.

Bei den saugenden Injektoren, die zuerst 1858 von Giffard gebaut wurden, darf anfangs nur wenig Dampf eingelassen werden, damit er sich vollständig kondensiert und durch die entstehende Luftverdünnung das Speisewasser kräftig ansaugt. Nachdem das erste Ansaugen des Wassers erfolgt ist, muß dagegen verhältnismäßig viel Dampf eingelassen werden, damit er imstande ist, das Wasser in den Dampfkessel zu drücken. Der Querschnitt des Dampfstrahles muß daher nach Bedarf verkleinert und vergrößert werden können, was man durch einen in der Düse verstellbaren konischen Dorn, die sog. Dampfspindel oder Düsennadel, zu bewirken pflegt. Man macht entweder die Düse fest und die Spindel verstellbar, oder macht die Spindel fest und die Düse verstellbar. Da es indes Geschicklichkeit und Übung erfordert, die Dampfspindel zum Saugen richtig einzustellen, kann man sie auch in der Achsenrichtung fein durchbohren, so daß bei aufsitzender Spindel gerade so viel Dampf durch diese Bohrung einströmt, wie zum Ansaugen nötig ist.

Von den saugenden Injektoren ist der nach System Neuhaus (Fig. 463) besonders auf kleineren Dampfmaschinen vielfach in Gebrauch.

Derselbe besteht aus einem Oberteil *A* und einem Unterteil *B*, welche durch die Flanschen *f* und *f*¹ miteinander verbunden sind.

Im Oberteil *A* befindet sich der den Dampfabschluß bewirkende, durch den Hebel auf- und abwärts zu bewegende Ventilkolben *v* und die Dampf Düse. Die letztere besteht aus zwei konzentrischen, gegeneinander abgedichteten Düsen, von denen die äußere *d* (die eigentliche Dampf Düse) unbeweglich ist, während die innere *c* (zum Ansaugen bestimmt, daher Saugedüse genannt) sich mit dem Ventilkolben, in dessen innerer Höhlung sie mittelst des in den Schlitz *z* eingreifenden Stiftes *t* befestigt ist, auf- und abwärts bewegt. Der Spielraum, den der Stift im Schlitz hat, bewirkt, daß es erst eines gewissen Hubes des Ventilkolbens bedarf, bevor auch die Saugedüse gehoben wird.

Im Unterteil *B* befindet sich die aus zwei fest ineinander verschraubten Teilen bestehende Mischdüse *p* und unterhalb derselben ein Rückschlagsventil *r*.

Im Überlauf *F* ist ein Luftventil *l* angebracht, welches sich beim Saugen schließt und somit verhindert, daß der Injektor aus dem Überlauf Luft saugt.

Oben ist der Injektor vermittelst einer Schraube *C* verschlossen. Löst man diese, dann kann der Ventilkolben samt Saugedüse (zum Zwecke der Reinigung, Nachdichtung oder Düsenauswech-selung) von oben herausgezogen werden.

Soll der Injektor in Gang gesetzt werden, dann ist der Hebel *h* ein wenig zu lüften. Dadurch wird der Ventilkolben *v* vom Sitze gehoben und dem Dampf der Zutritt geöffnet. Die Saugedüse *c* kann aber der Aufwärtsbewegung des Ventilkolbens zunächst nicht folgen, weil sie vom Dampfe fest gegen die Dampfdüse *p* gedrückt wird. Dieser nimmt somit seinen Weg durch die Seitenkanäle *e*, *e*¹ der Saugedüse, sowie durch letztere selbst. Das auf diese Weise in den Injektor gelangende Dampfquantum genügt zum Ansaugen. Kommt Wasser aus dem Überlauf, so ist dies ein Zeichen, daß der Injektor angesogen hat. Wird nun der Ventilkolben durch weiteres Herumlegen des Hebels nach und nach mehr gehoben, so erfaßt der Stift *t* die Saugedüse am Schlitz *z* und zieht sie aus der Dampfdüse heraus, so daß sich zwischen den beiden Düsen ein immer größer werdender ringförmiger Zwischenraum bildet, durch welchen nunmehr der Dampf gleichfalls einströmt, und zwar in solcher Menge, daß das angesogene Wasser in den Kessel gedrückt wird. Ein starkes Geräusch im Injektor zeigt an, daß er zu speisen begonnen hat. Die Drehung am Hebel muß jedoch so lange fort-

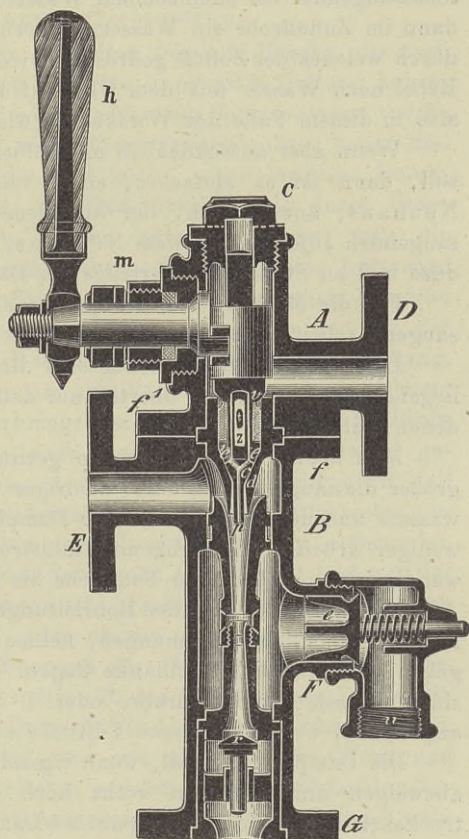


Fig. 463. Saugender Injektor, System Neuhaus.

gesetzt werden, bis das Überlaufen aufhört, der Injektor also rein speist. Die Regulierung des Injektors geschieht demnach nur durch größere oder geringere Öffnung der Dampfeinströmung (Dampfregulierung). Nach Absperrung des Dampfes durch den Hebel hört der Injektor sofort auf zu speisen, bleibt aber stets zu neuer Arbeit bereit.

b) Nichtsaugende Injektoren.

Die saugenden Injektoren, System Neuhaus, können auch als nichtsaugende (bei zufließendem Wasser) verwendet werden, nur muß dann im Zuflußrohr ein Wasserregulierungsventil eingeschaltet werden, durch welches der Zufluß gedrosselt wird, falls bei ganz herumgelegtem Hebel noch Wasser aus dem Überlauf kommt. Der Injektor arbeitet also in diesem Falle mit Wasserregulierung.

Wenn aber ausschließlich mit zufließendem Wasser gespeist werden soll, dann ist es einfacher, einen nichtsaugenden Injektor, System Neuhaus, anzuwenden, der aus dem Unterteil des entsprechenden saugenden Injektors, System Neuhaus, besteht, eine einfache Dampfdüse und an Stelle des Oberteiles ein Dampfabsperrentil hat.

Für die Montage des Injektors, mag er saugend oder nichtsaugend arbeiten, gilt im allgemeinen:

Der Injektor kann rechts oder links am Kessel, aufrecht oder liegend angebracht, das Oberteil auf dem Unterteil nach drei verschiedenen Seiten gestellt werden.

Man nehme die Saughöhe so gering wie irgend möglich, denn je größer die Saughöhe ist, desto niedriger muß die Temperatur des Speisewassers und desto höher muß die Dampfspannung sein. (Nichtsdestoweniger arbeitet ein sachgemäß konstruierter Injektor, wenn es notwendig ist, noch bei einer Saughöhe bis 5 m.)

Man vermeide bei allen Rohrleitungen jegliche scharfen Ecken und soviel als möglich Krümmungen, nehme, wenn letztere nicht zu umgehen sind, möglichst schlanke Bogen. Wo Abzweigungen notwendig sind, müssen sog. Hosenrohre oder T-Stücke mit Kugelausbauchung angewendet werden, einfache T-Stücke sind unbedingt zu vermeiden.

Die Dampfleitung soll, wenn irgend angängig, direkt vom Kessel abzweigen und zwar an recht hoch gelegener Stelle, damit man trockenen und recht hochgespannten Dampf erhält. Aus diesem Grunde muß auch bei langer Dampfleitung das Rohr weit genug, gut isoliert und mit einer Vorrichtung zum Ablassen des Kondenswassers versehen sein.

Erhält der Injektor Wasser, welches nicht ganz rein ist, so muß am Ende des Saug- bzw. Zuflußrohres ein Saug- bzw. Filtersieb angebracht werden. Ein Fußventil ist nicht erforderlich.

Das Wasser aus dem Überlauf wird am besten durch einen Trichter aufgefangen, durch den es dann fortgeleitet wird. Auf diese Weise kann man das Beginnen und das Aufhören des Überlaufens leicht erkennen.

Wenn auch bei den saugenden Injektoren der Ventilkolben den Dampf direkt absperrt, so ist es doch ratsam, ein Dampfabsperrventil in die Dampfleitung einzuschalten, um ihn nachsehen, reinigen, nachdichten zu können, auch wenn der Kessel unter Druck steht. Aus demselben Grunde empfiehlt es sich, falls der Injektor nicht ein eigenes Speiseventil hat, auch in der Druckleitung ein Absperrventil anzubringen.

Nichtsaugende Injektoren bedürfen in der Dampfleitung eines Dampfabsperr- und in der Zufußleitung eines Wasserregulierungsventils.

Regeln bei einer Betriebsstörung.

Sollte der Injektor versagen, so gelten folgende Regeln, die auch für die nachstehend besprochenen Apparate sinngemäße Geltung haben:

Zunächst untersuche man die Temperatur des Speisewassers, welche bei saugenden Injektoren 30°C nicht überschreiten sollte, messe dieselbe am Auslauf des Luftventils und kühle, wenn längeres Durchschlagen des Dampfes stattfand, die Dampfstrahlpumpe durch Übergießen mit kaltem Wasser ab. Dann untersuche man, falls die Temperatur richtig, das Luftventil selbst. Es muß dieses Luftventil leicht spielen und auf der Sitzfläche völlig rein sein, auch keinerlei Verstopfung zeigen. Ein Druck auf dasselbe von oben her mit der Hand oder ein Zukeilen mittels Holzpfropfens ist durchaus unzulässig. Auch sollte man Ableitungsrohre nie unmittelbar an den Auslauf löten, sondern trichterartig darunter anbringen, schon weil sonst auch die Beobachtung erschwert wird. Sollte auch das Luftventil in Ordnung gefunden werden, untersuche man, ob das Speiseventil leicht spielt und ob es vollständig dicht es, da anderenfalls durch das Zurücktreten des Kesselwassers die Arbeit der Dampfstrahlpumpe nicht zu erzielen ist. Ferner ist zu erforschen, ob das Saugerrohr selbst dicht und mit der Dampfstrahlpumpe dicht verbunden ist. Endlich untersuche man, ob etwa die Düsen verstopft sind, oder ob die zwischen den Flanschen liegenden Abdichtungen die Öffnungen für Dampf und Wasser usw. nicht so verengen (namentlich quillt oft das Gummi ganz in die Öffnungen), daß die erforderlichen Querschnitte nicht mehr vorhanden sind. Ist der Dampf sehr naß, so wird man erst nach einigem Öffnen und Schließen der Spindel sicheres Arbeiten erzielen. Die Dampfstrahlpumpe saugt dann häufig bei möglichst langsamer Drehung der Spindel während des Schließens an.

c) Universal-, Doppel- oder Verbundinjektoren.

Eine Vereinigung eines saugenden Injektors mit einem nichtsaugenden bildet Körtings Universalinjektor.

Der Universalinjektor von Gebr. Körting-Körtingsdorf bei Hannover besteht (Fig. 464 u. 465) aus einem saugenden und einem nichtsaugenden Injektor, die in einem Gehäuse so vereinigt sind, daß der erstere das Wasser dem letzteren zubringt. Dies gewährt den

Vorteil, daß jeder der beiden Injektoren solche Dimensionen erhalten kann, daß der erste ohne Dampfspindel ansaugt und der zweite ohne Dampfspindel drückt. Das Ansaugen kann bis auf eine Höhe von 6 m geschehen, doch begnügt man sich gewöhnlich mit 2 m Saughöhe, da die Leistung der Injektoren um so größer wird, je kleiner die Saughöhe ist.

Das Charakteristische des Universalinjektors von Körting liegt also in der Zweiteilung der Arbeit. Allein durch diese ist die große Betriebssicherheit, die hohe Saugfähigkeit, die Möglichkeit, heißes Wasser (von 65° C etwa) zu speisen und zuletzt die Möglichkeit der

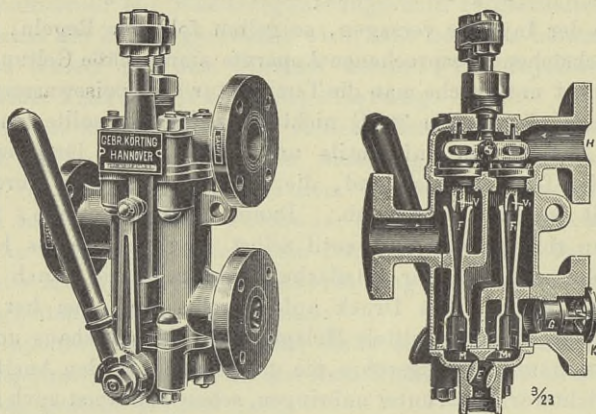


Fig. 464 u. 465. Universalinjektor von Körting.

Fortlassung des Übersprunes und der Dampf- und Wasserregulierung erreichbar. Dazu kommt ferner, daß die Handhabung durch die eigenartige Verbindung des Anlaßhahnes mit den Anlaßventilen sehr einfach ist. Der Vorgang beim Anlassen und Speisen ist folgender:

Durch eine geringe Vorwärtsbewegung des Handhebels wird zuerst das die erste Düse schließende Ventil V etwas gehoben, dadurch das Wasser angesogen und anfangs durch den Kanal M ins Freie getrieben; durch eine weitere Fortbewegung des Hebels schließt der Hahn E diesen Kanal ab, so daß das Wasser in das Düsensystem F_1 unter Druck eintritt und nun durch den Kanal M_1 noch so lange ins Freie ausfließt, bis das Ventil V_1 ganz geöffnet ist und gleichzeitig der Hahn E den Kanal M_1 abgeschlossen hat, worauf das Wasser durch das Speiseventil G in den Kessel K strömt.

Die Aufstellung des Injektors erfolgt am besten und bequemsten in handlicher Höhe in der Nähe des Heizerstandes. Der Höhenunterschied zwischen dem Injektor und dem höchsten Wasserstande im Kessel kann bei den normalen Apparaten bis 3 m betragen. Ist er ausnahmsweise höher, wie das bei Doppelkesseln vorkommen kann, so muß der Injektor besonders danach ausgeführt werden. Für ein sicheres Arbeiten des Injektors ist noch zu beachten, daß der Dampf für den-

selben direkt von einer möglichst hochgelegenen Stelle des Kessels und niemals von einer zu anderen Zwecken benutzten Dampfleitung entnommen wird, damit möglichst trockener Dampf unter einem gleichmäßigen und unverminderten Drucke dem Injektor zuströmt, weshalb für gute Isolation der Dampfleitung zu sorgen ist. Das Saugerrohr hat mindestens 50 cm unter den tiefsten Wasserstand einzutauchen, die Anordnung von Fußventilen ist zu vermeiden. Sind Saugesiebe erforderlich, so soll der Gesamtllochquerschnitt mindestens das Vierfache des Saugerrohrquerschnittes betragen.

Der Grund eines etwaigen mangelhaften Arbeitens ist meist in der Aufstellung oder in der Handhabung zu suchen.

Man untersuche zuerst, ob die Dampfdüsen verstopft oder die Dampfventilchen im Innern des Apparates undicht geworden sind. Wenn nach Reinigung der Düsen bzw. Einschleifen der Ventile der Apparat noch versagt, so sind zuerst die Dampfdüsen vorsichtig mittels eines Stückes Flach-eisen herauszuschrauben und gegebenenfalls auch die Druckdüsen F, F_1 mittels eines besonderen Schlüssels von unten herauszuziehen und unter Vermeidung scharfer, die Form verändernder Mittel (Feile, Schaber usw.) sorgfältig zu reinigen. Sitzen die Düsen sehr fest, so spannt man den Injektor in den Schraubstock, setzt den Schlüssel an und klopft vorsichtig mit einem Holzhammer auf den Rand des Injektors neben der Düse, welche dann langsam herauskommen wird (Fig. 466).

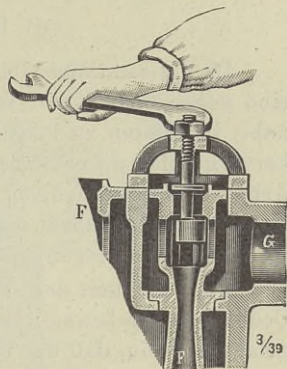


Fig. 466. Herausnehmen der Düse.

Beim Zusammenstellen müssen die Düsen ohne Dichtungsmaterial eingesetzt werden, nachdem die Flächen, auf welche sie sich aufsetzen, ebenfalls sehr sorgfältig gereinigt sind. Zwischen Kopf und Hauptkörper, ebenso zwischen Anlaßhahn und Hauptkörper soll keine Gummiplatte, sondern nur eine dünne Papierscheibe, welche gut geölt und sorgfältig ausgeschnitten ist, als Dichtung benutzt werden; die Dichtungsflächen sind vorher sauber zu reinigen. Ein undichtes Hahnküken ist vorsichtig nachzuschleifen. Das Rückschlagventil G muß von Kesselstein gereinigt werden, da kesselsteinhaltiges Wasser durch seine Erwärmung leicht in der Druckrohrleitung Kesselstein absetzt. Das Ventil soll dicht sein und leicht spielen. Ferner ist das Hauptspeiseventil am Kessel in gleicher Weise zu prüfen, auch dieses muß leicht spielen; das etwa zwischen Speiseventil und Kessel befindliche Abschlußorgan muß beim Speisen stets voll geöffnet sein.

Da das Speisewasser durch den Betriebsdampf erwärmt wird, so kann es vorkommen, daß die kesselsteinhaltigen Bestandteile des

Wassers bereits in der Druckrohrleitung des Injektors zur Abscheidung gelangen. Hierdurch wächst die lichte Weite der Leitung derart mit Kesselstein zu, daß die Leistungsfähigkeit immer geringer wird und schließlich ganz aufhört. Verfasser ist ein derartiger Fall in der Praxis des Dampfkesselbetriebes passiert. Naturgemäß wurden in dem Spezialfalle, als der Injektor versagte, Saugerohrleitung und Druckrohrleitung mit einem Draht durchgestoßen, der sich auch willig durchführen ließ. Darauf untersuchte man den Injektor selbst, der völlig intakt befunden wurde, setzte alsdann den Injektor an bei losgenommener Druckrohrleitung und erzielte ein sofortiges Anspringen. Schließlich kam man auf den Gedanken, die Druckrohrleitung ganz zu entfernen, wobei man dann (mehr durch Zufall) wahrnahm, daß die lichte Weite von 70 mm bis auf 12 mm zugewachsen war. Das Durchstoßen mit Draht gab also allein keinen Aufschluß.

d) Restartinginjektoren.

Da die sämtlichen bisher besprochenen Injektoren sehr empfindlich sind gegen den Eintritt von Luft in die Saugleitung, so lag der Wunsch nahe, Injektoren zu konstruieren, welche auch nach etwaigem Versagen, hervorgerufen durch Stöße oder durch Eintritt von Luft, selbsttätig ihre Arbeit wieder aufnehmen. Dieser berechtigte Wunsch nach derartigen Konstruktionen führte zum Bau der sog. Restartinginjektoren (*to restart* = wieder anspringen).

Die Fähigkeit des selbsttätigen Wiederansaugens hat insbesondere Bedeutung für bewegliche Kessel, bei denen Luft ins Saugerohr dadurch gelangen kann, daß das Wasser in dem Behälter lebhaft schwankt, also insbesondere bei Schiffen, Lokomotiven und Lokomobilen. Für stationäre Kessel ist der Vorteil von geringerer Bedeutung, weil jeder Kesselbesitzer dafür sorgen wird und muß, daß eine Undichtigkeit der Saugerohrleitung nicht bestehen bleibt, weil dadurch der Dampfkesselbetrieb geradezu gefährdet werden kann.

Die Restartinginjektoren besitzen wie alle Injektoren mit nur einem Düsensystem in bezug auf die Fähigkeit der Speisung heißen Wassers oder Überwindung hoher Saughöhen naturgemäß nicht den Umfang der Leistung, wie die eben besprochenen Doppel- oder Universalinjektoren, vermögen aber erwärmtes Wasser trotzdem mit Sicherheit zu speisen und bedürfen dabei keiner besonderen Einstellung des Dampfzuflusses. Nur der Wasserzufluß muß gemäß der vorhandenen Wasserzufluß- oder Saughöhe eingestellt werden. Das volle Öffnen des Dampfventils genügt sodann, um den Injektor sofort in Betrieb zu setzen.

Die Universalinjektoren verdienen indes vor allen Systemen da den Vorzug, wo es auf die sichere Speisung stationärer Anlagen und vor allem auf die Speisung heißen Wassers und die Überwindung höherer Saughöhen ankommt.

Fassen wir allgemein die Vorteile der Restartinginjektoren zusammen, so läßt sich folgendes hervorheben:

1. Der Restartinginjektor besitzt keine beweglichen oder Klappdösen;
2. er saugt das Wasser bei allen im Betriebe vorkommenden Spannungen sicher an, ohne eine Regelung des Dampfes zu bedürfen;
3. er speist kaltes Wasser bei Saughöhen bis 3,5 m und warmes bis etwa 40°C — saugend und nichtsaugend —, ohne einer ständigen Regelung des Wasserzuflusses zu bedürfen;
4. ein Versagen ist ausgeschlossen, da derselbe unter allen Verhältnissen von neuem selbsttätig ansaugt;
5. er kann an beliebiger Stelle saugend oder nichtsaugend angebracht werden.

Diese Vorzüge werden bei Verwendung eines festen einfachen Düsensystems durch Anordnung eines zweiten Schlabberventils hinter der Fangdüse erreicht.

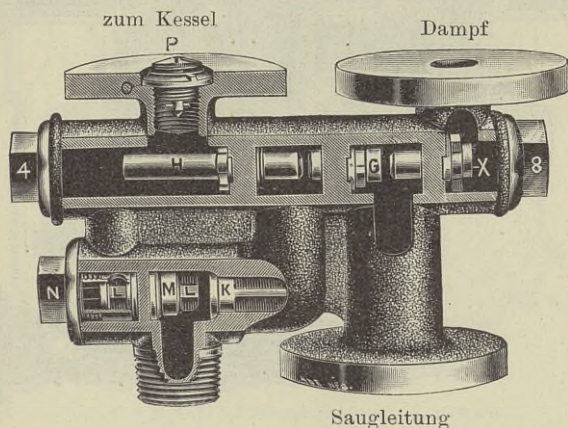


Fig. 467. Restartinginjektor von Hans Reisert.

Die Wirkungsweise des Restartinginjektors (Fig. 467) ist folgende:

Nach Aufmachen des Dampfventils wird zunächst durch den Dampfdruck das Vakuumventil *K* geöffnet, wobei gleichzeitig das kleinere Druckventil *L* zurückgestoßen wird.

Der Dampf strömt nun nicht allein durch den Übersprung zwischen der Misch- und Fangdüse und dann durch das Vakuumventil *K* ins Freie, sondern auch in gerader Richtung durch die Fangdüse *H*. Infolge dieser Durchströmung eines Teiles des Dampfes durch die Fangdüse ist bereits vor dem Ansaugen eine Bewegung da, die sonst erst nach stattgefundenem Ansaugen eintritt, und dies bedingt das sichere Ansetzen des Injektors.

Nach dem Ansaugen schließt sich infolge des gebildeten Vakuums das Vakuumventil, während das Ventil *L* vorerst geöffnet bleibt und

erst nach und nach durch die wachsende Geschwindigkeit des Wasserstrahles geschlossen wird; währenddessen entweicht das überschüssige Wasser so lange durch das Ventil, bis der ununterbrochene Wasserstrahl nach dem Kessel hergestellt ist. Der Injektor beginnt sonach nicht direkt gegen den vollen Kesseldruck zu arbeiten, sondern zunächst nur gegen den atmosphärischen Druck.

Hierdurch werden die oben angeführten Vorteile, das absolut sichere Anlassen bei einem Kesseldruck von 1 bis 16 Atm., das Speisen mit stärker vorgewärmtem Wasser und die Überwindung verhältnismäßig großer Saughöhen erzielt, da das zweite Schlabberventil die

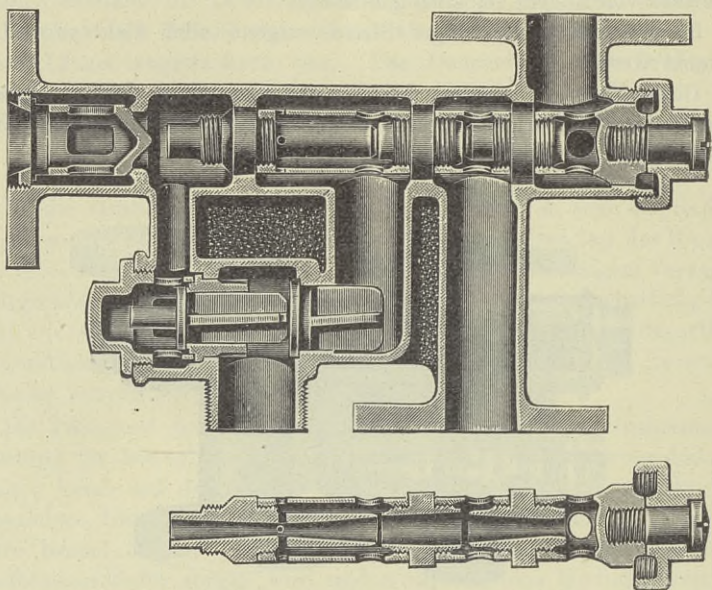


Fig. 468 u. 469. Patronen-Restartinginjektor von Hans Reisert-Köln.

Stelle des mechanisch absperrbaren Schlabberrahnes bei den Doppelinjektoren vertritt und infolgedessen ein beinahe ebenso warmes Wasser annimmt wie diese. Die Ausführung ist unter Vermeidung jeglichen Dichtungsmaterials in der Regel aus bestem Rotguß.

Eine besondere Bauart führt Reisert-Köln aus, die er als Patroneninjektor bezeichnet (Fig. 468 und 469).

Dieser Patroneninjektor hat vor anderen Injektoren den Vorzug, daß sein ganzes, patronenförmig gestaltetes Düsensystem in wenigen Sekunden mittels der Verschlussschraube herausgezogen und gereinigt werden kann, ohne daß man das Gehäuse aus der Leitung zu nehmen braucht. Diese Einrichtung gestattet das Halten einer Reservepatrone (Düsensystem), wodurch jede Störung sofort behoben werden kann.

Pulsometer und Pulsatoren.

Das Prinzip, auf welchem der Pulsometer und der Pulsator beruht, ist schon lange bekannt. Schon im XVII. Jahrhundert hatte der Kapitän Savery (1650—1716) eine Pumpe konstruiert, bestehend aus zwei mit Sauge- und Druckventilen versehenen Hohlräumen, in welche abwechselnd in gewissen Zeiträumen Dampf eingelassen wurde. Durch Kondensation des Dampfes wurde ein Vakuum erzeugt, welches das Ansaugen bewirkte, während der Druck des Dampfes das angesogene Wasser fortdrückte. Da das wechselseitige Öffnen und Schließen des Dampfventils nur mittelst der Hand erfolgte, so konnte von einem

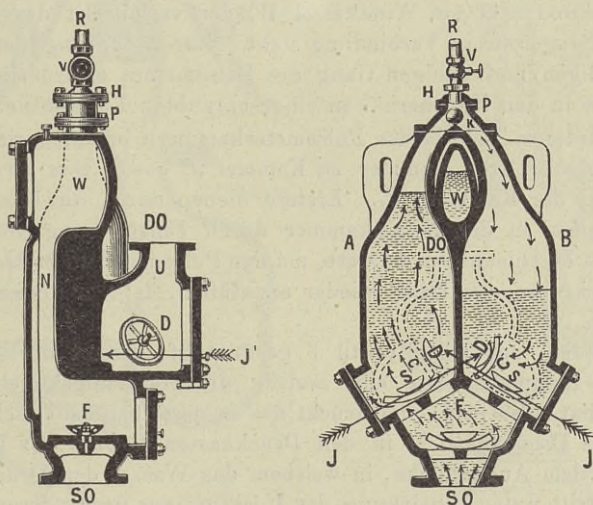


Fig. 470 u. 471. Pulsometer von Neuhaus.

praktischen Werte dieses Apparates nicht die Rede sein, und es blieb bei diesem einmaligen Versuche. Erst 180 Jahre später kam Charles Henry Hall (1871) darauf, die beiden Hohlräume miteinander zu verbinden und mit einem Steuerungsventil zu versehen, welches ihnen abwechselnd den Dampf zuführt oder abschließt. Diese selbsttätige Steuerung erfolgt durch eine Dampfsteuerungskugel, stehende oder hängende Zunge, Balancier usw.

Im Jahre 1875 kaufte Mathias Neuhaus die Patente von Hall und begann mit dem Bau der Neuhauspulsometer. Diese Dampf-vakuumpumpe (Fig. 470 und 471) besteht aus zwei Pumpenkammern A und B mit nach oben schlank verjüngten Hälsen. Auf der Vereinigung der letzteren befindet sich der Dampfkopf P und in demselben das Dampfsteuerungsventil (Kugel K), welches abwechselnd die Räume A und B verschließt.

Die Kugelsteuerung ist anderen Dampfsteuerungen vorzuziehen, weil sie nur ganz geringer Abnutzung unterworfen ist, bis zum letzten Augenblicke dicht abschließt und eine geneigte Aufstellung des Pulsometers (bis zu 45° Neigungswinkel) gestattet.

In den Dampfkopfdeckel wird das Dampfrohr *R* eingeschraubt. Jede der Pumpenkammern hat unten ein Saugventil *S* und in dem nach dem gemeinschaftlichen Druckkasten *U* führenden Druckkanal *C* ein Druckventil *D*. In der Vereinigung der beiden Pumpenkammern unterhalb der Saugventile befindet sich das Fußventil *F* und unter diesem der Stutzen für das Saugerohr *SO*, während der Stutzen für das Druckrohr *DO* auf dem Druckkasten angebracht ist. Der Dampfzulaß wird durch das Dampfabsperrventil *V* bewirkt. Zwischen den beiden Kammerhälsen sitzt ein Windkessel *W*, der vermittelt des Kanals *N* mit dem Saugerohr in Verbindung steht. Zur Zuführung der für den gleichmäßigen und ruhigen Gang des Pulsometers erforderlichen Luft dienen die in den Kammerhälsen eingeschraubten Luftventile.

Im unteren Teile beider Pulsometerkammern befinden sich je zwei Injektionskanäle von Kammer zu Kammer *J*, sowie vom Druckkasten nach jeder der Kammern *J*₁. Erstere dienen dazu, die Kondensation des Dampfes in der Nebenkammer durch Einspritzung von kaltem Wasser zu beschleunigen, letztere, um den Pulsometer zu befähigen, sich vom Druckrohre aus selbst wieder anzufüllen, falls er einmal entleert sein sollte.

Nachdem das Dampfventil *V* geöffnet ist, strömt der Dampf in diejenige Pumpenkammer ein, welche die Steuerungskugel *K* offen gelassen hat (also in *B*) und drückt das in derselben befindliche Wasser durch das Druckventil *D* in den Druckkasten *U* bzw. das Druckrohr *DO*. In dem Augenblicke, in welchem das Wasser den Druckkanal *C* erreicht, tritt unter Mitwirkung der Injektion aus der anderen Kammer die Kondensation des Dampfes, also eine Vakuumbildung und infolgedessen die Umsteuerung der Kugel *K* nach *B* ein. Sofort steigt nun durch das Saugerohr *SO* und Fußventil *F* wie Saugventil *S* neues Wasser in die eben geleerte Kammer *B* ein, während aus der anderen Kammer *A* das Wasser in das Druckrohr *DO* gedrückt wird. Dieses wechselseitige Spiel setzt sich regelmäßig und ununterbrochen fort, solange Dampf von genügender Spannung und eine hinreichende Menge Saugewasser vorhanden ist.

Den Bau eines Pulsometers mit Zungenventil zeigt Fig. 472.

Wenn nun bisher der Pulsometer als denkbar einfachste Dampfmaschine bezeichnet wurde, so ist dies heute bei den stetigen Fortschritten der Industrie nicht mehr ganz zutreffend.

Der Pulsometer besitzt mit seinen fünf auf engstem Raume zusammengedrängten Ventilen, zu denen sich noch ein sechstes als Saugventil und unter Umständen ein siebentes als Rückschlagventil im

Druckrohr gesellt, unter Zurechnung des Dampfumsteuerungsventils und der Dampfverspritzungsorgane, nicht die Einfachheit des Pulsators.

Der Pulsator, wie aus dem Schnitte (Fig. 473) ersichtlich, ist ein einfacher hohler Gußkörper, in dem keine beweglichen Teile vorhanden sind. An Stelle der vielen Pulsometerventile oder der Organe der gewöhnlichen Kolbenpumpe tritt als einziges Organ ein einfaches Saugventil. Es sei besonders betont, daß das Pulsometer-Dampfumsteuerungs-

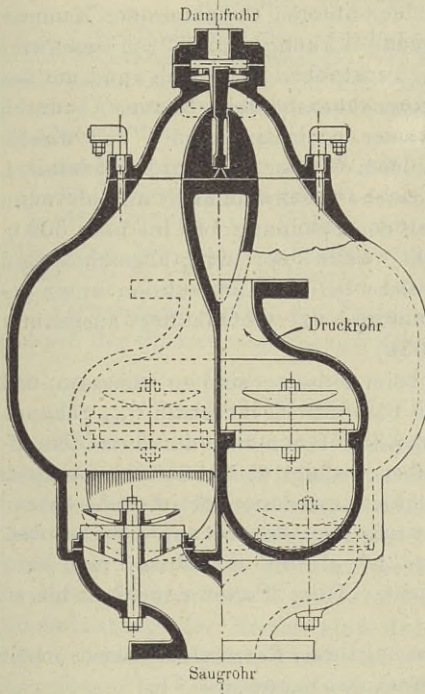


Fig. 472. Pulsometer mit Zungensteuerung.

ventil, das Spritzrohr oder die Spritzlöcher mit teilweise regulierbaren Organen in Wegfall kommen.

Es ist verblüffend, wenn man sieht, wie der Apparat als einfacher, starrer Gußkörper regelmäßig pulsiert und pro Minute je nach Wunsch und Umständen bis 60 und mehrmal saugt und drückt, d. h. organisch Wasser ein- und ausatmet, ohne andere bewegliche Teile zu haben als ein Saugventil.

Der innere Vorgang dabei im Pulsator ist folgender: Wie jede Pumpe muß der Pulsator bei erster Inbetriebsetzung mit Wasser gefüllt werden, und zwar wenigstens so weit, daß die Kammer *K* gefüllt ist.

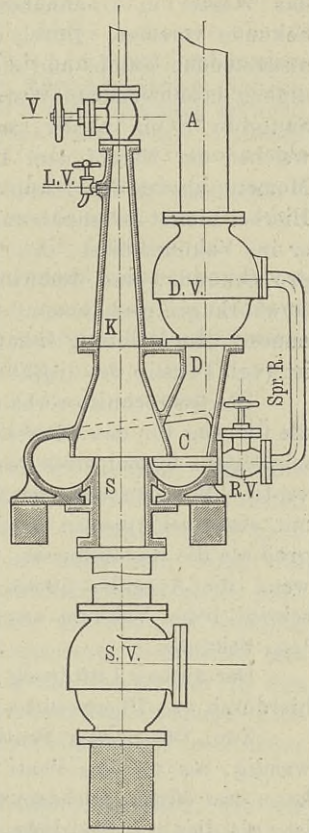


Fig. 473.

Pulsator von D. Schürmann-Coswig (Sachsen).

Öffnet man hiernach das Dampfventil V um etwa ein Drittel Umdrehung, so ist es klar, daß der eintretende Druckdampf, von oben auf den horizontalen Wasserspiegel drückend, die Kammer K von Wasser entleert. Da das Saugventil SV innerhalb dieser Zeit geschlossen ist, so bleibt dem Wasser aus K kein anderer Ausweg, als der nach dem Druckrohr D bzw. Druckventil DV und Steigerrohr A zum Ausguß.

Nachdem der Dampf die Kammer K vom Wasser entleert hat, ist das Wasser in D annähernd in eine Geschwindigkeit von 2 m pro Sekunde versetzt. Durch den an der unteren Peripherie der Kammer austretenden Dampf und die saugende Wirkung des mit 2 m Geschwindigkeit hochfließenden Wassers im Druckrohre bildet sich rund um das Saugrohr S ein hohler, wasserleerer konzentrischer Raum C , durch welchen der Dampf dem Druckwasser nacheilen kann. Von diesem Moment ab ist der Dampf unter dem Wasser und wird kondensiert. Hierbei nimmt er annähernd die gleiche Geschwindigkeit an, als wenn er ins Vakuum bläst, d. h. je nach der Spannung 540 bis über 600 m pro Sekunde, eine Geschwindigkeit, welche der einer abgeschossenen Gewehrkuugel gleichkommt und welche bei der Konstruktion unter genauester Beobachtung bekannter Naturgesetze vorteilhaftest ausgenutzt ist (vgl. Prinzip des Injektors, S. 459).

Die Querschnittsverhältnisse beim Pulsator sind so bemessen, daß die Öffnung für den entweichenden Dampfdruck innerhalb $\frac{1}{100}$ Sekunde mindestens 50mal größer ist als der Zufluß von oben durch das Dampfventil. Wie wir oben gesehen haben, erfolgt der Abfluß des Dampfes mit einer sehr großen Geschwindigkeit, mindestens ist dieselbe ebenso groß als die des Zuflusses. Es ist nun aber eine bekannte Sache, daß, wenn die Ausgabe 50mal größer ist als die Einnahme, man sehr schnell beim Vakuum angelangt ist. Beim Pulsator genügt hierzu $\frac{1}{100}$ Sekunde.

Der äußere Luftdruck, welcher auf dem Saugwasser lastet, erhält hierdurch das Übergewicht und öffnet das Saugventil SV .

Zum Öffnen des Ventils ist aber stets ein größerer Druck notwendig, als um das Ventil offen zu erhalten, d. h. das Saugventil SV kann erst öffnen, nachdem das Vakuum in der Kammer tiefer gesunken ist, als dies die Saughöhe bedingt. Die Folge dieses äußeren Überdruckes ist, daß das Saugwasser axial in der Kammer hochspringt. Hierdurch wird der restliche Dampf in der Kammer K vollständig kondensiert und das Saugen tritt mit Heftigkeit ein.

Für niedrige Saughöhen wird es wegen dieser Heftigkeit sogar notwendig, an den Kammerhals ein Luftventilchen LV zur teilweisen Zerstörung des Vakuums anzuordnen.

Um das offene Saugventil SV zum Schließen vor endgültiger Füllung der Kammer K zu veranlassen und das wilde Saugwasser zur Ruhe zu zwingen, hat der Pulsator einen engen Flaschenhals. Ist dieser mit Wasser gefüllt, so ist die Wellenbewegung des Saugwassers in der

Kammer sofort beruhigt und der Druckdampf kann, ohne zu kondensieren, seine Arbeit wieder bei ruhigem Wasser beginnen.

Bei einem vom technischen Betriebe des Norddeutschen Lloyd in Bremerhaven im Kaiserdock vorgenommenen Versuch des Pulsators im Verein mit Pulsometern und Duplexpumpen von gleicher Leistungsfähigkeit konnte man konstatieren, daß der Dampfverbrauch unter ganz gleichen Verhältnissen

1. bei dem Pulsator 5,5 kg
2. bei der Duplexpumpe 9,0 „
3. bei dem Pulsometer 14,0 „

betrug. Berechnen wir nun, daß durchschnittlich 1 kg Steinkohlen (andere Kohlen selbstverständlich weniger) 7141 Kalorien Wärme entwickeln, 657 Kalorien jedoch zur Bildung von 1 kg Dampf von 6 Atm. Spannung erforderlich sind (die mittlere Durchschnittsspannung eines Hilfskessels), so müßten wir also zum Betriebe

1. des Pulsators . . . 5362,5 Kalorien Wärme = 0,75 kg Steinkohle
2. der Duplexpumpe . 8775,0 „ „ = 1,22 „ „
3. des Pulsometers . . 13650,0 „ „ = 1,91 „ „

nötig haben, was also dem Pulsometer gegenüber einer Kohlenersparnis von 1,16 kg oder 86 Proz. gleichkommt.

Verwendung finden die Pulsatoren in neuester Zeit als Speisepumpen der Speisewassererzeuger (Evaporatoren).

Ventilation der Kesselräume.

Während der Fahrt der Seeschiffe durch die Tropen, das Rote Meer usw. steigern sich infolge der Hitze die Beschwerden, mit denen die Arbeiten des Heizerpersonals an sich schon verbunden sind; ganz besonders ist dies bei Windstille der Fall, und auch dann, wenn das Schiff mit dem Winde läuft und beider Geschwindigkeiten gleich sind. Es brennen dann die Kesselfeuer schlechter, die dadurch bedingte Minderleistung der Kessel muß durch energischeres Bearbeiten der Feuer wieder aufge bessert werden, wodurch die Temperatur in den Heizräumen bei ungenügender Ventilation fast unerträglich steigt. Eine gute Ventilation der Heizräume ist also eine Bedarfsfrage von hoher Bedeutung. Wir erreichen dieselbe

1. durch den Einbau besonderer Ventilationsmaschinen, wie wir solche unter Feuerungseinrichtungen für künstlichen Zug (Abschnitt VII auf S. 183) besprochen haben, oder

2. indem wir mittels Preßluft unter Benutzung der vorhandenen Windfänge frische Luft von außen in die Heizräume fördern, und indem wir diese Luft kühlen.

Nach dieser letzteren Methode von Körting werden in die vorhandenen Ventilatorschachte (Fig. 474) Treibdüsen für Druckluftbetrieb eingesetzt und damit so viel Außenluft in die Heizräume gefördert, wie den lichten Weiten der Windfänge entspricht.

Die Preßluft, die zweckmäßig mit etwa 2 Atm. zur Verwendung kommt, wird durch eine Kolbenpumpe erzeugt, die ihrerseits direkt mit

einer kleinen Dampfmaschine gekuppelt wird, so daß ihr Betrieb unabhängig von der großen Schiffsmaschine bzw. von anderen Hilfsmaschinen bleibt.

Das unvermeidliche Geräusch, das die Luftstrahlventilatoren erzeugen, ist in keinem Falle so störend, daß es den infolge der hohen

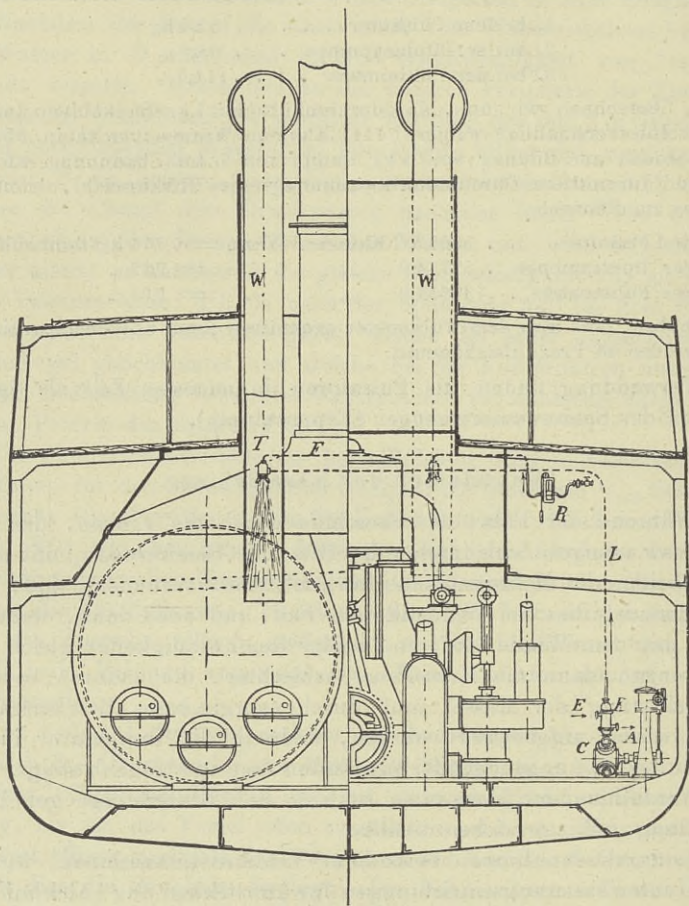


Fig. 474. Ventilationsanlage für Kesselräume.

WW Ventilatoren, *T* Luftdrucktreibdüse mit Zerstäuber, *C* Dampfkompressor, *K* Kühler mit Windkessel, *E* Wasserein-, *A* Wasseraustritt daran, *L* Druckluftleitung, *R* Regler für die Wasserzerstäubung, *F* Wasserleitung.

Temperatur fast unerträglichen Beschwerden gegenüber nicht statthaft wäre, um so weniger, als dasselbe nur während verhältnismäßig kurzer Zeit verursacht wird.

Der Preßluft, die sich unter genanntem Druck nicht unerheblich erwärmt, wird vor ihrem Eintritt in die Treibdüse die Kompressionswärme durch einen Röhrenkühler, der von der großen Zirkulations-

pumpe des Hauptkondensators oder einer anderen Pumpe mit Wasser versorgt wird, entzogen und dadurch zunächst die Temperatur dieser Luft nach ihrem Austritt aus der Düse und damit auch indirekt die geförderte Luft gekühlt.

Eine weitere und zwar stärkere Abkühlung erfährt die geförderte Luft durch Wasserverdampfung.

Zu diesem Zwecke wird die Treibdüse des Luftstrahlventilators als Wasserzerstäuber ausgebildet, nach Art der Körtingschen Luftanfeuchter für Spinnereien und Webereien (Fig. 475).

Die eigentliche Treibdüse ist ringförmig um eine Wasserdüse angeordnet und letztere mit einer porösen Einlage versehen. Beim Austritt der Preßluft *A* wird das zu zerstäubende Wasser durch *W* angesogen, und zwar nur so viel desselben, als die geförderte Luft *L* zu ihrer vollen Sättigung gebraucht. Das Wasser wird dann durch die Wirkung der porösen Einlage dem treibenden Luftstrahl in gleichmäßiger Verteilung zugeführt und derart fein zerstäubt, daß die Verdunstung des Wasserstaubes sofort vor sich geht und damit gleichzeitig eine erhebliche Abkühlung (Verdunstungskälte) der durch den treibenden Strahl geförderten Luft. Das Wasser, das vollständig rein sein muß, entnimmt der Zerstäuber saugend einem kleinen Behälter *R* (Fig. 474).

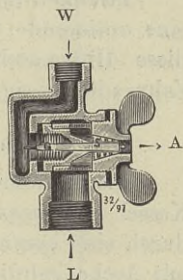


Fig. 475. Querschnitt des Zerstäubers.

Durch Veränderung der Höhenlage dieses Behälters bzw. durch Veränderung der Saughöhe des Zerstäubers wird die Wassermenge des zu zerstäubenden Wassers eingestellt. Letztere ist abhängig von der Menge, der Temperatur und dem Feuchtigkeitsgehalte der bewegten Luft.

Für Kriegsschiffe, die in den meisten Fällen mit Luftkompressoren für Torpedogeschosse ausgerüstet sind, gestalten sich Ventilationsanlagen nach diesem System besonders vorteilhaft.

Die Maschinendrehvorrichtungen.

Die Drehvorrichtungen, welche zum Bewegen der außer Betrieb befindlichen Hauptmaschine dienen, bestehen aus einer ein- oder zweizylindrigen kleinen Dampfmaschine, deren Kurbelwelle durch ein Vorgelege aus Zahnrädern oder Schneckengetrieben mit einem auf der Hauptwelle angeordneten großen Zahnrade in Verbindung gebracht werden kann und dadurch diese Hauptwelle nach jeder Richtung zu drehen gestattet, wodurch das Herausnehmen und Einbauen der großen Maschinenteile bei Reparaturen und Revisionen sehr erleichtert und beschleunigt wird. Die Umsteuerung der Drehmaschinen wird sehr verschieden ausgeführt (vgl. S. 336). Da eine Schiffsmaschine im Hafen ohne Dampf stets täglich etwas gedreht werden muß, um ein Festrosten zu verhindern, so erhält jede Anlage auch eine Handdrehvorrichtung.

Dieselbe besteht aus einem auf das vordere Ende der Kurbelwelle aufgesetzten Schneckenrade, in das eine Schnecke greift, die durch einen aufgesetzten Hebel mit Knarre gedreht wird.

Bei größeren Anlagen ist die Handdrehvorrichtung mit der Drehmaschine vereinigt, und zwar gewöhnlich so, daß eine auf der Kurbelwelle der Drehmaschine befestigte Schnecke in ein auf der Schneckenwelle der Handdrehvorrichtung aufgesetztes Schneckenrad eingreift. Demnach hat die Handdrehvorrichtung eine einmalige, die Drehmaschine eine zweimalige Schneckenübersetzung auf die Kurbelwelle der Hauptmaschine; wird sie mit der Hand gedreht, so muß die Schnecke der Drehmaschine ausgerückt werden, damit sie nicht sperrend wirkt.

Zuweilen dient auch eine Dampfmaschine mit Schwungrad oder eine rotierende Umsteuerungsmaschine als Drehmaschine, indem diese Hilfsmaschinen die Hauptmaschinenwelle durch Ketten- oder Zahnradübertragung antreiben.

Ascheheißmaschinen und Ascheejektoren.

Die Vorrichtungen zum Transport der aus den Feuerungen der Kessel stammenden Asche usw. bestehen meistens aus einer kleinen, durch eine besondere Dampfmaschine angetriebenen Winde, welche die mit Asche gefüllten Eimer (Pützen) aus dem Heizraum auf eines der oberen Decks hebt, von wo der Inhalt über Bord geschüttet wird. Nach Vorschrift der Seeberufsgenossenschaft müssen die zum Aschehieven verwendeten Taue und Ketten stets von guter Beschaffenheit und mit Karabinerhaken, Klapphaken oder spiralförmigen Haken versehen sein, oder in anderer geeigneter Weise Sicherung gegen das Herunterfallen der Aschepützen aufweisen.

Da aber mit dem Aschehieven viele Unzuträglichkeiten infolge des Geräusches, des Geruches und der Unreinlichkeit verknüpft sind, da ferner mancher Unglücksfall beim Hantieren mit den schweren Aschepützen vorgekommen ist, vielfach sogar Leute durch Sturzseen über Bord gespült worden sind, so verwendet man in neuerer Zeit zum Transport der Asche vielfach den Ejektoren ähnliche Strahlapparate, durch welche die eingeschüttete Asche mittels eines durchgepumpten, kräftigen Wasserstrahles von 10 bis 13 kg Druck pro qcm über Bord geschleudert wird.

Ein Strahl Hochdruckwasser, der aus einer Düse austritt, nimmt Asche und Schlacken auf, die ihm durch einen Einwurfkasten zugeführt werden, fördert sie in die Höhe und wirft das Gemisch über Bord.

Die Abbildungen (Fig. 476 u. 477) stellen den Strahlapparat selbst mit Einwurfkasten, Absperrhahn, Luftventil und Wasserablaßhahn und die Gesamtanlage eines Ascheejektors dar. Erfahrungsgemäß nutzt sich bei derartiger Anlage der Krümmer der Ausgußleitung an der inneren Rückwand verhältnismäßig schnell ab, weshalb auf die besondere Ausbildung dieses Krümmers Wert gelegt werden muß. Man

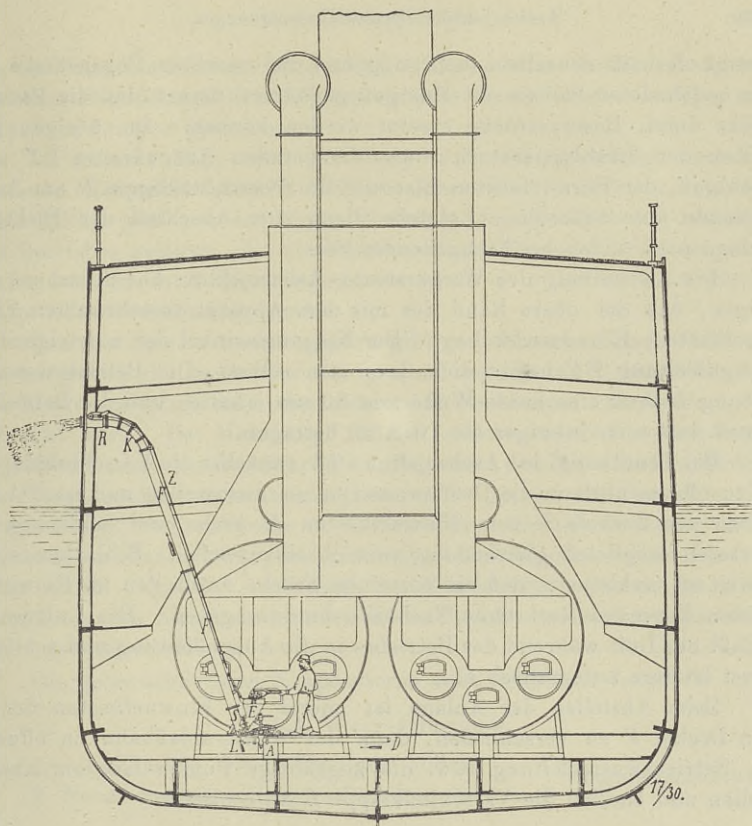


Fig. 476. Anlage eines Wasserstrahl-Ascheejektors.

E Einwurf, *S* Wasserstrahlejektor, *D* Betriebswasserleitung, *F* Ausgußleitung, *K* gepanzerte Krümmer, *R* Verschlussklappe, *Z* Stellvorrichtung dazu.

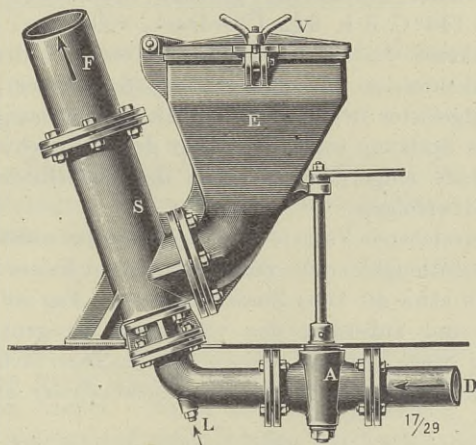


Fig. 477. Wasserstrahl-Ascheejektor.

E Binwurfkasten, *V* Verschlussdeckel dazu, *S* Ejektor, *D* Betriebswasserleitung, *A* Absperrhahn, *L* Luftventil, *F* Ausgußleitung.

fertigt deshalb denselben mehrteilig und die einzelnen Bogenstücke an den gefährdeten Stellen mit Hartguß gepanzert, derart, daß die Panzer leicht durch Reservestücke ersetzt werden können. Im übrigen bestehen der Strahlapparat *S*, sowie die geraden Ausgußrohre *FF* aus Stahlguß, der Einwurfkasten *E*, sowie die Verschlußklappe *R* am Ausgußende aus Gußeisen. Letztere dient zum Abschluß der Ejektoranlage nach außen bei hochgehender See.

Die Aufstellung des Wasserstrahl-Ascheejektors hat derart zu erfolgen, daß der obere Rand des mit dem Apparat verschraubten Einwurfkastens *E* wagerecht liegt. Der Neigungswinkel der aufsteigenden Ausgußleitung *FF* ergibt sich dann von selbst. Die Betriebswasserleitung *D* muß eine lichte Weite von 80 mm erhalten und der Betriebsdruck darf nicht weniger als 10 Atm. betragen.

Bei Benutzung des Ascheejektors ist zunächst die Verschlußklappe *R* zu öffnen, alsdann die Druckwasserpumpe anzustellen und nach Aufheben des Deckels *V* vom Einwurfkasten *E* Asche und Schlacken in letzteren möglichst gleichmäßig verteilt einzuwerfen. Schlacken sind soweit zu zerkleinern, daß die einzelnen Stücke durch den im Einwurfkasten liegenden Rost ohne Nachhilfe hindurchgehen. Das Luftventil *L* läßt nur Luft während des Betriebes in die Ausgußleitung und schließt sonst letztere automatisch ab.

Beim Abstellen der Anlage ist zuerst der Einwurfkasten durch den Deckel *V* zu verschließen, dann der Wasserablaßhahn zu öffnen, die Betriebswasserleitung bzw. die zugehörige Pumpe langsam abzustellen und endlich die Verschlußklappe *R* zu schließen.

Speisewassererzeuger (Evaporatoren¹⁾).

Die im Wasser befindlichen gelösten Bestandteile scheiden sich bekanntlich bei 144° C, d. h. 3 kg Überdruck, völlig aus; da nun unsere neueren Schiffskessel fast durchgängig mit einem bedeutend höheren Dampfdruck arbeiten, so ist das Seewasser (Salzwasser), das zwischen 1 bis 4 Proz. aufgelöster Bestandteile enthält, zur Speisung gänzlich unbrauchbar. Die Speisung sollte daher nur durch Frischwasser, welches in besonders dazu eingerichteten Zellen des Doppelbodens der Schiffe mitgeführt wird, erfolgen.

Da aber hinreichende Vorräte für lange Seereisen nicht mitgenommen werden können (Schnelldampfer des Nordd. Lloyd Kaiser Wilhelm d. Gr. verbraucht z. B. etwa 40 Tons Zusatzwasser pro Tag = 1,4 t pro Tag pro 1000 PS_i) und außerdem das von Land bezogene Frischwasser ebenfalls häufig Stoffe enthält, welche auf den feuerberührten Flächen Niederschläge zurücklassen, so wird als Zusatzwasser an Bord so viel

¹⁾ Eingehend hat Verfasser dieses Gebiet in einem besonderen Werke: Das Kesselspeisewasser usw., Verlag von Friedr. Vieweg u. Sohn, Braunschweig 1908, behandelt.

wie möglich destilliertes (evaporiertes) Wasser verwendet. Letzteres wird aus dem Dampf des Hilfskessels oder durch besondere Speisewassererzeuger gewonnen.

Im ersteren Falle wird der Dampf unter Einschaltung eines besonderen Reduzierventils (S. 172), welches die Dampfspannung auf 1 bis 1,5 kg pro qcm ermäßigt, direkt in den Kondensator während des Betriebes geleitet. Ist ein Reduzierventil für den Hilfskessel nicht vorhanden, so muß die Dampfspannung in dem betreffenden Kessel entsprechend vermindert werden.

Von den Speisewassererzeugern gibt es zahlreiche Konstruktionen, welche jedoch alle mehr oder weniger auf dem Prinzip beruhen, daß das Seewasser durch eine oder mehrere Heizschlangen zum Verdampfen gebracht wird. Der Heizdampf für die letzteren wird entweder direkt dem Kessel oder dem Receiver (Dampfkammer) des Mitteldruckzylinders der Hauptmaschine entnommen. Der im Evaporator aus Seewasser erzeugte Dampf wird entweder in den Niederdruckschieberkasten geleitet, um noch im Niederdruckzylinder Arbeit zu leisten, oder in den Kondensator direkt abgeführt, während das Kondensationswasser des Heizdampfes in den Kondensator oder in die Speisewasserzisterne (Sammeltank) geleitet wird.

Die gebräuchlichsten Evaporatoren werden gebaut von:

G. & J. Weir-Glasgow.

- | | |
|---|--------------------|
| 1. Altes System mit U-förmigen Röhren | } Flanschdichtung. |
| 2. Neues System mit spiralförmigen Röhren | |

Morisons Radial-System.

- | | |
|---|-----------------|
| 1. Röhrensystem, um horizontale Achse drehbar | } Hahndichtung. |
| 2. Röhrensystem, um vertikale Achse drehbar | |

Georg Niemeyer, Steinwärder-Hamburg.

Spiraliges Röhrensystem, um horizontale Achse drehbar (Dichtung mit Überwurfmutter).

Pape-Henneberg & Co., Hamburg.

Zickzackförmiges Röhrensystem, herausziehbares Röhrenbündel, Röhrenquerschnitt ellipsenförmig.

Ferner von Aug. Schmidt Söhne-Hamburg, Blake Pumpen Co., Yaryan, Kirkaldy u. v. a. m.

Um den Evaporator nicht allzu schnell zu versalzen, muß, wo möglich ständig, ein wenig Wasser ausgeblasen werden, welches noch einige Wärmeeinheiten besitzt. Durch den Brandesschen Vorwärmer für Evaporatoren, welcher auf vielen Schiffen des Norddeutschen Lloyd eingebaut ist, wird die im Soolewasser noch enthaltene Wärme durch ein Röhrensystem an das Evaporatorspeisewasser abgegeben.

Die Luftabscheidung.

Neben der Öleinführung in den Kessel muß auch der Eintritt von Luft möglichst vermieden werden, um die schnelle Zerstörung des Kesselinnern durch Oxydation (Sauerstoff der Luft) zu verhüten.

Es sind deshalb besondere Apparate zum Ausscheiden des in dem Speisewasser befindlichen Luftsauerstoffs gebaut worden, welche durch Vorwärmen des Wassers die darin befindliche Luft entfernen.

Die Speisewasservorwärmer¹⁾.

Der Vorteil der Speisewasservorwärmer (Feed heater) liegt in der längeren Lebensdauer der Schiffskessel und in der Brennstoffeinsparnis, vorausgesetzt, daß der Abdampf von Hilfsmaschinen usw. als Heizdampf für den Vorwärmer benutzt wird. Das unmittelbar aus dem Kondensator kommende, sich durchschnittlich nicht viel über 40° C in seiner Temperatur erhebende Speisewasser kühlt die in der Nähe der Mündung des im Kesselinnern liegenden Speiserohres befindlichen Teile der Wände, Anker und Röhren empfindlich ab. Die erkaltenden Kesselteile ziehen sich zusammen und rufen erhebliche Beanspruchungen der Nietverbände hervor, welche schließlich zu Leckagen des Kessels Veranlassung geben. Je mehr sich die Temperatur des in den Kessel tretenden Speisewassers der Dampftemperatur nähert, um so mehr fällt diese Erscheinung fort. Bei kräftiger Erwärmung läßt aber auch das Wasser die in ihm enthaltene Luft im Vorwärmer zurück, wodurch der Kessel nur heißes, luftfreies Wasser erhält.

Der Speisewasservorwärmer von Weir und der von Worthington lassen den Abdampf der Hilfsmaschinen oder den aus dem Speisewassererzeuger gewonnenen Frischdampf sich mit dem vom Kondensator kommenden Speisewasser innig mischen. Dieses bis auf etwa 110° C vorgewärmte Wasser fließt aus dem Vorwärmer, welcher deshalb oberhalb der Speisepumpe steht, der letzteren zu, welche es in den Kessel drückt. Um ein Luftsaugen der Pumpe zu verhindern, wird der Gang derselben bzw. der Dampfzutritt zur Pumpe durch einen Automaten reguliert, der durch den Wasserspiegel im Innern des Vorwärmers betätigt wird. Ein Fallen des Wasserspiegels hat ein langsames Arbeiten der Pumpe zur Folge. Ein Verbindungsrohr vom oberen Teile des Vorwärmers mit dem Kondensator sorgt für ein Entlüften des vorgewärmten Speisewassers.

Diese beiden Konstruktionen bezwecken, wie ersichtlich, nur ein Vorwärmen und Entlüften des Wassers, während die folgenden Ausführungen das Speisewasser auf mechanischem Wege möglichst vom Öl befreien sollen.

¹⁾ Wir verweisen auf des Verfassers Buch: Kesselspeisewasser usw., Verlag von Friedr. Vieweg u. Sohn, Braunschweig 1908.

Die Speisewasserreiniger ¹⁾.

Den Speisewasserreiniger von Railton u. Campbell-Liverpool baut in Deutschland die Schiffswerft Joh. C. Tecklenborg-Geestemünde. Der Filter besteht aus einem strumpftartigen Sack aus Nesseltuch oder Baumwollgewebe, der über ein seiner Form sich anpassendes Gerüst aus Bronzerippen gezogen wird. Gerüste mit überzogenem Strumpf passen in ein zylindrisches Gefäß der Speisedruckrohrleitung hinein und werden darin derart befestigt, daß das Wasser die Maschen des Strumpfes passieren muß. Die Einrichtung ist so getroffen, daß man während des Betriebes mit Leichtigkeit ein Gerüst mit Strumpf, von denen stets mehrere in Reserve bereit zu halten sind, auswechseln kann, zu welchem Zwecke der Reiniger Übergangsventile besitzt. Häufig sind zwei oder mehr Reiniger an Bord, wovon zurzeit je einer im Betriebe.

Der Speisewasserreiniger von Henry Watson-Newcastle besitzt statt eines Filtergerüsts deren zahlreiche, in einem zylindrischen Gefäße untergebracht. (Lloyd dampfer „König Albert“ z. B. zwei Apparate mit je 30 Filterpatronen.) Die Filterpatronen haben elliptischen Querschnitt zwecks Platzersparnis und zur Erzielung einer großen Filterfläche. Sonst wie der vorige.

Der Speisewasserreiniger von Georg Niemeyer, Steinwärder-Hamburg, besteht aus einer Anzahl aufeinander gelegter durchbrochener Ringe, welche mit Filtertuch belegt sind, durch eine Druckschraube zusammengepreßt werden und so eine Anzahl Filterkammern bilden, in welchen sich das Speisewasser verteilt, die Tücher durchdringt und dann filtriert abfließt. Die oberflächliche Reinigung der Tücher erfolgt durch Ausblasen mit Dampf, zu welchem Zwecke ein kleines Dampfventil und ein Schlammmentleerungsstutzen vorgesehen sind. Eine nach längerem Gebrauche notwendig werdende Auswechsellung der Tücher kann, wenn zwei Apparate vorgesehen, ohne Unterbrechung der Kesselspeisung vorgenommen werden. Es ist auch eine Vorrichtung getroffen, um die ganze Filterpatrone auf einmal herauszunehmen und ebenso wieder einsetzen zu können. Ein Manometer gestattet, einen Schluß zu ziehen über den Grad der Verschmutzung der Tücher. Das Waschen der herausgenommenen Tücher geschieht am besten in Sodalauge oder Petroleum. Wenn alles gut gereinigt ist, achte man beim Zusammensetzen darauf, daß auf die Filterringe, welche an ihrem äußeren Umfange Öffnungen haben, zuerst ein Filtertuch (Badelaken) und dann ein Flanelltuch, und auf die Ringe, welche an den inneren Ringflächen mit Öffnungen versehen sind, zuerst ein Flanelltuch und dann ein Filtertuch gelegt wird.

Der Speisewasserreiniger von Pape, Henneberg u. Co., Hamburg, ist dem vorigen sehr ähnlich.

¹⁾ Siehe die Anmerkung auf S. 478.

Der Speisewasserreiniger von Rankine (Vertretung A.-G. Weser-Bremen) hat, wie Watson, zahlreiche Filterpatronen, jedoch mit kreisförmigem Querschnitt.

Während die erste Gruppe das Speisewasser nur vorwärmte und entlüftete, die zweite Gruppe das Wasser nur mechanisch reinigte, bezweckt die dritte Gruppe ein Vorwärmen, Entlüften und Reinigen zu gleicher Zeit in einem Apparate.

Der Speisewasserreiniger und Vorwärmer von Howaldt-Kiel besteht aus einem gußeisernen Kasten, der in seinem Innern durch Scheidewände derart getrennt ist, daß das Wasser gezwungen wird, schlangenförmig in auf- und niedergehender Bewegung die verschiedenen, durch die Wände gebildeten Abteilungen zu passieren. Das im Wasser enthaltene Öl soll an den Gefäßwandungen durch Flächenanziehung haften bzw. an die Wasseroberfläche steigen, von wo es von Zeit zu Zeit automatisch (Schwimmer) abgelassen wird. Zwei in den ersten Abteilungen eingebaute Heizschlangen erwärmen das Wasser und sorgen so für seine Entlüftung, was durch am höchsten Punkt angebrachte Lufthähne geschieht. Der Apparat ist in die Druckrohrleitung eingebaut. Ein besonderes Filtermaterial kommt nicht zur Anwendung.

Der Speisewasserreiniger und Vorwärmer System Germania-Kiel. In der Saugerrohrleitung der Speisepumpe liegt ein schmiedeeiserner Kasten, der aus drei Abteilungen besteht, einem Speisewasser-vorwärmer, einem Koksfilter und einem Raum zur Aufnahme des vorgewärmten und gereinigten Speisewassers. Über dem Speisewasser-vorwärmeraum des Reinigungskastens wird ein kleiner Tank mit Sodälösung, Kalkmilch, Zinkara u. dgl. aufgestellt, aus welchem dem zu reinigenden Wasser ständig einer der genannten Zusätze zufließt. Die Vorwärmung geschieht durch Dampfschlangen, welche ihr Kondensat häufig sofort in das Speisewasser ablassen. Als Filtermaterial dient meist Koks, welcher, wenn von Schmieröl durchsetzt, leicht entfernt werden kann und in den Kesselfeuerungen zur Verbrennung kommt.

Mit den angeführten Konstruktionen ist die Zahl der Speisewasser-vorwärmer und -reiniger durchaus nicht erschöpft, jedoch beruhen alle Ausführungen auf einem in den drei Gruppen besprochenen Prinzip.

Damit die Reinigung des Wassers möglichst gründlich geschieht, ist es erforderlich, die Wassergeschwindigkeit im Filter möglichst gering zu wählen und die Temperatur nach Möglichkeit hoch zu halten.

Als Filtermaterial dienen: Filtertuch, Baumwollgewebe, Flanell, Badeschwamm, Koks, seltener Knochenkohle.

Das Zusetzen von Soda, Zinkara usw. soll bei den vier zuerst genannten Filtermaterialien nach Passieren des Reinigers erfolgen, weil die scharfen Laugen die Stoffe mürbe machen; auf Koks und Knochenkohle ist die Soda ohne schädlichen Einfluß.

Dreizehnter Abschnitt.

Die Schiffspropeller und die Fortbewegung der Schiffe.

A. Die Schiffspropeller.

Diejenigen Apparate, auf welche die Arbeit der Schiffsmaschine schließlich übertragen wird, welche also direkt die Fortbewegung des Schiffes bewirken, bezeichnet man mit dem allgemeinen Namen „Propeller“, d. h. „Forttreiber“. Man unterscheidet folgende Propeller:

1. das Schaufelrad,
2. die Schraube,
3. den Wasserstrahl,
4. das Seil oder die Kette.

Die beiden letzten Propeller, welche schon im IX. Abschnitte, S. 220, erwähnt und erläutert wurden, haben es bisher zu einer ausgedehnten Anwendung nicht gebracht, und sollen deshalb hier nur die beiden ersten, das Rad und die Schraube, eingehender besprochen werden.

Die Schaufelräder werden bei Seedampfern zu beiden Seiten des Schiffes, bei Flußdampfern für enge Gewässer zuweilen am Heck (sog.

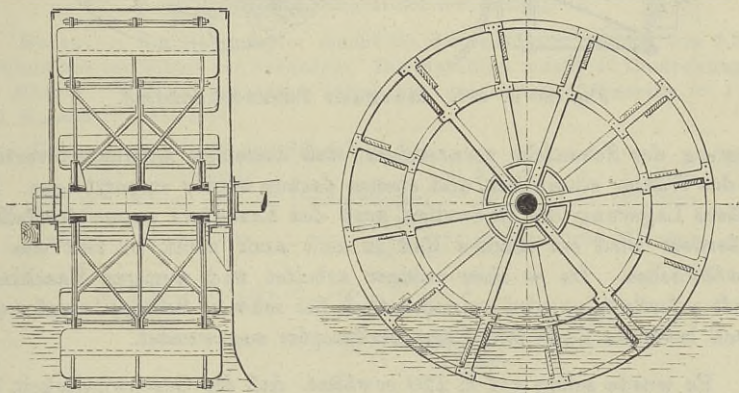


Fig. 478 u. 479. Schaufelrad mit festen Schaufeln.

Heckraddampfer) angebracht. Die Räder bestehen, wie Fig. 478 u. 479 zeigen, aus einer gußeisernen Nabe, die mit zwei oder mehreren scheibenartigen, durch Rippen verstärkten Vorsprüngen versehen ist. An diesen Scheiben sind je eine Anzahl schmiedeiserner Arme oder Speichen (sechs bis acht gewöhnlich) strahlenförmig befestigt, die außen durch zwei ebensolche Flacheisenkränze unter sich vereinigt sind. Die ein-

zelen Armsysteme sind gegenseitig noch durch Stehbolzen, Anker und Diagonalen miteinander verbunden und versteift. Zwischen den beiden äußeren Radkränzen sind an den Speichen hölzerne Schaufeln befestigt.

Diese Räder mit festen Schaufeln haben den Vorzug großer Solidität und Festigkeit, dagegen aber den Nachteil, daß sie das Wasser stark aufwühlen und heftige Vibrationen erzeugen, weil die Schaufeln das Wasser schräg treffen und ebenso wieder daraus emportauchen.

Die sog. Patenträder von Morgan vermeiden dies dadurch, daß die Schaufeln beweglich gemacht sind (Fig. 480 u. 481). Zur Führung der Schaufeln wird jede mit einem Hebel versehen, welche durch Zugstangen mit einem exzentrisch zur Welle befestigten Zapfen verbunden sind und die bei der Drehung des Rades eine solche Be-

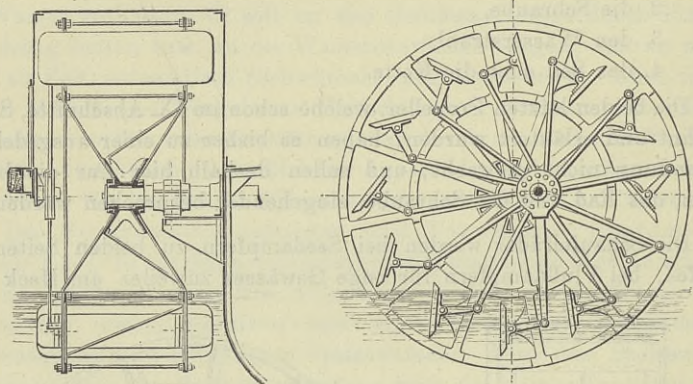


Fig. 480 u. 481. Morgans Patent-Schaukelrad.

wegung der Schaufeln verursachen, daß dieselben annähernd vertikal in das Wasser eintauchen und ebenso daraus wieder emporsteigen. Die äußere Lagerung der Radwellen muß des Exzenters wegen fortfallen; außerdem wird ein solches Rad in sich auch nicht so fest wie ein gewöhnliches. Da es aber ruhiger arbeitet und weniger Maschinenkraft erfordert, so wird es namentlich für schwere Schleppdampfer und rasch laufende Post- und Passagierdampfer angewendet.

Es wurde schon auf S. 220 erwähnt, daß die Geschwindigkeit des Schiffes abhängig ist von dem Durchmesser der Räder und der Anzahl der Umdrehungen pro Minute. Nimmt man an, die Räder hätten Zähne und diese griffen in Zahnstangen ein, welche im Wasser angebracht wären, so muß sich das Schiff bei einer Umdrehung der Räder offenbar um so viel fortbewegt haben, wie der Radumfang beträgt. Da aber die Räder nicht auf die feste Zahnstange, sondern mit ihren Schaufeln auf das bewegliche Wasser wirken, so ist leicht einzusehen, daß die Fortbewegung des Schiffes bei einer Radumdrehung nicht so viel betragen wird als der Radumfang. Weil das Wasser eine

bewegliche Substanz ist, so kann es einer darauf einwirkenden Kraft nicht eher Widerstand entgegensetzen, als bis es in Bewegung gesetzt worden ist, d. h. bis ihm eine Geschwindigkeit mitgeteilt worden ist, entgegengesetzt zur Bewegungsrichtung des Schiffes.

Das Ausweichen des Wassers vor den darauf treffenden Radschaufeln bezeichnet man mit dem Ausdrucke Rücklauf, Schlipp oder Slip, und zwar beträgt der Slip bei Schaufelrädern etwa 20 bis 30 Proz., d. h. wenn die an der gedachten Zahnstange entlang arbeitenden Räder das Schiff in einer bestimmten Zeit 100 Seemeilen vorwärts gebracht haben würden, so werden die im Wasser arbeitenden Schaufelräder nur einen Fortgang von 70 bis 80 Seemeilen erzielt haben. Die wirksamen Raddurchmesser werden gewöhnlich zwischen den Mitteln zweier diametral gegenüberstehenden Schaufeln gemessen.

Bei einem vorhandenen Raddampfer läßt sich der jeweilige Slip dadurch ermitteln, daß man die Anzahl der Maschinen- oder Radumläufe in einer bestimmten Zeit multipliziert mit dem mittleren Radumfang, von diesem Produkte die wirklich in der betreffenden Zeit vom Schiffe zurückgelegte Entfernung abzieht und endlich die Differenz durch das zuerst gefundene Produkt dividiert. Man erhält dann einen Wert von etwa 0,2 oder 0,3.

Also:

$$\text{Slip} = \frac{\text{Umfang am Mittel der Schaufeln} - \text{Fahrgeschwindigkeit}}{\text{Umfang am Mittel der Schaufeln}}.$$

Beispiel: Ein Raddampfer macht 20 Seemeilen mit Rädern von 5,5 m Durchmesser im Mittel der Schaufeln. Die Maschine macht 40 Umdrehungen pro Minute. Welchen Rücklauf (Slip) hat das Schiff (1 Seemeile = 1 sm = 1 Knoten = 1852 m)?

Umfang am Mittel der Schaufeln bei

$$\text{einer Umdrehung} \dots \dots \dots = 5,5 \cdot \pi = 17,28 \text{ m,}$$

$$\text{also pro Minute mit 40 Umdrehungen} = 40 \cdot 17,28 = 691,20 \text{ m}$$

$$\text{Fahrgeschwindigkeit} \dots = \frac{20 \cdot 1852}{60} = 617,33 \text{ m pro Minute.}$$

$$\begin{aligned} \text{Slip in Prozenten} &= 100 \cdot \left(\frac{U - v}{U} \right) \\ &= 100 \cdot \left(\frac{691,20 - 617,33}{691,20} \right) \\ &= 16. \end{aligned}$$

Um für einen Entwurf die Verhältnisse der Schaufelräder (und auch der Schraube) bestimmen zu können, muß außer den Dimensionen und der Geschwindigkeit des Schiffes die erforderliche Maschinenleistung gegeben sein. Bei Schaufelrädern ergibt sich dann aus den Größenverhältnissen des Schiffes ohne weiteres die Höhe der Wellenmittellinie über dem Wasserspiegel und damit ist sofort auch ziemlich der Durchmesser der Schaufelräder bestimmt, so daß nur noch die erforderliche Anzahl der Umdrehungen und die Größe der Schaufelflächen ermittelt werden muß.

Beispiel: Es möge sich für einen Dampfer von 15 sm Geschwindigkeit der mittlere Raddurchmesser zu 5 m ergeben haben. Der Umfang desselben beträgt also $5 \cdot \pi = 15,7$ m. Der verlangten Geschwindigkeit von 15 sm entspricht eine Geschwindigkeit von $15 \cdot 0,514 = 7,71$ m pro Sekunde, und da auf einen Rücklauf oder Slip von 25 Proz. gerechnet werden muß, so ist die Umdrehungszahl der Räder für eine theoretische Umfangsgeschwindigkeit von $v = \frac{7,71}{0,75} = 10,28$ m zu bestimmen.

Da eine Radumdrehung pro Sekunde einer Umfangsgeschwindigkeit von 15,7 m entsprechen würde, so ist für 10,28 m Geschwindigkeit eine Umdrehungszahl n von $\frac{10,28}{15,7} = 0,655$ pro Sekunde,

mithin

$$60 \cdot 0,655 = 39,3 \text{ oder rund } 40 \text{ Umdrehungen}$$

pro Minute erforderlich.

Für den inneren Durchmesser des Schaufelrades ist ungefähr:

$$D_i = 11 \text{ bis } 11,5 \frac{v}{n}.$$

Die Fläche einer Radschaufel bestimmt sich nach englischen Regeln aus

$$F = \frac{N_i}{c \cdot d},$$

wenn

F = Fläche einer Radschaufel in qm,

N_i = indizierte Maschinenleistung,

d = mittleren Raddurchmesser in m,

$c = 200$ für gewöhnliche bzw. 150 für Schleppdampfer bedeutet.

Die Entfernung der Radschaufeln soll so bemessen werden, daß mindestens drei Schaufeln zu gleicher Zeit eingetaucht sind.

Die Schiffsschraube wird entweder aus Gußeisen bzw. Stahlguß oder aus Bronze angefertigt, zuweilen auch aus beiden Materialien, d. h. die Nabe aus Gußeisen oder Stahl, Flügel aber aus Bronze. Die Schraube besteht aus einer dicken Nabe, an welche zwei, drei oder vier Flügel entweder angegossen oder sonst befestigt sind. Jeder Flügel bildet einen Teil eines besonderen Schraubenganges, so daß zweiflügelige Schrauben doppeltes Gewinde haben, dreiflügelige dreifaches und vierflügelige vierfaches Gewinde. In früherer Zeit wurden auch wohl fünf- und sechsflügelige Schrauben angewandt. Neuerdings versieht man zuweilen Segelschiffe zur Aushilfe mit einer Maschine, um bei Hafeneinfahrten, Windstillen usw. durch eigene Dampfkraft ohne Schlepperhilfe das Ziel zu erreichen. Solche Fahrzeuge mit sog. Auxiliarmaschinen, die also oft längere Zeit mit außer Betrieb gesetzten Maschinen segeln, erhalten fast allgemein eine zweiflügelige, Handelsdampfer dagegen eine drei- oder vierflügelige Schraube. Die letztere Schraube wirkt am vorteilhaftesten, während die zweiflügelige

den Vorzug hat, daß sie durch entsprechende Einrichtungen von der Welle abgekuppelt und aus dem Wasser herausgezogen werden kann, so daß das segelnde Schiff nicht dadurch gehindert wird. Bei zwei Flügeln wird die Welle ungünstig beansprucht, so daß heftige Vibrationen auftreten, die sich noch erhöhen, sobald ein Flügel beschädigt wird. Die dreiflügelige Schraube findet sich bei kleinen und mittelgroßen, aber schnellen Fahrzeugen der Kriegs- und Handelsmarine.

Eine einfache Schraubenlinie von gleichmäßiger Steigung entsteht dadurch, daß man sich um einen vertikalen Zylinder ein rechtwinkeliges Dreieck so gelegt denkt, daß die eine der Katheten senkrecht steht. Die Hypotenuse des Dreiecks stellt dann eine gewundene Linie, die Schraubenlinie vor. Denkt man sich ferner eine sehr große Anzahl solcher Dreiecke (etwa aus Blech bestehend) übereinander um den Zylinder gelegt, bei denen die senkrecht stehenden Katheten alle gleich und zwar gleich der Steigung der Schraube sind, die horizontalen jedoch, entsprechend ihrem Abstände von der Mitte des Zylinders, allmählich größer werden, so bilden die dicht nebeneinander liegenden Hypotenusen aller dieser Dreiecke eine Schraubenfläche von gleichmäßiger Steigung. Stellt man sich endlich vor, es würden zwei, drei oder vier solcher Dreieckssysteme gleichmäßig in der Horizontalebene verteilt um den Zylinder gewickelt, so erhält man eine zwei-, drei- oder vierfache Schraubenfläche, wie sie für die Herstellung solcher Schrauben erforderlich sind, d. h. Flächen, von denen die beim Vorwärtsgange wirksamen Flügelflächen entsprechende Teile bilden. Man kann sich diese Schraubenflächen auch dadurch entstanden denken, daß ein als Schablone dienendes rechtwinkeliges Dreieck, dessen beide Katheten der verlangten Schraubensteigung entsprechen, so gekrümmt und in solcher Entfernung von einer in der Mitte der Schraubennabe aufgestellten Spindel befestigt wird, wie es der Radius der Schraube erfordert. Bringt man dann an der Spindel ein senkrecht dazu stehendes Lineal an, welches sich um die Spindel drehen läßt und auf der Hypotenuse des erwähnten Dreiecks aufliegt, so wird dieses Lineal, wenn man es auf der Hypotenuse des Dreiecks entlang gleiten läßt, sich gleichzeitig um die Spindel drehen und an ihr entlang gleiten und dabei eine Schraubenfläche von der gewünschten Steigung erzeugen. Wird also der Raum zwischen Spindel und Schablone mit Sand oder Lehm usw. ausgefüllt, so streicht das Lineal bei seiner Bewegung so lange über die überflüssigen Teile jenes Materials weg, bis sich die genaue Schraubenfläche erzeugt hat. Dieses Verfahren wird auch tatsächlich in der Praxis bei dem Modellieren von Schiffsschrauben am meisten angewandt.

Damit die Schraube dem bei der Drehung zur Wirkung kommenden Druck des Wassers widerstehen kann, müssen die Flügel nach der Nabe zu allmählich dicker werden, wie dies aus Fig. 483 erkennbar ist.

Schneidet man einen Schraubenflügel in der Mitte der Länge nach durch, so entsteht die Form eines langgestreckten Dreiecks. Die äußere Flügelstärke beträgt bei größeren Schrauben aus Bronze in der Regel 10 bis 25 mm, während bei gußeisernen Flügeln diese Werte um 50 Proz. etwa erhöht sind. Denkt man sich die erwähnte Querschnittsform der Flügel bis an die Wellenmitte verlängert, so muß hier bei gußeisernen Schrauben die Stärke oder Dicke des Flügels etwa $\frac{1}{10}$ vom Radius der Schraube betragen. Damit die Kanten der Flügel bei ihrer Bewegung durch das Wasser nicht allzuviel Widerstand erzeugen, läßt man die Stärke der Flügel nach den Kanten hin allmählich abnehmen, so daß diese Kanten schließlich mehr oder minder scharf werden. Die Kreisschnitte der Flügel nehmen dadurch die in Fig. 482 und 483 skizzierte Form an.

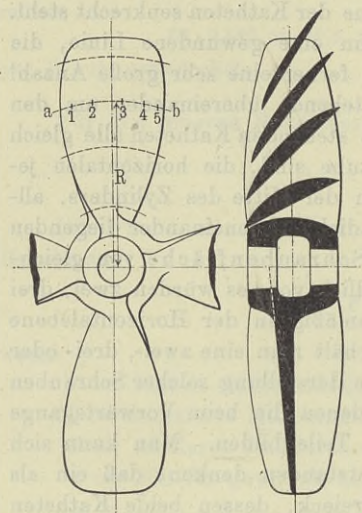


Fig. 482 u. 483. Gewöhnliche Form der Propellerschraube.

Diejenige Kante der Flügel, welche beim Vorwärtsgange vorausgeht, d. h. zuerst in das Wasser einschneidet, nennt man die vorgehende Kante oder „eintretende Kante“, die andere dagegen die „austretende Kante“.

Man unterscheidet verschiedene Schraubensysteme, deren Grundform jedoch immer die gewöhnliche, einfache Schraube bildet, von der die Entstehung vorstehend erläutert wurde. Die Abweichungen von dieser Grundform bestehen entweder darin, daß durch eine besondere

Form der Flügel eine bessere Wirkung erreicht werden sollte, oder darin, daß die Steigung der Flügel nicht gleichmäßig ist, vielmehr entweder von der eintretenden nach der austretenden Kante hin zunimmt, oder auch an der Nabe größer ist als am äußeren Umfange usw. Verschiedene Konstrukteure haben auch die fast allgemein angewandte Methode ausgebildet, die Flügel nicht aus einem Stück mit der Nabe herzustellen, sondern sie durch Schrauben, Zapfen oder Keile damit zu verbinden, derart, daß bei eintretender Beschädigung eines der Flügel nur dieser und nicht der ganze Propeller ersetzt zu werden braucht. Letztere Methode bietet unstreitbar große Vorteile. Im übrigen läßt sich wohl sagen, daß die einfache mathematische Schraube, wenn sie sonst den Verhältnissen richtig angepaßt ist, von keinem der später aufgetauchten Systeme übertroffen wird. Die Teilung der Flügel von der Nabe läßt sich hierbei natürlich ebenso leicht ausführen, wie bei jenen Schrauben.

Die einfache oder gewöhnliche Schraube hat meist eine Form und Entstehung, wie in Fig. 482 u. 483 dargestellt.

Sehr häufig finden Flügel Verwendung, deren Erzeugende etwas Neigung nach hinten hat, damit die Flügelspitzen bei Einschrauben-schiffen weiter vom Achterstegen frei schlagen (vgl. Fig. 401). Ferner soll bei dieser Form der nach hinten geschleuderte Wasserstrom mehr zusammengehalten werden; wir finden daher die Flügelform besonders

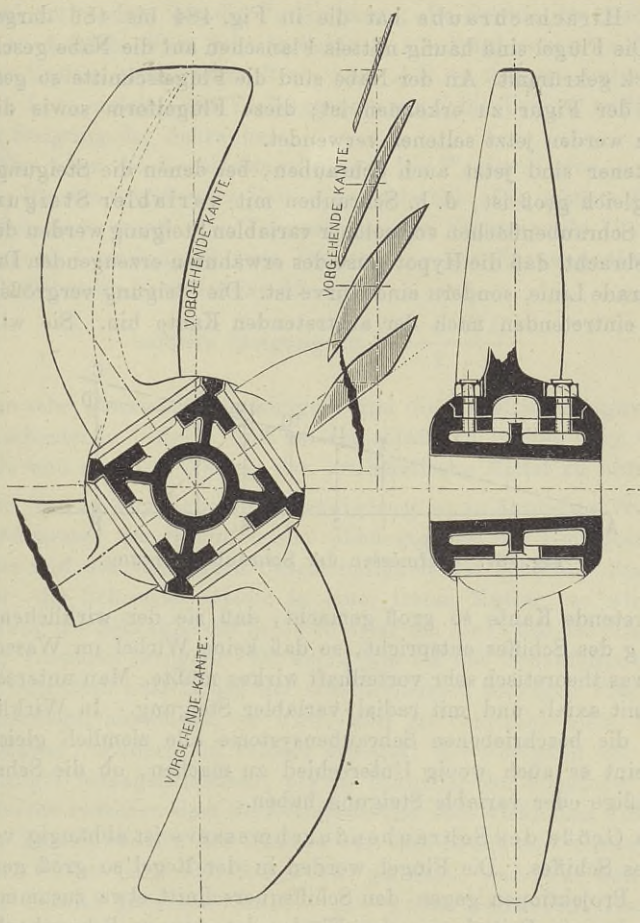


Fig. 484 bis 486. Hirschschraube.

bei schnell laufenden Schiffsmaschinenanlagen. Hinsichtlich der Beanspruchung der Flügel ist die geneigte Form ungünstig.

Die Griffithschraube unterscheidet sich von der in Fig. 482 u. 483 dargestellten Form nur dadurch, daß sie eine sehr große, kugelförmige Nabe hat, und daß die Flügel an der Spitze, d. h. nach außen

zu, sehr schmal werden und nach vorn, d. h. nach dem Schiffe zu, gekrümmt sind. Außerdem bestehen die Flügel nicht aus einem Stück mit der Nabe, sondern sind mit Zapfen und Keilen darin befestigt. Das Schmälerwerden der Flügel nach der Spitze zu soll einen ruhigen Gang der Schraube erzeugen und die Krümmung der Flügel das durch die Drehung der Schraube nach außen geschleuderte Wasser zusammenhalten.

Die Hirschschaube hat die in Fig. 484 bis 486 dargestellte Form. Die Flügel sind häufig mittels Flanschen auf die Nabe geschraubt und stark gekrümmt. An der Nabe sind die Flügelschnitte so gestaltet, wie aus der Figur zu erkennen ist; diese Flügelform sowie die von Mangin werden jetzt seltener verwendet.

Seltener sind jetzt auch Schrauben, bei denen die Steigung nicht überall gleich groß ist, d. h. Schrauben mit variabler Steigung geworden. Schraubenflächen von solcher variablen Steigung werden dadurch hervorgebracht, daß die Hypotenuse des erwähnten erzeugenden Dreiecks keine gerade Linie, sondern eine Kurve ist. Die Steigung vergrößert sich von der eintretenden nach der austretenden Kante hin. Sie wird für

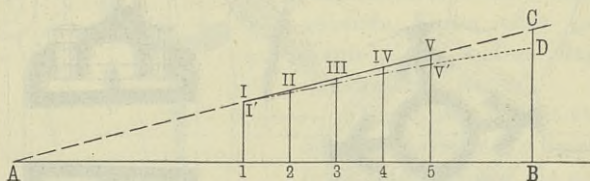


Fig. 487. Aufmessen der Schraubensteigung.

die eintretende Kante so groß gemacht, daß sie der wirklichen Fortbewegung des Schiffes entspricht, so daß keine Wirbel im Wasser entstehen, was theoretisch sehr vorteilhaft wirken müßte. Man unterscheidet Flügel mit axial- und mit radial-variabler Steigung. In Wirklichkeit arbeiten die beschriebenen Schraubensysteme alle ziemlich gleich gut, und scheint es auch wenig Unterschied zu machen, ob die Schrauben gleichmäßige oder variable Steigung haben.

Die Größe des Schraubendurchmessers ist abhängig von der Größe des Schiffes. Die Flügel werden in der Regel so groß gemacht, daß ihre Projektionen gegen den Schiffsquerschnitt etwa zusammen ein Viertel oder ein Drittel von der Fläche des ganzen Schraubenkreises ausmachen.

Um die Schraubensteigung von Propellern mit konstanter und variabler Steigung zu ermitteln, schlägt man folgendes Verfahren ein:

Um den Mittelpunkt der Schraubenwelle wird mit einem beliebigen Radius R ein Kreis geschlagen und der Bogen $a\overset{\frown}{b}$ in eine Anzahl (z. B. 5) gleiche Teile geteilt (Fig. 482 u. 483): Dieser Bogen $a\overset{\frown}{b}$ mit seinen Teilpunkten (z. B. 1, 2, 3, 4 u. 5) wird nun als gestreckte Linie auf

einem großen Brett (Diele u. dgl.) abgesteckt (Fig. 487). Alsdann hat man einen Stab oder eine Latte derart senkrecht und zugleich drehbar auf der Welle befestigt, daß man das Stichmaß von Latte zu Teilpunkt (1, 2, 3, 4, 5) auf dem Flügelschnitt $a\widehat{b}$ nehmen kann. Diese Stichmaße (1 bis I, 2 bis II usw.) werden nun als Lote in den Teilpunkten des gestreckten Bogens aufgetragen und die Endpunkte durch eine gerade Linie (bei konstanter Steigung) oder durch eine Kurve (bei variabler Steigung) verbunden, bis die Verlängerung die Gerade des gestreckten Bogens in A trifft. Vom Schnittpunkte A aus trägt man nun den Umfang des Kreises vom Radius R ab, also $AB = 2R \cdot \pi$, und errichtet in B ein Lot, welches die Verlängerung von I bis V in C trifft, so ist $CB =$ Steigung der Schraube.

Bilden aber die Verbindungslinien I' bis V' eine Kurve, so ist die Steigung für den betreffenden Radius veränderlich. Die mittlere Steigung ergibt sich dann durch eine Tangente an den Kurvenpunkt I' mit dem Schnittpunkt C und durch eine Tangente an den Kurvenpunkt V' mit dem Schnittpunkt D , und zwar ist

$$\text{mittlere Steigung} = \frac{BC + BD}{2}.$$

Für sehr genaue Bestimmungen sind die einzelnen Steigungen an den verschiedenen Flügeln und bei verschiedenen Radien (Fig. 482) zu ermitteln und aus den Werten das arithmetische Mittel zu entnehmen.

Die Größe der Schraubensteigung ist in ähnlicher Weise wie der Durchmesser der Schaufelräder abhängig von der Umlaufszahl der Maschine und der verlangten Geschwindigkeit des Schiffes. Stellt man sich vor, die Schraube arbeite in einer festen Mutter, so wird eine Umdrehung der Schraube das Schiff offenbar um die Größe der Schraubensteigung vorwärts bringen. Da aber, wie bei den Schaufelrädern, das Wasser dem Stoß oder Druck der sich drehenden schrägen Flächen der Schraubenflügel ausweicht, so wird, weil die Schraube nicht in einer festen Mutter, sondern im Wasser arbeitet, der Fortgang des Schiffes auch weniger betragen müssen, als die Steigung der Schraube beträgt. Die Differenz zwischen dem theoretischen und dem wirklichen Fortgange, d. h. das Zurückweichen des Wassers vor dem Druck der Schraube, wird auch hier wieder Slip oder Rücklauf genannt, und zwar beträgt der Slip bei normal gebauten Schiffen und guten Schrauben erfahrungsgemäß etwa 10 bis 12 Proz., d. h. wenn in einer gewissen Zeit die in einer festen Mutter entlang arbeitende Schraube das Schiff um 100 Seemeilen fortreiben würde, so bringt die im Wasser arbeitende Schraube es nur etwa 88 bis 90 Seemeilen vorwärts.

In ähnlicher Weise wie bei den Schaufelrädern ermittelt man den Slip S von Schrauben dadurch, daß man die Steigung H der Schraube (in m ausgedrückt) multipliziert mit der Anzahl n Umgänge in einer bestimmten Zeit (meist in Sekunden). Von dem gefundenen Produkt C ,

das als Schraubengeschwindigkeit bezeichnet wird, zieht man den wirklich vom Schiffe zurückgelegten Weg (ebenfalls in m. pro Sekunde angegeben) ab und dividiert dann die Differenz durch die Schraubengeschwindigkeit C (s. weiter unten). Der Wert von C ermittelt sich aus der Formel:

$$C = \frac{H \cdot n}{60} \text{ m/sec.}$$

Die Schiffsgeschwindigkeit wird gewöhnlich nach Seemeilen (sm) oder Knoten (knots) pro Stunde gemessen, und zwar rechnet man eine solche Seemeile oder einen Knoten zu 1852 m oder 6080 Fuß englisch. Der Geschwindigkeit des Schiffes von 1 sm pro Stunde entspricht eine Geschwindigkeit von 0,514 m pro Sekunde oder 1,689 Fuß englisch pro Sekunde. Es ist also:

$$C = \frac{H \cdot n \cdot 60}{1852} \text{ sm pro Stunde,}$$

mithin:

$$\text{Slip } S = \frac{C - V}{C}$$

oder

$$V = C(1 - S)$$

$$= \frac{H \cdot n \cdot 60}{1852} (1 - S),$$

oder in Prozenten ausgedrückt, ist

$$S = 100 \frac{(C - V)}{C}.$$

Dieser Wert wird als scheinbarer Slip S_s bezeichnet.

Selbstredend müssen bei der Ermittlung des Slips immer die obwaltenden Umstände berücksichtigt werden, d. h. ob das Schiff mit oder gegen Strom oder in ruhigem Wasser dampft, ob der Wind entgegen, mit oder gar nicht weht, ob die Schraube vollständig unter Wasser ist usw. Bei der obigen Angabe des Slips in Prozenten des theoretischen Fortganges ist vorausgesetzt, daß das Schiff in ruhigem Wasser und in ruhender Luft fährt. Ist also Strom oder Wind vorhanden, so muß die gefundene Geschwindigkeit des Schiffes entsprechend vergrößert oder verkleinert werden, je nach der Stärke und Richtung des Windes oder Stromes.

Wenn die Schraube am Heck des Schiffes arbeitet, so ist das Wasser aber nicht in Ruhe, sondern strömt dem Schiffe nach, d. h. es strömt vor in der Fahrriichtung des Schiffes. Man spricht von Vorstrom und bezeichnet damit die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser dem Schiffskörper nachströmt.

Nach Versuchen von Calvert ist dieser Vorstrom U am größten an den Stellen, die in unmittelbarer Nähe des Hinterstevens bzw. der Außenhaut liegen; die Größe von U nimmt von der Oberfläche nach

der Tiefe zu ab. Der Vorstrom wird um so größer, je völliger das Hinterschiff ist; sein Einfluß auf die Schraube wird um so größer, je mehr diese an den Partien des stärksten Vorstromes arbeitet. Deshalb ist der Vorstrom größer bei Einschrauben- als bei Doppelschraubenschiffen. Die Größe des Vorstromes ermittelt sich am sichersten aus Probefahrtsresultaten ähnlich gebauter Schiffe, die dann den Berechnungen zugrunde gelegt werden. Etwas Vorstrom ist stets vorhanden. Da die Schraube dem Schiffe nur die Differenz aus Fahrtgeschwindigkeit V und Vorstrom U zu erteilen hat, so beträgt die wirkliche Schiffsgeschwindigkeit im Verhältnis zum Wasser am Heck des Fahrzeuges $= V - U$.

Da U nie den Wert 0 annimmt, so kann die wirkliche Schiffsgeschwindigkeit nie $= V$ werden, so wird auch der tatsächliche Slip S_t stets größer als der scheinbare.

Es ist

$$S_t = \frac{C - (V - U)}{C} = \frac{C - V + U}{C}$$

$$S_t = S_s + \frac{U}{C}$$

oder

$$S_s = S_t - \frac{U}{C}$$

Wird nun in dieser Formel U sehr groß bei Schiffen mit sehr völligem Hinterteil und gleichzeitig S_t , der tatsächliche Slip, infolge ungünstiger Schraubenkonstruktion sehr klein, so kann die Differenz $S_t - \frac{U}{C}$ zum Wert 0 oder sogar negativ werden. Tritt dieser negative Slip auf, so ist der Schiffsantrieb ungünstig konstruiert.

Der günstigste tatsächliche Slip eines Schiffes beträgt 15 bis 20 Proz.

Bei der Schraube hat die Größe des Durchmessers nicht einen so bestimmenden Einfluß auf die Umdrehungszahl der Maschine, wie vorstehend bei Schaufelrädern erwähnt wurde. Man darf allerdings die Umfangsgeschwindigkeit erfahrungsgemäß nicht über ein gewisses Maß hinaus steigern, ohne die Arbeit der Schraube schädlich zu beeinflussen, aber die Grenze liegt so weit entfernt, daß man sie nur bei Schiffen mit sehr kleinen Schrauben und sehr hoher Umdrehungszahl (bei einem Antrieb mit Dampfturbinen) erreicht. Es bilden sich dann an der Vorderfläche der Schraube Hohlräume im Wasser, die durch Abreißen des vom Propeller erzeugten Wasserstromes hervorgerufen werden. Man sagt dann, der Wirkungsgrad der Schraube verschlechtert sich infolge Kavitation.

Bezeichnet N_i = indizierte Leistung der Maschine, so ist (S. 252) $\eta \cdot N_i = N_e$ = effektive Leistung der Maschine, die zur Drehung der Schraube verwendet wird.

Von diesem Betrage $\eta \cdot N_i$ wird aber nur ein Bruchteil durch die Schraube in axiale Schubarbeit verwandelt, während der Rest infolge Reibung, Widerstand der eintretenden Flügelkanten und Vibrationen verloren geht. Mithin ist der

Wirkungsgrad der Schraube $\eta_s = \frac{\text{Nutzarbeit des axialen Schubes}}{\text{Effektive Maschinenleistung}}$

$$\eta_s = \frac{N_n}{N_e}.$$

Bei gut konstruierten Schrauben ist

$\eta_s = 40$ bis 50 Proz. für kleinere Schiffe mit hohen Umdrehungen und kleinen Schrauben,

$\eta_s = 55$ bis 70 Proz. für Schiffe mit mittlerer Tourenzahl und großen Schrauben.

Auf den Wirkungsgrad ist von Einfluß:

1. Das Verhältnis zwischen Steigung und Durchmesser der Schraube.

Nach Erfahrungsergebnissen kann man nach Bauer wählen für $\frac{D}{H}$:

Frachtdampfer mit 1 Schraube	$\frac{D}{H} = 0,7$ bis $1,0$
Fracht- und Passagierdampfer mit 2 Schrauben . .	$0,7$ „ $0,95$
Schnelldampfer mit 2 Schrauben	$0,6$ „ $0,8$
Große Kreuzer und Panzer mit 2 Schrauben . . .	$0,7$ „ $1,1$
Kleine Kreuzer mit 2 Schrauben	$0,7$ „ $1,0$
Torpedojäger mit 2 Schrauben	$0,8$ „ $1,1$
Torpedoboote mit 1 Schraube	$0,8$ „ $1,1$

Ferner beeinflusst den Wirkungsgrad der Schraube:

2. Die Form der Begrenzungsfläche der abgewinkelten Schraubenfläche.

3. Das Verhältnis $\frac{\text{Abgewinkelte Fläche}}{\text{Schraubenkreisfläche}}$.

4. Der tatsächliche Slip S_t .

5. Die Kavitation.

Die genaue Bestimmung des Schraubendurchmessers auf theoretischem Wege ist bislang kaum möglich gewesen und man tut deshalb am besten, sich nach Erfahrungsergebnissen zu richten. Annäherungsweise kann man nach englischen Regeln annehmen:

$$d = C \sqrt[3]{\frac{N_i}{(Hn)^3}},$$

worin

d = Schraubendurchmesser in m,

N_i = indizierte Maschinenleistung,

H = Schraubensteigung in m,

n = Anzahl der Maschinenumgänge pro Minute,

$C = 850$ für Frachtdampfer,

$C = 1000$ für Passagierdampfer,

$C = 1225$ bis 1275 für Schnelldampfer.

Beispiel: Doppelschraubendampfer „Kaiser Wilhelm der Große“:

$$N_i = 14\,000 \text{ (pro Maschine),}$$

$$H = 10,2 \text{ m,}$$

$$n = 78,$$

$$C = 1250,$$

so wird

$$d = C \sqrt[3]{\frac{N_i}{(Hn)^3}} = 1250 \sqrt[3]{\frac{14\,000}{(10,2 \cdot 78)^3}} = 6,59 \text{ m.}$$

Ausgeführt worden ist bei dem Dampfer $D = 6,5 \text{ m.}$

Wenn

$$D = 6,59 \text{ m,}$$

$$H = 10,2 \text{ m,}$$

so ist

$$\frac{D}{H} = 0,646,$$

ein Wert, der der obigen Tabelle entspricht.

Die Größe der Steigung ermittelt sich entsprechend der verlangten Schiffsgeschwindigkeit wie folgt:

Beispiel: Verlangt eine Schiffsgeschwindigkeit $V = 20 \text{ sm}$ bei $n = 75$ Umdrehungen pro Minute der Maschine.

Nach ähnlichen Ausführungen nehmen wir einen Vorstrom $\frac{U}{V} = 12 \text{ Proz.}$ an, folglich die Relativgeschwindigkeit V_r gegen das umgebende Wasser, welche das Schiff von der Schraube erhalten muß:

$$V - U = 20 - (20 \cdot 0,12) = 17,6 \text{ sm.}$$

Nehmen wir als tatsächlichen Slip $S_t = 20 \text{ Proz.}$ an, so ist, weil

$$V_r = \frac{H \cdot n \cdot 60}{1852} (1 - S_t)$$

$$17,6 = \frac{H \cdot 75 \cdot 60}{1852} (1 - 0,2)$$

$$H = 9,054 \text{ m.}$$

B. Die Fortbewegung der Schiffe.

Der Widerstand, welchen das Wasser der Fortbewegung der Schiffe entgegensetzt, ist bis jetzt allgemein und mit absoluter Genauigkeit noch nicht im voraus zu bestimmen gewesen. Die für die Berechnung jenes Widerstandes aufgestellten Formeln beruhen sämtlich auf Erfahrungsergebnissen und Annahmen, und die Resultate erweisen sich in der Regel nur als mehr oder weniger annähernd zutreffend.

Nach Froudes Methode, die auf Schleppversuche mit Schiffsmodellen und auf dem sog. Vergleichesetze (law of comparison) auf-

gebaut ist, wird der Widerstand der Schiffe gegen Fortbewegung als aus folgenden drei Hauptfaktoren bestehend angenommen:

1. Flächen- oder Reibungswiderstand, gebildet durch die Reibung des an den benetzten Flächen des Schiffes entlang strömenden Wassers. Seine Größe ist abhängig von der Geschwindigkeit und von der Größe der eingetauchten Schiffsfläche, d. h. von Länge, Breite und Tiefgang des Schiffes, ferner vom spezifischen Gewicht des Wassers und von dem Reibungswiderstande für die eingetauchte Flächeneinheit und die Geschwindigkeitseinheit.

2. Wirbel bildender Widerstand, namentlich abhängig von der Form des Hinterschiffes.

3. Wellen bildender Widerstand, abhängig von der Form und von den Verhältnissen der Schiffslängen zur Geschwindigkeit.

Die Werte unter 2. und 3. faßt man auch zusammen unter dem Namen Restwiderstand.

Bis zu einer bestimmten Geschwindigkeit wächst für ein bestimmtes Schiff der Widerstand verhältnismäßig langsam, darüber hinaus aber sehr rasch.

Zusammengenommen bilden diese drei Widerstände den gesamten Schiffswiderstand, welcher in erster Linie durch die Arbeit der Maschine überwunden werden muß.

Für die Berechnung des Schiffswiderstandes und der Maschinenleistung sind die von Froude aufgestellten Theorien und Versuche grundlegend. Dieser englische Schiffbauingenieur wandte das von Newton (1643—1727) gefundene Ähnlichkeitsgesetz auf die Schiffbautechnik an, welches besagt, daß, wenn sich zwei vollkommen ähnliche Körper (wie wir sie ja in dem Schiff und seinem Modell vorfinden) mit korrespondierenden (entsprechenden) Geschwindigkeiten bewegen:

1. die Widerstände, d. h. die für diese Bewegungen erforderlichen Kräfte sich verhalten wie die dritten Potenzen der linearen Abmessungen von Schiff und Modell oder wie die Gewichte, d. h. die Displacements dieser Körper, und

2. die Vergleichsgeschwindigkeiten sich verhalten wie die Quadratwurzeln aus den Längenabmessungen oder wie die sechsten Wurzeln aus den Displacements,

wobei unter den korrespondierenden Geschwindigkeiten die Geschwindigkeit v des Modells und $v \cdot \sqrt{\alpha}$ des Schiffes zu verstehen sind, wenn α das Verhältnis der linearen Abmessung des Schiffes zum Modell angibt.

Diese Beziehungen, die zwischen einem Schiffe und seinem Modelle bestehen, gelten auch angenähert für zwei Schiffe von ähnlichen Formen. Infolgedessen besteht folgender

Zusammenhang zwischen Schiffsgeschwindigkeit, Maschinenleistung, Kohlenverbrauch, Aktionsradius und Tiefgang des Schiffes.

1. Bei ein und demselben Schiffe sind die erforderlichen Maschinenleistungen N_i den dritten Potenzen der Schiffsgeschwindigkeiten v proportional:

$$N_{i1} : N_{i2} = v_1^3 : v_2^3.$$

2. Bei ein und demselben Schiffe sind die innerhalb gleicher Zeiten verbrauchten Kohlenmengen K den dritten Potenzen der erreichten Schiffsgeschwindigkeiten proportional:

$$K_1 : K_2 = v_1^3 : v_2^3.$$

3. Bei ein und demselben Schiffe sind die zum Durchlaufen gleicher Strecken verbrauchten Kohlenmengen $\mathfrak{K}$ den Quadraten der angewandten Schiffsgeschwindigkeiten proportional:

$$\mathfrak{K}_1 : \mathfrak{K}_2 = v_1^2 : v_2^2.$$

4. Die Aktionsradien A eines Schiffes (S. 43, Fußnote) sind umgekehrt proportional den Quadraten der angewandten Schiffsgeschwindigkeiten:

$$A_1 : A_2 = v_2^2 : v_1^2.$$

5. Für gleiche Geschwindigkeiten verhalten sich die Maschinenleistungen und auch die Kohlenverbräuche wie die dritten Wurzeln aus den Quadraten der Tiefgänge des Schiffes:

$$\frac{N_{i1}}{N_{i2}} = \frac{K_1}{K_2} = \sqrt[3]{\left(\frac{T_1}{T_2}\right)^2}.$$

6. Bei gleichen Maschinenleistungen verhalten sich ungefähr die Schiffsgeschwindigkeiten umgekehrt wie die neunten Wurzeln aus den Quadraten der Tiefgänge:

$$\frac{v_1}{v_2} = \sqrt[9]{\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^2}.$$

Bemerkungen zu diesen Formeln.

1. Das I. Gesetz läßt erkennen:

daß einerseits eine wesentliche Steigerung der Schiffsgeschwindigkeit nicht mehr möglich ist, weil die erforderlichen Maschinenleistungen zu rapide steigen,

daß andererseits bei einer Verringerung der Geschwindigkeit die erforderliche Maschinenleistung sehr rasch fällt. (Das Gesetz versagt bei sehr hohen und bei sehr geringen Geschwindigkeiten, weil dann der Wirkungsgrad des Propellers ungünstiger wird.)

2. Das II. Gesetz ist eine Folgerung aus dem I. Gesetz.

Innerhalb der Grenzen eines rationellen Maschinen- und Kesselbetriebes ist der Kohlenverbrauch K ungefähr proportional der Maschinen-

leistung N_i , also K pro $N_i/\text{Std.}$ konstant. Sehr langsame Fahrten und sehr starkes Forcieren der Feuer bewirken eine Abweichung von dem Gesetz, da im ersten Falle eine schlechte Ökonomie der Maschinen, im letzteren eine solche der Kesselanlage sich fühlbar macht.

3. Nach dem III. Gesetz hat man also ein Mittel an der Hand, mit dem zur Neige gehenden Kohlenvorrat noch den Bestimmungshafen zu erreichen, wobei natürlich eine gewisse Sicherheit in die Rechnung eingeführt werden muß. Auch für dieses Gesetz gelten die Einschränkungen wie für das I. und II. Gesetz. Innerhalb gewisser Grenzen besagt das Gesetz also, daß man für eine bestimmte Wegstrecke um so weniger Kohlen gebraucht, je langsamer man fährt.

4. Nach dem IV. Gesetz kann man also mit einer bestimmten Kohlenmenge einen um so größeren Weg zurücklegen, je langsamer man fährt. Natürlich gilt der Satz ebenfalls nur unter den obigen Beschränkungen; daher liegt der größte Aktionsradius der Schiffe nicht etwa bei einer sm Fahrtgeschwindigkeit, sondern bei etwa acht bis zehn sm .

5. und 6. Für die Praxis brauchbare Resultate geben diese Formeln des V. und VI. Gesetzes, solange sich der Wirkungsgrad des Propellers nicht ungünstig stellt (wie z. B. durch Austauschen desselben bei unbeladenem Schiffe).

Im nachstehenden bringen wir einige Rechnungsbeispiele zu diesen Gesetzen.

Beispiele zum I. Gesetz.

1. Beispiel: Ein Dampfer macht mit 800 PS_i eine Fahrt von 10 sm . Wieviel Pferdekkräfte benötigt dasselbe Schiff zu 12 sm ?

$$N_{i_1} = 800$$

$$v_1 = 10; v_1^3 = 1000$$

$$v_2 = 12; v_2^3 = 1728$$

$$N_{i_1} : N_{i_2} = v_1^3 : v_2^3$$

$$N_{i_2} \cdot v_1^3 = N_{i_1} \cdot v_2^3$$

$$N_{i_2} = \frac{N_{i_1} \cdot v_2^3}{v_1^3} = \frac{800 \cdot 1728}{1000} = 1382,4 \text{ PS}_i.$$

Zur Steigerung der Geschwindigkeit um nur 2 sm muß also die Leistung der Maschine fast verdoppelt werden.

2. Beispiel: Hätte man umgekehrt statt für 12 sm die für 8 sm erforderliche Maschinenleistung zu ermitteln, so würde sich die Proportion:

$$N_{i_3} : 800 = 8^3 : 10^3$$

oder

$$N_{i_3} : 800 = 512 : 1000$$

bilden und daraus berechnete sich dann die indizierte Leistung zu:

$$N_{i_3} = \frac{800 \cdot 512}{1000} = 409,6 \text{ PS}_i,$$

also etwa der Hälfte der für eine Geschwindigkeit von 10 sm erforderlichen Maschinenleistung.

3. Beispiel: Ein Schiff erhält eine neue Maschine von 3000 PS_i. Die alte Maschine hatte 2400 PS_i und das Schiff lief mit derselben 12 sm; wieviel Fahrt wird jetzt der Dampfer mit seiner 3000 PS_i-Maschine machen?

$$3000 : 2400 = x^3 : 12^3$$

$$x = 12 \sqrt[3]{\frac{3000}{2400}} = 12,93 \text{ sm.}$$

Beispiele zum II. Gesetz.

Da sich der Kohlenverbrauch im direkten einfachen Verhältnisse ändert wie die Maschinenleistung, so folgt daraus, daß auch er sich vergrößert oder vermindert im Verhältnis der dritten Potenzen der verlangten Geschwindigkeiten.

4. Beispiel: Verbraucht ein mit 10 sm Fahrt laufendes Schiff in 24 Stunden 25 Tonnen Kohlen, so wird für eine Geschwindigkeit von 12 sm ein Kohlenverbrauch von

$$\frac{25 \cdot 12^3}{10^3} = \frac{25 \cdot 1728}{1000} = 43,2 \text{ Tonnen}$$

und für eine Geschwindigkeit von 8 sm für dasselbe Schiff ein Kohlenverbrauch von etwa

$$\frac{25 \cdot 8^3}{10^3} = \frac{25 \cdot 512}{1000} = 12,8 \text{ Tonnen}$$

pro 24 Stunden zu erwarten sein.

5. Beispiel: Ein Dampfer gebraucht 42 Tonnen Kohlen pro Tag bei 18 sm Fahrtgeschwindigkeit. Wieviel Fahrt kann das Schiff ungefähr machen mit 24 Tonnen Kohlen?

$$K_1 : K_2 = v_1^3 : v_2^3,$$

$$K_1 = 42 \text{ Tonnen,}$$

$$v_1 = 18 \text{ sm,}$$

$$K_2 = 24 \text{ Tonnen,}$$

$$v_2^3 = \frac{K_2 \cdot v_1^3}{K_1} = \frac{24 \cdot 18^3}{42},$$

$$v_2 = 15 \text{ sm.}$$

Bei der Änderung des Kohlenverbrauches ist jedoch wohl im Auge zu behalten, daß die Vergrößerung und Verminderung im Verhältnis der dritten Potenz der Geschwindigkeit nur für die Zeiteinheit eintritt.

Beispiel zum III. Gesetz.

In bezug auf ein und dieselbe zurückzulegende Weglänge vergrößert oder verkleinert sich der Kohlenverbrauch nur im Verhältnis der Quadrate der Geschwindigkeiten, da jene Weglänge eben infolge der vergrößerten Geschwindigkeit schneller zurückgelegt wird und bei geringerer Geschwindigkeit eine längere Zeit dafür erforderlich ist.

6. Beispiel: Hätte also ein Dampfer eine bestimmte Distanz von 3000 sm z. B. einmal unter 8 sm, einmal unter 10 sm und einmal unter 12 sm Geschwindigkeit zurückzulegen, so würden sich die während der Reise verbrannten Kohlenmengen annähernd verhalten wie:

$$\mathfrak{R}_8 : \mathfrak{R}_{10} : \mathfrak{R}_{12} = 8^2 : 10^2 : 12^2 = 64 : 100 : 144.$$

Hätte also bei einer Geschwindigkeit von 10 sm die verbrannte Kohlenmenge 312,5 Tonnen betragen, so müßte für 8 sm Geschwindigkeit auf etwa:

$$\frac{312,5 \cdot 64}{100} = 200 \text{ Tonnen,}$$

und für 12 sm auf annähernd

$$\frac{312,5 \cdot 144}{100} = 450 \text{ Tonnen}$$

Gesamtverbrauch gerechnet werden.

Man kann sich von der Richtigkeit der Rechnung leicht durch folgende Probe überzeugen: Es war ermittelt worden, daß der Dampfer

bei 8 sm Fahrt 12,8 Tonnen pro 24 Stunden,

„ 10 „ „ 25,0 „ „ 24 „

„ 12 „ „ 43,2 „ „ 24 „

verbrauchen würde. Da nun aber zur Zurücklegung der angenommenen Distanz von 3000 sm

bei 8 sm Fahrt 15,6 Tage,

„ 10 „ „ 12,5 „

„ 12 „ „ 10,4 „

erforderlich sein würden, so folgt, daß

bei 8 sm Fahrt $15,6 \cdot 12,8 = 199,68$ oder rund 200 Tonnen,

„ 10 „ „ $12,7 \cdot 25 = 312,5$ Tonnen,

„ 12 „ „ $10,4 \cdot 43,2 = 449,28$ oder rund 450 Tonnen

Kohlen im ganzen verbrannt werden müssen. Zum Durchlaufen desselben Weges müssen also bei 12 sm Fahrt mehr wie doppelt soviel Kohlen verbrannt werden als bei einer Geschwindigkeit von 8 sm.

Wie schon unter den Bemerkungen über das III. Gesetz hervorgehoben wurde, gibt der mit der Schiffsgeschwindigkeit ungemein rasch sinkende Kohlenverbrauch unter Umständen ein sehr einfaches Mittel an die Hand, mit ungenügend gewordenen Kohlenvorräten den noch weit entfernten Hafen zu erreichen.

Nehmen wir beispielsweise an, der in Beispiel Nr. 4 und 6 erwähnte Dampfer sei noch 1000 sm vom Hafen entfernt und sein Vorrat sei durch ungünstige Umstände schon auf 75 Tonnen zusammengeschmolzen, so wird er den Hafen unter eigenem Dampf nicht erreichen können, wenn die bisherige Geschwindigkeit von 12 sm beibehalten wird. Das Schiff würde nämlich dann noch $\frac{1000}{24 \cdot 12} = 3,48$ Tage dampfen müssen, wozu ein Kohlenverbrauch von $3,48 \cdot 43,2 = 150$ Tonnen nötig wäre.

Da aber nur noch 75 Tonnen Kohlen vorhanden sind, so könnte man nicht einmal zwei Tage lang die Geschwindigkeit von 12 sm beibehalten.

Vermindert man dagegen in dem Augenblicke, wo die Unzulänglichkeit des Kohlenvorrates erkannt wird, die Geschwindigkeit von 12 sm auf 8 sm, so wird man noch vollkommen mit den vorhandenen Kohlen ausreichen. Mit 8 sm Geschwindigkeit sind nämlich zur Zurücklegung der noch übrigen 1000 sm

$$\frac{1000}{24 \cdot 8} = 5,2 \text{ Tage}$$

erforderlich, und da bei jener Geschwindigkeit in 24 Stunden 12,8 Tonnen Kohlen verbrannt werden, so sind für 5,2 Tage

$$5,2 \cdot 12,8 = 66,56 \text{ Tonnen Kohlen}$$

im ganzen erforderlich, so daß der Dampfer bei der Ankunft im Hafen noch etwa 9 Tonnen Kohlen im Bunker haben wird.

Beispiel zum IV. Gesetz.

7. Beispiel: Ein Dampfer hat bei 14 sm Geschwindigkeit einen Aktionsradius von 4000 sm; er soll aber mit demselben Vorrat 5444 sm zurücklegen. Welche Fahrtgeschwindigkeit muß der Dampfer einhalten?

$$4000 : 5444 = x^2 : 14^2$$

$$x = \sqrt{\frac{4000 \cdot 14^2}{5444}} = 12 \text{ sm.}$$

Beispiel zum V. Gesetz.

8. Beispiel: Eine Maschine von 1200 PS_i verleiht einem Dampfer bei 6 m Tiefgang eine bestimmte Geschwindigkeit. Nachdem er Ladung übernommen, beträgt sein Tiefgang 7 m; er soll dieselbe Geschwindigkeit beibehalten. Wieviel PS_i sind dazu erforderlich?

$$N_{i1} : N_{i2} = \sqrt[3]{\left(\frac{T_1}{T_2}\right)^2},$$

$$N_{i1} = 1200 \text{ PS}_i,$$

$$T_1 = 6 \text{ m},$$

$$T_2 = 7 \text{ m},$$

$$N_{i2} = 1200 \sqrt[3]{\left(\frac{7}{6}\right)^2}$$

$$= 1330 \text{ PS}_i.$$

Beispiel zum VI. Gesetz.

9. Beispiel: Der Dampfer aus Beispiel Nr. 8 läuft bei 6 m Tiefgang 10 sm. Wieviel wird er laufen bei 7 m Tiefgang, wenn die Maschinenleistung nicht erhöht, sondern auf 1200 PS_i gehalten wird?

$$\frac{v_1}{v_2} = \sqrt[9]{\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^2},$$

$$v_1 = 10 \text{ sm},$$

$$T_1 = 6 \text{ m},$$

$$T_2 = 7 \text{ m},$$

$$v_2 = 10 \sqrt[9]{\left(\frac{6}{7}\right)^2}$$

$$= 9,66 \text{ sm.}$$

Zur annähernden Ermittlung der für ein Schiff von gewöhnlicher Form erforderlichen indizierten Maschinenleistung kann man schließlich noch die Rankinesche Formel benutzen:

$$N_i = \frac{v^3 \cdot L \cdot (B + 2 T) \cdot x}{20\,000},$$

worin

N_i = indizierter Maschinenleistung,	} in englischen Fuß,
L = Länge des Schiffes	
B = größter Breite des Schiffes	
T = Tiefgang des Schiffes	
v = Geschwindigkeit in knots,	
x = einem Koeffizienten	

ist, dessen Größe sich nach der Bauart und Größe des Schiffes richtet und im allgemeinen zwischen 0,8 und 1,5 liegt. Für Schiffe gewöhnlicher Bauart und mittlerer Größe, sowie mäßiger Geschwindigkeit ist x gleich 0,9 bis 1 zu setzen.

Sind die Größen L , B und T in metrischem System gegeben, so lautet die Formel:

$$N_i = \frac{v^3 \cdot L \cdot (B + 2T) \cdot x}{1842}.$$

10. Beispiel: Es sei:

$$\begin{aligned} L &= 100 \text{ m,} \\ B &= 13 \text{ m,} \\ T &= 6 \text{ m,} \\ v &= 12 \text{ sm/Std.} \\ x &= 0,9, \end{aligned}$$

so ist:

$$N_i = \frac{12^3 \cdot 100 \cdot (13 + 2 \cdot 6) \cdot 0,9}{1842} = \sim 2110 \text{ PSi.}$$

Einfluß der Schraubendrehrichtung auf die Fahrtrichtung des Schiffes.

Während Schaufelräder, wenn sie zusammengekuppelt arbeiten, das Schiff in gerader Richtung fortreiben, ist dies bei den Schrauben nicht der Fall. Vielmehr beeinflussen die Schrauben die Fahrtrichtung

des Schiffes in ganz eigentümlicher Weise, die hier noch kurz besprochen werden möge. Man kann sich leicht vergegenwärtigen, daß die Schraube, vermöge ihrer Anordnung am Schiffe, von Wasserschichten umgeben ist, die, von oben nach unten gehend, sehr verschieden voneinander sind. Wie in Fig. 488 angedeutet ist, nimmt die Dichtigkeit des Wassers, von oben nach unten anwachsend, mit der Tiefe zu, so daß der unten stehende Schraubenflügel sich in dichterem Wasser bewegt als der obere,

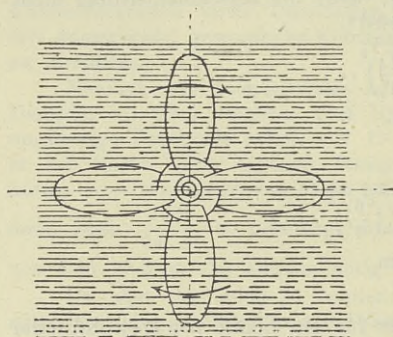


Fig. 488. Dichtigkeit der Wasserschichten.

während die beiden seitlichen in gleich dichten Schichten liegen. Da nun die Schraubenflügel bei der Drehung nicht bloß nach hinten, sondern auch nach der Seite auf das Wasser einwirken, bzw. da das Wasser sich in umgekehrter Richtung der Bewegung der Flügel entgegengesetzt, so muß namentlich beim Beginne der Bewegung zwischen dem oberen und dem unteren Flügel eine Ungleichheit der Widerstände eintreten. Diese Ungleichheit der seitlichen Widerstände wird dadurch

noch vergrößert, daß das Wasser infolge der verschiedenen Formen des Hinterschiffes schwerer an den oberen als an den unteren Flügel gelangen kann. Die Folge dieser Erscheinung ist ein Zurseitedrücken des Hinterschiffes. Um das Verhalten des Schiffes dabei festzustellen, sind von deutscher und englischer Seite Versuche angestellt worden, welche Beobachtungen wir nachstehend auszugsweise wiedergeben.

1. Wenn das Schiff mit rechtsgängiger Schraube sich voraus in Bewegung setzt, so dreht die Schraube den Bug des Schiffes nach Backbord, bei einer linksgängigen aber nach Steuerbord.

2. Wenn das Schiff mit rechtsgängiger Schraube aber in Fahrt vorausgeht, so sucht die Schraube den Bug nach Steuerbord zu drehen; das Ruder muß also entsprechend seitlich gelegt werden, um geraden Kurs zu halten. Bei linksgängiger Schraube umgekehrt.

3. Wenn das Schiff mit rechtsgängiger Schraube sich rückwärts in Bewegung setzt, so fällt der Bug nach Steuerbord ab; bei der linksgängigen nach Backbord.

4. Wenn das Schiff in Fahrt voraus ist und die Schraube geht rückwärts, so fällt der Bug bei mittschiffs liegendem Ruder nach Steuerbord bei rechtsgängiger Schraube, nach Backbord bei linksgängiger Schraube ab.

Das Verhalten (bzw. die Wirkung) der Schraube bei einem aus der Ruhe in Fahrt übergehenden Schiffe ist entgegengesetzt demjenigen eines in Fahrt befindlichen Schiffes. Der Grund hierfür liegt darin, daß infolge der Bewegung des Schiffes das Wasser hinter dem Schiffe hergezogen wird, und daß dieser „Sog“ sich in den unteren Wasserschichten viel weniger bemerklich macht als in den oberen. Dadurch erfährt nunmehr der obere Flügel mehr seitlichen Widerstand als der untere, und es tritt die Umkehrung der zuerst beschriebenen Wirkung ein.

Unter Sog versteht man allgemein die bei schnell sich vorwärtsbewegendem Schiffe entstehende Wasserströmung am Hinterstevenson desselben, die nach dem Schiffe zu gerichtet ist und die gleichzeitig gewissermaßen ein Einsaugen des Hecks ins Wasser bewirkt.

Vorstehende Beobachtungen beziehen sich übrigens auf windstille Luft. Wenn Wind vorhanden ist, dreht sich bei rückwärtsarbeitender Schraube das Heck des Schiffes immer in den Wind hinein.

Bei Dampfern mit Zwillingschrauben fallen diese Erscheinungen fort; es befindet sich an jeder Seite des Hinterschiffes eine durch eine besondere Maschine und Welle getriebene Propellerschraube.

Die Vorteile der Doppelschrauben sind recht bedeutend:

1. Erhöhte Sicherheit im Betriebe, da bei Havarie der einen Maschine das Schiff mit der anderen einen Hafen erreichen kann; beim Ruderbruch hat das Schiff nur wenig von seiner Steuerfähigkeit eingebüßt.

2. Bessere Manövrierfähigkeit, da beim Drehen die eine Schraube vorwärts, die andere rückwärts schlägt und so das Wenden beschleunigt.

3. Erhöhte Fahrtgeschwindigkeit, besonders bei flachgehenden Fahrzeugen.

4. Vielfach besserer Wirkungsgrad der Schrauben, da durch die seitliche Lage das Wasser besser an die einzelnen Propeller treten kann.

5. Einfachere Herstellung der Maschinenanlage, weil sich die erforderliche Krafterleistung auf zwei Maschinen verteilt.

6. Verringerte Stampf- und Schlingerbewegungen des Schiffes infolge der seitlichen Wellenaustritte.

Als Nachteile lassen sich anführen:

1. Vermehrtes Maschinenpersonal erforderlich.

2. Größerer Platzbedarf.

3. Meist höheres Gewicht der Gesamtanlage.

Jedoch sprechen die Vorzüge derart eindringlich für das Zweischraubensystem, daß größere Dampfer oder gar Schnelldampfer nur noch dieses System erhalten.

Vierzehnter Abschnitt.

Der Wärmeschutz im Schiffsmaschinenbetriebe.

Die große Bedeutung, die ein rationeller Wärmeschutz im Schiffsmaschinenbetriebe besitzt, wird vielfach von den interessierten Kreisen unterschätzt. Mag der Dampf zum Betriebe von Dampfmaschinen, Dampfheizungsanlagen oder Dampfkochapparaten dienen, immer ist die durch Abkühlung in längeren Leitungen bewirkte Kondensation lästig und kostspielig, wenn nicht, wie z. B. in den Zylindern der Dampfmaschinen sogar gefährlich, indem das angesammelte Kondenswasser die Ursache von Deckelbrüchen, tödlichen Verletzungen des Bedienungspersonals usw. bilden kann.

Gegen diese Übelstände kann man sich nun freilich (in beschränktem Maße) durch Anbringung von gut arbeitenden Wasserabscheidern, Kondensstöpfen, Separatoren usw. schützen, doch wird dadurch eine nicht unbeträchtliche Geldausgabe nötig, ohne daß damit der durch die Abkühlung bewirkte Mehrverbrauch an Brennmaterial verringert würde.

Die Größe der hierdurch entstehenden Wärmeverluste ist recht beträchtlich, so daß der Wunsch nach geeigneten Wärmeschutzmitteln in der Technik immer reger wurde. Bei den (neuerdings häufiger vorkommenden) Dampfanlagen mit überhitztem Dampf macht sich das

Bedürfnis, die Leitungen so vollkommen wie möglich einzuhüllen, besonders stark geltend, indem sonst bei einiger Länge der Leitung sehr leicht der Nutzen der Überhitzung durch die Abkühlung wieder verloren geht.

Neben den ökonomischen und technischen Gründen, die die Verwendung von Wärmeschutzmitteln gebieten, muß man die schädliche Wärmeabgabe von erhitzten Gefäßen an ihre in niedriger Temperatur befindliche Umgebung (Maschinen- und Heizerpersonal) vor allem vom hygienischen Standpunkte fordern.

Wenn nun auch bei einem ordnungsmäßig geleiteten Schiffsmaschinenbetriebe kein Zweifel mehr darüber bestehen kann, daß auf die Isolierung der Dampfleitungen, der Dampfzylinder- und Schieberkästen die größte Sorgfalt zu verwenden ist, so können wir nicht in Abrede stellen, daß bei der gegenwärtig überaus großen Zahl von Wärmeschutzmitteln der verschiedensten Art, den meisten Interessenten die Wahl schwer fallen muß und sie sich fragen werden, worauf sie vor allem bei der Wahl eines solchen Isoliermittels ihr Augenmerk zu richten haben.

Früher kamen an den Dampfbehältern Wärmeschutzmittel nur einzeln zur Verwendung und dann nur solche von sehr primitiver Art, wie z. B. Strohzöpfe mit und ohne Lehmüberzug, Holzschalen u. dgl. m. Zu den besseren Wärmeschutzmitteln gehörten schon Filz oder im Betriebe abgefallene Gewebe, wie alte Säcke, welche über Holzleisten gebunden wurden. Soweit es sich nun um plastische Massen handelte, waren es vornehmlich solche, die im Vergleich mit den heutigen sich nur aus sehr geringwertigen Stoffen zusammensetzten. Solche Massen bestanden hauptsächlich aus Asche, gemahlener Schlacke, gepulverter Holzkohle, Lehm, Sirup, Haaren und anderen Stoffen mit verhältnismäßig hohem spezifischen Gewicht. Hauptsächlich kamen diese Isoliermittel unter dem Namen Leroy'sche Masse in den Handel.

Erst mit der Verwendung der Infusorienerde (im Jahre 1872) begann man plastische Massen mit geringerem spezifischen Gewicht und rationellerer Zusammensetzung herzustellen. Zuerst im Blaufarbenwerk Marienberg wurde eine teigartige Masse durch Vermischen mit Leim und Kälberhaaren hergestellt und mit Stoffbinden an den Rohrwandungen befestigt. Die Notwendigkeit, ein für den praktischen Gebrauch gegen mechanische Einflüsse widerstandsfähigeres Material herzustellen, welches auch ohne Bandagen an den zu isolierenden Gegenständen haften bliebe, führte zu Zusätzen von Ton, Sägespänen, Wasserglas usw.

Die in den heutigen Wärmeschutzmitteln zur Verwendung gelangenden Stoffe zerfallen nach der Art ihres Ursprungs in:

1. vegetabilische Substanzen,
2. animalische Substanzen und
3. mineralische Substanzen.

Zu den vegetabilischen Stoffen zählen Holz, Sägespäne, Holzkohle, Torf, Kork, Strohzöpfe, Holzwolle, Kokosfaser und Baumwolle.

Kork ist, wenn richtig behandelt, eines unserer besten Wärmeschutzmittel und seine Anwendung nimmt eine immer größere Ausdehnung an; besonders in Form sog. Korksteine oder Korkisolate, die aus zerkleinertem Kork bestehen, welche, durch Kalk gebunden, eine harte Masse bildet, die bei 0,25 bis 0,30 spez. Gew. eine Bruchfestigkeit von 7,21 kg pro qcm und eine Druckfestigkeit von 17 kg pro qcm besitzt. Die Korksteine sind wasserdicht, feuersicher, schallsicher und leiten die Wärme sehr schlecht. Außer Kork sind alle aufgeführten Stoffe sehr feuergefährlich und werden auch wenig oder gar nicht mehr als Wärmeschutzmittel verwandt. Holzwolle und Kokosfaser wird als Faserstoff bei den plastischen Massen benutzt.

Zu den animalischen Stoffen gehören: Seide und Kuhhaare.

Seide, die aus Seidenabfällen in Form von Zöpfen oder Polstern verwendet wird, bietet den besten Wärmeschutz, ist aber gegen höhere Temperaturen nicht so widerstandsfähig wie Kork. Seide unterliegt nämlich, wie alle organischen Körper ähnlicher Art (Wolle, Filz, Kuhhaare u. dgl.), einem allmählichen Zersetzungsprozeß, der je nach der Temperatur schneller oder langsamer verläuft und der sich bei niederen Temperaturen in Mürbe- und Brüchigwerden der Fasern und bei hohen Temperaturen in einem vollständigen Verkohlen derselben äußert. Während aber die Stoffe pflanzlichen Ursprungs, also Baumwolle, Kork, Torf, Holz u. dgl., bei dieser Art von langsamer, trockener Destillation nicht nur, wie allgemein bekannt, sehr leicht brennbar sind, sondern auch, wie häufig beobachtet, zur Selbstentzündung neigen, so ist bei den stickstoffhaltigen Faserstoffen tierischer Herkunft diese Gefahr ausgeschlossen und besteht der Übelstand bei der Seide nur darin, daß bei hohen Temperaturen und nicht genügend starker Schicht die Wärmeschutzmasse aus Seide durch Stöße oder sonstige Erschütterungen mit der Zeit losbröckelt. Wie leicht einzusehen, spielt die Dicke der Umhüllung eine wesentliche Rolle; denn nur soweit in der Masse die kritische Temperatur von etwa 100° C herrscht, wird die Zersetzung vor sich gehen, und wenn also die Umhüllung so ausgeführt ist, daß eine äußere genügend starke unversehrte Schicht stehen bleibt, so hält diese die innere, mürbe gewordene, die durch die Zersetzung an ihrer guten Isolierfähigkeit nichts eingebüßt hat, am Platze.

Die Grenze der kritischen Temperatur innerhalb der Umhüllung hat Pasquay experimentell und rechnerisch ermittelt und gefunden, daß bei 5 Atm. Druck und 18 mm Dicke der Seidenumhüllung die kritische Zone etwa 10 mm weit in die Masse eindringt.

Nachdem aber im letzten Dezennium die Verwendung höher gespannten Dampfes immer allgemeiner geworden, mußte man in anderer Weise diese Seide vor der Einwirkung der hohen Temperaturen zu

schützen suchen, was durch die Einführung einer isolierenden Luftschicht zwischen der heißen Rohrwand und der Seide geschieht.

Nach dem Vorschlage von Pasquay in Wasselnheim (Elsaß) werden reibeisenartig gestanzte Weißblechstreifen (sog. Schutzbleche) um das Rohr gewickelt, wodurch zwischen dem Seidenzopf und dem Rohr eine abgeschlossene Luftschicht entsteht, die die Seide vor dem zerstörenden Einfluß der Hitze bewahrt und gleichzeitig den Wärmeschutz erhöht.

Was nun die Verwendung von Kuhhaaren anlangt, die sowohl direkt, als auch als Filz verarbeitet werden, so haben diese Wärmeschutzmittel den Nachteil, daß die Haare bei gesteigerter Temperatur versengen und auch gegen etwaige Feuchtigkeit sehr empfindlich sind.

Von den mineralischen Stoffen sind gebräuchlich: Schlackenwolle, Kieselgur (Infusorienerde), Lehm, Ton, Asbest, Kalk, Gips, Glimmer usw.

Die Schlackenwolle, ein aus Hochofenschlacke erzeugtes Kunstprodukt, wird durch Einblasen von hochgespanntem Dampf in einen dünnen Strahl herabfließender, geschmolzener Hochofenschlacke hergestellt. Die Schlacke wird dabei in feine Körnchen zerteilt, deren jedes einen mehr oder minder langen Schlackenfaden wie einen Schweif nach sich zieht. Diese Fäden bilden die Schlackenwolle. Als schlechter Wärmeleiter und infolge ihrer Feuerbeständigkeit findet die Schlackenwolle bisweilen als Wärmeschutzmittel für Dampfleitungen Anwendung. Die Schlackenwolle wirkt aber zerstörend auf die bekleideten Eisenteile, zerfällt allmählich zu Pulver und ist für die Hände und Augen der Arbeiter sehr gefährlich, da die haarfeinen, glasartigen Fäden sehr schmerzhaft Entzündungen verursachen können. Bei schwefelcalciumhaltiger Schlacke entwickelt sich außerdem Schwefelwasserstoff, weshalb die Schlackenwolle nur bedingte Anwendung finden sollte.

Kieselgur (auch Bergmehl, Infusorienerde, Tripel oder Diatomeenpelit genannt) bildet eine bald lose, mehlähnliche, bald etwas festere, kreide- oder tonähnliche, aber leicht zerreibliche Masse von weißer, gelblicher und grauer Farbe, die aus den kieseligen Panzern mikroskopischer, abgestorbener Infusorien besteht. Die Kieselgur findet sich als Lager von zuweilen bedeutender Mächtigkeit am Südrande der Lüneburger Heide, bei Franzensbad in Böhmen, bei Kassel, unterhalb des Bodens von Berlin u. a. O.; die großartigsten Ansammlungen dieser mikroskopisch-pflanzlichen Überreste entdeckte Feemond im Flußgebiete des Fall-River (Oregon); auch in der Umgegend von Richmond (Virginien) finden sich massenhafte Ablagerungen derselben. Kieselgur bildet jetzt die Grundlage sämtlicher plastischen Wärmeschutzmassen.

Lehm wird nicht mehr verwendet, Ton dient als Bindemittel.

Asbest (vom griechischen *asbestos* = unverbrennlich) ist ein Mineral, das sich in Tirol, Italien, Schweiz, Pyrenäen, Odenwald, Sibirien,

Tabelle Nr. XLV.

Wirksamkeit verschiedener Isoliermaterialien
nach Rietschel.

Nr.	Art der Umkleidung	Wärmeersparnis in Prozenten der Wärmeabgabe des unbedeckten Rohres bei einer Umhüllung von			
		15 mm	20 mm	25 mm	30 mm
1	Strohseil mit Lehm	31	36	40	43
2	Asbest (Schnur aus Asbestklöppelung mit Asbestfaserfüllung)	41	44	46	48
3	Kieselgur:				
	a) Kieselgur mit Lederfeilspänen	41	43	44	45
	b) Kieselgur mit Schwammteilchen, bandagiert und schwarz angestrichen	52	56	58	60
	c) desgl., nicht bandagiert und nicht gestrichen	57	60	63	65
	d) Asbestschlauch mit Kieselgurfüllung	54	58	60	61
	e) Aufrollbare Kieselgur-Rippenplatten (mit Hohlräumen und Luftschichten)	57	61	63	64
	f) Kieselgur mit Malzkeimen und Brauereiabfällen, bandagiert und mit Dextrin gestrichen	53	61	67	72
	g) Kieselgur mit Korkteilchen, nicht bandagiert	65	69	72	74
	h) Kieselgurschalen	66	70	73	75
	i) Kieselgur ohne Fremdkörper, kalziniert, d. h. die organischen Bestandteile verbrannt	68	74	77	80
4	Kunststoffsteinschalen	62	67	70	72
5	Korkschalen	56	65	71	76
6	Rohseide:				
	a) Seidenpolster mit Luftschicht. Luftschicht durch reibeisenartige, auf das Rohr gewickelte Blechstreifen hergestellt. Die Stärke der Luftschicht etwa 30 Proz. der Gesamtstärke der Umwicklung	73	76	78	79
	b) Seidenpolster ohne Luftschicht in Gestalt eines Leinenschlauches mit Seidenfüllung	73	76	78	79
	c) Seidenzöpfe ohne Luftschicht	75	78	80	81
	d) Seide, darunter eine Schicht Kieselgur:				
	20 Proz. der Umhüllung ist Seide	72	76	79	80
	40 " " " " " "	75	78	80	81
	60 " " " " " "	75	78	80	81
	e) Remanit- (karbonisierte Seide) Zöpfe	75	78	80	81
	f) Remanitpolster zwischen weitmaschigem, aus dünnem Eisendraht bestehendem Gewebe	77	80	82	83
7	Filz (weiches, braunes Material) ohne Bandage oder bandagiert und mit Dextrin gestrichen	81	84	86	87

Nordamerika, Australien usw. findet. Der Asbeststein ist durchscheinend, seidenglänzend, biegsam oder spröde, fühlt sich fettig an und hat eine weiße, lauchgrüne, ins Gelbliche oder Graue übergehende Farbe. Die

Asbestindustrie hat sich im letzten Jahrzehnt sehr entwickelt und befaßt sich hauptsächlich mit der Herstellung von Asbestpapier, Asbestpappe (als Dichtungsmaterial für Dampfzylinder und Flanschen), Asbestfilz als Wärmeschutzmittel zur Bekleidung von Dampfleitungen, Schiffskesselwänden, Bunkerwänden u. dgl. m. Außerdem dient Asbest als Faserstoff bei den plastischen Wärmeschutzmassen. Die Verwendung als Isoliermaterial für Dampfrohrbekleidungen ist nicht sehr zu empfehlen, da Asbest als ein verhältnismäßig guter Wärmeleiter anzusehen ist, wie die nebenstehende Tabelle unter Nr. 2 erkennen läßt.

Kalk und Gips dienen als Bindemittel. Glimmer wird in Form ebener oder gebogener Platten verwendet, die zwischen Drahtgeweben eingeschlossen und mit Draht zusammengenäht werden. Für kleinere Röhren wird er in Formen gebogen und mit Geweben bedeckt.

Um sich ein Urteil über die Wirksamkeit verschiedener Isoliermaterialien zu bilden, sei nebenstehend die von Prof. Rietschel ermittelte Tabelle Nr. XLV aufgeführt.

Allgemein läßt sich sagen, daß der Dampfverlust mit zunehmendem Dampfdruck und mit abnehmender Dicke der Umhüllung wächst.

Die Güte einer Isoliermasse hängt lediglich von dem inneren Leitungskoeffizienten L ab, worunter man bekanntlich diejenige Wärmemenge in Wärmeeinheiten versteht, welche bei 1°C Temperaturunterschied durch eine 1 m dicke Wand pro qm und Stunde hindurchgeht. Ist

Q = Querschnitt der Platte,

d = Dicke der Platte,

t = Temperaturunterschied der beiden Seitenflächen der Platte,

L = Wärmeleitungskoeffizient,

so gehen durch die Platte pro Stunde:

$$\frac{Q \cdot L \cdot t}{d} \text{ Wärmeeinheiten.}$$

Nach den von Pasquay angestellten Versuchen ergeben sich für die verschiedenen Wärmeschutzmassen die folgenden inneren Wärmeleitungskoeffizienten L , welchen Zahlen zum Vergleich die stündlich kondensierten Wassermengen in kg pro qm Rohroberfläche bei einer Dampftemperatur von 135°C ($= 3,2$ Atm.) und einer mittleren Lufttemperatur von 15°C beigelegt sind. Siehe Tabelle Nr. XLVI (a. f. S.).

Aus dieser Zusammenstellung geht klar hervor, daß der Wärmeleitungskoeffizient L einen ganz bedeutenden Einfluß auf den Dampfverlust hat. Dieser Dampfverlust wird aber bei zunehmender Temperatur noch viel erheblicher und fällt dann die erzielte Ersparnis auch pekuniär noch mehr ins Gewicht. Denn bei den heute üblichen Temperaturen von 180 bis 240°C , wo das nackte Rohr 5 bis 7 kg Dampf pro Stunde und qm Oberfläche verlieren kann, ist es schon nicht mehr

Tabelle Nr. XLVI.

Art der Bekleidung bzw. Lieferant der Isoliermasse	Wärme- leitungs- koeffizient L	Stärke der Um- hüllung in mm	Konden- siertes Wasser in kg/Std.	Wärmeersparnis in Prozenten der Wärme- abgabe des un- bekleideten Rohres
Nacktes Rohr	—	—	2,972—3,087	—
Klehmets	0,330	25	1,396	54,8
Knoch	0,240	25	1,216	60,7
Haacke	0,170	25	1,021	67,0
Horn u. Taube	0,144	25	0,895	69,9
Pouplier u. Tost	0,170	35	0,911	70,5
Leroy	0,125	25	0,871	71,8
Grünzweig u. Hartmann	0,122	23	0,860	72,1
Knoch	0,120	25	0,845	72,7
Klehmets	0,118	25	0,837	72,9
Reinhold	0,114	25	0,820	73,4
Korkschalen (grobkörnig)	0,0997	55	0,467	84,9
Leroy	0,092	25	0,672	77,4
Horn u. Taube	0,077	25	0,640	78,9
Seidenzopf u. Polster	0,045	26	0,446	85,6

gleichgültig, ob eine Wärmeschutzmasse einige Prozente mehr oder weniger zurückhält und man muß bedacht sein, hier nur das beste Material zu verwenden.

Rechnet man die Kosten von 1 kg Dampf mit 0,25 $\mathfrak{M}$, so beträgt der Verlust pro qm Rohrfläche pro Tag:

$$6 \cdot 24 \cdot 0,25 = 36 \mathfrak{M}$$

und in

$$300 \text{ Dampftagen} = 108 \mathfrak{M} \text{ pro qm Rohrfläche.}$$

Gelingt es, durch gute Isolierung nur etwa zwei Drittel des Kondensationsverlustes zu vermeiden, so bedeutet das eine jährliche Ersparnis von 72 $\mathfrak{M}$ auf jeden qm Rohrfläche und es leuchtet ohne weiteres ein, daß sich die Kosten der Herstellung und der Unterhaltung der Wärmeschutzmasse mehr als reichlich lohnen.

Fünfzehnter Abschnitt.

Der Indikator und die Indikator diagramme.

Der Indikator (d. h. Anzeiger) wurde von James Watt erfunden, um die Wirkungsweise des Dampfes in den Zylindern seiner Dampfmaschinen kontrollieren und beobachten zu können. Das Instrument stellt die Dampf Wirkung in den Zylindern selbsttätig graphisch (zeichnerisch) dar und ermöglicht durch diese graphischen Darstellungen, welche man Indikator diagramme nennt, jene Kontrolle und Beobachtung.

Das Prinzip des Wattschen Indikators ist bei allen später konstruierten Instrumenten unverändert beibehalten worden, und die Änderungen, welche zur Konstruktion des heutigen Indikators geführt haben, bezogen sich ausnahmslos nur auf die Vereinfachung des Instrumentes bzw. darauf, das Handhaben der Apparate zu erleichtern. Der Wattsche Indikator war nämlich ziemlich groß und schwer und seine Handhabung insofern unbequem, als der Schreibstift direkt mit dem Kolben des Instrumentes verbunden war und die von dem Maschinenkolben bewegte Papiertafel eine ziemliche Größe hatte und auf einer Platte befestigt werden mußte.

Das heute zu benutzende Instrument dieser Art hat besonders hohen Anforderungen gerecht zu werden, da nicht nur die angewandten Dampfspannungen sowie Kolbengeschwindigkeiten recht beträchtlich geworden sind, sondern der Indikator außer für die Untersuchung der Dampfmaschinen auch für andere der neueren Zeit zugehörnde Kraftmaschinen, insbesondere für Gas- und Petroleummotoren, benutzbar sein soll.

Die Anwendung des Indikators gibt uns zunächst ein Mittel zur bequemen Berechnung der Kraftleistung der Maschine und gewährt ein Bild der Wirkungsweise des gespannten Dampfes bzw. Gases, woraus genaue Schlüsse über den Zustand der Maschine, die richtige oder unrichtige Wirksamkeit der Verteilungsorgane, über etwaige Undichtigkeiten usw., also im wesentlichen über den Grad der Ausnutzung des Kraftstoffs gezogen werden können.

Dadurch ist der Indikator ein unentbehrliches Hilfsmittel für den Fabrikanten von Kraftmaschinen, welcher sich durch dieses Instrument ausführliche Kenntnis über den Arbeitsvorgang im Innern seiner Maschine verschafft und an der Hand der ihm derart gewordenen Aufschlüsse zu immer vollkommeneren Leistungen befähigt wird.

Aber auch für den Maschinenbesitzer ist der Indikator von besonderem Werte, denn der Zustand einer Kraftmaschine bleibt niemals für längere Zeit gleich und darum ist es notwendig, denselben durch öfters wiederholte Indizierungen zu kontrollieren. Auf diese Weise

kann erreicht werden, daß eine Kraftanlage stets mit größtmöglicher Ökonomie arbeitet. Der Indikator zeigt, an welcher Stelle die bessernde Hand angelegt werden muß, durch ihn kann ein in vielen Fällen als außerordentlich beträchtlich nachzuweisender, dauernder, durch unrationellen Betrieb der Maschinenanlage verursachter Kapitalverlust mit einem verhältnismäßig geringen Aufwand von Mühe und Kosten vermieden werden.

Das von dem Indikator gezeichnete Diagramm ist das Ergebnis aus zwei Bewegungen: einer wagerechten des Papierblattes in genauer Übereinstimmung mit der Bewegung des Maschinenkolbens und einer senkrechten des Schreibstiftes im Verhältnis der im Maschinenzylinder auftretenden Spannungen. Demnach entspricht die Länge des Diagramms dem Hub der Maschine in verkleinertem Maßstabe und seine Höhe an jedem Punkte dem Druck auf den Kolben an dem entsprechenden Punkte seines Weges. Die Formen des Diagramms sind abhängig von der Art und Dauer des Dampf- und -auslasses und die Mannigfaltigkeit derselben ist bei den verschiedenen Maschinen und bei ein und denselben Maschinen, unter verschiedenen Verhältnissen genommen, unendlich groß. Die richtige Abnahme, Beurteilung und Berechnung des Indikator diagrams muß heutzutage jedem Schiffingenieur geläufig sein, und er muß auch in erster Linie darauf sehen, sich für seine Untersuchungen eines Instrumentes zu bedienen, das alle Anforderungen in dem vollkommensten Maße erfüllt.

Seit der ersten Anwendung des Indikators (im Jahre 1822) war die von dem Amerikaner Ch. B. Richards im Jahre 1865 vorgenommene Abänderung desselben die wichtigste und ist das Richardssche Instrument bezüglich der Gesamtordnung die Grundlage aller heutigen Indikator konstruktionen geblieben. Richards erreichte die, gegenüber den früheren Apparaten, größere Handlichkeit seines Indikators dadurch, daß er den Schreibstift nicht direkt mit der Indikator kolbenstange vereinigte, sondern zwischen dem Kolben und dem Schreibstifte eine Hebelübersetzung von 1:4 einschaltete, mittels welcher durch eine verhältnismäßig kleine Kolbenbewegung schon ein genügend großes Diagramm erzielt werden konnte. Die aus Fig. 489 u. 490 erkennbare Doppelanordnung des Hebels, sowie die Verbindung der beiden Hebel durch die den Schreibstift in der Mitte tragende kleine Schiene bezweckt die Geradföhrung des Stiftes. Im übrigen ist aus der Figur ersichtlich, daß der Apparat aus einem äußeren und einem inneren Zylinder besteht. Der äußere Zylinder trägt unten einen Gewindeansatz, mittels dessen er auf dem Indikatorhahn festgeschraubt wird, und enthält oben einen eingeschraubten Deckel. Um den oberen Teil des Zylinders ist der doppelarmige Hebelträger drehbar gelagert, um den unteren der Klemmring des Papierzylinders. In dem unteren Teile des Zylinders ist ferner der eigentliche Indikatorzylinder angebracht, in dem ein kleiner

Kolben von etwa 20 mm Durchmesser genau und sauber eingeschliffen ist. Die Kolbenstange dieses kleinen Kolbens trägt dicht über demselben ein feines Gewinde, mittels dessen eine Spiralfeder, welche an

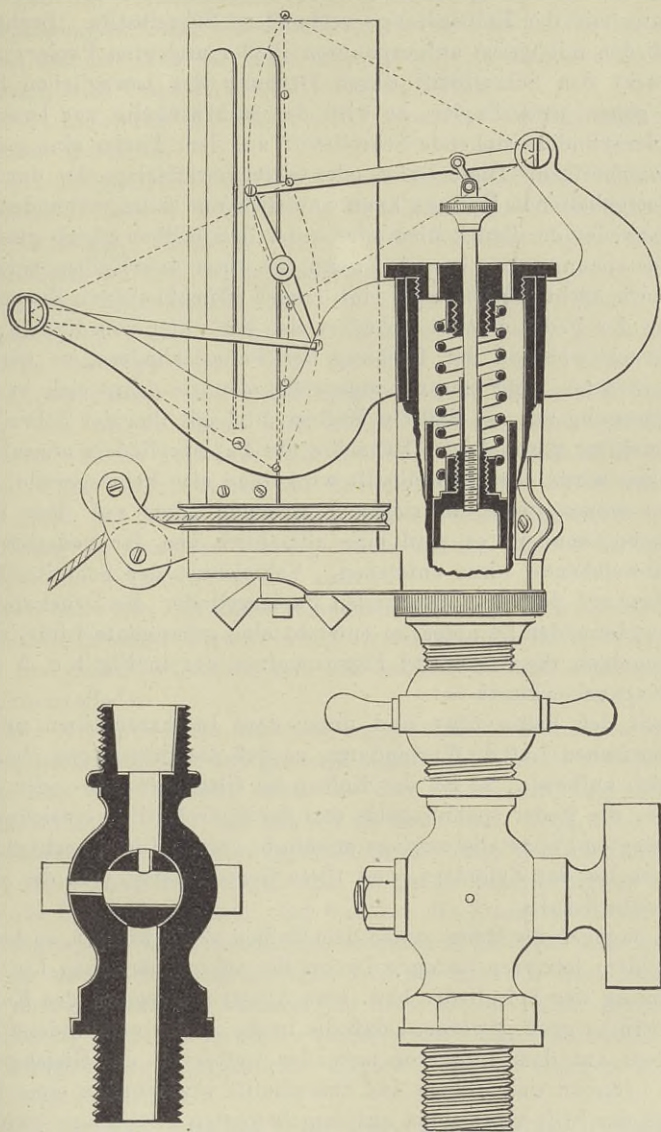


Fig. 489 u. 490. Richards-Indikator.

beiden Enden mit einer angelöteten ringförmigen Mutter versehen ist, mit dem Kolben verbunden wird. Schraubt man also die obere Ring-

mutter der Feder auf einen entsprechenden Ansatz des vorhin erwähnten Zylinderdeckels, so wird der kleine Kolben, entsprechend der Länge der Spiralfeder, eine ganz bestimmte Lage im Zylinder einnehmen, also auch der durch die aus der Fig. 489 ersichtliche Lenker- und Hebelanordnung mit der Kolbenstange verbundene Schreibstift. Dreht man demnach den mit einem aufgespannten Papier umlegten Papierzylinder und drückt den Schreibstift durch Drehung des beweglichen Hebelträgers gegen jenes Papier, so wird der rechtwinkelig zur Drehachse des Papierzylinders stehende Schreibstift auf dem Papier eine gerade Linie beschreiben. Diese Ruhe- oder Gleichgewichtslage des durch die Feder festgehaltenen Kolbens kann natürlich nur dann vorhanden sein, wenn entweder der Druck über oder unter dem Kolben gleich groß und die Feder spannungslos ist, oder wenn der unter dem Kolben wirksame Druck sich nicht ändert, also eine immer gleichbleibende Zusammenpressung der Feder erzeugt. Ändert sich der unter dem Kolben wirksame Druck während der Drehung des Papierzylinders, so wird die Feder entweder mehr zusammengepreßt, oder sie dehnt sich vermöge ihrer Spannung aus, so daß der Kolben, und mit ihm der Schreibstift, eine Bewegung parallel zur Drehachse des Papierzylinders auszuführen gezwungen wird. Der Schreibstift wird dann also keine gerade, senkrecht zu seiner Bewegungsrichtung stehende Linie auf dem Papier aufzeichnen, sondern es wird eine allmählich von der gedachten Geraden abweichende Linie entstehen. Verzeichnet der Schreibstift des Indikators auf dem sich drehenden Papierzylinder die Druckabnahme des expandierenden Dampfes, so entsteht eine gekrümmte Linie, welche im allgemeinen die Form und Eigenschaften der in Fig. 1 u. 2 erläuterten Expansionskurve hat.

Steht der Raum über und unter dem Indikatorkolben mit der atmosphärischen Luft in Verbindung, so daß die Pressungen oben und unten sich aufheben, so ist der Kolben im Gleichgewichts- oder Ruhezustande, die Feder spannungslos und der Schreibstift verzeichnet auf dem bewegten Papier die anfangs erwähnte gerade Linie, rechtwinkelig zur Drehachse des Zylinders, und diese Gerade nennt man die atmosphärische Linie.

Ist dagegen der Raum unter dem Kolben völlig luftleer, so bewirkt der auf dem letzteren lastende Druck der atmosphärischen Luft eine Ausdehnung der Spiralfeder bzw. eine Abwärtsbewegung des Kolbens. Ist letztere so groß geworden, daß die in der Feder entstandene Spannung dem auf dem Indikator lastenden Luftdruck das Gleichgewicht hält, so befinden sich Kolben und Schreibstift wiederum in einer Ruhelage und der Stift verzeichnet auf dem bewegten Papier eine zweite, in bestimmtem Abstände parallel zur atmosphärischen Linie verlaufende gerade Linie, die Linie der absoluten Luftleere oder die Nulllinie. Herrscht unter dem Kolben eine nur angenäherte Luftleere oder ein teilweises Vakuum, so wird der Schreibstift eine je nach Umständen

gerade oder gekrümmte Linie zwischen der Nullinie und der atmosphärischen Linie beschreiben, die Vakuuminlinie.

Jede Erhebung des Schreibstiftes über die atmosphärische Linie wird also das Vorhandensein eines Druckes, größer als derjenige der atmosphärischen Luft, also Überdruck unter dem Indikatorkolben anzeigen, und das Maß der Erhebung, von der atmosphärischen Linie an gemessen, wird demnach Überdruck darstellen.

Jede Erhebung des Schreibstiftes über die Nullinie zeigt dagegen absoluten Druck an.

Das Aufspannen des Papiers auf dem drehbaren Papierzylinder hat offenbar dieselbe Wirkung, als ob man dasselbe auf einer ebenen Tafel befestigte. Abgesehen davon aber, daß das Papier leichter gut anschließend auf dem Papierzylinder zu befestigen ist (wo es durch die Reibung mit festgehalten wird), als auf einer ebenen Platte, ist auch die Bewegung dieser Platte viel unbequemer und unsicherer, wie diejenige des Zylinders. Wie die Fig. 489 zeigt, sitzt unten an dem Papierzylinder eine kleine Schnurscheibe, an der eine Schnur befestigt ist, welche durch zwei kleine Führungsrollen geführt wird. Innen im unteren Teile des Zylinders liegt ferner noch eine gespannte Spiral-(Uhr-)Feder, welche das Zurückdrehen des Zylinders bewirkt, wenn durch das Anziehen der um die Schnurscheibe gewickelten Schnur eine Bewegung desselben hervorgebracht worden ist und die bewegende Kraft an der Schnur zu wirken aufhört.

Die Schwäche des Richardsindikators liegt, höheren Anforderungen gegenüber, in seiner Geradführungseinrichtung, in der Art der Kolbenfeder und deren Verbindung mit dem Indikatorkolben, sowie in der Art der Trommelfeder.

Der Richardssche Indikator eignet sich für Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit und großen Umlaufzahlen nicht, weil die Kolbenstange mit dem Kolben, sowie die den Schreibstift führende Hebelkombination, so klein und zierlich sie auch sind, doch noch beträchtliche Massen und Gewichte repräsentieren. Diese Gewichte nehmen bei rasch arbeitenden Indikatoren eine so große Beschleunigung bzw. eine so große Kraft in sich auf, daß dadurch die Zusammendrückung oder Ausdehnung der über dem Kolben befestigten Indikatorfeder mehr oder weniger stark beeinträchtigt wird, d. h. der kleine Kolben „schleudert“ und dementsprechend zeichnet der Schreibstift keine geraden oder gleichmäßig gekrümmten Linien mehr, sondern man erhält ein Diagramm mit unregelmäßig ausgezackten Kurven, welches mehr oder weniger wertlos ist (Fig. 523).

Um diesem Umstande abzuhelpen, d. h. also den Indikator auch für sehr rasch laufende Maschinen anwendbar zu machen, sind viele Vorschläge gemacht worden.

Die Mängel der Schreibstiftgeradführung des Richardsindikators sind ebenfalls mehrfach verbessert worden und sind davon die Kon-

struktions von Thompson sowie eine Abänderung derselben von Rosenkranz bei uns am bekanntesten geworden. Im übrigen ist jedoch die

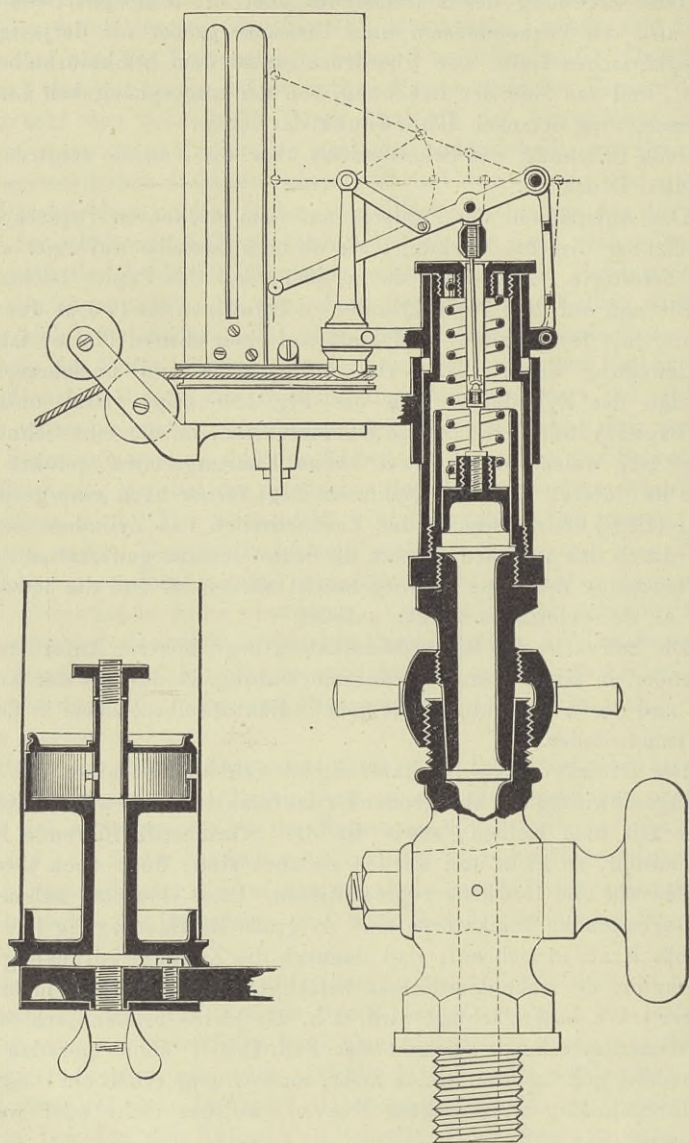


Fig. 491 u. 492. Thompson-Indikator.

Konstruktion dieser Instrumente in den wesentlichen Teilen (Kolben und Trommelfeder) die gleiche geblieben wie bei dem ursprünglichen Richards-Indikator.

Die bewegten Massen des Kolbens, der Kolbenstange und der zur Stifführung dienenden Hebelverbindung sind von Thompson und von Rosenkranz bis auf das Äußerste reduziert worden, und dadurch ist erreicht, daß die Beschleunigung dieser bewegten Massen auch bei sehr rasch laufenden Maschinen die Spannung der Indikatorfeder nicht merkbar beeinträchtigt. Ebenso sind die bewegten Massen des Papierzylinders auf das Minimum reduziert und man kann infolgedessen mit diesem Indikator noch gute Diagramme erzielen, selbst wenn die Maschine über 400 Umgänge pro Minute macht. (Vgl. Fig. 554 bis 556.)

Aus Fig. 491 u. 492, der Abbildung eines Thompson-Indikators, geht hervor, daß die Kolbenstange im oberen Teile hohl und daß in diesem Rohre eine kleine, mit Kugelnzapfen versehene Lenkstange angebracht ist, welche den Kolben mit dem Hebel des Schreibstiftes verbindet.

Das kleine Kugelgelenk ist nach Gebrauch des Indikators von Zeit zu Zeit zu untersuchen; man schraubt zu dem Zweck das hohle Ende ab, reinigt die kleine Kugelpfanne sauber und setzt die schwach eingefetteten Teile wieder zusammen, wobei indes Sorge zu tragen ist, daß das Kugelgelenk nicht zu fest angezogen wird, so daß die Lenkstange sich klemmt. Die Stange muß sich leicht bewegen lassen, ohne daß jedoch in dem Kugelgelenk toter Gang entsteht. Am besten überzeugt man sich davon, indem man den kleinen Kolben fest auf eine glatte Tischplatte stellt und nun die Lenkstange bewegt.

Die Art und Weise, in welcher durch eine Hebelverbindung die Geradföhrung des Stiftes hervorgebracht ist, erhellt aus der Figur ohne weiteres.

Der Indikator nach Rosenkranz (Fig. 493 u. 494) zeichnet sich durch seine gute Schreibstifführung aus, welcher als unverkürzter Evanslenker ausgeföhrt wird.

Der Evanssche Lenker ist bekanntlich ein Ellipsenlenker, bei welchem durch die Wahl der Länge des Gegenlenkers G gleich $\frac{1}{2}$ des Schreibstiffhebels H , die Ellipse ganz in den Kreis des Radius G übergeht. Die Geradföhrung ist hier also vollkommen, während von anderen Längen von G (z. B. bei Thompson) die Ellipsen nur annähernd durch Kreisbögen ersetzt werden und folglich nur in drei Punkten ganz richtig sind. Diese Geradföhrung unter Berücksichtigung einer fünfpunktigen Geraden — 1 2 3 4 5 — ist das Vollkommenste, was bei dergleichen Ausführungen überhaupt zu erreichen ist. Zwischen Kolbenweg und Schreibstiffweg findet vollständige Gleichmäßigkeit der Teilung statt und bleibt sich das Geschwindigkeitsverhältnis völlig gleich, denn die drei Punkte DBA sind so angeordnet, daß sie in jeder Verschiebung in einer Geraden liegen. (Wegen des Evanslenkers vgl. Fig. 192.)

Die ganze Hebelanordnung findet ihre Drehpunkte an einer leicht und sicher drehbaren Platte R mit Arm. Der Anschlag für das richtige Anliegen des Zeichenstiftes findet durch Verstellung des Knopfes K statt, der den Griff einer Schraube bildet, so daß man den Zeichen-

stift nie vorher genau einzustellen braucht, sondern durch diese Schraube den Anschlag nach Bedürfnis immer bequem erzielen kann. Diese Art der Befestigung der Platte *R* sichert die unveränderliche Lage aller Drehpunkte zum Kolbenmittel, was bei Befestigung dieser Teile an längeren drehbaren Hülzen (Richards und Thompson) nie sicher erreichbar ist. Geringer Spielraum in solchen Hülzen verändert die Drehpunkte leicht in ihrer Lage zur Mitte, und die Gerade kann dann eine

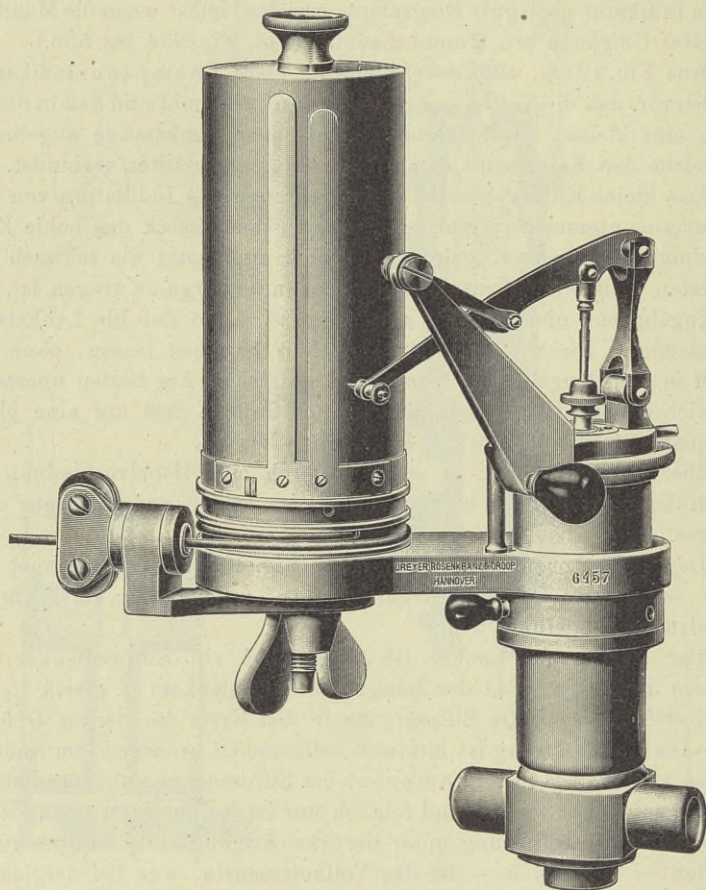


Fig. 493. Rosenkranz-Indikator.

mehr oder minder große Neigung zur Senkrechten der Papiertrommel einnehmen, was bei Indikator diagrammen durchaus vermieden werden muß.

Der Durchmesser der Papiertrommeln dieser drei vorbesprochenen Indikatoren ist so bemessen, daß der Umfang etwa 150 mm beträgt, so daß also die Maximallänge des Diagramms etwa 130 mm betragen könnte, während die gebräuchliche Diagrammhöhe sich auf 75 mm beläuft. Gewöhnlich nutzt man aber von der Länge nur etwa 100 mm

aus, d.h. man richtet den Hub oder die Bewegung der Schnur so ein, daß der Zylinderumfang etwa 100 mm vor- und zurückgedreht wird, macht also die Länge des Indikatordiagramms etwa 100 mm.

Die gesteigerten Anforderungen, welche die neuere Technik mit ihren wesentlich erhöhten Maschinengeschwindigkeiten und Dampfspannungen an den Indikator stellt, gaben G. H. Crosby 1893 die Anregung zur Konstruktion des nach ihm benannten Indikators, bei welchem auf eine noch zweckentsprechendere Gestaltung der Kolbenfeder, des Schreibzeuges und der Papiertrommeleinrichtung besonderes Gewicht gelegt worden ist.

Der Crosby-Indikator, äußerlich im allgemeinen von der üblichen Form, besitzt in seinen inneren Teilen wesentliche Abweichungen, und zwar betrifft dieses insbesondere die Kolbenfeder und

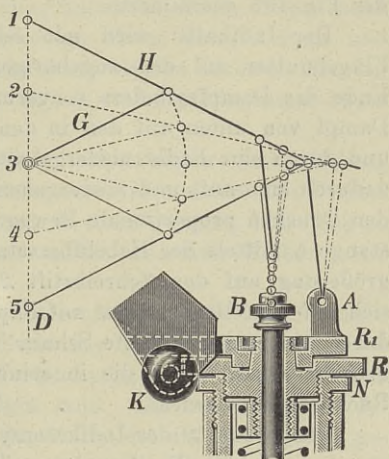


Fig. 494. Geradführung beim Rosenkranz-Indikator.

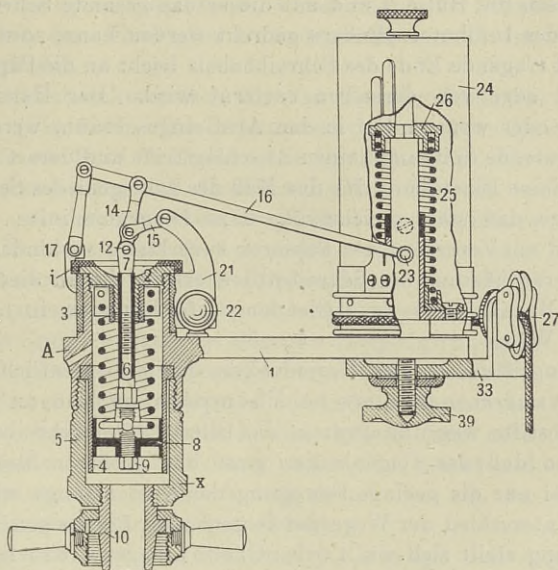


Fig. 495. Crosby-Indikator ($\frac{1}{2}$ wirklicher Größe).

deren Verbindung mit dem Indikatorkolben, die Einrichtung zur Geradführung des Schreibstiftes und die Konstruktion der Papiertrommel.

Bevor wir auf die nähere Beschreibung und die Darstellung dieser Teile eingehen, sei zunächst die Wirkungsweise des Apparates an Hand der Fig. 495 geschildert.

Der Indikator wird mit seinem unteren Ende 10 mittels der Flügelmutter auf den zugehörigen Hahn geschraubt und mit einem Ende des Dampfzylinders so verbunden, daß der in diesem arbeitende Dampf von unten auf den in den Indikatorzylinder 4 eingeschliffenen und durch eine Feder niedergehaltenen Kolben 8 wirkt. Dieser erfährt dadurch eine auf- und niedergehende, den im Dampfzylinder herrschenden Drucken proportionale Bewegung, welche durch die hohle Kolbenstange 6 mittels der Hebelübersetzung 12, 14, 16 in mehrfacher Vergrößerung auf den Schreibstift 23 übertragen wird. Dieser bewegt sich auf dem Mantel eines mit Papier bespannten Zylinders 24, welcher durch eine umgewickelte Schnur um seine Achse vor- und rückwärts gedreht wird, wobei die in seinem Innern befindliche Feder 25 die Rückdrehung bewirkt.

Der Deckel 2 des Indikatorzylinders führt gleichzeitig die Kolbenstange und hält die den oberen Teil von 4 umschließende Hülse 3 in ihrer Lage. An letzterer befindet sich ein Arm mit dem Festpunkt 21 für den Gegenlenker 15 der Geradföhrung, deren Schwinghebel bei 17 in fester Verbindung mit 3 gelagert ist.

Der genannte Arm trägt außerdem einen kleinen Handgriff 22, mittels dessen die Hülse 3 und mit dieser das gesamte Schreibzeug um die Achse des Indikatorzylinders gedreht werden kann, so daß das den Schreibstift tragende Ende des Schreibhebels leicht an die Papiertrommel angedrückt oder von derselben entfernt wird. Der Handgriff kann dazu mehr oder weniger tief in den Arm eingeschraubt werden, wobei die durchtretende Spitze auf einen Anschlag trifft und derart eine außerordentlich feine Einstellung für das Maß des Anliegens des Schreibstiftes gestattet, so daß stets gleichmäßig feine Diagrammlinien verzeichnet werden und ein Zerreißen des Papieres zuverlässig verhindert wird.

Die Geradföhrung des Schreibstiftes erfüllt die an diesen überaus wichtigen Mechanismus zu stellenden Anforderungen in höchst vollkommener Weise.

Der Angriffspunkt des Gegenlenkers 15 ist wesentlich weiter als der des Evansschen Lenkers bei Thompson und Rosenkranz von dem Schreibstifte weg und zwar in das Glied 14 der Schreibeinrichtung gerückt, so daß der Gegenlenker statt der größeren Bewegung im Schreibhebel nur die geringe Bewegung der Kolbenstange mitzumachen hat. Der Unterschied der Wege der Gegenlenker für die gleiche Schreibstiftbewegung stellt sich wie 1,0 bei Crosby gegen 1,625 bei Thompson. Hierdurch, sowie durch das wegen seiner geringeren Länge wesentlich verminderte Gewicht wird der Einfluß des Gegenlenkers auf die Schreibeinrichtung auf ein Minimum reduziert. Diese Anordnung ergibt ferner die äußerste Verminderung der Stopfbüchsenreibung.

Das Verhältnis von Kolbenweg zu Schreibstiftweg ist beim Crosby-Indikator 1:6 gegenüber 1:4 bei obengenannten Indikatoren, so daß der Kolben bei Crosby bei gleicher Diagrammhöhe einen entsprechend geringeren Weg zurückzulegen hat. Infolge dieser Einrichtungen und der Leichtigkeit des Schreibgestänges ist auch bei den höchsten Tourenzahlen ein Einfluß der Massenbeschleunigung auf das Diagramm kaum nachweisbar.

Durch die mit der vollkommenen fünfpunktigen Geradföhrung kombinierte reine Storchschnabelübertragung, bei welcher die Punkte 17, 12 und 23 bei jeder Verschiebung in einer geraden Linie liegen, ist die mathematisch genaue Proportionalität zwischen Kolben- und Schreibstiftweg gewährleistet.

Mit dem Deckel 2 ist ferner die Kolbenfeder durch ihre Schraubhülse fest verbunden. Das andere Ende der Feder ist mittels eines Kugelgelenkes mit dem Kolben 8 in Verbindung, so daß stets eine zentrale Druckaufnahme der Feder erfolgen muß. Die kugelförmige Verdickung der Feder wird von oben durch die fest auf den Kolben geschraubte Kolbenstange und von unten durch die Pfannenschraube 9, welche bis zur Berührung der Kugel hochgeschraubt wird, gehalten. Die Kolbenstange besteht aus zwei ineinander geschraubten Teilen 6 und 7 derart, daß durch Ein- oder Herausschrauben von 12 die Kolbenstangenlänge geändert und damit die atmosphärische Linie tiefer oder höher gelegt werden kann, wovon man mit Nutzen Gebrauch macht je nach dem Über- oder Unterdruck in dem zu untersuchenden Maschinenzylinder.

Besonders charakteristisch für den Crosby-Indikator ist dessen Kolbenfeder (Fig. 496). Die Federn der vorgenannten Systeme haben Schraubköpfe an beiden Enden. Die Unmöglichkeit, dieselben so herzustellen, daß die Achsen dieser Gewinde — wenn frei — überall mit denen des Kolbens und Zylinders zusammenfallen, sowie das Bestreben der verwendeten eingängigen Federn, sich seitlich durchzubiegen, war bisher die Ursache einer schädlichen, stets verschiedenen Kolbenreibung. Die Crosby-Feder ist dagegen doppelgängig in einem Stück gewunden und kann daher nicht kippen; starr verschraubt ist sie nur an dem Gehäuseende, während das sie mit dem Kolben verbindende Kugelgelenk jede noch etwa eintretende Achsenabweichung unschädlich macht und so durch ihre zentrale Druckaufnahme dem Kolben ein von jeglichem Seitendruck freies Spiel sichert.

Im weiteren sind die Federn bei Crosby, weil doppelt, aus dünnerem Stahl gefertigt, was wertvoll bei dem geringen Durchmesser ist, auch bedürfen sie, um genau zu sein, keines Nachschliffes (der nur das Gesunde herausnimmt), sondern sie werden durch Ein- und Ausdrehen im Schraubenkopf geeicht und für jeden Maßstab



Fig. 496.

Feder vom
Crosby-
Indikator.
($\frac{1}{2}$ wirkl. Gr.)

unter Dampfdruck genau hergestellt, sie sind also vollkommen auswechselbar. Durch die Crosby'sche Verbindung von Feder und Kolben wird ferner wegen des Wegfalles des unteren Schraubkopfes das Kolbengewicht auf etwa die Hälfte herabgesetzt, so daß durch diese Reduktion der schwingenden Massen die Genauigkeit des Diagramms wesentlich erhöht wird.

Das Auswechseln der Kolbenfeder ist sehr bequem und geschieht folgendermaßen: Man schraubt den Zylinderdeckel 2 los und hebt ihn mit Feder, Kolben und Schreibzeug ab, dreht den Federkopf vom Deckel und das Glied 12 aus der hohlen Kolbenstange 6, worauf man Feder und Kolben durch Herausschrauben der Kolbenstange mittels Hohlsschlüssels trennt. Nach Einlegen der neuen Feder in den Nabenschlitz des Kolbens wird die Kolbenstange 6 wieder fest aufgeschraubt und die vor dem Einsetzen der Feder etwas zurückgeholte Pfannenschraube 9 bis zur Berührung der Kugel hochgeschraubt; dann ist 12 wieder in die Kolbenstange 6 und der Federkopf an den Zylinderdeckel zu schrauben, das Ganze in den Körper des Instrumentes zu führen und durch Niederschrauben des Deckels zu sichern.

Der Indikatorzylinder besteht aus den Teilen 4 und 5 in solcher Anordnung, daß der in 4 spielende Kolben stets von strömendem Dampf ummantelt ist, so daß ein durch Ausstrahlung der Zylinderwand 5 veranlaßter Wärme- bzw. Spannungsverlust auf den Indikator Kolben selbst ohne Einfluß bleibt. Der Kolben 8 ist aus bestem Werkzeugstahl hergestellt, welches Material sich auf Grund einer großen Reihe einschlägiger Versuche als das beste erwiesen hat, um den Verschleiß des Bronzezylinders und des Kolbens möglichst zu verringern und so das Dichthalten des letzteren, wie seine reibungsfreie zentrale Führung dauernd zu sichern.

Die Konstruktion der Papiertrommel ist in erster Linie durch die zur Rückdrehung derselben angewendete Schraubenfeder gekennzeichnet.

Andere Indikatoren weisen zuweilen Fehler in der Trommelbewegung auf, die ihre erste Ursache in den dabei benutzten Schneckenfedern haben, bei denen die nur etwa Dreivierteldrehung betragende Bewegung der Trommel praktisch keine Vermehrung des Federwiderstandes hervorruft. Wahrscheinlich geschieht dies, weil die richtige Wiedergabe des Maschinenkolbenweges auf der Papiertrommel eine gleichförmige Schnurspannung voraussetzt. Diese Folgerung ist jedoch irrig, denn da das Moment der bewegten Trommel gegen das Ende des Hubes stark anwächst, so muß auch eine Feder von stark wachsendem Widerstande (anstatt der bei der geringen Bewegung nur eine konstante Kraft ausübenden Schneckenfeder) in ihr tätig sein, damit diese einerseits im Augenblicke des Hubwechsels der Trommel genügend entgegenwirke, also einem Überschießen derselben, Schlaffwerden (Peitschen) der Schnur und Stößen bei deren Wiederanspannen vorbeuge, und andererseits eine periodische Dehnung der Schnur durch zu starke Anfangsspannung ver-

mieden werde. Denn ein Schlaffwerden oder Strecken der Schnur bringt, wie ohne weiteres einzusehen, den Schreibstift auf eine falsche Stelle der Karte und ergibt ein verzerrtes, falsches Diagramm, mag auch im übrigen die Ausführung des Instrumentes so sorgfältig wie möglich sein.

Diese Fehler vermeidet die von Crosby verwendete Schraubenfeder; sie ist bei vorzüglicher Elastizität und Freiheit der Windungen von aller Reibung so bemessen, daß die Dreivierteldrehung der Trommel eine genügende Durchmesser- und damit Widerstandsänderung hervorbringt. Durch geschickte Wahl ihrer Abmessungen, zusammen mit der ungemein leicht und doch widerstandsfähig konstruierten Trommel, ist es Crosby möglich geworden, die Trommelbewegung seines Indikators selbst für die höchsten Umdrehungszahlen praktisch der Kolbenbewegung proportional zu halten.

Weitere Verbesserungen der Crosbyschen Trommel sind ihr bleibend genauer Rundlauf vermöge der oberen Führung, sowie ihr bequemerer Abnehmen und Aufsetzen. Die Feder kann durch den auf einem Vierkant der Spindel aufsitzenden Randknopf mehr oder weniger gespannt und somit die mittlere Federkraft jeder Geschwindigkeit schnell und leicht angepaßt werden.

Das Gewicht der Crosbyschen Indikatortrommel wird bei anderen Indikatoren auch nicht durch die Anwendung des Aluminiums erreicht. Wesentlich für die Verminderung ihrer Masse ist auch der Fortfall des Federgehäuses für die sonst übliche Spiralfeder.

Die Schnurleitrollen 27 können nicht nur mit ihrem Arm verstellt, sondern auch um eine wagerechte Achse beliebig gedreht werden, so daß die Schnur in jeder gewünschten Richtung geführt werden kann.

Der Thompson-Indikator, in der bewährten Ausführung von Schäffer u. Budenberg (Fig. 497), zeigt gewisse Ähnlichkeit mit dem vorbesprochenen von Crosby. Diese Analogie bezieht sich auf die Stahldrahtspirale in der Papiertrommel, auf die doppelt gewundene Kolbenfeder und auf das Übersetzungsverhältnis 1:6 statt 1:4. Durch dieses größere Verhältnis wird erreicht, daß die Federn für verhältnismäßig hohe Diagramme nur mäßig zusammengedrückt werden und infolgedessen ihre Genauigkeit länger behalten.

Die Ausführung dieses Indikators von Schäffer u. Budenberg erfolgt für gewöhnlich mit einem Kolbendurchmesser von 20,3 mm ($= \frac{1}{2}$ Quadratzoll engl.). Unter Benutzung dieses Kolbens können die Instrumente nach Einsetzung einer entsprechenden Feder für Spannungen bis zu 20 kg pro qcm und für Tourenzahlen bis 600 pro Minute mit Vorteil verwendet werden.

Bei höherem Dampfdruck, wie er jetzt vielfach zur Anwendung kommt, und besonders bei größeren Umdrehungszahlen als 100 in der Minute, sowie stark fallender Expansion macht sich, abgesehen von anderen Ursachen, als rauhen Kolben, Schmutzteilchen und dickem Öl,

die ungleiche Ausdehnung in der Wärme bei gut dichtenden Kolben, zwischen Indikatorzylinder und Kolben oft derart bemerkbar, daß ein Hängenbleiben derselben besonders in den höchsten Stellungen eintritt.

Früher wurde die Abnahme tadelloser Diagramme durch die ungleiche Ausdehnung zwischen Indikator Kolben und Zylinder erschwert,

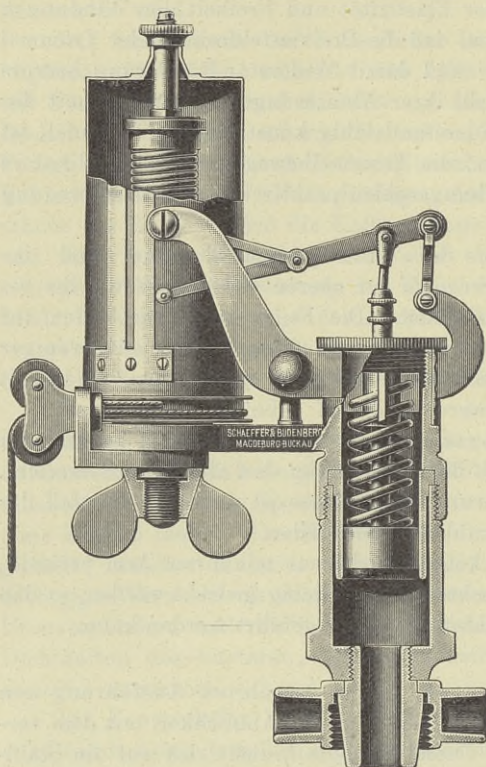


Fig. 497. Thompson-Indikator von Schäffer u. Budenberg, Modell 1900.

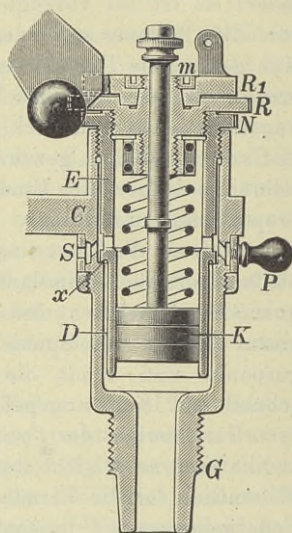


Fig. 498. Indikatorzylinder mit Dampfmantel nach Rosenkranz.

und man war dann häufig zur Herausnahme der Kolben behufs Abkühlung gezwungen. Diesen Übelstand vermeidet der von Rosenkranz und anderen Firmen angewendete Zylindereinsatz *E* (Fig. 498), der unterhalb bei *D* einen Dampfmantel von solcher Länge bildet, daß der Kolben auch in den höchsten Stellungen sich nur in der dünnwandigen Strecke bewegt. Es liegt aber auch, um diese Ausdehnung dem ganzen Zylinder möglich zu machen, Teil *E* nicht an dem Außenzylinder *C* unmittelbar an, sondern es ist ein geringfügiger Spielraum dazwischen vorgesehen. Erst so erweist sich die Wärmeausdehnung von Kolben und Zylinder als vollkommen und das Einklemmen hört auf, selbst wenn der Indikator vorher nicht längere Zeit angewärmt wird, wie vielfache Versuche bewiesen haben.

Der oben eingeschraubte Zylindereinsatz ist leicht auf der Ringfläche bei *x* abgedichtet. Derselbe besitzt oben einen Rand *N* als Hand-

habe, indessen wird zum Heraus-schrauben auch noch ein Schlüssel beigeliefert. Dieser Einsatz hat noch den besonderen Vorteil, daß man ihn gelegentlich der genauen Besichtigung und Reinigung des Kolbenrohres halber im Betriebe ganz heraus-schrauben kann und daß derselbe bei Reparaturen leicht unter Beibehaltung aller anderen Indikatorteile durch einen neuen Einsatzzylinder ersetzbar ist, ja daß man sich sogar einen zweiten derartigen Zylinder als Ersatz halten kann.

Der Zylindereinsatz *E* mit Kolben *K* und dem Deckel *R*, der in bekannter Weise bei dem Rosenkranz-Indikator das Schreibzeug trägt, bildet also gewissermaßen den Indikator und die übrigen Teile dienen nur zu dessen Aufnahme, sowie zur Bildung des Dampfmantels.

Der Drehschieber *S* (drehbar vermitteltst des Knopfes *P*) gestattet, in jeder Lage des Indikators den Wasserabfluß zweckmäßig einzustellen und sich vor Belästigung durch Dampf usw. zu schützen.

Bei sämtlichen bisher zur Abbildung gebrachten Indikatoren wirkte dem Indikatorkolbendruck eine Druckfeder entgegen, die im Arbeitszylinder zwischen Kolben und Kolbendeckel untergebracht ist. Es leuchtet wohl ein, daß diese Feder allmählich die Temperatur des Dampfes annehmen wird und daß die Temperaturzunahme nicht ohne Einfluß auf die Kolbenfeder sein kann.

Bis zum Jahre 1900 legte man in Fachkreisen so gut wie keinen Wert auf die Wärmeeinflüsse auf Kolbenfedern; anders wurde die Sache aber, als Prof. Meyer beim Indizieren von Gasmaschinen zur Anwendung von Kühllähnen schreiten mußte, um den Wärmeeinfluß auf die Federn, die zu Fehlern bis 4 Proz. in den Teilungen führten, zu vermeiden.

Sorgfältige, vornehmlich von Rosenkranz, Prof. Wiebe, Schwirkus und anderen angestellte Versuche zeigten, in welchem hohen Betrage sich die Maßstäbe der Innenfedern durch die Einflüsse der Wärme usw. verändern, so daß genaue Messungen nur bedingungsweise möglich sind; die Folge davon war, daß sich die Konstruktion der Außenfeder- oder Kaltfederindikatoren in einer überraschend schnellen Weise entwickelte.

Zuerst erschien im Jahre 1902 der Indikator von Rosenkranz mit außenliegender Druckfeder (Fig. 499), noch im gleichen Jahre folgte der Crosby-Indikator (von H. Maihak, Hamburg) mit zwei außenliegenden Zugfedern (Fig. 500), den Maihak jedoch trotz des Vorzuges des ganz freiliegenden normalen Schreibgestänges bald wieder aufgab, da die Anwendung von zwei Federn nicht genügenden Beifall fand und der von derselben Firma seit 1903 fabrizierte Staus-Indikator (Fig. 501) mit nur einer Zugfeder von besonders leichter Auswechselbarkeit sofort einen vollen Erfolg hatte.

Um auch den Anhängern des nach Thompson ausgebildeten Schreibgestänges einen Indikator mit außenliegender Zugfeder zu bieten,

kam Maihak Anfang 1904 noch mit dem Indikator Fig. 502 an den Markt. Inzwischen hatte der Staus-Indikator hauptsächlich wegen der

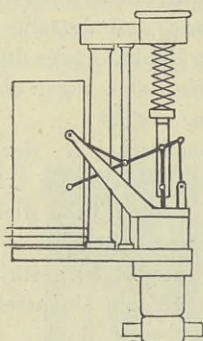


Fig. 499.
Rosenkranz 1902.

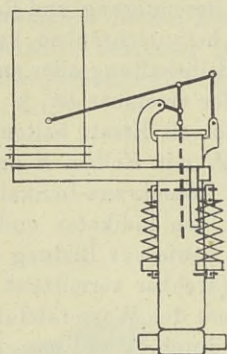


Fig. 500.
Maihak 1902.

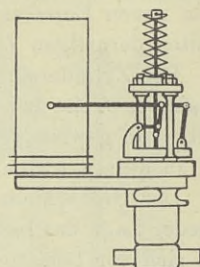


Fig. 501.
Staus 1903.

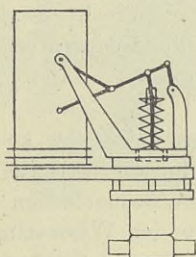


Fig. 502.
Willner 1904.

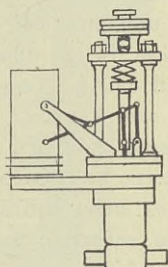


Fig. 503.
Rosenkranz 1904.

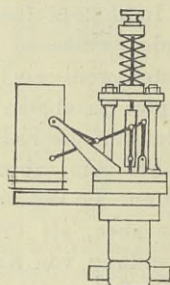


Fig. 504.
Rosenkranz 1904.

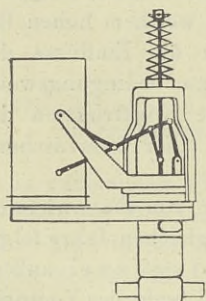


Fig. 505. Schäffer
u. Budenberg 1905.

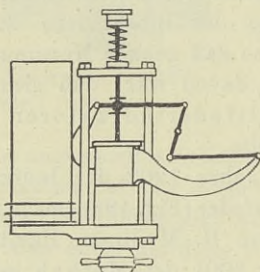


Fig. 506.
Kinell u. Buchanan.

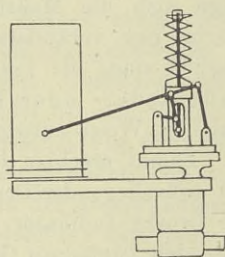


Fig. 507.
Maihak 1906.

Fig. 499 bis 507. Geschichtliche Entwicklung der Indikatoren mit außen-liegender Feder (Kaltfeder).

bequemen Federauswechslung, und weil man die unbestreitbaren Vorzüge der Zugfeder vor der Druckfeder einsah, große Verbreitung gefunden.

Es erschienen so in einer Zeitfolge von etwa 1 bis $1\frac{1}{2}$ Jahren nach dem Staus-Indikator die Indikatormodelle (Fig. 503 u. 504) von Rosen-

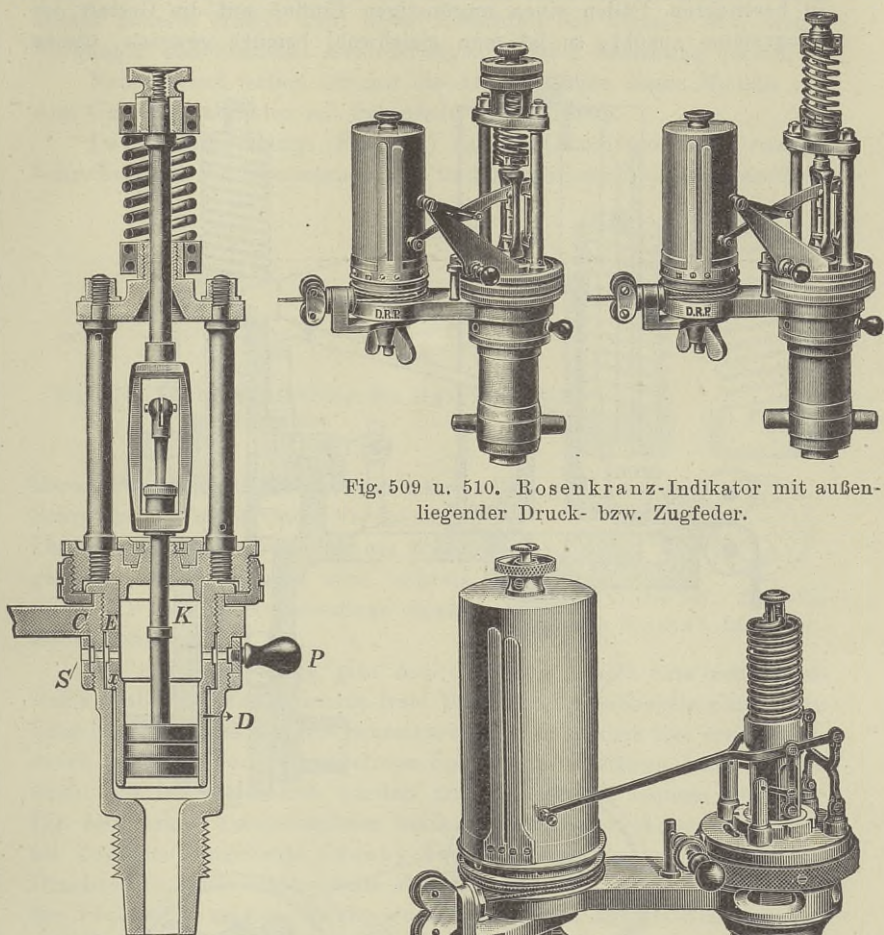


Fig. 509 u. 510. Rosenkranz-Indikator mit außenliegender Druck- bzw. Zugfeder.

Fig. 508. Auswechselbarer Zylindereinsatz mit Kolben und außenliegender Zugfeder des Rosenkranz-Indikators (vgl. Fig. 498).

Fig. 511. Maihak-Indikator, Modell 1906.

kranz-Hannover und (Fig. 505) von Schäffer u. Budenberg-Magdeburg, welche Bauarten viele Ähnlichkeiten mit den Staus-Indikatoren aufweisen.

Die Lage der Zugfeder [bei Fig. 501, sowie bei Fig. 504 und Fig. 505] gewährt zwar eine sichere Kühllhaltung der Feder, sie bedingt jedoch

eine verhältnismäßig lange Kolbenstange, welche die schwingenden Massen vergrößert. Wenn auch diese Vermehrung des Gewichtes nur in besonderen Fällen einen ungünstigen Einfluß auf die Gestalt der Diagramme ausübt, so ist man gleichwohl bemüht gewesen, diesen

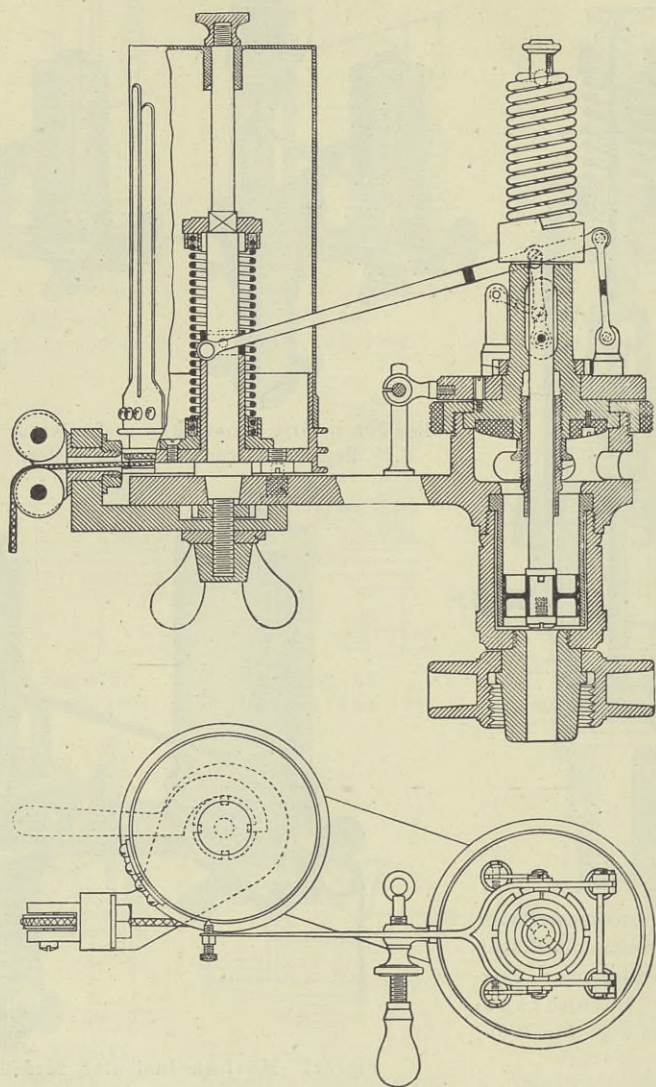


Fig. 512 u. 513. Kaltfederindikator von Maihak-Hamburg.

letzten Nachteil durch eine andere konstruktive Anordnung zu beseitigen, mit der zudem noch der Vorteil verbunden ist, das Instrument in allen seinen Teilen leichter zugänglich und so noch unempfindlicher gegen raue Behandlung zu machen. Hierin hat besonders Maihak

gute Erfolge zu verzeichnen, der auf der Grundlage des bewährten Crosby-Indikators den nach ihm benannten Indikator (Fig. 507) baute. Dieses neueste Modell wird unter Einschluß der Vorteile aller seiner Vorgänger den höchsten Anforderungen in jeder Beziehung gerecht.

Nachstehend wollen wir nur die Abweichungen dieses Modells von dem Crosby-Indikator mit Innenfeder hervorheben.

Das Schreibgestänge (Fig. 514) hat die Grundform des Crosby-Schreibzeuges mit Übersetzung 1:6 und gewährleistet eine einwandfreie

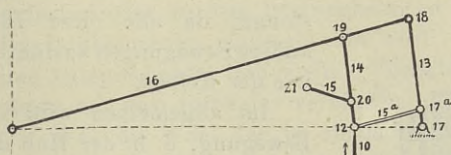


Fig. 514. Schreibstiftführung des Maihak-Indikators.

Geradföhrung und Proportionalität. Der Schreibhebel 16 ist unter Verdoppelung der Lenker gegabelt und aus einem Stück hergestellt; das Gestänge wird mittels des Stiftes 12 mit der Kolbenstange direkt und lösbar gekuppelt.

Die neue Anordnung gibt dem Gestänge in sich eine bemerkenswerte Stabilität, das federnde freie Ende des Schreibhebels nimmt den Schreibstiftandruck auf, die Schreibzeuggelenke bleiben frei vom Seitendruck und behalten reibungsfreies Spiel. Das Gestänge kann deshalb auch sehr leicht gehalten werden und ist allseitig bequem zugänglich. Die sehr leicht auswechselbare Indikatorfeder ist im wesentlichen eine als Zugfeder umgebaute Crosby-Feder. Zugfedern sind besser als Druckfedern, weil letztere beim Zusammendrücken zu einer Krümmung der Federachse neigen, welche einen Seitendruck auf die Kolbenstange und Reibung in deren Föhrung veranlaßt.

Die Enden der doppelt gewundenen Feder (Fig. 515) sind auf einen inneren Dorn *d* geschraubt und durch eine mit dem gleichen Muttergewinde versehene Schraubkappe *k* fest umschlossen. Die oberen Profile von *d* und *k* zeigen einander gegenüberliegende Ecken *e* an den Stellen des Eintrittes der Federenden. Derart ist eine starre Befestigung derselben bei *ee* geschaffen, so daß der Federdraht sowohl bei Zug-, wie bei Druckbeanspruchung nur um die Punkte *ee* bewegt und Fehler infolge ungenügender Befestigung der Federenden ausgeschlossen sind.

In den weitaus meisten Fällen dient der Indikator zum Kontrollieren und Beobachten der Dampfarbeit in den Zylindern von Dampfmaschinen. Der Papierzylinder muß dann natürlich von demjenigen

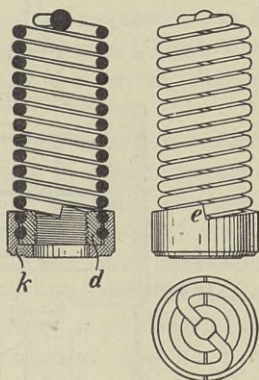


Fig. 515 bis 517. Zugfeder vom Maihak-Indikator.

Kolben bewegt werden, dessen Dampfarbeit beobachtet werden soll, d. h. die Bewegung muß entweder von der betreffenden Kolbenstange oder einem direkt damit verbundenen Maschinenteile entnommen werden. Selbstredend darf sie nicht von irgend einem anderen Maschinenteile, welcher mit dem betreffenden Kolben nur in mittelbarer Verbindung steht, entnommen werden, z. B. nicht von der Schieberstange, da alle diese Teile andere Bewegungen ausführen, wie der Kolben.

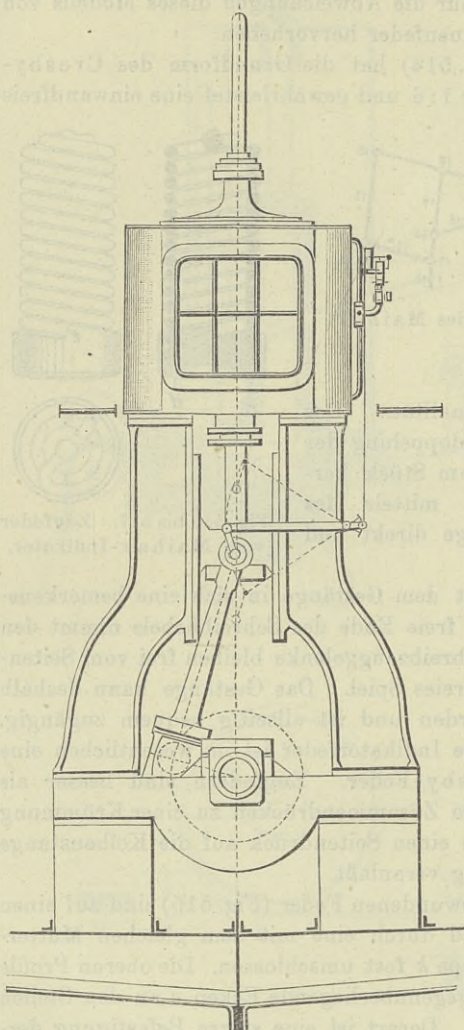


Fig. 518. Hebelanordnung zum Indizieren.

Im allgemeinen wird die Bewegung, d. h. der Hub des Kolbens oder der Kolbenstange und des Kreuzkopfes, viel zu groß sein, als daß sie sich unmittelbar für die Bewegung des Papierzylinders verwerten ließe. Man muß vielmehr in der Regel die Bewegung des Kolbens in verkleinertem Maßstabe auf den Indikator übertragen, was entweder durch die Kombination von einer großen und von einer kleinen Schnurscheibe oder besser durch eine Hebelanordnung erreicht wird.

Bei Schiffsmaschinen kann man für diese Bewegungsverkleinerung gewöhnlich die Balanciers benutzen, welche die Pumpenbewegung vermitteln. Ist das nicht möglich, so muß man eine Anordnung treffen, wie sie in Fig. 518 skizziert ist. Man bringt dann am Kreuzkopf der betreffenden Kolbenstange einen

Zapfen an, welcher mittels eines kleinen Lenkers einen kleinen, am Maschinenfundament drehbar gelagerten Hebel bewegt. Die Hebelnängen vom Drehpunkte bis an den Angriffspunkt der Schnur und vom Drehpunkte bis an den Angriffspunkt des Lenkers müssen sich so verhalten, wie der Kolbenhub zur Drehbewegung des Papierzylinders

(= 100 mm). Der Hebel ist so zu gestalten, daß in der Mittellage die Schnur mit ihrem Hebelarme einen rechten Winkel einschließt, weil sonst die Bewegung, wie leicht einzusehen ist, fehlerhaft wird.

Damit man von beiden Räumen über und unter dem Kolben Diagramme nehmen kann, ohne den Indikator zu versetzen, ist in der Regel die in Fig. 518 angedeutete Einrichtung nötig. Vom höchsten und tiefsten Punkte des Zylinders ab führen nämlich etwa 25 mm weite Kupferrohre nach der Seite des Zylinders, wo sie mit zwei einfachen oder mit einem Dreiweghahn verschraubt sind. Zwischen den beiden einfachen oder an dem Dreiweghahn ist ein Stutzen angebracht, in den der Indikatorhahn eingeschraubt wird, und man kann folglich durch eine entsprechende Hahnstellung beliebig einen der beiden Zylinder Räume mit dem Indikator verbinden.

Was die Wahl der in einem bestimmten Falle in den Indikator einzusetzenden Feder anlangt, so ist dafür der in dem zu untersuchenden Zylinder herrschende Maximaldampfdruck bzw. die gewünschte Höhe des Diagramms maßgebend. Jede Indikatorfeder wird von der ausführenden Fabrik an der Befestigungsmutter mit einer Bezeichnung versehen, welche die Stärke der Feder angibt. Entweder ist eine einfache Nummer eingraviert, welche den Nummern eines beigegebenen kleinen Maßstabes entspricht, woraus man Aufschluß über die Federstärke erhält, oder die Stärke der Feder ist direkt auf der Mutter angegeben.

Für die erstgenannte Art der Federstärkenangabe hat sich Crosby entschieden.

Zur Erreichung größtmöglicher Diagramme hat man die Auswahl unter folgenden Federn:

Marke: 60—45—30—25—20—16—12—10—8—7—6
—5—4—3—2,5—2—1,5 mm,

d. i. senkrechte Schreibstiftbewegung pro kg Druck auf den qcm im Zylinder.

Man erlaube keine größere Bewegung des Schreibstiftes oder der Trommel, als umstehende Tafel angibt.

Bei Anwendung einer Normaltrommel (51 mm Durchmesser) ist die größte Diagrammlänge 120 mm.

Die Wahl der Federn hängt vom Druck und von der Umdrehungszahl ab.

Beispiel: Der Hochdruckzylinder einer Dampfbootmaschine, die mit 11 kg Kesselspannung, einer Kompression von 1 kg über den Anfangsdruck (im ganzen also mit 12 kg pro qcm Überdruck) und 500 Umdrehungen in der Minute arbeitet, ist zu indizieren:

Die größte Diagrammhöhe (senkrechte Schreibstiftbewegung) ist nach umstehender Tafel zu wählen: $= 49 - \frac{500}{25} = 29$ mm, aus der sich für die Feder $\frac{29}{12} = 2,4$ mm Schreibstiftbewegung pro kg Druck ergibt, wofür — da

Berechnungstafel für die Federstärken des Crosby-Indikators.

Bei einer Umdrehungszahl in der Minute von:					oder als allgemeine Regel
100	250	400	550	700	mm
sei die größte Höhe des Diagramms in mm, wenn der Zylinder mit Druck und Luftleere arbeitet:					
50	44	38	32	26	$54 - \frac{\text{Umdrehungszahl}}{25}$
desgl., wenn der Zylinder nur mit Druck oder nur mit Luftleere arbeitet:					
45	39	33	27	21	$49 - \frac{\text{Umdrehungszahl}}{25}$
größte Länge des Diagramms in mm:					
90	80	70	60	50	$96 - \frac{\text{Umdrehungszahl}}{15}$

immer die nächstliegend stärkere zu nehmen ist — diejenige mit Marke 2 mm einzusetzen ist, welche ein Diagramm erwarten läßt von der größten Höhe $12.2 = 24$ mm.

Die größte Diagrammlänge ergibt sich zu:

$$96 - \frac{\text{Umdrehungszahl}}{15} = 63 \text{ mm.}$$

Beispiel: Bei 5 Atm. Kesselspannung und einem Zylinder, welcher mit Druck und Luftleere arbeitet, würden 6 Atm. Gesamtdruck in Betracht zu ziehen sein. Die Maschine mache 75 Umdrehungen, dann ist die größte zulässige Diagrammhöhe $54 - \frac{75}{25} = 51$ mm; daraus ergibt sich für die Feder $\frac{51}{6} = 8,5$ mm senkrechte Schreibstiftbewegung pro Atm., so daß die Feder der Marke 8 mm zu wählen ist.

Die zweite direkte Angabe der Federstärke ist gebräuchlicher, und zwar gibt die Bezeichnung an, welche Zusammendrückung der Feder, oder richtiger, welche Diagrammhöhe einem bestimmten Drucke entspricht.

In England werden die Bezeichnungen nach Pfund pro Quadratzoll und Zollen, in Deutschland dagegen nach Kilogramm pro Quadratcentimeter und Millimeter gemacht.

Trägt also eine Feder die Bezeichnung $1'' = 16$ Pfund, so ist darunter zu verstehen, daß eine Diagrammhöhe (senkrecht zur atmosphärischen Linie oder zur Nulllinie gemessen) von $1''$ engl. einem Drucke von 16 Pfund pro Quadratzoll engl. entspricht.

Ebenso würde die deutsche Bezeichnung $10 \text{ mm} = 1 \text{ kg}$ andeuten, daß jede 10 mm Diagrammhöhe einen Druck von 1 kg pro qcm darstellen.

Von diesem Gesichtspunkte aus und ferner berücksichtigend, daß ein gutes deutliches Diagramm zweckmäßig eine Höhe von etwa 50 bis 65 mm erhalten muß, ist die anzuwendende Feder auszuwählen.

Tabelle Nr. LXVII.

Dampfüberdruck in Atm.	15—13	12—10	9—7	6—5
Federbezeichnung	4 mm = 1 kg 1" = 100 Pfd.	5 mm = 1 kg 1" = 80 Pfd.	8 mm = 1 kg 1" = 50 Pfd.	10 mm = 1 kg 1" = 40 Pfd.

Dampfüberdruck in Atm.	4—3	2	1	0,5
Federbezeichnung	15 mm = 1 kg 1" = 32 Pfd. 1" = 30 Pfd.	25 mm = 1 kg 1" = 16 Pfd. —	30 mm = 1 kg 1" = 12 Pfd. —	50 mm = 1 kg 1" = 8 Pfd. —

Eine zu starke Feder ergibt naturgemäß ein niedriges Diagramm, welches ein sicheres Ausmessen und ein deutliches Erkennen der Dampf-
wirkung nur mangelhaft gestattet. Bei einer zu schwachen Feder kann es dagegen vorkommen, daß dieselbe völlig zusammengedrückt würde, sofern nicht eine entsprechende Hubbegrenzung durch eine auf die Kolbenstange aufgesteckte Hülse u. dgl. vorgesehen ist (Fig. 490 u. 498). Abgesehen davon, daß durch eine solche übermäßige Zusammenpressung die Feder leiden muß, ist man auch in diesem Falle nicht sicher, ein wirklich richtiges Diagramm erhalten zu haben. Außerdem haben schwache Federn den Nachteil, daß sie bei rasch laufenden Maschinen von den bewegten Massen des Kolbens, der Hebel usw. mehr oder

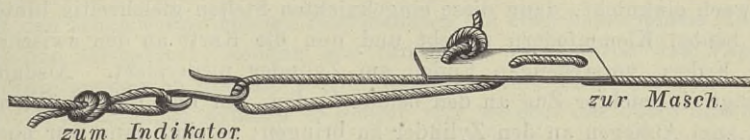


Fig. 519. Schnurschieber zum Einstellen der Schnurlänge.

weniger stark beeinflusst werden, und muß man bei solchen Maschinen, oder überhaupt immer, wenn man ein Schleudern des Kolbens bemerkt oder vermutet, eine stärkere Feder anwenden, als es der betreffende Dampfdruck erfordert, oder die Diagrammhöhe wünschenswert macht.

Was endlich die zur Bewegung des Papierzylinders dienende Schnur anlangt, so ist es zweckmäßig, dieselbe mit dem in Fig. 519 dargestellten Schieber zu versehen, um auf einfache Weise die richtige Schnurlänge rasch und sicher herstellen zu können.

Der Schieber wird am besten aus Buchsbaumholz möglichst leicht hergestellt und die Schnur in der angedeuteten Weise durchgezogen,

so daß die an der Schnurscheibe des Papierzylinders befestigte Schnur mit ihrem Haken in die lange Schleife eingehakt werden kann. Um die richtige Schnurlänge herzustellen, zieht man die von der Maschine bewegte Schnur straff an, erfaßt mit der anderen Hand den kleinen Schnurhaken der Indikatorschnur, zieht mit demselben den Papierzylinder ganz herum und läßt nun die Schleife an dem Haken auf- und abgehen bzw. hin und her. Hat man nach einigen Versuchen ermittelt, daß die Schnur die richtige Länge — durch Verlängerung oder Verkürzung der vor dem Schieber liegenden Schleife — erhalten hat, so hängt man die Schleife über den Haken und läßt nun den Papier-

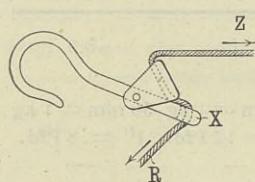


Fig. 520.

Schnurspannerhaken.

zylinder von der Maschine hin- und herdrehen, behält aber dabei den kleinen Haken zwischen den Fingern und überzeugt sich durch das Gefühl, daß der Papierzylinder auf keiner Seite seine Anschläge berührt.

Sehr gut hat sich auch zur Einstellung der Schnurlänge der Schnurspannerhaken der Fig. 520 bewährt. Die nach der Abbildung eingezogene Schnur wird durch Zug in der Richtung Z festgeklummt, das freie Ende R wird zur Sicherung in den Einschnitt X eingelegt. Zug in Richtung R löst die Schnur, welche derart beliebig verlängert und verkürzt werden kann.

Nachdem man sich von der richtigen Schnurlänge Gewißheit verschafft hat, hakt man die Schnur wieder aus und umspannt den Papierzylinder mit einem Blatt Indikatorpapier, das (meist beiderseitig) so metallisiert ist, daß der aus Metall (Messing oder Aluminium) bestehende Schreibstift darauf Linien hinterläßt. Das Papier wird in der Weise um den Zylinder gelegt, daß man zunächst die Enden der Karte schwach einknickt, dann diese eingeknickten Stellen gleichzeitig hinter die beiden Klemmfedern schiebt und nun die Karte an den zwischen den Federn vorstehenden Enden am Zylinder niederzieht. Alsdann genügt ein leichter Zug an den beiden Enden, um das Papier überall fest zum Anliegen an den Zylinder zu bringen; es sind dann nur noch die vorstehenden Papierenden auf die Federn zu biegen und niederzustreichen.

Nachdem der Indikator so weit zum Gebrauch hergerichtet ist, bläst man die beiden nach dem oberen und unteren Zylinderteil führenden Indikatorröhren gehörig durch (bei den Rohrleitungen des Niederdruckzylinders ist oft zwecks Durchblasens eine Verbindung mit den Röhren des Mittel- oder Hochdruckzylinders vorhanden), damit etwaige Schmutzteile und das darin angesammelte Kondensationswasser entfernt wird und nicht mit in den Indikator gelangt, wo es störend wirken würde. Man stellt zu dem Zwecke den kleinen Indikatorhahn (Fig. 489) so, daß seine kleine seitliche Bohrung mit der atmosphärischen Luft in Verbindung steht, und öffnet nun abwechselnd die obere und die untere

Indikatorröhre. Ist das Durchblasen genügend bewirkt, so läßt man eine der Röhren offen und dreht den Indikatorhahn so, daß der Dampf in den Indikator gelangen und diesen anwärmen kann. Hat der Indikator Kolben einige Hube gemacht, wobei der Schreibstift natürlich das Papier nicht berühren darf, so überzeugt man sich, daß der Apparat überall gleichmäßig durchgewärmt ist, schließt zuerst den Dampfahn und dann den Indikatorhahn und dreht diesen dann so, daß der unter dem Indikator Kolben noch befindliche Dampf durch die kleine seitliche Bohrung des Indikatorhahnes ins Freie entweicht und der Raum unter dem Indikator Kolben mit der atmosphärischen Luft kommuniziert. Sodann hakt man die Schnur ein, so daß der Papierzylinder sich bewegt, drückt den Schreibstift sanft — nicht zu fest, weil er sonst einen die Federspannung beeinträchtigenden Widerstand erzeugt und auch leicht das Papier zerreißt — gegen das Papier und erzeugt so die atmosphärische Linie. Dann stellt man den Schreibstift zurück und öffnet den Indikator- und einen Dampfahn, schiebt nun den Schreibstift am besten in dem Augenblicke gegen das Papier, wo er in die Höhe schnellst und dreht ihn wieder zurück, wenn er zum zweiten Male aufsteigt. Alsdann schließt man die erste Dampföhre, öffnet die zweite und führt nun dieselbe Manipulation wieder aus. — Ist so das vollständige Diagramm genommen, so hakt man die Schnur aus, damit sich der Papierzylinder nicht weiter dreht, wodurch seine Feder unnötig angestrengt würde. Sind Diagramme von zwei- oder mehrzylindrigen Maschinen zu nehmen (was am besten gleichzeitig durch mehrere Personen geschieht, falls man nicht die neueste Bauart von Indikatoren, die sog. Fernschreib-Indikatoren von Maihak, an Bord hat, welche Konstruktion ein Indizieren von einer Person gleichzeitig an mehreren Zylindern in beliebigen Zeitabständen und ohne Papierwechselung gestattet), so wird unverzüglich an den übrigen Zylindern mit den schon vorgerichteten Instrumenten die eben beschriebene Manipulation ausgeführt, sodann von sämtlichen Indikatoren das Papier heruntergenommen und auf jedem Diagramm vermerkt:

1. zu welchem Zylinder es gehört und welches das obere und das untere Diagramm ist (Hochdruck-, Mitteldruck-, I. Niederdruck- oder II. Niederdruck-Zylinder, ferner Deckel- oder Kurbelseite);
2. die Zeit der Diagrammabnahme mit Datum und laufender Nummer des Diagramms;
3. der Dampfdruck des Manometers;
4. das Vakuum nach dem Vakuummeter;
5. den Barometerstand (welcher selbstredend das angezeigte Vakuum beeinflußt, S. 538);
6. die Füllung des Zylinders;
7. die Anzahl der Maschinenumdrehungen im Augenblicke der Diagrammabnahme pro Minute;
8. die Stellung des Hauptabsperrentils und der Drosselklappe;

9. der Zylinderdurchmesser und der Kolbenhub;
10. die Stärke der Feder, mit der das Diagramm genommen wurde;
11. der Name des Schiffes und die Angabe, ob Backbord- oder Steuerbordmaschine (bei Zweischraubenschiffen).

Falls nicht sofort noch weitere Diagramme genommen werden sollen, so werden die Indikatoren von den Hähnen abgeschraubt und letztere entweder auch abgenommen oder mit ihrer Kapsel versehen. Nachdem die Instrumente genügend abgekühlt sind, schraubt man die Zylinder auf, löst die Verbindung der Kolbenstange mit den Hebeln und zieht den Kolben aus den Zylindern heraus, um die einzelnen Teile mit reiner, staubfreier Putzbaumwolle sauber zu reinigen. Nach der Reinigung fettet man alle Teile mit ganz reinem Öl, am besten mit Klauenfett, leicht ein und setzt sie wieder zusammen, wenn man sich überzeugt hat, daß alles in Ordnung ist, d. h. daß nirgends toter Gang vorhanden ist und alle Verschraubungen gut festsitzen. Gewöhnliches Maschinenöl darf nicht verwendet werden, auch ist ein zu starkes Einfetten ängstlich zu vermeiden, da die Indikatoren sehr empfindlich gegen verdickte oder verharzte Öle sind.

Von dem guten Zustande des Kolbens und Zylinders überzeugt man sich dadurch, daß man die untere Öffnung des Zylinders mit einer Hand verschließt und den Kolben mit der anderen in die Höhe zieht. Das entstehende Vakuum darf dann nicht merkbar schwinden und der losgelassene Kolben muß leicht und rasch schnellen.

Läßt die Spannung der Feder des Papierzylinders zu wünschen übrig, d. h. schleudert der bewegte Zylinder oder hält die Feder die Schnur nicht straff genug gespannt, so ist ein Nachspannen der Feder erforderlich.

Unter allen Umständen ist im Auge zu behalten, daß man nur mit einem sorgfältig instand gehaltenen Indikator und durch richtige Behandlung des Instrumentes beim Gebrauche gute und richtige Diagramme erzielen kann. Es ist immer zu berücksichtigen, daß der kleinste Fehler im Instrumente sich in vier- bzw. sechsfach vergrößertem Maßstabe in das Diagramm überträgt, also immer schon sehr fühlbar werden muß.

Ein mit einem guten Instrumente und sorgfältig genommenes Indikatordiagramm gibt ohne weiteres Aufschluß darüber:

1. Wie hoch der Dampfdruck im Zylinder stieg und an welchem Punkte des Kolbenhubes der höchste Dampfdruck erreicht wurde. Es ist das sehr wichtig, um dem Kesseldruck gegenüber zu wissen, ob und wodurch Druckverluste entstanden.

2. An welchem Punkte des Kolbenweges die Dampfeinströmung in den Zylinder aufhörte und wie groß der Dampfdruck im Augenblicke des Abschlusses war, d. h. ob der Abschluß rasch oder langsam erfolgte.

3. In welcher Weise der Dampfdruck im Zylinder nach dem Abschluß sank, d. h. ob Schieber und Kolben gut dicht oder undicht waren, ob und wie stark der Dampf im Zylinder kondensierte.

4. An welchem Punkte des Kolbenweges der Schieber die Auströmung nach dem Kondensator oder in die Atmosphäre öffnete.

5. Wie groß das Vakuum war, wie rasch es eintrat, welcher Druck (Gegendruck) im Kondensator oder im Auspuffrohr herrschte.

6. Ob vor Beginn des Kolbenhubes der im Zylinder zurückgebliebene Dampf komprimiert wurde, wann die Kompression eintrat und wann der Schieber den Einströmungskanal öffnete.

Das Indikatordiagramm ermöglicht es also, in einer Maschine etwaige Fehler nachzuweisen, die auf andere Weise schwer oder gar nicht zu ermitteln sein würden. Es ist hierbei aber wohl im Auge zu

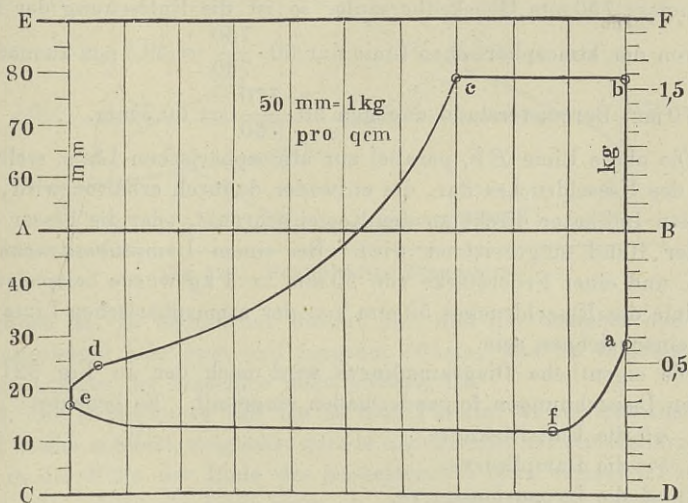


Fig. 521. Allgemeine Diagrammform.

behalten, daß der Indikator nichts weiter in den Diagrammen anzeigt als den Dampfdruck, der an jedem Punkte des Kolbenweges auf den Kolben gewirkt hat, daß also die Ursachen der Diagrammformen erst durch Überlegung ermittelt werden müssen. In welcher Weise die Schlüsse zu ziehen sind, soll im folgenden gezeigt werden; auf jeden Fall muß dabei mit Vorsicht verfahren werden, da die Formänderungen, welche Diagramme derselben Maschine unter verschiedenen Umständen zeigen, im allgemeinen sehr verschieden sein können.

In Fig. 521 ist die allgemeine Form eines Diagramms, wie sie mit verschiedenen Abweichungen überall wiederkehrt, dargestellt.

Die Linie AB bezeichnet darin die atmosphärische Linie, welche in der vorbeschriebenen Weise von dem Indikator gezeichnet wurde.

Die untere Linie CD stellt die Linie des absoluten Vakuums dar, die zur Vervollständigung des Diagramms mit der Hand eingezeichnet ist, da sie vom Indikator nicht beschrieben werden konnte, weil in den Kondensatoren nie ein absolutes Vakuum herrscht. Nach früherem entspricht das absolute Vakuum im Mittel einem Barometerstande von 760 mm Quecksilbersäule bzw. einem negativen Überdrucke von 1 kg pro qcm (1 Atm.).

Man hat es also in der Hand, durch Vergleichung des jeweilig beobachteten Barometerstandes mit demjenigen, der einer Quecksilbersäule von 760 mm entspricht, die für das betreffende Diagramm richtige Nullinie zu ermitteln. Beträgt der beobachtete Barometerstand 760 mm und ist das Diagramm mit einer Feder von 50 mm = 1 kg gezeichnet, so muß die Nullinie gerade 50 mm unter und parallel zur atmosphärischen Linie eingezeichnet werden. Betrug dagegen der Stand des Barometers 750 mm Quecksilbersäule, so ist die Entfernung der Nullinie von der atmosphärischen Linie nur $50 \cdot \frac{750}{760} = 49,3$ mm zu machen; bei 770 mm Barometerstand dagegen $50 \cdot \frac{770}{760} = 50,7$ mm.

Die obere Linie EF , parallel zur atmosphärischen Linie, stellt die Linie des Kesseldruckes dar, die entweder dadurch erhalten wird, daß man den Indikator direkt an den Kessel schraubt, oder die besser auch mit der Hand eingezeichnet wird. Bei einem Dampfüberdrucke von 1 Atm. und einer Federstärke von 50 mm = 1 kg würde beispielsweise die Linie des Kesseldruckes 50 mm von der atmosphärischen Linie entfernt einzuzeichnen sein.

Die eigentliche Diagrammkurve wird nach den in Fig. 521 gewählten Bezeichnungen folgendermaßen eingeteilt. Es bedeutet:

ab die Eintrittskurve,

bc die Dampfkurve,

cd die Expansionskurve,

de die Austrittskurve,

ef die Gegendruckkurve und

fa die Kurve der Kompression und der Voreinströmung.

Bei wirklichen Diagrammen markieren sich die Anfangs- und Endpunkte der einzelnen Kurventeile nicht so scharf, als in dem in Fig. 521 gezeichneten ideellen Diagramm. Es sind vielmehr im allgemeinen die Übergänge zwischen den einzelnen Linien so verschwommen und abgerundet, daß man die betreffenden Punkte nur durch Schlußfolgerung aus dem sonstigen Verlaufe der Linien annähernd bestimmen kann. Es kommt aber bei der Beurteilung von Indikator diagrammen auch weniger darauf an, die erwähnten Übergangspunkte ganz genau zu ermitteln, als vielmehr darauf, sich aus der Beschaffenheit und gegenseitigen Lage der Kurven ein Bild zu machen von der Wirkung des Dampfes im Zylinder.

Allgemein gültige Regeln für die anzustrebende Beschaffenheit der einzelnen Diagrammkurven lassen sich nicht geben, da die Verteilung und Wirkung des Dampfes je nach der Art und dem Zwecke der Maschine, sowie nach der Geschwindigkeit, mit der sie sich bewegt, sehr verschieden sein muß. Man kann jedoch folgende Gesichtspunkte festhalten:

1. Die Linie des Dampfeintrittes oder die Eintrittskurve muß möglichst rechtwinkelig zur atmosphärischen Linie aufsteigen und oben mit einem ziemlich scharfen Knick in die Dampfkurve übergehen. Liegt die Eintrittskurve mehr oder minder schräg, wie in Fig. 522 punktiert

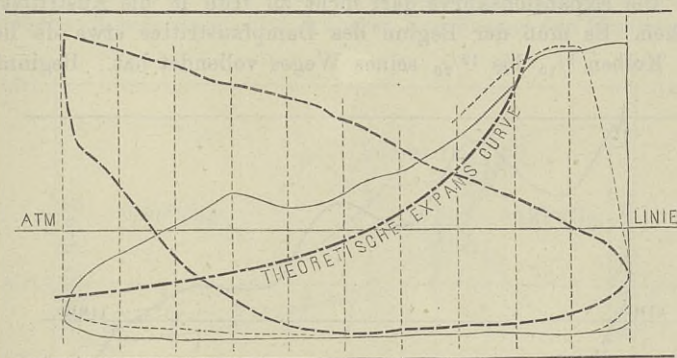


Fig. 522. Fehlerhaftes Diagramm.

gezeichnet ist, so deutet das darauf hin, daß der Schieber den Einströmungskanal sehr spät und langsam öffnete, was im Interesse des ruhigen Ganges der Maschine nicht zulässig ist.

2. Die Dampfkurve soll bis zu dem Punkte, wo der Schieber den Kanal wieder schließt, möglichst gerade und parallel zur atmosphärischen Linie in der Höhe der Linie des Kesseldruckes etwa verlaufen, so wie in Fig. 521. Fällt die Linie stark ab, wie in Fig. 522, so geht daraus hervor, daß entweder der Querschnitt der Kanäle, durch welche der Dampf dem sich fortbewegenden Kolben nachströmt, zu eng ist, daß also der Dampf darin eine Drosselung und teilweise Expansion erleidet, oder daß starke Schieber- und Kolbenundichtigkeiten vorhanden sind, deren Vorhandensein durch die Expansions- und Gegendrucklinie bestätigt werden müßte. Auch können Schwingungen der im Rohre befindlichen Dampfsäule ein Abfallen der Dampfkurve verursachen, und endlich kann dasselbe entstehen durch Kondensation des in den Zylinder einströmenden Dampfes. Es ist daher in jedem einzelnen Falle näher zu untersuchen, welcher Ursache das Abfallen der Dampfkurve zuzuschreiben ist. In geringem Maße wird übrigens das Sinken der Dampf-
linie bei jeder Schiebersteuerung beobachtet werden, da die Bewegung des Schiebers schleichend und nicht ruckweise ist, d. h. weil die Schieber den Kanal nur allmählich schließen.

3. Das Hauptgewicht bei der Beurteilung der Diagramme ist auf die Beschaffenheit der Expansionskurve zu legen. Es wird darauf im nachstehenden noch näher eingegangen werden; unter allen Umständen muß die Linie gekrümmt sein und so liegen, daß die hohle Seite nach oben gerichtet ist. Sieht die Kurve so aus, wie die Fig. 522 zeigt, d. h. ist sie zackig und nach oben gekrümmt, so folgt daraus sofort, daß eine starke Schieberundichtigkeit vorhanden ist, oder daß der etwa vorhandene Expansionsschieber den Dampfeintritt wieder öffnete, bevor der Grund- oder Verteilungsschieber ihn geschlossen hat. Es würde dann eine Kurve entstehen, wie in Fig. 522 gezeichnet ist.

4. Die Expansionskurve darf nicht zu früh in die Austrittskurve übergehen. Es muß der Beginn des Dampfaustrittes etwa da liegen, wo der Kolben $\frac{9}{10}$ bis $\frac{19}{20}$ seines Weges vollendet hat. Beginnt der

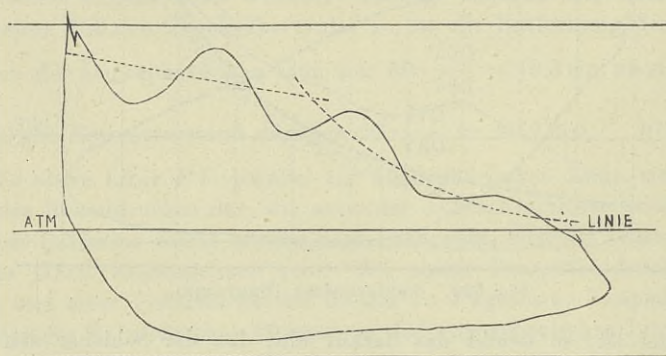


Fig. 523. Fehlerhaftes Diagramm.

Austritt im Diagramm aber früher, so ist entweder der Schieber falsch bemessen oder stark undicht.

5. Die Gegendruckkurve oder die Ausströmungslinie muß möglichst rasch in eine nahe der absoluten Nulllinie und annähernd parallel zu dieser verlaufende, mehr oder weniger gerade Linie übergehen, d. h. so aussehen, wie Fig. 521 zeigt. Eine derartig beschaffene Linie würde andeuten, daß das Vakuum im Kondensator rasch und bestmöglichst eintrat und im Zylinder in der vorteilhaftesten Weise zur Wirkung kam.

Fällt dagegen die Gegendruckkurve nur allmählich ab, d. h. nähert sie sich nur nach und nach erst der Linie der absoluten Luftleere, wie in Fig. 522, so deutet das darauf hin, daß entweder Kondensator oder Luftpumpe oder beide zusammen in Unordnung oder fehlerhaft konstruiert sind, oder daß der Ausströmungskanal nach dem Kondensator zu eng oder verstopft ist, oder daß starke Schieber- oder Kolbenundichtigkeiten vorhanden sind. Eine mangelhafte Wirkung des Kondensators oder der Luftpumpe verrät sich dann auch noch durch die Angaben des Vakuummeters.

Die übrigen als möglich bezeichneten Fehler lassen sich mit Bestimmtheit nur dadurch konstatieren, daß man den engsten Kanalquerschnitt ermittelt und mit der Kolbenfläche und der Kolbengeschwindigkeit vergleicht (S. 350 u. 433), oder daß man die Schieber- und Zylinderflächen auf ihre gute Beschaffenheit hin untersucht. Zuweilen ist man auch imstande, aus der Vergleichung eines bei langsam gehender Maschine genommenen Diagramms mit dem ersten Diagramm auf den oder die vorhandenen Fehler zu schließen.

Die Kompressionskurve ist von der Kolbengeschwindigkeit bzw. der Tourenzahl der Maschine abhängig. Rasch laufende Maschinen müssen zur Erzielung eines ruhigen, stoßfreien Ganges im allgemeinen mit höherer Kompression und früherer Voröffnung des Einströmungs-

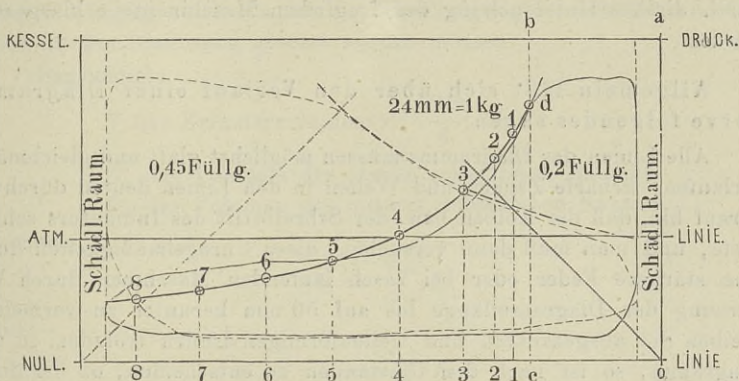


Fig. 524. Fehlerhaftes Diagramm.

kanals arbeiten als langsam gehende Maschinen. Bei rasch laufenden Maschinen wird in den Diagrammen also die Kompressionskurve schon mehr in der Nähe der Mitte des Kolbenweges sich von der Gegendruckkurve abzuheben und in beträchtlicher Höhe über der Nulllinie in die Eintrittskurve übergehen.

Bei größeren Schiffsmaschinen gewöhnlicher Konstruktion findet man in den Diagrammen in der Regel, daß die Kurve der Kompression und Voreinströmung in derjenigen Höhe in die Eintrittskurve übergeht, welche etwa dem Enddrucke des gegenüberliegenden Diagramms entspricht, und welche aus Fig. 524 ersichtlich ist.

Jedenfalls muß die Kompressionskurve sanft und gleichmäßig nach unten gekrümmt sein, sie muß sich allmählich über die Gegendrucklinie erheben und nach und nach in die Eintrittskurve übergehen. Ein Diagramm, wie in Fig. 522 gezeichnet, ist für eine Schiffsmaschine immer als fehlerhaft zu bezeichnen, da die früh und stark ansteigende Kompressionskurve eine große Verringerung des auf den Kolben wirkenden nützlichen Dampfdruckes verursacht. Eine solche fehlerhafte Kurve kann entweder dadurch entstehen, daß in der Steuerung der Maschine

die Kulissen der Verteilungsschieber benutzt wurden, um eine geringere als die Maximalfüllung zu erzielen, d. h. scharf zu expandieren. Sie kann ferner ihren Grund haben in fehlerhafter Schieberstellung — dann wird die Kompression beim oberen und unteren Diagramm sehr verschieden ausfallen —, oder in falschen Schieberdimensionen, d. h. die innere Deckung des Schiebers ist zu groß (sog. Dreiecksverluste).

Umgekehrt deutet eine unbedeutende oder ganz fehlende Kompressionskurve im Diagramm darauf hin, daß entweder der Schieber falsch steht oder unrichtig dimensioniert ist, oder daß starke Schieber- oder Kolbenundichtigkeiten vorhanden sind.

Wo der Fehler zu suchen ist, muß durch Vergleichung der übrigen Diagrammlinien ermittelt, oder, wenn das nicht zum Ziele führt, durch direkte Untersuchung der fraglichen Maschinenteile klargestellt werden.

Allgemein läßt sich über den Verlauf einer Diagrammkurve folgendes sagen:

Alle Linien des Diagramms müssen möglichst glatt und gleichmäßig verlaufen. Scharfe Zacken und Wellen in den Linien deuten durchweg darauf hin, daß der Kolben bzw. der Schreibstift des Indikators schleuderte, und man muß dann versuchen, diese Unregelmäßigkeiten durch eine stärkere Feder oder bei rasch laufenden Maschinen durch Verkürzung der Diagrammlänge bis auf 50 mm herunter zu vermeiden. Bleiben die ausgezackten und wellenförmigen Linien trotzdem in dem Diagramm, so ist nach den Umständen zu entscheiden, ob die durch die Spitze oder die durch die Mitte der Zacken und Wellen gezogene Linie als richtig anzunehmen ist (Fig. 523 u. 552).

Scharfe Übergänge von einer Kurve in die andere dürfen bei Maschinen mit schleichender Schieberbewegung nicht im Diagramm vorhanden sein. Es liegt dann allemal die Vermutung am nächsten, daß der Indikator nicht in Ordnung ist, d. h. daß der Kolben usw. sich festgeklemmt hat, oder daß der Schreibstift hakte.

In dem in Fig. 524 gezeichneten Diagramm ist der Punkt des Dampfabschlusses nicht scharf zu erkennen. Er kann jedoch annähernd dadurch ermittelt werden, daß man die Expansionskurve und die Dampflinie entsprechend ihrem übrigen Verlaufe verlängert und den Schnittpunkt fixiert.

Dasselbe gilt für alle übrigen Übergangspunkte.

Was die am allerwichtigsten zu bezeichnende Expansionskurve des Diagramms anbetrifft, so läßt sich dieselbe am zweckmäßigsten dadurch prüfen und beurteilen, daß man sie mit der früher schon erwähnten Mariotteschen Linie vergleicht bzw. daß man diese Linie, nämlich die Hyperbel, in das Diagramm einzeichnet.

Bevor dies aber geschehen kann, muß man zunächst die schädlichen Räume des Zylinders ermitteln, da der in diesen angesammelte

Dampf jedenfalls an der Expansion des übrigen im Zylinder befindlichen Dampfes teilnimmt.

Die Größe des schädlichen Raumes ermittelt sich für jedes Zylinderende, indem man oben und unten den Spielraum bestimmt, welcher zwischen dem Kolben und dem Zylinderboden bzw. Deckel frei bleibt. Dieses Maß wird mit dem Zylinderquerschnitt multipliziert und zu dem so gefundenen Volumen noch diejenigen der zugehörigen Kanäle bis an den Schieber addiert. Letztere Volumina ermitteln sich aus Breite, Höhe und mittlerer Länge der Kanäle. Durch Vergleichung der so bestimmten Gesamtvolumina mit dem aus Kolbenhub und Zylinderquerschnitt zu berechnenden Zylindervolumen findet man leicht die Länge des Kolbenweges, welcher der Größe des schädlichen Raumes entspricht, d. h. diejenigen Längen, welche behufs Berücksichtigung der schädlichen Räume noch an das Diagramm gesetzt werden müssen.

Bezeichnet:

$$V \text{ das Zylindervolumen} = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot L,$$

$\mathfrak{B}_o$ das Volumen des oberen schädlichen Raumes,

$\mathfrak{B}_u$ das Volumen des unteren schädlichen Raumes,

so sind:

$$l_o = \frac{\mathfrak{B}_o}{V} \cdot L$$

und

$$l_u = \frac{\mathfrak{B}_u}{V} \cdot L$$

die Längen des Kolbenweges L , welche den schädlichen Räumen entsprechen.

Beträgt demnach die Länge des Diagramms 100 mm, so ist das obere Diagramm um $100 \cdot \frac{l_o}{L}$, und das untere um $100 \cdot \frac{l_u}{L}$ zu verlängern, so wie dies in Fig. 524 ausgeführt ist.

Man zieht diese die schädlichen Räume begrenzenden Linien senkrecht zur eingezeichneten Nulllinie und erhält dadurch die schon auf S. 22 u. 254 erwähnten, das Achsenkreuz der einzuzeichnenden Hyperbel darstellenden Asymptoten.

Was nun das Einzeichnen der (angenäherten) Hyperbel anlangt, so ist dasselbe folgendermaßen zu bewirken.

Man legt die Kurve zweckmäßig, wie in Fig. 524, durch den Punkt des Dampfabschlusses und konstruiert sie in folgender Weise:

Man trägt zunächst auf der Nulllinie eine beliebige (nicht zu kleine) Anzahl gleicher Teile ab, so daß eins der in diesen Punkten errichteten Lote durch den Punkt des Dampfabschlusses geht, also durch den schon festgelegten Punkt der Hyperbel. Es stellt dann also die Fläche des Rechteckes $oabc$ denjenigen Zylinderraum dar, der ursprüng-

Im Diagramm, Fig. 524, bemerkt man, daß die Expansionskurve sich unmittelbar nach dem Dampfabschluß von der Hyperbel entfernt, sich ihr dann allmählich wieder nähert, durch dieselbe hindurchgeht und zuletzt beträchtlich über der Hyperbel liegt. Es ergibt sich daraus, daß zu Anfang der Expansion eine Kondensation des Dampfes im Zylinder stattgefunden hat, und daß das niedergeschlagene Wasser später ganz oder teilweise wieder von den heißen Zylinderwänden verdampft wurde. Es würde also hier eine Überhitzung des Dampfes oder ein Dampfmantel von Nutzen sein. Fällt die Expansionskurve überall mit der Hyperbel einigermaßen zusammen, so muß sie als gut und korrekt bezeichnet werden. Liegt sie aber bedeutend über der Hyperbel, so deutet dieser Umstand auf Schieberundichtigkeiten hin (Fig. 522).

Bei der Beurteilung der Diagramme von Verbundmaschinen ist das Verfahren etwas komplizierter, da hier die Expansionswirkung in

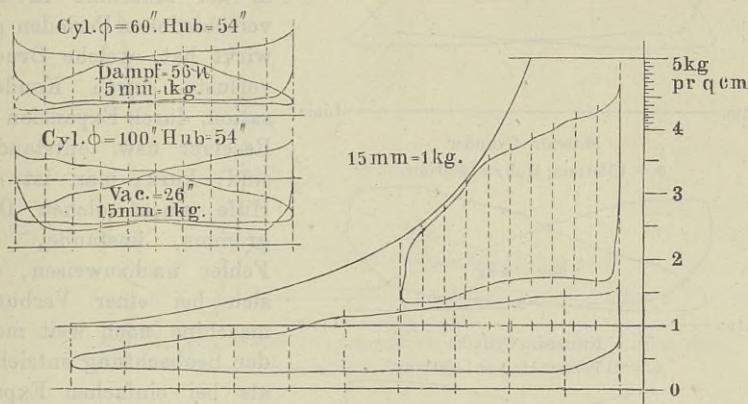


Fig. 526 bis 528. Zusammengelegtes Diagramm einer Verbundmaschine.

den beiden Zylindern gleichzeitig beobachtet werden muß. Es ist zu dem Ende erforderlich, die Diagramme umzuzeichnen, und zwar, wie in Fig. 526 bis 528, in demselben Maßstabe und übereinander liegend.

Man zeichnet zunächst die als Grundlinie dienende Linie der absoluten Luftleere, nimmt die Länge des Niederdruckdiagramms etwa zur doppelten der wirklichen ($= 200$ mm) an, und macht das Verhältnis der Diagrammlängen so, wie das Verhältnis der Zylinderflächen bzw. der Zylindervolumina. Betragen also, wie in Fig. 526 und 527, die Zylinderdurchmesser 60 Zoll engl. und 100 Zoll engl., so ist das Verhältnis der Zylinderquerschnitte wie $60^2:100^2 = 1:2,777$. Ist also die Länge des Niederdruckdiagramms zu 200 mm angenommen, so muß die des Hochdruckdiagramms

$$\frac{200}{2,777} = 72 \text{ mm}$$

gemacht werden.

Alsdann teilt man die so gefundenen Diagrammlängen in eine entsprechende Anzahl gleicher Teile und überträgt die durch den Indikator erhaltenen Diagramme mittels der zugehörigen Maßstäbe auf den angenommenen Maßstab des Doppeldiagramms. Hat man das Doppeldiagramm, welches also die nacheinander in den beiden Zylindern erfolgende Expansionswirkung usw. des Dampfes in einem Bilde zur Anschauung bringt, aufgezeichnet, so erübrigt nur noch, die schädlichen Räume mit den betreffenden Maßstäben an das Diagramm zu setzen und in der vorstehend beschriebenen Art und Weise die Hyperbel ein-

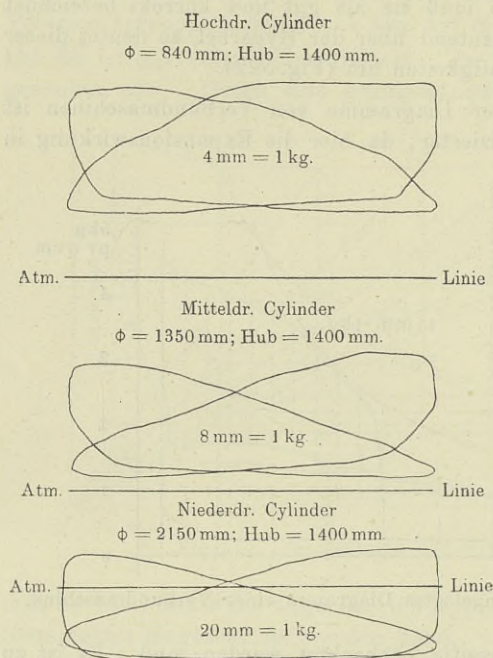


Fig. 529 bis 531. Diagramme einer dreizylindrigen Dreifachexpansionsmaschine.

nuzuzeichnen. Man erhält dadurch ein Bild, aus dem durch geeignete Überlegung sehr einfach zu folgern ist, in welcher Weise der Dampf in der Maschine in den verschiedenen Perioden gewirkt hat, welche Druckverluste durch Kondensation, durch Expansion im Receiver usw. entstanden sind; kurz, man ist mit Hilfe eines solchen Diagramms imstande, die Fehler nachzuweisen, die sich bei einer Verbundmaschine noch weit mehr der Beobachtung entziehen als bei einfachen Expansionsmaschinen.

Diese Methode des Zusammenlegens von Diagrammen wurde zuerst von Rankine angewendet, um ein Bild der Dampfaus-

nutzung gegenüber der theoretischen Expansionsarbeit zu erhalten, weshalb man die Umzeichnung als Rankinisieren bezeichnet. Bei Zweifach- und Mehrfachexpansionsmaschinen ist das Rankinisieren unerlässlich. Ein „schönes“ spitzes Diagramm vom Hochdruckzylinder sagt noch gar nichts. Man erhält dasselbe auch bei der schlechtesten Verbundmaschine, sobald man die Füllung im Niederdruckzylinder entsprechend klein macht. Dann aber verrät sich der Kunstgriff beim Rankinisieren. Der Verlust ist dann oft gegen 20 Proz. Niederdruckarbeit gegenüber der korrekten Kurve.

In ganz gleicher Weise setzt man, wie in Fig. 532 gezeichnet ist, die drei Diagramme einer Dreifachexpansionsmaschine (Fig. 529 bis 531)

zusammen. Abgesehen davon, daß die Fig. 532 drei Einzeldiagramme vereinigt, unterscheidet sie sich von Fig. 528 noch dadurch, daß die schädlichen Räume der einzelnen Zylinder ihrer wirklichen Größe nach berücksichtigt sind. In Fig. 528 ist der Prozentsatz des schädlichen Raumes des Niederdruckzylinders zu $\frac{1}{3}$ desjenigen des Hochdruckzylinders angenommen, während in Fig. 532 der Prozentsatz bei allen drei Zylindern als gleich groß vorausgesetzt ist, was meistens annähernd zutrifft. Da in dem zusammengelegten Diagramm die Längen der Einzeldiagramme sich verhalten wie die Kolbenflächen der zu-

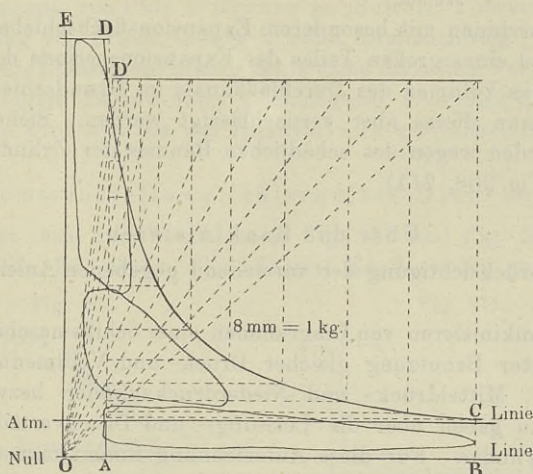


Fig. 532. Rankinisirtes Diagramm einer dreizylindrigen Dreifachexpansionsmaschine der Fig. 529 bis 531.

gehörigen Zylinder, so erscheinen auch die Größen der schädlichen Räume verschieden und daher sind die Einzeldiagramme entsprechend gegeneinander verschoben.

Da die Zylinderdurchmesser der fraglichen Maschine 840, 1350 und 2150 mm (bei einem Hub von 1400 mm) betragen, so verhalten sich die Kolbenflächen wie 1:2,6:6,6, und dementsprechend sind in dem zusammengelegten Diagramm auch die Längen der Einzeldiagramme und die Längen der schädlichen Räume verteilt.

Allgemein sei bemerkt, daß der schädliche Raum bei Schiffsmaschinen stets sehr groß ist, und zwar beträgt derselbe bei

großen Zylindern mit Flachschiebern	8 bis 14 Proz.
kleinen Zylindern mit Flachschiebern	10 „ 15 „
großen Niederdruckzylindern der Handelsschiffe mit Flachschiebern	8 „ 10 „
ganz kleinen Zylindern mit geraden und kurzen Ka- nälen sowie Rundschiebern	12 „ 18 „

sehr großen Zylindern mit langen Kanälen und Rund-
 schiebern 15 bis 19 Proz.
 Hoch- und Mitteldruckzylindern der Kriegsschiff-
 maschinen 18 „ 30 „

Die größeren Werte gelten für schnell laufende Maschinen mit weiten Kanälen.

Beispiel: Der vom Kolben durchlaufene Raum einer Maschine beträgt 120 000 ccm, der schädliche Raum 9600 ccm, so ergibt sich:

$$\frac{9600 \cdot 100}{120\,000} = 8 \text{ Proz. schädlicher Raum.}$$

Bei Maschinen mit besonderem Expansionsflachschieber vergrößert sich während eines großen Teiles der Expansionsperiode der schädliche Raum um das Volumen des Durchlaßkanals im Grundschieber. Im allgemeinen kann dieses aber vernachlässigt werden. Sicherheitsventilhäuser werden wegen des schädlichen Raumes der Zylinderbodenform angepaßt (Fig. 208, 211).

Über das Rankinisieren

sei unter Berücksichtigung der vorstehend gegebenen Anleitung folgendes gesagt:

Das Rankinisieren von Diagrammen einer Schiffsmaschine zu einem einzigen unter Benutzung gleicher Druck- und Volumenmaßstäbe für Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckzylinder bezweckt, einen Überblick zu geben über die Leistungs- und Druckverteilung auf die einzelnen Zylinder. Für diese Aufzeichnung nimmt man mittlere Diagramme aus der Boden- und Deckelseite. Die Längen verhalten sich in dem zusammengelegten Diagramm wie die Volumina von Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckzylinder.

Ist also

$$\text{die Länge des Niederdruckdiagramms} = v_n,$$

so ist:

$$\begin{aligned} \text{Länge des Mitteldruckdiagramms} &= v_m \\ &= v_n \cdot \frac{\text{Mitteldruckkolbenfläche}}{\text{Niederdruckkolbenfläche}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Länge des Hochdruckdiagramms} &= v_h \\ &= v_n \cdot \frac{\text{Hochdruckkolbenfläche}}{\text{Niederdruckkolbenfläche}} \end{aligned}$$

Die schädlichen Räume der einzelnen Zylinder werden im Verhältnis zu den Längen der betreffenden Diagramme horizontal von OE aus abgetragen (Fig. 532).

Die drei von dem Indikator abgenommenen und rankinisierten Diagramme mit ihren Flächen F_h , F_m und F_n werden von dem theoretischen oder sog. Hilfsdiagramm eingeschlossen, welches mit einem Anfangsdruck gleich der Dampfspannung vor dem Hauptabsperrentil und mit seiner Füllung ED zu konstruieren ist. Der Anfangspunkt D

der Hyperbel wird so bestimmt, daß die hyperbolische Kurve durch den Anfangspunkt der Expansion im Hochdruckzylinder geht, d. h. durch D' , dann ist (vgl. S. 254):

$$\frac{F_h + F_m + F_n}{\text{Fläche } OEDCB} = \frac{\text{wirklich erreichte Leistung}}{\text{theoretisch erreichbare Leistung}} = \text{Volligkeitsgrad } k.$$

Sehr zur Übersichtlichkeit und Beurteilung fehlerhafter Diagramme trägt die folgende, von Prof. E. Brauer in „Scholl, Führer des Maschinisten“, Verlag von Friedr. Vieweg u. Sohn, Braunschweig (Preis 10 $\mathcal{M}$) wiedergegebene Zusammenstellung bei, welche nach dem Vorhergehenden und der erfolgten Besprechung verschiedener Diagramme sofort verständlich sein wird und die von Rosenkranz vervollständigt ist.

Zusammenstellung fehlerhafter Diagramme.

Zunächst seien zum Vergleiche in Fig. 533 und Fig. 534 Normaldiagramme, Fig. 533 ohne, Fig. 534 mit Kondensation gegeben.

Fig. 533.

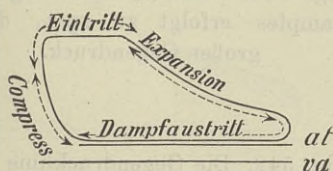
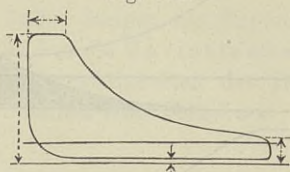


Fig. 534.



Im nachstehenden entspricht die schattierte Fläche jedesmal dem Arbeitsverlust.

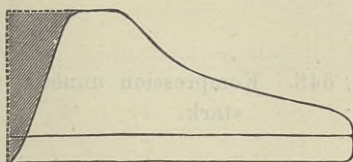


Fig. 535. Die Einströmung des Dampfes erfolgt zu spät. Infolgedessen wird zu Anfang des Kolbenweges der Kolben durch die Kraft des anderen Zylinders geschleppt.

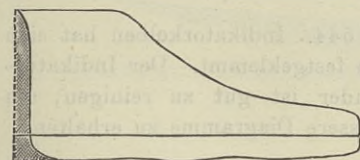


Fig. 536. Die Einströmung des Dampfes erfolgt zu früh.

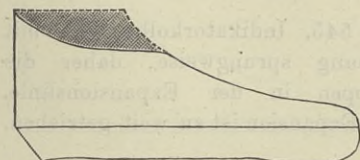


Fig. 537. Der einströmende Dampf ist gedrosselt.

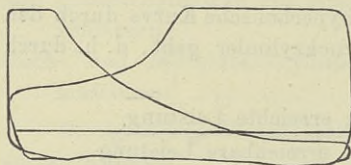


Fig. 538. Die Füllungen auf beiden Zylinderseiten sind verschieden. Die Folge ist ungleichmäßiger Gang und zu großer Dampfverbrauch.

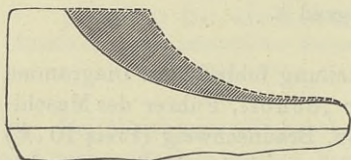


Fig. 539. Der Schieber ist undicht, so daß während der Expansion Dampf nachströmt.

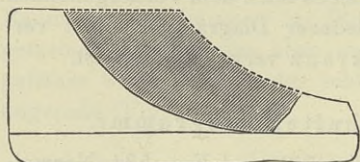


Fig. 540. Kurz vor Hubende strömt nochmals Dampf ein.

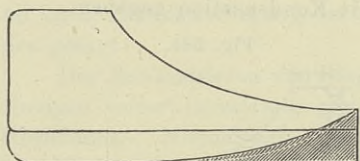


Fig. 541. Die Ausströmung des Dampfes erfolgt zu spät, daher großer Gegendruck.

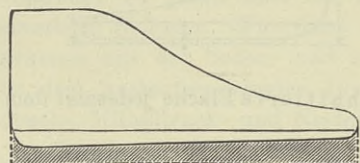


Fig. 542. Die Gegendrucklinie liegt zu hoch, weil Ausströmungsrohre zu eng oder Kondensation mangelhaft.

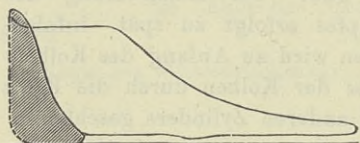


Fig. 543. Kompression unnötig stark.

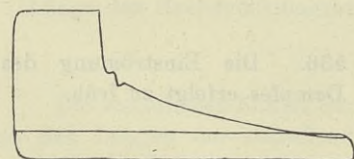


Fig. 544. Indikatorkolben hat sich oben festgeklemmt. Der Indikatorzylinder ist gut zu reinigen, um bessere Diagramme zu erhalten.

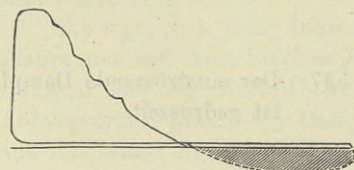


Fig. 545. Indikatorkolben geht mit Reibung sprungsweise, daher die Treppen in der Expansionslinie. Die Expansion ist zu weit getrieben.

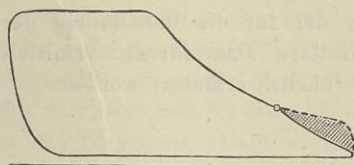


Fig. 546. Verfrühter Dampfaustritt, derselbe beginnt bei der punktierten Stelle und macht sich durch starkes Fallen der Expansionskurve bemerkbar.

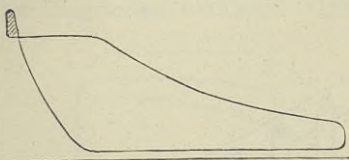


Fig. 547. Zu hohe Kompression. Dampfaustritt zu früh geschlossen. Zusammenpressen des Abdampfes, so daß derselbe den Druck des direkten Dampfes übersteigt.

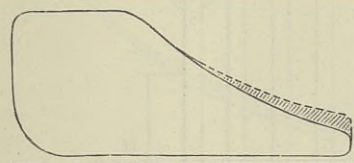


Fig. 548. Fallen der Expansionskurve unter die Mariottesche Linie durch undichten Kolben, so daß Dampf nach dem Austritte entweicht.

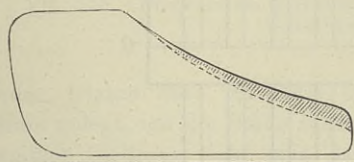


Fig. 549. Steigen der Expansionskurve über die Mariottesche Linie durch Undichtigkeiten des Einlaßkanals oder Schiebers.

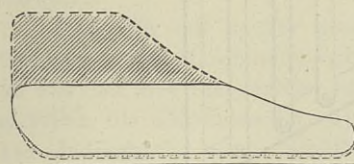


Fig. 550. Drosselung durch den Indikatorhahn oder nicht ganz geöffnet. Punktiert ist das richtige Diagramm.

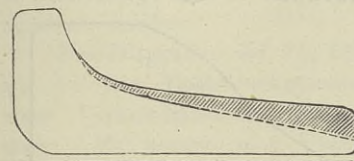


Fig. 551. Fehlerhafte Ridersteuerung für kleine Füllungsgrade, wenn der Expansionsschieber zu weit verdreht wird.

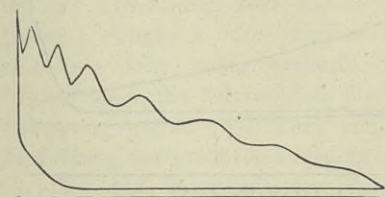


Fig. 552. Federschwingungen durch Massenwirkung von Kolben und Schreibzeug bei plötzlichem Druckwechsel. Die Wellen zeigen durch die Regelmäßigkeit des Verlaufes nur, daß der Indikator sehr gut arbeitet. Bei stärkerer Kolbenfeder treten diese Wellen geringer auf.

Wie aus einem Indikatordiagramm der für die Berechnung der Maschinenleistung zu bestimmende mittlere Dampfdruck ermittelt werden kann, ist auf S. 277 ff. schon ausführlich erläutert worden.

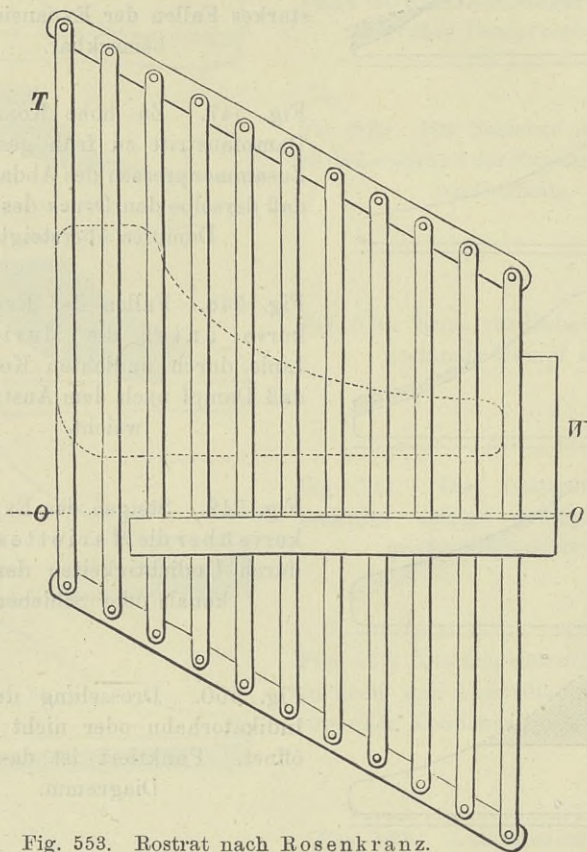


Fig. 553. Rostrat nach Rosenkranz.

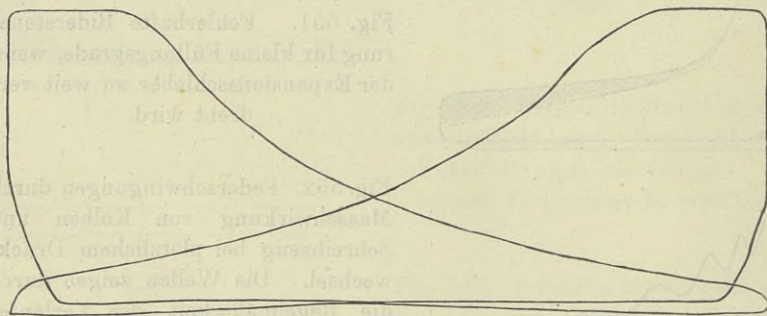


Fig. 554. Diagramm, genommen bei 112 Umdrehungen, Federmaßstab: 5 mm = 1 kg/qcm.

Die Einteilung des auszumessenden Diagramms in zehn gleiche Teile kann dabei vorteilhaft durch Benutzung des Rostrates und der Winkelschiene ohne Anwendung eines Zirkels ausgeführt werden. Fig. 553 zeigt, wie die stets gleichlaufend bleibenden zehn Stahlstreifen *T* an das Diagramm gelegt werden. Es muß die Innenkante des ersten Stabes und die Außenkante des letzten Stabes die äußersten Umrisse des Diagramms berühren. Die Winkelschiene *W* wird an den ersten

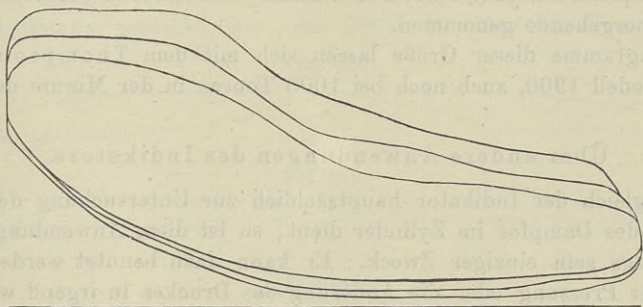


Fig. 555. Diagramme, genommen bei 300, 500 und 700 Umdrehungen.
Feder 6 mm = 1 kg/qcm.

oder letzten Stab und der lange Schenkel gleichlaufend der Nulllinie gelegt, um die Stäbe senkrecht zur Nulllinie zu stellen. Mit einer spitzen Bleifeder zieht man dann an den Außenkanten die Ordinaten herunter.

Daß sich mit sauber gearbeiteten Indikatoren innerhalb weiter Grenzen in den Maschinenumgängen sehr gute Resultate erzielen lassen, ist aus den drei Diagrammen ersichtlich, die mit einem Thompson-Indikator von Schäffer u. Budenberg, Modell 1900, genommen wurden.

Das Diagramm der Fig. 554 ist von dem Hochdruckzylinder einer Verbundmaschine genommen. Es besitzt eine Größe, welche vollkommen ausreichend ist zur Erkennung aller Einzelheiten. Obgleich die Expansionslinie sehr ruhig verläuft, hat dieselbe dennoch jene leichten Wellenlinien, die bekanntlich als Zeichen für die reibungslose Kolbenbewegung gelten (vgl. Text zu Fig. 552). Das Diagramm ist unter Benutzung der größeren Papiertrommel (42 mm Durchmesser) genommen.

Bei dem Diagramm der Fig. 555 hat man mit Rücksicht auf die höhere Tourenzahl den Hub der Papiertrommel (42 mm Durchmesser)

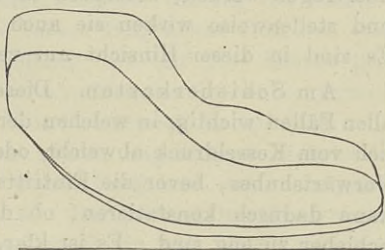


Fig. 556. Diagramme, genommen bei 300 und 800 Umdrehungen.
Feder 5,5 mm = 1 kg/qcm.

kürzer eingestellt. Bei diesem Diagramm ist zu erkennen, daß bei richtiger Anspannung der Papiertrommelfeder die Diagrammlänge für 300, 500 und 700 Touren in der Minute konstant bleibt. Mit steigender Geschwindigkeit konnte wegen der engen Kanäle des Schiebers dieser Maschine der Dampfdruck weniger vollkommen in den Zylinder gelangen.

Das Diagramm der Fig. 556 endlich ist unter Benutzung der kleineren Papiertrommel (30 mm Durchmesser) von derselben Maschine wie das vorhergehende genommen.

Diagramme dieser Größe lassen sich mit dem Thompson-Indikator Modell 1900, auch noch bei 1000 Touren in der Minute nehmen.

Über andere Anwendungen des Indikators.

Obleich der Indikator hauptsächlich zur Untersuchung des Verhaltens des Dampfes im Zylinder dient, so ist diese Anwendung doch keineswegs sein einziger Zweck. Er kann dazu benutzt werden, die Höhe der Pressung oder die Änderung des Druckes in irgend welchen abgeschlossenen, oder mit einem anderen Raume in Verbindung stehenden Gefäßen anzuzeigen. Wir wollen hier nur einige Fälle nennen, für die der Indikator öfters angewendet wird und für die er unentbehrlich ist.

Am Kessel. Die Arbeit der Maschine verursacht in dem Kessel Dampfstöße, die durch den Indikator genau beobachtet werden können. Um die Bewegung der Maschine nach dem am Kessel befindlichen Indikator zu übertragen, kann man mit Erfolg einen Drahtzug anwenden. Die Dampfstöße, welche durch den Gang der Maschine auf den Kessel übertragen werden, befördern in der Regel das Mitreißen von Wasser und stellenweise wirken sie auch schädlich auf den Kessel selbst ein. Es sind in dieser Hinsicht nur vereinzelte Versuche gemacht worden.

Am Schieberkasten. Diese Anwendung des Indikators ist in allen Fällen wichtig, in welchen der im Zylinder erreichte Druck wesentlich vom Kesseldruck abweicht, oder wenn er im Zylinder während des Vorwärtshubes, bevor die Eintrittsöffnung geschlossen ist, fällt. Man kann dadurch konstatieren, ob das Dampfrohr oder die Kanäle im Schieber zu eng sind. Es ist klar, daß das Durchströmen des Dampfes in allen Fällen mit Druckdifferenz verbunden ist, aber bei guten Maschinen soll die Differenz $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{10}$ Atm. nicht überschreiten. Bei langen Dampfleitungen ist es oft nicht möglich, die Röhren so weit zu nehmen, daß gar kein Druckverlust entsteht, man kann sich dann zuweilen dadurch helfen, daß man in der Nähe der Maschine ein Dampfreservoir in die Leitung einschaltet, welches kontinuierlich Dampf vom Kessel aufnimmt und die Druckschwankungen etwas ausgleicht. Dieses ist in allen Fällen nötig, wo man, wie es in neuerer Zeit oft geschieht, einen Kessel mit 10 Atm. aufstellt und den Dampf für die Hilfsmaschine

durch ein Reduzierventil auf beispielsweise 5 Atm. vermindert. Wenn in diesem letzten Falle kein Reservoir angewendet wird, so muß das Diagramm schlecht werden, zumal dann, wenn man den Fehler macht, das Reduzierventil direkt vor die Maschine zu setzen.

Die beiden Diagramme, Fig. 557 u. 558, welche nach derselben Skala gezeichnet sind, illustrieren die Tätigkeit des Dampfes im Schieberkasten; der Punkt des Abschnittes ist mit *c* bezeichnet. In den Diagrammen bemerkt man, daß, wenn der Dampfstrom durch Schluß der Eintrittsöffnung gehemmt war, der Druck bis über den Kesseldruck,

Fig. 557.

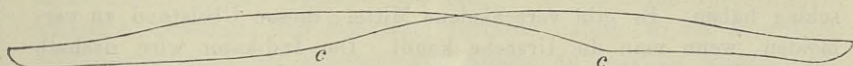


Fig. 558.

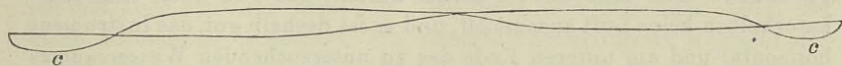


Fig. 559.

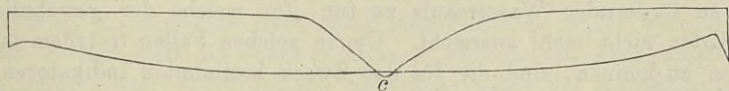


Fig. 560.

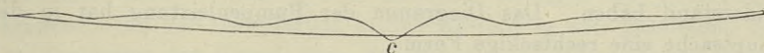


Fig. 557 bis 560. Die Tätigkeit des Dampfes im Schieberkasten, indiziert durch einen Thompson-Indikator von Schäffer u. Budenberg.

daß dagegen der volle Kesseldruck erst kurz vor Öffnung des Dampf-eintrittskanals erreicht wurde. Diese beiden Diagramme stammen von der Allenmaschine der Pariser Ausstellung, die mit 200 Touren pro Minute arbeitete. Das Schwanken des Dampfdruckes hat seinen Grund in dem Beharrungsvermögen der im Rohre stehenden Dampfsäule.

Diagramm, Fig. 559, stellt einen, durch ungenügende Rohrweite hervorgebrachten Druckverlust dar. Dieses Diagramm weicht in jeder Hinsicht von den beiden vorstehenden ab. Der größere Dampfverbrauch trat fast plötzlich (beim Anfange des Hubes) ein und wuchs mit dem Vorwärtsgang des Kolbens. Nach Schluß der Eintrittsöffnung stieg der Druck bis zum Kesseldruck, der während der ganzen Zeit des Hubes behauptet wurde.

Das Diagramm der Fig. 560 zeigt das Verhalten des Dampfes bei derselben Kolbengeschwindigkeit und nachdem, wie oben beschrieben, ein Dampfreservoir vor der Maschine in die Rohrleitung eingeschaltet war.

Am Ausströmungsrohr. Zur Feststellung der Ursache eines Gegendruckes im Zylinder muß man den Indikator an das Rückdampfrohr oder an die Kanäle schrauben.

Am Kondensator. Die Luftleere im Kondensator kann man allerdings an dem Vakuummeter erkennen, aber es ist zur Beurteilung der Maschine eine Kurve, wie man sie mit dem Indikator bekommt, unbedingt nötig, denn diese zeigt den Druck im Kondensator und den Gegendruck im Zylinder auf demselben Diagramm.

An der Luftpumpe. Diese Anwendung des Indikators zeigt sofort, ob die Luftpumpe gut ausgeführt ist oder nicht, d. h. welche Kraft zu ihrem Betriebe nötig ist.

An Pumpen jeder anderen Konstruktion. Viele Pumpen haben den Fehler, daß sie nicht ruhig gehen, d. h. daß sie einen Wasserschlag haben. Es gibt verschiedene Mittel, diesen Übelstand zu vermeiden, wenn man die Ursache kennt. Der Indikator wird deshalb besonders in neuerer Zeit zum Indizieren von Pumpen sehr viel angewendet. Man muß hierbei darauf achten, daß sich unter dem Indikatorkolben keine Luft ansammelt, und es ist deshalb gut, das Instrument horizontal und am unteren Ende des zu untersuchenden Wasserraumes anzubringen. Bei Pumpen hat man es häufig mit hohen Pressungen der zu fördernden Wassersäule zu tun, für welche der gewöhnliche Indikator nicht mehr ausreicht. Um in solchen Fällen trotzdem indizieren zu können, sind die für den Zweck bestimmten Indikatoren so eingerichtet, daß ein kleinerer Kolben (Fig. 492) eingesetzt werden kann, für den die vorhandenen Federn einen entsprechend größeren Widerstand haben. Das Diagramm der Pumpenleistung hat in der Hauptsache eine rechteckige Form.

Sechzehnter Abschnitt.

Die Behandlung und Instandhaltung der Maschinen und Kessel unter Dampf und außer Dienst.

Wenn auch für die Behandlung und Instandhaltung der Maschinen und Kessel unter Dampf und außer Dienst schwerlich allgemein gültige und alle Umstände berücksichtigende Regeln aufgestellt werden können, so soll doch im folgenden versucht werden, in groben Zügen das Verfahren zu skizzieren, durch welches der Betrieb der Maschinen und Kessel möglichst sicher und ökonomisch wird. Es liegt in der Natur der Sache, daß die Kenntnis des einzuschlagenden Verfahrens in seinem ganzen Umfange, d. h. der Dienst eines technischen Schiffsoffiziers, nur durch praktische Erfahrung und Übung erlernt werden kann.

Ebensowenig wie es in der medizinischen Wissenschaft ein Universalmittel oder Rezept gegen alle Krankheiten gibt, ebensowenig gibt es in der schiffsmaschinentechnischen Wissenschaft eine Behandlungs-

vorschrift, die für alle Fälle und zu allen Zeiten am Platze ist. Wäre es möglich, solches Universalreglement auszuarbeiten, so bedürften wir keiner Schiffsoffiziere, die durch Staatsprüfungen ihren Befähigungsnachweis erbringen; es würde dann der Mensch selbst zur Maschine!

Bei der Instandhaltung der Maschinen und Kessel muß man von dem Gesichtspunkte ausgehen, daß die Sicherheit des Betriebes nicht nur von dem guten Zustande der Hauptteile abhängt, sondern daß auch das in Unordnung Geraten eines anscheinend unbedeutenden Nebenteiles der ganzen Maschinenanlage den Betrieb auf das ernstlichste gefährden kann. Im allgemeinen wird sich natürlich das Schadhafwerden irgend eines Maschinenteiles während des Ganges der Maschine durch irgend welche Kennzeichen und Merkmale verraten haben, so daß man beim Außerdienststellen der Maschine von Anfang an ungefähr wissen wird, welchem Teile eine besondere Aufmerksamkeit zuzuwenden ist. Das schließt aber natürlich nicht aus, daß nicht auch diejenigen Teile, die keine besonderen Anzeichen von Reparaturbedürftigkeit während der Fahrt gegeben haben, einer eingehenden Untersuchung unterworfen werden müssen.

Wird die Maschine nach einer längeren Reise außer Betrieb gestellt, so läßt man die Feuer abbrennen, verarbeitet, wenn angängig, den Dampf, oder es werden die Sicherheitsventile der Kessel langsam und wenig gelüftet, so daß der noch in den Kesseln vorhandene Dampf entweichen kann. Alsdann wird mit dem Reinigen der Feuerungen begonnen. Ist der Dampfdruck in den Kesseln so weit gesunken, daß das Ausblasen der Kessel ohne Schaden für dieselben vorgenommen werden kann, so schließt man die Sicherheitsventile und öffnet vorsichtig den Bodenhahn. Im allgemeinen genügt ein Dampfüberdruck von 1 bis $1\frac{1}{2}$ Atm., um das Wasser aus dem Kessel hinauszupressen, ohne daß für den Kessel schädliche Erschütterungen dadurch verursacht werden. Falls noch ein Kessel als Hilfskessel z. B. für die elektrischen Maschinen in Betrieb bleibt, empfiehlt es sich stets, die Kesselentleerung durch Herauspumpen vorzunehmen. Ist das Wasser so weit aus dem Kessel entfernt, daß die Flammrohre noch eben bedeckt sind, so schließt man die Bodenähne und läßt die Kessel sich langsam abkühlen, beendet die vorläufige Reinigung des Kessel- und Maschinenraumes und nimmt von den einzelnen Teilen der Maschinen die Schmier- und Schutzvorrichtungen ab. Ferner lüftet man in der Maschine die Zylinder- und Schieberkastendeckel etwas und läßt die zu revidierenden Teile sich abkühlen. Ist die Abkühlung der Kessel und der Maschine so weit gediehen, daß die einzelnen Teile zugänglich geworden sind, so geht man in folgender Weise mit dem Arbeiten vor.

Arbeiten im Kesselraume nach dem Dampfen.

Die unteren Mannlöcher und Reinigungslöcher werden vorsichtig geöffnet, so daß sich die Kessel völlig entleeren, und gleichzeitig sind

die übrigen Vorbereitungen getroffen für die innere Reinigung der Kessel. Rosten und Rostenträger, wenn nötig, auch die Feuerbrücken, werden aus den Feuerungen entfernt und die Feuerbüchsen und Feuerrohren von Flugasche und Ruß gereinigt, wozu besondere Reinigungsbürsten aus Stahldraht oder Kratzer und Schaber nach Art der Lechlerschen Apparate (Fig. 153) im Inventar vorgesehen sind. Sämtliche Hähne und Ventile werden geöffnet, untersucht und neu eingeschliffen bzw. sonst in guten Stand gesetzt. In den Rohrleitungen werden die Röhren, welche sich als reparaturbedürftig gezeigt haben, losgeschraubt und ausgebessert, oder durch neue ersetzt.

Besonders ist darauf zu achten, daß die im Innern des Kessels vom Speiseventil nach einer höher gelegenen Stelle des Kessels führenden Rohre völlig intakt sind, da andernfalls der Kessel großen Anrostungen ausgesetzt ist.

Vor Beginn der inneren Reinigung des Kessels wird sich eine gewissenhafte Betriebsleitung von dem Zustand des Kesselinnern überzeugen. Vornehmlich wird das Augenmerk zu richten sein auf etwaige Öl-, Kesselstein- und Schlammablagerungen, die dann Aufschluß geben über die Beschaffenheit des verwendeten Zylinderöles, des Speisewassers und über die Wirksamkeit von ev. vorhandenen Speisewasserreinigern.

Im Innern der Kessel wird der Ansatz von Kesselstein dann durch Abpicken und Abkratzen entfernt, wobei Sorge getragen werden muß, daß durch die Pickhämmer und durch die sog. Salzstangen nicht die Oberfläche der Kesselwände verletzt wird, weil durch ein Verletzen der natürlichen Walzhaut des Bleches das Verrosten und Anfressen derselben hervorgerufen und befördert wird. Die schadhaft gewordenen Feuerröhren werden entfernt und durch neue ersetzt, Anker und Stehbolzen untersucht und etwa leck gewordene Nietnähte gedichtet usw. Der abgelöste Kesselstein wird aus dem Kessel hinausgeschafft und der Kessel im Innern sodann mit reinem Wasser ausgespült.

Soll der Kessel nun für längere Zeit außer Betrieb gesetzt werden, so muß er vor innerer und äußerer Verrostung nach Möglichkeit geschützt, d. h. konserviert werden. Dieses läßt sich mit mehr oder weniger Erfolg durch folgende drei Konservierungsmethoden erreichen.

Die Konservierungsmethoden der Dampfschiffskessel.

a) Luftfrei bei normalem Wasserstande.

Die Konservierung der zum sofortigen Gebrauche bereit zu halten- den Kessel beschränkt sich nur darauf, daß die Kessel möglichst luftfrei (d. h. sauerstofffrei) gehalten werden. Zu diesem Zwecke werden die Kessel, nachdem die gesamte feine Armatur auf volle Gangbarkeit und Dichtigkeit geprüft worden ist, und bei ihrer Außerbetriebsetzung mit dem für das Anheizen vorgeschriebenen Wasserstande luftdicht abgeschlossen. Hierbei möge nicht unerwähnt bleiben, daß diese Konser-

vierungsmethode nicht als sehr wirksam zu betrachten ist und nur dann angewandt werden sollte, sobald die Kessel aus zwingenden Gründen zum sofortigen Gebrauche bereit gehalten werden müssen.

Diejenigen Kessel, in deren Gebrauch eine längere Pause zu erwarten ist, sind, wenn angängig, nach der sog. „nassen Methode“, d. h. ganz gefüllt, sonst aber, wenn der Tiefgang des Schiffes oder das Gewicht desselben beim Docken eine Rolle spielt, nach der „trockenen Methode“, d. h. ganz leer zu konservieren.

b) Nasse Methode.

Bei der nassen Konservierungsmethode wird der Kessel bei geöffneten Sicherheitsventilen ganz mit Frischwasser gefüllt. Dies ist möglichst beim Abstellen der Kessel vorzunehmen, ehe das Kesselwasser sich abgekühlt hat, um dadurch den in dem neu zugeführten Wasser enthaltenen Luftsauerstoff zu entfernen. Wenn es notwendig erscheint, so können zu diesem Zwecke auch noch entsprechend verkleinerte Feuer in allen Feuerungen des Kessels gehalten werden, oder es sind beim Auffüllen nach gänzlichem Erkalten sämtliche Feuer anzuzünden, um das Kesselwasser bei geöffneten Sicherheitsventilen einige Zeit lang gelinde zu kochen und aus demselben die Luft auszutreiben, oder es wird in einem Kessel „Dampf auf“ gehalten und das Wasser der übrigen Kessel durch Heizschlangen, die eventuell im unteren Teile der Kessel vorgesehen sind, bis zum Kochen erhitzt (Temperaturausgleicher von Howaldt-Kiel). Diese Methode des Wasseranwärmens und Entlüftens ist als sehr zweckmäßig zu erachten, da bei völlig gleichmäßiger Erwärmung die gereinigte Feuerungsanlage sauber und unbenutzt bleibt. Wenn aus den Sicherheitsventilen oder besonderen Lufthähnchen aus dem höchsten Teile des Kessels keine Luft mehr entweicht, so sind die Feuer herauszuziehen bzw. der Dampf für die Heizschlangen abzustellen und die Kessel dicht abzuschließen. Bei dieser Konservierungsmethode ist selbstverständlich darauf zu achten, daß die Temperatur im Kesselraume im Winter nicht unter den Gefrierpunkt sinkt.

c) Trockene Methode.

Die trockene Konservierungsmethode findet Anwendung, wenn das Schiff einen längeren Aufenthalt im Hafen hat, oder wenn das gänzliche Füllen der Kessel den Tiefgang des Schiffes beträchtlich erhöhen würde, oder endlich, wenn die Kessel gereinigt worden sind.

Die Kessel sind alsdann nach ihrer Entleerung bzw. Reinigung zunächst mit kleinen in die Feuerungen gestellten Öfen bei geöffneten Mann- und Schlamlöchern, geschlossenen Feuertüren und wenig geöffneten Dämpfern sorgfältig auszutrocknen.

Wo geeignete Trockenöfen nicht vorhanden sind, kann aus einem Teile der gewöhnlichen Roststäbe und mit Hilfe von Schamottesteinen ein kleiner Trockenfeuerrost gebildet werden, der vom Boden der Feuer-

rungen etwa 200 mm, von den Seitenwänden derselben etwa 100 mm entfernt bleiben muß und bei dessen sehr vorsichtiger Feuerung mit hell glühender (nicht mit Flammen brennender) Kohle die Feuertüren etwas geöffnet zu halten sind, um die Feuerungsdecken nicht zu stark zu erwärmen.

Hierauf sind, je nach der Kesselgröße, ein oder mehrere Schalen mit brennenden Holz- oder Steinkohlen durch die unteren Schlamm- oder Mannlochöffnungen in den Kessel einzubringen, um nach deren luftdichtem Verschlusse den Sauerstoff der in den Kesseln enthaltenen Luft so viel wie möglich zu verbrauchen und so die Oxydation der inneren Kesselteile möglichst zu verhüten. Wird zu diesem Zwecke Steinkohle verwendet, so sind die bituminösen (teerhaltigen und vergasbaren) und etwaigen schwefligen Bestandteile derselben zunächst im Aschenfall des Kessels zu verbrennen, ehe die Kohlen in denselben gebracht werden. In den feuchten Jahreszeiten sowie in tropischen Gegenden, in welchen nachts die Niederschläge sehr stark sind, müssen die nicht im Gebrauche befindlichen Kessel möglichst geschlossen gehalten werden.

Die in den Kessel eingebrachten Kohlenbecken sollen, wie gesagt, die Luft im Kesselinnern möglichst sauerstofffrei machen; um nun noch tunlichst jede Feuchtigkeit vom Kesselinnern fernzuhalten, führt man mehrere verzinkte Eisenblechkasten durch die Mann- und Schlammlöcher ein, verteilt diese Gefäße gleichmäßig auf dem Boden des Kessels, den Feuerungsdecken, Feuerröhren, Ankern usw., und füllt dieselben etwa bis zur halben Höhe mit nußgroßen Stücken Chlorcalcium an. Das Zerkleinern auf nußgroße Stücke hat den Zweck, der Feuchtigkeit eine möglichst große Berührungsfläche zu bieten. Daß die zur Verwendung kommenden Blechgefäße natürlich wasserdicht gebaut sein müssen, bedarf wohl kaum der Erwähnung. Damit alle an dem Kessel angebrachten Hähne und Ventile möglichst dicht halten, empfiehlt sich ein Einsetzen derselben mit Talg.

Die Erneuerung des Chlorcalciums wird zuerst nach Verlauf eines Monats, dann etwa alle 2 bis 3 Monate erforderlich sein, wobei das zerflossene Chlorcalcium abzugießen, das festgebliebene zu zerkleinern, umzurühren und durch Zusatz von frischer Masse wieder zu vervollständigen ist. Diese Arbeit sollte möglichst bei trockener Witterung vorgenommen werden.

Chlorcalcium oder Calciumchlorid (CaCl_2), spez. Gew. des geschmolzenen wasserfreien Salzes 2,21; Schmelzp. 720 bis 730° C. Je nach der Darstellung bildet es entweder eine weiße, poröse, zusammensinkende, oder eine glasige, schwach durchscheinende Masse. In beiden Formen zieht Chlorcalcium aus der Luft sehr leicht Wasser an (hygroskopisch) und ist auch im Wasser sehr leicht löslich.

Gleichzeitig mit der Vornahme einer der vorbeschriebenen Konservierungsmethoden ist für einen zweckmäßigen

Schutz der äußeren Kesselwandungen gegen Oxydation

Sorge zu tragen.

Die Außenwandungen der Kessel und ihres Zubehörs (Überhitzer, Rauchfänge, Schornsteine usw.), d. h. alle nicht vom Feuer berührten Teile, sind gut im Mennigeanstrich, die vom Feuer berührten Eisenflächen im Firnisanstrich zu erhalten.

Auf eine gute Verpackung und ein dampf- bzw. wasserdichtes Schließen aller Armaturteile der Kessel ist besonders zu achten.

Jede Feuchtigkeit ist von den Außenwandungen des Kessels und seiner Zubehörteile fern zu halten und dieselben sind deshalb mit allen gegebenen Mitteln gegen ein Bespritzen durch Regen und Spritzwasser oder beim Deckwaschen zu schützen, besonders ist durch Aufsetzen der Regenkappe auf den Schornstein sogleich nach jedem Dampfen das Eindringen von Regenwasser und feuchten Niederschlägen in denselben, in den Schornsteinhals und die Rauchkammern tunlichst zu vermeiden und vorkommendenfalls die eingedrungene Nässe schleunigst zu entfernen.

Zur Beseitigung aller Feuchtigkeit aus den Maschinen- und Kesselräumen ist nach jedesmaligem Dampfen die Bilge gut auszutrocknen und bei trockenem Wetter stets eine kräftige Ventilation durch Öffnen aller Dämpfer, Feuer- und Rauchkammertüren bei entsprechend gelüfteter Schornsteinkappe zu unterhalten.

Über die Bilgereinigung im allgemeinen sei folgendes bemerkt:

Der Kielraum ist, wenn es die Verhältnisse irgend gestatten, trocken zu halten und durch Ausschöpfen, Ausfegen und Auftrocknen mit der Hand zu reinigen. Es ist darauf zu achten, daß beim Deckwaschen kein Wasser in die unteren Räume dringt. Ist der Kielraum nicht dauernd trocken zu halten (z. B. bei Maschinenbilgen während des Dampfens), so ist derselbe in kürzeren Zeiträumen auszupumpen.

1. Die mechanische Reinigung im Kielraume (Bilgeräume) erstreckt sich:

a) Auf das faulige Bilgewasser, welches ausgepumpt und mittels eines in Lee über Bord gelassenen Schlauches bis unter die Wasseroberfläche geleitet wird; durch wiederholtes Einlassen von frischem Seewasser und Auspumpen desselben wird da, wo der Kielraum nicht dauernd trocken gehalten werden kann, eine gründliche Durchspülung desselben herbeigeführt;

b) auf den schlammigen, den Wänden zäh anhaftenden Niederschlag; derselbe wird, nachdem der nach dem Lenzschlagen noch verbliebene Rest von Bilgewasser mittels Handpumpen oder durch Ausschöpfen weggeschafft und der Bilgeraum tunlichst trocken gelegt ist, entfernt;

c) auf die Wände des Bilgeraumes. Dieselben werden mittels Besen und Handspritzen, sowie zur Verseifung der Fettstoffe mit heißer Soda-lauge (2 Tle. Soda auf 100 Tle. frisches Wasser auf mindestens 50° C

erhitzt) gereinigt, ausgewaschen und abgerieben; auch auf die Spantfüllungen, soweit dieselben zugänglich sind, hat sich die Reinigung zu erstrecken.

Bei Eisenschiffen ist die Anwendung von scharfen Instrumenten zur Reinigung auszuschließen. Bei Beschädigung des inneren Anstriches sind die Eisenteile mit frischem Wasser abzuwaschen und mit neuem Schutzanstriche zu versehen.

2. Die Desodorisation (Geruchlosmachung) des Kieles hat dann zu geschehen, wenn sich die mechanische Reinigung als unzureichend erweist; sie wird nach Bedürfnis, erforderlichenfalls in 14tägigen Zeiträumen wiederholt. Diese Reinigung erfolgt durch Chlorzink und zwar da, wo sich kein Bilgewasser bildet und die Räume leicht zugänglich sind, im Anschluß an die mechanische Reinigung, indem die Wände des Bilgeraumes mit der Chlorzinklösung abgewaschen und abgerieben werden, worauf bei eisernen usw. Schiffen zur Vermeidung von Rostbildung eine Abspülung mit reinem Seewasser erfolgt. Da, wo sich Bilgewasser bildet, bzw. die Kielräume nicht zugänglich sind, erfolgt die Desodorisation durch Eingießen der Chlorzinklösung in den Bilgeraum. Im letzteren Falle werden auf je 1000 Liter Bilgewasser, welche nach dem Lenzschlagen im Bilgeraume verbleiben, 2 kg Chlorzink gerechnet, die in einer hölzernen Balje in der 20fachen Menge Seewasser aufgelöst werden. Einer jeden Desodorisation gehen die vorstehend unter 1. bezeichneten mechanischen Reinigungsarbeiten, mindestens aber ein wiederholtes Auspumpen des Bilgeraumes unmittelbar vorher, worauf die Chlorzinklösung an verschiedenen Stellen in den Bilgeraum bzw. in die verschiedenen Abteilungen desselben eingegossen wird. Die Chlorzinklösung ist immer mit dem Bilgewasser in innige Vermischung zu bringen, was bei bewegtem Schiffe von selbst geschieht, bei still liegendem Schiffe aber durch Überpumpen der Lösung oder in sonst geeigneter Weise auszuführen ist. Die Lösung ist bei Eisenschiffen etwa 24 Stunden im Bilgeraume zu lassen; während dieser Zeit ist jedes Zulassen von frischem Seewasser möglichst zu vermeiden.

3. Bei neuerbauten Schiffen bei der ersten Indienststellung sowie nach allen Reparaturen und Arbeiten in Räumen, die mit dem Kieles in Verbindung stehen, sind die Bilgeräume in allen zugänglichen Teilen auf das Vorhandensein von Nieten, Holzabfällen, Spänen, Kupfer, Messing, Blei, Glasscherben usw. zu untersuchen und solche zu entfernen, um der Entstehung von Fäulnis, dem Verstopfen der Pumpen oder Ventile und der Einwirkung des galvanischen Stromes (auf eisernen Schiffen) vorzubeugen.

Arbeiten im Maschinenraume nach dem Dampfen.

Die Deckel der Zylinder und der Schieberkasten sind (nach S. 557) bereits abgenommen worden, die Schieber herausgezogen und die

Kolbendeckel gelüftet. Die Kolbenringe werden untersucht und nachgearbeitet, die Federn nachgespannt oder ausgewechselt und Kolben und Zylinder nachgesehen. Die Flächen des Schiebers und des Schieberspiegels werden untersucht und nachgearbeitet und sodann Schieber und Kolben wieder zusammen- und eingesetzt, die Schieberstellungen reguliert und darauf Zylinder- und Schieberkastendeckel gedichtet und aufgeschraubt. Kein Werkzeug liegen lassen!!

Schieberregulieren.

Stelle die Kurbel auf den oberen Totpunkt; lege bei ausgelegter Expansion die Steuerung erst auf „Vorwärts“, dann auf „Rückwärts“, messe jedesmal das lineare Voreilen (Feststellung der Totpunktlage siehe S. 382). Verfahre ebenso, wenn die Kurbel die untere Totpunktlage einnimmt.

Angenommen, die zu regulierende Steuerung habe Stephenson'sche Kulissensteuerung, und es besitzen (wie gewöhnlich) Vor- und Rückwärtsexzenter gleiche Voreilwinkel, alsdann muß auch das lineare Voreilen für beide Drehrichtungen dieselben Abmessungen aufweisen. Wenn dieses aber nicht der Fall ist, so mache die Exzenterstangen gleichlang, indem die kürzere durch Zwischenlagen zwischen Bügel und Stange oder unter die Exzenterstangenlager verlängert wird. Die richtige Verteilung des linearen Voreilens auf die Deckel- und Kurbelseite erfolgt dann durch Verschieben des Schiebers auf seiner Stange. Diese Verschiebung wird durch Abfeilen von den Schieberstangenbunden oder durch zwischengelegte Paßstücke aus Blech erreicht.

Die Vorausströmung und Kompression läßt sich schwer ohne weiteres abmessen.

Man benutzt dazu zweckmäßig die in Fig. 561 abgebildete Holzlatte an Stelle des Schiebers, reißt sich auf derselben die abscheidenden Kanten des Schiebers an und befestigt die Latte auf der Stange.

Eine andere bei Flachschiebern anwendbare Methode besteht darin, daß man die Kanäle am Zylinder und am Schieber derart mit der Reißnadel anreißt, daß man die Dampfverteilung von außen verfolgen kann.

Bei Kolbenschiebern und auch bei Flachschiebern, die zwischen den Zylindern montiert sind, kommt man auf diese einfache Weise aber nicht zum Ziele. In diesem Falle bedient man sich zweier Latten; auf der einen sind die Kanalbreiten des Schieberspiegels, auf der anderen die

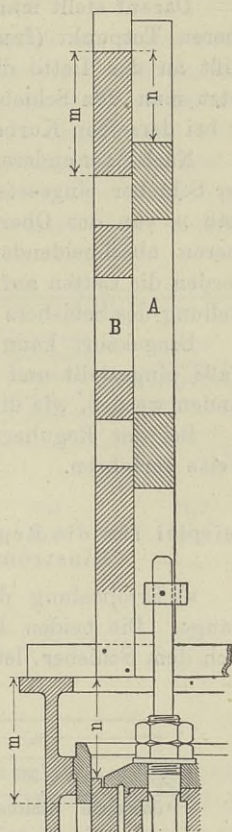


Fig. 561.
Schieberregulieren.

Abmessungen des Schiebers selbst vermerkt. Die erstere wird dann oben auf dem Schieberkasten, die letztere an der Schieberstange befestigt, und zwar geschieht die Befestigung an der Stange derart, daß (nach eventuell nötiger Korrektur der Exzenterstangenlänge) der Dampf- bzw. -austritt bei der gewünschten Kolbenstellung erfolgt.

Darauf stellt man die Kurbel bei Außenkanteneinströmung in den oberen Totpunkt (Innenkanteneinströmung untere Totpunktlage) und mißt an der Latte die Öffnung des oberen Eintrittskanals. Darauf setzt man den Schieber ein und montiert ihn so auf der Stange, daß er bei derselben Kurbelstellung auch die gleiche Kanalöffnung freigibt.

Nach einer anderen, von Bauer angegebenen Methode wird (Fig. 561) der Schieber eingesetzt und in den zu untersuchenden Stellungen das Maß n von der Oberkante des Schieberkastendeckelflansches bis zur oberen abschneidenden Schieberkante gemessen. Nach diesem Maß werden die Latten auf einer ebenen Fläche zusammengelegt, woraus die Stellung des Schiebers in bezug auf das Schiebergesicht ersichtlich wird.

Umgekehrt kann der Schieber auf die der Latte entnommenen Maße eingestellt und hierdurch die zugehörigen Kolbenstellungen gefunden werden, wie dies zur Kontrolle der Füllungen nötig ist.

Bei der Regulierung einer anderen Steuerung wird in ähnlicher Weise verfahren.

Beispiel für die Regulierung eines Kolbenschiebers mit äußerer Einströmung nach der letzteren Methode.

a) Ermittlung der richtigen Höhenlage des Schiebers auf der Stange. Die beiden Latten A und B (Fig. 562), von denen erstere nach dem Schieber, letztere nach dem Zylinder hergestellt ist, werden

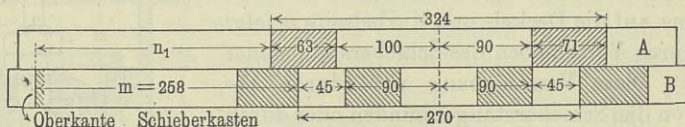


Fig. 562. Schieberregulieren.

in die beiden Lagen gebracht, welche den Totpunktstellungen der Kurbel entsprechen, also auf das gewünschte lineare Voreilen für Deckel- und Bodenseite eingestellt. Hieraus ergeben sich die Lattenmaße n_1 .

Im vorliegenden Falle soll das lineare Voreilen sein: oben 13 mm, unten 15 mm.

Die Lattenmaße n_1 sind daher mit Bezug auf die Fig. 562:

Wenn die Kurbel im oberen Totpunkt steht: $n_1 = 258 + 13 = 271$,

" " " " unteren " " $n_1 = 258 + 270 - 15$

$= 324 = 189$.

Es werden jedoch an der Maschine abgelesen:

Wenn die Kurbel im oberen Totpunkt steht: $n = 265$ mm,
 " " " " unteren " " $n = 183$ mm.

Der Schieber muß daher um $n_1 - n = 271 - 265 = 6$ mm (oder auch $189 - 183 = 6$ mm) tiefer gesetzt werden.

b) Ist der Schieber durch Abdrehen des Bundes um 6 mm tiefer gebracht worden, dann werden Füllung, Kompression und Vorausströmung kontrolliert. Die diesbezüglichen Lattenmaße n_1 werden für die betreffenden Schieberstellungen an den Latten abgemessen (siehe nachstehende Tabelle). Kommt beim Drehen der Maschine der Schieber in eine dieser Stellungen, dann ergeben sich die betreffenden Dampfperioden aus den vom Kolben oder Kreuzkopf, vom oberen oder unteren Totpunkt aus zurückgelegten Wegstrecken:

Schieberstellung	Lattenmaß n_1 = Entfernung von Oberkante Schieber bis Oberkante Schieberkasten	Kolbenweg vom oberen Totpunkt gemessen (Hub = 500 mm)	Dampf- perioden in Prozenten des Kolbenhubes
Beim Aufgang des Schiebers:			
1. Füllung Deckelseite	258	356	71,2
2. Kompression Bodenseite . .	231	446	11,2
3. Vorausströmung Deckelseite	—	—	—
Beim Niedergang des Schiebers:			
4. Füllung Bodenseite	205	182	63,6
5. Kompression Deckelseite . .	239,5	50	10,0
6. Vorausströmung Bodenseite	—	—	—

Während ein Teil des Personals die Steuerung in sachgemäßer Weise überholt hat, sind von dem anderen die Ventilkasten- und die Zylinderdeckel der Pumpen geöffnet, der Zustand der Ventile und Kolben untersucht und, wo erforderlich, neue Ventile eingesetzt. Ebenso sind sämtliche Lager der Kurbelwellen, der Kurbeln, der Kreuzköpfe und der Steuerungsteile geöffnet und nachgepaßt, sowie die Zapfen untersucht worden. Die Deckel des Kondensators sind abgenommen worden.

Bei der Probe als undicht sich herausstellende Röhren werden ausgewechselt und frisch gedichtet, das Innere des Kondensators gereinigt und sodann die Deckel wieder dicht gesetzt. (Falls Zinkschutzplatten im Kondensator vorgesehen sind, hat man auch diese zu überholen und namentlich auf gute metallische Verbindung zwischen Zinkplatte und Kondensator Sorge zu tragen. Über den Zweck der Zinkschutzplatten siehe S. 586.)

Die Ventile und Hähne werden, soweit nötig, auseinander genommen und eingeschliffen.

Ferner werden die Lager der Tunnelwellen untersucht, namentlich das Drucklager. Die einzelnen Ringe werden nach Erfordernis nachgearbeitet oder ganz ausgewechselt. Die Bolzen in den Kuppelungen müssen untersucht werden, ob sie fest sitzen und im guten Zustande sind. Liegt das Schiff im Trockendock, so ist namentlich die Schraube einer genauen Revision zu unterwerfen, in bezug auf gutes Festsitzen sowohl wie auf den Zustand der Flügel.

Soll die Schraube von der Welle gelöst werden, so ist zu bedenken, daß der Gang der Schraubenmutter entgegen der Drehrichtung der Maschine für Vorwärtsgang geschnitten ist, also eine rechtsgängige Maschine hat eine linksgängige Befestigungsmutter für die Propellernabe (und umgekehrt). Lösen der Mutter durch Ramme, Abdrücken der Nabe vom Konus durch Spannschrauben, falls nötig leichtes Anwärmen der Nabe.

Bei Doppelschraubenschiffen, die wie auch Einschraubenschiffe fast immer nur eine Reservewelle haben, kann der Fall eintreten, daß die eingesetzte Reservewelle (die z. B. rechtsgängiges Gewinde besitzt) zum Antrieb des rechtsgängigen Propellers dienen muß. Ein Vermerk über Gangrichtung des Gewindes ist daher für ein späteres Lösen von Nutzen.

Wird die Nabe nach Reparatur der Flügel wieder aufgesetzt, so empfiehlt sich, um ein späteres Losnehmen zu erleichtern, ein Bestreichen des Konus mit Quecksilber- oder Merkurialsalbe (besteht aus 10 Tln. Quecksilber, 11 Tln. Schweineschmalz und 7 Tln. Hammeltalg). Die Hohlräume in der Nabe und (bei lösbaren Flügeln) diejenigen der Flügelsitzflächen werden zweckmäßig mit einem Gemisch aus Talg und Sägespänen oder aus Talg und Kokslein ausgefüllt. Falls an den Propellernaben Zinkschutzplatten vorgesehen sind, hat eine Besichtigung auf gute metallische Verbindung, eine Reinigung, aber nicht ein Streichen mit Farbe zu erfolgen.

Zur Vermeidung der Wirbelbildung werden häufig die Nabenmutter sowie die Muttern der Propellerflügel durch Kappen bzw. durch Schalen abgedeckt; sollten die Verschalungen nicht vorgesehen sein, dann empfiehlt sich ein Ausstreichen der Vorsprünge mit Zementlehm.

Beim Docken des Schiffes wird gleichzeitig die Beschaffenheit der Sternrohr- und Stevenlager sowie des Pockholzes untersucht, unter Umständen auch die Schraubenwelle der Einschraubendampfer zu dem Zwecke ganz in den Tunnel hineingezogen bzw. bei Doppelschraubenschiffen nach Lösen der Kuppelung (Schalen- oder Klemmkuppelung) nach achtern herausgezogen. Schließlich sind alle Seeventile und -hähne zu untersuchen und nachzuschleifen bzw. mit neuem Anstrich zu versehen. Soll eine gründliche Reinigung des Doppelbodens erfolgen,

so werden die Leckschrauben zwecks völliger Entwässerung des Doppelbodens gelöst und dann sofort wieder dicht gesetzt.

Nachdem sämtliche Teile nachgesehen, gereinigt und wieder zusammengesetzt sind, wird die Maschine wieder fahrtbereit gemacht, indem sämtliche Stopfbüchsen verpackt, die Schmiervorrichtungen und Sicherheitsvorrichtungen angebracht und ähnliche kleinere Arbeiten ausgeführt werden.

Kessel und Maschine klar machen zum Betrieb.

Soll die Maschine in Betrieb gesetzt werden, so beginnt man im Kesselraume damit, nachdem die oberen Proberhähne und die Sicherheitsventile geöffnet sind, die Feuer anzuzünden; bei Drei- und Vierflammrohrkesseln werden zuerst die unteren Feuer (etwa eine bis zwei Stunden früher) angezündet. Anstatt die warme Luft aus den Kesseln durch die Sicherheitsventile entweichen zu lassen, kann man auch die Hauptabsperrentile öffnen und den warmen Luftstrom zur allmählichen Anwärmung der Maschine verwenden.

Da es für die Erhaltung der Kessel von großer Wichtigkeit ist, eine ungleiche Erwärmung und daraus entstehende ungleichmäßige Ausdehnung der einzelnen Kesselteile möglichst zu vermeiden, so muß das Anzünden der Feuer immer tunlichst früh erfolgen, d. h. je nach der Größe der Kessel etwa 10 bis 20 Stunden früher, als „Dampf auf“ sein soll. Diese Zeit genügt in der Regel, um durch allmähliches Anfeuern das Wasser im Kessel und den Kessel selbst nach und nach überall zu erwärmen.

Forciert man das Feuern von Anfang an, so bekommt man allerdings früh Dampf, aber es kann dann leicht der Fall eintreten, daß das Wasser unten im Kessel noch ganz kalt ist, wenn das Manometer schon einige Atmosphären Dampfdruck zeigt. Die unausbleibliche Folge wird dann immer ein mehr oder weniger starkes Lecken des Kessels sein. Da die oberen Partien desselben sich stärker erwärmen und ausdehnen als die unteren, so treten in den Nietnähten zwischen den Blechen geringe Verschiebungen ein, wodurch der dichte Schluß zerstört wird. Unter Umständen können sogar durch ein solches Verfahren die Niete ganz abgerissen werden. Das gleichmäßige Anwärmen großer Kessel ist immer schwierig und erfordert große Vorsicht!

Die meisten neueren Hochdruckkessel sind daher mit Vorrichtungen zur Erzielung gleicher Wärme in den verschiedenen Teilen des Kesselwassers ausgestattet, um einer ungleichmäßigen Ausdehnung der verschiedenen, vom Wasser berührten Kesselteile und einer dadurch verursachten schädlichen Spannung in denselben entgegenzuwirken und zwar sowohl beim Anheizen, als auch während des Betriebes.

Die gebräuchlichsten Apparate dieser Art, welche man Temperatenausgleicher oder Zirkulierapparate nennt, sind:

1. Der Howaldtsche Temperatúrausgleicher. Derselbe besteht aus kupfernen Heizschlangen, welche in dem untersten Teile des Kesselwassers gelagert sind. Der Heizdampf für dieselben wird während des Anheizens dem Hilfskessel oder einem anderen unter Dampf befindlichen Hauptkessel, während des Betriebes aber dem eigenen Kessel selbst entnommen. Dieser Heizdampf gibt seine Wärme an die im unteren Teile des Kessels lagernden kälteren Wasserschichten ab, welche dadurch erwärmt werden und aufsteigen. Infolgedessen entsteht eine lebhafte Wasserzirkulation, welche notwendig ist, um einen häufigen Wechsel des Wassers an den feuerberührten Wänden herbeizuführen. Das in den Heizschlangen kondensierende Wasser wird in besondere Speisewasserzisternen oder in die Kondensatoren gedrückt, wobei, um Dampfverluste zu vermeiden, die Aus- und Einlaßventile so eingestellt werden müssen, daß nur Wasser austritt.

Mit diesem Temperatúrausgleicher ist es möglich, kaltes Kesselwasser so weit zu erwärmen, daß im Kessel bereits eine lebhafte Dampfentwicklung vor dem Anzünden des Feuers beginnt.

Infolgedessen können diese Apparate auch mit Vorteil Verwendung finden, wenn die Maschine längere Zeit zum sofortigen Gebrauch und mit mehreren Kesseln bereit gehalten werden soll. Es ist dann nur nötig, in einem Kessel etwas lebhafteres Feuer brennen zu lassen, während die anderen „klar zum Anstecken“ bleiben. Durch Anstellen der Temperatúrausgleicher kann alsdann „Dampf auf“ behalten werden, ohne diese Kessel zu verschmutzen und ohne Wasserverluste zu erleiden.

Durch dieses Verfahren wird auch das bisher übliche Aufbänken der Feuer, welches für die Konservierung der Kessel schädlich und bezüglich des Kohlenverbrauches unökonomisch ist, sehr vorteilhaft ersetzt, wenn nicht zu erwarten ist, daß plötzlich „Dampf auf“ gemacht werden muß, in diesem Falle sind „kleine Feuer“ zu halten.

Damit die Heizschlangen stets eine reine Oberfläche haben und gut die Wärme abgeben können, ist jede Schlammablagerung im Kessel durch Ausblasen desselben möglichst zu vermeiden.

2. Der Hydrokineter (Wasserbeweger) (Fig. 563) liegt im Innern des Kessels in dem unteren Teile desselben und besteht aus einzelnen hintereinander angeordneten Düsen mit darüber befindlichen durchbrochenen Mänteln. Der Betriebsdampf strömt durch ein an der Kesselwand befindliches Ventil, welches je nach der Lage des Apparates mit diesem eventuell durch eine im Kesselinnern liegende Rohrleitung verbunden ist. Tritt der Dampf in den Apparat, so durchströmt er dessen Düsen und zwingt dadurch das den Hydrokineter umgebende Wasser, durch die Spalten der Mäntel zu fließen und seiner Bewegung durch die Austrittsöffnung zu folgen, wodurch eine kräftige Zirkulation des in den unteren Kesselteilen befindlichen Wassers hervorgerufen

wird. Häufig führt man die Austrittsöffnung bis zur Höhe des niedrigsten Wasserstandes hinauf, so daß das untere kältere Wasser, nach oben geleitet, einen beständigen Kreislauf vollführt. Sind die Kessel voll im Betrieb und arbeiten die Maschinenspeisepumpen, so benutzt

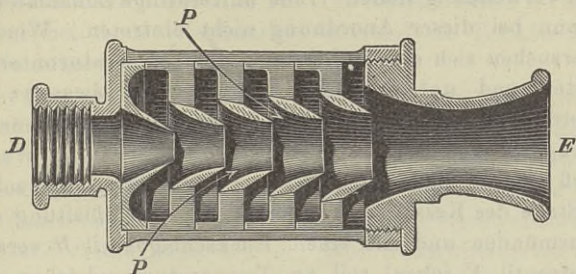


Fig. 563. Hydrokineter von Dreyer, Rosenkranz u. Droop.

man bei einigen Anlagen wohl auch das Preßwasser dieser Pumpen an Stelle des Dampfes als Wasserbeweger, indem man es durch die eben beschriebenen Düsen treten läßt. Der Nachteil der Hydrokineter liegt im Aufwirbeln des Kesselschlammes, der sich auf den feuerberührten

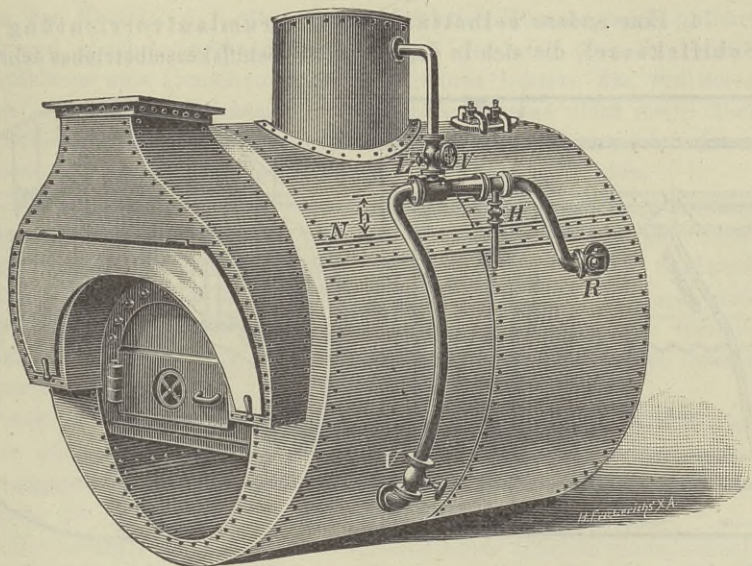


Fig. 564. Anbringung eines Temperatúrausgleichers an einem Schiffskessel.

Wänden und Röhren ablagert, und in der unfreiwilligen Zunahme des Kesselwassers infolge des aus dem Dampfe erhaltenen Kondenswassers. Derartige Apparate sind von Craig, Weir, Rosenkranz u. a. angegeben.

3. Der Temperatúrausgleicher von Gebr. Körting (Fig. 564) arbeitet nach Art der Dampfstrahlwasserpumpen oder Injektoren bereits bei einer Dampfspannung von wenigen Zehntel Atmosphären bis hinauf zu jeder beliebigen Druckhöhe, so daß der eigene Kesseldampf zum Zirkulieren Verwendung findet. Eine unfreiwillige Zunahme des Kesselwassers kann bei dieser Anordnung nicht eintreten. Wie aus angestellten Versuchen sich ergab, betrugen die Temperaturunterschiede in den obersten und untersten Schichten des Kesselwassers nur etwa 20°C . Betreffs der Aufstellung des Apparates ist zu bemerken, daß derselbe wagerecht und zwar 0,5 m über dem höchsten Wasserstande liegen muß ($h = 0,5\text{ m}$ über N). Die Saugleitung soll an der kältesten Stelle des Kessels anschließen. Die Ausflußleitung muß unter Wasser ausmünden und mit einem Rückschlagventil R versehen sein. Das Dampfventil V (oben) soll am Temperatúrausgleicher, das Lufthähnchen L an der höchsten Stelle des Hohlraumes zwischen Dampfventil und Temperatúrausgleicher anschließen. Nachdem die beiden Wasserventile R und V (unten) geöffnet sind, öffnet man das Lufthähnchen so lange, bis Wasser aus demselben tritt, sodann öffnet man den Anlaßhahn H und sofort darauf das Dampfventil, dann schließt man langsam den Anlaßhahn.

4. Eine andere selbsttätige Wasserumlaufvorrichtung für Schiffskessel, die sich in der Praxis des Schiffskesselbetriebes sehr gut

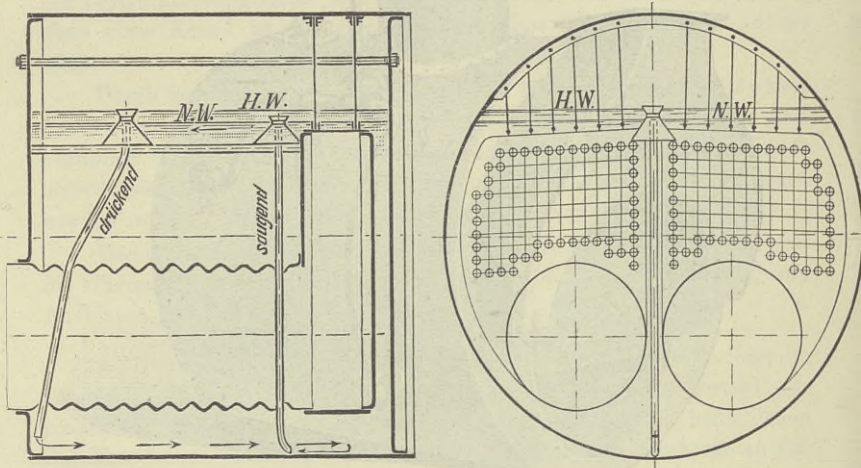


Fig. 565 u. 566. Temperatúrausgleicher und Wasserumlaufvorrichtung von H. Altmayer-Mannheim.

bewährt hat, ist die von H. Altmayer-Mannheim (Fig. 565 u. 566). Die Vorrichtung nimmt zwar ihre volle Tätigkeit erst bei einer gewissen Geschwindigkeit der aufsteigenden Dampfblasen auf, bewirkt aber dann durch die Wasserbewegung nicht nur einen möglichst schnellen Tem-

peraturausgleich des ganzen Kesselinhaltes, sondern bietet auch alle Vorteile eines vermehrten Wasserumlaufes. Der Apparat besteht im wesentlichen aus einer gebogenen Röhre und einem Doppeltrichter mit kurzem, gliederigem Zwischenstück, der durch drei kräftige Halter mit dem oberen Rohrende verbunden ist. Die Röhren haben 70 mm inneren Durchmesser bei 3 mm Wandstärke, während die Trichter aus 1,5 mm starkem Blech hergestellt sind.

Die in Betracht kommenden Querschnittsverhältnisse beruhen auf eingehenden Versuchen. Die Trichter finden im Dampfkessel ihren Platz über Dampf entwickelnden Stellen; die im unteren Teile des Trichters aufsteigenden Dampfblasen werden nebst den von ihnen mitgeführten Wasserteilchen nach dem zylindrischen Trichterhals zusammengedrängt, und treten dann mit erhöhter Geschwindigkeit durch den oberen Trichter aus, wobei eine lebhafte Saugwirkung auf den Inhalt der Röhre ausgeübt wird. Diese Wirkung wird um so stärker sein, je lebhafter die Dampfbildung unter dem Trichter ist. Um ein bequemes Überführen des oben aus der Röhre austretenden Wassers in die umliegenden Wassermassen zu erzielen, wird die obere Ausmündung des Trichters unter dem allgemeinen Wasserspiegel gehalten.

Sobald nun die obere Ausmündung des Trichters in den Dampfraum des Kessels, d. h. über dessen höchsten Wasserspiegel, geführt wird und gleichzeitig die Geschwindigkeit der nach oben strebenden Dampfblasen eine Ermäßigung erfährt, können letztere das von ihnen durch den unteren Trichterteil mitgeführte Wasser nicht mehr über den oberen Trichterrand auswerfen und die Röhre nimmt jetzt dieses Wasser auf, um es in stetigem Strome nach unten zu führen.

Die im Trichter stattfindende Hebung des Wassers über den übrigen Wasserspiegel, sowie die notwendigerweise auch hier erfolgende Stauung der vom unteren Trichterteil fortwährend nachströmenden Dampf- und Wasserteilchen im Trichterhalse erzeugen eine Druckwirkung auf den Inhalt der Röhre und hiermit den fortlaufenden Abfluß des von den Dampfblasen zurückgelassenen heißen Wassers nach unten.

Die für diesen Vorgang bestimmten Trichter werden über Kesselstellen mit geringer Dampfbildung angeordnet und erhalten außerdem entsprechende Querschnittsverhältnisse, welche die stete Druckwirkung für sich allein schon gewährleisten.

Die Vereinigung der beiden Wirkungsarten führt zu einem schnelleren und vollständigeren Wärmeausgleich im Kessel gegenüber der Verwendung von nur einer Apparatsorte; eine Tatsache, welche ohne weiteres den vollständigeren und lebhafteren Kreislauf des Kesselwassers beweist.

5. Neuerdings hat man recht gute Ergebnisse mit dem selbsttätigen Gegenstrom-Wasserumlauferzeuger von Kunert-

Breslau erzielt, so daß der Norddeutsche Lloyd beispielsweise zum Einbau dieses Apparates für einige seiner Schiffskessel geschritten ist.

Der Zweck der Vorrichtung ist, einen Umlauf des Wassers in der Längsrichtung des Kessels zu veranlassen, und zwar derart, daß die Stromrichtung derjenigen der Heizgase entgegengesetzt ist. Dieser Wasserumlauf soll in kräftiger Weise die Dampfblasen von den Heizflächen abstreichen und den letzteren Wasser zuführen, um dadurch

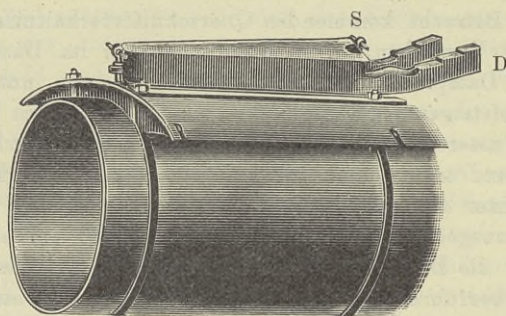


Fig. 567. Anordnung des Kunertschen Apparates.

die Dampferzeugung zu vergrößern und den Kohlenverbrauch zu verringern. Der gleichzeitig erzielte Wärmeausgleich im Kessel spielt diesen Punkten gegenüber nur eine untergeordnete Rolle.

Das von allen anderen Umlaufvorrichtungen ähnlicher Bauart Abweichende besteht also darin, daß die durch die Kunertsche Vorrichtung erzeugte Umlaufbewegung nicht in die Richtung der aufsteigenden Dampfblasen, sondern horizontal fällt und die letzteren infolgedessen viel kräftiger von den Heizflächen abstreicht.

Der durch das Mannloch einbringbare Apparat, welcher in den Figuren 567 bis 570 dargestellt ist, besteht im wesentlichen aus drei Teilen: dem Schirm, den Stirnwänden und der Haube. Der Schirm *A*

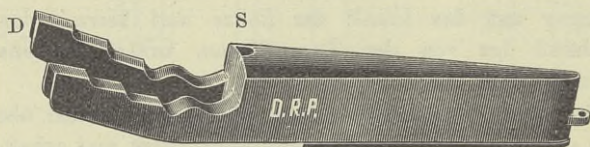


Fig. 568. Haube mit gespreizten Auspuffrinnen vom Kunertschen Apparat.

fängt die Dampfblasen und führt sie durch einen den unteren Haubenöffnungen entsprechenden Längsschlitz der Haube selbst zu. Die mittels Schellenbänder *F* an den Flammrohren befestigten Stirnwände *E* stützen den Schirm *A* im erforderlichen Abstände von den beheizten Flächen ab. Gleichzeitig bilden sie als Zwischenwände einen Stirnabschluß für jede Mantel- und Haubenkammer, welche in ihrer Längserstreckung mit der Entfernung vom Rost zunimmt, um dadurch jeder Haube eine möglichst gleich große Dampfmenge zuzuführen.

Die Haube *B* ist der wichtigste Bestandteil des Apparates, indem sie die Strombewegung des Kesselwassers hervorruft. Sie besteht aus dem durch Zwischenwände in mehrere Abteilungen zerlegten Hauptdampfraum, den Auspuffern *D* und dem Sicherheitsrohr *S*. Die wagerechte Anordnung über den Flammrohren bewirkt, daß ihre Oberkante ungefähr mit dem mittleren Wasserstand abschneidet. Über die Anzahl der einzubauenden Hauben entscheiden die jeweiligen Betriebs-

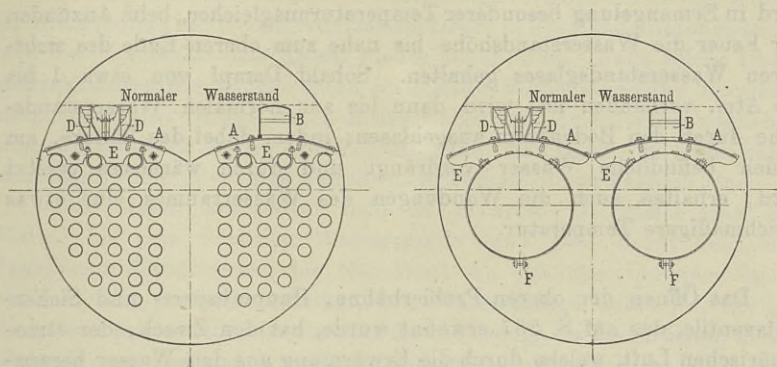


Fig. 569 u. 570. Anordnung des Kunertschen Apparates für Feuerröhren- und Flammrohrkessel.

und Bauverhältnisse, meist derart, daß ungefähr die Hälfte der Flammrohrlänge in engerer oder weiterer Reihenfolge mit Hauben überdeckt wird. Die Wirkungsweise ist folgende:

Der aufsteigende und sich in dem Hohlraum der Haube *B* sammelnde Dampf hat nur den seitlichen Ausweg durch die Auspuffer *D*. Er entweicht in dem Augenblicke, wo das Wasser so weit verdrängt ist, daß die untere Decke der Auspufferrinnen eine Öffnung frei macht. Infolge der in gleicher Höhe angebrachten gewölbten Flächen der Zwischenwände und der wellenförmigen Ausgestaltung der Auspufferdecke wird der Dampf beim Übertreten von Kammer zu Kammer und beim Ausströmen dem Wasser eine vor sich hertreibende, quetschende Bewegung erteilen und wellenförmig in der Längsrichtung des Kessels beschleunigen. Sämtliche Einzelströme werden sich schließlich zu einem regelmäßig fließenden Stromumlauf vereinigen. Um bei zu hoher Dampfproduktion eine Betriebsunterbrechung dadurch zu vermeiden, daß der erzeugte Mehrdampf den ganzen Hohlraum *B* ausfüllt und kein Wasser vor sich hertreiben kann, andererseits auch, um ein vollständiges Abdrücken des Wassers von den Heizflächen und ein daraus folgendes Erglühen zu verhüten, ist das Sicherheitsrohr *S* vorgesehen, welches in diesem Falle dem erzeugten Mehrdampf einen weiteren Ausgang ermöglicht. Durch die strahlenförmige Ausspreizung der Auspufferarme *D* der Haube wird schließlich eine größere Verteilung der

Ströme auf der ganzen Oberfläche des Wassers erreicht und die gegenseitige schädliche Beeinflussung der Einzelströme verhindert.

Wo keiner der vorgenannten Apparate an Bord ist, kann man beim Anheizen die vom Hilfskessel usw. betriebenen Dampfmaschinen benutzen, um das Kesselwasser durch den Ausblasehahn aus dem Kessel zu saugen und durch das Speiseventil in denselben wieder hineinzudrücken.

Bei Flußschiffskesseln, die meistens mit Außenbordswasser speisen, wird in Ermangelung besonderer Temperatúrausgleicher, beim Anzünden der Feuer die Wasserstandshöhe bis nahe zum oberen Ende des sichtbaren Wasserstandsglases gehalten. Sobald Dampf von etwa 1 bis 1,5 Atm. vorhanden ist, wird dann bis zur normalen Wasserstandshöhe durch den Bodenhahn ausgeblasen; indem dabei das kältere, am Boden befindliche Wasser verdrängt und durch wärmeres ersetzt wird, erhalten auch die Wandungen des Wasserraumes eine etwas gleichmäßigere Temperatur.

Das Öffnen der oberen Probierhähne, Hauptabsper- und Sicherheitsventile, das auf S. 567 erwähnt wurde, hat den Zweck, der atmosphärischen Luft, welche durch die Erwärmung aus dem Wasser herausgetrieben wird, den Abzug zu gestatten. Frisches Wasser enthält etwa $\frac{1}{14}$ seines Volumens atmosphärische Luft. Bei der Erwärmung des Wassers sammelt sich dieselbe zunächst im Dampfraum und wird hieraus durch den allmählich entstehenden Dampf, welcher leichter ist als die atmosphärische Luft, nach und nach durch die Probierhähne verdrängt.

Die Entfernung der Luft aus dem Kessel ist aus zwei Gründen wünschenswert und notwendig. Erstens erleidet die in den Kondensator gelangende Luft bei weitem nicht die Volumenverkleinerung des Dampfes, da die erstere gasförmig bleibt, der letztere aber verflüssigt wird. Wird also die im Kessel ursprünglich enthaltene Luft nicht durch die Zylinder- ausblasehähne entfernt, sondern gelangt mit in den Kondensator, so muß sie notwendig die Kondensationswirkung des Dampfes, d. h. das Vakuum, sehr beeinträchtigen. Zweitens aber ist die Anwesenheit von Luft im Kessel schädlich, da sie das Oxydieren, d. h. das Verrosten und Anfressen der Kesselbleche befördert.

Hat der gebildete Dampf alle Luft aus dem Kessel verdrängt, was leicht an seinem Ausströmen aus den Probierhähnen zu erkennen ist, so werden diese Hähne und vorher die Absper- und Sicherheitsventile geschlossen und die Feuer so bedient, daß zu der bestimmten Zeit der verlangte Dampfdruck erzeugt ist. Es ist dabei aber darauf zu sehen, daß die Dampfentwicklung nicht zu stark wird, so daß die Sicherheitsventile zu blasen anfangen. Steigt der Dampfdruck zu rasch, so ist das Öffnen der Feuer- und Rauchkammertüren entschieden zu verwerfen, weil durch die eintretenden kalten Luftmassen der Kessel un-

gleichmäßig abgekühlt wird und leidet, d. h. leck wird. Es ist in solchen Fällen mittels der Dampfmaschine oder durch den Injektor der Kessel aufzuspeisen und dadurch die Dampfentwicklung zu vermindern, obgleich auch dieses Verfahren insofern schädlich wirkt, als dadurch wieder atmosphärische Luft in den Kessel gelangt. In gefahrbringenden Fällen ist nach den Grundsätzen zu verfahren, die auf S. 585 unter „Vorkehrungen bei Wassermangel“ angegeben sind.

Es empfiehlt sich auch, den überflüssigen Dampf durch sog. Überproduktionsventile mit reduziertem Druck in den Kondensator zu leiten und das Kondensat dem Kessel wieder zuzuführen. Falls solche Überproduktionsventile fehlen, kann man unter Beobachtung der Receivermanometer den Dampf durch Hilfsschieber und Zylinderausblasehähne zum Kondensator leiten. Schließlich kann man auch den Lenzejektor anstellen, wobei allerdings Frischwasserverluste unvermeidlich sind.

Sind Maschinenmanöver bald zu erwarten, so speist man den Kessel bis zum höchsten Wasserstande etwa auf, damit beim anfänglichen Manövrieren der Maschine, wo die Speisepumpen leicht schlecht oder gar nicht arbeiten, kein Wassermangel entsteht. Bei getrennten Speisepumpen ist dieses nicht notwendig, da das Arbeiten dieser Pumpen von dem Gange der Hauptmaschine unabhängig ist.

Verzögert sich das Ingangsetzen der Maschine über Erwärmen, so werden Dämpfer- und Schornsteinklappe geschlossen und dadurch die Wärmeentwicklung und Dampfentwicklung möglichst zurückgehalten.

Im Maschinenraume werden zunächst alle Teile noch einmal soweit wie möglich revidiert und sodann alle Schmiergefäße aufgefüllt. Hat der Dampfdruck eine genügende Höhe erreicht, so wird zunächst im Kesselraume das Kesselabsperrventil langsam geöffnet und darauf ebenfalls, aber nur wenig, das Dampfventil der Maschine, so daß etwas Dampf in die Schieberkästen eintreten kann. Vorhandene Dampfmäntel sind in Betrieb zu setzen. Durch Hin- und Herbewegen der Kulissen füllt man nun unter Benutzung der Hilfsschieber abwechselnd die Zylinder über und unter dem Kolben mit Dampf und erwärmt so allmählich alle Teile. Das sich bildende Kondensationswasser, sowie die in den Zylindern und den Röhren vorhandene Luft wird durch die geöffneten Abblasehähne der Zylinder und Schieberkästen in den Kondensator (sehr selten in die Bilge) geblasen. Das allmähliche Anwärmen der Zylinder ist deshalb notwendig, weil bei plötzlicher Einströmung großer Dampfmen gen von hoher Temperatur die Zylinder und Schieberkästen usw. sehr ungleich erwärmt und ausgedehnt werden, und dadurch sehr leicht Brüche und Risse entstehen können.

Sind alle Teile gut durchgewärmt, so werden alle Zapfen und Gleitflächen, sowie Kolben und Schieber mit Schmiermaterial versehen, Bodenhähne und Ventile, sowie die Ausgußventile, Kesselspeiseventile usw. geöffnet und das Dampfventil etwas weiter gelüftet, so daß die Maschine nach vorheriger Rücksprache mit dem wachhabenden

Schiffsoffizier einige Umdrehungen vor- und rückwärts machen kann. Hat man sich überzeugt, daß alle Teile gut funktionieren, so wird das Absperrventil wieder geschlossen und die Maschine zum sofortigen Gebrauch bereit gehalten.

Ist die Maschine im dauernden Betriebe, so ist das Hauptaugenmerk darauf zu richten, daß die verschiedenen Pumpen gut arbeiten und daß alle Zapfen und Gleitflächen gut geschmiert sind. Das Schmieren der Gleitflächen, der Zapfen, der Gleitbahnen und Kolbenstangen usw. hat den Zweck, die Reibung zwischen den aufeinander arbeitenden Flächen zu vermindern. Unterbleibt das Schmieren, laufen also die reibenden Flächen trocken, so wird die Reibung so groß, daß eine Erhitzung oder sogar eine Zerstörung (Anfressen) der Flächen erfolgt. Dasselbe tritt auch ein, wenn kleine harte Körper zwischen die reibenden Flächen gelangen, z. B. Feilspäne, Sand, Schmirgel, Glassplitter usw. Solche Teile drücken sich in eine der Flächen fest ein, werden von ihr festgehalten und zerstören dann die Oberfläche der gegenüberliegenden Reibungsfläche, d. h. sie schneiden Risse und Furchen hinein und erzeugen bei dieser Formänderung eine bedeutende Wärme, die schließlich ein Heißwerden der ganzen Fläche zur Folge hat und ein Schmieren derselben unmöglich macht, da an den glühenden Metallflächen die Schmiermittel sofort wirkungslos verdampfen. Jedem Warmlaufen eines Maschinenteiles liegt immer eine Umsetzung von Arbeit in Wärme zugrunde. In derselben Weise, wie unter den festgebremsten Rädern eines Eisenbahnwagens Funken hervorsprühen, d. h. Wärme aus der für die Fortbewegung des Wagens erforderlich gewesen Arbeit entsteht, würde unter Umständen auch die Arbeit einer Schiffsmaschine sich in die Wärme eines heiß gelaufenen Lagers usw. umsetzen und so für die Fortbewegung des Schiffes verloren gehen. Aber auch hiervon abgesehen, hat das Heißlaufen eines Maschinenteiles noch die schlimme Folge, daß die reibenden Flächen sich gegenseitig sehr rasch zerstören. In den Lager-schalen schmilzt das leicht schmelzbare Lagermetall und die Flächen der Zapfen usw. werden rauh. Es ist daher von der allergrößten Bedeutung, durch sorgfältige und gewissenhafte Schmierung jedes Warmlaufen irgend eines Teiles zu verhüten bzw. sich durch häufiges Befühlen der betreffenden Teile davon zu überzeugen, daß kein Warmwerden zu befürchten ist. Tritt aller Sorgfalt ungeachtet dennoch ein Warmlaufen ein, so sind sofort geeignete Maßregeln zu ergreifen. Zunächst sucht man den betreffenden Maschinenteil durch verstärkte Schmierung zu kühlen, setzt auch wohl dem Öl etwas Graphit, Schwefeläther [Kaloricid¹⁾] oder Schwefelblüte zu, was die reibungsvermindernde Eigenschaft der Schmiere erhöht. Ist die Erwärmung schon sehr stark geworden, oder wird sie trotz der Anwendung obiger Mittel größer, so

¹⁾ Kaloricid, Kunstwort nach dem Lateinischen gebildet: *calorem occidere* = die Wärme vernichten. Sehr gut hat sich für warme Lager das Kaloricid von M. A. Krause-Charlottenburg bewährt.

tut man am besten, den Gang der Maschine zu verlangsamen, d. h. den Dampfdruck im Zylinder durch die etwas geschlossene Drosselklappe zu verringern und dadurch den Druck auf die betreffende Fläche zu reduzieren. Zu einer Kühlung des erhitzten Maschinenteiles durch aufgespritztes kaltes Wasser soll man nur im Notfall greifen, da das plötzliche Abkühlen von Metallteilen bekanntlich leicht ein Verziehen oder Rissigwerden derselben zur Folge haben kann. Namentlich bei Wellen usw. aus Stahl ist das plötzliche Abkühlen mit kaltem Wasser zu vermeiden.

Das Warmlaufen der Lager kann seine Ursache haben in der Konstruktion, der Ausführung, der Montage oder der Wartung, d. h.

1. In zu hohem Flächendruck p .
2. In zu hoher Umfangsgeschwindigkeit v des Zapfens bei gegebenem Flächendruck (also $p \cdot v$ zu groß).
3. In zu hoher Pressung durch Kräfte, die infolge mangelhafter Konstruktion auftreten (z. B. federnde Welle).
4. In ungeeignetem Lagermaterial.
5. In unzureichender Zuführung der Schmiermittel.
6. In Stößen, also in einer Lose der Lager.

Neben einer sorgfältigen Ausführung des Schmierens ist namentlich darauf zu achten, daß die Schraubenverbindungen usw. in den beweglichen Maschinenteilen sich nicht lockern, und ebenso, daß zwischen den reibenden Flächen, also in den Zapfen und Geradföhrungen usw., durch Abnutzung der Oberflächen kein Stoß auftritt, wodurch bekanntlich auch Wärme erzeugt wird, d. h. ein Warmlaufen entsteht.

Endlich ist bei bewegter See der Gang der Maschine zu kontrollieren, derart, daß, wenn die Schraube freischlägt, d. h. aus dem Wasser herausgehoben wird, der Dampfdruck in den Zylindern durch Schließen der Drosselklappe gemindert wird, damit die Maschine nicht „durchgeht“. Über Regulatoren für Schiffsmaschinen siehe Abschnitt XI (S. 358).

Im Heizraume sind während der Fahrt in erster Linie die Feuer in gutem Stande zu erhalten und in angemessenen Zwischenräumen von Schlacken usw. zu reinigen. Eine wie große Bedeutung es für die Wärmeentwicklung und für die Verbrennung der Kohle hat, das Öffnen der Feuertüren auf die kürzeste Zeit zu beschränken, ist bereits auf S. 113 ff. erwähnt worden.

Eine schnelle und gleichmäßige Beschickung der Feuer ist anzustreben, damit der Eintritt kalter Luft durch die Feuertür und durch die Rosten vermieden wird, denn die Luft kühlt nicht nur die Heizgase beträchtlich ab, sondern ruft auch, ehe sie sich mit letzteren mischt, eine ungleichmäßige Erwärmung der Feuerungswände hervor, die zu Undichtigkeiten, Springen von Nietköpfen usw. führen kann, schließlich verursachen auch offene Stellen im Kohlenbelag das Kesselbrummen.

Ein Unterdampfliegen mit zurückgeschobenen Feuern, bei welchen ein sehr großer Teil der Rostflächen ganz unbedeckt bleibt,

ist für die gute Erhaltung der Kessel ebenfalls sehr ungünstig; wenn dasselbe erforderlich wird, ist auf möglichste Verringerung des Zuges bedacht zu nehmen; wenn irgend aber angänglich, ist der vom Feuer entblößte Teil der Rostflächen mit Heizrückständen zuzudecken. Aus demselben Grunde ist ferner ein Öffnen der Feuertüren oder gar der Rauchkammertüren bei übermäßiger Dampfentwicklung entschieden zu verwerfen. Bei Wasserröhrenkesseln, welche in kürzester Zeit „Dampf klar“ sind, ist das Aufbänken in den meisten Fällen unökonomisch¹⁾. Die Ventilatoren nach dem Heizraum sind aus dem Wind zu brassen.

Der Luftzug beim Feuerreinigen und Rohrfeigen ist möglichst zu beschränken. In den Aschenfällen ist während des Betriebes der Boden mit einer dünnen Aschenschicht bedeckt zu halten, damit die durch die Rosten fallenden glühenden Rückstände nicht unmittelbar auf denselben gelangen. Vor dem Herausziehen der letzteren aus den Aschenfällen ist auch die Kesselstirnwand unterhalb derselben durch Bedecken mit kalter trockener Asche gegen die strahlende Hitze zu schützen (häufig sind bereits Schutzbleche vorgesehen); ferner hat das Aschekühlen mit Vorsicht zu geschehen, damit nicht der Wasserstrahl gegen die Kesselstirnwand spritzt. Zur Vermeidung unnötiger Temperaturschwankungen ist auch die Kesselspeisung möglichst andauernd und gleichmäßig zu bewirken.

Der Einbau von Speisewasservorwärmern ist sehr zu empfehlen.

Der Wasserstand im Kessel ist sorgfältig zu beobachten, namentlich bei überliegendem Schiffe, damit alle vom Feuer berührten Kesselflächen stets vom Kesselwasser bedeckt bleiben und nicht einzelne Teile derselben sich übermäßig erhitzen. Man muß dann, der Neigung des Schiffes entsprechend, den Wasserstand im Glase höher halten.

Schließlich ist noch die Dichtigkeit und der Kesselsteingehalt des Kesselwassers fortlaufend genau zu untersuchen. Obgleich man nämlich theoretisch durch die Oberflächenkondensation in der Maschine allen den Kesseln entnommenen Dampf als Wasser wiedergewinnt und in die Kessel zurückschaffen kann, so stellt sich doch tatsächlich die Sache so, daß ein ziemlich bedeutender Teil des Wassers durch Undichtigkeiten der Rohrleitungen, der Stopfbüchsen, vor allem durch Hilfsmaschinen für seemännische Zwecke usw. verloren geht. Infolgedessen genügt das durch die Oberflächenkondensation wiedergewonnene kesselsteinfreie Wasser nicht zur Speisung der Kessel, und man ist genötigt, das fehlende Wasserquantum in Form von Seewasser, d. h. kesselsteinhaltigem Wasser, dem Speisewasser zuzusetzen, wenn man nicht einen Vorrat von frischem Wasser für diesen Zweck in besonderen Tanks von Land mitgenommen oder einen Speisewassererzeuger an Bord hat. Es gelangt in jenem Falle also fortwährend etwas Seewasser, welches bekanntlich kesselsteinbildende Substanzen, d. h. vor allem Gips enthält, mit in den Kessel, und da bei der Verdampfung des Wassers

¹⁾ Zum Feuerbelegen sind 100—120 kg Steinkohle pro qm Rostfl., zum Aufbänken 5—8 kg pro qm Rostfl. und Std. erforderlich.

die festen Bestandteile im Kessel zurückbleiben und durch die fortwährende Zuführung von Seewasser immer größer werden, so ist leicht einzusehen, daß die Schädlichkeit des Kesselsteingehaltes des Wassers auf irgend eine Weise verringert, womöglich ganz vermieden werden muß, ehe die Steinmasse dazu gelangt, sich an den Kesselwänden niederzuschlagen.

Die **Dichtigkeit** des Kesselwassers wird gemessen mittelst des Salinometers. Das Instrument hat gewöhnlich die in Fig. 571 dargestellte Form und besteht entweder aus Nickelblech, Neusilberblech oder Glas, d. h. aus Materialien, welche nicht oxydieren oder rosten. Gläserne Instrumente dienen auch als Kontrollsalinometer, weshalb sie zugleich ein Thermometer eingeschmolzen erhalten. An einer zylindrischen oder prismatischen Stange, welche oben mit einer Gradteilung versehen ist, sitzt unten ein kugelförmiges oder ähnliches Gewicht und darüber ein Hohlkörper (Doppelkegel), welcher als Schwimmer dient. Taucht man das Instrument in Wasser, so wird es vermöge des unter dem Schwimmer befindlichen Gewichtes vertikal im Wasser schwimmen, und zwar ist die Einteilung der oberen Stangenskala so eingerichtet, daß der Nullpunkt gerade in der Wasseroberfläche liegt, wenn das Salinometer in destilliertem, d. h. chemisch reinem Wasser schwimmt. In Seewasser taucht das Instrument nicht so tief ein wie in destilliertem Wasser, weil das Seewasser wegen der in ihm gelösten festen Bestandteile dichter, d. h. schwerer ist als das destillierte. Der Gehalt des Seewassers besteht der Hauptsache nach aus Kochsalz; es enthält etwa in 1000 Gewichtsteilen:

27	Teile Kochsalz,
3,7	„ Bittererde,
1,6	„ verschiedener Salze,
2,3	„ Bittersalz und etwa
1,5	„ Gips.



Fig. 571.
Salinometer.

Alle diese Substanzen haben die Eigenschaft, sich in bestimmten Verhältnissen in destilliertem Wasser aufzulösen, und zwar können 100 Teile Wasser bis zu $37\frac{1}{2}$ Teile von ihnen aufnehmen. Man hat dann eine gesättigte Lösung, und das Gewicht (d. h. die Dichtigkeit) jener 100 Teile Wasser hat entsprechend dem Gewichte der aufgelösten Substanzen zugenommen, so daß ein in diese Salzlösung eingetauchtes Salinometer bedeutend weniger tief einsinkt als in destilliert reinem Wasser.

Mit Hilfe der eben erwähnten Dichtigkeits- und Gewichtsvergrößerung des Seewassers gegenüber destilliertem Wasser wird die Einteilung der Salinometerskala ausgeführt. Man taucht nämlich zuerst das Instrument in chemisch reines Wasser ein und markiert den Punkt der

Skala, bis wohin die obere Stange einsinkt, als Nullpunkt. Sodann stellt man eine Kochsalzlösung her, die auf 100 Gewichtsteile reinen Wassers 9 Gewichtsteile Kochsalz usw. enthält, d. h. eine 9 proz. Salzlösung.

Taucht man nun das Salinometer auch in diese Salzlösung ein, so wird es, wie erwähnt, nicht so tief einsinken wie vorher, und der Punkt der Salinometerstange, welcher jetzt durch den Wasserspiegel markiert ist, wird als neunter Teilstrich der Skala bezeichnet. Teilt man also die Skala zwischen dem Nullpunkte und dem so gefundenen Teilstriche in neun gleiche Teile ein und bezeichnet dieselben fortlaufend mit 0, 1, 2, 3 usw. bis 9, so zeigt also das Einsinken des Salinometers bis zum Teilstrich 7 eine Dichtigkeit von 7 Proz., ein Einsinken bis zum Teilstrich 3 eine solche von 3 Proz. an. Diese Prozentteilung der Salinometerskalen, die gewöhnlich bis 12, also bis 12 Proz. ausgedehnt wird, ist namentlich in Deutschland und Frankreich gebräuchlich.

Auf einigen deutschen Dampfern findet sich auch wohl die englische Skaleneinteilung.

Das englische Instrument zum Messen der Dichtigkeit des Wassers geht von der Voraussetzung aus, daß das Seewasser der Nordsee im Durchschnitt $\frac{1}{32}$ feste Bestandteile enthält, während der Salzgehalt eines völlig mit Salzen gesättigten Wassers $37\frac{1}{2}$ Proz. oder $\frac{3}{8}$, also $\frac{12}{32}$ beträgt. Das Instrument gibt beim Gebrauche eine Zahl, die das Verhältnis zwischen der Dichtigkeit des Kesselwassers und der des Seewassers darstellt.

Die Teilung der Skala zeigt die Zahlen 0, 1, 2, 3 ... 10, 11 ... 20 ... 30 ... 40.

Es bedeutet:

0 = destilliertes Wasser,

10 = Wasser mit dem Gehalte des Seewassers ($\frac{1}{32}$ Dichtigkeit),

20 = Wasser mit dem doppelten Gehalte des Seewassers ($\frac{2}{32}$ Dichtigkeit) usw.

Die Teilung des Instrumentes ist gewöhnlich bis 40, d. h. $\frac{4}{32}$ durchgeführt.

Umrechnung:

$$\frac{1 \cdot 100}{32} = \frac{100}{32} = 3\frac{1}{8} \text{ Proz.},$$

$$\frac{2}{32} = 6\frac{1}{4} \text{ Proz.},$$

$$\frac{3}{32} = 9\frac{3}{8} \text{ Proz.},$$

$$\frac{4}{32} = 12\frac{1}{2} \text{ Proz.},$$

$$6 \text{ Proz.} = \frac{6 \cdot 32}{100} = \frac{192}{100} = 1,92 = \frac{1,92}{32}, \text{ d. h. rund } \frac{2}{32}.$$

Englische Aufschriften: $200^{\circ}\text{F} = 93,3^{\circ}\text{C}$, *blow off* = blas' ab.

Einige englische Instrumente haben auch die vier Teilstücke nicht in je zehn Unterabteilungen, sondern in je acht Abstufungen eingeteilt, so daß die einzelnen Zwischenräume um ein Achtel wachsen (nämlich in der Zweiunddreißigstel-Skala), also Teilstrich $1\frac{5}{8}$ bedeutet $\frac{1\frac{5}{8}}{32}$, oder in Prozenten:

$$\frac{1\frac{5}{8} \cdot 100}{32} = \sim 5,0 \text{ Proz.}$$

Beim Gebrauche des Salinometers ist im Auge zu behalten, daß die Dichtigkeit des Wassers und die Löslichkeit der Salze mit der Temperatur des Wassers schwankt. Auf jeder Salinometerskala ist daher angegeben, für welche Temperatur die Einteilung gilt, und es muß deshalb, bevor das Salinometer eingetaucht wird, die Temperatur des zu messenden Wassers durch das Thermometer kontrolliert werden, d. h. das Wasser darf nicht kälter oder wärmer sein, als auf der Salinometerskala angegeben ist. Die drei Seiten eines prismatischen Stabes haben daher zuweilen drei verschiedene Skalen und zwar für:

15° C Außenbordswasser,
36 bis 50° C Speisewasser,
90 bis 95° C Kesselwasser.

Wie schon erwähnt, enthalten die aufgelösten festen Bestandteile im Wasser Gips, welcher sich im Wasser ausscheidet.

Das Ausscheiden eines gelösten Körpers aber erfolgt erfahrungsgemäß am leichtesten an einem in die Flüssigkeit gesteckten festen Körper (Kandiszucker, Alaun usw.), im Kessel also am ehesten an den Wandungen der Feuerbüchse, der Feuer- bzw. Siederöhren. Hierbei geschieht das Ausscheiden langsam und allmählich und die feste Masse hat Zeit genug, um sich an die Wände festzusetzen und auf der so gebildeten Decke sich weiter aufzubauen.

Die Ausscheidung des Gipses geschieht in nadelförmigen Kristallen, wodurch gewissermaßen ein Netz entsteht, in dessen Maschen sich die anderen ausgeschiedenen Salze festsetzen und so eine formlose (amorphe) Kruste, „den Kesselstein“, bilden.

Je nach den im Wasser enthaltenen Mineralien und der Hitze, der dieselben ausgesetzt sind, besitzt der Kesselstein eine größere oder geringere Härte.

In Verbindung mit Gips erhärten auch kohlensaurer Kalk und kohlensaure Magnesia, d. h. Bestandteile, die für sich allein eine schlammige Ausscheidung aufweisen.

Die Ausscheidung der genannten Kalk- und Magnesiasalze beginnt bei etwa 100°C und ist bei 144°C Wassertemperatur (= 3 kg Dampfdruck) vollständig beendet, mithin ist ein Kesselwasser, das unter 3 Atm. Dampfdruck gestanden hat, kesselsteinfrei.

Diese Niederschläge verhindern die schnelle Wärmeabgabe an das Kesselwasser, und es kann dadurch eine übermäßige Erhitzung der ohnehin schon durch die Wasser- und Dampftemperatur von 180 bis 200° C (10 bis 15 Atm.) stark erwärmten Kesselbleche herbeigeführt werden, welche deren Festigkeit so vermindert, daß sie dem hohen Dampfdruck gegenüber nicht mehr den genügenden Widerstand bieten.

Bei der Erläuterung des Salinometerinstrumentes wiesen wir auf die englische Inschrift: *Blow off* = Blas' ab hin, zuweilen liest man auch wohl *Danger* = Gefahr.

Wir haben die Frage über den Zweck des Abblasens, des Zusetzens von Wasser, über die Reinigung des Kesselwassers usw. eingehend in einem besonderen Werke behandelt, das ebenfalls im Verlage von Friedr. Vieweg u. Sohn in Braunschweig erschienen ist. Es sollen deshalb hier nur die Leitsätze angeführt werden, im übrigen aber wird auf das genannte Buch verwiesen.

1. Ein Salinometer zeigt uns stets die Dichtigkeit einer Flüssigkeit an im Verhältnis zum destillierten Wasser, niemals kann es aber den Kesselsteingehalt des Wassers angeben. Das Wort „Salinometer“ bedeutet zwar „Salzmesser“, der Name „Salinometer“ ist demnach äußerst schlecht gewählt, da der Name den Glauben erwecken kann, die Angaben des Instrumentes bezögen sich auf die Salze der Kesselsteinbildner. Zerkocht man z. B. in destilliertem Wasser Pflanzenteile, Algen, Fischlaich usw., so wird das „Salinometer“ 1, 2, 3 usw. Proz. anzeigen, trotzdem diese Brühe doch keine Salze der Kesselsteinbildner enthält! Gießt man zu diesem Wasser dann noch Alkohol (spez. Gew. 0,79), so wird sich der „Salz“gehalt der Flüssigkeit wieder verringern.

2. Jedes gekochte Außenbordswasser, das im Kessel unter einem Druck von 3 kg/qcm gestanden, hat seine Kesselsteinbildner ausgeschieden, und zwar sitzen diese Gipsmassen auf den Rohrwänden. Prüfen wir nun solches Wasser, so zeigt das Salinometer eine gewisse Prozentzahl, die aber von den unter 1. erwähnten Pflanzenteilen, Algen, Fischlaich usw. herrührt, dazu kommt noch das in Lösung bleibende Kochsalz (das den salzigen Geschmack des Wassers verursacht) usw. **Kesselstein**, d. h. Gips, enthält dieses Wasser **nicht** mehr, denn dieser ist bis zum Druck von 3 kg/qcm völlig an den Rohrwänden ausgeschieden.

3. Bläst man nun solches Kesselwasser ab, das dem Salinometer nach einen hohen Prozentgehalt zeigt, das aber kesselsteinarm oder sogar kesselsteinfrei ist, so schützt man nicht seinen Kessel vor gefahrbringenden Niederschlägen, denn diese sitzen ja längst an den Rohrwänden fest.

4. Wird nun gar abgeblasen und von außenbords Seewasser zugesetzt, so bläst man spezifisch schwereres, aber kesselsteinarmes Wasser aus und pumpt spezifisch leichteres, aber kesselsteinreiches Wasser auf die Kessel. Also keine Verbesserung, sondern eine erhebliche Verschlechterung!!

5. Hat man Frischwasser im Doppelboden mitgeführt, so kann man durch das Abblasen ein spezifisch leichteres, durch das Abschäumen ein weniger schmutziges Wasser zwar erhalten. Der einmal auf den Röhren sitzende Kesselstein wird aber durch Frischwasserzusatz nichts von seiner Gefährlichkeit einbüßen. Im übrigen bedeuten die ausgeblasenen Mengen kochenden Wassers auch eine recht beträchtliche Brennstoffvergeudung.

Schließlich noch zwei Beispiele aus der Praxis:

a) Ein Kessel war am Tage vorher sehr sauber von Kesselstein gereinigt worden, nur auf einer Feuerbüchsendecke ist eine sehr starke Kesselsteinschicht liegen geblieben. Der Kessel wurde mit bestem Frischwasser aufgefüllt, das Salinometer zeigte 0 Proz. und trotzdem ist am nächsten Tage die Feuerbüchsendecke eingedrückt worden, Stehbolzen wurden abgerissen und ein Mann verbrüht. Warum? Weil die fragliche Decke keine Kühlung erfuhr. Das Salinometer verleitet uns zu Trugschlüssen!

b) Ein anderer Kessel wurde in allen Teilen sehr sauber gereinigt. Das Kesselwasser, das aus einem vielen Schlamm und Moor führenden Flusse genommen wurde, wies schließlich 9 Proz. nach dem Salinometer auf, das Wasser besaß aber gar keine Kesselsteinbildner. Nach vier Wochen Dampfzeit wurde der Kessel gereinigt, man fand losen, erdigen Schlamm am Boden des Kessels. Sämtliche Bleche waren in tadellosem Zustande. Und doch 9 Proz. Dichtigkeit! Also wiederum gibt das Salinometer keinen Aufschluß!

Diese Beispiele beweisen recht augenscheinlich, wie verkehrt es ist, für den Dampfkesselbetrieb ein Reglement ausarbeiten zu wollen, das ein für allemal als Richtschnur dienen soll! Zur Leitung unserer modernen Dampfer brauchen wir denkende Schiffsingenieure und keine durch Bestimmungen, Dienstvorschriften und Reglements eingeeengte und schließlich selbst zur Maschine gewordene engine-drivers!

Vielleicht wird der eine oder der andere Leser sagen: „Ich habe abgeblasen und dann Seewasser von außenbords zugesetzt, mein Obermaschinist hat das seit über 30 Jahren auch getan. Wir sind alle gut gefahren mit dieser Methode, mithin wird weiter geblasen und von außenbords zugesetzt!“

Wenn nun genannte „Praktiker“ bisher mit der alten Methode gut gefahren sind, so beweist diese Tatsache nur, daß der Kessel sehr gutmütig, d. h. äußerst solide gebaut gewesen ist, und daß er sich diese barbarische Behandlung hat gefallen lassen. In den Fällen aber, wo die Kessel schließlich doch explodierten und das Personal verunglückte, ist ein „Pater peccavi“ zu spät, die Toten wird keine noch so aufrichtige Bekehrung erwecken!

Unsere Dampfkesseltechnik ist eben noch verhältnismäßig jung, daher sind auch jene mehr aus Konservatismus begangenen Irrtümer erklärlich: Spritzte man doch früher beim Überkochen eines Kessels

demselben Talg und Öl ein, hatte im Maschineninventar eine besondere Talgspritze und einen Talgkessel zum Flüssigmachen des Talges vorgesehen; versah die Kesselstirnwand mit einem Talghahn, und heute kauft man für Tausende von Mark die Speiswasserreiniger und Ölabscheider, säurefreie Öle, chemische Zusätze zum Kesselwasser usw., um jedes, auch das winzigste Tröpfchen Fett von dem Kessel fern zu halten oder wenigstens unschädlich zu machen!

Wir leben in der Zeit der Neuerungen und Verbesserungen auf allen wissenschaftlichen und technischen Gebieten und müssen, wenn wir tatsächlich einen Fortschritt gegen früher errungen und deren Wert bewiesen haben, mit alten Anschauungen und Traditionen brechen!

Weiter können wir hier nicht auf das sehr interessante Gebiet der Speiswasserreinigung, Erzeugung, Vorwärmung und Entlüftung eingehen, sondern müssen auf das oben erwähnte Buch dieses Verlages verweisen.

Sehr häufig haben Schiffskessel die unangenehme Eigenschaft, daß sie mehr oder weniger heftig kochen, d. h. die Dampfbildung im Kessel geht nicht ruhig vor sich, sondern das Wasser gerät beim Verdampfen in heftige Wallungen, es braust auf und wird durch den Dampf mit in die Rohrleitungen und in die Zylinder gerissen. Abgesehen von dem Wärmeverluste, der hierdurch entsteht, kann das in den Zylindern sich sammelnde Wasser sehr leicht zu ernstlichen Beschädigungen der Maschine Veranlassung geben, und es muß daher das Kochen der Kessel nach Möglichkeit verhindert oder gemindert werden. Die Ursachen des Kochens können sehr verschieden sein (s. S. 139). Vor allem sind zu kleine Kessel sehr geneigt zu kochen, ferner kann es dann vorkommen, wenn bei sonst genügender Kesselgröße der Dampfraum zu klein ist. Schließlich kann das Kochen dadurch verursacht werden, daß die Feuerröhren sehr nahe zusammenliegen, und ebenso wird es hervorgerufen durch ein plötzliches Öffnen der Ventile, sowie beim Zusammenstellen zweier Kessel mit verschiedenen Dampfspannungen. In allen diesen Fällen ist eben die Dampfbildung so rapide, daß das Wasser nicht Zeit hat, die aufsteigenden Dampfblasen durchzulassen. Man erkennt das Kochen im Heizraume am sichersten daran, daß das Wasser in den Wasserstandsgläsern sehr unruhig wird, dieselben ganz füllt oder ganz daraus verschwindet, und man mildert in den angeführten Fällen dasselbe dadurch, daß man die Dampfbildung bzw. die Wärmeentwicklung hemmt. Man wird also Dämpfer und Schornsteinklappe gebrauchen, d. h. den Zug mindern und das Absperrventil der Maschine etwas schließen, so daß der gebildete Dampf langsamer aus dem Kessel abströmt. Vermehrtes Aufspeisen und Ordnen der Feuer mit der Kratze (Krücke) mildern zuweilen auch die heftigen Wallungen im Kesselwasser.

Häufig tritt das Kochen der Kessel auch ein, wenn sehr schmutziges Wasser zum Speisen benutzt wird. Die Schmutzteile sammeln sich

dann in einer dicken Schicht an der Wasseroberfläche an und werden von dem gebildeten Dampfe ruckweise durchbrochen und emporgeschleudert. In diesem Falle wird es also angezeigt sein, möglichst bald einen Wasserwechsel vorzunehmen.

Endlich erfolgt das Kochen auch wohl dann, wenn das Schiff aus dem Flußwasser in Seewasser übertritt.

Bemerkt man, daß das Wasser aus dem Wasserstandglase verschwunden ist und auch der unterste Probierhahn Dampf gibt, so darf unter **keinen** Umständen gleich Wasser in den Kessel gepumpt werden, da das plötzliche Herantreten des kalten Wassers an die glühenden Flächen leicht ein Reißen des Materials zur Folge haben kann, im übrigen würde auch eine sehr lebhaftere Dampfentwicklung auftreten.

Vorkehrungen bei Wassermangel.

Man sperrt den Dampfraum des betreffenden Kessels von den übrigen ab, schließt das Speiseventil, dämpft die Einwirkungen der Feuer durch Schließen der Dämpfer, bewirkt die Feuer mit angefeuchteter Asche oder mit feuchtem Kohlengrus (ein sofortiges Feuerherausreißen würde, wie jedes Arbeiten im Feuer, die Wärmeabgabe während der Dauer des Herausreißens nur erhöhen) und überzeugt sich vom richtigen Funktionieren der Sicherheitsventile. Ist entsprechend der Zeit, nach welcher man zuletzt das Wasser im Glase gesehen hat, mit Sicherheit anzunehmen, daß die oberen Teile der Feuerungsanlage noch nicht vom Wasser entblößt und bis zum Glühen erwärmt sein können (Prüfen mittels Hindurchfegen eines Reisigbündels durch die obere Rohrreihe bei einem Zylinderkessel), so speist man vorsichtig auf. Sobald das Wasser im Glase oder am untersten Probierhahn wieder sichtbar ist, kann man die Feuer allmählich lebhafter brennen lassen und den betreffenden Kessel wieder in Betrieb nehmen.

Sind aber die vom Wasser entblößten Teile der Feuerungsanlagen (Feuerröhren, Decken der Verbrennungskammer und Rauchkammer bzw. Feuerungen) glühend geworden, schließt man die Speiseventile, sowie sämtliche Ventile und Hähne dieses Kessels und dämpft das Feuer in obiger Weise. Wenn die erglühten Teile abgekühlt sind, kann das Sicherheitsventil langsam ganz wenig geöffnet werden, um den Dampf entweichen zu lassen.

Reparaturen an einem unter Dampf liegenden Kessel sind möglichst zu vermeiden. Namentlich darf der Kessel keinen starken Erschütterungen durch Hammerschläge usw. ausgesetzt werden, wodurch unter Umständen Explosionen hervorgerufen werden können. Die am häufigsten vorkommende Reparatur ist das Dichten leerer Röhren, was entweder durch sog. Patentanker oder durch zwei Scheiben mittels eines durchgezogenen Ankers bewirkt wird, oder schließlich dadurch, daß man von der Stirnwand aus zunächst einen trockenen Holzpfeifen in

die Röhre hinein und über die schadhafte Stelle wegtreibt und dann die Röhre vorn durch einen gleichen Pfropfen verschließt. Das in der Röhre sich ansammelnde Wasser feuchtet dann die Holzpfropfen an, dieselben quellen auf und schließen die Röhre an beiden Enden dampfdicht ab (vgl. S. 599).

Die Zerstörungen, denen viele Kessel schon nach verhältnismäßig kurzer Zeit anheimfallen, bestehen gewöhnlich in dem Verrosten der Hüllen und der Wände im Innern des Kessels. Über die Entstehung dieser Rostbildung sind die Ansichten einigermaßen geteilt. Die zerstörende Wirkung der Rostbildung äußert sich entweder so, daß an einzelnen Stellen sich kleinere, unregelmäßig kreisrunde Vertiefungen in den Blechen zeigen (pittings¹⁾), oder daß sich, namentlich an den Laschen

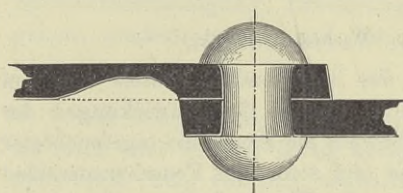


Fig. 572. Kesselanfressungen.

und Überlappungen entlang, lange Furchen bilden (Fig. 572). Diese letzteren entstehen ganz zweifellos dadurch, daß durch unvorsichtiges Stemmen beim Dichten der Nietnähte die äußere harte Blechhaut verletzt und das reine Eisen bloßgelegt wurde. Das zuerst erwähnte Löcherbilden

kann dagegen nur darauf zurückgeführt werden, daß die betreffenden Stellen von Anfang an nicht ganz gesund waren.

Erfahrungsgemäß liegen die Stellen, welche der Zerstörung durch lokale Rostbildung hauptsächlich ausgesetzt sind, namentlich an den unteren Hälften der Flammrohre und der Feuerröhren, an den unteren Teilen der Feuerbüchsen und den gegenüberliegenden Teilen der Kesselhülle und endlich (bei Verwendung minderwertiger, säurehaltiger Zylinderöle) oben im Kessel, etwa in der Höhe des mittleren Wasserstandes.

Anfressungen in der Nähe der Speisewassereintrittsrohre lassen sich auf luftsauerstoffhaltiges Speisewasser zurückführen, während die Ursachen des Anfressens und der Rostbildung an vielen anderen Stellen des Kessels mit Bestimmtheit noch nicht nachgewiesen worden sind.

Die am meisten verbreitete Theorie ist diejenige, daß die Rostbildung als Folge einer galvanischen Stromerzeugung zu betrachten ist. In vielen Dampfkesseln werden daher Zinkplatten angebracht, welche unter Erzeugung eines galvanischen Stromes die Eisenflächen der Kessel vor Zerstörung auf Grund folgender Erwägungen schützen sollen.

Zwei Metalle, die sich berühren, werden jedes verschieden elektrisch. Die hierbei wirkende Kraft heißt elektromotorische Kraft oder Spannung, Potential. Elektrischen Strom nennt man die fortwährende Gegenströmung und Vereinigung der Elektrizitäten in den Elektrizitätserregern (Galvanische Elektrizität).

¹⁾ *to pit* = Grübchen machen; *pittings* = Grübchen, Pockennarben.

Alle Metalle geben bei der Berührung galvanische Elektrizität. Sie lassen sich in eine solche Reihe bringen, daß, wenn man zwei Glieder derselben miteinander berührt, das vorhergehende Glied positiv und das folgende negativ wird. Die Reihe heißt Spannungsreihe und lautet:

+ Zink, Blei, Zinn, Eisen, Kupfer, Silber, Gold, Platin, Kohle. —

Die Spannungsdifferenz zwischen zwei in Berührung gebrachten Metallen ist um so größer, je weiter dieselben in der Spannungsreihe voneinander abstehen, und zwar ist sie die Summe der Spannungsdifferenzen der dazwischenliegenden Reihenglieder. Diese Differenz bleibt unabhängig von der Größe der Berührungsfläche der Metalle.

Der elektrische Strom kann auch durch Berührung von Metallen mit Flüssigkeiten (angesäuertem Wasser, verdünnten Säuren, Salzlösungen) entstehen. Die Verbindung zweier Metalle mit einer Elektrizität erregenden Flüssigkeit heißt galvanisches Element oder Kette; die Verbindung mehrerer Ketten heißt Batterie. Dabei wird das aus der Flüssigkeit herausragende Ende des Metalles, welches sonst der Spannungsreihe zufolge positiv wäre, jetzt negativ und umgekehrt, das negative positiv, weil aus dem ersteren negative, aus dem letzteren positive Elektrizität ausfließt. Werden die beiden Metalle miteinander, z. B. durch einen Draht, verbunden, so daß ein elektrischer Strom zwischen den beiden Metallen entsteht, so heißt der Strom geschlossen, ist aber der Draht unterbrochen, hört auch die Elektrizität so lange auf, als derselbe unterbrochen bleibt; es entsteht offener Strom. Es findet im geschlossenen Strome ein Strom vom Zink zum Eisen innerhalb der Flüssigkeit und vom Eisen zum Zink außerhalb derselben statt, also in einem Kreise; das eingetauchte Zinkende ist dann der Spannungsreihe entsprechend positiv, das Eisenende negativ.

Beim Dampfkessel findet nun folgender Vorgang statt:

Die Bedingungen, d. h. verschiedene Metalle sind vorhanden (Stahl, Eisen, kupferhaltige Bronzen), sie sind durch ein säure- oder salzhaltiges Wasser in Verbindung gebracht, geschlossen ist der Kreis durch die Kesselwände. Demzufolge tritt ein elektrischer Strom innerhalb des Kessels (im Wasserraum) auf, das Eisen wird der Spannungsreihe gemäß positiv, die kupferhaltigen Bronzen negativ. Es findet mithin in diesem geschlossenen Strome ein Strom vom Eisen zum Kupfer innerhalb der Flüssigkeit statt, wobei sich die Oberfläche des Eisens allmählich zersetzt.

Der Zweck der Zinkschutzplatten besteht nun darin, daß das Element, wenn man so sagen darf, jetzt aus Zink und Kupfer besteht und man nun das Zink oxydieren läßt. Da Zink und Kupfer weiter in der Spannungsreihe abstehen, wie Eisen und Kupfer, so wird Zink und Kupfer so arbeiten, als ob Eisen überhaupt nicht vorhanden wäre. Hauptbedingung ist natürlich, daß auch das Zink in gute metallische Berührung mit dem Schließungsbogen (Kesselanker, Stirnwand, Kupferrohr) tritt, denn jede Unterbrechung der Berührung wird sofort das

Eisen an die Stelle des Zinkes treten lassen, so daß der Zweck der Zinkschutzplatten verfehlt ist.

Diese Schutzplatten sind etwa 300 mm lang, 150 mm hoch und 25 mm dick und besitzen ein Gewicht von rund 8 kg.

Durch zwei Halter aus Flacheisen werden die Zinkplatten an den Kesselankern usw. befestigt, so daß sie beständig im Wasserraume liegen. Damit dieselben aber überhaupt wirken können, ist mit größter Sorgfalt darauf zu achten, daß zwischen dem Zink der Platten und dem Eisen der Halter und ebenso zwischen den letzteren und dem Eisen des Kessels eine innige metallische Berührung stattfindet, zu welchem Zwecke die betreffenden Berührungsflächen unmittelbar vor dem Anbringen der Schutzplatten im Kessel blank (katzgrau) zu befeilen sind. Bei jeder inneren Revision ist dafür zu sorgen, daß diese metallische Berührung dauernd erhalten bleibt bzw. immer wieder hergestellt wird, und daß die Platten nach Beseitigung ihrer zerstörten Teile durch Abschaben immer wieder eine reine metallische Oberfläche erhalten. Auch sollen die von den Zinkschutzplatten übrigbleibenden Reste höchstens nach sorgfältigem Umgießen wieder Verwendung finden, wobei darauf zu achten ist, daß der beim Umgießen der Plattenreste behufs Reinigung des Zinkes entstehende unterste Teil (Bodensatz) wegen seines Gehaltes an Blei usw. nicht verwendet wird.

Die Zinkschutzplatten sind derartig im Wasserraume der Kessel zu verteilen, daß alle Eisen- und Stahlteile durch dieselben geschützt werden. Ihre Zahl ist so zu bemessen, daß eine Platte von obigen Abmessungen auf 20 qm Heizfläche für Kessel mit eisernen oder stählernen Feuerröhren, aber eine auf 10 qm Heizfläche für Kessel mit messingenen Feuerröhren kommt. Die Plattenzahl ist bei messingenen Feuerröhren zu verdoppeln, weil die Messinglegierung (Zink und Kupfer) eine größere Neigung zu Anfressungen zeigt, d. h. eine höhere Stellung in der Spannungsreihe einnimmt.

Zeigt sich in den Kesseln eine Anfressung, so ist anzunehmen, daß die dieser Stelle zunächst befindliche Schutzplatte entweder zu weit von derselben entfernt, oder die Zinkschutzplattenoberfläche durch Niederschläge unwirksam, oder die metallische Berührung mit dem Eisen unterbrochen ist.

Eine Erneuerung der Zinkplatten hat spätestens zu erfolgen, wenn dieselben auf die Hälfte zerstört sind. Bei neuen Kesseln und gutem Zink läßt sich annehmen, daß letzteres zwei bis vier Monate, je nach der Inanspruchnahme durch den Betrieb, im Kesselwasser vorhält.

An den Stellen der Kessel, wo sich trotz aller Sorgfalt eine abnorme Abnutzung zeigt, ist derselben möglichst Einhalt zu tun; finden sich z. B. an den Kesselwandungen Anfressungen usw. vor, so empfiehlt sich als Schutzmittel gegen ein weiteres Umsichgreifen nach vorhergegangener sorgfältiger Reinigung ein Ausfüllen solcher Narben mit einer Mischung aus Bleiglätte und Glyzerin; diese muß sehr rasch auf-

getragen werden, da sie schnell erhärtet. Ist dieses Mittel nicht zur Hand, so ist statt dessen ein Anstrich mit Mennigfarbe vorzunehmen.

Da bei einer während der Fahrt auf offener See sowohl wie auf kleinen Gewässern plötzlich eintretenden Beschädigung der Maschine oder des Kessels oder der Rohrleitung usw. die Sicherheit des ganzen Schiffes in mehr oder weniger hohem Grade gefährdet ist, so sucht man sich durch das Mitführen von Reserveteilen so weit wie möglich gegen die Folgen solcher Maschinenhavarien zu sichern, und soweit Reserveteile zur Verfügung stehen, sind in der Regel derartige Unfälle für das Maschinenpersonal verhältnismäßig einfach zu beseitigen.

Die Zahl der Reserveteile, die sich nach der Fahrt des Schiffes richtet, ist seitens der Klassifikationsgesellschaften sowie der Seeberufsgenossenschaft vorgeschrieben.

a) Für lange oder atlantische Fahrt werden an Bord genommen:

1 Kurbellager;

1 Kreuzkopflager;

die zu einem Kurbellager erforderlichen Bolzen und Muttern;

die zu einem Kreuzkopflager erforderlichen Bolzen und Muttern;

die zu einem Grundlager erforderlichen Bolzen und Muttern;

die zu Kuppelungen jeder Dimension erforderlichen Bolzen;

die zu einem Kolben erforderlichen Federn;

1 Schieberstange für jeden Zylinder; sind alle Schieberstangen gleich, so ist eine Reserveschieberstange genügend;

1 Luftpumpen-Kolben- oder Zugstange;

1 Zirkulationspumpen-Kolben- oder Zugstange;

1 Satz Ventile für die Luftpumpe;

1 Satz Ventile für die Zirkulationspumpe.

Ist statt der Zirkulationspumpe eine Zentrifugalpumpe vorhanden, so sind für diese letztere Lager und Lagerbolzen von jeder Größe, sowie Schieberstange, Kolben und Kolbenstange in Reserve zu halten.

1 Satz Ventile für die Speisepumpe } wenn gleich, nur 1 Satz

1 Satz Ventile für die Lenzpumpen } für je 2 Pumpen;

1 Satz Ventile für die Speiseventile;

1 komplette Schnalle zu jeder Pumpe und Balancier;

1 Feder für die Sicherheitsventile, sofern letztere gleich sind, bei verschiedenen Abmessungen je eine für das Ventil;

2 Proz. der Kondensatorröhren nebst Verschluß;

2 Proz. der Feuerröhren;

6 Satz Wasserstandsgläser nebst Dichtungsringen für den Kessel;

$\frac{1}{2}$ Satz Roststäbe;

Kolbenschrauben, Stiftschrauben für Luft- und Zirkulationspumpe mit Muttern, je 10 Proz. von der im Gebrauch befindlichen Anzahl;

$\frac{1}{2}$ Bund Bandeisen;

1 Tafel Eisenblech von 6,5 mm Dicke;

1 Tafel Eisenblech von 3,0 mm Dicke;

2 Stangen Flächeisen;

3 Stangen Rundeisen;

$\frac{1}{2}$ Stange Stahl;

je 1 Dutzend Schrauben und Muttern und Unterlagscheiben von 13, 16, 22 und 25 mm Durchmesser;

für je 50 Feuerröhren ein Kesselrohrstopfer;
 die genügende Anzahl Werkzeuge, um kleinere Reparaturen an Bord ausführen zu können.

Empfohlen wird die Mitführung von:

- 1 Kurbelwelle;
- 1 Schraubenwelle;
- 1 Schraube bzw. $\frac{1}{2}$ Satz Flügel, wenn letztere einsetzbar sind.

b) Für Dampfer in großer Küstenfahrt:

Die zu einem Kurbellager erforderlichen Bolzen und Muttern;
 die zu einem Kreuzkopflager erforderlichen Bolzen und Muttern;
 die zu einem Grundlager erforderlichen Bolzen und Muttern;
 die zu Kuppelungen jeder Dimension erforderlichen Bolzen;
 1 Schieberstange für jeden Zylinder passend; wenn alle Schieberstangen gleich sind, genügt eine;
 1 Satz Ventile für die Luftpumpe;
 1 Satz Ventile für die Zirkulationspumpe;
 1 Satz Ventile für die Speisepumpe; wenn gleiche Pumpen vorhanden sind, genügt ein Satz für je zwei gleiche Pumpen;
 Kolbenschrauben, Stiftschrauben für Luft- und Zirkulationspumpe mit Muttern, je 10 Proz. der im Gebrauch befindlichen Zahl;
 2 Proz. der Anzahl der Kondensatorröhren nebst Verschuß;
 4 Satz Wasserstandsgläser nebst Dichtungsringen für jeden Kessel;
 $\frac{1}{2}$ Satz Roststäbe;
 1 Kesselrohrstopfer für je 50 Stück Feuerröhren;
 ein Vorrat von Rundeisen, Flacheisen usw. und die notwendigsten Werkzeuge.

c) Für Dampfer in der kleinen Küstenfahrt:

Die zu Kuppelungen jeder Dimension erforderlichen Bolzen:
 1 Kurbellagerbolzen;
 1 Kreuzkopflagerbolzen;
 1 Grundlagerbolzen;
 je $\frac{1}{2}$ Satz Zirkulations- und Luftpumpenventile, Lenz- und Speisepumpenventile, je ein Satz für jede Pumpe oder, wenn gleiche Pumpen vorhanden sind, für je zwei Pumpen ein Satz;
 2 Satz Wasserstandsgläser nebst Dichtungsringen für jeden Kessel;
 $\frac{1}{4}$ Satz Roststäbe;
 2 Kesselrohrstopfer.

Schwieriger gestaltet sich natürlich die Sache, wenn Reserveteile nicht mehr vorhanden sind, oder wenn die Beschädigung einen solchen Umfang erreicht, daß sie durch vorhandene Reserveteile nicht zu reparieren ist.

Selbst in solchen schwierigen Fällen haben einsichtige und geschickte Schiffingenieure es zu ermöglichen gewußt, ihre Maschine wieder so weit instand zu setzen, um damit den Hafen erreichen zu können. Allgemeine Regeln für derartige Fälle lassen sich natürlich nicht aufstellen, und so möge es genügen, darauf hinzuweisen, daß es bei den neueren Maschinen bei Wellenbrüchen usw. verhältnismäßig einfach ist, einen oder selbst zwei der vorhandenen Zylinder durch Herausnehmen der Lenkstangen und Schieber ganz von der Welle abzukuppeln und

mit zwei oder selbst einem Zylinder weiterzufahren, und daß von den Flurplatten des Maschinen- und Kesselraumes abgehauene Stücke, Ketten, Drahttaue usw. in manchen Fällen zum Laschen gebrochener Wellen usw. benutzt worden sind. Daß bei vorzeitig zur Neige gehendem Kohlenvorrat verwertbare Teile der Ladung und selbst das Holzwerk der Kajüten usw. für die Kesselfeuerung Verwendung gefunden haben, mag schließlich nur noch beiläufig erwähnt werden.

Da in den allermeisten Fällen bei eintretendem Maschinenschaden nicht viel Zeit zum langen Überlegen und Diskutieren übrig ist, so soll im nachstehenden eine Übersicht von bereits vorgekommenen Havarien und eine Anleitung, wie solche Schäden gegebenenfalls vielleicht behoben werden könnten, gegeben werden. Eine verständige Betriebsleitung wird natürlich schon zu „Friedens“zeiten an Hand dieser Zusammenstellung mit ihrem Personal alle möglichen Vorkommnisse durchsprechen, um für alle Fälle „klar zu sein“.

Als Maschinentyp ist eine dreizylindrige, dreikurbelige, dreifache Expansions-Hammermaschine mit Oberflächenkondensation und mit an die Maschine gekuppelten Pumpen gewählt, welche Bauart in den weitaus meisten Fällen auf Handelsdampfern zu finden ist.

Betriebsunfälle und deren Abhilfe.

Brüche in der Hochdruckmaschine.

Hochdruckmaschine ist dadurch betriebsunfähig.

H. D.-Schieber entfernen. Kanäle im Zylinder von der Schieberkastenseite aus dichten (bei Kolbenschiebern durch Vorsetzen und Spreizen der Liderungsringe). Überdruck (Sicherheits-)ventil am Boden des H. D. Z. entfernen, wenn H. D.-Kolben mitlaufen soll, in welchem Falle auch H. D.-Kolbenringe zu entfernen sind. — Will man von dem Mitlaufen des Kolbens absehen, so ist H. D.-Kolben mit der vom Kurbelager gelösten Pleuelstange oben sicher festzusetzen und festzuzurren. — Der Kesseldruck ist auf den gewöhnlichen Druck im M. D.-Receiver $+1$ Atm. zu halten. Sollten die Lager der M. D.-Maschine mehr als handwarm werden, ist der Druck noch etwas zu vermindern. — Zuweilen kann auch durch ein Flurplattenblech der gebrochene Deckel ausgebessert werden.

Zylinderdeckel.

Kolben.

Nach Beseitigung der Bruchstücke Zylinderdeckel dichtsetzen. Kesseldruck, wie unter „H. D. Z.-Deckelbruch“ angegeben, vermindern. Steuerung bleibt unverändert.

Kolben und Zylinder- deckel.	Bei gerade gebliebener Kolbenstange diese mit- laufen lassen; sonst Stange festsetzen. Im übrigen ist entsprechend den Weisungen zu verfahren, wie unter „H. D. Z.-Deckelbruch“ angegeben.
Kolbenstange.	Bruchstelle gewöhnlich im Gewindeteil, da hier die schwächste Stelle ist. Liegt Bruch im Gewinde der Kolbenbefestigung und blieb die Stange gerade, so verfährt man, wie unter „H. D.-Kolbenbruch“ angegeben; wurde Kol- benstange aber krumm, so fange das gelöste Kurbellager mit Pleuelstange, Kreuzkopf und Kolbenstange sicher auf. — Liegt der Kolben- stangenbruch am Kreuzkopffende, so entferne den Kolben nebst Bruchstücken und fange das gelöste Kurbellager mit Pleuelstange, Kreuz- kopf und Kolbenstange sicher auf. Innere und äußere Steuerung kann mitlaufen.
Kurbel.	Kolben mit Pleuelstange auffangen; H. D.-Schie- ber entfernen. Kesseldruck vermindern, wie unter „H. D. Z.-Deckelbruch“ angegeben.
Pleuelstange.	H. D.-Schieber entfernen, H. D.-Kolben am Zylinderboden liegen lassen. Pleuelstangen- stumpf mit Kreuzkopf auffangen und fest- zurren. Kesseldruck vermindern, wie unter „H. D. Z.-Deckelbruch“ angegeben.
Schieber.	Bruchstücke des Schiebers entfernen. H. D.- Kolben läuft mit, da die Kanäle zum Zylinder offen sind. Kesseldruck vermindern, wie unter „H. D. Z.-Deckelbruch“ angegeben.
Schieberstange.	H. D.-Schieber nebst Stange entfernen. Schieber- stangenstopfbüchse mit Blindflansch dichten. Sonst wie unter „H. D.-Schieberbruch“ an- gegeben.
Steuerung.	H. D.-Schieber nebst Stange entfernen. Schieber- stangenstopfbüchse durch Blindflansch dichten. Vorwärts- und Rückwärtsexzenterbügel nebst Stangen, Kulisse mit Zugstangen entfernen oder seefest auffangen. Sonst wie unter „H. D.- Schieberbruch“ angegeben.
Exzenterbügel, -scheibe oder -stange.	Verfahre, wie unter „H. D.-Steuerungsbruch“ angegeben. Weniger ratsam ist, falls die Bruchstelle der Vorwärtssteuerung angehört, die etwa passenden Teile des Rückwärtsexzen- ters an deren Stelle zu setzen und das freie Kulissenende durch Flaschenzüge aufzufangen, da Maschine dann nicht umsteuern kann.

Brüche in der Mitteldruckmaschine.

Zylinderdeckel. Verfahr mit dem M. D. Z. wie unter „H. D. Z.-Deckelbruch“ angegeben. Dampf strömt jetzt nach Arbeitsleistung im H. D. Z. durch M. D.-Schieberkasten zum N. D.-Schieberkasten. Kesseldruck so weit reduzieren, daß sämtliche Lager kalt bleiben.

Kolben. Nach Beseitigung der Bruchstücke Zylinderdeckel wieder dichtsetzen. Kesseldruck wie unter „M. D. Z.-Deckelbruch“ angegeben, vermindern. Besonders die Lager der H. D.-Maschine beobachten! Steuerung bleibt unverändert.

Kolben und Zylinderdeckel. Die Winke unter „H. D. Z.-Deckelbruch“ finden hier sinngemäße Anwendung unter Berücksichtigung der Angaben über M. D. Z.-Deckelbruch.

Kolbenstange. Die unter „H. D.-Kolbenstangenbruch“ gegebenen Winke finden hier sinngemäße Anwendung.

Kurbel. Bei gebauter Welle H. D.-Kurbel an die Stelle der gebrochenen M. D.-Kurbel setzen und die unter „H. D.-Kurbelbruch“ angegebenen Arbeiten ausführen. — Bei gekröpfter Welle ist zu versuchen, durch flacheiserne Laschen und Drahtseilzurringe eine sichere Verbindung der H. D.- mit der N. D.-Kurbel herzustellen. — Bei Wellenbruch in der Grundlagerstelle sind die Grundlagerschalen zu entfernen, darauf nach gut zusammengepaßter Welle 4 bis 5 Längsnuten zu meißeln, in die geeignete Längsfedern eingelegt und durch Kopfschrauben gesichert werden. Kesseldruck vermindern, langsam fahren, größte Füllung geben, Rückwärtsfahren vermeiden!! Schließlich kann man auch mit der N. D.-Maschine allein fahren. Entferne den H. D.- und den M. D.-Schieber, lasse die betreffenden Kolben auf die Zylinderböden herabsinken, setze dieselben fest, vermindere den Kesseldruck auf etwa ein Viertel bis ein Fünftel des früheren Druckes, drehe die N. D.-Kurbel etwa 25° aus der oberen Totpunktlage, binde durch Flaggleinen usw. die Pleuelstange in dieser Lage fest, rücke die Drehvorrichtung aus und gebe jetzt durch Öffnen des Hauptabsperrentils Dampf. Durch Kappen der Flaggleinen im entscheidenden Moment wird man die jetzt anspringende Maschine über den Totpunkt bringen.

Pleuelstange.	Entweder die H. D.-Pleuelstange an Stelle der gebrochenen M. D.-Pleuelstange einsetzen und an der H. D.-Maschine die Arbeiten ausführen, die unter „H. D.-Pleuelstangenbruch“ angegeben sind. — Oder (falls der Dampfer in Kürze einen Nothafen erreichen kann) M. D.-Schieber entfernen, M. D.-Kolben am Zylinderboden liegen lassen, Pleuelstangenstumpf mit Kreuzkopf auffangen und festzurren. Kesseldruck vermindern, wie unter „M. D. Z.-Deckelbruch“ angegeben.
Schieber.	Bruchstücke des Schiebers entfernen. M. D.-Kolben läuft mit, da die Kanäle offen sind. Kesseldruck vermindern, wie unter „M. D. Z.-Deckelbruch“ angegeben.
Schieberstange.	M. D.-Schieber nebst Stange entfernen. Schieberstangenstopfbüchse mit Blindflansch dichten. Sonst wie unter „M. D.-Schieberbruch“ angegeben.
Steuerung.	Die Anweisungen unter „H. D.-Steuerungsbruch“ sind in sinngemäßer Weise mit den unter „M. D.-Schieberbruch“ gegebenen zu vereinigen.
Exzenterbügel, -scheibe oder -stange.	Die Winke unter „H. D.-Exzenterbügel- usw. Bruch“ sind sinngemäß auf diesen Unfall zu übertragen.

Brüche in der Niederdruckmaschine.

Zylinderdeckel.	N. D.-Kolben oben festsetzen und absteifen. Kolbenstange aus Kreuzkopflager lösen. Kreuzkopf (an dem die Pumpen z. B. hängen) aus diesem Grunde mitlaufen lassen. Vakuum im Kondensator wirkt jetzt an der Gegendruckseite des M. D.-Kolbens, erhöht also die Arbeitsleistung des M. D. Z. wesentlich, wenn Kesseldruck nicht vermindert würde. Maßstab der Druckverminderung: Kaltes M. D.-Kurbellager. Außerdem für M. D. Z. „größte Füllung“ geben.
Kolben.	Nach Beseitigung der Bruchstücke Zylinderdeckel wieder dichtsetzen. Kesseldruck, wie unter „N. D. Z.-Deckelbruch“ angegeben, vermindern. Steuerung bleibt unverändert.
Kolben und Zylinderdeckel.	Die Winke unter „H. D. Z.-Deckelbruch“ finden hier sinngemäße Anwendung unter Berücksichtigung der Angaben über N. D. Z.-Deckelbruch. Abdichten der Flachschieberkanäle durch abgesteifte Flacheisenstreifen, die mit Dampf Gummi, Gummi mit Drahteinlage oder

Kolben und Zylinderdeckel.	Asbest zu dichten sind. Bei aufgeschraubtem Schieberspiegel das Abdichtungsmaterial mit passenden Blechen zwischen Spiegel und Zylinderkörper legen.
Kolbenstange.	Die unter „H. D.-Kolbenstangenbruch“ gegebenen Winke finden hier sinngemäße Anwendung. Hängen am N. D.-Kreuzkopf direkt oder indirekt (durch Balancier) angetriebene Pumpen, so muß die Kolbenstange vom Kreuzkopf gelöst werden; Kreuzkopf mit Pleuelstange aber mitarbeiten.
Kurbel.	Bei gebauter Welle H. D.-Kurbel an die Stelle der gebrochenen N. D.-Kurbel setzen und die unter „H. D.-Kurbelbruch“ angegebenen Arbeiten ausführen. — Bei gekröpfter Welle ist zu versuchen, durch flacheiserne Laschen und Drahtseilzurringe eine sichere Verbindung an der Bruchstelle herzustellen. — Bei Wellenbruch in der Grundlagerstelle siehe unter „M. D.-Kurbelbruch“. Bezüglich Fahrtgeschwindigkeit beobachte die dort gegebenen Vorsichtsmaßregeln.
Pleuelstange.	Die H. D.-Pleuelstange an Stelle der gebrochenen N. D.-Pleuelstange einsetzen und an der H. D.-Maschine die Arbeiten ausführen, die unter „H. D.-Pleuelstangenbruch“ angegeben sind.
Schieber.	Bruchstücke entfernen, N. D.-Kolben läuft mit. Kesseldruck vermindern, wie unter „N. D. Z.-Deckelbruch“ angegeben.
Schieberstange.	N. D.-Schieber nebst Stange entfernen. Schieberstangenstopfbüchse mit Blindflansch dichten. Sonst wie unter „N. D.-Schieberbruch“ angegeben.
Steuerung.	Die Anweisungen unter „H. D.-Steuerungsbruch“ sind in sinngemäßer Weise mit den unter „M. D.-Schieberbruch“ gegebenen zu vereinigen.
Exzenterbügel, -scheibe oder -stange.	Die Winke unter „Hochdruck-Vorwärtsexzenter usw. Bruch“ sind sinngemäß auf diesen Unfall zu übertragen.

Brüche in den übrigen Teilen der Maschine.

Schieberkastendeckel.	Zu welchem Zylinder auch der Schieberkasten- deckel gehört, stets ist der Deckel auszubessern oder aus Flurplatten- oder sonst geeignetem Blech, das durch Winkeleisen versteift wird, ein Ersatzdeckel anzufertigen. Bei einer im Deckel geführten Schieberstange kreuzt man das Stangenende kurz über dem Gewinde für die Schieberstangenmutter ab. Schwieriger ist die Neuanfertigung einer Haube aus Kupferrohr, das man mit dem Ersatzdeckel verschraubt.
-----------------------	---

Vorwärtsgleitschuh.

Wenn angängig, durch den Rückwärtsgleitschuh ersetzen. Auf parallele Lage der Kolbenstange zur Gleitbahn achten! Einen Ersatz-Rückwärtsgleitschuh aus hartem Holze anfertigen. Oder die betreffende Maschine mit dem Mittel- und Niederdruckzylinder betriebsfähig machen, indem der Hochdruckgleitschuh den Ersatz liefert. Arbeiten, wie unter „H. D. - Pleuelstangenbruch“ angegeben, ausführen.

Drucklager.

Als Ersatz des Drucklagers kann man die jetzt gegen Verschiebung besonders zu sichernden Traglager der Transmissionswelle verwenden, falls die Traglagerschalen mit sauber plan-gedrehten Seitenflächen versehen sind. Herstellung von Ersatzdruckringen durch Aufschrauben von Reserve-Exzentrerscheiben oder Reserve-Kurbellagern. Zur Not kann auch bei sehr langsamer Fahrt der Propellerschub von den Grundlagern der Kurbelwelle aufgenommen werden. Ist bei der Drucklagerhavarie nur der Lagerkasten mit seinem Unterbau beschädigt, während die Bügel nebst Kämme noch zu verwenden sind, so steife man die Druckspindeln, die den Druck der Kämme bzw. der Bügel aufzunehmen haben, gegen das Hauptmaschinenfundament gehörig ab.

Druckwelle.

Liegt Bruchstelle zwischen zwei Ringen, lege in 3 oder 4 in die Ringe eingemeißelte Längsnuten entsprechende, mit Kopfschrauben oder Ziehbändern gesicherte Federn. — Liegt die Bruchstelle zwischen dem letzten und vorletzten Ringe (von vorn gezählt), so ist die Verwendung von Spannschrauben an Stelle der Federn vorzuziehen, damit die Maschine auch rückwärts arbeiten kann. Da nur mit verminderter Geschwindigkeit die Fahrt fortgesetzt werden darf, so genügt es, wenn ein oder zwei Kämme der Druckwelle im Lager zur Anlage kommen.

Transmissionswelle.

Bei stumpfem Wellenbruch lege Längskeile bzw. -federn, die durch Kopfschrauben oder Ziehbänder zu sichern sind, auf die Welle; ferner ziehe aus den Kuppelungsflanschen, zwischen denen der Wellenbruch liegt, je zwei diametral gegenüberstehende Kuppelungsbolzen heraus und stecke durch diese Löcher ein Paar langer Zugschrauben, die auf Spannung gesetzt werden müssen und die beim Rückwärtsgang der Maschine die Wellenbruchstelle zusammenhalten sollen. — Sind sog. Notkuppelungen an Bord, so ist mit diesen der Schaden wesentlich leichter und besser zu beseitigen; besonders

Transmissionswelle.	bei schräger Bruchfläche sind diese Kuppelungen sehr zu empfehlen. In Ermangelung besonderer Notkuppelungen kann auch ein Kurbellager aushelfen. — Liegt der Bruch im Stevenrohr, so wird bei schwerem Wetter eine Ausbesserung kaum möglich werden. Man wird durch Segelsetzen das Schiff auf Kurs zu halten suchen und Schlepperhilfe in Anspruch nehmen. Bei ruhiger See gelang es auch schon, durch Umstauen der Ladung, Überpumpen von Wasser in die Vorderpieks das Schiff kopflastig zu bekommen und an dem ausgetauchten Wellenende eine Art Notkuppelung anzubringen. In südlichen Gegenden, in denen eine Haifischgefahr besteht, wird man Persenninge unter dem Achterschiffe durchholen und durch ausgebrachte Spieren brassen.
Kuppelungsbolzen.	Falls der Satz einer Kuppelung bricht, nehme aus der ersten Kuppelung (von vorn gezählt) ein Drittel der Bolzen, aus der nächsten etwa zwei Stück, aus den Kuppelungen im Wellentunnel je einen Bolzen und ersetze mit diesen die gebrochenen Bolzen.
Stevenrohr.	Tritt infolge des Bruches das Wasser in den Tunnel, so ist das Tunnelschott zu schließen und gehörig abzusteißen, die Traglager laufen dann im Wasser. Nothafen ist anzusteuern.
Zylinderständerrisse oder -sprünge.	Zeigt die Hochdruckmaschine diese Sprünge, so vermindere den Kesseldruck; begrenze die Rißlänge durch Abbohren und Einziehen einer etwa $\frac{1}{2}$ " Stiftschraube. Bei anderen Zylindern vergrößere die Füllung.
Umsteuerungsmaschine.	Als letztes Hilfsmittel hole mittels Taljen (Flaschenzüge) den Hebel an der Umsteuerungswelle über. — Bei Umsteuerungswellenbruch hole die Steuerungsteile durch Taljen über und halte sie damit auf „Voraus“, setze die Fahrt fort und repariere jetzt den Bruch durch in Nuten eingelegte und mit Schellenbändern gesicherte Federn.

Brüche in der Pumpenanlage.

Zirkulationspumpe.	Fast immer gestattet die Rohrleitung ein Durchpumpen von Seewasser durch den Kondensator mittels der Dampfmaschine; andernfalls schließe den Zirkulationspumpenausguß und löse die Flanschenverbindung zwischen Kondensator und Zirkulationspumpenausgußrohr, öffne das Seeventil der Zirkulationspumpe, so daß das Kühlwasser vom Seeventil durch Kondensator
--------------------	--

Zirkulationspumpe.

sator und durch die gelöste Flanschenverbindung in die Maschinenbilge laufen kann, aus der dann die Lenzpumpen, Dampfpumpen, Ejektoren oder Pulsometer saugen. — Bei einem Gehäusebruch der Zirkulationspumpe schließe das Seeventil und den Zirkulationspumpenausguß, entferne das Ausgußrohr vom Kondensator, lege Schläuche (der Kühlleitung) in die Kondensatorausgußöffnung und lasse das Kühlwasser den entgegengesetzten Weg durch den Kondensator und durch das zerbrochene Gehäuse oder einen gelösten Kondensatordeckel in die Bilge laufen, aus der dann die eben genannten Pumpen das Wasser über Bord schaffen. Zur Kondensation des Dampfes durch direkte Einspritzung sollte man sich nur im aller äußersten Notfalle entschließen, da durch diese Methode das Kondensationswasser sehr stark mit Außenbordswasser, d. h. mit kesselsteinhaltigem Wasser, vermischt und so zur Kesselspeisung höchst ungeeignet wird (siehe S. 578). Läßt sich aber die direkte Einspritzung nicht umgehen, so vermindere den Kesseldruck auf 3 Atm., setze dem Kesselwasser soviel wie möglich Soda zu (bis sich die Neigung zum Überkochen zeigt) und lasse die Maschine als Verbundmaschine nach Herausnahme des Hochdruckschiebers arbeiten.

Luftpumpe.

Mit der Speisepumpe aus der tiefsten Stelle des Kondensators saugen. Maschine arbeitet unter Verlust des Vakuums bedeutend langsamer und schwerer. Die Dampfkondensation wird nicht beeinflusst; der Kohlenverbrauch steigt aber beträchtlich. Bei Luftpumpen-Kolbenstangenbruch läßt sich vielleicht die Zirkulationspumpen-Kolbenstange verwenden. Die in dem Falle vorzunehmenden Arbeiten zur Kondensatorkühlung siehe unter „Zirkulationspumpe“. — Ist ein ganzer Satz Luftpumpenventilklappen unbrauchbar, so verteile die noch vorhandenen Klappen gleichmäßig auf sämtliche Ventilsätze. Die ausfallenden Ventile erhalten als Klappen Kupfer- oder Messingblechscheiben.

Speise- u. Bilgepumpen.

Im ersteren Falle helfen aus die Dampfpumpen, Injektoren und etwaige Handpumpen; im letzteren Falle die Dampfpumpen, Zirkulationspumpen, Ejektoren, Pulsometer, Handpumpen (durch Kettenrad oder Seiltrieb mit den Dampf-ladewinden verbunden) usw.

Pumpenbalancier.

Diese Havarie setzt die betreffende Pumpe außer Tätigkeit, daher die bei der fraglichen Pumpe gegebenen Winke befolgen!

Kesselschäden.

Ursachen: Kesselstein- und Schmierölnieder-
schläge, Wassermangel, gebrochene Verstei-
fungen.

Abhilfe: Gründliche Reinigung des Kes-
sels, Anwärmen der Blechstelle mit Benzin-
lötampen oder Holzkohlenfeuern. Zurück-
drücken der Beulen mit Druckschrauben (sog.
„Pot“schrauben, d. h. Potenzschrauben). Bei
gewellten und gerippten Flammrohren müssen
die Anlageflächen, gegen welche die Schrauben
pressen, aus Holzblöcken bestehen, die dem
Flammrohrprofil angepaßt sind. — Gebrochene
Versteifungen ausbessern. — Ev. bei Zwei-
und Mehrfeuerkesseln den beschädigten Feuer-
ungsteil von der Feuerseite aus absteifen und
ihn den Wärmeeinflüssen des benachbarten
Feuers durch Abmauern entziehen. Kesseldruck
entsprechend vermindern.

Feuerbüchsen- und
Flammrohreinbeu-
lungen.

Einziehen eines Rohrstopfers, Patentankers, Rohr-
ankers oder Rohrdichters. Falls man nach
Herausholen der Feuer zur hinteren Rauch-
kammer gelangen kann, dann genügen oft Holz-
pfropfen, die von der vorderen und hinteren
Rauchkammer aus eingetrieben werden und
die nachher durch den Wasserzutritt aufquellen
und dichten. — Lecken die Feuerröhren an
den Dichtungsstellen der Rohrwände und ge-
nügt ein Aufdrillen nicht mehr, so werden
etwas konisch gedrehte Brand- oder Rohrringe
eingetrieben. — Bei Röhrenleckagen von
Wasserröhrenkesseln werden konische, mit
stumpfen Rillen versehene Schmiedeisen-
pfropfen von der Wasserseite aus eingetrieben.

Feuer- oder Wasser-
röhren leak oder mit
Längsriß.

Ursache: Schlechte Schweißung des Blech-
materials. Blätterige unganze Stelle.

Fliesen im Kesselblech.

Abhilfe: Bei tiefliegender Fliese ist die-
selbe herauszukreuzen und auf der Wasserseite
durch einen aufgesetzten Flicker zu dichten.

Kesselanfressungen.

Siehe S. 586.

Rißbildung im Kessel-
blech.

Abbohren und Stiftschrauben einziehen. Sauber
passenden Flicker von der Wasserseite aus
auflegen.

Wasserstandsgläservor-
rat erschöpft.

Eine Kondensatorröhre, auf passende Länge
geschnitten, mit einem möglichst feinen Loch
in der Höhe des normalen Wasserstandes ver-
sehen, ist an Stelle der verbrauchten Glasröhre
einzusetzen. Der feine Wasserstrahl, der nach
dem Kessel zu ständig ausspritzt, läßt eine
genügende Beobachtung des Wasserstandes zu.
Zwischen Kesselstirnwand und Kondensator-
röhre ein dünnes Prallblech anbringen, gegen
das der Wasserstrahl spritzt.

Praktische Winke.

Festsitzen der Küken bei Probier- und Wasserstandshähnen	verhütet man durch eine Hahnschmiere von 5 Tln. Kautschuk (in Schwefelkohlenstoff oder Benzin aufgelöst), 10 Tln. Wachs, 15 Tln. Zylinderöl und 1 bis 2 Tln. Graphit.
Festbrennen oder Einrostern von Schrauben bzw. Muttern.	Tauche die Gegenstände vor dem Gebrauche in einen dünnen Brei von Öl und Graphit.
Festbrennen von Dampfpackungen	verhütet man durch Bestreichen der Packungen mit Graphit, der mit Wasser zu einem Brei angerührt wird.
Überhitzter oder verbrannter Stahl	kann, wenn das Stück ein Bearbeiten mit dem Hammer zuläßt, noch brauchbar gemacht werden, wenn man I. 3 Tle. Kolophonium schmilzt und 2 Tle. Leinöl dazugibt, oder II. 1 Tl. Hornmehl, 1 Tl. Salz und 1 Tl. Schmierseife gut mischt und III. 3 Tle. Kolophonium, 3 Tle. Talg zusammenschmilzt und $\frac{1}{2}$ Tl. Bienenwachs zusetzt. Der tief dunkelrot erwärmte Gegenstand erhält auf dem Amboß einige Hammerschläge und wird dann in eine dieser drei Massen getaucht und dies zwei-, auch dreimal wiederholt. Durch dieses Verfahren von Wurr wird der beim Überhitzen verloren gegangene Kohlenstoff ersetzt und die Poren, welche sich beim Verbrennen gebildet haben, geschlossen.
Fehlerhafter Stahl wird verbessert.	5 Tle. Hornmehl, 5 Tle. Kochsalz, 1,5 Tle. blaues Kali (gelbes Blutlaugensalz), 5 Tle. Schmierseife und 7 bis 8 Tle. warmes Wasser werden zusammengearbeitet und geben eine teigartige Masse. Den zu härtenden Gegenstand dunkelrot erwärmen und in die Masse tauchen. Dann nochmals erwärmen und in bekannter Weise abschrecken.
Härten von Werkzeugstahl.	Da an Bord zum Anwärmen selten ein Glühofen vorhanden, nehme man eine alte Feuerröhre, verschließe sie an einem Ende mit Schamottelehm, lege die zu härtenden Gegenstände in die Röhre und halte diese ins Feuer. Vorteil des Verfahrens: Gleichmäßiges Anwärmen, Schutz des Stahles vor schädlichen Gasen aus der Steinkohle. Geeignetes Härtewasser: Regen- oder destilliertes Wasser von 15 bis 18°C mit 3 Proz. Kochsalz- und 2 Proz. Weinessigzusatz. Langes Stehen verbessert das Härtewasser.

Legierung zum Flicken von Guß, welche sich beim Erkalten ausdehnt.

2 Tle. Antimon, 9 Tle. Blei und 1 Tl. Wismut oder auch 3 Tle. Antimon, 8 Tle. Blei und 1 Tl. Wismut.

Zinkblech für Ölfarbenanstrich präparieren.

1 Tl. Salmiak, 1 Tl. salpetersaures Kupferoxyd, 1 Tl. Kupferchlorid, 1 Tl. Salzsäure, 64 Tle. Wasser.

Eisen- oder Rostkitt.

Zum Befestigen von Eisen in Stein oder zum Ausfüllen von Fehlstellen in Gußstücken:

60 Tle. Eisenfeilspäne, 2 Tle. Salmiak, 1 Tl. Schwefel erstarrt, mit Wasser (Trinkwasser) angerührt, nach und nach zu einer sehr harten Masse.

Für hohe Temperaturen, an der Feuerzarge, Aschenfallklappen usw.:

20 Tle. Eisenfeilspäne, $4\frac{1}{2}$ Tle. Lehm pulver, 5 Tle. Borax, 5 Tle. Salz, 10 Tle. Braunstein und das nötige Wasser.

Für schlechte Gußstellen:

65 Tle. Schmiedeeisenfeilspäne, $2\frac{1}{2}$ Tle. Salmiak, $1\frac{1}{2}$ Tle. Schwefelblüte, 1 Tl. Schwefelsäure und das nötige Wasser.

Für Anfressungen von Kesselblechen und zum Dichten von Eisen auf Eisen: Kitt aus Bleiglätte und Glyzerin.

Kitt zum Dichten von verschraubbaren Wasserleitungsröhren.

Leinöl und Bleiglätte oder Leinöl und Bleimennige.

Wasserdichter Leinölkitt.

8 Tle. Leinöl, 12 Tle. Bleiglätte, 88 Tle. gelöschter Kalk.

Dampfrohren-Ölkitt.

25 Tle. Bleiglätte, 10 Tle. Kalk, 10 Tle. Quarzsand mit heißem Leinöl gemischt, in einem heißen Mörser gut durchgeknetet. Die zu dichtenden Röhrenstellen werden mit Leinölfirnis bestrichen, der Kitt heiß aufgetragen und, nachdem der Kitt bereits etwas fest geworden, durch Nachtreiben und Hämmern noch dichter gemacht.

Ölkitt für Röhrenmuffen.

10 Tle. Mennige, 20 Tle. Bleiglätte, 5 Tle. Ton, den Leinölsatz nach Bedarf.

Leimkitt für Leder auf Metall.

Das Leder wird (nach Wurr) mit dünner, sehr heißer Leimlösung bestrichen, an das Material gepreßt und mit Galläpfel- oder Loheauszug so lange befeuchtet, bis es damit durchdrungen ist. Der Gerbstoff verbindet sich mit dem Leim, oder man streicht das Metall mit einer

Leimkitt für Leder auf
Metall.

Bleifarbe (Bleiweiß oder Bleimennige) an. Sobald dieser Anstrich trocken ist, bedeckt man ihn mit Zement von folgender Zusammensetzung: Lege besten Leim in kaltes Wasser, bis er weich ist, löse ihn dann bei mäßiger Hitze in Essig auf, gebe ein Drittel der Gewichtsmasse des Leims an Terpentinöl zu, mische das Ganze und trage den noch warmen Leim mit einem Pinsel auf den inzwischen warm gemachten Metallkörper. Das Leder drücke straff gespannt an.

Siebzehnter Abschnitt.

Die Dampfturbine und die Gasmaschine im Schiffsbetriebe.

Nachdem das XIX. Jahrhundert vollkommen in dem Zeichen und unter der Herrschaft der Kolbendampfmaschine gestanden hat, deren Überlegenheit durch die unvergänglichen Forschungen und Erfindungen Watts begründet war, läßt sich nicht verkennen, daß ihr neuerdings zwei mächtig aufstrebende Wettbewerberinnen erstanden sind und ihr den alten Rang streitig machen, nämlich die Dampfturbine und die Großgasmaschine.

A. Dampfturbinensysteme.

Die Dampfturbine in ihren mannigfaltigen, heute anwendbaren Gestaltungen, die noch vor 20 Jahren ganz allgemein als eine technische Spielerei angesehen werden durfte, gewinnt mit jedem Tage mehr an Bedeutung und erobert sich Stück für Stück das bisher der alten Kolbendampfmaschine angestammte Gebiet.

Die Vorteile, welche der eigenartige Arbeitsgang der Dampfturbine in sich schließt, sind schon frühzeitig erkannt worden. Trotzdem dabei eine doppelte Umwandlung der Energie des Dampfes stattfindet — von potentieller Energie in lebendige Kraft des Dampfstrahles und von dieser erst in mechanische Arbeit des Schaufelrades —, entspricht der Vorgang in der Dampfturbine vielmehr dem theoretischen Verlaufe der adiabatischen Expansion des Dampfes wegen der geringen in den Wandungen und Schiebern stattfindenden Wärmeverluste. Viele Versuche, das anscheinend so einfache Problem der Dampfturbine in praktische Form zu kleiden, sind indessen an der geringen Kenntnis der theoretischen Grundlagen für die Dampfströmung gescheitert; infolge

der großen Verluste in den Düsen verbrauchten die ersten Turbinen unverhältnismäßig viel Dampf.

Es ist ein Verdienst Prof. Dr. Zeuners in Dresden und Prof. Dr. A. Stodolas in Zürich, die Frage der Dampfdüsen für Turbinen auf rechnerischem Wege und durch Versuche so weit geklärt zu haben, daß es heute möglich ist, ihre wirtschaftlichsten Abmessungen für jede Dampfspannung und für jede Dampfmenge zu ermitteln. Und diese Arbeiten können mit als Grundlagen angesehen werden für den Aufschwung, den der Dampfturbinenbau in den letzten Jahren genommen hat.

Die Verkörperung aller erfinderischen Gedanken, soweit sie sich in der ersten Zeit auf die Dampfturbine vereinigten, stellt die einfachste,

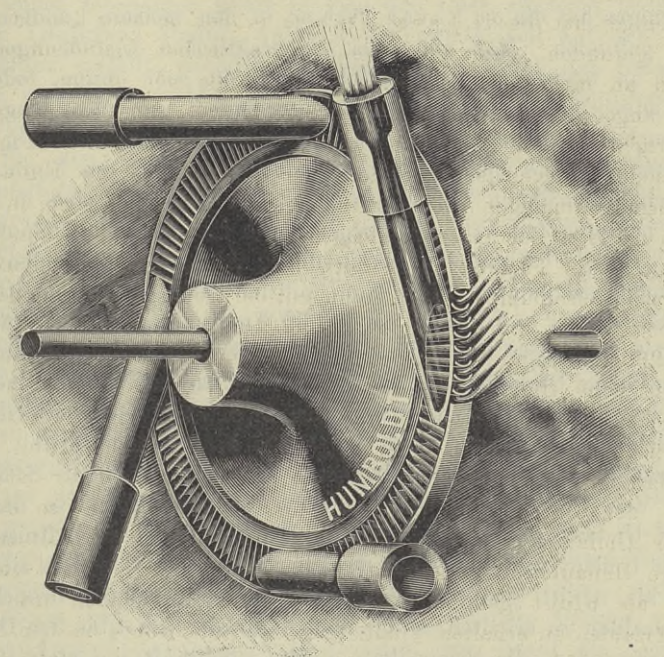


Fig. 573. De Laval-Turbine der Maschinenbauanstalt „Humboldt“.

auch heute noch angewendete sog. Freistrahlturbine von de Laval dar. Wie Fig. 573 schematisch zeigt, wird der Druck des Dampfes dazu benutzt, um in einer sich kegelig erweiternden Düse einen Dampfstrahl zu erzeugen, dessen lebendige Kraft an das Laufrad abgegeben wird. Als Kennzeichen der de Laval-Turbine ist anzusehen, daß die gesamte, dem Dampf beim Eintritt in die Düse noch innewohnende „ruhende“ Energie in Geschwindigkeit umgewandelt wird. Die mit dieser Geschwindigkeit aus der Düse austretende Dampfmasse besitzt

eine lebendige Kraft, welche in den Schaufeln des Laufrades in Arbeit umgewandelt wird.

Nach den Gesetzen der Aktionsturbinen oder Freistrahlturbinen soll das Laufrad ungefähr die halbe Geschwindigkeit des Dampfstrahles haben, wenn die theoretisch günstigste Ausnutzung möglich sein soll. Da die Dampfgeschwindigkeit beim Austritt aus der Düse je nach dem Druck 800 bis 1000 m in der Sekunde beträgt, so folgt hieraus die den größten Mangel dieser Turbinenbauart darstellende wirtschaftliche Umlaufszahl von 10 000 bis 20 000 in der Minute. Der größte Teil der durch die Dampfturbine erzielten Ersparnis geht dann wieder verloren durch die Effektverluste der Rädervorgelege, die man einschalten muß, um die Bewegung der Turbinenwelle auf irgend eine Hilfsmaschine, z. B. eine Dynamomaschine, zu übertragen. Nichtsdestoweniger hat die de Laval-Turbine in den meisten Ländern Anhänger gefunden. Man pflegt bei den praktischen Ausführungen das Laufrad an mehreren, symmetrisch gegen die sehr dünne, federnde Welle angeordneten Stellen zu beaufschlagen, um die Biegebbeanspruchung infolge eines einseitigen Druckes zu vermeiden (Fig. 573) und nimmt die mehrfachen Rädervorgelege gegenüber der Einfachheit und verhältnismäßigen Wirtschaftlichkeit der Maschine eben in Kauf.

In neuester Zeit hat sich übrigens auch für die hohe Umlaufszahl der de Laval-Turbine ein bereitwilliger Abnehmer gefunden, die Hochdruckkreiselpumpe. Diese kann mit der Turbinenwelle unmittelbar gekuppelt werden und fördert bei 13 000 Umdrehungen in der Minute gegen 260 und sogar 350 m Druckhöhe. Die Tatsache, daß trotz alledem die hohe Umlaufszahl der de Laval-Turbine für die meisten praktischen Bedürfnisse weniger brauchbar ist, hat natürlich den Erfindergeist nicht ruhen lassen. Auf der Suche nach einem Mittel, diese Umlaufszahl möglichst zu verringern, verfielen Riedler-Stumpf darauf, den Durchmesser des Laufrades zu vergrößern, so daß bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit der Turbine eine verhältnismäßig niedrige Umlaufszahl der Welle erzielt wird. Der Weg hat sich indessen als nicht gangbar erwiesen. Um einigermaßen brauchbare Umlaufszahlen zu erhalten, müßte man Laufräder von 4 bis 5 m Durchmesser anwenden, die wegen ihrer großen Fliehkraft eine stete Gefahr der Betriebe im Falle einer Explosion des Rades bilden müßten. Zudem werden die inneren Widerstände einer solchen Scheibe sehr groß, so daß ein großer Unterschied gegenüber dem de Lavalschen Rädervorgelege nicht zu verzeichnen wäre.

Gleichzeitig mit dieser Erkenntnis fand man aber, daß das einzige Mittel, die Umlaufszahl des Laufrades zu vermindern, darin besteht, die lebendige Kraft nicht auf einmal, sondern stufenweise von dem Dampfstrahl auf die Turbine überzuleiten, und auf diesem Grundgedanken sind alle neueren Dampfturbinenarten aufgebaut.

Die allmähliche Ausnutzung der lebendigen Kraft des Dampfes kann auf verschiedene Art erfolgen:

1. durch Geschwindigkeitsabstufung,
2. durch Druckabstufung,
3. durch gemischte Druck- und Geschwindigkeitsabstufung.

1. Dampfturbinen mit reiner Geschwindigkeitsabstufung, bei denen also die in einer einzigen Düse erzielte Dampfgeschwindigkeit in einem Laufrade mit mehreren Schaufelkränzen ausgenutzt wird, führt die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft Berlin nach den Vorschlägen von Riedler-Stumpf aus. In der durch ihre kegelige Gestalt gekennzeichneten Düse wird genau so wie bei der de Laval-Turbine ein Dampfstrom von großer Geschwindigkeit erzeugt, der einen Teil seiner lebendigen Kraft in dem der Düse zunächst befindlichen ersten Laufkranz abgibt, während der zweite Teil auf den zweiten Laufkranz entfällt, nachdem der Dampfstrom durch den festen Leitkranz umgekehrt worden ist, um in dem gleichen Drehungssinne wie vordem wirken zu können.

Bei den Riedler-Stumpf-Turbinen gelangt eine eigenartige Schaufelform zur Verwendung. Die Schaufeln bilden in den Radkörpern eingefräste Taschen, die von dem Dampf durchflossen werden. Die Dampf Düsen sind in der Richtung des Schaufelquerschnittes ungefähr tangential an das Laufrad im Gehäuse der Turbine gelagert. Diese Anordnung ermöglicht es, mit Hilfe der sog. Umkehrschaufeln den Dampfstrom mehrere Male durch den Schaufelkranz eines und desselben Laufrades zu führen und auf solche Weise das Prinzip der Geschwindigkeitsabstufung zu verwirklichen. In den Umfang des Gehäuses werden nämlich ebenfalls Schaufeln von dem angegebenen Querschnitt eingearbeitet, deren beide Schenkel aber gegeneinander versetzt sind. Der aus dem Laufrad austretende Dampfstrom fließt dann durch die ihm gerade gegenüberstehende Umkehrschaufel und tritt in eine der nächsten Schaufeln des Laufrades wieder ein. Auf diese Weise läßt sich eine sehr große Geschwindigkeitsabstufung erzielen. Aus dieser Grundform hat sich heute bereits eine besondere Gruppe von sog. Einraddampfturbinen herausgebildet, von denen die bemerkenswerteste die Elektraturbine der Gesellschaft für elektrische Industrie in Karlsruhe ist.

2. Von den Dampfturbinen mit reiner Druckabstufung ist nur eine einzige Bauart, die Parsons-Turbine, unter den heute gebräuchlichen vertreten. Der Grundsatz der reinen Druckabstufung spricht sich darin aus, daß die dem Dampf dargebotenen Querschnitte sich auf dem ganzen Wege durch die Turbine allmählich erweitern. Parsons nimmt hierbei die Unterteilung des gesamten Druckgefälles in einer sehr großen Anzahl von Stufen vor, so daß es möglich ist, alle Laufkränze zu einer Walze zu vereinigen, in deren Nuten die aus

Stahlbronze gezogenen Schaufeln eingesetzt werden, ähnlich wie die Leitschaufeln, die in Reihen an der Innenseite des Turbinengehäuses befestigt sind.

Die Parsons-Turbine (Fig. 574) besteht nun aus einer Reihe von Leit- und Laufschaufelkränzen, die nebeneinander längs eines Stufenzylinders in der Weise angeordnet sind, daß die einzelnen Laufschaufeln zur Achsenrichtung senkrecht auf der Oberfläche des Zylinders sitzen. Zwischen den durch die Laufschaufeln gebildeten einzelnen Schaufelkränzen ist jeweils Raum für die Leitschaufelkränze gelassen, die an

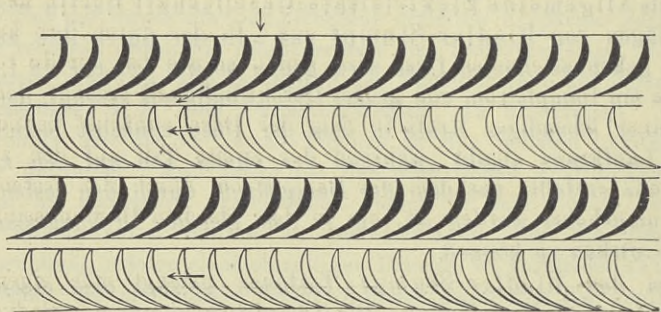
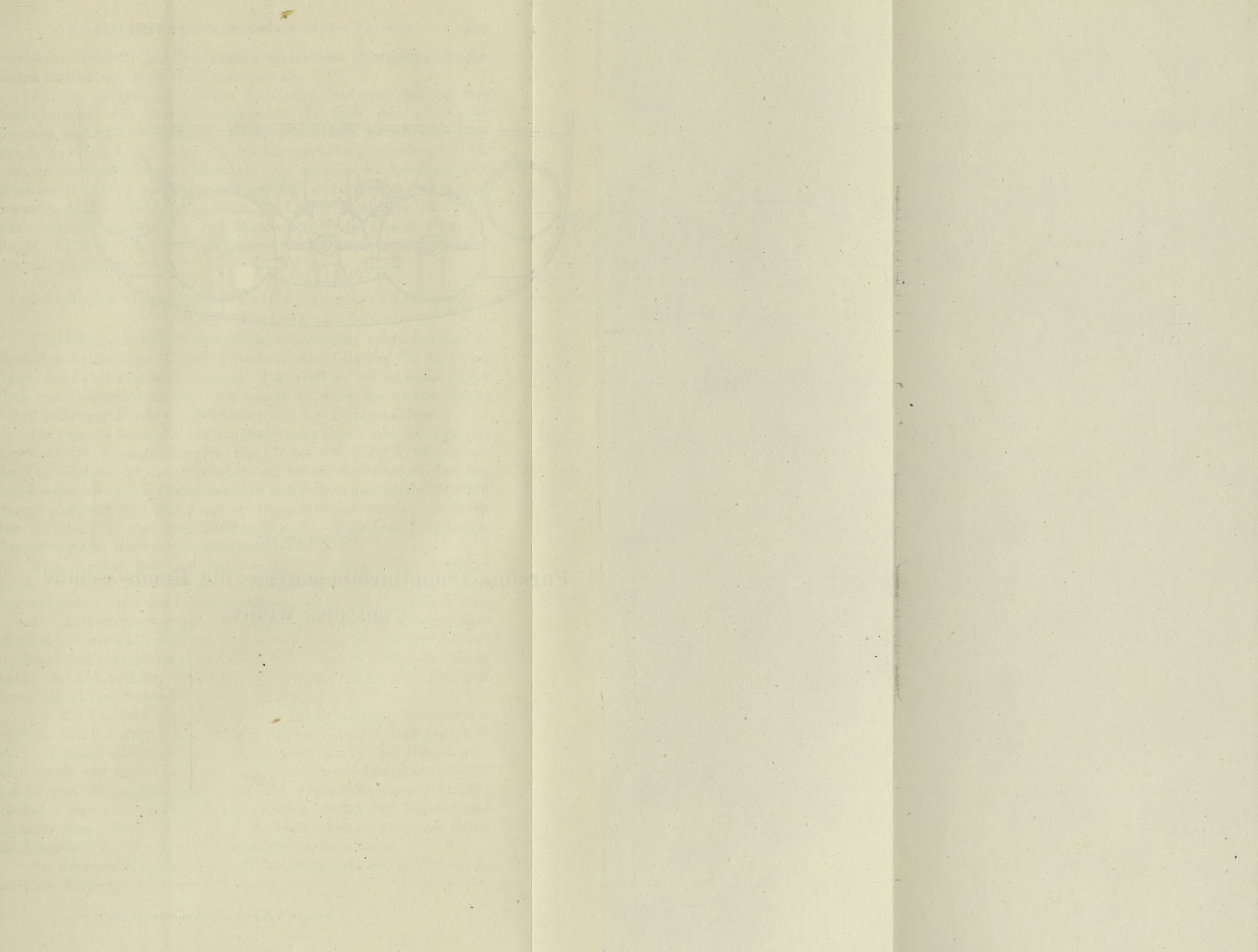


Fig. 574. Diagramm der Parsons-Schaufeln.

der inneren Wandung des den Laufapparat umgebenden Gehäuses angebracht sind und radial nach innen zwischen die Laufschaufelkränze hineinragen. In axialer Richtung folgt somit auf jeden Leitschaufelkranz ein Laufschaufelkranz und umgekehrt. Der Stufenzylinder wird von einer Welle getragen, welche, infolge der verhältnismäßig niedrigen Umlaufzahlen, direkt mit der Schiffsschraubenwelle gekuppelt ist. Die Turbine gestattet demnach, die Energie des Dampfes unmittelbar, ohne Zwischenglieder, wie Kurbel u. dgl., in die für den Antrieb von Schiffen mittels Schrauben erforderliche Drehbewegung umzusetzen.

Der Dampf strömt auf der Seite des kleinsten Durchmessers des Stufenzylinders in die Turbine ein und geht in axialer Richtung expandierend durch die ganze Turbine nach etwa vorhandenen weiteren Stufenzylindern bzw. nach dem Kondensator. Von dem ersten Leitschaufelkranz wird der Dampf auf den ersten Laufschaufelkranz geleitet, setzt, auf diesen wirkend, den Laufapparat in Drehung, expandiert weiter und strömt in das zweite Leitrad. Bei diesem Vorgange entsteht eine Reaktionswirkung auf die Laufradschaufeln, welche die Aktionswirkung der ersten Beaufschlagung unterstützt und vermehrt. In dem zweiten und den folgenden Leit- und Laufschaufelkränzen wiederholt sich dieser Vorgang.

Im allgemeinen strömt nun von dieser eben erwähnten Turbine, der Hochdruckturbine, der Dampf gleichmäßig in zwei seitlich von dieser liegende Turbinen größeren Durchmessers, die Niederdruckturbinen, arbeitet in diesen in genau derselben Weise wie oben be-



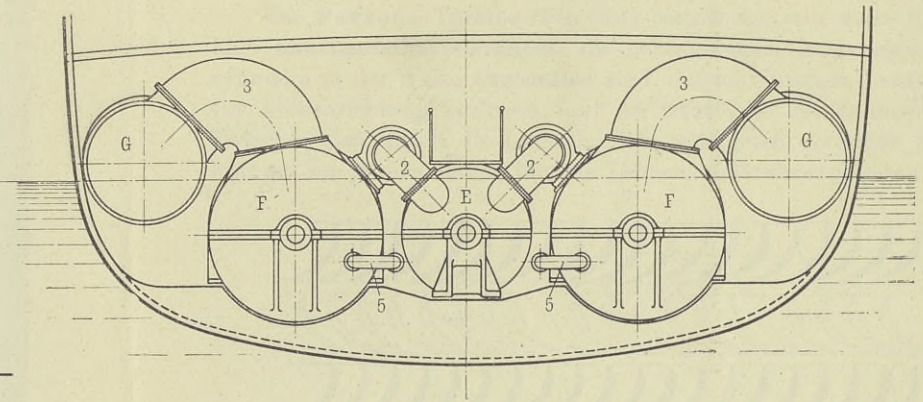
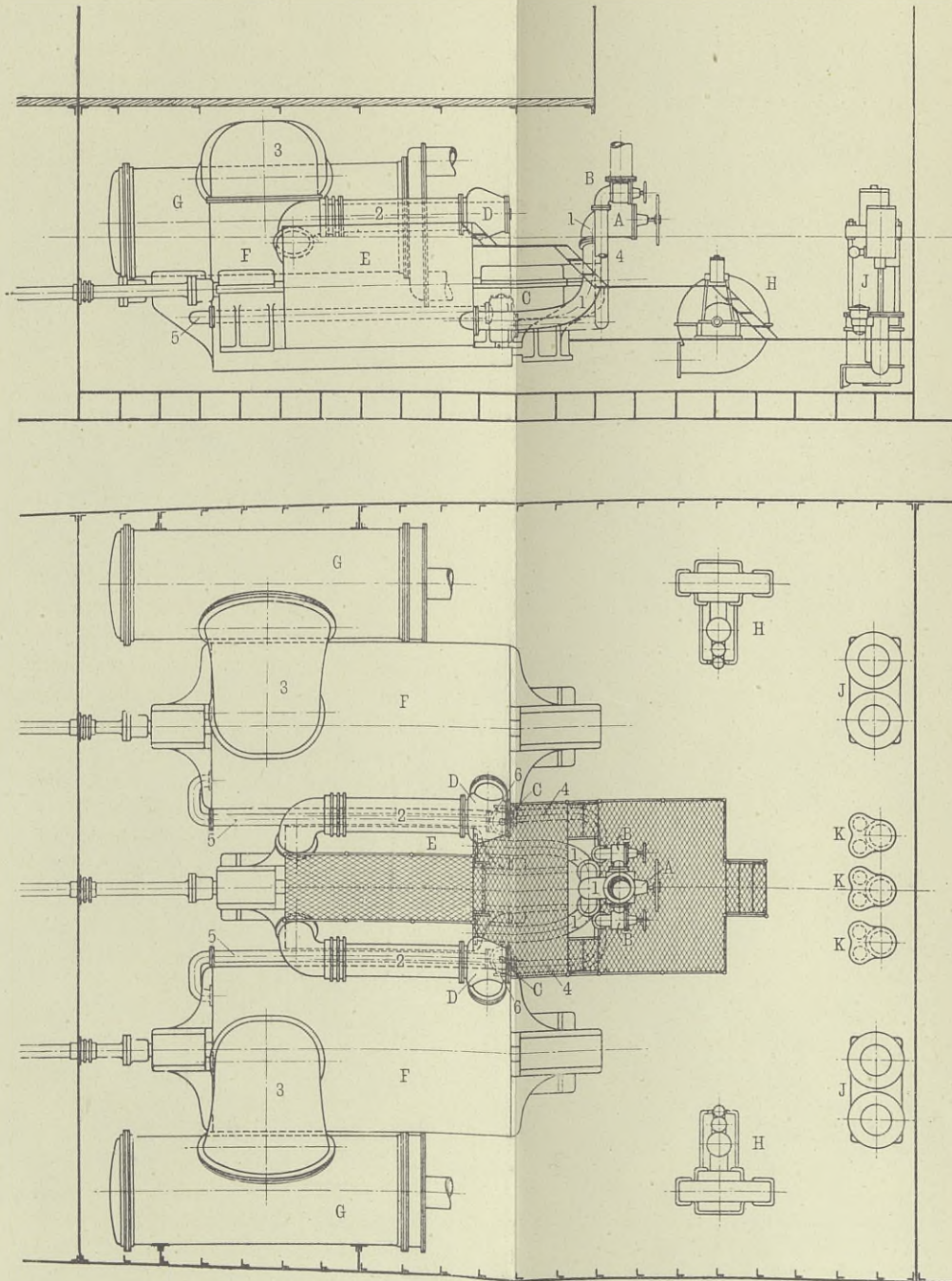


Fig. 575 bis 577.

Parsons-Dampfturbinenanlage für Handelsschiffe
mit drei Wellen.

schrieben, dreht die mit den Niederdruckturbinen gekuppelten Schiffswellen und strömt in die Kondensatoren ab.

Ähnlich gebaute und ebenso arbeitende Turbinen sind für den Rückwärtsgang des Schiffes vorgesehen. Je nach der geforderten Leistung sind sie als selbständige Hochdruckturbinen gebaut, oder aber, wie in gewöhnlichen Fällen, als Hochdruckrückwärtsturbinen in die Gehäuse der Niederdruckturbinen auf den verlängerten Laufradmantel derselben (Fig. 579) gesetzt. Im allgemeinen sind daher nur die außenliegenden Wellen umsteuerbar und das Schiff wird wie ein Zweischaubenschiff manövriert. Die Mittelwelle ist in diesem Falle gestoppt. Es sind auch Fälle denkbar, wo die Rückwärtsturbinen hintereinander geschaltet werden.

Beschreibung einer Handelsschiffs-Dampfturbinenanlage, System Parsons.

Unter Handelsschiffs-Dampfturbinenanlagen sind solche Anlagen zu verstehen, welche stets in ihrer wirtschaftlichen Leistung für die ganze Dauer der Fahrt ausgenutzt werden. Dies trifft zu bei schnellaufenden Post- und Passagierdampfern. Es entspricht dann die wirtschaftliche Fahrt derartiger Schiffe der Höchstleistung der Turbinenanlage.

Die gesamte Anlage ist aus der Darstellung einer Turbinenanlage mit drei Wellen für Passagierdampfer (Fig. 575 bis 577, Tafel II) zu ersehen. Ihr Funktionieren ist nach vorstehendem bereits verständlich. Der von den Kesseln kommende Dampf sammelt sich in dem querschiffs liegenden Hauptdampfrohr, geht hier durch ein Dampfsieb und strömt dann durch den Stutzen 1 in die Hochdruckturbine *E*. Zwischen 1 und dem Hauptdampfrohr liegt das Hauptabsperrrventil *A*.

Nach Durchströmen der Hochdruckturbine verteilt sich der Dampf durch die Rohre 2—2 auf die beiden Niederdruckturbinen *FF* und geht von diesen durch die Abdampfrohre 3—3 in die Kondensatoren *GG*.

Zur Rückwärtsbewegung sind zwei besondere Hochdruckrückwärtsturbinen vorgesehen, welche im hinteren Teile des Gehäuses der Niederdruckturbinen untergebracht sind (Fig. 579). Dieselben erhalten Frischdampf durch die Rohre 4—4 und 5—5 und schicken den Abdampf durch die Abdampfrohre 3—3 in die Kondensatoren.

Um die Turbinen von Vorwärts- auf Rückwärtsgang umzusteuern, wird das Ventil *A* geschlossen, wodurch die Hochdruckturbine abgestellt wird. Alsdann werden die Ventile *BB* geöffnet und der Dampf geht jetzt durch die Rohre 4—4 zu den Manövrierwechselschiebern *CC*, welche vom Maschinistenstande aus durch Hebelübertragung bedient werden. Durch Umsteuern dieser Schieber strömt der Frischdampf entweder durch die Rohre 5—5 in die Rückwärtsturbinen, oder durch die Anschlüsse 6—6 in die Niederdruckvorwärtsturbinen.

Bei Rückwärtsgang laufen die Niederdruckturbinen, bei Vorwärtsfahrt die Rückwärtsturbinen im Vakuum mit.

Man sieht also, daß die Handgriffe für das Umsteuern und Manövrieren äußerst einfach sind und vom Maschinistenstande aus gut ausgeführt werden können.

Um zu verhüten, daß aus der Niederdruckturbine Dampf in die beim Manövrieren ausgeschaltete Hochdruckturbine zurückströmt, sind in den Dampfrohren 2—2 die selbsttätigen Rückschlagventile *DD* angeordnet, welche für besondere Fälle auch vom Maschinistenstande aus von Hand geschlossen werden können.

I. Die Hochdruckturbine.

a) Zylinder.

Bei allen Turbinen unterscheidet man den Turbinenzylinder oder feststehenden Teil und das Laufrad oder den sich drehenden Teil. Der Zylinder besteht aus einem Oberteil und einem Unterteil *AA* (Fig. 578), welche ohne Dichtungsmaterial aufeinander gepaßt werden. Dies ist sehr wesentlich, damit der Abstand der Laufschaufeln von der Innenwand, welcher bis zu 3 mm beträgt, nach Abheben des oberen Teiles oder Deckels sofort wieder ohne weitere Adjustierung auf das Genaueste stimmt, was bei dazwischen liegender Packung ausgeschlossen wäre.

An den Unterteil sind die Zylinderfüße *BB* angeschraubt oder angegossen. Dieselben sind zur Aufnahme der Lageranordnung, Ölschmierung und Wasserkühlung eingerichtet und weisen zu diesem Zwecke die Ölkäle *QQ* und die Kühlwasserräume *PP* auf.

Für die Leitschaufeln *CC*, ebenso für die Labyrinthdichtung *OO* sind die Innenwände beider Zylinderhälften mit Eindrehungen versehen.

Die Leitschaufeln, wie auch die unten erwähnten Laufschaufeln sind so bemessen, daß ihre Beanspruchung auf Festigkeit einer 20- bis 40fachen Sicherheit entspricht. Ein Materialfehler ist bei der geringen Schaufeldicke ausgeschlossen. Die Schaufeln werden in der Weise befestigt, daß sie in schwalbenschwanzförmige Nuten eingesetzt werden. Diese Art der Befestigung bietet gegen Hinausfliegen unbedingte Sicherheit. Die Schaufelgröße nimmt mit zunehmender Expansion zu, aber nicht entsprechend der theoretischen Expansionskurve, sondern aus Herstellungsgründen in einzelnen Stufen, was indessen auf den Dampfverbrauch ohne Einfluß ist. Bei der sehr großen Anzahl von Schaufeln ist jede einzelne nur sehr schwach beansprucht, so daß, da die Eigenart der Metallegierung auch dem überhitzten Dampfe gegenüber sich völlig indifferent verhält, eine merkliche Abnutzung überhaupt nicht festzustellen ist.

Die Entfernung zwischen zwei aufeinander folgenden Schaufelreihen beträgt 5 bis 15 mm und richtet sich nach der Größe der Schaufeln.

Die Labyrinthdichtung, auf welche wir auf S. 611 nochmals zurückkommen, stellt den Abschluß des Dampfeintrittsraumes nach vorn dar und besteht aus lose in vorhandene Nuten eingesetzten Messingringen. Sie spielt auch eine Rolle bei Aufnahme des Propellerschubes.

Zwischen den Leit-schaufeln und der Labyrinthdichtung befindet sich ein Ringkanal *M*, welcher mit dem Stutzen *L* für den Dampfeintritt in Verbindung steht und nach dem Schaufelapparat hin offen, nach vorn durch die Labyrinthdichtung geschlossen ist.

Am hinteren Ende der Turbine befindet sich der Auspuffraum *NN*, welcher durch die Öffnung zwischen den Armen der Wellensterne *EE* mit dem Innenraume des Laufrades in Verbindung steht.

An beiden Durchritten der Wellenenden durch die Zylinderwände sind die Kanäle *SS* zu erwähnen, in welchen etwa durchgetretener Dampf gesammelt wird, um ähnlichen Kanälen der Niederdruckturbinen zugeführt zu werden, damit hier ein Eindringen atmosphärischer Luft verhindert wird.

Es bleiben noch zu erwähnen: die Rohrlei-

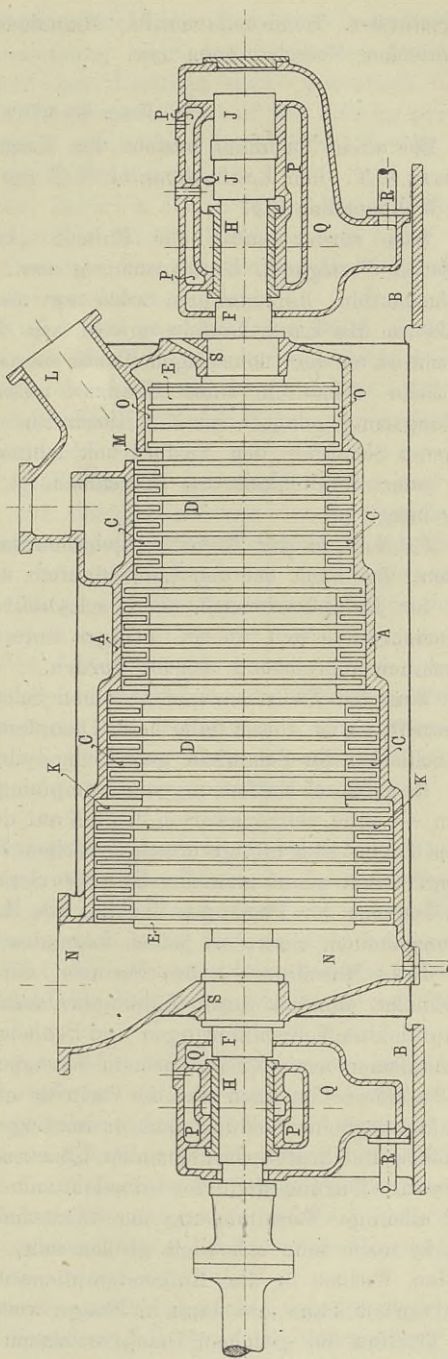


Fig. 578. Längsschnitt durch die Hochdruckturbine von Parsons.

tungsstutzen, Sicherheitsventile, Manometer, Entwässerungsanschluß, Schaulöcher, Verschalungen usw.

b) Das Lauftrad.

Bei allen Turbinen besteht das Lauftrad aus dem Laufschaufelapparat *KK*, dem Lauftradmantel *DD* und den Wellensternen *EE* mit den Wellenenden *FF*.

Was vorher unter der Rubrik „Leitschaufeln“ in bezug auf Material, Festigkeit, Beanspruchung usw. gesagt ist, gilt auch für die Laufschaufeln, hinzuzufügen wäre nur noch, daß von einer gewissen Größe an die Laufschaufeln sowohl wie die Leitschaufeln mit einem Einschnitt an der rückseitigen Kante versehen werden, in welchem ein sämtliche Schaufeln eines Kranzes miteinander verbindender Versteifungsring gelagert wird. Hierdurch erzielt man selbst bei den längsten Schaufeln der Niederdruckturbinen eine derartige Festigkeit, daß jeder Möglichkeit des Losreißen, ja selbst jeder Erschütterung vorgebeugt ist.

Zu dem in der Rubrik „Zwischenräume“ der Leitschaufeln Gesagten; das auch bei den Laufschaufeln zutrifft, ist noch beizufügen, daß der Dampfverbrauch nicht schwankt, auch wenn die axialen Zwischenräume sich um ein Geringes ändern sollten. Dies ist an vielen Maschinen ausreichend erprobt worden.

Was den Zwischenraum zwischen Schaufeln und Zylinderwandung anbetrifft, so ist dieser nahe beim Dampfeintritt so groß bemessen, daß ein Schleifen der Schaufeln gegen die Zylinderwandung ausgeschlossen ist. In größerer Entfernung vom Dampfeintritt beträgt dieser Zwischenraum — ohne nennenswerten Einfluß auf den Dampfverbrauch — etwa 2 bis 3 mm. Den infolge dieses Zwischenraumes entstehenden geringen Dampfverlust nennt man den Spaltverlust. Dieser Spaltverlust wird von Gegnern der Parsons-Turbine als Hauptnachteil dieses Systems hervorgehoben, hierzu sei jedoch folgendes bemerkt:

Jede Maschine hat ihre Verluste, die Kolbenmaschine sogar sehr erhebliche, nämlich durch Reibungswiderstände in den Lagern, in den dampfdichten Kolbenliderungen und Schiebern, durch die Übertragungsmechanismen usw. Diese Verluste betragen bis etwa 20 Proz. (S. 250). Bei Parsons-Turbinen sind die Verluste erheblich geringer infolge Fehlens fast jeglicher Reibung auch in den Lagern, sowie durch Fortfall der Schieber und kraftverbrauchenden Übertragungsmechanismen. Bei der Parsons-Turbine stellt der unbedeutende Spaltverlust fast die einzige und alleinige Verminderung der Wirtschaftlichkeit dar und derselbe könnte noch sehr erheblich größer sein, als er in der Tat ist, ehe er den Verlust in der Kolbendampfmaschine erreichen würde. Der Spaltverlust käme erst dann in Frage, wenn die tatsächliche Leistung der Turbine bei gleichem Dampfverbrauch geringer wäre als diejenige der Kolbenmaschine.

Trotz dieses Spaltverlustes erreicht die Parsons-Dampfturbine in wirtschaftlicher Dampfausnutzung nicht nur die besten Dreifach-expansionsmaschinen, sondern hat dieselben sogar wesentlich überflügelt, beispielsweise mit einem Dampfverbrauch von 4,68 kg pro eff. PS und Std. bei einer Maschine von 4500 PS_e (effektiv!) betrug der Wärmewirkungsgrad 0,20 (vgl. S. 241).

Die von der A.-G. Brown, Boveri u. Co. in Mannheim und Baden (Schweiz), welche die Schiffsturbinen für die Turbinia A.-G. baut, veröffentlichten Zahlen stellen Resultate von Messungen dar, wie solche durch Beauftragte der Besteller gewonnen wurden.

Der Laufradmantel *DD* wird aus geschmiedetem Stahl, Stahlguß oder auch aus nahtlosem Siemens-Martin-Flußeisen hergestellt, auf die Wellensterne aufgezogen und durch Vernietung gesichert. In den Laufradmantel werden schwalbenschwanzförmige Nuten zur Aufnahme der Laufschaufeln eingedreht.

Die Wellenenden und Wellensterne stellen die Achse und die Speichen eines Rades dar, auf dessen Radkranz der Laufradmantel befestigt ist. Die Wellenenden sind kalt in die Wellensterne eingepreßt und noch gegen Verdrehen besonders gesichert. Die Wellenenden haben Eindrehungen für die Ringe der Stopfbüchsen und Kammlager.

c) Die Abdichtung.

Die Turbine besitzt an mehreren Stellen Abdichtungen, welche zum Teil unerläßliche Bestandteile der Konstruktion sind, zum Teil jedoch nur das Eindringen atmosphärischer Luft zu verhindern haben, und zwar mit Vermeidung von Reibung metallischer Flächen aufeinander.

Zu der ersterwähnten Kategorie gehört die Labyrinthdichtung *O*, welche den Ringkanal *M* nach vorn zu abdichtet. In die Zylinderwand und in den Radkranz sind Rillen eingedreht, in welche Ringe eingelassen sind; diese liegen jedoch nicht fest an dem rotierenden Radkranze an, sondern es bildet sich eine feine Dampfschicht zwischen den einzelnen Kränzen, so daß eine Berührung von Metall auf Metall verhindert wird.

Eine fernere Abdichtung, welche durch Stopfbüchsen und Labyrinthdichtung ausgeführt ist, befindet sich an den Austrittsstellen der Wellenenden aus dem Zylindergehäuse. Zwischen der etwas dünner als die Bohrung der Stopfbüchse gehaltenen Welle und der Stopfbüchse werden in die Eindrehungen der Welle federnde Ringe gelagert, welche sich fest an die Stopfbüchse anlegen und so in axialer und radialer Richtung eine Abdichtung bewirken. Etwa durchtretender Dampf wird durch den Kanal *S* abgeleitet.

Diese Ableitung wird so eingestellt, daß ein ganz geringer Teil dieses Dampfes durch den vorderen Teil der Labyrinthdichtung ins Freie gelangt und so einen Abschluß gegen das Eindringen atmosphä-

rischer Luft bewirkt. Im Betriebe muß daher an dieser Stelle Dampf in geringem Maße stets sichtbar sein.

Diese eigentümliche Anordnung bewirkt eine vollständige Abdichtung durch den Dampf selbst in der Weise, daß die den umlaufenden Teil umgebenden Dampfmoleküle infolge der Dampfreibung und der Drosselung in den Rillen, verbunden mit der Zentrifugalkraft, gewissermaßen zur Bildung eines Dampfschleiers zwischen dem umlaufenden und feststehenden Teile veranlaßt werden. Dieser Dampfschleier setzt dem Durchströmen des Dampfes einen großen Widerstand entgegen und bewirkt dadurch die gewünschte Abdichtung, unter Vermeidung der Reibung metallischer Teile aneinander.

Daß der Wegfall der Reibung die sonst zwischen feststehenden und beweglichen Teilen unvermeidliche Schmierung entbehrlich macht, und daß ferner eine Abnutzung dieser Teile nicht eintreten kann, sind wesentliche Vorteile, auf welche wir weiter unten noch zurückkommen werden.

Die vorstehend beschriebene Abdichtung ergibt folgende wichtige

Vorteile der Dampfturbine gegenüber der Kolbendampfmaschine:

1. Jegliche Reibungsstellen innerhalb der Dampf Räume und die damit verbundenen Übelstände sind vermieden.

2. Dichtungs- und Packungsmaterialien, welche unter den Betriebskosten einer Dampfmaschine eine große Rolle spielen, sind bei der Dampfturbine nicht erforderlich.

3. Der Betrieb der Turbine ist unabhängig von der Bedienung, Wartung und Schmierung der Abdichtungsstellen und der reibenden Maschinenteile, welche bekanntlich von großem Einfluß auf den Dampfverbrauch, den mechanischen Wirkungsgrad und die Lebensdauer einer Kolbendampfmaschine sind und hohe Anforderungen an die Geschicklichkeit, Aufmerksamkeit und Gewissenhaftigkeit des Bedienungspersonals stellen.

d) Lagerung.

Ganz außerhalb des Zylinderkörpers ist die Turbinenwelle gelagert und zwar in den Lagern *HH*. Die Lagerschalen aus Bronze sind mit Weißmetall ausgegossen und werden durch das aus dem Ölkanal unter Druck eintretende Öl derartig geschmiert, daß die Reibung verschwindend klein ist.

Nach vorn zu bildet das Kammlager *JJ*, welches bei der Hochdruckturbine als Drucklager ausgebildet ist, den Abschluß der Turbine. Es enthält aus denselben Gründen wie die Traglager eine Schwemmschmierung, welche aus dem Kanal *Q* gespeist wird.

Wie früher erwähnt, bedingt die Anordnung der Schaufeln einen Schub in axialer Richtung, dem der Propellerschub entgegensteht. In

der Wahl des Durchmessers der Labyrinthdichtungen hat man ein Mittel, den Schub des Laufrades beliebig durch direkten Dampfdruck auf das Rad zu vergrößern oder teilweise aufzunehmen und so den Propellerschub auszugleichen. Daß in diesem Falle das Drucklager sehr klein ausgebildet werden kann, liegt auf der Hand, hat es doch nur die kleinen Druckunterschiede bei verschiedenen Belastungen der Turbine aufzunehmen.

Ein anderer wichtiger Zweck des Drucklagers ist der, das Laufrad in einer ganz bestimmten Lage zum Leitrad zu halten.

Die Traglager sowohl wie die Drucklager werden durch Wasser gekühlt, welches der Zirkulationspumpe entnommen wird und die Hohlräume *PP* im Lagerkörper sowie im Lagerdeckel durchfließt.

e) Schmierung.

Das zur Schmierung der Lager erforderliche Öl wird durch eine Ölpumpe einem Ölbehälter entnommen, mit einem Druck von etwa 1 Atm. den Lagern zugeführt und durch das Rohr *R* wieder in den Ölbehälter zurückgeleitet. Die Ölpumpe wird separat angetrieben oder ist an eine andere Hilfsmaschine angehängt.

Es ist klar, daß durch diese unter Druck sich vollziehende selbsttätige Schmierung und dadurch, daß im Dampfraum der Turbine sich überhaupt keine aufeinander gleitenden Teile befinden und also keine Schmierung daselbst stattfindet, sich folgende Vorteile ergeben:

1. Die Möglichkeit, das Kondensat der Turbine ohne irgend welchen Reinigungsprozeß oder sonstige Behandlung zur Speisung der Kessel zu verwenden. Dies bedingt natürlich, daß die vorläufig noch durch Kolbenmaschinen angetriebenen Hilfsmaschinen einen eigenen Kondensator haben. Mit dem ölfreien Kondensat ist eine größere Lebensdauer und Betriebssicherheit der Kesselanlage, sowie eine nicht unerhebliche Ersparnis an Kohlen verbunden.

2. Eine Ersparnis an Zylinderöl. Ölverluste können bei der Turbine überhaupt nur durch Verdunstung eintreten. Tatsächlich zeigen die Ölverbrauchsangaben der Turbinenschiffe einen sehr geringen Verbrauch an Schmiermaterial.

3. Die Schmierung ist unabhängig von der Zuverlässigkeit und Geschicklichkeit des Aufsichtspersonals.

4. Vermindertes Bedienungspersonal.

II. Die Niederdruckturbine.

Wie aus der Fig. 579 ersichtlich ist, zeigt der Aufbau der Niederdruckturbinen prinzipiell keine Abweichungen von demjenigen der Hochdruckturbine. Die in der Beschreibung der Hochdruckturbine erläuterten Bezeichnungen gelten daher auch für die Niederdruckturbine. Daß diese in ihren Abmessungen und im Material Verschiedenheiten auf-

weist, ist erklärlich und hängt mit der schon weiter vorgeschrittenen Expansion des Dampfes und dem geringeren Druck desselben zusammen.

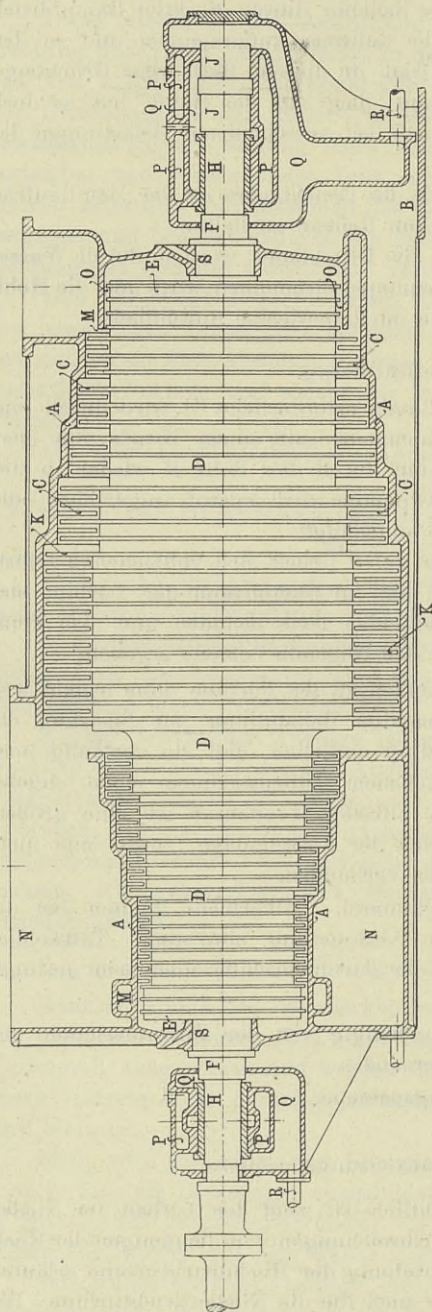
Einen äußerlich auffallenden Unterschied zeigt die Niederdruckturbine jedoch darin, daß das Laufrad derselben mit demjenigen der Rückwärtsturbine zu einem einzigen Laufrade vereinigt ist, indem der Auspuffraum der Niederdruckturbine zur Unterbringung der Rückwärtsturbine benutzt wird.

III. Die Rückwärtsturbine.

Die Rückwärtsturbine ist meistens als Hochdruckturbine gebaut und befindet sich im hinteren Teile des Niederdruckzylinders (siehe Fig. 579), dem Auspuffraume *N*. Der Zylinder der Rückwärtsturbine ist jedoch ein vollständig unabhängiger Teil für sich, gleich den übrigen Zylindern. Die Zuführung des Frischdampfes erfolgt durch eine besondere Leitung, die an den Ringkanal *M* angeschlossen ist. Der Abdampf strömt direkt durch den Auspuffraum *N* der Niederdruckturbine in den Kondensator.

Der etwa auftretende axiale Druckunterschied zwischen Propeller- und

Fig. 579. Längsschnitt durch die Niederdruck- und Rückwärtsturbine von Parsons.



Schaufelschub wird durch das Drucklager der Niederdruckturbine aufgenommen.

IV. Die Kondensationsanlage.

Die Kondensationsanlage unterscheidet sich kaum von den bisher auf Schiffen gebräuchlichen Anordnungen. Da bei Turbinen das Vakuum eine noch wichtigere Rolle spielt als bei Kolbenmaschinen, so ist Wert auf besonders günstige Dampfwege, etwas größere Kühlfläche, eine im Querschnitt große und günstige Form des Hauptabdampfrohres und selbständige Luftpumpen zu legen.

Das Anhängen der Luftpumpen an die Hauptmaschinen ist unvorteilhaft, weil im Moment des Umsteuerns, also in dem Augenblick, wo das Vakuum von allergrößter Wichtigkeit ist, dasselbe dadurch sinken muß, daß die Pumpen durch das Manöver der Hauptmaschinen in Mitleidenschaft gezogen werden und die Funktionen derselben entsprechend mitmachen müssen.

V. Die Entwässerung.

Jede Turbine hat eine Entwässerungsvorrichtung. Diese ist so eingerichtet, daß man die Turbinen entweder durch Anschluß an ein Sammelrohr mit der Luftpumpe in Verbindung bringt und hierdurch eine dauernde Entwässerung während des Betriebes unter Vermeidung von Luftzutritt zum Turbineninnern herbeiführt, oder daß man das angesammelte Wasser direkt in die Bilge laufen läßt.

Hierbei mag erwähnt werden, daß die Verwendung von trockenem, womöglich überhitztem Dampf für die Turbine von größtem Vorteil ist. Mitgerissenes Wasser geht in Form feinsten Sprühregens mit dem Dampf durch die ganze Turbine hindurch und hat keine andere Wirkung als eine Verminderung der Umdrehungszahl. Wasserschläge, welche bei Kolbenmaschinen meistens zu schweren Havarien, wie Springen der Zylinderdeckel, Verbiegen der Kolbenstangen und des Gestänges, führen, sind bei Parsons-Turbinen unbekannte und unmögliche Erscheinungen.

VI. Die Wellenleitung.

Der Anzahl der Turbinen entsprechend hat eine Normalanlage drei Wellen, die aus Tiegel- oder Siemens-Martin-Stahl hergestellt werden. Dieselben weisen eine derartige Unterteilung auf, daß die Herausnahme leicht erfolgen kann.

Die bei den bisher gebauten Turbinenschiffen vorhandene Anzahl der Wellen ist in der Regel gegenüber gleichartigen Schiffen mit Kolbenmaschinen um eine oder zwei vermehrt. Diese Vermehrung der Wellen beruht darauf, daß man für die höhere Umdrehungszahl der Turbinen bisher noch keine genügend wirtschaftlich arbeitenden Schrauben kennt. Umfangreiche Versuche, die von Parsons in Schleppversuchsstationen

angestellt wurden, haben gezeigt, daß die besten Ergebnisse sich bei Anwendung mehrerer Wellen und entsprechender Schrauben erzielen lassen.

Auffallend bei Turbinenschiffswellen ist neben ihrem sehr geringen Durchmesser die Vorrichtung zum elastischen Lagern in den Wellenböcken. Diese elastischen Lager bezwecken, etwa noch auftretende Vibrationen der Welle in den Lagerstellen aufzunehmen.

VII. Die Propeller.

Die Propeller sind aus Manganbronze hergestellt und in einem Stück gegossen.

Die Anzahl der Propeller hängt von der Schiffsgröße, der Geschwindigkeit und der Umdrehungszahl ab und kann auf jeder Welle 1, 2 oder 3 betragen. In den meisten Fällen kommt auf jede Welle nur ein Propeller.

Die Umdrehungszahlen schwanken je nach der Maschinenleistung und der zu erreichenden Geschwindigkeit etwa zwischen 180 und 1000.

Die Turbinenanlage kann auch in zwei getrennten Maschinensätzen angeordnet werden, sei es, um nur ein Längs- oder Querschott zu ermöglichen, oder um eine Anordnung mit vier Wellen, je zwei für einen Satz, zu haben. Die zwei selbständigen, unabhängig voneinander arbeitenden Maschinensätze bestehen sodann aus je einer Hochdruckturbine, einer Niederdruckturbine und aus je einer oder zwei Hochdruckrückwärtsturbinen. Die Anzahl der letzteren richtet sich hauptsächlich nach der geforderten Maschinenleistung bei Fahrt über den Achterstegen.

Außer der vorstehend näher erläuterten Parsons-Turbine kommen für die Fortbewegung von Schiffen andere Turbinensysteme vorläufig noch nicht in Frage, weil sie sich noch nicht in der Praxis des Schiffsbetriebes einwandfrei bewährt haben.

B. Die Gasmaschinen.

Die Dampfturbinen, sowie die Kolbendampfmaschinen benötigen stets einen Dampferzeuger, d. h. einen Dampfkessel, der bei seiner offenen Feuerung und dem weithin sichtbaren Rauch des Schornsteins große Nachteile, besonders für Kriegsschiffe bildet. Bei Gasmaschinen hingegen fällt ein Schornstein fort, da die Gasmaschine als Wärmekraftmaschine mit innerer Verbrennung arbeitet; außerdem wird der erforderliche Brennstoff in dem wenig Raum und Gewicht beanspruchenden Gaserzeuger oder Generator bedeutend besser ausgenutzt, so daß davon nur die Hälfte bis ein Drittel (gegenüber Dampfmaschinen) benötigt wird.

Die Frage der Anwendung der Gasmaschine im Schiffsbetriebe ist nicht erst neuerdings erwogen worden. Sie war naheliegend und bereits

kurz nach dem Erscheinen der Ottoschen Viertaktmaschine findet man eine Reihe von Betrachtungen über die Vorteile, welche die Gasmaschine an Stelle der Dampfmaschine im Schiffsbetriebe haben würde. Dieser stellt indessen so mannigfache besondere Bedingungen an die Gasmotorenanlage, daß es nicht verwundern kann, wenn eine brauchbare Schiffsgasmaschine lange auf sich warten ließ. Während die Gasmaschine im stationären Betriebe der Dampfmaschine gegenüber nicht immer als vorteilhafter bezeichnet werden kann, ihre Überlegenheit vielmehr von einer Reihe besonderer Umstände abhängig ist, kommen solche bei der Schiffsgasmaschine wenig oder gar nicht in Betracht. Der Schiffsbetrieb erfordert ein geringes Gewicht, geringen Raumbedarf und Verbrauch kleinster Mengen von Kohle, wenn diese auch dem Heizwerte nach einen höheren Preis gegenüber den unter dem Dampfkessel zur Verwendung kommenden billigeren Kohlsorten haben sollte. Bei stationärem Betriebe wird die Kraftmaschine meist nicht bis zur äußersten Grenze ihrer Leistung beansprucht, sondern nur teilweise belastet, und hierbei kann die Dampfmaschine rationeller arbeiten wie die Gasmaschine. Allerdings erhält dann die Dampfmaschine große Abmessungen und Gewichte. Im Schiffsbetriebe ist die Maschine zu allermeist voll belastet, und dann arbeitet der Gasmotor mit einer effektiven Wärmeausbeute bis 26 Proz., während die beste Schiffsdampfmaschine nur höchstens 15 Proz. der Wärme in Arbeit umzuwandeln vermag, und diese Wärmeausbeute ist nur bei ganz großen Maschinen zu erreichen (vgl. S. 240 ff.). Bei kleineren Schiffsmaschinen ist der Wärmeverbrauch sogar zwei- bis dreifach, während die Eigenart der Gasmaschine bereits bei kleineren Ausführungen jenen hohen Nutzeffekt ermöglicht. Weisen sonach die Eigentümlichkeiten der Gasmaschine direkt auf den Schiffsbetrieb als ihr vorteilhaftestes Verwendungsgebiet hin, so tritt andererseits wieder eine Schwierigkeit auf, die darin besteht, daß bei vorübergehendem Stillstand der Maschine ihre sofortige Betriebsbereitschaft nicht mit einem gleich geringen Kohlenverbrauch möglich ist, wie ihn das Unterdampfhalten des Dampfkessels erfordert.

Bisher liegen nur Resultate (und zwar recht günstige) über die Verwendung von Gasmaschinen als Antrieb von Schlepp-, Fischerei- und Küstenfahrzeugen allerart vor, d. h. von Schiffsanlagen, die wesentlich unter 1000 Pferdestärken-Maschinenleistung benötigen. Für große Fracht- und Postdampfer, deren Maschine im besonderen zu beschreiben aber die Aufgabe des vorliegenden Buches ist, wird dagegen dem Dampf unbestritten die Alleinherrschaft bleiben, falls es nicht gelingen sollte, die Umsteuerbarkeit des Motors selbst in einfacher und zuverlässiger Weise zu bewirken. Ob sich dies bei einer Maschine von 10000 bis 20000 PS je wird erreichen lassen, scheint nach den Jahrzehnte langen Versuchen in dieser Richtung sehr dahingestellt.

Achtzehnter Abschnitt.

Gesetzliche Bestimmungen, betr. Anlage, Betrieb und Untersuchung von Dampfschiffskesseln (Auszug¹⁾).

A. Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln.

I. Bau der Dampfkessel.

§ 1. Die vom Feuer berührten Wandungen der Dampfkessel, der Feuerröhren und der Siederöhren dürfen nicht aus Gußeisen hergestellt werden, sofern deren lichte Weite bei zylindrischer Gestalt 25 cm, bei Kugelgestalt 30 cm übersteigt.

Die Verwendung von Messingblech ist nur für Feuerröhren, deren lichte Weite 10 cm nicht übersteigt, gestattet.

§ 2. Die um oder durch einen Dampfkessel gehenden Feuerzüge müssen an ihrer höchsten Stelle in einem Abstände von mindestens 10 cm unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserspiegel des Kessels liegen. Dieser Minimalabstand muß für Kessel auf Fluß- oder Landseeschiffen bei einem Neigungswinkel der Schiffsbreite gegen die Horizontale von 4 Grad, für Kessel auf Seeschiffen bei einem Neigungswinkel von 8 Grad noch gewahrt sein.

Diese Bestimmungen finden keine Anwendung auf Dampfkessel, welche aus Siederöhren von weniger als 10 cm Weite bestehen, sowie auf solche Feuerzüge, in welchen ein Erglühen des mit dem Dampf- raume in Berührung stehenden Theiles der Wandungen nicht zu befürchten ist. Die Gefahr des Erglühens ist in der Regel als ausgeschlossen zu betrachten, wenn die vom Wasser gespülte Kesselfläche, welche vom Feuer vor Erreichung der vom Dampf gespülten Kesselfläche bestrichen wird, bei natürlichem Luftzuge mindestens 20mal, bei

¹⁾ Die in den einzelnen Bundesstaaten herrschenden Verschiedenheiten in den Anforderungen an die Sicherheitsvorrichtungen für Dampfkessel erschweren die Freizügigkeit der Dampfkessel in unerwünschtem Maße. Aus diesem Grunde sind die interessierten Kreise beim Preussischen Minister für Handel und Gewerbe vorstellig geworden, eine Revision der allgemeinen polizeilichen Bestimmungen vorzunehmen, welche, wenn von den einzelnen Bundesregierungen genehmigt, die Anlage, den Betrieb und die Untersuchung von Dampfkesseln im ganzen Reiche einheitlich gestalten. Vorderhand gelten noch die nachstehenden Bestimmungen; um dem Besitzer dieses Buches später die neuesten Bestimmungen zugänglich zu machen, werden wir die Abweichungen von den jetzigen in einem Sonderabdruck nach Inkrafttreten des Gesetzes erscheinen lassen, der dann an geeigneter Stelle eingeklebt werden kann. Der beigelebte Zettel ist dem Verlage einzusenden.

künstlichem Luftzuge mindestens 40 mal so groß ist, als die Fläche des Feuerrostes.

Anmerkung des Verfassers: Die Bestimmungen verstehen unter Siederöhre eine Röhre, in der das Wasser siedet, unter Flamm- oder Rauchrohr ein weites Rohr (über 30 cm) und unter Heiz- oder Feuerröhre eine enge (unter 30 cm) Röhre, durch welche die Flamm-, Rauch-, Heiz- oder Feuer-gase ziehen.

Dem Gesetze nach gilt also ein Erglühen für ausgeschlossen, wenn bei natürlichem Zuge $\frac{\text{Rostfläche}}{\text{Heizfläche}} = \text{mindestens } \frac{1}{20}$, bei künstlichem Zuge $\frac{R}{H} = \text{mindestens } \frac{1}{20}$ gewählt wird (vgl. S. 102, 128).

II. Ausrüstung der Dampfkessel.

§ 3. An jedem Dampfkessel muß ein Speiseventil angebracht sein, welches bei Abstellung der Speisevorrichtung durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird.

§ 4. Jeder Dampfkessel muß mit zwei zuverlässigen Vorrichtungen zur Speisung versehen sein, welche nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind, und von denen jede für sich imstande ist, dem Kessel die zur Speisung erforderliche Wassermenge zuzuführen. Mehrere zu einem Betriebe vereinigte Kessel werden hierbei als ein Kessel angesehen.

§ 5. Jeder Dampfkessel muß (s. auch § 7) mit einem Wasserstandsglase und mit einer zweiten geeigneten Vorrichtung zur Erkennung seines Wasserstandes versehen sein. Jede dieser Vorrichtungen muß eine gesonderte Verbindung mit dem Innern des Kessels haben, es sei denn, daß die gemeinschaftliche Verbindung durch ein Rohr von mindestens 60 qcm lichtem Querschnitt hergestellt ist.

§ 6. Werden Probierhähne zur Anwendung gebracht, so ist der unterste derselben in der Ebene des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes anzubringen. Alle Probierhähne müssen so eingerichtet sein, daß man behufs Entfernung von Kesselstein in gerader Richtung hindurchstoßen kann.

§ 7. Der für den Dampfkessel festgesetzte niedrigste Wasserstand ist an dem Wasserstandsglase, sowie an der Kesselwandung oder dem Kesselmauerwerk durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen.

An der Außenwand jedes Dampfschiffskessels ist die Lage der höchsten Feuerzüge nach der Richtung der Schiffsbreite in leicht erkennbarer, dauerhafter Weise kenntlich zu machen; ferner sind an derselben zwei Wasserstandsgläser in einer zur Längsrichtung des Schiffes normalen Ebene, in gleicher Höhe, symmetrisch zur Kesselmitte und möglichst weit von ihr nach rechts und links abstehend anzubringen.

Durch das hierdurch bei Dampfschiffskesseln geforderte zweite Wasserstandsglas wird die im § 5 angeordnete zweite Vorrichtung zur Erkennung des Wasserstandes nicht entbehrlich gemacht.

§ 8. Jeder Dampfkessel muß mit wenigstens einem zuverlässigen Sicherheitsventil versehen sein.

Wenn mehrere Kessel einen gemeinsamen Dampfsammler haben, von welchem sie einzeln nicht abgesperrt werden können, so genügen für dieselben zwei Sicherheitsventile.

Dampfschiffs-, Lokomobil- und Lokomotivkessel müssen immer mindestens zwei Sicherheitsventile haben. Bei Dampfschiffskesseln, mit Ausschluß derjenigen auf Seeschiffen, ist dem einen Ventil eine solche Stellung zu geben, daß die vorgeschriebene Belastung vom Verdeck aus mit Leichtigkeit untersucht werden kann.

Die Sicherheitsventile müssen jederzeit gelüftet werden können. Sie sind höchstens so zu belasten, daß sie bei Eintritt der für den Kessel festgesetzten Dampfspannung den Dampf entweichen lassen.

Anmerkung. Nach ministerieller Verfügung vom 21. März 1902 muß jeder an die gemeinsame Dampfleitung angeschlossene Dampfkessel mit einem sich langsam anhebenden Hochhubsicherheitsventil (S. 165) versehen sein.

§ 9. An jedem Dampfkessel muß ein zuverlässiges Manometer angebracht werden, an welchem die festgesetzte höchste Dampfspannung durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen ist.

An Dampfschiffskesseln müssen zwei dergleichen Manometer angebracht werden, von denen sich das eine im Gesichtskreise des Kesselwärters, das andere, mit Ausnahme der Seeschiffe, auf dem Verdeck an einer für die Beobachtung bequemen Stelle befindet. Sind auf einem Dampfschiffe mehrere Kessel vorhanden, deren Dampf Räume miteinander in Verbindung stehen, so genügt es, wenn außer den an den einzelnen Kesseln befindlichen Manometern auf dem Verdeck ein Manometer angebracht ist.

§ 10. An jedem Dampfkessel muß die festgesetzte höchste Dampfspannung, der Name des Fabrikanten, die laufende Fabriknummer und das Jahr der Anfertigung, bei Dampfschiffskesseln außerdem die Maßziffer des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes auf eine leicht erkennbare und dauerhafte Weise angegeben sein.

Diese Angaben sind auf einem metallenen Schilde (Fabrikschild) anzubringen, welches mit Kupfernieten so am Kessel befestigt ist, daß es auch nach der Ummantelung oder Einmauerung des letzteren sichtbar bleibt.

Anmerkung. Die Befestigung erfolgt durch Niete, um ein Abschrauben und etwaigen Betrug auszuschließen; als Material der Niete ist Kupfer gewählt, um das Stempeln (siehe § 11) zu erleichtern, bei eisernen Nieten würde ferner der Stempelabdruck bald durch Rost verschwinden. Der Durchmesser des flachen Kopfes der Niete muß mindestens 12 mm betragen. Beim Konservieren des Kessels durch Mennige darf der Farbeanstrich sich nicht auf das Fabrikschild erstrecken.

III. Prüfung der Dampfkessel.

§ 11. Jeder neu aufzustellende Dampfkessel muß nach seiner letzten Zusammensetzung vor der Ummantelung unter Verschuß sämtlicher Öffnungen mit Wasserdruck geprüft werden (Abnahmedruck).

Anmerkung. Bei Dampfschiffskesseln erfolgt die Abnahmeprüfung in dem Heimatshafen des Schiffes oder in dem ersten deutschen Anlaufhafen oder an dem Orte, an welchem der Kessel in das Schiff eingebaut oder mit demselben verbunden worden ist. Bei Schiffskesseln, welche in einem der Bundesstaaten genehmigt worden sind und in Preußen zur Abnahmeprüfung gestellt werden, hat die Untersuchung sich darauf zu erstrecken, ob denjenigen Genehmigungsbedingungen, welche nach Maßgabe der in jenem Bundesstaate über die Anlegung von Dampfschiffskesseln geltenden besonderen polizeilichen Bestimmungen vorgeschrieben wurden, entsprochen worden ist.

Die Prüfung erfolgt bei Dampfkesseln, welche für eine Dampfspannung von nicht mehr als 5 Atm. Überdruck bestimmt sind, mit dem zweifachen Betrage des beabsichtigten Überdruckes, bei allen übrigen Dampfkesseln mit einem Drucke, welcher den beabsichtigten Überdruck um 5 Atm. übersteigt. Unter Atmosphärendruck wird ein Druck von 1 kg auf den qcm verstanden.

Die Kesselwandungen müssen dem Probedruck widerstehen, ohne eine bleibende Veränderung ihrer Form zu zeigen und ohne undicht zu werden. Sie sind für undicht zu erachten, wenn das Wasser bei dem höchsten Drucke in anderer Form als der von Nebel oder feinen Perlen durch die Fugen dringt.

Nachdem die Prüfung mit befriedigendem Erfolge stattgefunden hat, sind von dem Beamten oder staatlich ermächtigten Sachverständigen, welcher dieselbe vorgenommen hat, die Niete, mit welchen das Fabrikschild am Kessel befestigt ist (§ 10), mit einem Stempel zu versehen. Dieser ist in der über die Prüfung aufzunehmenden Verhandlung (Prüfungszeugnis) zum Abdruck zu bringen.

Anmerkung. Der Stempel zeigt für:

Preußen: Gekrönten Adler mit Zepter und Reichsapfel;

Bremen: Einen schräg liegenden Schlüssel;

Hamburg: Drei Türmchen;

Lübeck: Einen Doppeladler;

Oldenburg: Kreuz mit Bischofsmütze, geschachtem Balken und aufrechtem Löwen.

§ 12. Wenn Dampfkessel eine Ausbesserung in der Kesselfabrik erfahren haben, oder wenn sie behufs der Ausbesserung an der Betriebsstätte ganz bloßgelegt worden sind, so müssen sie in gleicher Weise wie neu aufzustellende Kessel der Prüfung mittels Wasserdruckes unterworfen werden.

Wenn bei Kesseln mit innerem Flammrohr ein solches Rohr und bei den nach Art der Lokomotivkessel gebauten Kesseln die Feuerbüchse behufs Ausbesserung oder Erneuerung herausgenommen, oder wenn bei

zylindrischen und Siederkesseln eine oder mehrere Platten neu eingezogen werden, so ist nach der Ausbesserung oder Erneuerung ebenfalls die Prüfung mittels Wasserdruckes vorzunehmen. Der völligen Bloßlegung des Kessels bedarf es hier nicht.

§ 13. Der bei der Prüfung ausgeübte Druck darf nur durch ein genügend hohes offenes Quecksilbermanometer oder durch das von dem prüfenden Beamten geführte amtliche Manometer festgestellt werden (Prüfungs- oder Kontrollmanometer).

An jedem Dampfkessel muß sich eine Einrichtung befinden, welche dem prüfenden Beamten die Anbringung des amtlichen Manometers gestattet.

Anmerkung. Quecksilbermanometer kommen nicht mehr für den Dampfkesselbetrieb zur Verwendung; deshalb ist dieser Satz veraltet und wird auch in den neuen Bestimmungen gestrichen werden.

§ 14 handelt von dem Aufstellungsorte, § 15 von der Kesselmauerung der Landkessel, wir sehen daher von der Wiedergabe ab.

IV. Bewegliche Dampfkessel (Lokomobilen).

§ 16. Bei jedem Dampftwickler, welcher als beweglicher Dampfkessel (Lokomobile) zum Betriebe an wechselnden Betriebsstätten benutzt werden soll, müssen sich befinden:

1. Eine Ausfertigung der Urkunde über seine Genehmigung (Genehmigungsurkunde), welche die Angaben des Fabrikschildes (§ 10) enthält und mit einer Beschreibung und maßstäblichen Zeichnung, dem Prüfungszeugnisse (§ 11, Abs. 4), der im § 24, Abs. 3 der Reichsgewerbeordnung vorgeschriebenen Bescheinigung und einem Vermerke über die zulässige Belastung der Sicherheitsventile verbunden ist.

2. Ein Revisionsbuch, welches die Angaben des Fabrikschildes (§ 10) enthält. Die Bescheinigungen über die Vornahme der im § 12 vorgeschriebenen Prüfungen und der periodischen Untersuchungen müssen in das Revisionsbuch eingetragen oder demselben beigefügt sein.

Die Genehmigungsurkunde und das Revisionsbuch sind an der Betriebsstätte des Kessels aufzubewahren und jedem zur Aufsicht zuständigen Beamten oder Sachverständigen auf Verlangen vorzulegen.

§ 17. Als bewegliche Dampfkessel dürfen nur solche Dampftwickler betrieben werden, zu deren Aufstellung und Inbetriebnahme die Herstellung von Mauerwerk, welches den Kessel umgibt, nicht erforderlich ist.

§ 18. Die Bestimmungen der §§ 16 und 17 treten außer Anwendung, wenn ein beweglicher Dampfkessel an einem Betriebsorte zu dauernder Benutzung aufgestellt wird.

V. Dampfschiffskessel.

§ 19. Die Bestimmungen des § 16 finden auf jeden mit einem Schiffe dauernd verbundenen Dampfkessel (Dampfschiffskessel) mit der Maßgabe Anwendung, daß die vorgeschriebene maßstäbliche Zeichnung sich auch auf den Schiffsteil, an welchem der Kessel eingebaut oder aufgestellt ist, zu erstrecken hat.

VI. Allgemeine Bestimmungen.

§ 20. Die vorstehenden Bestimmungen finden keine Anwendung:

1. Auf Kochgefäße, in welchen mittels Dampfes, der einem anderweitigen Dampftwickler entnommen ist, gekocht wird.

2. Auf Dampfüberhitzer oder Behälter, in welchen Dampf, der einem anderweitigen Dampftwickler entnommen ist, durch Einwirkung von Feuer besonders erhitzt wird.

Anmerkung. Nach Ministerialverfügung vom 31. August 1901 ist die Anbringung eines Sicherheitsventils am Überhitzer erforderlich, ferner eine Einrichtung, die es ermöglicht, sowohl die Dampfleitung vor ihrem Eintritte in den Überhitzer, wie den Überhitzer selbst vom Wasser zu befreien, gegebenenfalls durch Ausblasen, wenn der Überhitzer nicht von einem Punkte aus entwässert werden kann.

3. Auf Kochkessel, in welchen Dampf aus Wasser durch Einwirkung von Feuer erzeugt wird, wofern dieselben mit der Atmosphäre durch ein unverschleißbares, in den Wasserraum hinabreichendes Standrohr von nicht über 5 m Höhe und wenigstens 8 cm Weite verbunden sind.

Anmerkung. Der höchste Druck, welchem diese Kochkessel also ausgesetzt werden könnten, würde $\frac{1}{2}$ Atm. Überdruck = etwa 110,7° C Wassertemperatur betragen.

**B. Gesetz, den Betrieb der Dampfkessel betreffend,
vom 3. Mai 1872.**

§ 1. Die Besitzer von Dampfkesselanlagen oder ihre zur Leitung des Betriebes bestellten Vertreter, sowie die mit der Wartung von Dampfkesseln beauftragten Arbeiter sind verpflichtet, dafür Sorge zu tragen, daß während des Betriebes die bei Genehmigung der Anlage oder allgemein vorgeschriebenen Sicherheitsvorrichtungen bestimmungsgemäß benutzt und Kessel, die sich nicht in gefahrlosem Zustande befinden, nicht im Betriebe erhalten werden.

§ 2. Wer den ihm nach § 1 obliegenden Verpflichtungen zuwiderhandelt, verfällt in eine Geldstrafe bis zu 600 $\mathcal{M}$, oder in eine Gefängnisstrafe bis zu drei Monaten.

Anmerkung. Unter diesen Paragraph fällt auch das vorschriftswidrige Belasten der Sicherheitsventile.

§ 3. Die Besitzer von Dampfkesselanlagen sind verpflichtet, eine amtliche Revision des Betriebes durch Sachverständige zu gestatten,

und die zur Untersuchung der Kessel erforderlichen Arbeitskräfte und Vorrichtungen bereit zu stellen und die Kosten der Revision zu tragen.

C. Dienstvorschriften für Kesselheizer.

Der Preußische Minister für Handel und Gewerbe hat folgenden Erlaß am 8. September 1903 veröffentlicht, der zur Ergänzung des § 1 des Gesetzes, den Betrieb der Dampfkessel betreffend, dient.

Dienstvorschriften für Kesselheizer.

Allgemeines.

1. Die Kesselanlage ist stets rein, gut erleuchtet und von allen nicht dahin gehörigen Gegenständen frei zu halten.
2. Der Kesselheizer darf Unbefugten den Aufenthalt in der Kesselanlage nicht gestatten.
3. Der Kesselheizer ist für die Wartung des Kessels verantwortlich; er darf den Kessel während des Betriebes nicht ohne Aufsicht lassen.

Inbetriebsetzung des Kessels.

4. Vor dem Füllen des Kessels ist festzustellen, ob er im Innern gereinigt ist und Fremdkörper (Öllampen, Werkzeug) aus ihm entfernt sind. Alle zu ihm gehörigen Vorrichtungen müssen gangbar und deren Zuführungen zum Kessel frei sein.
5. Das Anheizen soll langsam und erst erfolgen, nachdem der Kessel mindestens bis zur Höhe des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes gefüllt ist.
6. Während des Anheizens ist das Dampfventil geschlossen und der Dampfraum mit der äußeren Luft in offener Verbindung zu erhalten. Auch das Nachziehen der Dichtungen hat während dieser Zeit zu erfolgen.
7. Die Wasserstandsvorrichtungen sind vor und während des Anheizens zu prüfen, das Manometer ist stetig zu beobachten.

Betrieb des Kessels.

8. Hähne und Ventile sind langsam zu öffnen und zu schließen.
9. Der Wasserstand soll möglichst gleichmäßig gehalten werden und darf nicht unter die Marke des festgesetzten niedrigsten Standes sinken.
10. Die Wasserstandsvorrichtungen sind unter Benutzung aller Hähne oder Ventile täglich recht oft zu prüfen. Unregelmäßigkeiten, insbesondere Verstopfungen, sind sofort zu beseitigen.
11. Die Speisevorrichtungen sind täglich sämtlich zu benutzen und stets in brauchbarem Zustande zu erhalten.

12. Das Manometer ist zeitweise vorsichtig auf seine Gangbarkeit zu prüfen.

13. Der Dampfdruck soll die festgesetzte höchste Spannung nicht überschreiten.

14. Die Sicherheitsventile sind täglich durch vorsichtiges Anheben zu lüften. **Jede Änderung der Belastung der Sicherheitsventile ist streng untersagt.**

15. Beim jedesmaligen Öffnen der Feuertüren ist der Zug zu vermindern.

16. Vor oder während Stillstandspausen ist der Kessel aufzuspeisen und der Zug zu vermindern.

17. Beim Wachwechsel darf der abtretende Kesselheizer sich erst dann entfernen, wenn der antretende Heizer alles in ordnungsmäßigem Zustande übernommen hat.

18. Sinkt das Wasser unter die Marke des niedrigsten Standes, so ist die Einwirkung des Feuers aufzuheben und dem Vorgesetzten unverzüglich Anzeige zu erstatten.

19. Steigt der Dampfdruck zu hoch, so ist der Kessel zu speisen und der Zug zu vermindern. Genügt dies nicht, so ist die Einwirkung des Feuers aufzuheben (durch Bewerfen mit nasser Asche oder angefeuchtetem Kohlengrus).

20. Bei Beendigung des Kesselbetriebes hat der Kesselheizer den Dampf tunlichst wegzuarbeiten, das Feuer allmählich zu mäßigen und eingehen zu lassen bzw. vom Kessel abzusperren, den Rauchschieber zu schließen und den Kessel aufzuspeisen.

21. Bei außergewöhnlichen Erscheinungen, Undichtigkeiten, Beulen, Erglühen von Kesselteilen usw., ist die Einwirkung des Feuers sofort aufzuheben und dem Vorgesetzten unverzüglich Meldung zu erstatten.

22. Das Decken (Bänken) des Feuers nach Beendigung der Arbeitszeit ist nur gestattet, wenn der Kessel unter Aufsicht bleibt. Außerdem darf der Rauchschieber nicht ganz geschlossen und der Rost nicht ganz bedeckt werden.

Anmerkung des Verfassers. Es ist also straffällig, einen Kessel mit aufgebänkten Feuern zu verlassen, welche Unsitte leider bei vielen kleineren Dampfern zur Gewohnheit geworden ist. Da im Falle eines Kesselschadens der Seemaschinist seines Patenten verlustig geht, so kann nicht dringend genug auf diese Bestimmung hingewiesen werden. Sollte ein Reeder aus Unkenntnis eine Anordnung gegen diesen Paragraphen treffen, so ist es Sache des Maschinisten, ihn auf den Irrtum aufmerksam zu machen.

Außerbetriebsetzung des Kessels.

23. Das vollständige Entleeren des Kessels darf erst vorgenommen werden, nachdem das Feuer entfernt und das Kesselwasser genügend

abgekühlt ist. Muß die Entleerung unter Dampfdruck erfolgen, so darf dies nur mit höchstens 1 Atm. Druck geschehen.

24. Das Einlassen von kaltem Wasser in den eben entleerten, heißen Kessel ist streng untersagt.

25. Bei Frostwetter sind außer Betrieb zu setzende Kessel und deren Rohrleitungen gegen Einfrieren zu schützen.

Reinigung des Kessels.

26. Kesselstein und Schlamm sind aus dem Kessel oft und gründlich zu entfernen. Das Abklopfen des Kesselsteines darf nicht mit zu scharfen Werkzeugen ausgeführt werden.

27. Die Züge und die Kesselwandungen sind oft und gründlich von Flugasche und Ruß zu reinigen.

28. Der zu befahrende Kessel muß von den mit ihm verbundenen und im Betriebe befindlichen Kesseln in allen Rohrverbindungen durch genügend starke Blindflanschen oder durch Abnehmen von Zwischenstücken sichtbar abgetrennt werden. Die Feuerungseinrichtungen sind sicher abzusperren.

Anmerkung des Verfassers. Es ist ferner beim Aufnehmen irgend welcher Kessel- und Kesselarmaturteile stets darauf zu achten, daß kein offenes Licht in die Nähe dieser Teile gebracht wird, bevor eine gründliche Lüftung des Innern stattgefunden hat. Es soll hierdurch einer Entzündung explosibler Gase vorgebeugt werden, welche sich im Kessellinnern durch Zersetzung der Zinkschutzplatten gebildet haben können. Dasselbe gilt für alle mit den Kesseln irgendwie in Verbindung stehenden Maschinenteile, besonders für die Dampfzylinder der Haupt- und Hilfsmaschinen, die Kondensatoren, Pumpen, Speisewassererzeuger, -reiniger und -vorwärmer, Trinkwassererzeuger, alle dampfführenden Rohrleitungen, sowie alle Kesselspeise- und Ausblaserohrleitungen.

29. Der verantwortliche Maschinist hat sich von der stattgehabten gründlichen Reinigung des Kessels und der Züge persönlich zu überzeugen. Dabei sind die Kesselwandungen genau zu besichtigen, und ist der Zustand des Kesselmauerwerkes zu untersuchen. Unregelmäßigkeiten sind sofort zu beseitigen.

D. Technische Untersuchungen.

Alle dauernd oder nur in bestimmten Zeitabschnitten in Betrieb befindlichen oder nur als Reservekessel dienenden Kessel unterliegen den gesetzlichen Bestimmungen über die regelmäßigen technischen Untersuchungen. Für dieselben ist eine äußere, ferner eine innere Prüfung und auch eine Druckprobe (Revisionsdruck) vorgeschrieben, von welchen:

- die äußere Revision bei Schiffskesseln alle Jahre,
- die innere Revision bei Schiffskesseln alle zwei Jahre,
- die Wasserdruckprobe bei Schiffskesseln mindestens alle sechs Jahre

stattzufinden hat und mit der in demselben Jahre fälligen inneren Untersuchung womöglich zu verbinden ist.

Der Revisionsdruck ist bei Kesseln

bis 10 Atm. Arbeitsdruck = $1\frac{1}{2}$ facher Arbeitsdruck;

über 10 Atm. Arbeitsdruck = Arbeitsdruck + 5 Atm.

Technische Untersuchung der Schiffskessel.

Alter des Kessels in Jahren			Art der Untersuchung	Art des Wasserdruckes
—	0	—	innere und äußere	Abnahmedruck
1	7	13	äußere	—
2	8	14	innere und äußere	kann Revisionsdruck ¹⁾ erhalten
3	9	15	äußere	—
4	10	16	innere und äußere	kann Revisionsdruck ¹⁾ erhalten
5	11	17	äußere	—
6	12	18	innere und äußere	muß Revisionsdruck erhalten

Tabelle der Wasserdruckproben.

Arbeitsdruck in Atm.-Überdruck	Abnahme- druck	Revisions- druck
1	2	1,5
2	4	3,0
3	6	4,5
4	8	6,0
5	10	7,5
6	11	9,0
7	12	10,5
8	13	12,0
9	14	13,5
10	15	15,0
11		16
12		17

Die technische Untersuchung bezweckt die Prüfung:

1. der fortdauernden Übereinstimmung der Kesselanlage mit den bestehenden gesetzlichen und polizeilichen Vorschriften und mit dem Inhalte der Genehmigungsurkunde;

¹⁾ Die Vornahme des Revisionsdruckes in diesen Jahren steht im Ermessen des Kesselrevisors, muß aber stets bei schlecht befahrbaren Kesseln stattfinden. Um sicher zu gehen, werden von den meisten Kesselrevisionsbeamten die Schiffskessel alle zwei Jahre einem Revisionsdruck unterworfen.

2. ihres betriebsfähigen Zustandes;

3. ihrer sachgemäßen Wartung, insbesondere der bestimmungsmäßigen Benutzung der vorgeschriebenen Sicherheitsvorrichtungen.

I. Die äußere Untersuchung besteht vornehmlich in einer Prüfung der ganzen Betriebsweise des Kessels; eine Unterbrechung des Betriebes darf dabei nur verlangt werden, wenn Anzeichen gefahrbringender Mängel, deren Vorhandensein und Umfang nicht anders festgestellt werden kann, sich ergeben haben.

1. Die Untersuchung ist zu richten:

a) auf die Ausführung und den Zustand der Speisevorrichtungen, der Wasserstandsvorrichtungen, wobei zu bemerken ist, daß Probierhähne während des Betriebes in gerader Richtung durchstoßbar sein müssen, der Sicherheitsventile und etwaiger anderer Sicherheitsvorrichtungen, der Feuerungsanlage und der Mittel zur Regelung und Absperrung des Zutrittes der Luft und zur tunlichst schnellen Beseitigung des Feuers;

b) auf alle ohne Unterbrechung oder Schädigung des Betriebes zugänglichen Kesselteile, namentlich die Feuerplatten, soweit sie zur Besichtigung freiliegen;

c) auf die Anordnung und den Zustand der Abblasevorrichtungen, die Vorkehrungen zur Reinigung des Kesselinnern oder des Speisewassers und der Feuerzüge, sowie

d) auf alle etwa noch zum Betriebe des Kessels gehörigen Einrichtungen.

2. Die Betriebseinrichtungen sind in der Regel durch Ingangsetzen zu prüfen.

3. Ebenso ist bei der äußeren Untersuchung zu prüfen, ob der Kesselheizer die zur Sicherheit des Betriebes erforderlichen Vorrichtungen anzuwenden und die im Augenblicke der Gefahr notwendigen Maßnahmen zu ergreifen versteht, und ob er mit der sachgemäßen Behandlung der Feuerung und aller Betriebseinrichtungen vertraut ist.

II. Die innere Untersuchung bezweckt die Prüfung der Beschaffenheit des Kesselkörpers, welcher dabei soweit wie nötig von innen und außen durch den Kesselprüfer genau zu besichtigen ist.

1. Zu ihrer Ausführung ist der Betrieb des Kessels so frühzeitig einzustellen, daß der Kessel und die Züge gründlich gereinigt werden können und genügend abgekühlt sind. Auch ist die Einmauerung oder Ummantelung soweit wie nötig zu entfernen, wenn die Untersuchung sich nicht genügend durch Befahrung der Züge oder auf eine andere Weise bewirken läßt. Ferner kann in besonderen Fällen gefordert werden, daß Feuerröhren, die nach der bei Lokomotiven gebräuchlichen Art eingesetzt sind, herausgenommen werden. Wo zwei oder mehr Dampfkessel mit einer gemeinsamen Dampf- oder Speise- oder Wasserablaßrohrleitung verbunden sind, ist der der inneren Untersuchung zu

unterwerfende Dampfkessel zum Schutze der untersuchenden Personen von jeder der gemeinsamen Rohrleitungen in augenfälliger und wirksamer Weise durch geeignete Vorrichtungen zu trennen.

2. Die innere Untersuchung ist vornehmlich zu richten:

a) auf die Beschaffenheit der Kesselwandungen, Niete, Anker, Heiz- und Rauchrohre, wobei zu ermitteln ist, ob die Widerstandsfähigkeit dieser Teile durch den Gebrauch gefährdet ist;

b) auf das Vorhandensein und die Natur des Kesselsteines¹⁾, seine genügende Beseitigung und die Mittel dazu;

c) auf den Zustand der Wasserzuleitungsrohre und der Reinigungsöffnungen;

d) auf den Zustand der Speise- und Dampfventile;

e) auf den Zustand der Verbindungsröhren zwischen Kessel und Manometer bzw. Wasserstandsanzeiger, sowie der übrigen Sicherheitsvorrichtungen;

f) auf den Zustand der ganzen Feuerungseinrichtungen sowie der Feuerzüge außerhalb wie innerhalb des Kessels.

E. Dampfkesselexplosionen.

I. Die Kesselbesitzer oder deren Stellvertreter sind verpflichtet, von jeder vorkommenden Explosion eines Dampfkessels in erster Linie dem für den Bezirk zuständigen Staatsbeamten (Gewerbeinspektor, Bergrevierbeamten), auch wenn der Kessel unter Überwachung eines Vereines steht, unverzüglich Anzeige zu erstatten. Die gleiche Anzeige ist, wenn der Kessel der Überwachung durch Vereinsingenieure unterliegt, an den Vereinsingenieur zu richten.

II. Eine Dampfkesselexplosion liegt vor, wenn die Wandung eines Kessels durch den Dampfkesselbetrieb eine Trennung in solchem Umfange erleidet, daß durch Ausströmen von Wasser und Dampf ein plötzlicher Ausgleich der Spannungen innerhalb und außerhalb des Kessels stattfindet²⁾.

III. Für die amtliche Untersuchung explodierter Kessel sind Gebühren nicht zu entrichten.

¹⁾ Näheres über die Schäden durch Kesselstein sowie über die Mittel der Beseitigung bzw. Verminderung siehe des Verfassers Buch: Das Kesselspeisewasser. Verlag von Friedr. Vieweg u. Sohn, Braunschweig 1908.

²⁾ Nach einer Entscheidung des Reichsgerichtes zu Leipzig (1895) ist Wasserdampf kein explodierender Stoff im Sinne des § 311 des deutschen Strafgesetzbuches; dieser lautet: § 311. Die gänzliche oder teilweise Zerstörung einer Sache durch Gebrauch von Pulver oder anderen explodierenden Stoffen ist der Inbrandsetzung der Sache gleich zu achten. (Vgl. § 306 bis 310 des Strafgesetzbuches: Auf Brandstiftung steht Zuchthaus, event. lebenslänglich.) Anwendung bei Explosion von Dampfkesseln, Kochern, Dampfheizungen usw.

Reglement des Germanischen Lloyd

für die

Besichtigung von Maschinen und Kesseln in Dampfschiffen¹⁾.

(Gegründet 1867 in Hamburg, jetzt in Berlin.)

§ 1. Allgemeine Bestimmungen.

Die gesamte Maschinenanlage von Dampfschiffen muß behufs ihrer vollgültigen Klassifikation von einem Maschineninspektor des Germanischen Lloyd²⁾ oder von einem von dem Vorstande ermächtigten Maschineningenieur einer speziellen Besichtigung unterzogen werden. Wenn die Maschinen und Kessel in gutem, betriebsfähigem Zustande befunden worden sind, so wird darüber ein Maschinencertifikat mit dem Zeichen M C ausgestellt.

Zur Aufrechterhaltung der Klasse ist es notwendig, die Maschinen und Kessel der Dampfschiffe den in diesem Reglement vorgesehenen periodischen Besichtigungen zu unterwerfen, doch ist es den Besichtigern zu gestatten, sich auch außerhalb dieser Zeit von dem guten Zustande der Maschinen und Kessel durch den Augenschein zu überzeugen.

Umbauten oder Reparaturen der Maschinen und Kessel müssen unter Aufsicht der Besichtiger der Gesellschaft vorgenommen werden.

Alle Besichtigungen haben nur den Zweck, festzustellen, daß die Maschinen und Kessel sorgfältig gebaut sind und sicher arbeiten, so daß eine Gefahr für die Sicherheit des Schiffes ausgeschlossen ist. Jeder Eingriff in die Bauart und die Aufstellung im Schiffe ist zu vermeiden, sofern nicht etwa der Bau nach Vereinbarung mit dem Vorstande nach besonderen Angaben der Gesellschaft ausgeführt werden soll. Alle ungewöhnlichen Einrichtungen, sowie Abweichungen

¹⁾ Vgl. A. Benetsch, Dampfkesselrevision und Unfallverhütung. Verlag von L. v. Vangerow, Bremerhaven 1903.

²⁾ Mit „Lloyd“ bezeichnet man Gesellschaften, die mit dem Transportwesen, insbesondere dem Seetransport in Verbindung stehen. Zuerst entstand die im Jahre 1771 in London begründete New Lloyd's, nach dem Besitzer eines Londoner Kaffeehauses Lloyd benannt, in dem sich Schiffskapitäne trafen, um dort nach Art der jetzigen Börsen Nachrichten über Ankunft und Abfahrt der Schiffe zu erhalten.

von gesetzlichen Vorschriften, welche in bezug auf den Bau und die Ausrüstung von Maschinen und Kesseln erlassen sein sollten, sind jedoch dem Vorstande des Germanischen Lloyd zu melden. Eine etwaige Demontierung von Maschine und Kessel kann von dem Besichtigter nur insoweit gefordert werden, als dieselbe zur Beurteilung des guten Zustandes notwendig ist.

Die Ausstellung des Maschinencertifikates geschieht in der Regel durch den Vorstand des Germanischen Lloyd und wird von dem betreffenden Maschineninspektor gegengezeichnet. Die Besichtigungen werden auf dem Certifikat durch den Besichtigter allein vermerkt.

Amtliche Kesselprüfungen werden ebenfalls vermerkt.

§ 2. Aufsicht während des Neubaues.

Sollen Maschinen und Kessel von Dampfschiffen unter Aufsicht des Germanischen Lloyd gebaut werden, so ist ein bezüglicher schriftlicher Antrag von den Beteiligten entweder direkt oder durch Vermittelung des Distriktsbesichtigers an den Vorstand zu richten. Dem Antrage ist unter Angabe der mit dem Bau beauftragten Fabrik und des Hüttenwerkes, welches die Kesselbleche liefert, eine Beschreibung der Maschine und Zeichnungen der Kessel (Pausen in mindestens doppelter Ausfertigung) zur Genehmigung durch den Vorstand beizufügen. Auf der Kesselzeichnung ist anzugeben, welche geringste Festigkeit für die Bleche, Nieten usw. der Rechnung zugrunde gelegt ist.

Die Aufsicht erstreckt sich auf die genaue Ausführung der genehmigten Pläne, auf die Verwendung vorschriftsmäßigen Materials, auf die sachgemäße und solide Arbeit, sowie auf die zuverlässige Aufstellung und Befestigung im Schiff.

Hinsichtlich der Einzelheiten von Maschine und Kessel hat sich der Besichtigter die Vorschriften der Gesellschaft über den Bau von Maschinen und Kesseln zur Richtschnur zu nehmen. Es müssen ihm ferner die Nachweise über die Abnahme des Materials durch die dazu beauftragten Gesellschaftsbeamten vorgelegt werden. Bei der Aufstellung der Maschinen und Kessel im Schiffe ist genau zu beachten, daß die Rohrverbindungen mit der See so eingerichtet werden, daß kein Wasser durch eine Nachlässigkeit in das Schiff dringen kann.

Nach der letzten Zusammensetzung sind die Kessel unter Verschuß sämtlicher Öffnungen im Beisein des Besichtigers mit Wasserdruck zu prüfen. Die Prüfung hat zu erfolgen, wie die Allgemeinen Polizeilichen Bestimmungen in § 11, Abs. II und III (S. 621 u. 627) vorschreiben.

Der Besichtigter hat sich weiter zu überzeugen, ob die Maschine unter Dampf gut und sicher arbeitet. Ist dies der Fall, so wird ein Certifikat mit dem Zeichen ⚓ M C erteilt.

Dieselben Regeln gelten auch für Schiffe, welche ursprünglich nicht unter Aufsicht des Germanischen Lloyd gebaut sind, deren Maschinen oder Kessel jedoch unter Aufsicht des Germanischen Lloyd erneuert oder umgebaut werden sollen.

§ 3. Besichtigung von bereits gebauten Maschinen und Kesseln, welche nicht unter Aufsicht des Germanischen Lloyd gebaut sind.

Dem schriftlichen Antrage auf Besichtigung derartiger Anlagen sind womöglich Zeichnungen der Kessel beizufügen.

Die Besichtigung findet nach denselben Grundsätzen, wie nachstehend in § 4 b angegeben, statt.

Ist indessen erst eine kurze Zeit seit der letzten von einem dem Germanischen Lloyd als zuverlässig bekannten Sachverständigen vorgenommenen Spezialbesichtigung verflossen und ergibt der darüber der Gesellschaft einzureichende Bericht, daß Maschinen und Kessel in Ordnung befunden worden sind, so kann der Vorstand von einer Demontierung der Maschine und einer hydraulischen Druckprobe zunächst Abstand nehmen und eine einfache Besichtigung für ausreichend erklären. Befriedigt dieselbe, so kann für die Maschinenanlage ein Certifikat ausgestellt werden, jedoch ist in solchen Fällen der Beginn der Besichtigungsperiode für Maschinen und Kessel von dem Datum der letzten Spezialbesichtigung an zu rechnen. Maschinencertifikate werden nur ausgestellt, wenn das Schiff bei dem Germanischen Lloyd klassifiziert ist.

§ 4. Periodische Besichtigungen.

a) Einfache Besichtigungen.

Für die Gewährleistung des sicheren Betriebes ist eine jährliche Besichtigung der Maschinen und Kessel wünschenswert.

Jedenfalls hat sich der Besichtiger, ohne Störung des Betriebes zu veranlassen, Kenntnis vom Zustande der Maschinenanlage innerhalb der für die spezielle Besichtigung der Schiffe vorgeschriebenen Perioden zu verschaffen.

Wird ein Teil der Maschine demontiert, so ist der Besichtiger zur Besichtigung der demontierten Teile heranzuziehen.

Die Schraubenwellen sind mindestens alle zwei Jahre herauszuziehen und zu besichtigen.

So oft ein Kessel herausgenommen wird, ist auch der Boden des Schiffes unter dem Kessel zu besichtigen.

Jede Besichtigung von Maschinen und Kesseln wird im Certifikat und im Register besonders erwähnt.

b) Spezielle Besichtigungen.

Zur Aufrechterhaltung der Klasse ist eine spezielle Besichtigung der Maschinen und Kessel in den für das Schiff vorgeschriebenen Zeit-

abschnitten erforderlich, welche wie jede einfache Besichtigung in das Certifikat und Register eingetragen wird.

Bei der speziellen Besichtigung hat der Besichtigter mit der größten Sorgfalt vorzugehen und besonders sein Augenmerk auf diejenigen Teile der Maschinen und Kessel zu richten, deren mangelhafter Zustand Betriebsstörungen nach sich ziehen könnte.

Zur Untersuchung der Dampfkolben und deren Liderungen sind die Zylinderdeckel abzunehmen, ebenso ist mit den Dampfschiebern zu verfahren.

Kurbel- und Leitungswellen sind sorgfältig nachzusehen, desgleichen die Schraube. Die Schraubenwelle ist herauszuziehen und einer Besichtigung zu unterwerfen.

Die Lagerdeckel für Maschine und Wellen sind zur Feststellung des Zustandes der Lager abzunehmen (vgl. S. 388).

Alle zum Maschinenbetriebe notwendigen Pumpenanlagen, wie Luft- und Zirkulationspumpen, Speise- und Bilgepumpen, sind zu untersuchen, ebenso alle Rohrverbindungen. Bei den letzteren hat sich der Besichtigter zu überzeugen, ob die Verbindungen mit der See von der in den Vorschriften vorgeschriebenen oder sonst anerkannten Art sind, um ein zufälliges Eindringen von Wasser unmöglich zu machen.

Es ist ferner zu untersuchen, ob sich die Lenzpumpen vom Maschinenraume oder auch von Deck aus betreiben lassen, und ob dieselben namentlich bei Passagierdampfern durch unabhängige Dampfkraft in Betrieb gesetzt werden können, falls die Schiffsmaschine durch eindringendes Wasser außer Tätigkeit gesetzt werden sollte (vgl. S. 104).

Der Kondensator ist ebenfalls zu untersuchen, und eine Druckprobe desselben wird dringend empfohlen (vgl. S. 366).

Der Kessel ist einer besonders eingehenden Besichtigung von innen und außen zu unterziehen, und der Besichtigter wird darauf aufmerksam gemacht, bei Herausnahme oder Umlagerung des Kessels auch die unteren sonst nicht zugänglichen Teile zu prüfen.

Erwachsen Zweifel über die Dicke der Platten, so muß nach sorgfältigem Abschrapen des Rostes eine Bohrung und Feststellung der Dicke vorgenommen werden (vgl. S. 141 ff.).

Auf Grund dieser Untersuchung wird der zulässige Kesseldruck berechnet und festgesetzt. Außerdem ist durch eine hydraulische Druckprobe die Betriebsfähigkeit des Kessels für diesen Druck festzustellen. Die einzelnen Teile der Hauptdampfrohrleitungen der Schiffsmaschinen und Hilfsmaschinen sind, soweit sie nicht frei über Deck liegen, alle sechs bis sieben Jahre mit dem für die Kessel vorgeschriebenen Probdrucke zu prüfen.

Manometer und Sicherheitsventile sind durch Kontrollinstrumente zu prüfen. Bei den Sicherheitsventilen ist nachzusehen, ob die Vorrichtung zum Öffnen derselben anstandslos arbeitet. Die

für Maschinen und Kessel erforderlichen Reserveteile müssen vollständig vorhanden sein. (Siehe die Zusammenstellung auf S. 589.)

Werden die Maschineninspektoren seitens der Beteiligten zu Zwischenbesichtigungen aufgefordert, so haben dieselben diesem Wunsche nachzukommen und dem Vorstande über den Ausfall der Besichtigung zu berichten.

§ 5. Havariebesichtigung.

Sind die Maschine oder die Kessel eines durch den Germanischen Lloyd klassifizierten Dampfschiffes beschädigt worden, so hat der Schiffsführer einen Maschineninspektor der Gesellschaft zur Besichtigung der beschädigten Teile und zur Überwachung der Reparaturen aufzufordern, widrigenfalls dem Schiffe die Klasse entzogen werden kann.

Preussisches Gesetz

betreffend

die Führung und Behandlung des Maschinentagebuches auf Seedampfschiffen der Handelsflotte¹⁾

vom 23. April 1893.

§ 1. Auf jedem im Preußischen Staatsgebiete beheimateten, zur Handelsflotte gehörigen Seedampfschiffe ist ein Maschinentagebuch unter Aufsicht des leitenden Maschinisten zu führen und von diesem täglich zu unterschreiben.

Die Führung des Maschinentagebuches kann unterbleiben bei allen Fahrten, auf welchen für die Leitung der Maschine ein Maschinist IV. Klasse genügt, und bei regelmäßigen, unter gewöhnlichen Verhältnissen nicht mehr als zwölf Stunden andauernden Fahrten auch dann, wenn für die Leitung der Maschine ein Maschinist III. Klasse erforderlich ist.

§ 2. Das Maschinentagebuch ist nach einem Schema zu führen, welches den Zeitraum eines bürgerlichen Tages umfaßt.

Das Tagebuch muß, wenn es in Gebrauch genommen wird, mit fortlaufenden Seitenzahlen versehen sein. Das Herausreißen von Blättern ist nicht statthaft, auch dürfen Radierungen nicht vorgenommen werden. Etwaige Änderungen der Eintragungen sind durch einfaches Durchstreichen so zu bewirken, daß das Durchgestrichene leserlich

¹⁾ Die gleichen Vorschriften haben auch die Regierungsbehörden von Bremen, Hamburg, Lübeck, Mecklenburg und Oldenburg erlassen.

bleibt. Nachträgliche Einschaltungen und Zusätze sind ausdrücklich als solche zu bezeichnen.

§ 3. In das Maschinentagebuch sind einzutragen:

1. Von Tag zu Tag:

Vorrat, Verbrauch und Rest des Heizmaterials;

2. von Wache zu Wache:

Nr. 3. Dichtigkeit des Kesselwassers,

„ 4. Temperatur des Speisewassers in $^{\circ}\text{C}$,

„ 5. Temperatur des Schraubenrohr- (Stevenrohr-) Wassers in $^{\circ}\text{C}$,

„ 6. Temperatur des Seewassers in $^{\circ}\text{C}$;

3. von Stunde zu Stunde:

Nr. 2. Dampfdruck im Kessel in kg pro qcm,

„ 7. Temperatur im Maschinenraume in $^{\circ}\text{C}$,

„ 8. Temperatur im Kesselraume in $^{\circ}\text{C}$,

„ 9. Luftleere im Kondensator,

„ 10. Umdrehungen in der Minute.

Die Temperatur im Maschinenraume ist am Standorte des Maschinisten in Kopfhöhe, diejenige im Kesselraume möglichst nahe der Arbeitsstelle der Heizer ebenfalls in Kopfhöhe zu messen.

Unter den „Bemerkungen“ sind alle den Kessel und die Maschinen betreffenden erheblichen Vorfälle einzutragen, namentlich:

- a) die Zeit, zu welcher die Feuer angesteckt worden sind,
- b) die Zeit, zu welcher die Maschine in und außer Betrieb gesetzt worden ist,
- c) sämtliche größere Arbeiten, welche zur Unterhaltung oder Reparatur der Maschine oder Kessel während der Reise vorgenommen werden,
- d) Änderungen und Unterbrechungen des Ganges der Maschine während der Fahrt oder wenigstens soweit durch die Umstände, insbesondere durch die häufige und schnelle Aufeinanderfolge des Wechsels in Revieren und Häfen, eine genaue Eintragung ausgeschlossen wird, allgemeine Vermerke über das Manövrieren mit der Maschine,
- e) sämtliche Maschinen- oder Kesselhavarien,
- f) das Einnehmen und Auspumpen von Wasserballast,
- g) jeder Unfall, durch den eine in der Maschine oder im Heizraume beschäftigte Person auf der Reise getötet ist oder eine Körperverletzung erleidet, die eine Arbeitsunfähigkeit von mehr als drei Tagen oder den Tod zur Folge hat.

§ 4. Bei allen Eintragungen ist der Zeitpunkt der Beobachtungen, welche den Eintragungen zugrunde liegen, anzugeben.

§ 5. Bei Fahrten, auf welchen für die Leitung der Maschine ein Maschinist III. Klasse genügt, kann die Ausfüllung folgender Spalten unterlassen werden:

- Nr. 4. Temperatur des Speisewassers in °C,
- „ 5. Temperatur des Schraubenrohrwassers in °C,
- „ 6. Temperatur des Seewassers in °C,
- „ 7. Temperatur im Maschinenraume in °C,
- „ 8. Temperatur im Kesselraume in °C.

§ 6. Das Maschinentagebuch ist fünf Jahre, von dem Tage der letzten Eintragung an gerechnet, aufzubewahren.

Die Aufbewahrung kann an Bord oder am Lande erfolgen.

§ 7. Bei Seeunfällen hat der leitende Maschinist, soweit es nach der Lage der Umstände geschehen kann, für die Rettung des Maschinentagebuches zu sorgen.

§ 8. Dem Maschinentagebuche ist eine Beschreibung der Maschine und der Kessel voranzuschicken. Diese Beschreibung muß sich auf die in der Anlage bezeichneten Angaben erstrecken und nach jedem Umbau der Maschine oder der Kessel oder wesentlicher Teile derselben berichtigt werden.

§ 9. Der Schiffer ist verpflichtet, einen Abdruck dieser Vorschriften an Bord zu führen.

§ 10. Zuwiderhandlungen gegen diese Vorschriften werden mit Geldstrafe bis zu einhundert Mark bestraft.

§ 11. Dieses Gesetz tritt am 1. Januar 1894 in Kraft.

Verzeichnis der Angaben, auf welche die dem Maschinentagebuche voranzuschickende Beschreibung der Maschine und der Kessel sich zu erstrecken hat.

A. Maschine.

1. Erbaut von wem und wann? System und indizierte Pferdekräfte.

Es ist anzugeben, ob die Maschinen

- a) horizontale, vertikale, schräg liegende, Hammermaschinen oder oszillierende,
- b) direkt-, indirekt- oder rückwirkend,
- c) einfache, zweifache (Verbund oder Woölfische), dreifache oder vierfache Expansionsmaschinen,
- d) mit Einspritz- oder Oberflächenkondensator versehen oder ohne Kondensator

sind.

2. Durchmesser, Steigung und Flügelzahl der Schraube, und bei Rad-dampfern: Durchmesser der Räder, Anzahl und Größe der Schaufeln.

3. Anzahl und Durchmesser der Zylinder, sowie Kolbenhublänge.

4. Anzahl, Länge und Durchmesser der Kondensatorröhren.

5. Anzahl, Hublänge und Kolbendurchmesser sämtlicher Pumpen.

6. Beschreibungen sämtlicher Lenzvorrichtungen mit Angabe darüber ob und wo Rückschlagventile vorhanden sind.

B. Kessel (nach Maßgabe der amtlichen Kesselpapiere).

1. Erbaut von wem und wann? Anzahl, System und Material.
2. Länge und Durchmesser der Kessel; Dicke der Außenwandung.
3. Anzahl und Durchmesser der Feuer- (bzw. Siede-) Röhren.
4. Anzahl, Durchmesser und Belastung der Sicherheitsventile an jedem Kessel.
5. Gesamtzahl, Dimensionen und Blechstärke der Feuerstellen (Feuerbüchsen).
6. Gesamtgröße der Rostfläche.
7. Gesamtgröße der Heizfläche.
8. Zulässiger Druck.
9. Raumgehalt jedes einzelnen Kohlenbunkers.

Die Schiffsvermessung

bildet besonders für die Handelsschiffe eine Vergleichsbasis für die Ladefähigkeit und Rentabilität der Schiffe, sowie für die Entrichtung von Hafen- und Lotsengebühren, Kanalabgaben und Zöllen. Als geeignetes Maß ist neuerdings das Stauvermögen der Schiffe an gewinnbringender Ladung gewählt worden, welche Größe „Tonnengehalt“ genannt wird.

Da England sein Emporblühen und seinen Wohlstand hauptsächlich der starken Handelsflotte verdankt, seine Schiffskonstruktionen ferner bis vor kurzem für alle Schifffahrt treibenden Nationen maßgebend waren, so lag es in der Natur der Sache, daß von dort aus auch die ersten Eichungsregeln und Meßmethoden aufgestellt wurden, nämlich:

Builders old measurement tonnage, aus den Hauptdimensionen des Schiffes, der Länge und Breite in engl. Fuß nach der Formel:

$$B. O. M = \frac{(L - 0,6 B) \cdot 0,5 \cdot B^2}{94},$$

ferner:

Dead weight tonnage = das Gewicht der Ladung in engl. Tons angehend;

Freight ton = Volumenmaß von 0,4 Registertonnen und schließlich

Avoirdupois, das seit 1855 als englisches Handelsgewicht eingeführt und auch in den meisten englischen Kolonien und in den Vereinigten Staaten gebräuchlich ist. Es gilt für alle Waren mit Ausnahme von Gold, Silber, Platin, Juwelen, Arzneien und Münzen:

1 Pfd. avoirdupois (lbs.) [Handelsgewicht] zu 16 Ounces zu 16 Drams
= 0,453 592 65 kg = 7000 Troy grains.

1 Schiffston (short ton) = 2000 Pfund (lbs.)
= 907,1853 kg.

1 Ton (long ton) = 20 Hundred- (cent-) weight zu 4 Quarters zu 28 Pfund
 = 2240 lbs.
 = 1016,0475 kg.

Die zurzeit am meisten verbreitete Einheit für den Tonnengehalt bildet:

Die englische Registertonne = 100 Cubikfuß engl. = 2,832 cbm.

Die Formel zur Berechnung der Groß-Register-Tonnage ist auf S. 639 angegeben.

Für die Bemessung der Abgaben eines Schiffes werden alle diejenigen Räume abgezogen, welche für den Betrieb des Schiffes erforderlich sind, als Kohlenbunker, Maschinen- und Kesselräume, Wohnräume für die Besatzung usw., und es ergibt sich hiernach der Nettotonnengehalt. Die Abzüge werden vielfach mit einem Maximalbetrage in Prozenten des Bruttotonnengehaltes in Anrechnung gebracht, und es weichen hierin die deutsche und englische Vermessungsmethode voneinander ab.

Die sog. Donauregel berechnet nicht die Kohlenbunker, sondern bringt bei Schraubenschiffen dafür 75 Proz., bei Radschiffen 50 Proz. der Maschinen- und Kesselräume in Abzug.

Die sog. Suezkanalvermessung gestattet Meßbriefe sowohl nach der deutschen Vermessung als auch nach der Donauregel, vorausgesetzt, daß die Größe der Kohlenbunker unveränderlich ist.

Das Gesetz vom 1. März 1895 legt die Schiffsvermessung für das Deutsche Reich fest und ist nachstehend im Auszuge mitgeteilt.

Um einen Vergleich auch mit den englischen Methoden zu ermöglichen, folgen ferner die jetzt noch in England gebräuchlichen Eichungsregeln.

I. Schiffsvermessung für das Deutsche Reich¹⁾.

(Vom 1. März 1895.)

Auszug.

Als Vermessungsdeck dient bei allen Schiffen mit mehr als einem Deck das zweite Deck von unten. Die unter dem Vermessungsdeck befindlichen Räume werden als ein Ganzes vermessen; über dem Vermessungsdeck werden die Decks einzeln vermessen.

Bruttoraumgehalt. Zum Bruttoraumgehalte werden sämtliche Räume einschließlich der festen Aufbauten auf Deck, aber ausschließlich des Doppelbodens, soweit er nicht zur Aufnahme von Ladung,

¹⁾ Vgl. Vermessung der Seeschiffe, umfassend Schiffvermessungsordnung vom 1. März 1895, Instruktion zur Schiffsvermessung vom 26. März 1895, Vorschriften, betreffend die Vermessung der Schiffe für die Fahrt durch den Suezkanal vom 30. März 1895. Herausgegeben im Reichsamte des Innern.

Vorräten oder Brennstoff dient, aufgemessen, und zwar auf Innenkante der festen Wegerung; von der Deckbucht wird zwei Drittel in Rechnung gezogen. Mitvermessen wird auch derjenige Teil der über das Deck vorstehenden Luken, der $\frac{1}{2}$ Proz. des Bruttoreumgehaltes übersteigt. Dagegen werden vom Deck nicht mit vermessen: Deckaufbauten, die ausschließlich zur Unterbringung der Hilfsmaschinen dienen; Steuerhaus, Kombüse und Raum für den Destillierapparat, wenn sie nicht größer sind, als erforderlich ist, um der Mannschaft Schutz zu gewähren; Aborte für die Mannschaft und je einen Abort für 50 Fahrgäste (jedoch höchstens 12 Aborte).

Nettoraumgehalt. Den Nettoraumgehalt erhält man, wenn man vom Bruttoreumgehalte abzieht:

1. alle Räume zum Gebrauche der Schiffsmannschaft;
2. alle Räume zur Navigierung des Schiffes, wie das Steuerhaus, Kartenhaus, Kabelgat usw.;
3. die Räume für die Hilfsmaschinen und Hilfskessel;
4. bei Segelschiffen den Raum für die Segel; doch darf dieser $2\frac{1}{2}$ Proz. des Bruttoreumgehaltes nicht übersteigen;
5. bei Dampfschiffen Maschinen- und Kesselräume einschließlich Wellentunnel und Schächte, jedoch ausschließlich der Bunker.

Beträgt der Inhalt der Maschinen- und Kesselräume bei Raddampfern unter 20 Proz., bei Schraubendampfern unter 13 Proz. des Bruttoreumgehaltes, so werden bei Raddampfern 50 Proz., bei Schraubendampfern 75 Proz. dem Inhalte der Maschinen und Kesselräume zugeschlagen; beträgt der Inhalt bei Raddampfern 20 bis 30 Proz., bei Schraubendampfern 13 bis 20 Proz., so werden bei Raddampfern 37 Proz., bei Schraubendampfern 32 Proz. vom Bruttoreumgehalte in Abzug gebracht; beträgt der Inhalt über 30 bzw. 20 Proz., so steht es dem Reeder frei zu wählen, nach welcher der beiden Regeln der Abzug bewirkt werden soll.

II. Vermessung nach Gross Register Tonnage.

Bezeichnet man mit:

L = innere Länge auf dem Oberdeck von den Planken am Bug bis zu denen am Heck in engl. Fuß,

B = innere größere Breite von Wegerung zu Wegerung in engl. Fuß,

T = mittschiffs gemessene Tiefe von Unterkante Deckplanken bis Oberkante Wegerung neben dem Kielschwein in engl. Fuß,

A = Inhalt der Aufbauten in engl. Cubikfuß,

so ist:

$$\text{Tonnengehalt} = \delta_1 \frac{L \cdot B \cdot T + A}{100} \text{ Reg.-Tons } ^1),$$

¹⁾ 1 Register Ton = 100 engl. Cubikfuß = 2,832 cbm.

wobei der Koeffizient δ_1 folgende Werte annimmt:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= 0,7 \text{ bis } 0,74 \text{ für Segelschiffe,} \\ &= 0,65 \text{ für Schiffe mit zwei Decks } \left. \vphantom{\begin{aligned} &= 0,65 \text{ für Schiffe mit zwei Decks} \\ &= 0,68 \text{ für Schiffe mit drei Decks} \end{aligned}} \right\} \text{Dampfer und Klipper,} \\ &= 0,68 \text{ für Schiffe mit drei Decks } \\ &= 0,5 \text{ für Yachten über 60 Reg.-Tons,} \\ &= 0,42 \text{ für Yachten unter 60 Reg.-Tons,} \end{aligned}$$

δ_1 ist allgemein $= \delta + 0,04$, wenn δ den Displacementsvölligkeitskoeffizienten bedeutet, $\delta = \frac{V}{L \cdot B \cdot T}$.

III. Vermessung nach Builders Old Measurement.

Bedeutet:

L = Länge im Oberdeck, von Außenkante zu Außenkante Sponung wagerecht gemessen,

B = größte Breite auf Außenkante Planken,

so ist:

$$\text{Tonnengehalt} = \frac{(L - 0,6 B) 0,5 B^2}{94} \text{ Tons O. M.}$$

$$1 \text{ Ton O. M.} = 94 \text{ engl. Cubikfuß} = 2,662 \text{ cbm.}$$



SACHREGISTER.

Die mit * versehenen Seitenzahlen enthalten Abbildungen des Stichwortes.

A.

Abblasen, Abschäumen des Kessels 583.
 Absperrventile, Dampf- 167* ff., 357*.
 Absperrventil-Lüftmaschine 358.
 Adamson-Expansionsring 67*.
 Äquivalenz der Arbeit und Wärme 19, 241.
 Aktionsradius eines Schiffes 34, 497.
 Anfressungen der Kessel 586*, 588.
 Anker, Berechnung der 137, 142.
 Anthrazit 36, 39.
 Arbeit des Dampfes im Zylinder 254*.
 Arbeitsverluste einer Schiffsmaschine 250.
 Armatur, grobe und feine 178.
 Ascheejektoren, Ascheheißmaschinen 476*.
 Aschengehalt der Brennstoffe 45.
 Astatki 49.
 Atmosphäre, Neu-, Normal-, metrische 13.
 Atmosphärische Linie 514, 521.
 Aufbänken des Feuers 577, 578, 625.
 Ausdehnung der Körper durch Wärme 2, 525.

B.

Babcock-Wilcoxkessel 80*, 88.
 Backkohle 37.
 Behandlung der Maschinen und Kessel 556.
 Bekleidung der Dampfkessel 180, 504.
 Belegen der Feuer 578.
 Bergöl 48.

Bitumen 38.
 Blechynden-Kessel 80, 98.
 Bodenbahn 175*.
 Bootsessel 65*.
 Bowling-Expansionsring 67.
 Braunkohle 36, 37.
 Braunkohlenteer 51.
 Brennstoffausnutzung 32, 238.
 Brennstoffe, Anforderungen an gute 42.
 —, feste, flüssige, gasförmige 35, 36.
 —, Heizung mit flüssigen 48*.
 Brennstoffersparnis infolge Dampfüberhitzung 198*.
 Briketts 40.
 Brüche in der Maschine, Abhilfe 591.
 Bruttotonnengehalt 638.

C.

Canadol 48.
 Cannelkohle 37.
 Carnots Kreisprozeß 240.
 Chandlers Ventilationsmaschine 189*.
 Clayton-Feuerlöschapparat 48.
 Cochran-Kessel 105*.

D.

Dampf, feuchter, gesättigter, überhitzter 16, 190.
 —, Hochspannungs-, Vorteile des 21.
 Dampfdruck, Größe des, absoluter —, Über- 13, 16.
 Dampfkolben, -liderungen 302*.
 Dampfmantel 196, 299, -318*.
 Dampfpumpen verschiedensten Systems 437* ff.

Dampfraum, Größe des 145.
 Dampfsammler, Berechnung der 142.
 Dampfstrahlluftsauger für Kondensatoren 371*.
 Dampfstrahlzerstäuber 54*.
 Dampftrockner 193*.
 Dampfturbinen zum Schiffsantrieb 602* ff.
 Dampfvolumina 16.
 Davysche Sicherheitslampe 47*, 53.
 Deckenträger, Berechnung der 137.
 Deighton-Flammrohr 69.
 Diagramm, theoretisches 255.
 Dichtigkeit des Kesselwassers 579.
 Dock, Arbeiten im 566.
 Drehvorrichtungen, Hand-, Maschinen- 475.
 Drosselklappe 357*.
 Drosseln, Nachteile des 286.
 Drucklagerkonstruktionen 397*.
 Dürr-Kessel 80* ff.
 Dulong'sche Regel 31.
 Duplexpumpen 453* ff.

E.

Effektivleistung einer Schiffsmaschine 251.
 Eisenkitte 601.
 Entflammungspunkt 52.
 Entwässerung 421*, 615.
 Entzündungstemperatur 26.
 Evaporatoren 478.
 Expansion, arbeitende und freie 24, 289.
 —, Gesamt- 255.
 —, relative 255.
 —, Vorteile der 283, 289.
 Expansionskurve 24, 542*.
 Expansionsmaschinen, geschichtlich entwickelt 215.
 Explosion der Dampfkessel 629.
 Exzenter und -stellung 323*.

F.

Federstärke beim Indizieren 531.
 Fehlerhafte Diagramme 539* ff., 549*.
 Festigkeit der Kesselbleche 108.
 Festigkeitsberechnungen 294.
 Feuerbrücke 120.
 Feuerröhren 129.
 Feuerungen, automatische, selbsttätige 112.
 —, Vorgänge in den 113.
 Feuerungsanlage 34, 120*.

Feldröhre 86*.
 Flächenmesser, Wildas 273*.
 Flammenbildung, Ursache der 27.
 Flammrohre, Berechnungsformel der 71, 131.
 Fleischers Hydromotor 221.
 Forced draught von Howden 187*.
 Forcierungsgrad der Schiffskesselanlage 118.
 Fox-Flammrohr 67*, 73*.
 Froudes Theorie und Versuche 496.
 Füllungsgrad 255, 288.

G.

Gaskohle 37.
 Gasschiffsmaschinen 616.
 Germ. Lloyd, Bestimmungen über Maschine und Kessel 630.
 Geschwindigkeit, Dampf- in Rohrleitungen 423.
 —, Kolben- 422.
 —, Schiffs- 497.
 Gesetzliche Bestimmungen über Dampfkessel 618.
 Glanzkohle 37.
 Glühfarben, Temperatur der — 5.
 Granthamkessel 106*.
 Gronwald-Feuerlöschapparat 48.
 Grundhahn 175*.

H.

Handlöcher 140.
 Heißdampf 190*.
 Heizeffekt, Heizkraft 30.
 Heizfläche 124.
 Heizröhren 129.
 Heizung, Haupterfordernis für richtige 117.
 Heizwert der Brennstoffe 29.
 Hilfskessel 103*.
 Hilfsmaschinen 436.
 Hochsicherheitsventile 165*.
 Holmes-Flammrohr 69*.
 Holz 36.
 Hub der Schiffsmaschinen 433.
 Hydrokineter 568*.

I.

Indikatoren und Indikatordiagramme 511* ff.
 Indizierte Leistung einer Schiffsmaschine 252, 260, 279.

Induced draught von Ellis und Eaves 184*.
 Injektoren 458*.
 Isolation 504.

K.

Kaloriciid 576.
 Kalorie 8.
 Kalorimeter 31.
 Kanevaspackung für Pumpenkolben 448*.
 Kennzeichen guter Steinkohlen 44.
 Kesselbrummen 577.
 Kesselmäntel, Berechnung der 142.
 Kesselschäden 599.
 Kesselstein 581.
 Kettendampfer 220.
 Kitte für verschiedene Zwecke 601.
 Klingerit 415.
 Kofferkessel 62*.
 Kohäsion 8.
 Kohlenverbrauch 117, 241.
 Koks 41.
 Kolbenspiel 305.
 Kolbenstangen 306*.
 Kolbenweg und Kurbelweg 384*.
 Kompensation der Dampfrohre 410*.
 Kompression des Dampfes 17, 26.
 Kondensation des Dampfes 14, 283.
 Kondensationsanlage 615.
 Kondensatoren, Haupt-, Hilfs- 360* ff.
 Kondenswasserableiter für Dampfmäntel 196*.
 Konservierungsmethoden der Schiffskessel 558.
 Konstruktionsdaten ausgeführter Schiffskessel 102.
 Konstruktionseinzelheiten der Schiffskessel 107*.
 Kraft, Gesetz von der Erhaltung der 19.
 Krankessel 104*.
 Kreuzköpfe 386*.
 Kühlung, direkte und indirekte 396.
 Kurbelfolge, -stellung 394.
 Kurbellager 388*.
 Kurbelwellen, Konstruktion, Berechnung 389*.

L.

Labyrinthkessel 61*.
 Lagermetall, -schalen 387*, 576.

de Laval-Turbine 603*.
 Lebendige Kraft 459.
 Legierungen 7.
 Lenkstangen 387*.
 Lokomotivschiffskessel 75*.
 Luftabscheidung des Speisewassers 480, 574.
 Luftpumpen verschiedensten Systems 369*.

M.

Mannlochverschlüsse 109*, 110*, 111*, 140.
 Manometer 153*.
 Marinekessel 73*.
 Mariottesches Gesetz 22.
 Martins Feuertür 122*.
 Maschinenhavarien, Abhilfe 591.
 Maschinenleistung 497.
 Maschinentagebuch, Führung, Behandlung 634.
 Masut 49.
 Material der Schiffskessel 108.
 — im Schiffsmaschinenbau 291.
 Mischungstemperaturen 9.
 Mittlerer Druck, Berechnung aus Indikatordiagrammen 269.
 — —, theoretischer 253.
 Morison-Flammrohr 69*, 70*, 72*.

N.

Naphtha 48.
 Naßdampf 190.
 Nettotonnagehalt 639.
 Niete, Nietteilungen 143*.
 Normand-Kessel 80, 99.
 Nulllinie im Indikatordiagramm 514.

O.

Oberwindgebläse 187.
 Ölfeuerungsanlage für Seeschiffe 48, 56.
 Oszillierende Maschinen 226*.
 Ovalkessel 63, 64*.
 Oxydation, Schutz gegen 561.

P.

Parsons-Turbine zum Schiffsantrieb 605* ff.
 Pechkohle 37.
 Petroleumfeuerung 48.

Pferdestärke 131, 260, 282.
 Planimeter, Polar- 270*.
 —, Stangen 272*.
 Pleuelstange, Endliche Länge der 382*.
 Pokura 49.
 Pommée-Flammrohr 69*.
 Praktische Winke 600.
 Prégardien-Flammrohr 67*.
 Preßkohle, Preßsteine 40.
 Preßluftzerstäuber 55.
 Primärluft 114.
 Probierhähne 152*.
 Propeller 483*, 616.
 Propellerschub 396.
 Pulsatoren 471* ff.
 Pulsometer 469* ff.
 Pumpenhavarien, Abhilfe 597.
 Pumpen, Schiffs- für verschiedene Zwecke 379*.
 Purves-Flammrohr 71*.
 Pyrometer 5.

R.

Räderschiffsmaschinen, geschichtlich geordnet 222*.
 Rankinieren von Diagrammen 547.
 Rauchentwicklung 35, 41, 114.
 Rauchkammer, vordere 180.
 Rauchkammerwände, Berechnung der 134.
 Rauchverbrennung 114.
 Rauchverdünnung 115.
 Reaktionsdampfer 220.
 Reduzierventile, Dampfdruck- 172*.
 Regulatoren 359*.
 Reibungsflächen, Größe der 402.
 Reibungswiderstände einer Schiffsmaschinenanlage 244.
 Reserveteile der Maschinenanlage 589.
 Revision der Kesselanlage 626.
 Richmannsche Regel 9.
 Röhren, Berechnung zylindrischer 141.
 Röhrenkessel 62*.
 Röhrenreiniger 180*.
 Rohrbruchventile 423*.
 Rohrleitungen, Dampf- und Wasser- 406.
 Rohrleitungsquerschnitt, Berechnung 434.
 Rohrwände, Berechnung der 134.
 Rostfläche, Größe der 117, 119, 128.
 Rostlat zur Einteilung der Diagramme 552*.
 Roststäbe 119, 121*.

S.

Säulenmaschinen 237*.
 Salinometerhahn 175*.
 Salinometerinstrumente 579*.
 Sandkohle 37, 38.
 Saverysche Wasserhebemaschine 221.
 Schädlicher Raum 305, 543, 547.
 Schaufelräder, Bauart, Berechnung 488*.
 Schaumhahn 175*.
 Schieber, Expansions-, Volldruck- 329* ff.
 —, Dach-, Flach-, Kolben- 315*.
 Schieberdiagramm Zeuner, Müller 351*.
 Schieberentlastungen 319*.
 Schieberregulieren 563* ff.
 Schiffsschrauben, Bauart, Berechnung 486*.
 Schiffswiderstand 495.
 Schlammlöcher 140.
 Schlicks Massenausgleich 246*.
 Schmelzen, Schmelzpunkte 7.
 Schmelzungswärme 8.
 Schmieren der Lager 576.
 Schornsteingebläse, Dampfstrahl- 182*.
 Schornsteinzug 123, 181*.
 Schottstopfbüchsen 403.
 Schraubendrehrichtung und Fahrtrichtung des Schiffes 502*.
 Schraubenschiffsmaschinen, geschichtlich geordnet 229*.
 Schraubenwelle 403*.
 Schulz-Kessel 80, 99.
 Schutzvorrichtungen für Wasserstandsgläser 151*.
 Schwalbennester an Rohrwänden 40.
 Seewasser, Bestandteile des 579.
 Sekundärluftzufuhr 114, 116*.
 Selbstentzündung der Kohlen 45.
 Serveröhren 187*.
 Sicherheitslampe 47*, 53.
 Sicherheitsventile 158* ff., 623.
 Siedepunkte, -Temperaturen 10, 16, 18.
 Simplexsteuerungen der Dampfpumpen 438* ff.
 Simpsonsche Regel 276*.
 Sinterkohle 37.
 Slip 485, 492.
 Spannung s. unter Druck.
 Spannungsabfall zwischen Kessel und Maschine 263.
 Speisepumpen, Leistung der 434.
 —, Maschinen- 378*.

Speiseventil 167*.
 Speisewasser-Erzeuger 478.
 Speisewasser-Reiniger 481.
 Speisewasser-Vorwärmer 578, 480.
 Sprengkraft des Eises 5.
 Stehbolzen, Berechnung der 137,
 139.
 Steinkohle 36, 37.
 Steinkohlenteer 51.
 Steinöl 48.
 Sternrohr, Stevenrohr 403*.
 Steuerung, Entwerfen einer 350*.
 Stopfbüchsenpackungen 307*.

T.

Tangentialdruck 385.
 Teer und Teerölfeuerung 50.
 Temperatur 1.
 Temperatenausgleicher 5, 567*.
 Thermaleinheit 30.
 Thermometer, -Skalen 2, 3, 4.
 Thornycroft-Kessel 80, 99.
 Tiefgang des Schiffes 497.
 tom Möhlen u. Seebeck-Kessel 106*.
 Tonnengehalt 637.
 Torf 36.
 Tornisterkessel 103*.
 Torsionsindikator, Föttingers 251.
 Totpunkt, Vermittelung des 382*.
 Traglager, Tunnellager 395*.
 Trapezregel 278*.
 Treppenroste 37.
 Turbinen zum Schiffsantrieb 602* ff.

U.

Überhitzerblechstärken 137.
 Überhitzer von Babcock-Wilcox 93*.
 — von Büttner 210*.
 — von Dürr 86*.
 — von Pielock 211*.
 — von W. Schmidt 201*.
 — von Schwoerer 200.
 Überhitzung und -Apparate der verschiedensten Systeme 190* ff.
 Überkochen, Nachteile und Abhilfe des 139, 584.
 Überproduktionsventile 575.
 Umlaufszahl der Schiffsmaschinen 433.
 Umsteuerungsapparate 352*.
 Umsteuerungssystem 335* ff.
 Unfälle in der Maschine 591.
 Untersuchungen, technische 626.

V.

Vakuumöle 194.
 Ventilation der Kesselräume 473*.
 Ventilator für künstlichen Zug 183*.
 Ventilsteuerungen 229*, 311*.
 Verbrennungsluft 33.
 Verbrennungsprozeß 26.
 Verdampfen 10.
 Verdampfungsfähigkeit der Brennstoffe 42, 124.
 Verdampfungswärme 8, 21.
 Verdunsten 10.
 Verlust, thermischer — der Maschine 195.
 Vermessungsregeln für Dampfschiffe 637.
 Vertikalkessel 104*.
 Völligkeitsgrad der Maschine 257.
 Voreil(ungs)winkel 326*.
 Vorschriften für Kesselheizer 624.

W.

Wandstärken, Berechnung der 134.
 Wärmeausdehnung des Wassers, der Luft, der Gase 6.
 Wärmeeffekt 30.
 Wärmeeinheit 8, 30.
 Wärme, Erklärung des Begriffes 1, 17, 20.
 —, Erzeugung der 12.
 —, Flüssigkeits- 18, 21.
 —, Fortpflanzung der 11.
 —, Gesamt- 10, 21.
 Wärmegrad 1.
 —, latente, verborgene, gebundene 8.
 —, Leiter, Leitung 11.
 Wärmemenge 8.
 Wärmeschutz im Schiffsmaschinenbetriebe 504.
 —, spezifische 9.
 —, -theorie, mechanische 19, 241.
 —, Verbrennungs- 30.
 —, Verdampfungs- 8, 18, 21.
 Wärmeverluste im Dampfbetriebe 242.
 Wasserscheider, -säcke 415*, 421*.
 Wassermangel, Vorkehrungen bei 585.
 Wasserraum, Größe des 147.
 Wasserrohrschiffskessel 76* ff.
 Wasserstandsgläser 149*.
 Wasser, Verhalten des — in der Wärme 5, 6.

Wattscher Dampfkessel 61*.
 Wellenbremse 403.
 Wellenleitung 404* ff., 615.
 Wellrohre, Berechnung 71.
 Widerstandsmomente 295.
 Wirkungsgrad des Kessels 123.
 —, mechanischer — der Schiffsmaschine 252.
 Wirkungsgrad der Steuerung 257.
 —, theoretischer — der Maschine 191, 243.
 Wirtschaftlichkeit der Kesselanlage 112.
 Woolfsche Maschinen 216*.

Y.

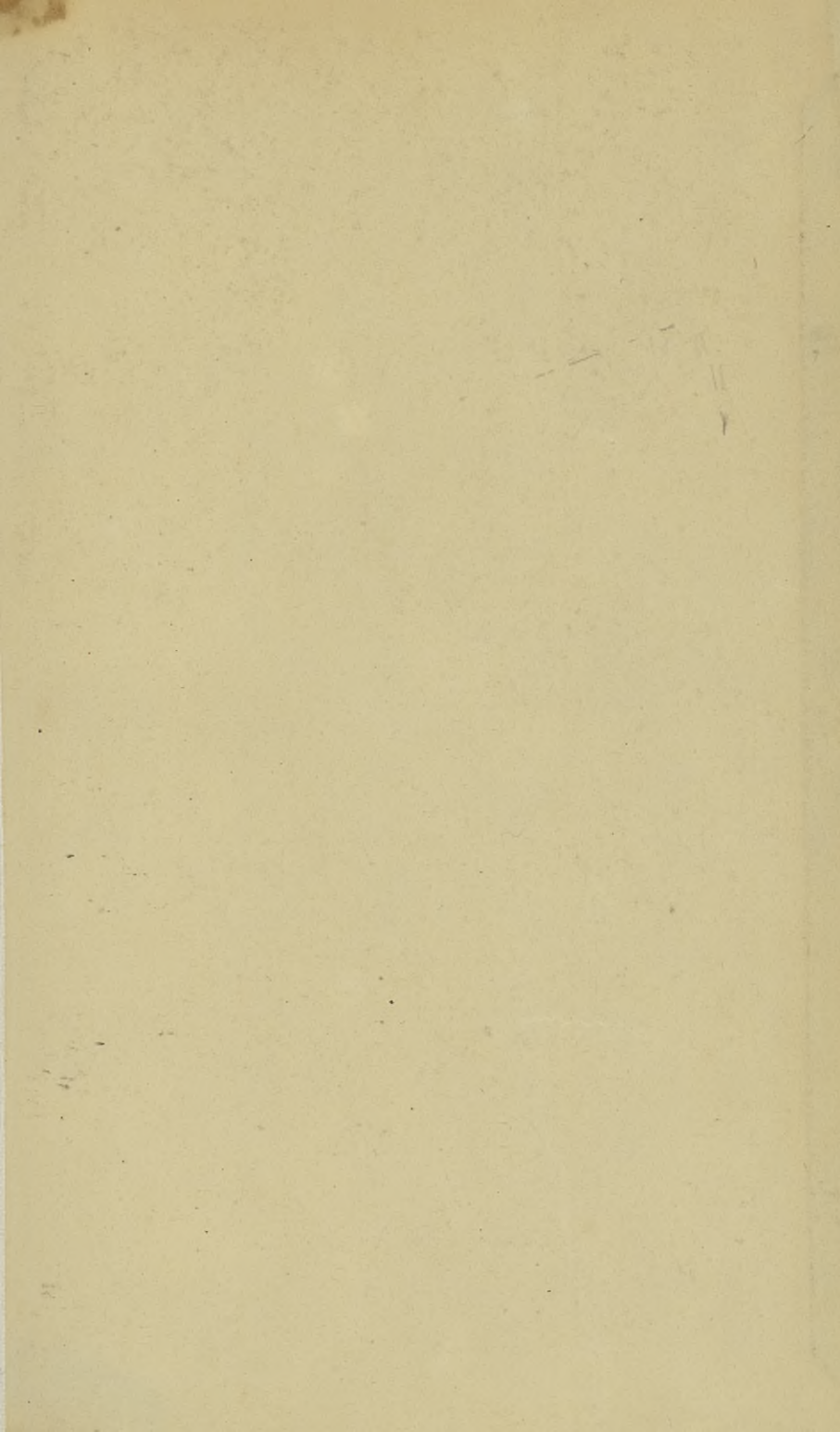
Yarrow-Kessel 80, 95*.

Z.

Zentrifugalzerstäuber 54*.
 Zinkschutzplatten, Zweck, Größe, Anzahl 586.
 Zirkulationspumpen 367* ff.
 Zirkulierapparate 5, 568* ff.
 Zusatzwasser 578.

Berichtigungen.

Seite 14, Zeile 18 von oben lies: Pfd./Quadratzoll statt Pfd./qcm.
 Seite 14, Zeile 19 von oben lies: Pfd./Quadratzoll statt Pfd./qcm.
 Seite 21, Zeile 11 von unten lies: 1822—1888 statt 1882—1888.
 Seite 255, Zeile 16 von unten lies: ε_h statt ε^h .



WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

5365

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000294759