



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000299531



xx

166

Schiffsmaschinenkunde

mit besonderer Berücksichtigung der

Dampfturbinen und Ölmotoren

Leitfaden für den
Unterricht an der Marineschule

Auf Veranlassung
der
Inspektion des Bildungswesens der Marine

bearbeitet von
Klamroth

Geheimem Marine-Baurat und Professor an der
Marine-Akademie Kiel und Marineschule Flensburg

F.N. 31 265

2/3



Text

Berlin 1916

Ernst Siegfried Mittler und Sohn
Königliche Hofbuchhandlung
Kochstraße 68-71.

Handwritten signatures and numbers, including '144'.

Handwritten number '62.79'.



117735

Alle Rechte aus dem Geetze vom 19. Juni 1901
sowie das Überjegungsrecht sind vorbehalten.

Copyright 1916 by E. S. Mittler & Sohn, Berlin.

203 18 03

Akc. Nr. 4994 / 51

Dorwort.

Das vorliegende Buch dient als Grundlage für den Unterricht in Schiffsmaschinenkunde an der Kaiserlichen Marineschule, also als Hilfsmittel für die maschinentechnische Ausbildung der angehenden Seeoffiziere.

Wegen der gewaltigen und vielseitigen Entwicklung der Dampfturbinen und Motoren mußte diesen beiden Gebieten ein entsprechend großer Platz eingeräumt werden. Dies ist ohne Vergrößerung des Buches gegenüber dem bisherigen Leitfaden dadurch ermöglicht, daß einerseits wesentliche Kürzungen auf andern Gebieten vorgenommen sind, andererseits die Elektrotechnik gänzlich ausgeschlossen ist, weil sie wegen ihrer gesteigerten Wichtigkeit und Verbreitung auf Kriegsschiffen zum besonderen Lehrfach an der Marineschule erhoben ist.

Da das Buch nicht für Konstrukteure, sondern für Seeoffiziere geschrieben ist, und da es für letztere lediglich darauf ankommt, ein Urteil über den Zusammenhang, die Wirkungsweise und die Verwendbarkeit der fertigen maschinellen Anlagen zu gewinnen, so mußte der konstruktive Standpunkt zurücktreten und die Beschreibung vorwiegen. Das Buch dürfte daher allen, die, ohne über größere technische Vorkenntnisse zu verfügen, sich einen allgemeinen Überblick über die Schiffsmaschinentechnik verschaffen wollen, als bequemes Mittel hierzu dienen.

Allen Firmen und Personen, die meine Arbeit durch Überlassung von Zeichnungen und technischen Angaben unterstützt haben, sage ich meinen verbindlichsten Dank. Auch werde ich jedem Leser zu besonderem Dank verpflichtet sein, der mich auf etwaige Mängel des Buches aufmerksam macht, so daß sie bei späteren Auflagen beseitigt werden können.

Kiel, im Januar 1916.

Klamroth,

Geheimer Marine-Baurat, Professor an der Marine-
akademie Kiel und Marineschule Flensburg.

Inhaltsverzeichnis.

Teil I. Hilfswissenschaften.

	Seite
A. Mechanik	1
1. Arbeit	1
2. Leistung oder Effekt	1
3. Lebendige Kraft oder Bewegungsenergie	1
4. Zentrifugalkraft	2
5. Reibung	2
B. Wärme (Tafel 1)	2
1. Grundbegriffe	2
2. Wirkungen der Wärme	3
3. Gleichwertigkeit von Wärme und Arbeit	6
C. Wasserdampf (Tafel 1)	6
1. Gesättigter und überhitzter Dampf	7
2. Verdampfung und Kondensation	6
3. Arbeit des Wasserdampfes	9

Teil II. Leistung und Wirkungsgrad der Kessel, Maschinen und Schrauben.

A. Wärmewirkungsgrad (Tafel 2 bis 3)	11
1. Heizwert des Brennstoffs und Wirkungsgrad der Kessel	11
2. Theoretische Leistung des Dampfes	12
3. Indizierte vom Dampf an die Kolben abgegebene Leistung der Kolben- maschinen	14
4. Indizierte Leistung der Dampfturbinen	17
B. Mechanischer Wirkungsgrad (Tafel 4)	18
1. Wellenpferdestärke	18
2. Nutzleistung der Schraube	19
C. Gesamter Wirkungsgrad (Tafel 5)	21
1. Berechnung des Gesamtwirkungsgrades η_g	21
2. Zeichnerische Darstellung der Wirkungsgrade und Verluste	21
3. Allgemeine wirtschaftliche Entwicklung der Kolbenmaschine	21
4. Anteil der Hilfsmaschinen an dem Brennstoffverbrauch	22

	Seite
D. Mittel zur Hebung des Gesamtwirkungsgrades	22
1. Mittel zur Erhöhung des Kesselwirkungsgrades η_1	22
2. Mittel zur Erhöhung von η_2	23
3. Mittel zur Erhöhung von η_3	23
4. Mittel zur Erhöhung der mechanischen Wirkungsgrade η_4 und η_5	25
E. Schiffsgeschwindigkeit, Maschinenleistung, Kohlenverbrauch (Tafel 6 bis 8)	25
1. Rechnerischer Zusammenhang	25
2. Graphischer Zusammenhang	27
3. Erprobungen und Probefahrten	28
 Teil III. Schiffskessel. 	
A. Feuerrohrkessel (Tafel 9)	30
1. Entwicklung der Feuerrohrkessel	30
2. Bauart der Zylinderkessel	30
B. Wasserrohrkessel (Tafel 10 bis 15)	31
1. Wirkungsweise, Konstruktion und Bau der Wasserrohrkessel	31
2. Wasserrohrkesseltypen	33
C. Vergleich der Kessel	36
1. Gewicht und Raumbedarf	36
2. Vergleich nach Wirtschaftlichkeit	37
3. Vergleich nach Betriebseigenschaften	37
D. Brennstoffe	38
1. Kohlen	38
2. Heizöl	40
E. Feuerungsanlagen (Tafel 16 bis 20)	41
1. Kohlenfeuerung	41
2. Ölfеuerung	43
3. Künstliche Zuführung von Verbrennungsluft	46
4. Überhitzung	48
5. Dampf-Watronkessel	51
F. Kesselarmatur (Tafel 20 bis 22)	52
1. Anordnung und Material	52
2. Ablassvorrichtungen	53
3. Speisevorrichtungen	53
4. Sicherheitsvorrichtungen	53
G. Behandlung der Kessel	54
1. Sicherheitspolizeiliche Überwachung der Dampfkessel	54
2. Kesselbetrieb	54
3. Kesselreinigung	56
4. Kesselkonservierung	56

Teil IV. Kolbenmaschine und Wellenleitung.

	Seite
A. Dampfzylinder, Kraftübertragung, Maschinengestell (Tafel 23 bis 28)	57
1. Anordnung der Zylinder und Kurbeln	57
2. Dampfzylinder mit Schieberkasten	57
3. Zylinderarmaturen	58
4. Kraftübertragende Maschinenteile	58
5. Grundplatte und Zylinderstüben	60
B. Steuerung (Tafel 29 bis 33)	61
1. Schiebersteuerung mit Exzenterantrieb	61
2. Umsteuerungen	62
3. Bauart der inneren und äußeren Steuerung	63
4. Ventilsteuerung	63
C. Anordnung der Kolbenmaschinen im Schiff	64
1. Anordnung der Kolbenmaschinen auf Handelsschiffen	64
2. Anordnung der Kolbenmaschinen auf Kriegsschiffen	65
D. Wellenleitungen (Tafel 34 bis 35)	66
1. Anordnung der Wellen	66
2. Beanspruchung und Bauart der Wellen	67
3. Wellenlager	68

Teil V. Schiffsschraube.

A. Gewöhnliche Schiffsschraube (Tafel 36 bis 38)	70
1. Wirkungsweise der Schiffsschraube	70
2. Schraubenflügel	72
3. Praktische Ausführung der Schiffsschrauben	73
B. Schiffsschrauben mit Leitapparat (Tafel 39 bis 40)	74
1. Turbinenpropeller für flaches Wasser	74
2. Gegenpropeller von Dr. Wagner	75

Teil VI. Dampfturbinen.

A. Einleitung	80
1. Gründe für die Einführung von Dampfturbinen	80
2. Verbreitung der Dampfturbinen	80
3. Einteilung der Dampfturbinen	81
4. Einteilung der Schiffsturbinen-Anlagen	82
B. Wirkungsweise der Dampfturbinen (Tafel 41 bis 48)	82
1. Arbeit des Wasserdampfes	82
2. Strömungseigenschaften des Wasserdampfes	83
3. Wärmediagramme	85
4. Dampfgeschwindigkeit und Lauffchaufelform	89
5. Gleichdruck- und Überdruckturbine	90

	Seite
6. Dampfgeschwindigkeit und Umdrehungszahl	91
7. Geschwindigkeitsstufen	91
8. Druckstufen mit Gleichdruckwirkung	92
9. Druckstufen mit Überdruckwirkung	93
10. Druckstufen in Verbindung mit Geschwindigkeitsstufen	94
11. Verwendung der verschiedenen Methoden zur Verringerung von u	94
12. Axialschub	95
13. Umsteuerung	95
14. Änderung von Leistung und Umdrehungszahl	97
C. Indirekter Antrieb der Schiffsschrauben durch Turbinen (Tafel 48 bis 51)	102
1. Gründe für die Einführung	102
2. Hydraulischer Transformator von Dr. Föttinger	102
3. Zahnradübertragung zwischen Turbinen- und Schraubenwelle	107
4. Vorteile beider Transformationsmethoden	111
5. Vergleich zwischen hydraulischem Transformator und Zahnradübertragung	112
6. Schlussergebnis	114
D. Hauptteile der Dampfturbinen (Tafel 52 bis 53)	114
1. Dampfzuleitung	114
2. Gehäuse	115
3. Motoren	117
4. Wellenlager	119
5. Laufschaufeln	120
6. Leitschaufeln und Düsen	122
7. Schaufelhavarien	123
8. Sicherheitsvorrichtung gegen Durchgehen der Turbine	124
9. Vorrichtung zur Geschwindigkeitsregulierung	125
10. Hebevorrichtungen	125
E. Turbinensysteme (Tafel 54 bis 61)	125
1. De Laval-Turbine	125
2. Elektra-Turbine	126
3. Parsons-Turbine	128
4. Curtis-Turbine	129
5. A. E. G.-Turbine	130
6. Sonstige Turbinensysteme	132
7. Moderne Schiffsturbinen	132
F. Schiffsturbinen-Anlagen (Tafel 48 und 51)	135
1. Reine Turbinenanlagen mit direktem Schraubenantrieb	135
2. Reine Turbinenanlagen mit indirektem Schraubenantrieb	136
3. Kombinierte Maschinenanlagen (Abdampfturbine)	136
G. Vergleich zwischen Kolbenmaschine und Turbine (Tafel 62 bis 63)	137
1. Raumbedarf und Gewicht	137
2. Wärme- und Dampfausnutzung	138
3. Mechanischer Wirkungsgrad	143
4. Gesamtwirkungsgrad	144
5. Vergleich nach Betrieb	146

Teil VII. Verbrennungsmotoren.

	Seite
A. Brennstoffe (Tafel 64)	148
1. Gasförmige Brennstoffe	148
2. Gewinnung, Verbreitung und Preis der flüssigen Brennstoffe	148
3. Technische Eigenschaften der flüssigen Brennstoffe für Motoren	150
B. Entwicklung der Verbrennungsmotoren	152
1. Entwicklung der Gasmotoren	152
2. Entwicklung der Dismotoren	153
C. Wirkung der Verbrennungsgase (Tafel 65 bis 66)	153
1. Wärme und Arbeit	153
2. Gemisch- und Einspritz(Diesel) motor	154
3. Höhe der Verdichtungs- und Verbrennungsdrücke	155
4. Einfach und doppelt wirkende Kolben	156
5. Arbeitsperioden der Verbrennungsgase	156
6. Spülung bei Zweitaktmotoren	158
7. Vergleich von Viertakt und Zweitakt	161
8. Verwendung von Viertakt und Zweitakt	163
D. Zylinderanordnung und Kraftübertragung (Tafel 67 bis 72)	163
1. Zylinderanordnung	163
2. Kurbelanordnung	164
3. Kraftübertragung beim Junkersmotor	165
4. Kraftübertragung bei Automobilen	166
5. Wendegetriebe für Motorboote	168
E. Gemischbildung (Tafel 73 bis 77)	170
1. Gemischbildung bei Gasmotoren	170
2. Gemischbildung bei Dlgemischmotoren	170
3. Gemischbildung bei Dieselmotoren	172
F. Zuführung des Brennstoffes, Ableitung der Auspuffgase und Abwärme- verwertung	175
1. Zuführung des Brennstoffes	175
2. Ableitung der Auspuffgase	176
3. Abwärmeverwertung	178
G. Zündung (Tafel 78 bis 79)	179
1. Glührohrzündung	179
2. Glühhaubenzündung	179
3. Zündung durch Kompressionswärme der Luft	181
4. Elektrische Zündung	182
5. Früh- und Spätzündung	186
H. Steuerung (Tafel 80 bis 82)	186
1. Ventilsteuerung	186
2. Schligsteuerung	189
3. Steuerungsdiagramme	190

	Seite
J. Anlaßvorrichtungen (Tafel 83)	191
1. Allgemeine Wirkungsweise	191
2. An der Welle wirkende Anlaßvorrichtungen	192
3. Anlassen mit Handgemischpumpe und Handzündapparat	192
4. Anlassen mit Druckluft	193
K. Umsteuerung der Verbrennungsmotoren (Tafel 84 bis 88)	196
1. Anwendungsgebiet	196
2. Grundsätzliche Wirkungsweise der Umsteuerung	196
3. Praktische Ausführungen der Umsteuerung bei Viertakt-Dieselmotoren	198
4. Praktische Ausführungen der Umsteuerung bei Zweitakt-Dieselmotoren	204
L. Leistungsregulierung der Verbrennungsmotoren	208
1. Allgemeines	208
2. Regulierungsmethoden bei Gemischmotoren	209
3. Regulierung bei Einspritzmotoren	210
M. Maschinengestell, Zylinder und kraftübertragende Maschinenteile	211
1. Maschinengestell	211
2. Zylinder	211
3. Kraftübertragende Maschinenteile	212
N. Schmierung und Kühlung	213
1. Schmierung	213
2. Kühlung	215
O. Einige Beispiele von Boots- und Schiffsmotoren (Tafel 89 bis 95)	217
1. Viertakt-Zweizylinder-Petroleum-Bootsmotor von Körting	217
2. Viertakt-Vierzylinder-Bootsmotor für Benzolspiritus von Daimler	218
3. Zweitakt-Achtzylinder-Petroleummotor von Körting	219
4. Rohrplan für den Hesselmannmotor unter N. 4	220
5. Rohrplan eines Viertakt-Dieselmotors	221
6. Zweitakt-Dieselmotor für ein Tankschiff der englischen Kriegsmarine	222
7. Zweitakt-Dieselmotor für ein holländisches U-Boot	223
P. Vergleich zwischen Dampfmaschine und Verbrennungsmotor (Tafel 96)	225
1. Bauliche Gesichtspunkte	225
2. Wirtschaftlicher Vergleich	227
3. Betriebsvergleich	229
Q. Flugmotoren (Tafel 97 bis 98)	231
1. Grundsätzliche Abweichungen von Boots- und Automobilmotoren	231
2. Bauliche Einzelheiten der Flugmotoren	231
3. Beispiele von Flugmotoren	240
R. Sauggasanlagen	242
1. Allgemeine Wirkungsweise	242
2. Praktischer Wert der Sauggasanlagen	243
S. Gasturbinen	244
1. Wirkungsweise	244
2. Versuchsergebnisse und Verwendungsmöglichkeit	246

Teil VIII. Kondensatoren, Frischwassererzeuger, Speisewasser- vorwärmer und Reiniger, Pumpen und Rohrleitung.

	Seite
A. Kondensatoren (Tafel 99)	247
1. Zweck der Kondensatoren	247
2. Wirkungsweise der Kondensatoren	247
3. Anordnung und Bauart der Kondensatoren	249
B. Frischwassererzeuger, Speisewasserreiniger und Vorwärmer (Tafel 100 bis 102)	251
1. Frischwassererzeuger	251
2. Speisewasserreiniger und Vorwärmer	254
C. Pumpen (Tafel 102 bis 109)	256
1. Allgemeines über Wirkungsweise und Antrieb	256
2. An Bord verwendete Pumpen	259
D. Rohrleitung (Tafel 110 bis 116)	268
1. Anordnung der wichtigsten Rohre	268
2. Bauart der Rohrleitung	273

Teil IX. Hilfsmaschinen.

A. Betriebskraft	278
1. Antrieb der Hilfsmaschinen auf Dampfschiffen	278
2. Antrieb der Hilfsmaschinen auf Motorschiffen	280
B. Hilfsmaschinen für den Hauptmaschinenbetrieb (Tafel 117 bis 120)	281
1. Umsteuerungsmaschinen	281
2. Lüftungsmaschinen für Kessel- und Maschinenräume	283
3. Maschine zum Drehen der Hauptmaschine	285
4. Schaufzüge und Schaufwerfer	285
C. Hilfsmaschinen für den Schiffsbetrieb (Tafel 121 bis 128)	286
1. Rudermaschinen	286
2. Hebe- und Senkmaschinen	290
3. Lüftungsmaschinen für Schiffsräume	292
4. Kühlanlagen	292

Teil I.

Hilfswissenschaften.

A. Mechanik.

1. **Arbeit** = Kraft · Weg, wird gemessen in mkg.

2. **Leistung oder Effekt** = Arbeit in der Zeiteinheit
= $\frac{\text{Kraft} \cdot \text{Weg}}{\text{Zeit}}$
= Kraft · Geschwindigkeit

wird gemessen in mkg/sec oder in Pferdestärken

1 PS = 75 mkg in 1 sec.

Zahl der PS = $\frac{\text{Zahl der mkg}}{\text{Zahl der sek.} \cdot 75}$

3. **Lebendige Kraft oder Bewegungsenergie** ist die in einer bewegten Masse aufgespeicherte Arbeit und wird gemessen in mkg.

Bewegt sich die Masse m mit der Geschwindigkeit c , so ist ihre Bewegungsenergie = $\frac{m}{2} \cdot c^2$.

Wird eine Masse m von c_1 auf c_2 beschleunigt, so ist die hierzu erforderliche Arbeit = der Zunahme der Bewegungsenergie = $\frac{m}{2} \cdot (c_2^2 - c_1^2)$.

Beweis: Kraft = Masse · Beschleunigung,

Arbeit = Kraft · Weg

= Masse · Beschleunigung · Weg

= $m \cdot \left(\frac{c_2 - c_1}{t} \right) \cdot (t \cdot c_{\text{mittel}})$

= $m (c_2 - c_1) \cdot \frac{c_1 + c_2}{2} = \frac{m}{2} \cdot (c_2^2 - c_1^2)$.

4. **Zentrifugalkraft** ist die radial gerichtete Trägheitskraft einer rotierenden Masse. Bezeichnet w die Winkelgeschwindigkeit und r den Radius, dann ist Zentrifugalkraft $= m \cdot w^2 \cdot r$.

$$\begin{aligned} \text{Winkelgeschwindigkeit } w &= \text{Umfangsgeschwindigkeit am Radius } l \\ &= \frac{u}{r} = \frac{2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot r}, \text{ worin } n = \frac{\text{Umdrehungen}}{\text{Minuten}} \\ &= \frac{2 \pi \cdot n}{60} = \frac{n}{9,55}, \text{ d. h. annähernd } \frac{n}{10}. \end{aligned}$$

Da $u = w \cdot r$ ist, kann man auch schreiben:

$$\text{Zentrifugalkraft} = m \cdot \frac{u^2}{r}.$$

5. **Reibung** ist der Widerstand gegen Gleiten, gemessen in der Richtung der Berührungsfläche.

Werden die gleitenden Körper mit der Kraft P aufeinander gepreßt, dann ist Reibung $= P \cdot \mu$, worin $\mu =$ Reibungskoeffizient.

Oder: μ ist Tangens des Winkels einer geneigten Ebene, bei welchem ein Körper noch gerade auf ihr liegen bleibt, ohne herabzugleiten.

μ hängt ab von der Glätte der Berührungsflächen, also von der Stärke der Schmierung und Art des Schmiermittels, ändert sich aber außerdem auch mit dem Flächendruck in dem Sinne, daß er im allgemeinen bei wachsendem Druck etwas zunimmt.

B. Wärme.

1. Grundbegriffe.

a) **Messung der Wärme.** Wärmemenge in Wärmeeinheiten (WE) oder Kalorien (Cal) ist bei Erwärmung von Wasser das Produkt aus Wassermenge in kg und Temperaturzunahme in Graden Celsius.

Genauer: 1 WE ist nötig, um 1 kg Wasser von $14,5^\circ$ auf $15,5^\circ$ zu erwärmen.

Wärmeintensität oder Temperatur mißt man nach Celsius oder Réaumur oder Fahrenheit.

	Celsius	Réaumur	Fahrenheit
Gleiche Temperatur	n°	$0,8 n^\circ$	$32 + 1,8 n^\circ$
Siedepunkt	100°	80°	212°
Gefrierpunkt	0°	0°	32°

b) **Spezifische Wärme** ist die Zahl von WE, die nötig ist, um 1 kg eines Stoffes um 1° zu erwärmen.

Spezifische Wärme nach Regnault.

1. Feste und flüssige Körper		2. Gase und Dämpfe	
		bei konstantem Druck Volumen	
Alkohol, absoluter	0,700	Luft	0,238 0,168
Antimon	0,051	Sauerstoff	0,218 0,155
Blei	0,031	Stickstoff	0,244 0,173
Glas	0,192	Wasserstoff	3,469 2,412
Guß Eisen	0,130	Kohlensäure bei 100°	0,215 0,171
Kupfer	0,095	Kohlenoxyd	0,245 0,174
Quecksilber	0,033	Wasserdampf gesättigt	0,475 0,334
Schmiedeeisen	0,114	Mäßig überhitzter Wasser-	
Schwefelsäure	0,335	dampf	0,481 0,369
Stahl	0,117		
Wasser	1,000		
Zinn	0,096		
Zinn	0,056		
Ziegelsteine	0,241		
	bis 0,189		
Holz	0,57		
	bis 0,65		

Bei Gasen ist spezifische Wärme bei konstantem Druck C_p größer als bei konstantem Volumen C_v , weil bei Volumenzunahme der äußere Druck der Umgebung überwunden werden muß, also $C_p > C_v$, wenn C = spezifische Wärme.

2. Wirkungen der Wärme.

a) Änderung des Volumens.

$$\text{Länge } L_2 = L_1 (1 + \alpha t),$$

$$\text{Fläche } F_2 = F_1 \cdot (1 + 2 \alpha t),$$

$$\text{Körper } V_2 = V_1 (1 + 3 \alpha \cdot t),$$

worin α = Längenausdehnungskoeffizient und t = Temperaturerhöhung.

α liegt bei Metallen etwa zwischen 0,00001 und 0,00002.

3α beträgt bei Temperaturen von 0° bis 100° für Wasser etwa $\frac{1}{2500}$, für Öl etwa $\frac{1}{1200}$, für Quecksilber etwa $\frac{1}{5500}$.

Wasser hat bei 4° Cels. seine größte Dichtigkeit und nimmt beim Erstarren um etwa 10% seines Volumens zu.

Berücksichtigung der Wärmeausdehnung bei Rohrstopfbuchsen, beim Festschrauben von Turbinengehäusen, beim Füllen von Kesseln oder Ölbehältern und dergleichen.

Vollkommene Gase werden durch Erwärmung verschieden ausgedehnt, je nachdem die Erwärmung erfolgt:

bei konstantem Druck (Gesetz von Gay-Lussac),
 bei konstanter Temperatur (Gesetz von Mariotte),
 bei gleichzeitiger Änderung von Druck und Temperatur (Gesetz von
 Mariotte-Gay-Lussac).

Die Gesetze lauten:

$$\text{Gay-Lussac: } V_t = V_0 \left(1 + \frac{1}{273} \cdot t \right) \text{ für Erwärmung von } 0^\circ \text{ auf } t^\circ$$

bei konstantem Druck und 760 mm Barometerstand.

$$\frac{1}{273} = \text{Volumenausdehnungskoeffizient.}$$

Für Abkühlung von 0° auf -273° wäre

$$V_{-273} = V_0 \left(1 - \frac{1}{273} \cdot 273 \right) = 0.$$

Die Temperatur dieses theoretischen, praktisch natürlich unmöglichen Grenzfalls (-273°) heißt absoluter Nullpunkt der Temperatur.

Absolute Temperatur $T = 273 + t$.

$$\text{Folgerung: } v_1 = v_0 \left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_1 \right)$$

$$v_2 = v_0 \left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_2 \right)$$

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{v_0 (273 + t_1)}{v_0 (273 + t_2)} = \frac{273 + t_1}{273 + t_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Im Druck-Volumen-Diagramm (pv-Diagramm) ist die Spannungslinie nach Gay-Lussac eine Parallele zur Abszissenachse.

Mariotte: $p_1 : p_2 : p_3 = v_3 : v_2 : v_1$

oder $p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2 = p_3 \cdot v_3 = \text{Const.}$, die von der Höhe der Temperatur abhängt.

Voraussetzung: Konstante Temperatur.

Im pv-Diagramm ist die Spannungslinie (Mariottesche Linie oder Isotherme) eine gleichseitige Hyperbel mit den Koordinatenachsen als Asymptoten. Die Ausdehnung nach Mariotte erfordert geringere Wärmezufuhr als die nach Gay-Lussac.

$$\text{Mariotte-Gay-Lussac: } \frac{p_2 \cdot v_2}{p_1 \cdot v_1} = \frac{1 + \frac{1}{273} \cdot t_2}{1 + \frac{1}{273} \cdot t_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

$$\text{oder } \frac{p_2 \cdot v_2}{T_2} = \frac{p_1 \cdot v_1}{T_1}$$

$$\text{oder } \frac{p \cdot v}{T} = \text{Const.} = R \text{ und } p \cdot v = R \cdot T.$$

Dieses ist die Zustandsgleichung der idealen Gase.

R, die Konstante des Gesetzes, ist für Luft = 29,27.

$$\text{P o i s s o n: } v_1 : v_2 = \sqrt[1,41]{p_2} : \sqrt[1,41]{p_1}$$

$$\text{oder } \frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{1,41}} \text{ oder } p \cdot v^{1,41} = \text{Const.,}$$

gültig für ideale Gase.

Dieses ist die Gleichung der adiabatischen Expansions- oder Kompressions-Linie. Voraussetzung: wärmedichtes Gefäß, d. h. weder Wärmezufuhr noch -abfuhr.

Im p - v -Diagramm ist die Spannungslinie (Adiabate) steiler abfallend als die Isotherme. Temperatur sinkt bei adiabatischer Expansion, steigt bei adiabatischer Kompression, während isothermische Expansion nur bei entsprechender Wärmezufuhr, isothermische Kompression nur bei entsprechender Wärmeableitung möglich ist.

Allgemeine Schlußfolgerung: Expansionsarbeit eines vollkommenen Gases ist um so größer, je mehr Wärme während der Expansion zugeführt wird (Dampfmantel), und Kompressionsarbeit ist um so kleiner, je mehr Wärme abgeführt wird.

Graphische Darstellung der Gesetze und Zeichnung der Expansionskurven siehe Tafel I.

b) Änderung des Aggregatzustandes.

Schmelz- oder Gefrierpunkte verschiedener Stoffe.

Stoff	Grad Cels.	Stoff	Grad Cels.
Eisen und Stahl	1600—1100	Kautschuk	125
Glas	900—1300	Schwefel	110
Kupfer	1100	Paraffin	50
Messing und Bronze	1000—900	Wasser	0
Aluminium	600	Terpentinöl	— 10
Zinn	400	Gesättigte Kochsalzlösung	— 18
Blei	330	Quecksilber	— 40
Zinn	230	Alkohol	—100

Siedepunkt verschiedener Flüssigkeiten bei 760 mm Barometerstand.

Flüssigkeit	Grad Cels.	Flüssigkeit	Grad Cels.
Quecksilber	357	Gesättigte Kochsalzlösung	108
Fette Öle	300—325	Wasser	100
Terpentinöl	160	absoluter Alkohol	78
Petroleum	150	Kohlenäure	—78

Beim Schmelzen wird die Schmelzwärme, beim Verdampfen die Verdampfungswärme verbraucht.

Beim Erstarren wird die Schmelzwärme, beim Kondensieren die Verdampfungswärme frei.

3. Gleichwertigkeit von Wärme und Arbeit.

Hauptgesetz der mechanischen Wärmetheorie:

Wärme und Arbeit sind äquivalent, denn Wärme ist schwingende Bewegung der Moleküle. Das Arbeitsäquivalent einer Wärmeinheit liegt nach Versuchen verschiedener Physiker zwischen 424 und 428 mkg und wird nach den neuesten Forschungen zu 427 mkg angenommen.

C. Wasserdampf.

1. Gesättigter und überhitzter Dampf.

a) **Gesättigter Dampf** befindet sich an der Grenze der Kondensation, hat also die niedrigste Temperatur und größte Dichtigkeit, die bei der jeweiligen Spannung möglich ist. Einem bestimmten Druck entspricht also stets auch eine bestimmte Temperatur und umgekehrt.

Die Isotherme gesättigten Dampfes ist im Gegensatz zu Gasen eine Linie konstanten Druckes und kommt wegen der erforderlichen sehr großen Wärmezufuhr (bei der gesättigter Dampf in überhitzten übergehen würde) weder bei Kolbenmaschinen noch bei Turbinen auch nur angenähert vor.

Im $p-v$ -Diagramm des Dampfes könnte während der Expansion die Isotherme der Gase nur dadurch erreicht werden, daß durch starke Mantelheizung mitgerissenes Wasser verdampft wird, d. h. es findet in Wirklichkeit keine isothermische Expansion, sondern eine Vermehrung von Dampf statt.

Aus diesem Grunde ist in der Folge der falsche Ausdruck „isothermische Expansion des Dampfes“ vermieden und dafür „Hyperbel-Expansion“ gesagt. Vgl. B. 2.

Entsteht bei gesättigtem Dampf eine Temperaturabnahme nicht durch Expansion, sondern durch Abkühlung in einem Raum von konstanter Größe, so schlägt sich so viel Dampf zu Wasser nieder, daß der Rest die der niedrigeren Temperatur entsprechende Spannung annimmt.

Der bekannte Spannungsverlust zwischen Kessel und Maschine entsteht aber nur zum geringeren Teil durch Kondensation infolge von Abkühlung (Strahlung), zum weitaus größeren Teil durch den Strömungswiderstand. Dies zeigt sich auch dadurch, daß bei Überhitzeranlagen trotz der geringeren Kondensation der Spannungsabfall in der Regel größer ist als bei Kesselanlagen ohne Überhitzer.

Gesättigter Dampf findet sich praktisch nur in Berührung mit Wasser und enthält stets mitgerissenes Wasser. Jeder Dampf, der in direkter Berührung mit Wasser steht, ist gesättigt. Folglich enthalten alle Schiffskessel gesättigten Dampf, dem stets etwas Wasser beigemischt ist (nasser oder

feuchter Dampf). Trockener, gesättigter Dampf sowie überhitzter Dampf läßt sich nur durch Überhitzer erzielen.

Einen Überblick über gesättigten Wasserdampf von 0,1 bis 20 kg pro Quadratcentimeter absoluten Druck gibt die Dampftabelle. Für die Spalten 12 bis 15 ist Expansion nach dem Hyperbelgesetz angenommen.

b) überhitzter Dampf entsteht durch Erwärmung von gesättigtem Dampf über die Sättigungstemperatur hinaus, also ohne Vorhandensein von Wasser. 1 kg überhitzter Dampf enthält daher mehr Wärme als 1 kg gesättigter Dampf. Demnach kann überhitztem Dampf eine gewisse Wärmemenge (Überhitzungswärme) durch Abkühlung, z. B. bei konstantem Druck, etwa in einer Dampfleitung entzogen werden, ohne daß Kondensation eintritt.

Auch bei Expansion, z. B. ohne Wärmezu- und -abfuhr (Adiabate) bleibt überhitzter Dampf bis zu einem gewissen Druck herab überhitzt, so daß zunächst keine Kondensation eintritt. Umgekehrt kann genügend hohe Kompression feuchten Dampf in überhitzten überführen, vorausgesetzt, daß dabei wenig oder gar keine Wärme abgeführt wird. Vgl. adiabatische Kompression im Wärmediagramm im Teil Dampfturbinen.

Überhitzter Dampf verhält sich angenähert wie ein ideales Gas, ist also ein sehr schlechter Wärmeleiter und gibt seine Wärme an die umgebenden Wandungen viel weniger als Satttdampf ab. Hauptsächlich hierauf beruht die Verringerung der Kondensationsverluste.

Auch aus theoretischen Gründen, nämlich wegen der hohen Eintrittstemperatur, ist überhitzter Dampf dem Satttdampf überlegen, was im T-S-Diagramm unter Dampfturbinen leicht nachweisbar ist.

Durch das größere spezifische Volumen des überhitzten Dampfes wird der Dampfverbrauch kleiner, im Verlauf der weiteren Expansion allerdings auch die Leistung.

Die auf neueren Handelsschiffen durch Überhitzung erzielten Kohlenersparnisse gehen bis zu etwa 15 %.

Die praktischen Betriebschwierigkeiten der Heißdampfmaschinen (Schmierung usw.) sind bei Turbinen geringer als bei Kolbenmaschinen (vgl. Dampfturbinen).

Infolge seiner schlechten Wärmeleitung kann überhitzter Dampf auf beträchtliche Entfernungen Wassertropfen mitreißen, Entwässerungen sind daher nicht entbehrlich.

2. Verdampfung und Kondensation.

Die für beide Vorgänge erforderliche Temperatur hängt von der Spannung ab und ist aus Spalte 3 der Dampftabelle ersichtlich. Folglich entsteht ein Verdampfen auch durch plötzliche Druckentlastung (Kesselerplosion). In der Wasseroberfläche eines Kessels ist Wassertemperatur stets = Dampftemperatur.

Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe, gültig für 1 kg Dampf.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
Absolute Dampfspannung p in kg auf 1 qcm fläche	Dampf- spannung p in mm Quecksilberflöhe	Temperatur in Grad Cels. t	flüssige Wärme q	Zunere latente Wärme q	äußere latente Wärme A · p · u (p pro qm)	Dampf-wärme J = q + q	Verbrennungs-wärme r = q + Apu	Gesamt-wärme λ = q + Apu	1 kg Dampf nimmt ein cbm v = u + 0,001	1 cbm Dampf wiegt kg γ = 1/v	Arbeit pro Wärmeinheit		P ₂ = 0,1 q = 0	P ₂ = 0,1 q = 0	P ₂ = 1 q = 0
											kg Dampf	q = Gegendruck			
0,1	73,6	45,58	45,65	539,63	95,12	585,28	574,75	620,40	15,032	0,066	15,032	-19,580	24,213	-31,56	
0,2	147,1	59,76	59,89	528,35	96,49	588,24	564,84	624,73	7,8094	0,128	26,444	-9,519	42,33	-15,236	
0,3	220,7	68,74	68,93	521,17	97,36	590,10	558,53	627,46	5,3306	0,188	33,559	-3,262	53,413	-5,358	
0,4	294,2	75,47	75,71	515,81	98,00	591,62	553,81	629,52	4,0669	0,246	38,819	1,362	61,664	+2,163	
0,5	367,8	80,90	81,19	511,48	98,51	592,67	549,99	631,18	3,2974	0,303	43,021	5,059	68,159	8,015	
0,6	441,3	85,48	85,82	507,83	98,98	593,65	546,76	632,58	2,7779	0,360	46,532	8,153	73,559	12,888	
0,7	514,9	89,47	89,84	504,66	99,38	594,50	543,94	633,78	2,4030	0,416	49,553	10,821	78,186	17,073	
0,8	588,4	93,00	93,43	501,85	99,59	595,28	541,44	634,87	2,1192	0,472	52,213	13,172	82,272	20,747	
0,9	662,0	96,19	96,64	499,34	99,86	595,98	539,20	635,84	1,8966	0,528	54,574	15,271	85,829	24,017	
1,0	735,5	99,09	99,58	497,05	40,10	596,63	537,15	636,72	1,7112	0,588	56,514	17,112	88,758	26,875	
2,0	1471,0	119,57	120,37	480,78	41,82	601,15	522,60	642,97	0,8877	1,126	70,940	30,059	110,331	46,750	
3,0	2206,5	132,80	133,85	470,30	42,85	604,15	513,15	647,00	0,6066	1,648	80,093	38,190	123,79	59,026	
4,0	2942,0	142,82	144,10	462,38	43,58	606,48	505,96	650,06	0,4630	2,160	86,469	43,856	133,016	67,618	
5,0	3677,5	150,99	152,48	455,92	44,15	608,40	500,07	652,55	0,3754	2,664	92,198	48,978	141,268	75,056	
6,0	4413,1	157,94	159,62	450,42	44,62	610,04	495,05	654,67	0,3164	3,161	96,710	52,999	147,723	80,955	
7,0	5148,6	164,03	165,89	445,61	45,02	611,50	490,64	656,53	0,2737	3,654	100,556	56,441	153,16	85,994	
8,0	5884,1	169,46	171,49	441,32	45,37	612,81	486,69	658,18	0,2415	4,141	103,980	59,494	157,98	90,390	
9,0	6619,6	174,38	176,58	437,43	45,67	614,01	483,11	659,69	0,2162	4,625	107,015	62,211	162,22	94,305	
10,0	7355,1	178,89	181,24	433,87	45,95	615,11	479,82	661,06	0,1958	5,107	109,750	64,665	166,02	97,820	
11,0	8090,6	183,05	185,56	430,58	46,19	616,14	476,77	662,33	0,1791	5,583	112,905	66,942	169,56	101,07	
12,0	8826,1	186,93	189,59	427,51	46,41	617,10	473,91	663,51	0,1650	6,061	114,592	69,001	172,70	103,99	
13,0	9561,6	190,57	193,38	424,63	46,62	618,01	471,25	664,62	0,1531	6,532	116,781	70,952	175,71	106,75	
14,0	10297,0	194,00	196,94	421,92	46,81	618,86	468,73	665,67	0,1428	7,003	118,784	72,753	178,44	109,29	
15,0	11032,0	197,24	200,32	419,35	46,99	619,67	466,93	666,66	0,1338	7,474	120,632	74,422	180,94	111,16	
16,0	11768,0	200,31	203,54	416,91	47,02	620,45	465,33	667,47	0,1259	7,924	122,379	75,995	183,31	113,83	
17,0	12504,0	203,24	206,60	414,59	47,09	621,19	461,68	668,28	0,1188	8,176	123,918	77,415	185,37	115,80	
18,0	13239,0	206,05	209,52	412,39	47,24	621,91	459,63	669,15	0,1128	8,627	125,742	78,990	187,75	118,01	
19,0	13975,0	208,75	212,32	410,28	47,37	622,60	457,65	669,97	0,1072	9,076	126,838	80,335	189,26	119,87	
20,0	14710,0	211,34	215,06	408,23	47,46	623,29	455,69	670,75	0,1021	9,527	128,611	81,592	191,68	121,60	

Die zur Verdampfung von 1 kg Wasser von 0° Cels. erforderliche Gesamtwärme λ zerfällt bei gesättigtem Dampf in:

1. Flüssigkeitswärme q (Erwärmung des Wassers auf Dampftemperatur);
2. innere latente oder innere Verdampfungswärme q (Änderung des Aggregatzustandes);
3. äußere latente oder äußere Verdampfungswärme $A \cdot p \cdot u$ (Überwindung des äußeren Druckes).

$$\lambda = q + q + A \cdot p \cdot u.$$

Angenäherte Formel von Regnault: $\lambda = 606,5 + 0,305 t$, worin $t =$ Temperatur des entstehendes Dampfes.

Für Atmosphärendruck ergibt sich λ zu 637 WE.

1 physikalische Atmosphäre = 1,0334 kg pro qcm = 760 mm Quecksilbersäule.

1 technische oder metrische Atmosphäre = 1 kg pro qcm = 735 mm Quecksilbersäule.

q steigt etwas schneller als t , weil die spezifische Wärme des Wassers bei steigender Temperatur etwas wächst.

q nimmt mit steigendem Druck ab, weil bei höherem Druck die Moleküle weniger weit auseinander gerissen werden.

In dem Wert $A \cdot p \cdot u$ ist A der Umrechnungskoeffizient von mkg in WE, also $= \frac{1}{427}$, p ist absoluter Druck in kg pro qm (nicht qcm), u der

Volumenunterschied zwischen 1 kg Wasser und 1 kg Dampf in cbm. Der Wert $p \cdot u$ entspricht also der Verdrängungsarbeit in mkg und erscheint im HD.-Zylinder wieder als Füllungsarbeit.

Von den drei Summanden, die λ ausmachen, ist q bei weitem der größte. Dieser geht mit dem Kondensatorföhlwasser verloren, daher die geringe Ausnutzung der dem Kesselwasser zugeführten Wärme.

Wegen des großen Anteils von q an der Gesamtwärme λ nimmt letztere mit wachsendem Druck nur langsam zu, und zwar um so langsamer, je höher der Druck. Es ist also sehr wenig Heizmaterial aufzuwenden, um Dampf von niedriger Spannung auf höhere zu bringen.

Bei überhitztem Dampf kommt noch die nicht unerhebliche „Überhitzungswärme“ hinzu. Diese wird am einfachsten den Wärmediagrammen (s. Teil Dampfturbinen) entnommen. Sie steigt mit der Überhitzungstemperatur.

3. Arbeit des Wasserdampfes.

a) **Arbeitsweisen.** Bei Kolbenmaschinen wirkt der Druck des verhältnismäßig langsam vordringenden Dampfes, bei Turbinen die Bewegungsenergie des schnell strömenden Dampfes.

Kolbenmaschinen heißen Expansions- oder Volldruckmaschinen, je nachdem die Expansionsfähigkeit des Dampfes ausgenutzt wird oder nicht.

b) Wirtschaftlicher Vorteil hoher Dampfspannung beruht auf der größeren Expansionsarbeit und auf der Tatsache, daß verhältnismäßig wenig Wärme nötig ist, um niedrig gespannten Dampf auf hohe Spannung zu bringen.

Bei gleicher Drucksteigerung ist Arbeitsgewinn um so kleiner, je höher der Druck. Über 18 kg hinaus wird er so klein, daß er die vermehrten praktischen Schwierigkeiten in Bau und Betrieb nicht mehr aufwiegt.

Andererseits findet die Ausnutzung der Expansion bei Kolbenmaschinen ihre praktische Grenze in der Größe des ND-Zylinders (Endvolumen des Dampfes), und zwar in der Zunahme von Gewicht, Reibung und Abkühlung.

Bei Kolbenmaschinen ist im theoretischen p - v -Diagramm mit Hyperbel-expansion die Grenze etwa 1 kg pro qem absoluter Druck, während die Konstruktionsverhältnisse der Dampfturbinen eine Expansion bis etwa 0,1 kg und darunter zulassen.

Zeichnerische Darstellung des Vorteils hoher Dampfspannung siehe Tafel 1.

In der Dampftabelle passen die Spalten 13 und 15 ungefähr für Kolbenmaschinen, 12 und 14 für Turbinen, jedoch ist für diese Spalten Expansion nach dem Hyperbelgesetz $p \cdot v = \text{Const}$ zugrunde gelegt, während richtiger adiabatische zugrunde zu legen ist.

Teil II.

Leistung und Wirkungsgrad der Kessel, Maschinen und Schrauben.

A. Wärmewirkungsgrad.

1. Heizwert des Brennstoffs und Wirkungsgrad der Kessel.

a) **Heizwert des Brennstoffs** beträgt bei vollständiger Verbrennung etwa 7000 bis 8000 WE für 1 kg Steinkohle, etwa 8500 bis 9000 WE für 1 kg Heizöl (Steinkohlenteeröl) und etwa 10 000 WE für russisches Majut und ähnliche Erdöle. Der Teil dieser Wärme, der an das Kesselwasser übergeht, läßt sich aus der gemessenen Speisewassermenge und aus den Temperaturen des Speisewassers und Kesseldampfes berechnen.

b) **Kesselwirkungsgrad η_1** ist das Verhältnis:

$$\frac{\text{Wärme, die pro kg Brennstoff an das Kessellager übergeht}}{\text{Heizwert des Brennstoffes.}}$$

η_1 hängt ab

1. von der Güte des Verbrennungsprozesses (vollständige Verbrennung bei geringster Luftzufuhr);
2. von der Reinheit und genügenden Größe der Heizflächen (Gewichts- und Raumfrage);
3. von der Heizgasführung (genügende Wirbelung und Geschwindigkeit der Gase).

Bei mäßigem Betriebe beträgt η_1 auf Kriegss- und Handelsschiffen etwa 0,7, bei forciertem Betriebe sinkt er auf Kriegsschiffen (auf Handelsschiffen kommen derartige Forcierungen nicht vor) bis unter 0,65 und auf Torpedobooten bis unter 0,6.

Bei Kriegsschiffen nimmt man den schlechten Wirkungsgrad bei Forcierungen mit in Kauf, um nicht bei den langsamen Fahrten unnötig viel Kesselgewicht mitzuschleppen.

Bei Kriegsschiff-Wasserrohrkesseln mit Kohlenfeuerung werden die Kohlen am besten ausgenutzt, wenn pro qm Roßt und Stunde 80 bis 120 kg verbrannt werden.

Ölkessel ergeben einen wesentlich höheren Wirkungsgrad als Kohlekessel, nämlich bei geringer Belastung 0,75 bis 0,8, bei Forcierung etwa 0,7.

Landkessel, die beliebig groß und schwer gebaut werden können, haben bei Kohlenfeuerung etwa 0,8 Wirkungsgrad und bei Speisewasservorwärmung durch die Rauchgase sogar 0,85.

c) Art der Wärmeverluste. Sie bestehen zum weitaus größten Teil in unvollkommener Wärmeabgabe, zum kleineren Teil in unvollkommener Verbrennung und in Wärmestrahlung des Kessels nach außen.

Der Verbrennungsprozeß ist ein vollkommener, wenn in den Schornsteingasen außer überschüssigem Sauerstoff, Stickstoff und Wasserdampf nur Kohlenäure (CO_2) aber nicht Kohlenoxyd (CO) enthalten ist, was aber praktisch nie vollkommen erreicht wird. Er ist bei genügender Luftzufuhr um so vollkommener, je inniger die Mischung der Luft mit dem Brennstoff ist. Die Güte der Verbrennung hängt somit ab von der sachgemäßen Bearbeitung der Feuerung auf dem Rost und von der richtigen Regulierung der Luftzufuhr, bei Ölfeuerung von der günstigen Zerstäubung und Luftzufuhr. Wegen der Unmöglichkeit einer absolut gleichmäßigen Mischung von Brennstoff und Luft muß man praktisch etwa doppelt so viel Luft zuführen, wie theoretisch zur vollkommenen Verbrennung nötig ist, d. h. auf 1 kg Kohle nicht 9, sondern 18 cbm Luft. Zu viel Luft bewirkt Abkühlung des Kessels und Verringerung der Wärmeausnutzung.

Der sichtbare Rauch (hauptsächlich aus Teerdämpfen bestehend) ist zwar ein Zeichen unvollständiger Verbrennung, sein Brennstoffgehalt schwankt aber im allgemeinen nur zwischen 1 und 2% des verbrauchten Brennstoffmaterials.

1 kg C liefert bei Verbrennung zu CO_2 etwa 8080 WE, bei Verbrennung zu CO nur etwa 2470 WE.

Zur Beurteilung der Güte der Wärmeabgabe dienen Temperaturmessungen im Schornstein (Pyrometer), zur Beurteilung der Güte der Verbrennung Rauchgasanalysen.

2. Theoretische Leistung des Dampfes.

a) Definition: theoretische Leistung des Dampfes ($PS_{\text{theor.}}$) hat zur Voraussetzung: kein schädlicher Raum, kein Dampfverlust durch Undichtigkeiten oder Kondensation, absolutes Vakuum auf der Gegendruckseite des Kolbens oder im Austrittsstutzen der Turbine und adiabatische Expansion. Bei Kolbenmaschinen legt man allerdings gewöhnlich nicht adiabatische, sondern Hyperbel-Expansion zugrunde, teils der einfacheren Aufzeichnung halber, teils weil bei geheizten Zylindern die wirkliche Expansionskurve der Hyperbel sehr nahe kommt (Nachdampfen).

Den Begriff „Theoretische Leistung“ gebraucht man teils zur Konstruktion, teils zur Beurteilung der Güte einer vorhandenen Maschine.

b) Theoretisches Dampfdruckdiagramm hat als

Anfangsordinate	absoluten Kesseldruck,
Endordinate	absolute Spannung des Abdampfes,
Anfangsabszisse	Eintrittsvolumen des Dampfes,
Endabszisse	Austrittsvolumen des Dampfes.

Endordinate ergibt sich von selbst aus den drei anderen Werten und dem Expansionsgesetz.

Bei mehrstufiger Kolbenmaschine ist:

Eintrittsvolumen = Füllungsvolumen HD-Zylinder + schädlicher Raum HD.

Austrittsvolumen = ganzes Volumen ND-Zylinder + schädlicher Raum ND.

Die Schädlichkeit dieses Raumes, den zum größten Teil die mit dem Zylinder kommunizierenden Dampfkanäle ausmachen, äußert sich in größerem Dampfvolumentverbrauch und größerer Eintritts-Kondensation und wird durch die Kompression zum Teil wieder aufgehoben. Je kleiner die Maschine und je schneller die Gangart, desto größer sind prozentual die schädlichen Räume.

Durch Eintragung der Zwischenkammerdrucke wird das theoretische Dampfdruckdiagramm einer mehrstufigen Kolbenmaschine in die einzelnen Expansionsstufen geteilt.

Das Diagramm zeigt, daß durch Füllungsverringern im MD- oder ND-Zylinder die Leistung dieser Zylinder nicht kleiner, sondern größer wird.

Der Flächeninhalt des theoretischen Diagramms bedeutet bei Kolbenmaschinen die theoretische Arbeit einer halben Umdrehung.

c) Berechnung der theoretischen Arbeit eines Kolbenhubes erfolgt unter Voraussetzung von Hyperbel-Expansion nach der Gleichung:

$$\text{Arbeit} = 10\,000 \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot (1 + \ln \frac{v_2}{v_1}) = p_m \cdot 10\,000 \cdot v_2,$$

worin p_1 = absoluter Kesseldruck in kg pro qcm,

v_1 = Anfangsvolumen in cbm,

v_2 = Endvolumen in cbm,

p_m = mittlerer Druck in kg pro qcm.

Der Faktor 10 000 ist dadurch begründet, daß p in kg pro qcm, v aber in cbm ausgedrückt ist.

Bezeichnet man den Füllungsgrad $\frac{v_1}{v_2}$ mit f , also $\frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{f}$, so folgt aus obiger Gleichung:

$$p_m = p_1 \cdot f \cdot (1 + \ln \frac{1}{f}).$$

Tabelle für den Wert $f \cdot (1 + \ln \frac{1}{f})$

f	$f \cdot (1 + \ln \frac{1}{f})$	f	$f \cdot (1 + \ln \frac{1}{f})$	f	$f \cdot (1 + \ln \frac{1}{f})$	f	$f \cdot (1 + \ln \frac{1}{f})$
0,01	0,056	0,13	0,395	0,24	0,583	0,35	0,717
0,02	0,098	0,14	0,415	0,25	0,597	0,375	0,743
0,03	0,135	0,15	0,435	0,26	0,610	0,40	0,767
0,04	0,169	0,16	0,453	0,27	0,624	0,45	0,810
0,05	0,200	0,17	0,471	0,28	0,636	0,50	0,847
0,06	0,229	0,18	0,489	0,29	0,649	0,55	0,879
0,07	0,257	0,19	0,506	0,30	0,661	0,60	0,906
0,08	0,282	0,20	0,522	0,31	0,673	0,65	0,930
0,09	0,307	0,21	0,538	0,32	0,685	0,70	0,949
0,10	0,330	0,22	0,555	0,33	0,696	0,75	0,965
0,11	0,353	0,23	0,569	0,34	0,707	0,80	0,978
0,12	0,374						

Da auch bei mehrstufiger Expansions-Kolbenmaschine die Arbeit einer halben Umdrehung durch das theoretische Dampfdruckdiagramm dargestellt wird, so ist vorstehende Berechnung ohne weiteres auf die mehrstufige Expansionsmaschine übertragbar. Der Unterscheidung halber schreibt man jedoch

f_g (Gesamtfüllungsgrad) anstatt f und
 p_{mr} (auf ND-Zylinder reduziert) anstatt p_m .

Für Dampfturbinen ist vorstehende Berechnung nicht brauchbar, weil man hier adiabatische Expansion der Dampfarbeit zugrunde legt.

d) **Verhältnis der theoretischen Dampfarbeit zur nutzbaren Kesselwärme η_2 .** Bei modernen Schiffsmaschinen beträgt die theoretische Arbeit des Dampfes kaum $\frac{1}{3}$ der an das Kesselwasser übergehenden Wärme, da etwa $\frac{2}{3}$ mit dem Kondensatorfühlwasser verloren gehen (vgl. Dampftabelle). Turbinen sind hierin etwas günstiger als Kolbenmaschinen, weil sie die Expansion viel weiter ausnutzen.

3. Indizierte vom Dampf an die Kolben abgegebene Leistung der Kolbenmaschinen.

a) **Indikatordiagramm** ist die durch Messung mit dem Indikator gewonnene geschlossene Spannungskurve des Dampfes auf einer Kolbenseite während eines Kolbenhin- und -rückganges, läßt also die durch Kondensation und Undichtigkeiten entstehenden Druckverluste sowie die Einflüsse der Dampfverteilungssteuerung erkennen. Mittels Dreivegebahn in der Indikatorrohrleitung gewinnt man ein Diagramm von beiden Kolbenseiten. Die den Kolben treibende Kraft, d. h. die Differenz der Dampfdrucke auf beiden Kolbenseiten, findet man durch Zusammenlegen der Druckkurve einer Kolbenseite mit der Gegendruckkurve der anderen Kolbenseite.

Perioden des Indikatordiagramms.

Kolbenhingang	{ Eintritt, Expansion, Voraustritt.		Kolbenrückgang	{ Austritt, Kompression, Voreintritt.
---------------	---	--	----------------	---

Atmosphärische Linie geht bei normaler Gangart einer dreistufigen Expansionsmaschine durch das ND-Diagramm.

Kompression bewirkt einerseits Dampfersparnis, andererseits sanfteren Hubwechsel und muß grundsätzlich um so früher einsetzen, je höher die Umdrehungszahl. Die bremsende Wirkung der Kompression wird durch den Voreintritt unterstützt.

b) Berechnung der indizierten Leistung.

$$\text{Zahl der PSi} = \frac{\text{Kraft in kg} \cdot \text{Geschwindigkeit in m pro sec.}}{75}$$

$$\text{Kraft} = p_{mi} \cdot F \text{ kg, worin } \begin{cases} p_{mi} = \text{mittlerer indizierter Druck} \\ \text{in kg pro qcm,} \\ F = \text{effektive Druckfläche in qcm,} \end{cases}$$

p_{mi} ist die auf die Stärke der Indikatorfeder reduzierte (Federmaßstab) mittlere Höhe des Diagramms,

F ist die Kolbenfläche, abzüglich Stangenquerschnitt.

$$\text{Mittlere Kolbengeschwindigkeit} = \frac{2H \cdot n}{60}, \text{ worin } \begin{cases} H = \text{Kolbenhub in m,} \\ n = \text{Umdrehungszahl} \\ \text{pro min.} \end{cases}$$

Die mittlere Höhe des Diagramms findet man entweder durch Teilung des Diagramms in viele Vertikalstreifen und Berechnung der mittleren Länge dieser Streifen oder einfacher durch Planimeter.

Da die Indikatordiagramme beider Kolbenseiten niemals genau gleich sind, muß man bei der Pferdestärkenberechnung beide Diagramme berücksichtigen, indem man aus den mittleren Höhen beider Diagramme das arithmetische Mittel bildet.

Bei drei- bis sechsstündigen forcierten Fahrten der Kriegsschiffe nimmt man viertelstündlich, bei längeren Kohlenmeßfahrten halbstündlich einen Saß Diagramme.

c) Beurteilung der Dampfverteilung nach dem Indikatordiagramm.

Fehlerhafte Dampfverteilung kann entstehen durch: Undichte Kolben oder Schieber, undichte Dampfmäntel, zu enge Kanäle und fehlerhafte Zusammenfügung der inneren und äußeren Steuerung, z. B. falsche Schieberstangenzlänge oder lose Befestigung des Schiebers auf der Stange oder falschen Voreilungswinkel.

Zuweilen machen sich solche Fehler durch unnormale Geräusche oder schlechtes Manövrieren bemerkbar, vielfach aber kann man sie nur mittels

des Indikator-diagramms entdecken, namentlich wenn man zum Vergleich fehlerfreie Diagramme von der neuen Maschine hat.

Da solche Fehler in der Dampfverteilung häufig einen größeren Kohlenverbrauch bedingen, so ist ihre Auffindung und Beseitigung wichtig.

Indikatorbeobachtungen sind möglich nicht nur für die Dampfzylinder der Haupt- und Hilfsmaschinen, sondern für alle Überdruck oder Vakuum enthaltenden Räume, in denen der Druck regelmäßig wechselt (z. B. Receiver, Überströmröhre, Pumpen).

d) Indikator und Dauer-Leistungszähler (Tafel 2).

Erzeugung der Ordinaten durch bronzenen Indikatorzylinder mit sauber eingeschliffenem, federbelastetem Kolben, durch Geradföhrung und Schreibstift.

Erzeugung der Abszissen durch eine oszillierende Trommel, deren Achse dem Indikatorzylinder parallel ist und um die das Indikatorpapier gelegt ist.

Bewegung des Indikatorkolbens durch den Dampfdruck, der Papier-trommel durch einen genau im Takte des Maschinenkolbens hin- und hergehenden Maschinenteil mittels der Indikatorscheur. Zuröckdrehen der Trommel und dauerndes Spannen der Indikatorscheur durch innere Feder. Die Stärke der den Kolben belastenden, auswechselbaren Feder muß der Höhe des zu messenden Druckes angemessen sein. Aufzeichnen der atmosphärischen Linie durch Andrücken des Schreibstiftes bei auf Atmosphäre gestelltem Dreivegehahn.

Bei Dieselmotoren erhalten die Indikatoren Einsatzzylinder und kleinere Kolben entsprechend dem höheren Druck (siehe zweites Bild auf Tafel 2).

Indikatoren mit außen liegender Feder, wie bei der zweiten Abbildung auf Tafel 2, sind im allgemeinen vorzuziehen, weil sie etwaige Fehler durch zu hohe Erwärmung der Indikatorfeder vermeiden.

Das dritte Bild zeigt das Prinzip eines Dauerleistungszählers, wie er von Professor Dr. ing. Gümbel konstruiert und von der Indikatorbauanstalt Lehmann & Michels in Hamburg praktisch ausgebildet ist.

Dieser Zähler, entweder als besonderes Instrument für sich oder mit einem gewöhnlichen Indikator kombiniert, wirkt gleichzeitig als Planimeter und ermöglicht so ein direktes Ablesen der Arbeit bzw. Leistung der Kolbenmaschine.

Durch Zeichnen auf einer fortlaufenden Papierrolle kann bei wechselnder Belastung ein Dauerdiagramm gewonnen werden.

Prinzip der Wirkung: In einem gewöhnlichen Indikatorzylinder bewegt sich ein federbelasteter Kolben. Auf der auf und nieder spielenden Kolbenstange sitzt drehbar, aber nicht verschiebbar, das Plani-

meterrad, das unter Vermeidung jedes einseitigen Druckes von zwei durch Federn angepreßten Scheiben gedreht wird. Diese Drehung wird durch Schnur von einem hin- und hergehenden Maschinenteil erzeugt (siehe Grundriß).

Das Planimeterrad dreht sich um so mehr, je weiter es sich von der Achse der beiden Scheiben entfernt.

Die Drehung des Planimeterrades wird durch den Dampfdruck und durch den Kolbenweg der Kraftmaschine bedingt und ist dadurch ein Maß für die Leistung. Die Drehung wird durch Stirn- und Schneckenrad auf den Zeiger übertragen (siehe Grundriß). Der Zeiger läuft dauernd in dem gleichen Sinne um, wenn das Planimeterrad beim Arbeitshub über, beim Kolbenrückgang unter Mitte der Reibscheiben liegt.

e) **Verhältnis der indizierten Dampfleistung zur theoretischen** = η_3 . Bei günstigen Betriebsverhältnissen liegt dieser Wert

bei Einfach-Expansionsmaschinen	zwischen	0,65	und	0,73,
= Zweifach=	=	=	=	0,55 = 0,63,
= Dreifach=	=	=	=	0,52 = 0,60,
= Vierfach=	=	=	=	0,51 = 0,53,

wobei die höheren Werte für größere, die niedrigeren für kleinere Maschinen gelten.

Für vorhandene Maschinen stellt man dieses Verhältnis fest durch Zusammenlegen der in gleichem Maßstab gezeichneten theoretischen und indizierten Diagramme derart, daß die atmosphärischen Linien in vertikaler und die Kolbenhübe in horizontaler Richtung zusammenfallen. Durch den Flächenüberschuß der theoretischen Diagramme über die indizierten sind die Verluste nicht nur der Größe, sondern auch der Art nach gekennzeichnet. Sie bestehen zum größten Teil in Abkühlung und Kondensation und in mangelhaftem Druckausgleich zwischen Maschine und Kondensator, zum weitaus kleinsten Teil in Dampfverlusten durch Undichtigkeiten.

Bei mehrstufigen Expansionsmaschinen müssen vor dem Zusammenlegen die Indikator diagramme in bezug auf Federstärke (Ordinate) und auf Zylindergröße (Abszisse) auf den Maßstab des theoretischen Diagramms gebracht werden (Tafel 3).

4. Indizierte Leistung der Dampfturbinen

ist die Leistung, die der Dampf durch seine Geschwindigkeitsänderung an die Lauffchaufeln der Turbine abgibt. Ihre Abweichung von der theoretisch verfügbaren Dampfleistung besteht in: Reibung der Dampfstrahlen, Dampfverlusten durch Undichtigkeiten und Kondensation (Strahlung), Austrittsverlusten und Unvollkommenheit des Vakuums.

B. Mechanischer Wirkungsgrad.

1. Wellenpferdestärke.

a) **Allgemeines über Messung.** Die Messung der Wellenpferdestärke muß verschieden ausgeführt werden, je nachdem die Maschinenwelle durch die normale Betriebsbelastung gebremst ist oder nicht.

b) **Torsionsindikator** ist ein auf der Schiffswelle angebrachter Apparat, der die elastische Verdrehung der belasteten Welle und damit das Drehmoment in Diagrammform aufzeichnet. Die Wellenpferdestärke ergibt sich dann aus mittlerem Drehmoment und Umdrehungszahl. Vor dem Einbau des betreffenden Wellenstückes in das Schiff bestimmt man durch Eichversuche den Zusammenhang zwischen Winkelverdrehung und Drehmoment. Praktisch verwendet wird diese Messung im allgemeinen nur bei Turbinenschiffen, da bei Kolbenmaschinen die Messung der PSi genügt.

Torsionsindikatoren nach vorstehendem Prinzip sind zuerst von Dr. Föttinger konstruiert. Tafel 4 zeigt den Torsionsmesser auf einem Turbinenkreuzer. Es ist hier (Spezialkonstruktion von Thämer) eine sehr große Beobachtungslänge (8,3 m) dadurch erzielt, daß in die hohle Schiffswelle eine dünne, mit ihrem einen Ende an der Schiffswelle befestigte Welle eingebaut ist, die spannungslos bleibt, also an der Torsion nicht teilnimmt, und an ihrem anderen Ende zwei durch die Schiffswelle nach außen durchragende Arme trägt, die durch Hebelübertragung und Schreibstift die Verdrehung darstellen. Vielfach ist an Stelle der inneren Welle ein Rohr um die Schiffswelle herumgelegt. Dann muß aber die Beobachtungslänge zwischen zwei Wellenlagern liegen.

In Figur 3 bis 7 auf der Tafel bedeuten: w innere auf Kugellager ruhende, an der Verdrehung nicht teilnehmende Welle, H Doppelhebel, S Stellschraube, R Rolle, W Welle mit A und B Arm und S Schreibstift, D und F verstellbarer Diagrammblatthalter mit r und a Stellvorrichtung, d Entfernung der beiden Striche auf dem Diagrammblatt = Maß für Torsionsmoment.

Im übrigen ergibt sich die Wirkungsweise aus der Zeichnung. Anstatt dieser mechanischen Aufzeichnung des Torsionsmomentes kann man die Verdrehung der Schiffswelle auch durch die Spiegelablesung von Frahm oder durch eine elektrische Aufzeichnung feststellen. Die Methode von Föttinger wird jedoch wegen ihres fortlaufenden Diagramms auf neueren Schiffen vorgezogen.

c) **Bronzener Zaun und Wasserbremse.** Soll die Wellenpferdestärke einer Maschine gemessen werden, ohne daß die normale Betriebsbelastung vorhanden ist, z. B. bei einer Schiffsturbine in der Werkstatt vor dem Einbau ins Schiff, so muß der fehlende Widerstand, im genannten Beispiel also der

Widerstand der Schiffschraube, durch eine künstliche Bremsung ersetzt werden, die dann gleichzeitig als Meßapparat ausgebildet sein kann.

Bei kleinen Dampfturbinen, Dampfkolbenmaschinen oder Verbrennungsmotoren genügt hierfür der Pronysche Zaum, bei großen verwendet man Wasserbremsen.

Der Pronysche Zaum besteht aus einer auf die Maschinenwelle aufgesetzten Reibungsbremse mit Hebel und Gewichtsbelastung. Solange der Hebel in horizontaler Lage, ohne eine obere oder untere Begrenzung zu berühren, frei schwebt, sind die Drehmomente von Maschine und Bremse gleich und entgegengesetzt. Ist also der Hebel R m lang und das Gewicht P kg schwer, so ist die effektive Wellenarbeit einer Umdrehung $= 2 \cdot R \cdot \pi \cdot P$ mkg.

Da bei allen Bremsmessungen die ganze Maschinenleistung in Reibungswärme umgesetzt wird, so muß die Bremse entsprechend gekühlt werden. Für große Leistungen ist der Pronysche Zaum natürlich nicht anwendbar.

Die Wasserbremsen lassen sich für beliebig hohe Leistungen ausbilden und bestehen aus großen Scheiben oder aus Flügelrädern, die auf die Welle aufgesetzt sind und als Ersatz für die fehlende Schiffschraube in einem geschlossenen Gehäuse Wasser herumwirbeln. Dieses Wasser übt durch Reibung und Wirbelung ein Drehmoment auf das Gehäuse aus und erwärmt sich entsprechend der Reibungsarbeit, muß also dauernd durch kälteres Wasser ersetzt werden.

Die Bestimmung der PSe erfolgt entweder aus der Menge und Temperaturerhöhung des pro Zeiteinheit zugeführten Wassers oder aus dem Drehmoment des Bremsgehäuses. In letzterem Falle muß das Gehäuse drehbar (auf Rollen) gelagert sein und ebenso wie der Pronysche Zaum einen Hebel mit Gewichtsbelastung tragen.

d) Turbodynamos. Hier genügt die Messung der herausgegebenen elektrischen Energie zur Feststellung der effektiven Wellenleistung der Turbine.

e) Verhältnis $\frac{\text{Wellenpferdestärke}}{\text{PSi}} = \eta_4$ beträgt bei Kolbenschiffmaschinen etwa 0,90 bis 0,92, bei Schiffsturbinen etwa 0,92. Die Verluste sind im ersten Falle: Reibung im Zylinder (Kolben und Stopfbuchsen), in der Steuerung und im Kurbelmechanismus, im zweiten Falle: Ventilations- und Dampfreibungsverluste im Innern der Turbine und Reibungsverluste in den Wellenlagern, endlich in beiden Fällen die Arbeit angehängter Pumpen.

2. Nutzleistung der Schraube.

a) Allgemeines über Messung und Berechnung. Es sei $P =$ Propellerschub in kg, $V =$ Schiffs geschwindigkeit in m pro sec, dann ist

$$\text{Nutzleistung der Schraube} = \frac{P \cdot V}{75} \cdot \text{PS.}$$

Bestimmung von P für ein neu zu bauendes Schiff durch Berechnung oder Modellschleppversuche (Gesetz von Froude), für ein vorhandenes Schiff durch Schubmesser in der Welle oder durch Schleppen mit Dynamometer in der Schlepptrasse, wobei zu beachten, daß P wegen der Schraubenwirkung nicht genau ebenso groß ist wie der Zug in der Schlepptrasse des ohne Schraube geschleppten Schiffes.

b) Schubmesser oder Schubindikator besteht aus einem mitrotierenden Scheibenkomplex und einem feststehenden Zeigerapparat. Die Scheiben aus Tiegelftahl sind so miteinander verbunden, daß sie Zug, Druck und Drehkraft übertragen können, jedoch bei Zug und Druck in der Achsrichtung um einige mm federn. Die Wellenleitung wird also bei Vorwärtsfahrt etwas kürzer, bei Rückwärtsfahrt etwas länger. Diese Verkürzung oder Verlängerung wird durch den Zeigerapparat angezeigt. Der jedem Zeigerausschlag entsprechende Druck oder Zug ist vor dem Einbau ins Schiff durch Eichung (Gewichtsbelastung des Schubmessers) festgestellt.

Ein vom Geheimen Marine-Baurat Thämer konstruierter Schubmesser ist auf Tafel 4 Fig. 1 und 2 dargestellt. Es bedeuten S die elastischen Scheiben, g die Gleitflächen der äußeren Scheiben, G die Gleitstücke, die durch Federn F gegen g gepreßt werden, H die Hebel, deren Bewegung durch x und z auf den Schlitten Sch und den Bogenzeiger B übertragen wird. Handgriff L und das Kniehebelgelenk in z dient zum Ausrücken des Zeigerapparates.

Neuere Turbinen-Kriegsschiffe erhielten bisher in der Regel fest eingebaute Schubmesser, doch wird in Zukunft wohl von dem Einbau abgesehen werden.

c) Verhältnis $\frac{\text{Nutzleistung der Schraube}}{\text{Wellenpferdestärke}} = \eta_s$ hängt ab von der richtigen

Konstruktion der Schraube, von der Lage der Schraube zum Schiff und von der Umdrehungszahl, und ist bei Turbinenschiffen im allgemeinen schlechter als bei Kolbenmaschinenschiffen, weil bei ersteren mit Rücksicht auf die Wirkungsweise der Dampfturbinen die Umdrehungszahl gewöhnlich für eine gute Schraubenwirkung zu hoch ist.

Mittelwert bei Kolbenmaschinen $\eta_s =$ etwa 0,73,

" " Turbinen $\eta_s = 0,67.$

Sollen Turbinenschiffe ebenso wirtschaftlich fahren wie Kolbenmaschinenschiffe, dann muß der schlechtere Wirkungsgrad der Schraube durch den besseren Wirkungsgrad der Turbinen aufgewogen werden, was bei neueren Bauten im allgemeinen der Fall ist.

Näheres über den Wirkungsgrad der Schrauben und Turbinen und über den Einfluß des indirekten Schraubenantriebes bei Turbinenschiffen siehe bei den betreffenden Teilen.

C. Gesamter Wirkungsgrad.

1. Berechnung des Gesamtwirkungsgrades = η_g .

$$\eta_g = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5.$$

Setzt man mittlere Werte für eine moderne Schiffskolbenmaschine mit dreistufiger Expansion ein, so ergibt sich

$$\eta_g = 0,7 \cdot 0,31 \cdot 0,57 \cdot 0,92 \cdot 0,73 = \text{etwa } 0,083,$$

d. h. von dem Wärmewert des Brennstoffs werden nur etwa 8% für die Fortbewegung des Schiffes nutzbar gemacht.

Dasselbe Endergebnat ergibt sich auch ungefähr für Turbinenschiffe, weil das Plus in der Dampfausnutzung und Minus in der Schraubenwirkung gegenüber Kolbenmaschinen sich ungefähr aufheben.

2. Zeichnerische Darstellung der Wirkungsgrade und Verluste.

Auf Tafel 5 erscheint links der gesamte Wärmestrom in der Breite 100, so daß die als Abflüsse gezeichneten Verluste in Prozenten der Gesamtwärme erscheinen. Der Übersichtlichkeit halber ist diese Darstellung für Dampf-, Kolbenmaschine, Dampfturbine und Dieselmotor durchgeführt. Man erkennt sofort die große wärmetechnische Überlegenheit des Dieselmotors über die Dampfmaschine. Wo Zahlen von Zeichnung abweichen, sind erstere maßgebend.

Alle Zahlenangaben über Wirkungsgrade sind nur als Anhalt zu benutzen, da sie in der Praxis in ziemlich weiten Grenzen schwanken.

3. Allgemeine wirtschaftliche Entwicklung der Kolbenmaschine.

Nachdem man erkannt hatte, daß durch höhere Anfangsspannung der Brennstoff weit besser ausgenutzt wird, war eine allmähliche Steigerung des Kesseldruckes nur noch eine Frage des praktischen Kesselbaues. Die Steigerung von 2 auf etwa 17 kg pro qcm vollzog sich ungefähr in den Jahren 1860 bis 1900. Dabei sank der Kohlenverbrauch pro PSt und Stunde von etwa 2 kg auf etwa 0,7 kg. Der Übergang von ND-Maschinen zu mittlerem Druck brachte größere Ersparnis als der von mittlerem Druck zu hohem Druck, was sich durch das theoretische Diagramm ohne weiteres erklärt.

Vorstehende Ersparnis war aber nur möglich durch gleichzeitige Vermehrung der Expansionsstufen von 1 bis auf 4, und zwar baute man die Schiffskolbenmaschinen bis etwa 5 kg mit 1, von 5 bis etwa 9 mit 2, von 12 bis etwa 15 mit 3 und von 14 bis etwa 17 kg mit 4 Expansionsstufen.

Wollte man 17 kg in 1 Expansionsstufe bei entsprechend kleiner Zylinderfüllung ausnutzen, so würden sich folgende Nachteile ergeben:

1. Zu großes Temperaturgefälle, nämlich 200 — 60 (Abdampfungstemperatur) = 140°. Da der Dampf an derselben Stelle ein- und

ausströmt, nimmt der Zylinder (abgesehen von der Wirkung eines etwaigen Dampfmantels) eine mittlere Temperatur an, ist also im vorstehenden Beispiel 70° kälter als der eintretende Dampf, der infolgedessen sofort beim Eintritt massenweise kondensiert.

2. Zu großes Druckgefälle, also ungleichförmige Beanspruchung im Gestänge und ungleichförmiger Gang.
3. Größere direkte Dampfverluste durch undichte Kolben und Schieber.

Ungefähres	}	2	Expansionsstufen:	1 : 3,5,
Zylinderverhältnis		3	=	1 : 2,5 : 6,5,
		4	=	1 : 2,1 : 4,4 : 9.

4. Anteil der Hilfsmaschinen an dem Brennstoffverbrauch.

Auf größeren Kriegsschiffen beträgt der Dampfverbrauch sämtlicher auf der Fahrt in Betrieb befindlichen Hilfsmaschinen etwa 15 bis 25 % des Dampfverbrauches der Hauptmaschinen, wobei der kleinere Prozentsatz für die größten, der größere für die kleinsten Fahrtgeschwindigkeiten gilt.

Ferner verbrauchen die Hilfsmaschinen, wenn sie aus weit entfernt liegenden Kesseln gespeist werden, unter Umständen doppelt soviel Dampf, als wenn sie aus den zunächst liegenden Kesseln gespeist werden, so daß im ersten Falle ein großer Teil des Dampfverbrauches auf das Warmhalten des Dampfrohres verwendet wird, ein wesentlicher Grund für den elektrischen Antrieb weit entfernt liegender Hilfsmaschinen.

D. Mittel zur Hebung des Gesamtwirkungsgrades.

1. Mittel zur Erhöhung des Kesselwirkungsgrades η_1 .

a) **Vorwärmung der Verbrennungsluft durch die Schornsteingase** ist häufig bei Zylinderkesseln der Handelsschiffe nach dem System Howden in der Weise angewendet, daß ein in den Rauchfang eingebautes vertikales Rohrsystem von den Heizgasen durchströmt und von der vorzuwärmenden Verbrennungsluft umströmt wird. Letztere kommt von Ventilatoren und geht mit nur geringem Überdruck in die Feuerung. Durch dieses Howden-Gebläse wird eine Kohlenersparnis von 5 bis 7 % erzielt und die Kohlenverbrennung pro qm Koft und Stunde von etwa 90 bis 120 kg gesteigert. Wegen Gewicht und Raumbedarf ist das Howden-Gebläse für Kriegsschiffe nicht geeignet.

b) **Sonstige Mittel zur Erhöhung von η_1 .** Überhitzer ergaben nur auf alten Schiffen mit ND-Maschinen eine bessere Brennstoffausnutzung, weil man zur Überhitzung die sonst nutzlos abziehenden Heizgase benutzte. Moderne HD-Anlagen erfordern für den Überhitzerbetrieb so heiße Abgase, daß eine direkte Verbesserung der Heizgasausnutzung durch Überhitzer nicht erzielt wird.

Wirksamer ist die Verwertung der abziehenden Heizgase zur Vorwärmung des Speisewassers, jedoch wird sie wegen baulicher Schwierigkeiten auf Schiffen selten verwendet.

Bei vorhandener Kesselanlage hängt η_1 wesentlich von der sachgemäßen Bedienung der Feuer und richtigen Regulierung des Ganges der Ventilationsmaschinen sowie von der Reinheit der Heizflächen ab. Dies gilt namentlich für Wasserrohrkessel.

Bei Marschfahrten der Kriegsschiffe muß man zur Erzielung eines hohen η_1 möglichst soviel Kessel in Betrieb halten, daß nicht mehr als 100 bis 120 kg Kohlen pro qm Koft und Stunde verbrannt werden.

2. Mittel zur Erhöhung von η_2 .

Da der geringe Wert von η_2 auf dem geringen Unterschied zwischen Gesamtwärme des Zu- und Abdampfes beruht, ist eine Verbesserung von η_2 nur durch Vergrößerung dieses Unterschiedes möglich, daher sind höchste Anfangswärme (s. Dampftabelle) und geringste Abwärme anzustreben.

Mittel hierzu sind Verwendung einerseits hoher Dampfspannung und Überhitzung, andererseits besten Vakuums (bis 98 %), dessen Ausnutzung allerdings nur bei Turbinen möglich, bei diesen aber von größtem Einfluß ist, namentlich bei Marschfahrt.

Versuche mit Abwärmemaschinen, bei denen durch den Abdampf einer primären Wasserdampfmaschine schwefelige Säure (SO_2) oder ähnliche Flüssigkeiten mit niedrigem Siedepunkt zum Betriebe der sekundären Abwärmemaschine verdampft wurden, sind wegen der unangenehmen Eigenschaften dieser Flüssigkeiten und wegen der dadurch bedingten praktischen Schwierigkeiten immer wieder aufgegeben worden.

Einen kleinen Nutzen bringt die Vorwärmung des Speisewassers durch Receiver- oder Abdampf. Praktisch wird dies mit bestem Erfolge mit Hilfsmaschinenabdampf durchgeführt.

3. Mittel zur Erhöhung von η_3 .

Da der Unterschied zwischen theoretischer und indizierter Leistung hauptsächlich in Kondensation von Dampf im Zylinder und in dessen Kanälen besteht, so laufen die Mittel zur Erhöhung von η_3 hauptsächlich auf Vergrößerung der Kondensation hinaus.

Mittel sind: Dampfmantel, Überhitzung und Gleichstrommaschine.

a) **Dampfmantel** ist um so wirksamer, je größer das Temperaturgefälle und je geringer die Kolbengeschwindigkeit. Bei alten Schiffsmaschinen mit einfacher Expansion brachte er bis zu 10 % Kohlenersparnis, bei modernen Schiffskolbenmaschinen ist der Nutzen viel kleiner, weshalb die letzten Kriegs-

Schiffskolbenmaschinen mit Rücksicht auf das Gewicht gewöhnlich ohne Dampfmantel gebaut sind. Auf Handelsschiffen wird in erster Linie der ND-Zylinder, gewöhnlich werden ND- und MD-Zylinder, zuweilen auch alle Zylinder geheizt.

b) Überhitzung. Ihr Nutzen besteht, außer in der theoretischen Vergrößerung von η_2 , hauptsächlich in der starken Verringerung des Wärmeaustausches mit den umgebenden Wandungen (siehe Teil I. C).

Überhitzeranlagen: siehe unter Kessel.

Erfahrung mit Überhitzung bei Dampfturbinen siehe unter Dampfturbinen.

c) Gleichstromkolbenmaschine, von Professor Stumpf konstruiert (Schiffsbau techn. Gesellschaft 1911), läßt den Dampf nicht an den Zylinderenden, sondern in der Mitte durch Auslaßschlitze austreten. Hierdurch wird der Kardinalfehler der gewöhnlichen Kolbenmaschine (Wechselstrommaschine), nämlich der Austritt des expandierten, kälteren Dampfes durch die Eintrittskanäle und die damit verbundene starke Abkühlung der Zylinderenden vermieden. Daraus folgt als Hauptvorteil der Gleichstrommaschine: Starke Verringerung der Kondensation im Zylinder. Sehr wirksam ist hierbei die Mantelheizung, weil die geheizten Flächen niemals vom Abdampf bestrichen werden. Ferner entsteht durch die 80 bis 90 % hohe Kompression (Kolben nimmt ungefähr die Länge zwischen Auslaßschlitz und Zylinderende ein) eine sehr hohe Kompressionstemperatur (bei Sattdampf über 300°), wodurch das Zylinderende sehr wirksam für die nächste Füllung vorbereitet wird.

Der zweite große Vorteil der Gleichstrommaschine besteht in dem fast völligen Druckausgleich zwischen Zylinder und Kondensator durch die Auslaßschlitze, die mindestens doppelt so groß sein können wie die Kanäle einer Wechselstrommaschine.

Die Gleichstromkolbenmaschine ermöglicht wegen des Fortfalls der Kondensation eine geringere Zahl von Expansionsstufen, eventuell sogar nur 1 Expansionsstufe bei entsprechend kleiner Füllung. Höchste einstellbare Füllung etwa 30 %. Manövrieren mit Hilfschieber. Haupteinlaß gewöhnlich durch Ventilsteuerung. Überhitzung hat bei Gleichstrommaschinen wenig Wert, weil die Hauptmängel, die durch die Überhitzung bekämpft werden sollen, nämlich die Kondensationsverluste, kaum vorhanden sind.

Da man die Kohlenersparnis einer einstufigen Gleichstrommaschine gegenüber einer dreistufigen Wechselstrommaschine mindestens auf 5, vielleicht auch auf 10 % schätzen kann, und da die längeren Zylinder auf Handeldampfmaschinen kein großer Nachteil sind, so hat die Gleichstrommaschine hier Aussicht auf größere Verbreitung, soweit nicht die Dampfkolbenmaschine überhaupt durch Turbinen mit Transformator oder durch Dieselmotoren verdrängt wird.

4. Mittel zur Erhöhung der mechanischen Wirkungsgrade η_4 und η_5 .

Bei η_4 sind Verbesserungen so gut wie ausgeschlossen. Es kommt höchstens Verbesserung der Schraubenwirkung (η_5) in Frage. Aber auch hier sind ungefähr alle Möglichkeiten praktisch erprobt und, abgesehen vom Wagner'schen Gegenpropeller (vgl. Teil V. B), nennenswerte Verbesserungen kaum mehr zu erwarten, so daß es bei einem Neubau hauptsächlich darauf ankommt, die Hauptkonstruktionsverhältnisse der Schrauben dem Schiffskörper, der Umdrehungszahl und der Maschinenleistung möglichst günstig anzupassen, wobei zu beobachten ist, daß der Schraubenwirkungsgrad um so höher liegt, je freier der Wasserzufluß ist. Vgl. auch indirekten Schraubenantrieb bei Turbinenschiffen, Teil VI. C.

E. Schiffsgeschwindigkeit, Maschinenleistung, Kohlenverbrauch.

1. Rechnerischer Zusammenhang.

a) Hauptgesetze. Schiffswiderstand W ist, solange die Wellenbildung gering ist, ungefähr proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit V

$$W_1 : W_2 = V_1^2 : V_2^2.$$

Bei sehr starker Bug- und Heckwelle (in flachem Wasser) steigt allerdings W oft mit einer weit höheren Potenz von V . Dieselbe Proportionalität wie für W gilt auch für den Propeller Schub P , also:

$$P_1 : P_2 = V_1^2 : V_2^2.$$

Maschinennutzleistung $PS_e = \frac{P \cdot V}{75}$,

$$\text{folglich } PS_1 : PS_2 = V_1^3 : V_2^3.$$

Kohlenverbrauch. Nimmt man zunächst den Kohlenverbrauch K pro PS und Stunde als konstant an, d. h. sieht man von der Verschiedenheit des Wirkungsgrades bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten ab, so ist

$$K_1 \text{ pro } h : K_2 \text{ pro } h = V_1^3 : V_2^3.$$

Bezieht man dagegen den Kohlenverbrauch nicht auf die Zeit, sondern auf den Weg, z. B. auf die sm , so ist:

$$K_1 \text{ pro } sm : K_2 \text{ pro } sm = V_1^2 : V_2^2.$$

Aktionradius A ist umgekehrt proportional V^2 , also

$$A_1 : A_2 = V_2^2 : V_1^2 = \frac{1}{V_1^2} : \frac{1}{V_2^2}.$$

Leistungskoeffizient C ist eine Verhältniszahl zwischen V, PS und Schiffskörper, und zwar:

$$C_1 = \frac{V^3 \cdot Sp}{PSi} \quad \text{worum} \quad \left\{ \begin{array}{l} Sp = \text{eingetauchtes Hauptspant in qm,} \\ D = \text{Displacement} = \text{Wasserverdrängung} \\ \text{in Tonnen.} \end{array} \right.$$

$$C_2 = \frac{V^3 \cdot D^{2/3}}{PSi}$$

b) Abweichung der Wirklichkeit von den Hauptgesetzen.

Wärmewirkungsgrad. Bei forcierten Fahrten der Kriegsschiffe wird die Wärmeausnutzung in den Kesseln schlecht, weil für diese Fahrten die Heizfläche verhältnismäßig klein ist. (Vgl. Teil II. A. 1.)

Bei Marschfahrten andererseits wird die Dampfausnutzung schlecht, weil in den für diese Fahrten viel zu großen Maschinen (es wird vielfach weniger als $\frac{1}{10}$ der Maximalleistung gebraucht) verhältnismäßig viel Dampf kondensiert.

Folglich kostet in beiden Fällen 1 PS mehr Kohlen als bei mittlerer Fahrt. Durch das Ausschalten ganzer Maschinen bei Marschfahrt wird nichts gewonnen, weil der Nutzen dieser Maßnahmen durch das Mitschleppen der nicht betriebenen Schrauben aufgehoben wird.

Man erhält also beim Umrechnen von mittlerer auf sehr große oder sehr kleine Leistung ein zu günstiges und beim entgegengesetzten Umrechnen ein zu ungünstiges Resultat.

Bei Kriegsschiffen mit Kolbenmaschinen hat man den kleinsten Kohlenverbrauch pro PS bei etwa 80 % der Maximal-Geschwindigkeit, und bei langsamer Marschfahrt einen größeren als bei hoher Forcierung.

Mechanischer Wirkungsgrad. η_4 (Maschine) nimmt mit sinkender Leistung langsam ab, doch fällt dies wenig ins Gewicht, da η_4 allgemein sehr hoch ist.

η_5 (Propeller) ist bei hoher Forcierung, namentlich bei Turbinenschiffen, wesentlich schlechter als bei langsamer und mittlerer Fahrt. Bei Kriegsschiffen erreichen die Leistungskoeffizienten (vgl. a) den höchsten Wert bei etwa 60 % der Maximal-Geschwindigkeit.

e) Rechnungsbeispiele.

Beispiel I. $\Sigma K = 400$ Tonnen für 2500 sm bei $V = 12$ sm
 $\Sigma K = x \quad \quad \quad = \quad \quad \quad = 1900 \quad \quad \quad = \quad \quad \quad V = 11 \quad \quad \quad =$

Erste Lösung: 1. Reise K pro sm = $\frac{400}{2500}$

2. $\quad \quad \quad K \quad \quad \quad = \quad \quad \quad = \frac{x}{1900}$

$\frac{400}{2500} : \frac{x}{1900} = 12^2 : 11^2$, woraus $x = 255$ Tonnen.

Zweite Lösung: 1. Reise A = 2500 sm bei 400 Tonnen

$$2. = A = \frac{1900 \cdot 400}{x} \text{ bei 400 Tonnen}$$

$$2500 : \frac{1900 \cdot 400}{x} = 11^2 : 12^2, \text{ woraus } x = 255 \text{ Tonnen.}$$

Dritte Lösung: 1. Reise K pro h = $\frac{400 \cdot 12}{2500}$

$$2. = K = h = \frac{x \cdot 11}{1900}$$

$$\frac{400 \cdot 12}{2500} : \frac{x \cdot 11}{1900} = 12^3 : 11^3, \text{ woraus } x = 255 \text{ Tonnen.}$$

Anstatt des Gesamtkohlenverbrauches kann auch die Wegstrecke oder die Geschwindigkeit unbekannt = x sein. In jedem Falle kann die Aufgabe nach drei Methoden gerechnet werden.

Beispiel II. K pro Tag = 60 Tonnen bei V = 13 sm. Wie groß kann V sein, wenn das Schiff mit 80 Tonnen Kohlen 800 sm zurücklegen soll?

Erste Lösung: 1. Reise K pro sm = $\frac{60}{13 \cdot 24}$

$$2. = K = = = \frac{80}{800}$$

$$\frac{60}{13 \cdot 24} : \frac{80}{800} = 13^2 : x^2, \text{ woraus } x = 9,3 \text{ sm.}$$

Zweite Lösung: 1. Reise A = $\frac{80 \cdot 24 \cdot 13}{60}$

$$2. = A = 800$$

$$\frac{80 \cdot 24 \cdot 13}{60} : 800 = x^2 : 13^2, \text{ woraus } x = 9,3 \text{ sm.}$$

Dritte Lösung: 1. Reise K pro Tag = 60

$$2. = K = = = \frac{80 \cdot x \cdot 24}{800}$$

$$60 : \frac{80 \cdot x \cdot 24}{800} = 13^3 : x^3, \text{ woraus } x = 9,3 \text{ sm.}$$

Die Bemerkung zu dem ersten Beispiel gilt in entsprechendem Sinne auch für das zweite.

2. Graphischer Zusammenhang.

a) **Art der Darstellung.** Man trägt in einem rechtwinkligen Koordinatensystem die Schiffsgehwigkeiten als Abszissen und die davon ab-

hängigen Werte, wie Umdrehungszahl, Rücklauf der Schraube, Propellerschub, Pferdestärken, Kohlenverbrauch pro Zeiteinheit und Wegeinheit, Aktionsradius und Leistungskoeffizient als Ordinaten ein. Die durch die Endpunkte der Ordinaten gezeichneten Linien sind gerade oder weniger oder mehr gekrümmt, je nachdem der durch sie dargestellte Wert mit V oder mit V^2 oder mit V^3 sich ändert.

Ist für ein Schiff bei einer einzigen Geschwindigkeit Umdrehungszahl, Pferdestärken, Kohlenverbrauch usw. bekannt, so kann man für alle diese Werte, soweit sie theoretisch in einem mathematischen Abhängigkeitsverhältnis zu V stehen, die vollständigen theoretischen Kurven konstruieren.

Für theoretisch konstante Werte sind die Kurven natürlich Parallele zur Abszissenachse.

b) Abweichung der wirklichen von den theoretischen Kurven. Wegen des nicht konstanten Wärme- und mechanischen Wirkungsgrades weichen die wirklichen Kurven von den theoretischen in dem Sinne ab, wie unter 1 b angegeben. Tafel 6 zeigt eine solche Darstellung für den Kreuzer „Hansa“.

c) Probefahrtsdiagramm eines Dreischraubenschiffes. Tafel 7 zeigt ein sehr eingehendes Probefahrtsdiagramm unseres ersten Dreischraubenschiffes, des Kreuzers „Kaiserin Augusta“. Besonders wichtig darin ist der Vergleich des Betriebes mit 1, 2 und 3 Schrauben bei geringeren Geschwindigkeiten.

d) Einfluß der Wassertiefe auf den Schiffswiderstand. Es ist in dieser Beziehung in unserer Marine mit Torpedoboote und größeren Schiffen eine Reihe von Versuchen ausgeführt, die zum Teil höchst überraschende Ergebnisse gefördert haben. Die Versuche mit einem 362 Tonnen großen Torpedoboot sind auf Tafel 8 zusammengestellt.

Bei größeren Schiffen beginnen die Unregelmäßigkeiten in dem Pferdestärkenbedarf schon bei größerer Wassertiefe. Von Einfluß auf die Ergebnisse sind Form des Heckes, Anordnung der Schrauben und Lage der Heck- und Bugwelle.

3. Erprobungen und Probefahrten.

a) Allgemeines. Da durch die mit neuen Kriegsschiffen auszuführenden Probefahrten nicht nur die Leistung und Verwendungsfähigkeit des betreffenden Schiffes selbst festgestellt, sondern auch Vergleiche mit anderen Schiffen und Unterlagen für Neukonstruktionen gewonnen werden sollen, müssen gleichartige Erprobungen möglichst unter den gleichen Verhältnissen und nach den gleichen Vorschriften durchgeführt werden.

Diese Vorschriften beziehen sich auf Qualität des Brennstoffes, Wind und Seegang, Wassertiefe, Tiefgang des Schiffes, Betriebsweise von Maschinen und Kessel, Häufigkeit der einzelnen Beobachtungen usw.

Probefahrtskohlen müssen beim vorschriftsmäßigen Verdampfungsversuch in einem Versuchskessel 8,3fache Verdampfung entwickeln und dürfen höchstens 20 % Grus enthalten, Windstärke soll möglichst nicht über 3 sein, Geschwindigkeitsmessungen sollen bei großen Schiffen auf mindestens 65 m Wassertiefe stattfinden, der vorgeschriebene Tiefgang soll das Mittel aus den Tiefgängen vor und nach der Fahrt sein, in den Kesselräumen sollen bestimmte Luftdrucke innegehalten werden, an den Maschinen sollen Zudampfventile nur bei zwingenden Gründen verstellt werden, keinesfalls kurz vor oder nach Beobachtungen, ein öfteres Wenden des Schiffes sowie öfteres Ruderlegen soll möglichst vermieden werden, bei Berechnung des Kohlenverbrauches ist der Verbrauch der elektrischen Beleuchtung und der nicht zum Hauptmaschinenbetrieb gehörigen Schiffshilfsmaschinen abzurechnen.

b) Art der Probefahrten.

Meilenfahrten zur Ermittlung der besten Schraubensteigung werden an der abgesteckten Meile ausgeführt, und zwar je 4mal mit der größten und mit mehreren kleineren Leistungen.

Forcierte Fahrt, bei Schiffen von 6stündiger, bei Torpedobooten von 3stündiger Dauer, werden bei einem Luftüberdruck in den Kohlenkesselräumen von höchstens 65 mm Wassersäule ausgeführt. In Dkesselräumen ist ein Luftdruck bis etwa 120 mm Wassersäule zulässig.

Meilenfahrt mit der Höchstleistung wird bei mindestens 65 m Wassertiefe und bei beliebig hohem Luftdruck in den Kesselräumen ausgeführt.

Kohlenmeßfahrten von 24stündiger Dauer werden mit 2 oder 3 verschiedenen geringeren Geschwindigkeiten bei mäßigem Luftdruck (nicht über 30 mm Wassersäule) ausgeführt.

Teil III. Schiffskessel.

A. Feuerrohrkessel.

1. Entwicklung der Feuerrohrkessel.

Die ersten Schiffskessel waren flachwandig (Kofferkessel) und bedurften einer Verankerung in allen drei Raumrichtungen. Mit dem Steigen des Dampfdrucks (vgl. Teil II. C) wurden flachwandige Kessel unmöglich, weil die Verankerung zu dicht, also das Innere des Kessels unzugänglich wurde.

Es folgten die Zylinderkessel, deren Mäntel keiner Verankerung bedürfen, und deren Bau und Betrieb bis zu etwa 20 Atm. Dampfspannung keine unüberwindlichen Schwierigkeiten machen. Für Handelsdampfer gilt mit wenigen Ausnahmen auch jetzt noch der Zylinderkessel als der beste. Auf Kriegsschiffen wurde der Zylinderkessel stellenweise zuerst durch den leistungsfähigeren Lokomotivkessel verdrängt. Jetzt werden Kriegsschiffe und Torpedoboote sämtlicher Marinen nur noch mit Wasserrohrkesseln gebaut, in unserer Marine mit engrohrigen Wasserkesseln, die auch dem Lokomotivkessel überlegen, d. h. pro PS leichter und vor allem betriebssicherer sind.

2. Bauart der Zylinderkessel.

a) **Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme** werden bei niedrigen Räumen und kleinen Abmessungen angewendet, hauptsächlich als Bootskessel oder als Hilfskessel auf Handelsschiffen.

b) **Zylinderkessel mit rückkehrender Flamme** ist bei genügender Raumhöhe zweckmäßiger, weil er die Grundfläche besser ausnutzt, findet demnach bei allen größeren Schiffen Verwendung, soweit er nicht durch den Wasserrohrkessel verdrängt ist. Die Zahl der zylindrischen, gewöhnlich aus Wellblech geschweißten Feuerbuchsen schwankt je nach der Größe des Kessels bei Einendern zwischen 1 und 4, bei Doppelendern zwischen 4 und 8. Doppelender eignen sich für größere Anlagen und ergeben einerseits Raum- und Gewichtersparnis durch Fortfall der Kesselrückwände, andererseits Vereinfachung von Kesselarmatur und Rohrleitung. Die ganz von Wasser umgebenen Verbrennungskammern sind gewöhnlich getrennt nach den einzelnen Feuerbuchsen. Ein Einender mit 3 Feuerungen und zwei Doppelender mit 6 und 8 Feuerungen sind auf Tafel 9 dargestellt. Der Einender ist querschiffs aufgestellt, weshalb die Decken der Verbrennungskammern nicht abgescrägt sind.

B. Wasserrohrkessel.

1. Wirkungsweise, Konstruktion und Bau der Wasserrohrkessel.

a) **Wasserumlauf.** Durch einen ständigen Kreislauf des Wassers wird verhindert, daß die Wasserrohre glühend werden und verbrennen oder aufreißen. Je lebhafter der Kreislauf, desto energischer darf die Wärmeentwicklung sein. Der Kreislauf entsteht durch das Aufsteigen der Dampfblasen, die das umgebende Wasser mitreißen. Von der aufsteigenden Wassermenge wird nur ein kleiner Teil, vielleicht $\frac{1}{100}$ oder noch weniger, verdampft. Das nicht verdampfte Wasser geht durch die Fallrohre wieder nach unten, um den Kreislauf von neuem zu beginnen. Das aufsteigende Rohrsystem muß möglichst viele und nicht zu weite Rohre enthalten, damit Heizfläche und Wärmeübertragung möglichst groß ist. Die Zahl der Fallrohre ist im allgemeinen gleichgültig, wenn nur ihr Gesamtquerschnitt für den nach unten fließenden Wasserstrom ausreicht.

Der Wasserumlauf hängt von der Form und Anordnung der Rohre ab. Schlanke Rohrformen erleichtern den Umlauf, scharfe Richtungswechsel beeinträchtigen ihn. Viele kurze Rohre liefern bei gleicher Gesamtheizfläche einen besseren Umlauf als wenige lange. Stark ansteigende Rohre lassen Wasser und Dampf schneller aufsteigen als nahezu horizontal liegende. Der letzte Punkt fällt am meisten ins Gewicht bei der Frage, ob weite Rohre erforderlich oder enge zulässig sind.

Die größere Beanspruchung der dem Feuer zunächst liegenden Rohrreihe, die mehr als 30 % der ganzen Verdampfung leistet, wird zum größten Teil selbsttätig durch größere Lebhaftigkeit des Wasserumlaufes in diesen Rohren ausgeglichen.

Durch innere Verschmutzung der Rohre wird die Gefahr des Überhizens in doppelter Beziehung erhöht, erstens durch vermehrten Widerstand gegen den Umlauf, zweitens durch schlechtere Wärmeleitung.

b) **Gewicht der Wasserrohrkessel** hängt einerseits von der Bauart und dem Wasserinhalt des Kessels ab, andererseits von seiner Forcierungsfähigkeit.

Nach Bauart und Wasserinhalt sind alle Wasserrohrkessel wesentlich leichter als Feuerrohrkessel; untereinander haben sie geringere Gewichtsunterschiede. In der Forcierungsfähigkeit zeigen die Wasserrohrkessel wesentliche Verschiedenheiten untereinander. Je lebhafter der Wasserumlauf ist, desto stärker kann forciert werden, und desto enger können die Rohre sein.

Aus vorstehendem folgt, daß Wasserrohrkessel mit steil ansteigenden Siederohren das geringste Gewicht pro PS haben.

c) **Wirtschaftlichkeit der Wasserrohrkessel** hängt wie bei allen Kesseln von der Vollständigkeit der Verbrennung und Vollständigkeit der Wärmeabgabe

ab. Wichtig für vollständige Verbrennung ist ein möglichst großer Verbrennungsraum. Das gilt mehr als bei Feuerrohrkesseln, weil bei Wasserrohrkesseln leichter unverbrannte Gase in die Feuerzüge (Rohrzwischenräume) entweichen können, was außerdem ein Verrosten, Verbrennen und Verrosten der Rohre bewirken kann.

Die Vollständigkeit der Wärmeabgabe hängt bei Wasserrohrkesseln ebenso wie bei allen Kesseln in erster Linie von dem Verhältnis $\frac{\text{Heizfläche}}{\text{Erzeugte Wärme}}$ ab, erst in zweiter Linie von der Führung, d. h. von der genügenden Wirbelung und Geschwindigkeit der Heizgase. Immerhin ist es stets vorteilhaft, den Heizgasen einen möglichst langen und gewundenen Weg vom Kofst zum Schornstein vorzuschreiben, soweit sich dies mit den Bedingungen für guten Wasserumlauf, leichte Reinigung und nicht zu hohen Gaswiderstand und dergl. verträgt. Im übrigen vgl. Teil II. Wärmewirkungsgrad.

d) Betriebs Eigenschaften der Wasserrohrkessel. Widerstandsfähigkeit gegen schnelle Betriebssteigerung, also auch schnelles Anheizen, erzielt man durch angemessene Krümmung der Rohre, bei geraden Rohren unter anderem auch durch freie Verschiebbarkeit der geschlossenen Rohrenden.

Überkochen vermeidet man durch genügend große Wasseroberfläche im Dampfsammler. Man macht es unschädlich durch siebartige Prallplatten oder durch Trocknen des Dampfes nach dem Austritt aus dem Kessel.

Durchbrennen von Rohren vermeidet man durch genügende Weite der Siederohre und durch peinliche Sorgfalt in der Reinheit des Speisewassers.

Innerem Abrosten beugt man vor, indem man Luftfäcke in den Siederohren (überhöhte Rohre) oder Wasserfäcke, die sich schwer entleeren lassen, grundsätzlich vermeidet.

Lösen der Rohrbefestigungen bei Wassermangel und überhitzten Rohrwänden verhindert man bei zylindrisch eingedrillten Rohren durch besondere Mittel (siehe e), bei auswechselbaren Rohren durch konische Befestigung derart, daß der Dampfdruck auf Festpressen des Konus wirkt.

Gute Zugänglichkeit für innere Reinigung erzielt man bei krummrohrigen Kesseln durch Vermeidung zu starker Krümmungen, bei geradrohrigen durch praktische Konstruktion der Wasserkammerverschlüsse. Gute Zugänglichkeit für äußere Reinigung erzielt man durch zweckmäßige Anordnung der Siederohre und der losnehmbaren Teile der Kesselumkleidung.

Allen diesen Forderungen trägt unser moderner engrohriger Marinekessel in weitestem Maße Rechnung.

e) Bau der engrohrigen Wasserrohrkessel. Der empfindlichste Teil sind die Siederohre mit ihren Befestigungen. Sie sind nahtlos gezogene Rohre aus weichem Stahl und werden vor dem Einbau kalt gezogen.

Zur leichteren Auffindung von Rissen werden die Rohre entweder verzinkt oder etwas enger gezogen und zum Schluß wieder ausgeweitet, wodurch alle Risse zutage treten.

Rohrdurchmesser außen gewöhnlich = 36 mm bei 3 mm Wandstärke, in den dem Feuer benachbarten Reihen 46 mm bei 3 mm Wandstärke.

Zur größeren Sicherheit gegen Herausreißen der Rohre aus den Rohrwänden (beim Erglühen infolge Wassermangel) dreht man in die Rohrlöcher 2 bis 3 Rillen ein und weitet nach dem Eindrillen der Rohre die vorstehenden Enden um mindestens 4 mm im Durchmesser trichterartig auf. Geschlossene Rohrwände zur Führung der Heizgase entstehen durch Hineinbiegen einer Rohrreihe in die Zwischenräume der Nachbarreihe (Rohrlöcher diagonal angeordnet). In die an den Sammlern übrigbleibenden keilförmigen Zwischenräume solcher Rohrwände schiebt man mit Asbest bekleidete Blechstreifen, um ein Durchschlagen der Flamme an dieser Stelle und eine Beschädigung der Rohrbefestigung zu vermeiden.

Überhöhte Rohrteile (Lufttäcke) sind bei allen unseren Marinekesseln vermieden, weil sie für die nasse Konservierung sehr schädlich sind.

Fallrohre mit mindestens 4 qcm Querschnitt pro qm Heizfläche, nahtlos gezogen, haben entweder geschmiedete oder bei komplizierteren Formen aus Stahlguß hergestellte Anschlußstutzen an Ober- und Unterkessel. Ober- und Unterkessel (Dampf- und Wassersammler) werden gegeneinander verankert. Unterkessel werden meistens als nahtlose Rohre angefertigt, neuerdings auch Oberkessel.

Die gewölbten Böden der Ober- und Unterkessel sind hydraulisch gepreßt. Unterkessel erhalten der guten Zugänglichkeit halber etwa $\frac{1}{2}$ m lichten Durchmesser. Zur Gewichtersparnis werden Ober- und Unterkessel da, wo keine Rohrlöcher sind, zuweilen auf geringere Wandstärke abgearbeitet oder aus einem dünnen und dicken Teil zusammengenietet. Letzterer dient als Rohrwand.

2. Wasserrohrkesseltypen.

a) Weitrohrige Wasserrohrkessel. Von den sehr zahlreichen Kesseln dieser Art haben für Kriegsschiffe größere Bedeutung erlangt: Belleville-Kessel (Frankreich und England), Dürr-Kessel (Deutschland), Niclausse-Kessel (Frankreich), Babcock-Wilcox-Kessel (Amerika und England).

Der Belleville-Kessel ist ziemlich kompliziert und leidet an sehr schlechtem Wasserumlauf. Da man fast überall von diesem Kessel abgekommen ist, wird auf seine Beschreibung hier verzichtet.

Dürr- und Niclausse-Kessel beruhen auf dem gleichen Prinzip. Es sind Kessel mit geraden, an einem Ende geschlossenen Rohren und konzentrischen Zirkulations-Einstiefrohren, die als Fallrohre wirken, während die Ver-

dampfung in dem ringförmigen Zwischenraum zwischen Wasserrohr und Einsteckrohr stattfindet.

Dürr- und Niclausse-Kessel unterscheiden sich nur durch Einzelheiten, und zwar durch die Art der Rohrbefestigung und durch den Bau der Wasserkammer, die bei Dürr für alle Rohre gemeinschaftlich, bei Niclausse in mehrere schmale Wasserkammern geteilt ist. Wegen der Rohrbefestigung und wegen der Einsteckrohre sind beide Kessel komplizierter als der Belleville-Kessel.

Tafel 10 zeigt die nähere Ausführung eines Dürr-Kessels auf dem großen Kreuzer „Prinz Adalbert“.

Darin bedeutet: a Dampfsammler, b Wasserkammer, c Zirkulations-Einsteckrohr, d Überhitzer, e Leitbleche, f Schüttelvorrichtung für Leitbleche, g Prallplatten, h Zinkschutzplatten, i Speisewasserregler, k Flansch für Dampfabsperrenteil, l Entwässerung des Überhitzers, m Schaumventil, n Entwässerung der Wasserkammer, o Schlammloch.

Dürr-Kessel werden nicht mehr neu gebaut.

Der Babcock-Wilcox-Kessel, der sich in der englischen und amerikanischen Marine gut bewährt hat, hat gerade, leicht ansteigende Siederohre, die im Gegensatz zu Dürr und Niclausse mit beiden Enden in Wasserkammern münden. Letztere sind wie bei Niclausse schmal und wegen der diagonalen Rohranordnung wellenförmig. Infolge der Neigung der Siederohre enthalten die vorderen Wasserkammern den fallenden, die hinteren den steigenden Strom. Der Kreislauf wird durch Verbindungsrohre zwischen den hinteren Wasserkammern und dem Dampfsammler geschlossen.

Die nähere Ausführung des Kessels zeigt Tafel 11.

b) Engrohrige Wasserrohrkessel. Trotz des größeren Verhältnisses vom Rohrumfang zum lichten Querschnitt können diese Kessel eine größere Forcierung vertragen als die genannten weitröhrigen Kessel, weil die engen Rohre ziemlich steil ansteigen, also einen lebhaften Wasserumlauf ergeben, weil sie viel nachgiebiger gegenüber Wärmedehnung sind, und weil die gewalzten Rohrbefestigungen viel unempfindlicher sind als andere.

Engrohrige Wasserkessel sind daher auch wesentlich leichter pro PS.

Dampf- und Wassersammler liegen in der Längsrichtung des Kessels. Als Fallrohre dienen entweder außerhalb der Kesselumkleidung liegende weite Rohre oder eine größere Zahl enger Rohre, die, wenn sie zwischen den Siederohren liegen, gegen die Heizgase geschützt sein müssen. Die engrohrigen Wasserrohrkessel sind auch häufig als Doppelender gebaut worden, jedoch ist auf unseren Neubauten von dieser Konstruktion Abstand genommen, weil bei Einendern die Schotteinteilung besser durchführbar ist, weil die Betriebsreserve größer ist, und weil die Schwankungen des Wasserstandes bei bewegtem Schiff geringer sind.

Die einzelnen engrohrigen Wasserrohrkessel (Thornycroft, Schulz, Yarrow, Blechynden, Normand, Deutscher Marinekessel usw.) unterscheiden sich voneinander hauptsächlich durch verschiedene Krümmung der Rohre und verschiedene Heizgasführung. Die späteren Ausführungen dieser Kesseltypen weichen aber vielfach von den ursprünglichen ab, so daß die früher scharf ausgeprägten Verschiedenheiten im Laufe der Jahre sich mehr und mehr verwischt haben.

Tafel 12 zeigt einen kleinen engrohrigen Wasserrohrkessel für Dampfboote Klasse A. Die äußeren Rohre des kleinen Rohrbündels wirken als Fallrohre. In das große Rohrbündel gelangt das Wasser durch das Verbindungsrohr der beiden Wasserjammler (Unterkessel). Die S-förmige Heizgasführung entsteht durch das teilweise Zusammenbiegen benachbarter Rohrreihen zu geschlossenen Wänden.

Tafel 13 zeigt einen engrohrigen Marinekessel für einen kleinen Kreuzer. In der Zeichnung bedeuten: 1 Flansch für Hauptabsperrventil und Sicherheitsventil, 2 Flansch für Speisewasserregler und Speiseventile, 3 Flanschen für Wasserstände, 4 Flansch für Probierventile, 5 Flanschen für Manometer, 6 Flansch für Kontrollmanometer, 7 Flansch für Schaumventil, 8 Flansch für Kesselschild, 9 Flansch für Entlüftungsventil, 10 Feuerlöschventile, 11 Feuertüren, 12 Mischfallklappen, 13 Luftklappen, 14 Fallrohre, 15 Korbalken, 16 Stütze für Korbalken, 17 Befestigung der eingewalzten Rohre im Oberkessel, 18 desgleichen im Unterkessel, 19 Flugaschfänger.

Der Weg der Heizgase ist durch Pfeile bezeichnet, das Zusammenbiegen der Siederohre zu geschlossenen Wänden ist außerdem durch drei Schnitte dargestellt.

Tafel 14 zeigt einen zuweilen auf breiten Kriegsschiffen angewendeten Doppelkessel, bestehend aus vier Wasserjammern, vier Rohrbündeln und zwei Dampfjammern. Zwischen den Dampf- und Wasserräumen beider Kessel besteht keine direkte Verbindung, an Armaturen wird also nicht gespart. Der Zweck dieses Zusammenbauens von zwei Kesseln ist lediglich eine vorteilhafte Feuerungsanlage und große Korbfläche.

Diese Doppelkessel haben sich auf verschiedenen Schiffen unserer Marine gut bewährt. Es ist aber die Möglichkeit nicht ausgeschlossen, daß bei der Berührung der inneren Rohrbündel, wo der direkte Durchtritt des Feuers nach oben durch Asbestlagen verhindert wird, bei längerem Außerbetriebsein durch die vereinigte Wirkung von Feuchtigkeit und Asbest ein schnelleres Abrosten eintritt.

Tafel 15 zeigt den Yarrow-Kessel auf unserem aus England bezogenen Torpedoboot D 10.

Die Befestigung der geraden Rohre bedingt eine Abflachung der sonst kreisrunden Wasserjammler (Unterkessel). Wegen der geraden Rohre ist auch

keine besondere Heizgasführung möglich. Der Gewichtersparnis halber ist bei diesem Kessel auf freiliegende Fallrohre verzichtet, weil die am wenigsten geheizten äußeren Rohrreihen, die mit ihren oberen Enden noch unter dem Wasserstand liegen, als Fallrohre wirken. Es werden aber auch Yarrow-Kessel mit außen liegenden Fallrohren an einem oder beiden Kessellenden gebaut.

Der Yarrow-Kessel besitzt trotz der geraden Rohre zwischen zwei Rohrwänden genügende Widerstandsfähigkeit gegen alle vorkommenden Betriebswechsel. Seine innere Reinigung wird durch die Geradheit der Rohre erleichtert. Wegen des verhältnismäßig schmalen Rohrbündels erfordert der Yarrow-Kessel mehr Raumböhe als ein krummrohriger Kessel gleicher Leistung.

In der englischen Marine und auch auf Handelsschiffen ist stellenweise der weitrohrige Yarrow-Kessel (etwa 45 mm innerer Durchmesser) verwendet, der etwas schwerer pro PS, dafür aber in der Haltbarkeit der Rohre überlegen ist.

C. Vergleich der Kessel.

1. Gewicht und Raumbedarf.

a) **Allgemeines.** Voraussetzung für einen richtigen Vergleich ist es, daß die Ausnutzung des Dampfes in der Maschine in allen Fällen gleich ist. Ferner sind die Kesselanlagen auf Handelsschiffen, Kriegsschiffen und Torpedobooten wegen der verschiedenen Betriebsverhältnisse getrennt zu behandeln. Schließlich ist zu beachten, daß bei übertrieben kleiner Kesselanlage die Gewichts- und Raumerparnis an den Kesseln auf längeren Reisen teilweise oder ganz durch einen Mehrbrauch an Kohlen ausgeglichen werden kann.

b) Gewichtsvergleich.

Schiffsklasse und Kesseltyp	Gewicht der betriebsfertigen Kesselanlage mit Wasser, Rohrleitung und Hilfsmaschinen in den Kesselräumen bei höchster Dauerleistung in kg pro PSi
Frachtdampfer mit Zylinderkesseln	110 bis 125
Passagierdampfer mit Zylinderkesseln	85 bis 105
Linienchiffe mit engrohrigen Wasserrohrkesseln	35 bis 42
Kreuzer mit engrohrigen Wasserrohrkesseln	25 bis 35
Torpedoboot mit engrohrigen Wasserrohrkesseln	12 bis 17
Kreuzer mit Dürr-Kesseln	45 bis 50

Der Gewichtsunterschied zwischen den engrohrigen Wasserrohrkesseln auf Kreuzern und Torpedobooten beruht zum kleinsten Teil in baulichen Verschiedenheiten, zum weitaus größten in der verschiedenen Forcierung.

Das Wassergewicht in engrohrigen Wasserrohrkesseln beträgt bei Kriegsschiffen etwa 3, bei Torpedobooten etwa 2 kg pro PSI. Begründung dieses Unterschiedes wie vorstehend.

c) **Raumvergleich.** Da auf fast allen Schiffen die Raumhöhe für alle Kesselsysteme ausreicht, kommt nur der Bedarf an Grundfläche in Betracht. Auf 1 qm Kesselraumfläche entfallen bei Torpedobooten wesentlich mehr PS als bei Kriegsschiffen.

2. Vergleich nach Wirtschaftlichkeit.

Da diese in erster Linie von der Beanspruchung der Kessel ($\frac{\text{Wärmemenge}}{\text{Heizfläche}}$)

und von der Güte der Bedienung abhängt, und da bei jedem Kesseltyp die Heizfläche im Verhältnis zur Kostfläche verschieden groß bemessen werden kann, so hat es keinen Sinn, in bezug auf Wirtschaftlichkeit einen Unterschied zwischen den verschiedenen Kesselarten zu machen.

Mit andern Worten: Jeder Kessel ist wirtschaftlich, wenn man ihn nur mit einem Teil seiner Höchstleistung beansprucht.

Wenn trotzdem die Erfahrung ergibt, daß der Kohlenverbrauch pro PSI und h bei Wasserrohrkesseln auf langen Reisen durchschnittlich um einige Prozent höher ist als bei Zylinderkesseln, so liegt das im allgemeinen daran, daß das Halten einer stets niedrigen Kohlschicht, wie es ein wirtschaftlicher Betrieb bei Wasserrohrkesseln verlangt, höhere Anforderungen an das Geschick und die Gewissenhaftigkeit der Heizer stellt und daher bei Dauerfahrten nicht immer einwandfrei durchgeführt wird.

Bei häufigem Betriebswechsel, also beim Manövrieren der Kriegsschiffe, wird dieser Nachteil der Wasserrohrkessel dadurch wieder ausgeglichen, daß man die Dampferzeugung schneller dem wechselnden Dampfbedarf anpassen, also das Überproduzieren nach dem Kondensator einschränken kann.

3. Vergleich nach Betriebseigenschaften.

Vorteile der engrohrigen Wasserrohrkessel gegenüber den Zylinderkesseln: Viel größere Forcierungsfähigkeit, daher vorübergehend sehr große Dampferzeugung, größere Widerstandsfähigkeit gegen schnellen Betriebswechsel, daher schnelleres Anheizen, größere Anpassungsfähigkeit an wechselnden Dampfbedarf insolge des kleinen Wasserinhaltes, geringere Gefahr für Personal und Schiff bei Explosionen, Ausführbarkeit der meisten Reparaturen mit Bordmitteln ohne Herausnahme aus dem Schiff.

Nachteile: Größere Schwankungen des Druckes und Wasserstandes insolge des kleineren Wasserinhaltes und der kleineren Wasseroberfläche, daher die Notwendigkeit von Speisewasserreglern, größere Schwierigkeit in der Bedienung der Feuer wegen der Notwendigkeit einer möglichst dünnen und

gleichmäßigen Kohlenschicht, größere Neigung zum Überkochen und zum Mitreißen von Wasser in die Maschine wegen der kleineren Wasseroberfläche, daher stellenweise die Notwendigkeit von Prallplatten oder Überhitzern, größere Häufigkeit von Betriebsstörungen und Reparaturen, größere Schwierigkeit der inneren Untersuchung und Reinigung, größere Empfindlichkeit gegen unreines Speisewasser und Salzgehalt.

D. Brennstoffe.

1. Kohlen.

a) Eigenschaften guter Steinkohlen. Große Heizkraft: Bei Probefahrtskohlen soll 1 kg in dem Versuchsteffel einer Kaiserlichen Werft mindestens 8,3 kg Wasser von 0° in Dampf von 100° Cels. verwandeln. Großes spezifisches Gewicht zur Erhöhung des Fassungsvermögens der Bunker. Man rechnet 1,2 bis 1,3 cbm Bunker auf 1000 kg Kohlen, bei gesackten Kohlen etwa 1,6 cbm. Große Festigkeit zur Vermeidung übermäßiger Grusbildung beim Transport, wenig Rauchbildung, wenig Rückstände an Asche und Schlacke.

Die Kohlen sollen ferner ein schwarzglänzendes Aussehen haben, sie sollen beim Zerschlagen keinen schieferartigen Bruch oder erdigen Staub zeigen, sie sollen nicht eisen- oder schwefelkieshaltig sein und sie sollen schließlich nicht naß oder durch langes Lagern verwittert oder grushaltig sein.

Englische Wales-Kohle ist schwerer als westfälische, sie hat etwas größere Heizkraft und raucht weniger, brennt aber etwas stärker.

b) Unterbringung der Kohlen an Bord. Kohlenbunker, deren Inhalt durch Rechnung und Messung genau bestimmt wird, sind entweder querschiffs oder längschiffs angeordnet. Querbunker liefern den leichtesten Kohlentransport vor die Feuer der längschiffs aufgestellten Kessel, Seitenbunker ergeben wirksamen Kohlenchutz. Daher liegen die Kohlen bei Handelschiffen vorwiegend in Quer-, bei Kriegsschiffen vorwiegend in Seitenbunkern.

Zugänglichkeit der Bunker von oben durch Bunkerdeckel, von den Heizräumen durch Bunkerschiebetüren. Beleuchtung elektrisch durch Lichtspinde in den Bunkerwänden oder durch fest eingebautes elektrisches Oberlicht, außerdem nach Bedarf durch elektrische Handlampen.

Kohlenübernahme bei hochbordigen Handelschiffen durch seitliche Kohlenlöcher in der Bordwand, bei niedrigen Handelschiffen und bei Kriegsschiffen durch Kohlenlöcher in den Decks. Zwischen den Decks fest eingebaute oder losnehmbare eiserne Kohlentrichter. In die Kohlenlöcher werden trichterförmige Kohlenhöfen eingesetzt.

e) Selbstentzündung von Kohlen. Hauptgründe sind: Verdichtung und Absorbierung von Sauerstoff aus der Luft und Einwirkung von Nässe auf den Schwefelkiesgehalt (Verbindung von Schwefel und Eisen) der Kohle.

Durch Absorbieren von Sauerstoff wird die Temperatur gesteigert und durch die Temperatursteigerung wird wieder die Verbindung von Kohlen gasen mit Sauerstoff gefördert, so daß, wenn außerdem mehrere ungünstige Umstände zusammentreffen, Selbstentzündung eintritt. Solche Umstände sind: hohe Temperatur der Umgebung, Vorhandensein zahlreicher frischer Bruchflächen, die besonders heftig Sauerstoff absorbieren, und überhaupt starke Zerkleinerung der Kohle und viel Kohlenstaubgehalt.

Die Wirkung von Nässe auf den Schwefelkies bewirkt an sich keine große Temperatursteigerung, macht aber die Kohle brüchig und ermöglicht dadurch stärkere Sauerstoff-Absorption.

Bunkerexplosionen entstehen durch Kohlenwasserstoffe (Grubengas), welche namentlich bei frisch geförderter Kohle und bei gewaltigem Einschütten in den Laderaum oder Bunker frei werden und durch zufällige Berührung mit Feuer sich entzünden. Die Explosionsgefahr bei Grubengas hängt aber von dem Mischungsverhältnis mit Luft ab und hört auf, wenn auf ein Teil Gas mehr als 16 Teile Luft kommen.

d) Vorbeugende Mittel gegen Bunkerbrände. Bei Kohlenübernahme nasse oder schwefelkieshaltige Kohlen möglichst vermeiden. Eindringen von Wasser in die Bunker verhindern, den in Kohlenprämen oder auf Deck zusammengefügten Grus nicht in die Bunker werfen, sondern direkt verbrauchen; beim Bau den Kesseln genügend Abstand von den Bunkern geben, Bunker teile, die besonders hoch erwärmt werden, möglichst ungefüllt lassen oder möglichst bald verbrauchen, an diesen besonders warmen Stellen Kesselraum möglichst gut lüften, niemals mit offenem Licht oder Feuer in die Bunker gehen, regelmäßig Temperatur in den Peilrohren messen, mindestens zweimal wöchentlich etwa angesammelte gasförmige Kohlenwasserstoffe durch Lüften beseitigen, und zwar am wirksamsten durch Zuführung von Luft (Windsack) an einem und Abführung am andern Bunkerende, weniger wirksam durch langes (etwa 10 h) Offenhalten der Bunkerdeckel, besonders gut lüften nach dem Einnehmen frischer Kohlen und vor dem Hineinschicken von Leuten, die Luft aber möglichst nur über die Oberfläche der Kohlen leiten, nicht in das Innere, weil dadurch die Absorption von Sauerstoff gefördert würde, bei Verdacht oder Anzeichen einer Selbstentzündung Bunkertüren schließen. Für die Lokalisierung eines etwaigen Bunkerbrandes würden Doppelschotte, möglichst mit künstlicher Luftzirkulation zwischen benachbarten Bunkern, sehr wirksam sein.

e) Löschung von Kohlenbränden. Sehr vorteilhaft ist ein selbsttätiges Anzeigen des Brandes, weil dann mit dem Löschen schneller begonnen werden

kann. Von der deutschen Schiffs-Feuerlöschgesellschaft in Bremen wird der Feuermelder von Schöppe empfohlen, ein auf jeden gewünschten Grad einstellbares Metallthermometer, das durch seine Ausdehnung bei Erwärmung eine elektrische Alarmglocke in Tätigkeit setzt und gleichzeitig an einer Tafel im Navigationsraum den Ort des Feuers anzeigt.

Die allgemein üblichen Löschmittel sind Wasser (Dampfpumpen) und Dampf. Dampf ist, namentlich wenn von unten in den Bunker eingeführt, wirksamer als Wasser, weil er die Luft verdrängt, genügt aber zuweilen doch nicht, wenn der Brandherd tief im Innern der Kohlenladung steckt, und erfordert eine fest eingebaute Dampf-Flöschrohrleitung, die sich auf verschiedene Räume verzweigt. Am wirksamsten ist Kohlen säure, welche jedes Feuer tötet, wenn sie zu 25 % der Luft beigemischt ist. Vielfach genügen auch 10 % und weniger.

Die Schwierigkeit des Löschens mit Kohlen säure liegt in der erforderlichen Menge und in dem Gewicht der Behälter (bei 50° hat die flüssige Kohlen säure etwa 120 Atmosphären Druck). Das Feuerlöschverfahren mit Kohlen säure ist hauptsächlich durch den Chemiker Gronwald ausgebildet. Vor schwefliger Säure und Ammoniak verdient die Kohlen säure deshalb den Vorzug, weil sie billiger, für den Menschen weniger gefährlich und für jede Art der Schiffsladung unschädlich ist. Natürlich sind die Kohlen säurebehälter möglichst kalt aufzubewahren. Bei dem Gronwaldsystem kann die Kohlen säure von einer Zentrale aus in die verschiedensten Räume des Schiffes geleitet und siebartig verteilt werden.

2. Heizöl.

a) Gewinnung und Eigenschaften der Heizöle. In den Ölkesseln unserer Marine wird das durch Destillation des Steinkohlenteers gewonnene Steinkohlenteeröl (Kreosotöl) gebrannt, also dasselbe Öl, was neuerdings vielfach als Treiböl für Dieselmotoren dient (vgl. Verbrennungsmotoren Absatz A). Bei Auslandsreisen verlohnt sich auch die Verbrennung der Destillationsrückstände von Erdölen, in Ostasien hauptsächlich Borneoöl, in Amerika hauptsächlich Texasöl. Direkte Verfeuerung der Roherdöle wäre zu kostspielig und zu gefährlich wegen des Gehaltes an wertvollen und explosiblen Leichtölen, wie Benzin. Die Temperatur, bei der das Heizöl brennbare Gase ausscheidet (Entflammungspunkt), soll in unserer Marine mindestens 86° betragen. Braunkohlenteeröl ist mindestens ebensogut wie Steinkohlenteeröl, aber teurer.

Die in Frage kommenden Heizöle für Ölkessel haben 20 bis 30 % mehr Heizwert als Steinkohle, bedürfen aber zur Verbrennung vorhergehender Zerstäubung oder Vergasung.

b) Unterbringung des Heizöls an Bord. Heizölzellen liegen auf Kriegsschiffen meist im Doppelboden, jedoch kommen in Einzelfällen auch Quer- und Seitenbunker in Betracht.

Da das Öl durch Kälte dickflüssig wird oder feste Bestandteile ausscheidet, versieht man die betreffenden Abteilungen oder Zellen mit kupfernen Dampfheizschlangen. Um bei Erwärmung das Öl sich frei ausdehnen und beim Füllen der Zellen die Luft entweichen zu lassen, erhält jede Zelle ein bis an das Oberdeck durchgehendes Entlüftungsröhr. Damit bei Grundberührung die Innenhaut des Doppelbodens möglichst wenig in Mitleidenschaft gerät, werden die Ölzellen nur bis 80 % gefüllt. Um bei Grundberührungen das Öl möglichst leicht entweichen zu lassen, gibt man den stählernen Entlüftungsröhren etwa 75 mm lichten Durchmesser bei etwa 3 mm Wandstärke. Außerdem werden oberhalb des Panzerdecks die Entlüftungsröhre mehrerer Ölzellen miteinander verbunden, damit beim Eindringen einer Zelle das Öl in eine andere unversehrte Zelle übertreten kann.

Obwohl eine direkte Feuerzgefahr bei den verwendeten Ölen nicht festgestellt ist, ist doch große Vorsicht geboten, also kein offenes Licht in die Nähe der offenen Ölbehälter bringen, und das Öl nicht zu hoch anwärmen, nicht über 60 bis 70°.

c) Übernahme und Abgabe von Öl. Von den Ölbehältern an Land fließt das Öl durch feste Rohrleitungen und Metallspiralschläuche in die Ölzellen des am Bollwerk liegenden Schiffes. Bei Kälte wird Öl in den Landbehältern durch Dampfheizschlangen dünnflüssig gemacht. Abgabe von Öl in die Landbehälter und Übernahme von Öl auf See aus längsseit liegenden Ölprähmen durch besondere Ölpumpen an Land bzw. an Bord der Schiffe. Anwärmen des Öls in den Ölprähmen durch Heizschlangen, die durch Dampf Schlauch mit der Heizanlage des Schiffes verbunden werden.

Die für die verschiedenen Ölzellen bestimmten Pumpen schaltet man zweckmäßig so, daß jede als Reserve für die andern dienen kann. Für den Betrieb der Kompressions-Zerstäubung sind häufig besondere Ölpumpen vorgesehen.

E. Feuerungsanlagen.

1. Kohlenfeuerung.

a) Kofst und Aschfall. Länge der Kofstfläche mit Rücksicht auf die Bedienung im allgemeinen nicht über 2 m. Bei größeren Kesseln zwei bis drei Kofstlagen hintereinander. Unterstützung durch Schürplatte, Kofstbalken und Feuerbrückenträger. Wegen der Wärmeausdehnung Spielraum zwischen den Kofststäben in der Längs- und Querrichtung. Freie Kofstfläche = $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2,5}$ der ganzen und grundsätzlich um so größer, je stärker die Kohle bakt, und je mehr Luft von unten nach oben durchtreten soll.

Feuertür, doppelwandig, mit innerem Brandblech und mit Luftkühlung zwischen beiden Wänden ist bei allen neueren Kesseln um eine obere horizontale Achse in dem Feuertürrahmen so drehbar, daß sie nach innen aufschlägt. Feststellung in jeder beliebigen geöffneten Stellung durch Überfall mit Verzahnung oder Keilradgeperre, Ausbalancierung durch Gegengewicht.

Aschfall ist bei Wasserrohrkesseln ein unten angeschraubter Kasten aus etwa 5 mm dickem Eisenblech. Er muß bei forciertem Betrieb Wasser enthalten, um durch den aufsteigenden Wasserdampf die Roststäbe vor dem Verbrennen zu schützen. Hinter den in verschiedener Stellung feststellbaren Aschfallklappen oder Dämpferklappen, die beim Ascheziehen herausgenommen werden, sind häufig noch Sicherheitsklappen angeordnet, die sich bei etwaigem Überdruck im Aschfall (bei ausströmendem Dampf) selbsttätig schließen.

b) Rauchfang und Schornstein. Rauchfänge aus 3 bis 5 mm Eisenblech. Unterer Teil, mit dem Kessel verschraubt, ragt verschiebbar durch die Rauchfangschlinge des Panzerdecks.

Oberer Teil, mit diesen Rauchfangschlingen vernietet, ragt verschiebbar durch die Rauchfangschlingen des Oberdecks. Jede Feuerung ist vom Heizstand aus durch Klappe vom Rauchfang absperrbar. Beim Kesselreinigen oder Feuerreinigen in Fahrt werden die betreffenden Rauchfangklappen geschlossen, damit nicht die Druckluft aus dem Heizraum entweicht. Ferner benutzt man die Klappen zur schnellen Hemmung der Dampfbildung beim Evolutionieren. Schließlich schützen sie die Kessel gegen feuchte Niederschläge von außen. Innere Zugänglichkeit der Rauchfänge durch verschließbare Türen. Die Rauchfanglukken des Panzerdecks erhalten innerhalb der Rauchfänge Panzergrätinge.

Rauchfangmäntel aus etwa 2 mm Eisenblech, mit verschließbaren Öffnungen, im Schornsteinschacht mindestens 70 mm vom Rauchfang entfernt, haben unten innerhalb der Heizräume Schieber oder Klappen, um den Luftdruck in den Heizräumen und die Luftkühlung zwischen Rauchfängen und Mänteln zu regeln. Bei modernen Kriegsschiffen geht das Panzerdeck ohne Lüftungsöffnung bis an die Rauchfangmäntel.

Schornstein aus 3 bis 4 mm Eisenblech, mit inneren Steigeisen, ist mit den Rauchfangschlingen des Oberdecks vernietet. Schornsteinmantel bildet die obere Fortsetzung des Schornsteinschachtes und reicht bis unter die Regenkrone, wo die aufsteigende heiße Luft entweicht. Auf großen Schiffen etwa 300 mm Spielraum zwischen Schornstein und Mantel. Erleichterung der äußeren Arbeiten am Schornstein durch Steigeisen und herumlaufende Ringe aus Rundstahl. Schornsteinstage dürfen erst nach voller Erwärmung des Schornsteins fest angezogen werden. Schornsteinquerschnitt auf Handeldampfern meist rund, auf Kriegsschiffen häufig länglich.

Schornsteinhöhe bei Kriegsschiffen nur durch äußere Rücksichten (genügend hohe Ableitung des Rauches) bedingt, weil natürlicher Schornsteinzug nur für kleine Fahrt in Betracht kommt.

c) Rauchlose Feuerung. Da der sichtbare Rauch höchstens 1 % der gesamten Abgase beträgt, so liegt der wirtschaftliche Vorteil der rauchlosen Verbrennung nicht in der Rauchverbrennung selbst, sondern in dem damit verbundenen guten Arbeiten der Feuerung. Rauch entsteht entweder durch Luftmangel oder schlechte Mischung der Heizgase mit Luft oder zu niedrige Temperatur im Verbrennungsraum. Die erste Ursache ist lediglich Bedienungsfrage, namentlich bei Ölfeuerung, die beiden anderen können auch in der Konstruktion liegen.

Als Mittel gegen Rauch kommen in Frage:

1. Verhütung der Rauchbildung,
2. nachträgliche Verbrennung des entstandenen Rauches,
3. möglichstes Unsichtbarmachen des Rauches.

Zu 1. Die diesbezüglichen Einrichtungen laufen in der Hauptsache auf innigere Mischung der Heizgase mit Luft hinaus, unter Berücksichtigung des verschiedenen Luftbedarfes gleich nach der Beschickung und nach erfolgtem Durchbrennen. Sie verwenden auch häufig hoch vorgewärmte Luft.

Zu 2. Gewöhnlich wird vorgewärmte Luft in bestimmten durch die Feuerbedienung geregelten Zeiten über die Kohlschicht geblasen.

Zu 3. Bildung eines Dampfschleiers über der Feuerung oder Einspritzen von Wasser in den Schornstein zwecks mechanischer Ausscheidung der festen Bestandteile aus den Abgasen.

In der Art des Schiffsbetriebes, namentlich des wechselnden Kriegsschiffsbetriebes liegt es begründet, daß alle derartigen Versuche an Bord weniger Erfolg gehabt haben als bei ortsfesten Kesselanlagen.

2. Ölfeuerung.

a) Entwicklung der Ölfeuerung in unserer Marine. Die ersten Versuche begannen etwa 1893. Es wurde zuerst reine Ölfeuerung, bald darauf gemischte Feuerung (gleichzeitige Verbrennung von Kohlen und Öl) auf den damals noch kleinen, nur mit einem Lokomotivkessel ausgerüsteten Torpedobooten erprobt. Dann folgten Versuche mit gemischter Feuerung in Zylinderkesseln und schließlich, etwa 1895, Versuche mit gemischter Feuerung in engrohrigen Wasserrohrkesseln auf Torpedobooten. Nach befriedigendem Abschluß aller Versuche wurden jahrelang, bis etwa 1908, auf allen unseren Neubauten die Kessel sämtlich oder zum Teil für gemischte Feuerung eingerichtet, während mit Rücksicht auf die Ölpreise, die schwierige Beschaffung des Öls und den Fortfall des Kohlenschutzes auf reine Ölfeuerung verzichtet wurde.

Wegen mancherlei Mängel, die sich in der Front bei gemischter Feuerung zeigten, und zwar hauptsächlich wegen der häufigen Verschmutzung oder Zerstörung der Öldüsen durch das darunter liegende Kohlenfeuer ist seit etwa 1910 die gemischte Feuerung in der früheren Form wieder als unzweckmäßig aufgegeben und dafür die Teilung der gesamten Kesselanlage in zwei Gruppen, Kessel mit reiner Kohlenfeuerung und Kessel mit reiner Ölfeuerung, auf allen neuen Kriegsschiffen eingeführt, während auf den neuesten Torpedobooten auch ausschließlich reine Ölfeuerung Anwendung findet.

Die früher allgemein übliche Ölzerstäubung durch Dampf (System Cuniberti) ist in unserer Marine seit etwa 1903 durch die Kompressionszerstäubung (System Körting) ersetzt, die keine Dampfverluste verursacht. Zerstäubung des Öls durch Preßluft hat sich zwar bei allen Versuchen sehr gut bewährt, ist aber wegen der in den Luftpreßpumpen liegenden Komplikation nicht eingeführt.

Die Ergebnisse während der vorstehenden Entwicklung lassen sich in folgendem zusammenfassen: Gemischte Feuerung hat zwar den großen Vorteil, daß der Kessel seine volle Verwendbarkeit als Kohlenkessel behält, ergibt auch natürlich größeren Aktionsradius und eine gewisse Entlastung des Personals gegenüber reiner Kohlenfeuerung, nutzt aber den Heizwert des Öls nicht voll aus, weil die Kohlenverbrennungsräume in den Kesseln im allgemeinen nicht genügende Größe und Länge für die Ölflammen haben. Auch ein rauchfreies Fahren, wie bei reiner Ölfeuerung, ist bei gemischter Feuerung wegen der Kohlenheizung nicht möglich. Da nun außerdem, wie oben erwähnt, die Düsen häufig durch das darunter liegende Kohlenfeuer leiden, und überhaupt die gemischten Feuerungsanlagen reichlich kompliziert sind, so ist die jetzt übliche Trennung nach reinen Kohlen- und reinen Ölkesseln die beste Lösung.

b) Feuerungseinrichtungen bei Ölfeuerung. Ölkessel, in unserer Marine engrohrige Wasserrohrkessel mit zwei symmetrischen Rohrbündeln, also mit einer Feuerung, als Einender oder Doppeler gebaut, haben keine besondere Heizgasführung durch Rohrwände, sondern nur einzelne Abdeckplatten über den äußeren Rohrreihen, um die Temperatur möglichst gleichmäßig auf die ganze Kessellänge zu verteilen. Der Feuerraum ist an beiden Enden und unten durch feuerfeste Steine begrenzt. Die untere Steinschicht ruht auf einer Blechwand, unter der vom Heizraum aus zwecks Kühlung Luft zirkuliert. Die vordere und bei Doppenern auch die hintere Steinwand hat Löcher zum Einsetzen der Öldüsen.

Tafel 16 zeigt einen Öldoppeltessel für einen kleinen Kreuzer. Es bedeuten: 1 Öldüsen, 2 Handräder zur Einstellung der um die Düsen herumgebauten gitterförmigen Drehschieber für Luftzuführung, 3 Drehschieber, 4 und 5 Luftklappen in der vor die Steinwände vorgebauten Blechwand,

6 Lufteintritt zur Kühlung der Sohle des Feuerraumes, 7 Schaulöcher für den Feuerraum, 8 Mannloch für den Feuerraum, 9 Abdeckplatten, deren zweckmäßigste Anordnung durch Versuche ermittelt ist.

Auf neueren Torpedobooten werden häufig Einender-Kessel vorgezogen, weil man dann die hintere Kesselseite dicht an ein Querschott rücken kann und gewöhnlich auch an Bedienungspersonal spart.

Etwas von den Düsen abtropfendes Öl muß aufgefangen und abgeleitet werden, weil es explosive Gase bilden kann.

Tafel 17 zeigt den schematischen Rohrplan einer Ölfeuerungsanlage mit nur einem Kessel. Es bedeuten: A, B, C und D Ölbunker, a Saugewärmer (bei neueren Ausführungen nicht vorhanden), b Saugefilter (doppelt zum Umschalten), c zwei Ölduplexpumpen, d Windkessel mit Ölstandsglas und Anschluß an Handpumpe zum Auspumpen mit Luft, e Druckvorwärmer mit Heizung durch Frischdampf, f Drucksiebtöpfe doppelt zum Umschalten (bei neueren Ausführungen nicht vorhanden), g Thermometer an jedem Kesselende, h Ölstandsgläser für Ölbunker A, B und C, i Ölstandszeiger für Ölbunker D, k Speisepumpe, l Heizraumventilator.

1 bis 5 Saugerohre der Ölpumpen, 6 bis 11 Druckrohre, 12 Ölverteilung am Kessel, 13 Rücklaufrohr vom Überdruckventil nach dem Saugerohr, 14 Schlauchanschluß, um beim Lenzen der Ölbunker das Öl an Deck zu pumpen, 15 und 16 Füllleitung für Ölbunker, 17 und 18 Entlüftung, 19 Rohre für Ölstandsgläser, 20 bis 26 Dampfzuleitungen, 27 bis 30 Abdampfleitungen, 31 und 32 Kondensatleitungen, 33 und 34 Entlüftung von Sauge- und Druckvorwärmer.

Dieselbe Tafel zeigt die jetzt allgemein bei uns eingeführte Kompressions-Zentrifugal-Öldüse von Körting sowie den zugehörigen Luftregulierschieber. In die Düse ist unmittelbar hinter dem Eintritt noch ein Sieb eingebaut. Die Zentrifugalbewegung des Öls wird durch die kleine Spirale in der Düsenmündung erzeugt. Der Klappbügel mit der Handelschraube ermöglicht ein äußerst schnelles Losnehmen der Düse zwecks Reinigung.

Durch die Ölpumpen wird das auf etwa 50° vorgewärmte Öl mit 5 bis 9 Atm. Überdruck durch die Düse gepreßt.

c) Versuchsergebnisse und Wert der Ölfeuerung. Reine Ölfeuerung hat folgende Vorteile vor der Kohlenfeuerung: Einfachere und leichtere Bedienung der Kessel und Fortfall des Kohlentrimmens, daher Entlastung des Heizerpersonals und Verringerung der Heizerzahl, die Möglichkeit, gleichmäßiger und längere Zeit hindurch zu forcieren, da das Reinigen der Koste wegfällt und die höhere Forcierung auf die Beanspruchung der Heizer wenig Einfluß hat, größerer Aktionsradius infolge der größeren Heizkraft des Öls und infolge der Möglichkeit, die Doppelbodenzellen auszunutzen, schnellerer Wechsel in der Dampferzeugung durch An- und Abstellen von Düsen ohne

Schädigung der Kessel, daher größere Sparsamkeit beim Manövrieren (Vermeiden des Abblasens), Fortfall oder Verringerung des Rauches, leichtes Übernehmen des Öls in das Schiff, Fortfall des Überbordwerfens von Asche, da das Öl fast ohne Rückstände verbrennt.

Diese großen Vorteile können für unsere neuen Kriegsschiffe aber nur sehr beschränkt zur Geltung kommen, weil die Ölkessel nur den kleineren Teil der Kesselanlage ausmachen und wegen der hohen Ölpreise nur ausnahmsweise benutzt werden.

Die engrohrigen Wasserrohrkessel haben sich als Ölkessel vorzüglich bewährt. Sie liefern bei gleichem Gewicht etwa 50 % mehr Dampf als Kohlenkessel und haben bei den Versuchen in unserer Marine mit 1 kg Öl etwa 10 kg Dampf erzeugt.

Bei 12 Atm. Ölbruck, 70° Öltemperatur und 2 mm Düsenbohrung werden in jeder Düse etwa 200 l Öl stündlich verbraucht.

Im Interesse der Schonung der Ölkessel sollen bei einem Heizwert des Öls von 10 000 WE grundsätzlich höchstens 4,5 kg Öl, und bei kurzer Forcierung höchstens 5,5 kg pro qm Heizfläche und Stunde verfeuert werden, bei geringerem Heizwert entsprechend mehr.

3. Künstliche Zuführung von Verbrennungsluft.

a) **Zweck** ist Verringerung des Kesselgewichts pro PS, denn bei gleicher Dampfverwertung nimmt dieses in demselben Maße ab, wie die Dampferzeugung zunimmt. Die stündliche Kohlenverbrennung pro qm Kofst beträgt bei natürlichem Schornsteinzuge etwa 100 kg, bei sehr hoher Forcierung bis zu 400 kg.

Würde bei dieser Betriebssteigerung die Wärmeausnutzung des Kessels und die Dampfverwertung unverändert bleiben, so würde das Kesselgewicht pro PS im Verhältnis $400 : 100 = 4 : 1$ verringert. In Wirklichkeit wird eine so hohe Gewichtersparnis durch Forcierung nicht erreicht, weil die Kesselheizfläche eine große Wärmemenge nicht ebenso gut aufnehmen kann wie eine kleine. Nimmt z. B. bei vorstehender Betriebssteigerung der Kesselwirkungsgrad von 0,7 auf 0,5 ab, was unter besonders ungünstigen Umständen möglich ist, so verringert sich das Kesselgewicht pro PS im Verhältnis

$$\frac{1 \cdot 0,7}{4 \cdot 0,5} = \text{etwa } 1 : 3.$$

Eine Verschlechterung des Kesselwirkungsgrades von 0,7 auf 0,5 ist bei Kriegsschiffen und noch mehr bei Torpedobooten berechtigt, weil es vorteilhafter ist, für die kurzen Zeiten der Forcierung Brennstoff zu verschwenden, als für die langen Zeiten der Marschfahrten eine unnötig große Kesselanlage mitzuschleppen.

Erkennbar ist die Verschlechterung der Wärmeausnutzung an der höheren Schornsteintemperatur, die bei natürlichem Schornsteinzuge etwa 300 bis 350° beträgt, bei hohen Forcierungsgraden auf Torpedobooten aber zuweilen bis 700° steigt.

In mäßigen Grenzen wirkt die künstliche Luftzuführung nicht unwirtschaftlich, kann daher auch im Dauerbetriebe der Handelsschiffe Verwendung finden.

Bei Kriegsschiffen hängt die zulässige Grenze der Forcierung von der Widerstandsfähigkeit der Kessel ab. Während früher bei Zylinderkesseln ein Luftdruck von 12 mm Wasserfülle im Heizraum ungefähr die Grenze bildete, kann man unsern engrohrigen Marinekesseln bei Höchstleistung vorübergehend beliebig hoch forcieren, zuweilen bis 130 mm Wasserfülle.

Bei der sechsständigen forcierten Fahrt soll der Luftdruck 65 mm Wasserfülle nicht überschreiten.

Bei Höchstleistungen der Kessel kann bis etwa 170 mm Wasserfülle geblasen werden, wobei im Luftsaugeschacht bis zu 100 mm Unterdruck entsteht. Zu wenig Luftdruck gibt bei Kesseln schwarzen, zu viel weißen Rauch. Ganz ohne Luftdruck geht es überhaupt nicht, auch nicht bei 1 Düse.

b) Einrichtungen für künstliche Zuführung der Verbrennungsluft.
Künstlicher Zug im Schornstein wird nur auf Dampfbooten als Dampfdurchblasevorrichtung verwendet.

Unterwindgebläse, früher allgemein auf Torpedobooten mit Lokomotivkesseln verwendet, findet sich jetzt nur noch auf kleineren Booten mit offenen Heizräumen.

Sowdengebläse, bei dem durch die abziehenden Heizgase Luft in Rohrsystemen erwärmt und durch einen Ventilator in die Feuerung teils über, teils unter den Kofst gedrückt wird, ist häufig auf Handelsdampfern mit Zylinder- und auch mit Wasserrohrkesseln eingebaut.

Druckluft in geschlossenen Heizräumen ist die jetzt allgemein übliche Methode auf allen modernen Kriegsschiffen und Torpedobooten.

Vorteile: Möglichkeit der Luftzuführung nicht nur durch den Achsfall, sondern auch durch Löcher in der Feuertür sowie durch Klappen in der Kesselumkleidung an beiden Kessellenden, also bessere Mischung der Heizgase mit Luft, ferner ständiger Luftwechsel im ganzen Heizraum.

Nachteile: Notwendigkeit schleusenartiger Heizraumniedergänge.

Häufig wird durch Einbau leichter Schotten der Heizraum verkleinert, um den Luftdruck schneller wechseln zu können.

Auch auf Handelschnelldampfern wird man zur Druckluft in geschlossenen Heizräumen übergehen müssen, wenn die Anforderungen an Schnellig-

feit oder Gewichtersparnis noch weiter gesteigert werden. Auch eine ausreichende Lüftung der Heizräume läßt sich schließlich anders schwer erreichen.

4. Überhitzung.

a) **Allgemeiner Nutzen der überhitzung.** Der bei gewöhnlichen Kesselanlagen im Dampf vorhandene Wassergehalt leistet nicht nur keine Arbeit, sondern wirkt auch nachteilig in der Maschine durch Wassererschlag und Abkühlung. Gesamtverlust durch Kondensation in Rohrleitung und Maschine beträgt je nach Art und Größe der Maschine 25 bis 40 % des im Kessel erzeugten Dampfes.

Bei Heißdampf werden diese Verluste um so mehr vermieden, je höher die Überhitzung. Dazu kommt der Vorteil der Volumenvergrößerung des Dampfes (bei 150° Überhitzung mehr als 30 %). Bei Kolbenmaschinen besteht als dritter Vorteil gewöhnlich eine Vereinfachung der Maschine, indem man die Zahl der Expansionsstufen um eine verringern kann. Große Heißdampfmaschinen auf Frachtdampfern baut man gewöhnlich nicht vier-, sondern dreistufig.

Dem gegenüber stehen folgende Nachteile: Die Expansionskurve fällt bei überhitztem Dampf schneller, so daß unter Umständen die Maximalleistung der Maschine kleiner wird. Der HD-Zylinder muß daher etwas größer sein als bei Satttdampf. Bei Kolbenmaschinen fällt im Zylinder die Schmierung durch Maßdampf weg, daher bei Heißdampf die Notwendigkeit stärkerer Schmierung, und zwar mit besonders wärmebeständigem Öl, weil gewöhnliches Zylinderölschmieröl bei hoher Überhitzung verdunstet, also wirkungslos wird. Bei Turbinen fällt diese Schwierigkeit weg, weil reibende Teile im Innern nicht vorhanden sind, also auch keine Schmierung nötig ist. Die Schwierigkeit der Stopfbuchsenpackung bei Heißdampfkolbenmaschinen kann als überwunden gelten. Bei schneller Verringerung der Maschinenleistung muß man die Heizgase vom Überhitzer ganz oder teilweise absperren, weil bei dem verlangsamten Dampfdurchgang die Überhitzerrohre verbrennen können und weil der jetzt viel höher überhitzte Dampf der Maschine gefährlich sein kann.

Vgl. auch Teil I. C und Teil II. D.

b) **Geschichtliche Entwicklung der überhitzer.** Die Entwicklung der Überhitzer an Land beginnt seit etwa 1850. Einen wesentlichen Fortschritt machten die Heißdampfmaschinen seit etwa 1894 durch Ingenieur Schmidt in Cassel. 1898 baute der Vulcan in Stettin die erste Lokomotive mit Schmidtschem Überhitzer. Auf Kriegsschiffen waren Überhitzer allgemein im Gebrauch, solange ND-Dampf verarbeitet wurde. Mit der Entwicklung der Schiffsmaschine von der einfachen bis zur vierfachen Expansion ver-

schwand die Überhitzung wieder, weil sie bei höherem Kesseldruck mehr Schwierigkeiten machte und weniger Nutzen brachte.

Seit etwa 1905 nahm die Überhitzung einen neuen Aufschwung durch Einführung der Dampfturbinen auf Kriegsschiffen, während die Versuche, moderne Schiffskolbenmaschinen mit Heißdampf zu treiben, sich auf einige Handelsschiffe beschränkten.

c) Höhe der Überhitzung. Geringe Überhitzung ist vielfach nur ein Trocken des Dampfes. Je höher die Überhitzung, desto größer ihr Nutzen, desto größer aber auch die Gefahr des Verbrennens der Überhitzerrohre und die praktischen Betriebschwierigkeiten in der Maschine. Bei Landanlagen überhitzt man gewöhnlich auf 300° , höchstens auf 400° . Etwa 400° ist die höchste praktisch verwendbare Temperatur. Die guten Erfahrungen mit ortsfesten Kolbenmaschinen sind aber auf Schiffskolbenmaschinen nicht ohne weiteres übertragbar, weil die Schiffskessel anders gebaut und betrieben, weil die Maschinen viel größer und weil die Reparaturmöglichkeiten auf See beschränkt sind. Jedoch sind auf Handelsschiffen die Schwierigkeiten einer hohen Überhitzung heute im allgemeinen überwunden.

Bei Turbinen kann um so höher überhitzt werden, je geringer die Gefahr des Schleifens in der HD-Turbine ist. Am geringsten ist diese Gefahr bei Gleichdruckwirkung mit partieller Beaufschlagung, weil hier die Spalte am größten sein können.

Bei Turbinenanlagen auf Kriegsschiffen wird im allgemeinen höchstens um 100° , d. h. auf etwa 300° überhitzt, und zwar wird dieser Überhitzungsgrad nur bei langsamer Fahrt erreicht, weil nur dann ein entsprechendes Verhältnis von Überhitzergröße: Dampfmenge besteht.

d) Anforderungen an Überhitzer. Überschuß der Heizgastemperatur über Sättigungstemperatur des Dampfes darf nicht zu klein sein, damit Überhitzer nicht zu groß wird, und nicht zu groß, damit Überhitzerrohre nicht gefährdet werden. Man muß also den Überhitzer an die richtige Stelle der Heizgasführung legen. Dabei muß die Dampfführung durch den Überhitzer mit der richtigen Geschwindigkeit erfolgen. Bei modernen Überhitzern auf Turbinenschiffen strebt man bis zu 300° Dampftemperatur an und verwendet dabei bis zu 1000° Heizgastemperatur. Es muß ferner möglich sein, die Heizgase von den Überhitzerrohren abzusperren (vgl. a). Schließlich muß eine Überhizeranlage an Bord möglichst klein, leicht und gut zugänglich sein.

e) Anordnung der Überhitzer. Rauchkammer- oder Schornstein-Überhitzer, wie sie früher auf Kriegsschiffen mit ND-Maschinen gebaut wurden, kommen jetzt nicht mehr in Frage, weil die abziehenden Heizgase für eine wirksame Überhitzung des HD-Dampfes nicht warm genug sind.

Besondere Überhitzerkessel, die nur diesem Zweck dienen und unabhängig von den anderen Kesseln sind, eignen sich aus Betriebsgründen nicht für moderne Turbinenschiffe, denn beim Stoppen könnte man die Heizung der Überhitzerkessel nicht schnell genug unschädlich machen.

Folglich muß man alle oder einige Kessel so mit Überhitzern verbinden, daß man die Heizgase, je nachdem es der Betrieb erfordert, in verschiedenem Verhältnis auf den Kessel und Überhitzer verteilen kann.

In der Beschränkung der Überhitzung auf die hintersten Kessel liegt eine erwünschte Selbstregulierung in dem Sinne, daß mit wachsender Leistung der Überhitzungsgrad und die Überhitzungsgefahr abnimmt. Bei Turbinenkriegsschiffen mit Überhitzeranlagen rechnet man bei Marschfahrten mit etwa 100° Überhitzung, während bei Forcierungen im allgemeinen nur ein Trocknen des Dampfes stattfindet.

Auf Kriegsschiffen versteht man nur einige Kessel mit einem Überhitzer, weil dies für die gewünschte Kohlenersparnis bei Dauerfahrten genügt, und man wählt dazu die hintersten Kessel, weil dann die Rohrleitung am einfachsten wird.

Tafel 18 zeigt einen Wasserrohrkessel mit seitlich angeordnetem Überhitzer.

Darin bedeuten: 1 Hauptabsperrventil am Kessel, von wo der Dampf nach den Gruppenventilen am Maschinenschott geführt wird, 2 Eintritt von diesen Gruppenventilen in den Überhitzer, 3 bis 10 Weg des Dampfes durch die Überhitzerrohre entsprechend den auf den Rohren gezeichneten Pfeilen, 11 Überleitungsstutzen des überhitzten Dampfes nach den Gruppenventilen, 12 Gestänge und Kette zum Einstellen der beiden Rauchfangklappen 13 und 14 im Kessel und Überhitzer. Je nach der Einstellung gehen die Heizgase nur durch 13 oder nur durch 14 oder durch beide gleichzeitig, 16 Zugstange mit den Bolzenlöchern 15 und 17 zum Schließen von 14 bei geschlossener Klappe 13, damit bei abgestelltem Kessel die Heizgase nicht durch 14 in die Nachbaressel eindringen, 18 Winkelrahmen der Kesselumkleidung, 19 Fallrohre, 20 Deckstütze, 21 Verbindungs kasten zwischen den unteren Sammlern des Überhitzers mit 22 Wasserstand, 23 und 24 Korbalken mit Stütze.

Tafel 19 zeigt einen Wasserrohrkessel mit oben angeordnetem Überhitzer. Der Kessel arbeitet mit 17 Atm. Überdruck, hat 9 qm Korb- und 460 qm Heizfläche, der Überhitzer hat 85 qm Heizfläche. Bei forciertem Betriebe des Kessels kann der Dampf um 150° überhitzt werden. Durch Mischung mit dem nassen Dampf der anderen 3 Kessel dieser Anlage wird aber die Überhitzung auf 15° verringert. Der Dampf geht sechsmal hintereinander durch Überhitzerrohre.

Es bedeuten: 1 Fallrohre, 2 Verbindungsrohr zwischen den Unterkesseln zur Erhöhung des Wasserumlaufes, 3 Überhitzerrohrsysteme, 4 Über-

leitung des Dampfes zwischen den Rohrbündeln, 5 Klappe zur Regulierung der Überhitzung.

f) Einfluß der Überhitzung auf die Konstruktion der Maschine. Bei Kolbenmaschinen häufig Ventilsteuerung an Stelle der Schiebersteuerung wegen der Reibung. Unter Umständen auch Vereinfachung der Maschine durch Fortfall einer Expansionsstufe.

Bei Turbinen stellenweise größere Bemessung der Spalte.

g) Ergebnisse. Die ersten Überhitzungsgrade sind für die Brennstoffersparnis am wirkungsvollsten. Durchschnittlich erzielt man mit je 7 bis 8° Überhitzung etwa 1 % Brennstoffersparnis. Nähere Angaben siehe Dampfturbinen, Absatz E.

5. Dampf-Natronkessel.

(Vgl. Berling, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1913.)

a) Bedeutung dieser Konstruktion für U-Boote. Die bisherigen U-Boote sind den gewöhnlichen Torpedobooten gegenüber dadurch erheblich im Nachteil, daß ihre maschinellen Anlagen sowohl für Überwasserfahrt als auch für Unterwasserfahrt geeignet sein müssen. Alle modernen U-Boote fahren über Wasser mit Ölmotoren, unter Wasser mit Elektromotoren und Akkumulatorenstrom, weshalb man sie kurz als öl-elektrische Boote bezeichnen kann.

Durch Dampf-Natronkessel wird es vielleicht möglich, auch auf U-Booten mit einer einheitlichen Maschinenanlage auszukommen, und zwar mit Dampfmaschinen, weil der Dampf-Natronkessel ein feuerloser Dampferzeuger ist und daher auch unter Wasser betrieben werden kann. Die Grundidee hierzu stammt von Moritz Honigmann in Grevenberg bei Aachen. Ob die praktischen Versuche, die neuerdings von der A.-G. Weser in Bremen aufgenommen sind, erfolgreich sein werden, bleibt abzuwarten.

b) Wirkungsweise der Dampf-Natronanlagen (Tafel 20). Die Anlage umfaßt:

1. Wasserrohrkessel mit Ölfeuerung für aufgetauchten Betrieb A.
2. Dampfmaschinenanlage mit Hilfsmaschinen und Kondensationsanlage.
3. Warmwasserbehälter B.
4. Natron-Kesselanlage mit den Räumen C und D.

Bei der Überwasserfahrt sind nur 1 und 2 beteiligt, und der Betrieb unterscheidet sich in keiner Weise von gewöhnlichen Dampfmaschinen (Nr. I auf Tafel 20).

Bei der Unterwasserfahrt ist der Vorgang folgender: Der Abdampf der Dampfmaschine wird vom ND-Zylinder größtenteils in die Natronräume C der Natronkessel geleitet, wo er von der Natronlauge begierig aufgesaugt und niedergeschlagen wird, also seine latente Wärme an die Lauge abgibt.

Letztere wird dadurch so heiß, daß sie als Heizung für die umgebenden Wasserräume D des Natronkessels dienen kann, so daß in diesen Räumen hinreichend gespannter Wasserdampf für die Dampfmaschine entsteht.

Da nur ein kleiner Teil des Abdampfes im Kondensator niedergeschlagen und als Speisewasser in den Wasserraum des Natronkessels gepumpt wird, muß dem Natronkessel aus dem Warmwasserbehälter so viel Wasser zugesetzt werden, daß der Wasserstand konstant bleibt (Nr. II auf Tafel 20).

Je mehr die Natronlauge durch den absorbierten Wasserdampf verdünnt und erhitzt wird, um so geringer wird die Aufnahmefähigkeit der Lauge und um so größer der Gegendruck in dem Natronraum des Natronkessels. Deshalb muß der Abdampf zum Heizen der Natronlauge schließlich vom MD-Zylinder anstatt vom ND-Zylinder abgezweigt werden (Nr. III auf Tafel 20).

Je länger unter Wasser gefahren wird, desto voller wird im Kessel der Natronraum. Ist dieser am Ende der Unterwasserfahrt fast voll, dann leitet man den ganzen Abdampf der Maschine in den Kondensator und von hier als Wasser in den Warmwasserbehälter. Die Wärme im Natronraum genügt dann noch, um alles Wasser im Wasserraum zu verdampfen. Letzterer wird also leer (Nr. IV auf Tafel 20).

Vor einer neuen Unterwasserfahrt muß die Natronlauge wieder eingedampft, d. h. von ihrem Wassergehalt befreit werden. Zu dem Zweck wird aus dem mit Ölfeuerung geheizten Wasserrohrkessel Dampf in die Wasserräume des Natronkessels geleitet. Dadurch wird die Natronlauge so heiß, daß das absorbierte Wasser als Dampf aus ihr entweicht. Dieser Dampf geht in den Hauptkondensator, der bei Überwasserfahrt in Betrieb ist, und von dort als Wasser in den Warmwasserbehälter. Der beim Eindampfen im Wasserraum des Natronkessels niedergeschlagene Heizdampf wird als Speisewasser in den Hauptkessel geleitet (Nr. V auf Tafel 20).

Ist der Warmwasserbehälter fast gefüllt, so wird der Wasserraum des Natronkessels bis zum normalen Wasserstand gefüllt, und das Boot ist zur neuen Unterwasserfahrt bereit.

Zur Vermeidung von Trimmänderungen bei der Unterwasserfahrt baut man 2 Natronkessel ein und setzt den Warmwasserbehälter in die Mitte zwischen ihnen.

F. Kesselarmatur.

1. Anordnung und Material.

Tafel 20 zeigt die Anordnung der Armatur für einen engrohrigen Marinekessel. Es bedeuten: a Absperrventil, b Sicherheitsventile, c Wasserstandsanzeiger, d Speisewasserregler, e Speiseventile, f Wasserstands-

probierventile, g Manometerventile, h Schaumabblaseventil, i Stützen mit Ventil für Kontrollmanometer, k Luftventil, l Schwimmer für Regler, m inneres Dampfentnahmerohr, n inneres Schaumabblaserohr.

Die Armaturen der Hauptdampfrohrleitung bestehen aus Siemens-Martin-Stahlguß, die Dichtungsflächen aus Nickel oder Bronze. Alle anderen Armaturen fertigt man aus Bronze, nur im Innern des Kessels wird Kupfer oder Bronze wegen etwaiger galvanischer Wirkungen grundsätzlich vermieden.

2. Abbläsvorrichtungen.

a) **Dampfabsperrentil** (Tafel 21). Kesselndruck wirkt auf Öffnen. Einschränkung des Mitreißen von Wasser durch ein vielfach geschichtetes inneres Dampfentnahmerohr. Öffnen und Schließen des Ventils vom Heizstand aus. Schließen, aber nicht Öffnen auch vom Oberdeck aus für den Fall einer Gefahr.

b) **Kesselausblase- und Schaumabblaseventil**. Ersteres steht durch ein Rohr mit der tiefsten Stelle des Kessels in Verbindung, letzteres mit der Oberfläche des niedrigsten Wasserstandes, wo das innere Abschäumrohr in einen Schaumtrichter endigt. Bei den engrohrigen Marinekesseln haben die Ausblaseventile kein inneres Rohr, sondern sitzen direkt an den Unterkesseln.

3. Speisevorrichtungen.

a) **Speiseventil** (Tafel 22). Jeder Kessel hat gemäß Kesselgesetz zwei voneinander unabhängige Speiseventile. Jedes der beiden Ventilgehäuse enthält zwei hintereinander geschaltete, selbsttätige Rückschlagventile, die durch den Pumpendruck gehoben werden, und von denen das dem Kessel zunächst liegende im Hub regulierbar und auch ganz absperrrbar ist.

b) **Speisewasserregler** (Tafel 22) hält mittels Schwimmer und Regulierventil selbsttätig den Wasserstand auf konstanter Höhe und ist bei allen Wasserrohrkesseln zweckmäßig oder erforderlich, weil wegen der Kleinheit der Wasseroberfläche die Regelung des Wasserstandes von Hand zu mühsam wäre. Die beiden Speiseventile sitzen symmetrisch an dem Gehäuse des Regulierventils. Letzteres ist entlastet. Beim Versagen des Reglers kann man das Speisewasser durch ein Umgehungsventil direkt in den Dampfsammler leiten.

4. Sicherheitsvorrichtungen.

a) **Manometer** sind bei Schiffskesseln Doppelmanometer mit 2 Federrohren und 2 Zeigern.

b) **Wasserstandsanzeiger** (Tafel 21). Jede Kesselstirnwand erhält 2 Anzeiger. Glas nebst bronzenen Fassungen leicht auswechselbar nach Lösen der oberen Schraubenspindel mit Handrad. Verbindung des oberen

und unteren Stuzens am Kessel durch 2 Anker. Beide Stuzen haben eine Verschraubung zum Durchstoßen, der untere Stuzen hat außerdem ein Durchblaseventil. Die beiden Absperrvorrichtungen zwischen Glas und Kessel lassen sich beim Springen des Glases von einer genügend entfernten Stelle aus ohne Gefahr schließen. Beleuchtung des Glases elektrisch. Ersatzbeleuchtung durch Öllampe.

c) **Wasserstandsprobierventile**, 2 Stück, das unterste in der Ebene des niedrigsten Wasserstandes.

d) **Sicherheitsventile**, 2 Stück mit direkter Feuerbelastung, gewöhnlich mit dem Dampfabsperrentil vereinigt, wie auf Tafel 21.

Die Sicherheitsventile sind vom Heizstand aus lüftbar, feststellbar und auf selbsttätig einstellbar. Auswechseln der Feder auch unter Dampf möglich. Zwischen Sicherheitsventil und Kessel ein Sieb gegen Mitreißen von Wasser.

e) **Feuerlöschdüsen** sind Dampfstrahlapparate, die den Dampf aus dem Kessel, das Wasser von außenbords erhalten und letzteres möglichst über das ganze Feuer verteilen. Sie sind gegen Verschmutzen und Verbrennen durch Einbau in Mauerwerk und Luftkühlung geschützt.

G. Behandlung der Kessel.

1. Sicherheitspolizeiliche Überwachung der Dampfkessel.

a) **Allgemeine Besichtigung**, bei in Dienst befindlichen Schiffen halbjährlich, bei Landkesseln und Kesseln auf Hülks jährlich auszuführen, bezieht sich auf den äußeren Zustand des Kessels, wobei nur bei besonderen Veranlassungen Bekleidung und Mauerwerk entfernt wird, auf den inneren Zustand in bezug auf Niederschläge und Aufressungen und auf den gebrauchsfähigen Zustand der Armatur und Feuerungseinrichtung.

b) **Spezielle Untersuchung**, bei in Dienst befindlichen Schiffen jährlich vorzunehmen, soll den Abnutzungsgrad des Kessels und seiner Armatur feststellen, also auch entscheiden, ob und inwieweit der Arbeitsdruck heruntersetzen ist, schließt daher stets eine allgemeine Besichtigung in sich ein. Mit der speziellen Untersuchung verbindet man stets eine Kaltwasserdruckprobe mit einem Druck = Arbeitsdruck + 5 Atm. Da man enge Wasserrohre nicht auf Abnutzung untersuchen kann, schneidet man bei der speziellen Untersuchung Stichproben aus den am meisten gefährdeten Rohrreihen heraus.

2. Kesselbetrieb.

a) **Kesselwasser**. Auffüllen mit filtriertem Wasser aus den Reinigungsanlagen der Werften oder mit destilliertem Wasser aus den Frischwassererzeugern an Bord. Laufende Kontrolle des Speisewassers auf Reinheit, auf jeder Wache einmal. Bei merklicher Verunreinigung Wasser wechseln.

Nach Entleerung nicht vor gründlicher Lüftung Licht heranbringen wegen Explosionsgefahr infolge Zersetzung von Zink.

Speisewasserregler dauernd kontrollieren, namentlich bei schlingerndem Schiff. Beim Überkochen Betrieb möglichst mäßigen und Wasserstandszeiger und Probierventile öfters durchblasen, damit sie sich nicht zusetzen.

Bei Wassermangel Aufspeisen nur dann zulässig, wenn zweifellos keine Kesselteile glühend sind. Besondere Maßnahmen: Dämpfen des Feuers durch Wasser (Feuerlöschvorrichtung) oder durch Aufwerfen nasser Asche, Dämpferklappen schließen und, falls andere Kessel zugleich angestellt sind, Absperren des gefährdeten Kessels von der Hauptdampfrohrleitung.

b) Feuerung. Anheizen erfordert bei großen Zylinderkesseln 6 bis 8 Stunden, bei weitrohrigen Wasserrohrkesseln etwa 1 Stunde und bei engrohrigen etwa $\frac{1}{2}$ Stunde bis zur vollen Dampfentwicklung.

Bei Ölkesseln muß vor dem Anstellen kräftig durchventiliert werden, denn beim Abstellen oder durch Undichtheiten kann in der ausgemauerten Feuerung sich Öl ansammeln, aus dem bei Erwärmung explosible Öldämpfe entstehen.

Beschickung der Kohlenfeuer möglichst gleichmäßig, bei Wasserrohrkesseln niedriger als bei Feuerrohrkesseln, bei Forcierung höher als bei mäßigem Betriebe.

Eine niedrige Kohlenschicht (10 bis 15 cm, bei Forcierung bis 20 cm) ist bei Wasserrohrkesseln deshalb nötig, weil infolge der im Vergleich zu Feuerrohrkesseln weniger abgeschlossenen Verbrennungsräume bei höherer Kohlenschicht zu viel Heizgas unverbrannt oder nur zu CO verbrannt in die Feuerzüge entweichen würden, was nebenbei ein Verschmutzen der Rohre zur Folge hat.

Man erzielt die niedrige Kohlenschicht durch häufiges Aufwerfen kleiner Kohlenmengen in genau gleichmäßigen Zeiträumen, event. unter Benutzung besonderer Heizraumuhren mit Klingelsignal.

Forcieren ist unzulässig, wenn Fettablagerungen oder Kesselstein vorhanden sind und wenn außergewöhnlich starkes Schmieren der dampfführenden Teile notwendig wird (Kolbenmaschinen).

Feuerreinigen ist im allgemeinen alle 12 Stunden nötig, bei stark schlackender Kohle alle 8 Stunden. Bei Druckluft in geschlossenem Heizraum möglichst alle Kessel eines Heizraumes zugleich reinigen, damit die Druckluft möglichst kurze Zeit abgesperrt bleibt. Bei Fahrtunterbrechung bis zu 24 Stunden werden bei Zylinderkesseln häufig die Feuer aufgebänkt. Bei Wasserrohrkesseln lohnt sich wegen des schnellen Anheizens das Feuer aufbänken nur für wenige Stunden.

Ist bei stillliegendem Schiff sofortige volle Betriebsbereitschaft erforderlich, so hält man bei 7 bis 9 kg Dampfdruck kleine Feuer und bläst nötigenfalls überschüssigen Dampf nach dem Kondensator ab.

3. Kesselreinigung.

a) **Reinigung während des Betriebes.** Für das Kesselinnere kommen in Betracht Abschäumen der Wasseroberfläche und Reinigung des Speisewassers vor dem Eintritt in den Kessel durch Filtrieren und Zusehen von Soda.

Außere Reinigung der Wasserrohrkessel von Ruß und Flugasche durch starkes Ventilieren, indem bei schnellem Gang der Ventilationsmaschine und bei offenen Feuertüren, aber geschlossenen Schornsteinklappen plötzlich eine Schornsteinklappe aufgerissen wird. Durch Lockern der Flugasche mittels Stahlbürsten kann man diese Reinigung unterstützen.

b) **Reinigung außer Betrieb.** Nach etwa 600, bei Torpedobooten schon nach 300 Betriebsstunden nimmt man eine kleine innere Reinigung vor, bestehend aus einem 6 bis 12 Stunden langen Auskochen mit Seewasser und Soda. Nachspülen mit Süßwasser, Auswischen der oberen und unteren Rohrenden und Ausspritzen der einzelnen Rohre mit Wasser.

Jährlich etwa einmal, gelegentlich der speziellen Kesseluntersuchung, bei Torpedobooten häufig zweimal im Jahre nimmt man eine große innere Reinigung vor, und zwar zunächst ebenso wie die kleine, jedoch werden nachher durch alle Siederohre Rohrbürsten durchgezogen, und darauf wird nochmals der Kessel etwa 4 Stunden lang ausgekocht und dann ausgeblasen.

Sind die Kessel durch irgendeine Veranlassung, z. B. durch Leckagen im Kondensator, besonders stark verunreinigt, dann müssen vorstehende Reinigungen früher stattfinden als nach den angegebenen Betriebszeiten.

Außere Reinigung außer Betrieb durch Bürsten und sonstige Handhaben nach Loönahme der Deckel in der Kesselumkleidung.

4. Kesselkonservierung.

a) **Naße Konservierung bei vollgefülltem Kessel** wird bei längeren Betriebsunterbrechungen auf in Dienst befindlichen Schiffen angewendet. Vor dem Dichtsetzen des Kessels (Sicherheitsventile) wird durch mäßiges Heizen möglichst alle Luft aus dem Kesselwasser entfernt.

b) **Trockene Konservierung bei geschlossenem Kessel** wird stets auf außer Dienst befindlichen Schiffen angewendet, zuweilen auch bei in Dienst befindlichen bei langem Aufenthalt in einem Hafen. Der vollständig entleerte Kessel wird gut ausgetrocknet. Durch Verbrennen von Holzkohle wird der Sauerstoff im Wasser- und Dampfraum möglichst verzehrt. Durch wasserfreies Chlorkalzium, welches in Schalen an verschiedenen Stellen des Kesselinnern aufgestellt wird, wird das Kesselinnere dauernd trocken gehalten. Flüssig gewordenes Chlorkalzium wird etwa alle drei Monate abgegossen und durch neues ersetzt.

Teil IV.

Kolbenmaschine und Wellenleitung.**A. Dampfzylinder, Kraftübertragung,
Maschinengestell.****1. Anordnung der Zylinder und Kurbeln.**

a) **Einstufige Kolbenmaschinen** kommen nur als Zwillinge-Hilfsmaschinen in Betracht.

b) **Zweistufige Kolbenmaschinen.** Gewöhnlich Compound- oder Verbundmaschine, d. h. HD- und ND-Zylinder mit 90° Kurbelversetzung.

Bei manchen Hilfsmaschinen auch Woolfsche Maschine, d. h. Kurbeln unter 180° oder 0°, im letzteren Falle meistens HD- und ND-Zylinder mit gemeinschaftlicher Kolbenstange, also Tandem-Bauart mit nur 1 Pleuelstange und nur 1 Kurbel. (Vgl. Hilfsmaschinen.)

c) **Dreistufige Kolbenmaschinen.** Bei kleinen und mittelgroßen Ausführungen 3 Zylinder und 3 Kurbeln unter 120°. Bei großen Ausführungen häufig geteilter ND-Zylinder, also 4 Kurbeln. In diesem Falle häufig Massenausgleich nach System Schlick.

d) **Vierstufige Kolbenmaschinen,** nur auf Handelsschiffen verwendet, haben bei nicht zu großer Ausführung 4 Zylinder und 4 Kurbeln, bei großer Ausführung Tandem-Bauart, und zwar entweder geteilten ND-Zylinder und 3 Kurbeln, oder außerdem der besseren Arbeitsverteilung halber auch geteilten HD-Zylinder, also 6 Zylinder und 4 Kurbeln. Auch hier ist Schlicksche Ausbalancierung möglich, sobald die Kurbelzahl = 4 ist.

2. Dampfzylinder mit Schieberkasten.

Zylinder mit Zylinderboden und Schieberkasten in 1 Stück aus bestem feinkörnigen Gußeisen, Zylinderdeckel und Schieberkastendeckel aus Stahlguß, bei Torpedobooten zuweilen auch aus Bronze mit äußeren radialen Rippen. Angegossene Zylinderfüße zur Befestigung auf Säulen oder Ständern. Im Zylinderboden besonderer Einlaß für Kolbenstangenstopfbuchse. Bei ausreichendem Platz Mannloch im Boden und Deckel, im andern Falle Schaulöcher. Bei Rundschieberkasten Schauloch an beiden Eintrittskanälen.

Bohrung des Zylinders oben und unten etwas erweitert, damit Kolbenliderung einige mm überläuft.

Zylinder und Schieberkasten außen durch Rippen, Schieberkasten innen durch Rippen und Anker versteift.

Einfachzylinder, die zuweilen entweder zwecks Mantelheizung oder nur zwecks Auswechslung gebaut werden, sind unten mit Flansch dampfdicht festgeschraubt, oben stopfbuchsenartig gedichtet. Große Rundschieberkasten erhalten stets besondere Laufbuchsen, teils wegen des Auswechslung, teils wegen der leichteren Bearbeitung der Kanäle.

Zwischenkammern (Receiver oder Aufnehmer) bei mehrstufiger Expansion sind bei kleinen Maschinen mit den Zylindern zusammengewossen, bei großen gewöhnlich durch Rohre gebildet, die die betreffenden Schieberkasten verbinden und an einem Ende eine Stopfbuchse haben.

Tafel 23 zeigt den ND-Zylinder eines kleinen Kreuzers. Die beiden symmetrisch liegenden Schieberstangen sind durch Traversen verbunden.

3. Zylinderarmaturen. (Tafel 24.)

a) **Sicherheitsventil** an beiden Zylinderenden gegen Wassererschlag, mit Schutzschraube gegen ausströmendes Wasser.

b) **Hilfsschieber.** Die gezeichneten beiden Hilfsschieber gehören zu verschiedenen (MD- und ND-) Zylindern, sind aber der Einfachheit halber in 1 Gehäuse vereinigt.

c) **Indikatoreinrichtung** mit Dreivegeahahn.

d) **Ausblasehähne** an den tiefsten Stellen der Zylinder und Schieberkästen, beim HD-Zylinder auch am Deckel.

e) **Schmiervorrichtungen.**

f) **Zuweilen besondere Schaulöcher.**

4. Kraftübertragende Maschinenteile.

a) **Dampfkolben und Kolbenstange.** (Tafel 25.) Kolbenkörper bei schweren Frachtdampfermaschinen aus Gußeisen, bei leichter gebauten Handelsdampfermaschinen und bei Kriegsschiffsmaschinen aus Stahlguß und bei Torpedobooten häufig aus geschmiedetem Stahl. Gewinde auf der Kolbennabe zum Aufsetzen der Vorrichtung zum Lösen der konischen Kolbenstange.

Kolbenliderung besteht aus 1 oder mehreren gußeisernen Ringen, die an einer Stelle aufgeschnitten sind und federnd gegen die Zylinderwand drücken. Das Aufschneiden muß derart sein, daß kein Dampf durchtreten kann (Kolbenschloß). Kolben mit einem breiten Liderungsring, eventuell

mit Schmiernuten und hintergelegten Kolbenfedern eignen sich am besten für ND-, aber auch für MD-Zylinder, während für HD-Zylinder Kolben mit mehreren Liderungsringen (Ramsbottom-Dichtung) besser sind.

Kolbenstange, aus gutem Stahl oder aus Tiegelstahl geschmiedet, besteht bei kleineren Maschinen aus 1 Stück mit dem Kreuzkopf, bei größeren ist sie konisch eingesezt.

b) Geradführung. (Tafel 26 und 27.) Gleitbahn, eine Platte aus hartem Gußeisen, mit Schmiernuten und Ölfänger, in den der Gleitschuh eintaucht, wird auf den gegossenen Zylinderständer oder, falls die Zylinder auf Säulen stehen, auf ein besonderes Gußstück zwischen den Säulen aufgeschraubt, und zwar in beiden Fällen bei großen Maschinen mit Hohlraum zum Durchpumpen von Kühlwasser.

Rückwärtsgleitbahn ist bei zweigleisiger Geradführung (Zylinderständer an beiden Seiten) ebenso wie Vorwärtsgleitbahn, bei eingleisiger Geradführung besteht sie aus 2 über den Gleitschuh greifenden Schienen.

Kreuzkopf ist bei großen Maschinen aus 1 Stück mit den beiden Kreuzkopfszapfen geschmiedet und konisch auf die Kolbenstange aufgesetzt. Gleitschuh, für Vorwärts- und Rückwärtsgang mit Weißmetall ausgegossen, ist gegen den Kreuzkopf nachstellbar. (Druckschrauben oder Keil oder Zwischenlegen von Blechen.)

c) Pleuelstange. (Tafel 25.) Aus Stahl geschmiedet, hohl gebohrt, oben gegabelt, hat an beiden Enden mit Weißmetall gefütterte Lager aus Bronze oder Stahlformguß. Länge bei Schiffsmaschinen = 4 bis $4\frac{1}{2}$ fachen Kurbelradius.

d) Umfangskraft, Massenwirkung, Torsionschwingungen. Die trigonometrische Darstellung auf Tafel 25 zeigt den Zusammenhang zwischen Kolbenkraft und Umfangskraft. Zeichnet man den Kurbelkreisumfang als Abzisse und die Umfangskraft als Ordinate, so erhält man das auf Tafel 28 für verschiedene Maschinenarten dargestellte Tangentialdruckdiagramm, welches außerdem die Massenwirkung berücksichtigt. Letztere besteht darin, daß durch die erforderliche Beschleunigung der Massen im ersten Teil des Kolbenhubes Kolbenkraft und Umfangskraft verkleinert, im letzten Teil durch die Verzögerung vergrößert werden. Diese Wirkung der Massen wächst natürlich mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit und mit der Tourenzahl. Siehe Berechnung unten auf der Tafel.

Je größer die Schwankungen in der aus den Tangentialdruckkurven der einzelnen Zylinder zusammengesetzten Tangentialdruckkurve der ganzen Maschine sind, desto ungünstiger wird die Welle beansprucht.

Die Wirkungen der ungleichförmigen Umfangskraft bei Kolbenmaschinen gehen aber noch weiter: Es entstehen Torsionschwingungen in der Welle,

wenn die Umdrehungszahl (Häufigkeit der Schwankungen des Tangentialdruckes) in ein passendes Verhältnis zur Elastizität der Welle gerät (kritische Umdrehungszahl). Die durch solche Schwingungen erzeugten Torsionsbeanspruchungen der Welle können erheblich größer sein als die aus dem Tangentialdruckdiagramm abgeleiteten. Dadurch erklären sich manche Wellenbrüche, für die man früher keine Erklärung hatte. (Untersuchungen von Frahm in Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure von 1902 und von Föttinger im Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft von 1903 und 1905.)

Die Wichtigkeit der Kenntnis solcher dynamischen Wellenbeanspruchung und die Schwierigkeit von Berechnungen auf Grund der Schwingungstheorie veranlaßte die Indikatoren-Bauanstalt Lehmann und Michels in Hamburg zum Bau des Meßinstrumentes „Torsigraph“ nach dem Patent des Diplomingenieurs Dr. Geiger. Prinzip: Mit der zu untersuchenden Welle wird durch Bandantrieb eine leichte Riemenscheibe verbunden, die infolge ihrer sehr geringen Masse allen, auch den raschesten Schwingungen der Welle augenblicklich folgt. Im Innern der Riemenscheibe und mit ihr elastisch verbunden lagert in Kugeln eine schwere Schwungscheibe, die infolge ihrer größeren Trägheit genau gleichmäßig rotiert. Die tangentialen Relativverdrehungen zwischen Riemenscheibe und Schwungscheibe werden durch ein nur in Spitzen wirkendes Hebelwerk in aziale verwandelt, vergrößert und auf ein endloses Papierband aufgezeichnet. In diesem Winkelabweichungsdiagramm ist die Zeit die Abszisse.

Stellt man zwei Apparate mit gemeinsamem Zeitkontakt an zwei beliebigen Stellen der Welle auf, so findet man durch Vergleich der Diagramme die relativen Verdrehungen zwischen diesen Stellen und kann daraus die durch Torsionsschwingungen entstandenen periodischen Verdrehungsbeanspruchungen der Welle berechnen.

5. Grundplatte und Zylinderstützen. (Tafel 26 und 27.)

a) **Grundplatte** aus Stahlformguß, besteht bei kleinen Maschinen aus 1 Stück, bei größeren ist sie aus mehreren Stücken zusammengeschräubt. Zwischen zwei aufeinanderfolgenden Kurbeln 1 oder 2 Querträger mit Kurbelwellenlagern, je nach der Entfernung der Kurbeln.

b) **Zylinderstützen** sind entweder gegossene Ständer aus Stahlformguß oder aus Stahl geschmiedete Säulen, bei großen Maschinen hohl gebohrt und diagonal versteift. Bei großen Maschinen häufig gegabelte Zylinderständer, wodurch ein Durchschlagen der Kurbel ermöglicht und geringere Breite der Maschine erzielt wird.

B. Steuerung.

1. Schiebersteuerung mit Exzenterantrieb.

a) **Normalsteuerung** ist die Grundform der Schiebersteuerung. Ein einfacher Muschelschieber, der in seiner Mittelstellung die beiden Dampfkanäle gerade bedeckt, wird durch ein Exzenter getrieben, das der Kolbenkurbel um 90° vorangeht. Ein- und Austritt wechselt also genau in der Mittelstellung des Schiebers, d. h. in der Totlage des Kolbens.

Die Normalsteuerung gestattet eine einfache Umsteuerung durch Vertauschung der Dampfwege mittels eines in das Zu- und Abdampfrohr eingeschalteten Wechselschiebers oder Wechselhahnes, und eignet sich für umsteuerbare Hilfsmaschinen, bei denen es hauptsächlich auf sicheres Anspringen und große Kraftleistung, aber nicht auf ökonomische Ausnutzung des Dampfes ankommt.

b) **Schieber mit Verteilung und Überdeckung.** Geht das Exzenter um $90^\circ +$ Voreilungswinkel δ der Kolbenkurbel voran, so entsteht Voreintritt und Voraustritt, aber keine Expansion und Kompression. Verbreitert man außerdem die Schieberlappen, so entsteht auch Expansion und Kompression. (Vgl. Schieberdiagramme.)

c) **Abweichungen von der einfachen Schiebersteuerung.** Außen- oder Innenkantenabschluß für den Eintritt verwendet man, je nachdem es die äußere Bauart der Maschine (Lage der Zwischenkammern, Anordnung der Dampfrohre) bedingt.

Hebelübertragung zwischen Exzenter- und Schieberstange ist ebenfalls häufig durch äußere Verhältnisse bedingt.

Schieber mit mehreren Kanälen, z. B. den Trickchen Schieber, verwendet man, um bei verhältnismäßig kleinem Hub einen größeren Durchgangsquerschnitt für den Dampf zu erzielen.

d) **Zeuner-Diagramm.** (Tafel 29.) Ist $\delta =$ Voreilungswinkel, $\omega =$ Kurbelwinkel von der Totlage ab gemessen, $r =$ Exzentrizität, dann läßt sich nachweisen, daß für jeden beliebigen Wert von ω der Radiusvektor $x = r \cdot \sin(\delta + \omega)$ ist, mithin die Schieberauslenkung darstellt. In der Totlage ($\omega = 0$) ist $x = r \cdot \sin \delta$.

Im Diagramm bedeutet ferner: i innere und e äußere Überdeckung, also v_0 inneres und v_1 äußeres lineares Voreilen, ferner a_1 die größte lineare Öffnung des Eintritts- und a_0 die größte lineare Öffnung des Austrittskanals.

Das rechte Diagramm auf derselben Tafel bezieht sich auf einen Trick-Schieber. Der Radiusvektor innerhalb der umränderten Fläche bedeutet das lineare Öffnen des Trick-Kanals.

Das Zeuner-Diagramm eignet sich sehr gut für den Entwurf einer Steuerung, liefert aber kein genaues Bild über die wirkliche Dampfverteilung, weil es eine unendliche Pleuelstangenlänge voraussetzt.

e) **Sinoiden-Diagramm** (Tafel 29) vermeidet vorstehenden Fehler, weil es im Gegensatz zu Zeuner auf dem rechtwinkligen Koordinatensystem beruht, wo es keine Schwierigkeiten macht, die richtige Kolbenbewegungskurve einzuzeichnen.

Im Sinoiden-Diagramm sind Abszissen = Kurbelwinkel, Ordinaten = Kolbenwege und Schieberwege.

Die Überdeckungen sind so bemessen, daß trotz der endlichen Pleuelstangenlänge die Füllung und Kompression auf beiden Kolbenseiten gleich groß ist (0,75 und 0,14).

Es bedeuten ferner: e_1 Beginn des Eintritts, f Beginn der Expansion, a Beginn des Austritts, c Beginn der Kompression, Index k Kurbelseite, Index a andere Seite, R Kurbelradius, L Pleuelstangenlänge.

2. Umsteuerungen.

a) **Bertauschung der Dampfwege.** Vergleiche Normalsteuerung und Hilfsmaschinen.

Bei einer Steuerung mit Expansion und Kompression ist diese Umsteuerung nicht anwendbar.

b) **Änderung der Schieberbewegung** (Tafel 30) ist ausführbar mit 2 Exzenteren (Stephenson'sche Kullisse) oder mit 1 Exzenter (Klug und Marshall) oder ohne Exzenter (Hebelsteuerung von Joy).

Durch Drehung der Umsteuerwelle von Vorwärts- auf Rückwärtsstellung werden bei der Kullissensteuerung die Kullissen verschoben, bei den Einexzentersteuerungen und bei der Joy-Steuerung die Aufhängepunkte der Schwingen verlegt oder die Führungskullissen gedreht, falls solche an Stelle von Schwingen vorhanden sind.

In allen Fällen würde in der Stoppstellung der Umsteuerwelle die Bewegung des Schiebers, falls die Maschine gedreht würde, zwar nicht = 0, aber für Vorwärts- und Rückwärts-Dampfverteilung gleich ungeeignet sein.

Jede Zwischenstellung zwischen Stopp und voller Leistung ergibt natürlich kleinere Füllung, so daß die Umsteuerung bis zu einem gewissen Grade auch zur Veränderung der Füllung benutzt werden kann, namentlich wenn die Aufhängepunkte der Hängeschienen oder Schwingen an den Hebeln der Umsteuerwelle einzeln verstellbar sind.

Ein voller Ersatz für die auf älteren Kriegsschiffs-Kolbenmaschinen übliche Expansionssteuerung mit 2 Schiebern ist vorstehende Methode jedoch

nicht, weil bei zu weitem Einlegen der Umsteuerwelle die Kompression zu groß wird und eine sehr starke Drosselung durch Verringerung der maximalen Schieberöffnung eintritt.

3. Bauart der inneren und äußeren Steuerung.

a) **Schieber.** Flachschieber dichten infolge des auf dem Rücken lastenden Dampfdruckes selbsttätig und gewähren kleinere schädliche Räume und engere Bauart als Rundschieber, bedürfen aber bei größeren Abmessungen einer Entlastung, da sonst Reibung und Arbeitsverlust zu groß wird.

Rundschieber müssen Spielraum haben, damit sie sich nicht festklemmen, verursachen daher wenig Reibung, halten aber auch wenig dicht, bedürfen daher bei großen Abmessungen besonderer Dichtung durch Liderungsringe. Ausführung der Rundschieber entweder als Röhrenschieber oder als Kolbenschieber mit 2 geschlossenen Scheiben.

Im letzteren Falle besondere Verbindung zwischen dem oberen und unteren Raum des Schieberkastens erforderlich.

Gewichtsentlastung der Schieber, zuweilen bei großen Handelsschiffsmaschinen angewendet, besteht aus einem auf der verlängerten Schieberstange angebrachten Entlastungskolben, dessen Unterseite unter Dampfdruck steht.

Kriegsschiffs-Kolbenmaschinen haben gewöhnlich nur Rundschieber. Flachschieber sind häufig verwendet beim ND-Zylinder der Hilfsmaschinen und der Handelsschiffsmaschinen.

Material der Schieber ist Gußeisen.

Tafel 31 zeigt einen großen Rundschieber mit Trick-Kanal.

b) **Schiebergestänge und Erzenter.** Material ist im allgemeinen Schmiedestahl, nur Erzenter Scheiben, Führungsböcke u. dgl. bestehen aus Stahlguß. Die Ausführung einiger wichtiger Teile, wie Schieberstangen, Kulisse, Kulissenstein, Erzenter und Umsteuerungswelle, ist auf Tafel 31 und 32 dargestellt.

4. Ventilsteuerung.

a) **Zweck.** Ventilsteuerung ist zuweilen bei Heißdampf verwendet, um die Schwierigkeiten der Schieberschmierung zu umgehen. Da jedoch diese Schwierigkeiten infolge Verwendung zweckentsprechenderen Schmiermaterials als überwunden gelten können, werden neuere Heißdampfmaschinen auf Frachtdampfern meistens mit der weniger empfindlichen Schiebersteuerung gebaut.

b) **Wirkungsweise der Ventilsteuerung.** Öffnen geschieht zwangsläufig durch Nockenwelle, Schließen selbsttätig durch Feder. Bei Schiffsmaschinen bleibt das Ventil bis zum Schließen mit der Nockenwelle in Berührung,

während bei Landmaschinen häufig zur Erzielung einer möglichst hohen Schließgeschwindigkeit (Präzisionssteuerung) vor dem Schließen ein Loslösen des Ventils vom Steuerungsgetriebe eintritt, eventuell unter Mitwirkung eines Luft- oder Spuffers zur Vermeidung eines zu heftigen Aufschlagens.

c) **Ventilsteuerung von Lenz** hat sich besonders für große Maschinen gut bewährt und ist in unserer Marine auf S. M. S. „Drache“ in Verbindung mit einer Überhitzeranlage verwendet.

Tafel 33 zeigt die nähere Ausführung bei dieser Maschine. Die Maschine ist zweistufig und hat 1 HD- und 2 ND-Zylinder. Durch 3 Erzenter am vorderen Ende der Kurbelwelle (I', II' und III') werden 3 konzentrisch ineinander gesteckte Nockenwellen in oszillierende Bewegung versetzt. Die innere massive Welle ist am längsten und steuert den hinteren ND-Zylinder, die mittlere hohle Welle steuert den HD-Zylinder, die äußere hohle Welle ist am kürzesten und steuert den vorderen ND-Zylinder. Zwecks Umsteuerung werden die 3 Erzenter durch eine Spindel mit steilem Gewinde gleichzeitig so quer zur Kurbelwelle verschoben, daß sie in der entgegengesetzten Drehrichtung der Maschine um $90^\circ + \delta$ der Kurbel vorangehen.

Durch diesen gedrängten Zusammenbau der Steuerung und Umsteuerung wird die ganze Maschine äußerst übersichtlich und zugänglich.

Im einzelnen bedeuten: 1 bis 5 Zudampfleitung, 6 und 7 Ein- und Auslaß für HD, 8 und 9 desgl. für ND, 10 und 11 Ein- und Auslaßnocken, 12 und 13 desgl. für ND, 14, 15 und 16 Nockenwellen, 17, 18 und 19 rechteckige um 120° versetzte, fest an der Kurbelwelle sitzende Gleitflöße, auf denen die 3 Erzenter mit ebenso breiten, aber längeren Ausschnitten sich geradlinig quer zur Welle verschieben, z. B. von I' nach I'' (Skizze oben), 20 Kurbelwelle mit Kurbeln I, II und III, 21 bis 23 Dampfleitung von HD nach ND und nach Kondensator, 24 bis 30 Einzelteile der Umsteuerung. Die dreifantige Zahnstange 29 wird beim Umsteuern axial verschoben, liegt in den Klößen 17 bis 19 und greift mit den vorstehenden Zähnen in die entsprechenden Zähne der Erzenterseiben, 31 Zeiger zum Anzeigen der Füllung, 32 Stopfbuche System Lenz mit 33 Eintritt, 34 und 35 Kondensatwassertaustritt und 36 und 37 Dichtungsringe.

C. Anordnung der Kolbenmaschinen im Schiff.

1. Anordnung der Kolbenmaschinen auf Handelsschiffen.

a) **Frachtdampfer** haben gewöhnlich nur 1 Kolbenmaschine, die möglichst weit nach hinten steht zur Erzielung einer möglichst kurzen Wellenleitung. Je kürzer die Wellenleitung, desto weniger Platz geht durch den Tunnel verloren.

Große transatlantische Frachtdampfer haben zuweilen 2 Schrauben, was bei den zuweilen vorkommenden Wellenbrüchen von größter Bedeutung für die Sicherheit des Schiffes ist.

b) **Passagierdampfer** haben bei transatlantischer Fahrt in der Regel 2 Schrauben und 2 nebeneinander angeordnete Maschinen, die bei größeren Schiffen durch Mittelschott getrennt sind.

Wenn es bei großen Schnelldampfern ausnahmsweise nicht gut möglich ist, die ganze Maschinenleistung in zwei Kolbenmaschinen unterzubringen, können auch je 2 Maschinen auf 1 Welle wirken. Beispielsweise hat Schnelldampfer „Kaiser Wilhelm II.“ vom Norddeutschen Lloyd 2 Wellen und 4 Maschinen von zusammen 40 000 PSI. Neuere Schnelldampfer mit derartig großen Maschinenanlagen werden jetzt nur noch als Turbinenschiffe gebaut.

2. Anordnung der Kolbenmaschinen auf Kriegsschiffen.

a) **Allgemeine Gesichtspunkte.** Da in allen Marinen noch eine Reihe von Jahren Kriegsschiffe mit Kolbenmaschinen fahren werden, so seien die Hauptanordnungen hier kurz erwähnt:

Die grundsätzlichsste Abweichung von der Anordnung auf Handelsschiffen liegt in gedrängter Unterbringung unter dem Panzerdeck, die nur gerade noch ein Abheben der Zylinderdeckel gestattet, während bei Handelsschiffen die Kolbenmaschinen so hoch in den Licht- und Luftschacht hineingebaut werden, wie es aus technischen Gründen erwünscht ist. Kriegsschiffskolbenmaschinen sind also bei gleicher Leistung viel niedriger als Handelsschiffskolbenmaschinen. Wegen des Panzerdecks ist auch das bei Handelsschiffen häufig angewendete Übereinanderbauen von Zylindern ausgeschlossen.

Ausgleich der mangelnden Raumböhe auf Kriegsschiffen teils durch höhere Umdrehungszahl, teils durch größere Zylinderdurchmesser, teils durch Anwendung von 3 anstatt 2 Kolbenmaschinen. Aus der höheren Umdrehungszahl folgt schwierigere Bedienung und höhere Beanspruchung des Personals. Dies gilt namentlich für Torpedobootskolbenmaschinen mit mehr als 300 Umdrehungen.

In vereinzeltsten Fällen liegt bei Kriegsschiffen ein Teil der Kessel hinter der Maschinenanlage, so daß die Wellen zwischen oder unter den hinteren Kesseln durchgehen müssen. Grund zu solcher an sich wenig einleuchtenden Anordnung war entweder bessere Raumausnutzung oder größere Sicherheit der Dampfzuführung (durch die räumliche Teilung) oder Vermeidung von Schiffsschwingungen durch günstigere Lage der Maschine in bezug auf den elastischen Schiffskörper.

Sonstige Gesichtspunkte, die zuweilen eine von Handelsschiffen abweichende Anordnung der Kolbenmaschinen bedingen, sind größere Sicher-

heit gegen feindliche Treffer (Kohlenschutz) und größere Betriebsreserve (2 statt 1 oder 3 statt 2 Maschinen), einfachere Marschfahrt (3 statt 2 Maschinen) und bessere Manövrierfähigkeit (nie weniger als 2 Maschinen).

b) Anordnung auf den verschiedenen Schiffsklassen. Hochseetorpedoboote haben 2 Maschinen, die entweder nebeneinander in gemeinschaftlichem Raum stehen oder durch Mittellängschott getrennt sind oder (bei den letzten Kolbenmaschinenbooten) in 2 durch Querschott getrennten hintereinander liegenden Maschinenräumen stehen.

Kleine Kreuzer haben 2 Kolbenmaschinen, die bei älteren Ausführungen in gemeinschaftlichem Raum stehen, bei neueren durch ein Mittellängschott getrennt sind. Kondensatoren, Luftpumpen und Zirkulationspumpen sind gewöhnlich durch Rohre derart verbunden, daß sie auch als Reserve für die Nachbarmaschine dienen können.

Große Kreuzer und Linienfahrer haben in unserer Marine 3 Maschinen, von denen die beiden Seitenmaschinen nebeneinander durch Mittellängschott getrennt liegen, während die Mittelmaschine hinter den Seitenmaschinen und durch Querschott von ihnen getrennt liegt. Eine Ausnahme hiervon machen die letzten Kolbenmaschinen-Linienfahrer unserer Marine. Hier liegen alle 3 Maschinen nebeneinander durch 2 Längschotte getrennt, wodurch in der Längschiffsrichtung wesentlich an Raum gewonnen wird.

In bezug auf Kondensatoren, Luftpumpen und Zirkulationspumpen gilt hier daselbe wie für kleine Kreuzer.

D. Wellenleitungen.

1. Anordnung der Wellen.

a) Höhe der Wellen. Vorderes Wellenende so niedrig wie möglich über Doppelboden im Interesse einer tiefen Lage der ganzen Maschine. (Kurbelausschlag bei Kolbenmaschinen, Gehäuseradius bei Turbinen.)

Hinteres Wellenende so tief wie möglich, damit Schraube möglichst tief unter Wasser liegt und bei bewegter See nicht zu leicht austaucht. Bei Torpedobooten muß die Schraube, damit sie groß genug wird, zuweilen unten vorstehen. In vielen Fällen ergibt sich eine nach hinten etwas geneigte Wellenlage, was für die Schraubenwirkung praktisch belanglos ist.

b) Seitliche Wellenlage bei 3 und 4 Wellen ist vorn durch die Lage der Maschinen, hinten durch die Anordnung der Schrauben und die Schärfe des Hinterschiffes bedingt. In vielen Fällen ergibt sich eine erhebliche Divergenz nach hinten, was zwar für die normale Fahrt nichts schadet, aber die Drehfähigkeit des Schiffes auf der Stelle beeinträchtigt. Am größten ist die

Divergenz bei Dreischraubenschiffen mit Kolbenmaschinen, wenn die mittlere hinter den seitlichen steht, aber auch Turbinenschiffe haben meistens divergente Wellen.

Schraubenanordnung ist stets ein Kompromiß zwischen der Forderung einer möglichst geschützten Lage und einem möglichst hohen Wirkungsgrade (möglichst freie Lage).

2. Beanspruchung und Bauart der Wellen.

Alle Wellenenden werden auf Torsion und beim Austauchen der Schraube außerdem durch unberechenbare Stöße beansprucht. Dazu kommt bei Kurbelwellen die Biegungsbeanspruchung durch die Pleuelstangen und bei Schraubenwellen die Biegungsbeanspruchung durch das Schraubengewicht, weshalb diese Wellenenden entsprechend stärker gebaut werden.

Alle Wellenenden werden aus Stahl geschmiedet und bei größeren Schiffen hohl gebohrt. Die Abnahme der Beanspruchung der Kurbelwelle nach vorn von Kurbel zu Kurbel berücksichtigt man durch Zunahme der Bohrung nach vorn.

Kurbelwelle wird je nach ihrer Größe aus 1 Stück geschmiedet oder aus mehreren Stücken zusammengesetzt.

Schraubenwelle trägt innerhalb der Wellenrohrstoppbuchse und an den Stellen, wo sie im Pockholz des Wellenrohres läuft, einen dicht anschließenden Bronzebezug, zwischen den Bronzebezügen einen Gummimantel als Schutz gegen Seewasser.

Bei Seitenschrauben liegt das Wellenrohr gewöhnlich in Wellenhosen, reicht also nach hinten bis zur Schraube. Freiliegende Wellenböcke verursachen in der Regel größeren Schiffswiderstand.

Je schärfer das Hinterschiff, desto länger die Schraubenwelle.

Verbindung der Wellenenden durch Flanschkuppelung mit meistens schwach konischen Kuppelungsbolzen. Nur zwischen Kurbel- und Druckwelle sind die Kuppelungsbolzen stark konisch, um sie leicht herausnehmen zu können, wenn bei stillstehender Maschine die Schraube frei mitrotieren soll. Durch Entfernen einer Zwischenscheibe zwischen diesen Flanschen vermeidet man ein Reiben derselben.

Bei Turbinenschiffen, bei denen das Drucklager direkt am Gehäuse sitzt, ist hinter dieser lösbaren Kuppelung noch ein Hilfsdrucklager erforderlich, damit die losgekuppelte Welle axial festliegt.

Kuppelungsflansch der Schraubenwelle ist bei größeren Schiffen abnehmbar, um im Dock die Schraubenwelle nach hinten herausziehen zu können. Dasselbe erzielt man bei Torpedobooten zuweilen auch durch Muffenkuppelung.

Jede Schiffswelle hat eine Bandbremse, die bei modernen Turbinenschiffen imstande ist, bei etwa 15 Sm Fahrt mit den andern Wellen die Welle festzuhalten.

Tafel 34 zeigt eine Bremse mit elastisch gelagertem Bremsband für ein Turbinenschiff.

Tafel 35 zeigt die Wellenanordnung und das Wellenrohr für ein Dreischraubenschiff mit Kolbenmaschinen.

3. Wellenlager.

a) Kurbelwellenlager der Kolbenmaschinen. Beanspruchung hauptsächlich vertikal. Lagerschalen aus Bronze oder Stahlguß mit Weißmetall ausgegossen. Untere Lagerschale bei großen Maschinen rund, um sie ohne Entfernung der Kurbelwelle herausdrehen zu können, obere meist eckig. Lagerschalen häufig hohl für Wasserkühlung. Stählerner Lagerdeckel ausgepart zum Anfühlen der Welle.

Vgl. Tafel 27.

b) Trag- und Lauflager zum Tragen des Wellengewichtes, nahe den Kuppelungen angeordnet und leicht gebaut, haben nur unten besondere mit Weißmetall ausgegossene Lagerschalen, die sich ohne Heben der Wellen leicht herausnehmen lassen.

c) Drucklager. Lagerkörper aus Stahlformguß, ist zwecks genauer Einstellung durch zwei Keile auf dem Fundament in der Längsrichtung verschiebbar und trägt zwei starke, horizontale, unbewegliche Schraubenspindeln, über die die Hufeisenbügel hakenförmig übergreifen. Jeder Bügel hat innere Wasserkühlung und läßt sich durch zwei Muttern in der Längsrichtung genau einstellen.

Zur genauen Zentrierung der Welle dienen zwei mit dem Drucklager verbundene Traglager.

Tafel 34 zeigt das Drucklager eines kleinen Kreuzers.

Rollendrucklager, mit konischen Walzen zwischen Widerlager und Wellenbund oder als Kugellager gebaut, lassen wegen der rollenden Reibung einen hohen spezifischen Flächendruck zu, haben daher nur 1 Druckring auf der Welle nötig und dementsprechend eine geringe Baulänge. Sie arbeiten auch mit weniger Verlust. Sie sind gelegentlich, auch in unserer Marine, an Bord erprobt, haben sich aber wegen ihrer komplizierteren Zusammensetzung nicht eingeführt.

d) Wellenrohr (Tafel 35) auf Kriegsschiffen aus Bronze, mit eisernem Schutzrohr, zuweilen aus zwei Enden zusammengesetzt, reicht bei Mittelwellen vom hinteren Tunnelschott bis zum Hintersteven (Stevenrohr), bei

Seitenwellen vom hinteren Schott der Seitentunnel bis zur Schiffshaut, oder bei Wellenhöfen bis zur Schraube.

Die beiden Lager bestehen aus schwalbenschwanzartig eingesezten Pockholzstäben, deren Zwischenräume ein Zirkulieren von Seewasser gestatten.

Zwecks leichter Erneuerung liegen die hinteren Pockholzstäbe in besonderer, zweiteiliger Bronzebuchse, die nach Zurückziehen der Schraubewelle ohne Abnahme der Schraube und des Wellenflansches (der genügend weit vor der Wellenrohrstopfbuchse sitzen muß) sich aus dem Wellenrohr herausziehen und von der Welle abnehmen läßt (Abkürzung der Dockzeit).

Neben vorstehender Bauart hat sich auch die Ausführung nach Cedervall-Toussaint bewährt, bei der das Wellenrohr hinten gegen Seewasser abgedichtet ist und die nackte Stahlwelle im Weißmetallfutter des Wellenrohres unter Ölschmierung läuft.

Teil V.

Schiffsschraube.**A. Gewöhnliche Schiffsschraube.****1. Wirkungsweise der Schiffsschraube.**

a) Schraubenschub und Slip. Schraubenschub ist die Reaktion des nach hinten beschleunigten Wassers, wächst also mit dem Querschnitt der beschleunigten Wassersäule (Schraubenkreis) und mit der Größe der Beschleunigung.

Das wirkliche Ausweichen des Wassers nach hinten ist die Differenz zwischen der axialen Ein- und Austrittsgeschwindigkeit des die Schraube passierenden Wassers und heißt wirklicher Slip oder Rücklauf. Eine genaue Messung dieses Slips ist praktisch unmöglich, weil wegen des stets vorhandenen Vorstromes des Schraubenwassers die Eintrittsgeschwindigkeit desselben in die Schraube tatsächlich stets kleiner ist als die Schiffsgeschwindigkeit, und weil eine Messung des an den verschiedenen Stellen der Schraube verschieden großen Vorstromes nicht ausführbar ist.

Man begnügt sich daher in der Praxis mit der Bestimmung des sogenannten „scheinbaren Slips“, indem man die Austrittsgeschwindigkeit (u) aus Schraubensteigung und Umdrehungszahl berechnet, als Eintrittsgeschwindigkeit aber fälschlicherweise die Schiffsgeschwindigkeit (v) in die Rechnung einsetzt. Es ist dann: Scheinbarer Slip = $\frac{100 \cdot (u - v)}{u}$ Prozent von u .

u pro Stunde = $h \cdot n \cdot 60$ m, wenn h = Schraubensteigung in m und n = Umdrehungen pro Min. Man nimmt für h die mittlere Schraubensteigung auf 0,7 Radius, von der Wellenachse gemessen.

Der Wirkungsgrad der Schraube ist gewöhnlich ein guter, wenn der scheinbare Slip bei Kolbenmaschinen zwischen 5 und 15 % liegt, während bei Turbinenschiffen mit höherer Umdrehungszahl und kleinerem Schraubendurchmesser gewöhnlich ein größerer Slip zugelassen wird, vielfach allerdings auf Kosten des Schraubenwirkungsgrades.

Mittelwerte für den Slip bei voller Geschwindigkeit sind hier:

bei Torpedobooten etwa	22 bis 24 %
bei Kreuzern	20 „ 22 %
bei Handelsschiffen	15 „ 20 %

Vergrößerung der Schraubensteigung oder Verkleinerung der Flügelflächen bewirken Vergrößerung des Slip.

Sehr groß (über 30 %) wird der Slip, wenn ein Dreischraubenschiff mit der Mittelschraube allein fährt. Veränderung der Fahrgeschwindigkeit beeinflusst den Slip in dem Sinne, daß er gewöhnlich bei mittlerer Fahrt einen kleineren Wert hat als bei sehr hoher und bei sehr niedriger.

Wegen des Vorstromes ist der scheinbare Slip stets kleiner als der wirkliche.

Findet man bei Meilsenfahrten, daß der scheinbare Slip = 0 oder sogar negativ ist, was ausnahmsweise, namentlich bei sehr völlig gebautem Hinterschiff und bei sehr kleinem (etwa 0,8) Verhältnis von Steigung : Durchmesser vorkommt, dann erklärt sich das teils durch einen besonders starken Vorstrom, teils durch die Art der üblichen Slipberechnung, bei der man lediglich die Steigung der Druckfläche zugrunde legt, nicht die an der Eintrittskante aus Sauge- und Druckfläche resultierende. Dieser Umstand fällt besonders bei dicken und schmalen Flügeln ins Gewicht.

Der wirkliche Slip ist natürlich stets positiv, weil sonst die Entstehung des Schraubenschubes nicht denkbar wäre.

Bei Raddampfern legt man für die Berechnung von u den Raddurchmesser von Mitte bis Mitte Schaufel zugrunde.

b) Arbeitsverluste der Schiffschraube. Der Slip ist nur zum Teil als Arbeitsverlust anzusehen, denn könnte das Wasser nicht ausweichen, so würde die Umdrehungszahl sinken. Für eine gute Schraubewirkung ist es vielmehr nötig, daß der Slip auch nicht zu klein ist (vgl. a).

Weitere Verluste sind: Reibung der Schraube im Wasser, abhängig von der Glätte und Reinheit der Flügel, Zentrifugalbewegung des Wassers (nur der Reaktionsdruck der axialen Bewegungskomponente wirkt auf Fortbewegung des Schiffskörpers), Tangential-(Dreh-)Bewegung des Schraubenstromes, Wirbelbildung, besonders in der Nähe der Nabe, da hinter ihr das Wasser zusammenfließt, Hohlraumbildung (Kavitation) vor der Schraube, besonders bei hoher Umdrehungszahl (Turbinenschiffe), bestehend in keilförmigen, von der vorangehenden Flügelkante ausgehenden Hohlräumen, die durch das von vorn in die Schraube eintretende Wasser nicht schnell genug ausgefüllt werden können, und deren Erzeugung einen gewissen Arbeitsaufwand bedingt, Sog des Schraubenstromes auf das Schiff, wodurch dieses mehr oder weniger gebremst wird, und zwar bei Seitenschrauben wegen des freieren Wasserzuflusses weniger als bei Mittelschrauben.

Zieht man vorstehende Verluste von der effektiven Wellenpferdestärke ab, so erhält man die Nutzleistung der Schraube.

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{Nutzleistung}}{\text{Wellenleistung}}$$

Er beträgt bei großen Schiffen im günstigsten Falle etwa 0,65 bis 0,7, bei mittleren Fahrzeugen mit höherer Umdrehungszahl etwa 0,5 bis 0,65 und bei kleinen Fahrzeugen mit sehr hoher Umdrehungszahl 0,4 bis 0,5.

2. Schraubenflügel.

a) Zahl der Flügel ist bei modernen Schiffen 3 oder 4. Früher wurden auch Schrauben mit 2 Flügeln verwendet, doch sind diese in bezug auf Beanspruchung der Welle und Schiffsvibrationen weniger gut.

4 Flügel sind bei Frachtdampfern, Schleppern u. dgl. üblich. 3 Flügel werden für Kriegsschiffe und im allgemeinen für schnelle Schiffe verwendet, nur bei sehr großen Schiffen werden häufig 4 Flügel vorgezogen, ferner auch bei der Mittelwelle von Dreischraubenkriegsschiffen, weil an dieser Stelle 4 Flügel weniger Vibrationen erzeugen als 3 Flügel.

b) Form der Schraubenflügel. Die hintere Flügelfläche (Druckfläche) ist gewöhnlich ein Ausschnitt aus einer mathematischen Schraubenfläche. Flügel mit radial oder peripheral verschiedener Steigung bringen im allgemeinen keine Vorteile. Ebenso sind etwaige Vorteile besonderer Flügelformen (Hirsch, Riki, Zeise usw.) verschwindend gegenüber der Bedeutung richtiger Konstruktionsverhältnisse (Steigung, Durchmesser, abgewinkelte Flügelfläche, Abnahme der Flügelbreite nach außen hin).

Bei Schrauben, die hinter dem Hintersteven liegen, ist gewöhnlich eine Schrägstellung der Flügel nach hinten vorteilhaft, weil dadurch der Wasserzufluß freier wird.

Die größte Flügelbreite legt man am besten auf $\frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$ Radius, von der Wellenachse aus gemessen.

Bei Turbinen sind wegen der höheren Umdrehungszahl die Schraubenflügel kürzer und breiter als bei Kolbenmaschinen.

Der Drehungssinn einer Mittelschraube ist beliebig. Seitenschrauben läßt man am besten nach außen schlagen, d. h. man baut die St.B.-Schrauben rechtsgängig, die B.B.-Schrauben linksgängig.

Die Steigung macht man bei größeren Kriegsschiffen stets veränderlich, um auf Grund der Meilensfahrten die günstigste Steigung einstellen zu können, während bei Torpedobooten Flügel und Nabe in der Regel aus 1 Stück bestehen.

Die Wandstärke wird stets auf die vordere Seite der mathematischen Schraubenfläche aufgesetzt, um die Druckfläche möglichst günstig für den Vorwärtsgang zu gestalten und um bei gleichmäßig zunehmender Axialbeschleunigung des Wassers möglichst stoßfreien Ein- und Austritt zu erzielen.

Tafel 36 zeigt die vierflügelige, linksgängige Mittelschraube eines Kreuzers mit 3 Kolbenmaschinen. Die Steigungsdreiecke sind vom Umfang

auf den Radius reduziert, haben also, da Steigung konstant ist, eine gemeinsame Kathete = $\frac{\text{Steigung}}{2 \cdot \pi}$.

Die Flügelquerschnitte sind die in eine Ebene gebogenen Schnittfiguren der Flügel mit konaxialen Zylindern.

Tafel 37 zeigt die entsprechende Darstellung einer dreiflügeligen, linksgängigen Schraube eines Turbinenkreuzers. Entsprechend der höheren Umdrehungszahl sind die Flügel hier wesentlich breiter und kürzer.

3. Praktische Ausführung der Schiffsschrauben.

a) **Material.** Schraubenflügel bestehen auf Kriegs- und erstklassigen Handelsschiffen aus Mangan- oder Phosphorbronze, auf mittleren Handelsschiffen, Eisbrechern und großen Schleppern gewöhnlich aus Stahlformguß; auf gewöhnlichen Frachtdampfern und überhaupt auf kleineren Schiffen von billiger Ausführung werden Nabe und Flügel in 1 Stück aus Gußeisen gegossen. Auf Kriegsschiffen besteht auch die Nabe aus Bronze, während auf Handelsschiffen mit bronzernen oder stählernen Flügeln die Nabe häufig der Billigkeit halber aus Gußeisen gemacht wird.

Natürlich erfordern gußeiserne Flügel die größte Wandstärke, haben daher den geringsten Wirkungsgrad.

Abrostungen sind bei Stahlflügeln schlimmer als bei gußeisernen, weil sie häufig in tiefen Löchern bestehen, also das ganze Material porös machen. Sie entstehen namentlich bei hoher Flügelgeschwindigkeit und wahrscheinlich unter Mitwirkung von Luft (Kavitation) an der vorderen Flügelfläche.

Zuweilen Verminderung dieses Nachteils durch Überzug aus nichtrostendem Metall.

Für Turbinenschiffe werden stets Bronzeschrauben verwendet. Aber auch diese bleiben bei hoher Umdrehungszahl manchmal nicht frei von Anfrassungen, die an der Druckseite auftreten und vielleicht auch auf elektrische Wirkungen zurückzuführen sind.

Durch Einführung besonders widerstandsfähiger Bronzesorten sind diese Mängel in letzter Zeit zurückgegangen.

b) **Schraubennabe und Flügelbefestigung.** Konische Befestigung der Nabe auf der Welle und verstellbare Flanschenbefestigung der Flügel auf der Nabe ist auf Tafel 36 und 37 dargestellt. Diese Flügelbefestigung erfordert aber große Naben, die für den Wirkungsgrad um so nachteiliger sind, je schneller das Schiff und je höher die Tourenzahl. Durch lange und schlanke Naben wird der Nachteil verringert, aber nicht aufgehoben.

Deshalb werden bei Turbinenschiffen auch große Schrauben, die früher bei Kolbenmaschinen stets zusammengesetzt wurden, jetzt häufig in 1 Stück

gegossen, sogar bei großen transatlantischen Schnelldampfern. Die kleinere Nabe schließt sich dann ohne Verdickung an die Wellenhoise an.

c) **Drehflügelsschraube.** Tafel 38 zeigt eine umsteuerbare Schraube für ein Motorboot mit nicht umsteuerbarem Motor. Durch das Umsteuerrad wird im Innern der hohlen Schraubenwelle eine mitrotierende Schubstange axial verschoben, die innerhalb der hohlen Schraubennabe mittels Hebel und Zapfen die Schraubenflügel dreht.

B. Schiffsschrauben mit Leitapparat.

1. Turbinenpropeller für flaches Wasser.

Keine hydraulische Reaktion mit Zentrifugalpumpe als Reaktionspropeller hat keine praktische Bedeutung erlangt, teils wegen der Schwierigkeit der Einführung des Wassers durch den Schiffsboden ohne Vermehrung des Widerstandes, teils wegen der Displacements-Vermehrung durch das in Rohren und Pumpen befindliche Wasser, teils wegen der hydraulischen Widerstände bei den unvermeidlichen Richtungsänderungen des Wassers, teils wegen der Reibungsverluste des Wassers in den Rohren.

Wesentlich günstiger wirkt der bei flachgehenden Flußschiffen vielfach verwendete Turbinenpropeller, denn bei günstiger Anordnung fallen die drei ersten der genannten Mängel zum großen Teil weg, nur der vierte bleibt bestehen.

Turbinenpropeller mit Ummantelung und mit einem dahinter liegenden Leitapparat sind von Thornycroft, Parsons, Zeuner und Marchand schon vor 1900 für Schiffe konstruiert worden, deren geringer Tiefgang für gewöhnliche Schiffsschrauben keine günstigen Konstruktionsverhältnisse zuließ. Vergleichsversuche ergaben bei solchen Schiffen eine Überlegenheit des Turbinenpropellers.

Die Vorteile desselben liegen hauptsächlich in der Möglichkeit eines größeren Schraubendurchmessers, zum Teil auch in der Verringerung oder Aufhebung der Drehbewegung des Wassers durch den Leitapparat und in der Aufhebung der Zentrifugalbewegung des Wassers durch die zylindrische Ummantelung des Turbinenpropellers. Die Nachteile liegen in den großen Arbeitsverlusten durch Wasserreibung und in der Gefahr von Beschädigungen durch schwimmende Gegenstände. Diese Nachteile sind so groß, daß der Turbinenpropeller mit den günstig wirkenden Schrauben tiefgehender Schiffe nicht konkurrieren kann, weshalb auf seine nähere Konstruktion hier nicht eingegangen wird.

Nach den neuesten Forschungen auf dem sehr schwierigen Gebiet der Wasserbewegung in der nächsten Umgebung des Propellers sind die genannten Konstruktionen überhaupt nicht einwandfrei:

1. weil in Anlehnung an die Wasserturbine die Flügel zu stark gekrümmt sind und daher einerseits zu viel Tangentialbeschleunigung (Drehung) bewirken, anderseits (wegen der starken Schrägstellung der Leitschaufeln) zu geringe Rückwärtswirkung;

2. weil das den Turbinenpropeller umschließende Rohr nicht nur durch seine Oberfläche, sondern auch durch seine falsche Lage zur wirklichen Strömungsrichtung der einzelnen Wasserfäden großen Reibungswiderstand ergibt.

2. Gegenpropeller von Dr. Wagner.

Vgl. Schiffbautechnische Gesellschaft 1912.

a) **Wirkungsweise.** Der Gegenpropeller ist ein dicht hinter der Schiffsschraube fest an den Schiffskörper angebauter Leitschaufelapparat, dessen Schaufeln so gekrümmt sind, daß die drehende oder tangentialle Bewegung des Schraubenstromes in eine axiale verwandelt wird. Dadurch wird die im Schraubenstrom aufgespeicherte Drehungsenergie, die bei gewöhnlichen Schrauben für den Schiffsantrieb ganz verloren geht, zum größten Teil wieder nutzbar gemacht.

Der Wagner'sche Gegenpropeller bewirkt hiernach dasselbe wie die unter 1 erwähnten Turbinenpropeller, aber mit einem wesentlich besseren Wirkungsgrade, denn erstens vermeidet er die bei tiefem Wasser überflüssige und für den Wirkungsgrad schädliche Ummantelung, zweitens paßt er unter Berücksichtigung der neuesten rechnerischen und experimentellen Untersuchungen über die Strömungsvorgänge an Schiffsschrauben die Form der Leitschaufeln den wirklichen Stromverhältnissen besser an.

Wie bei einer Dynamomaschine die nach allen Richtungen ausstrahlenden Kraftlinien durch den Anker geordnet und zusammengezogen werden, in ähnlicher Weise werden durch den Gegenpropeller die sonst wenig geordnet verlaufenden Wasserfäden des Schraubenstromes zweckmäßiger geführt, so daß der Gegenpropeller als natürliche oder notwendige Ergänzung der gewöhnlichen Schiffsschraube gelten kann.

Die grundsätzliche Abweichung von den älteren Turbinenpropellern liegt also darin, daß Wagner an den bewährten Formen der Schiffsschraube prinzipiell nichts ändert, sondern nur als Verbesserung den Gegenpropeller hinzufügt, so daß dieser bei nicht zu ungewöhnlicher Schiffsform auch nachträglich an vorhandenen Schiffen angebracht werden kann.

Das Verhältnis $\frac{\text{nützliche Schraubenarbeit}}{\text{Wellenarbeit}}$ beträgt bei den Schrauben der Turbinenschiffe im allgemeinen nicht mehr als 0,65 und bei langsam laufenden Schiffsschrauben nicht mehr als 0,72. Der Energieverlust durch tangentialle Wasserbewegung liegt je nach den Slipverhältnissen etwa zwischen 10 und 20 % der Wellenarbeit.

Nimmt man den Schraubenwirkungsgrad zu 70 % an, so verteilen sich die restlichen 30 % auf Reibung, Formwiderstand und Wirbelbildung. Die beiden ersteren mit zusammen 10 bis 20 % sind unvermeidlich, letztere wird durch den Gegenpropeller zum Teil vermieden, weil sie zum Teil auf der Drehbewegung des Schraubenstromes beruht.

Theoretisch stellt sich der Gewinn durch Aufhebung der Drehbewegung in dem Maß a auf Tafel 39 dar.

Durch Versuche bei Probefahrten ist einwandfrei nachgewiesen, daß der Gewinn sich aus 2 Teilen zusammensetzt, nämlich erstens Erhöhung des Reaktionsdruckes am Hauptpropeller infolge des Wasserwiderstandes am Gegenpropeller, zweitens nützliche Schubkomponente (auf Tafel 39 mit P_n bezeichnet) am Gegenpropeller. P_n ergibt sich durch Zerlegung des resultierenden Wasserdruckes in eine Längs- und Querkomponente. Der erste Teil des Gewinns ist weit größer als P_n .

Der Nutzen des Gegenpropellers kommt auch dadurch zum Ausdruck, daß für die gleiche Umdrehungszahl das erforderliche Drehmoment geringer wird, somit also die Steigung erhöht werden kann, wodurch das namentlich bei schnell laufenden Schrauben ungünstige Verhältnis von Steigung : Durchmesser verbessert wird.

Ein Teil des Gewinns geht wieder durch die Eigenwiderstände des Gegenpropellers verloren, die sich aus Oberfläche der Leitschaukeln, Flügelstärke und Gleitgeschwindigkeit ergeben, aber viel geringer sind als die entsprechenden Verluste am Hauptpropeller, weil der Gegenpropeller sich nicht dreht.

Aus der Vermehrung des spezifischen Flächendrucks auf die Flügel des Hauptpropellers um 10 bis 15 %, wobei namentlich der nach der Austrittskante des Flügels hin sonst stark abnehmende Druck erhöht wird, folgt:

1. bei gleicher Schiffsgeschwindigkeit sinkt Umdrehungszahl, Slip und Maschinenleistung,
2. bei gleicher Umdrehungszahl steigt die Schiffsgeschwindigkeit und sinkt der Slip,
3. bei gleicher Maschinenleistung steigt die Schiffsgeschwindigkeit, und zwar hängt dies Steigen von der Schiffsform ab (Verlauf der PS-Kurve).

Die Änderung der Maschinenleistung in Fall 2 und des Slips und der Umdrehungszahl in Fall 3 hängt wesentlich von der Art des Fahrzeugs ab, so daß sich eine allgemein gültige Regel dafür nicht aufstellen läßt. (Vgl. die Probefahrts-Diagramme auf Tafel 39.)

Eine volle Ausnutzung des Gegenpropellers zur Erhöhung der Maximalgeschwindigkeit, d. h. eine volle Beibehaltung der höchsten Maschinenleistung (Fall 3) ist im allgemeinen nur dann möglich, wenn man die Flügelflächen

des Hauptpropellers etwas verkleinert, und zwar bei schnellen Fahrzeugen mit hoher Umdrehungszahl, z. B. Turbinen-Torpedobooten, am besten nicht in der Länge, sondern in der Breite, um der vorteilhafteren länglichen Flügelform, wie sie für geringere Tourenzahl üblich ist, wieder näher zu kommen.

Nebenbei ist es zulässig, die Flügelwandstärke zu verringern, weil durch den Gegenpropeller der Wasserdruck gleichmäßiger auf die ganze Flügelfläche verteilt wird.

Nach neueren Erfahrungen kann man ohne nennenswerte Schädigung des Wirkungsgrades dem Gegenpropeller einen wesentlich kleineren Durchmesser als dem Hauptpropeller geben, weil infolge des nach außen abnehmenden Steigungswinkels auch die tangentiale Wasserbeschleunigung nach außen hin abnimmt. Dies gilt besonders für Schrauben mit radial nach außen abnehmender Steigung. Die Verkleinerung des Gegenpropellers ist für Herstellung und Betrieb vorteilhaft.

Die Versuche haben ergeben, daß der Gegenpropeller um so nützlicher ist, je größer die tangentialen Energieverluste des Schraubenstromes sind, d. h. je schlechter der Hauptpropeller wirkt. Demnach ist der Gegenpropeller besonders vorteilhaft für Turbinenschiffe mit direktem Antrieb, wo der axiale, also auch der tangentialer Slip sehr hoch ist. Der Gegenpropeller bildet überhaupt einen gewissen Ausgleich für Konstruktionsfehler am Hauptpropeller.

b) Versuchsergebnisse mit dem Gegenpropeller. Nach den bisherigen Ergebnissen beträgt die Leistungserparnis bei gleicher Geschwindigkeit

bei 2 und mehr Schrauben etwa	12 bis 18 %,
bei 1 Schraube	„ 8 „ 15 %,

wobei die größeren Zahlen für hohe, die kleineren für niedrige Tourenzahlen gelten. Bei 1 Schraube ist der Gewinn deshalb kleiner, weil schon durch das mittschiffs liegende Ruder die tangentiale Wasserbewegung etwas eingeschränkt wird.

Bei einem Dampfboot Klasse A wurden erspart: bei 8,5 Sm 18,5 %, bei 9,5 Sm 18,9 %, bei 10,5 Sm 15,4 %.

Beim Torpedoboot V 185 wurden erspart: bei 29 Sm 12 %, bei 32 Sm 8 %.

Beim Werftdampfer „Boz“ wurden erspart: bei 7 Sm 9 %, bei 8 Sm 14 %, bei 8,5 Sm 19 %.

Vgl. die entsprechenden Kurven auf Tafel 39.

Die auf derselben Tafel dargestellten Schleppversuche sind von der königlichen Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin, mit freifahrender Schraube, d. h. ohne Schiffsmodell ausgeführt und ergaben bei gleicher Zugkraft im Maximum 11 % Leistungserparnis. Spätere Versuche

mit einem Schleppdampfer haben für die gleiche Schleppgeschwindigkeit bis zu 15,5 % Leistungssparnis ergeben.

Entsprechend vorstehenden Ergebnissen und auch wegen der durch den Gegenpropeller ermöglichten Erhöhung der Tourenzahl kann die Maschinen- und Kesselanlage von vornherein etwas (mindestens 10 %) kleiner und leichter gebaut werden (kleinere Anlagekosten, kleineres Displacement), während bei gleicher Leistung durch den Gegenpropeller die Geschwindigkeit um 5 bis 6 % erhöht werden kann.

Die Brennstoffersparnis ist bei vorhandenen Dampfmaschinen etwas geringer als die Leistungersparnis, weil der Kohlenverbrauch der Hilfsmaschinen nicht im gleichen Verhältnis abnimmt.

Der zweite Vorteil des Gegenpropellers besteht in einer günstigen Wirkung auf die Bewegungen des Schiffskörpers. Namentlich die Stampfbewegungen werden erheblich gemildert, was sich ohne weiteres durch die von der horizontalen Querachse des Schiffes weit entfernten Flächen des Gegenpropellers erklärt.

Auch werden die Schiffsvibrationen gewöhnlich etwas geringer, und zwar wird die Amplitude kleiner, die Frequenz größer. Dies erklärt sich dadurch, daß der Gegenpropeller ein direktes Aufschlagen des Schraubengstromes auf das Hinterschiff hindert und den Schraubengstrom unterteilt und diszipliniert.

Bei Kanalfahrzeugen kommt als weiterer Vorteil hinzu, daß infolge Fortfalls der Drehung des Schraubengstromes die ausspülende Wirkung auf die Kanalsohle auf etwa die Hälfte verringert wird, wie durch amtliche Versuche erwiesen ist.

Wenn trotz vorstehender bedeutender Vorteile, die auf keine andere Weise so einfach und mit so geringen Anlagekosten erzielt werden können, die Einführung des Gegenpropellers bisher nicht eine allgemeine geworden ist, so beruht das auf der bisherigen Befürchtung, daß beim Gegenpropeller die Havariegefahr durch Hineingeraten von Trossen oder treibenden Gegenständen größer sei.

Andererseits hat sich nach mehrjährigen Erfahrungen mit kleinen Fahrzeugen diese Befürchtung bisher nicht als begründet erwiesen, so daß zu hoffen ist, daß der Gegenpropeller bald den seinem konstruktiven Wert gebührenden Platz im Schiffbau einnehmen wird. Bei kräftiger Ausbildung könnte der Gegenpropeller beim Anlegen oder bei Grundberührung sogar einen Schutz für den Hauptpropeller bieten. Zwecks Verringerung der Havariegefahr kann übrigens ohne nennenswerte Einbuße an Wirkungsgrad der Spielraum zwischen Haupt- und Gegenpropeller reichlich bemessen werden, vielleicht bis etwa 100 mm.

Die bei V 185 beobachteten Anfressungen (Auswaschungen) und Ver-

biegungen an den Flügeln des Gegenpropellers lassen sich durch Verbesserungen an Form und Material vermeiden, sind also als grundsätzlicher Fehler des Gegenpropellers zu betrachten, namentlich wenn man bedenkt, daß die Wassergeschwindigkeit am stillstehenden Gegenpropeller kleiner ist als am rotierenden Hauptpropeller.

c) Anordnung und Bauart des Gegenpropellers. Tafel 40 enthält drei charakteristische Anordnungen.

Bei Einschraubenschiffen kann man die Nabe des Gegenpropellers zweiteilig bauen und den Ruderstegen umfassen lassen. Dabei kann man einen nach oben und einen nach unten gehenden Arm des Gegenpropellers mit dem Steven verbinden und letzteren dadurch verstärken.

Ist das Ruder ein Balanceruder mit Lagerung in der Hake, fehlt also der Ruderstegen, so ist die Anordnung III zu empfehlen.

Bei Zweischraubenschiffen ist es stets zweckmäßig, die beiden mit der Schiffswand verbundenen Arme so stark zu bauen, daß sie einen Wellenbock ersetzen. Der sonst vor der Schraube vorhandene (abgesehen von Wellenhöfen) Wellenbock, der bis etwa 3 % der ganzen Leistung verschlingt, fällt also fort.

Siehe Anordnung I und II auf Tafel 40.

Die angeschraubte Verlängerung der Schraubenwelle ist in einer Weißmetallbuchse der Nabe des Gegenpropellers gelagert, also solider als bei Lagerung in einem Wellenbock vor dem Propeller.

Abziehen des Hauptpropellers entweder nach Losnahme des ganzen Gegenpropellers vom Schiffskörper (nur bei kleinen Fahrzeugen), oder durch Vorziehen der Schraubenwelle in das Schiff so weit, daß nach Abschrauben der Wellenverlängerung der Hauptpropeller nach unten durchfallen kann.

Bei Anordnung I ist zwecks besserer Ausnutzung des Nachstromes der Propeller weiter nach vorn und näher an die Schiffshaut herangerückt.

Bei Fischdampfern kann man, um eine Beschädigung des Netzes beim Treiben oder Einholen zu vermeiden, einen Schutzkorb um Haupt- und Gegenpropeller herumbauen, wodurch allerdings die Leistungserparnis annähernd wieder verloren gehen würde.

Material des Gegenpropellers am besten Bronze, bei Frachtdampfern auch Gußeisen oder Stahlguß und bei großen Ausführungen aus mehreren Teilen zusammengesetzt.

Schaufelzahl am besten 6 bis 8. Darunter wird die Wasserführung schlechter, darüber wird die Nabe leicht zu dick.

Teil VI. Dampfturbinen.

A. Einleitung.

1. Gründe für die Einführung von Dampfturbinen.

a) **Streben nach Gewichtserparnis.** Bei gleicher Leistung ist die Kraft umgekehrt proportional der Geschwindigkeit. Größere Geschwindigkeit ergibt also kleinere Kraft und somit im allgemeinen auch kleinere und leichtere Maschinen.

Da wegen der Massenwirkung die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei Kolbenmaschinen erheblich kleiner sein muß als die Umfangsgeschwindigkeit bei Turbinen, so sind letztere in dieser Beziehung grundsätzlich den Kolbenmaschinen überlegen.

b) **Streben nach Einfachheit.** Mit wenigen Ausnahmen (z. B. Kolbenpumpen) ist der Endzweck jeder Kraftmaschine eine drehende Bewegung. Der komplizierte Kurbeltrieb ist also nur berechtigt, solange man nicht imstande ist, die Dampfkraft direkt in drehendem Sinne genügend auszunutzen. Durch Rotations-Dampfmaschinen (Hult-Motor) wurde dies nicht erreicht, wohl aber durch Dampfturbinen.

c) **Ermöglichung größerer Leistungseinheiten.** Kolbenmaschinen sind mit mehr als 15 000 PSi schwer herstellbar.

d) **Wirkungsgrad des Kurbelgetriebes.** Das Kurbelgetriebe an sich bedeutet, wenn man von der Reibung abieht, keinen Arbeitsverlust. Das Indikator-Diagramm ist also flächengleich mit dem daraus konstruierten Tangentialdruck-Diagramm. Der Fortfall des Kurbelgetriebes bei den Turbinen bedeutet also keinen Arbeitsgewinn, abgesehen von der Reibung.

2. Verbreitung der Dampfturbinen.

a) **Geschichtliche Entwicklung.** Das Prinzip einer Dampfturbine war schon lange vor dem Bau von Kolbenmaschinen bekannt. Praktische Bedeutung gewann die Dampfturbine erst seit etwa 1880, als mit der Verbreitung elektrischer Maschinen das Bedürfnis nach schnell laufenden Antriebsmaschinen auftrat. Bahnbrechend für die konstruktive Durchbildung der Dampfturbinen wurde hauptsächlich de Laval in Schweden und Curtis in Amerika, während von Parsons seit etwa 1884 die vielstufige Turbine:

für große Leistungen entwickelt wurde. Parsons baute seit 1892 auch Turbinen für überhitzten Dampf.

Als Schiffsmaschine tritt die Dampfturbine zuerst 1894 auf dem englischen Versuchsboot „Turbinia“ auf.

b) Jegige Verwendung von Dampfturbinen. Im Antrieb von elektrischen Maschinen an Land und auf Schiffen sind die Kolbenmaschinen durch die Turbinen vollständig verdrängt. Eine Konkurrenz sind den Turbodynamos nur durch die Dieseldynamos erwachsen.

Als Schiffsmaschine ist die Dampfturbine um so vorteilhafter, je schneller das Schiff fährt. Daher haben die Dampfturbinen sich zuerst auf Torpedofahrzeugen, dann auf Kreuzern und zuletzt auf Linien Schiffen eingeführt. Jetzt werden in fast allen Kriegsmarinen der Welt nur noch Turbinenschiffe gebaut.

In den Handelsmarinen wurden zuerst nur vereinzelt schnelle Passagierschiffe durch Dampfturbinen getrieben. In den letzten Jahren nimmt aber auch auf Frachtdampfern der Antrieb durch Turbinen zu, nachdem es gelungen ist, durch eine Überetzung zwischen schnell laufender Turbinenwelle und langsam laufender Schraubenwelle die Wirtschaftlichkeit der Kolbenmaschinen zu erreichen. Auch die Hintereinanderschaltung von Kolbenmaschine und Abdampfturbine ist auf Frachtdampfern konkurrenzfähig.

Auch für andere Hilfsmaschinen als Dynamos, z. B. für Kreiselpumpen und Ventilatoren, ist stellenweise Turbinenantrieb eingeführt.

Ein erheblicher Konkurrent ist der Dampfturbine in dem Dieselmotor erstanden. Die Versuche mit dem Groß-Dieselmotor sind jedoch noch nicht so weit gediehen, daß mit seiner allgemeinen Einführung als Schiffsmaschine gerechnet werden kann.

3. Einteilung der Dampfturbinen.

a) Nach der Richtung des Dampfes und nach der Schaufelstellung in Axial- und Radial-Turbinen.

Im letzteren Falle innere oder äußere Beaufschlagung oder auch abwechselnd innere und äußere.

b) Nach der Wirkung des Dampfes in Gleichdruck- und Überdruckturbinen, je nachdem der Dampfdruck hinter den Lauffchaufeln ebenso groß oder kleiner ist als vor denselben (auch Aktions- und Reaktions-Turbinen genannt).

c) Nach der Ausdehnung der Beaufschlagung in Voll- und Partialturbinen.

Partialturbinen liefern bei gleicher Dampfmenge größeren Durchmesser und geringere Umdrehungszahl als Vollturbinen.

4. Einteilung der Schiffsturbinen-Anlagen.

a) **Anlagen mit Mehrwellen-Schaltung (Parsons)**, bei denen der Dampf hintereinander zwei oder mehrere auf verschiedenen Schiffswellen sitzende Turbinen passiert.

b) **Anlagen mit Einzelwellen-Schaltung**, bei denen in den Turbinen jeder Welle die gesamte Expansion des Dampfes sich vollzieht.

c) **Vereinigung von a und b (Voellig)** derart, daß für Marschfahrt die Schaltung a, für volle Fahrt die Schaltung b eingestellt wird.

B. Wirkungsweise der Dampfturbinen.

1. Arbeit des Wasserdampfes.

a) **Vergleich zwischen Kolbenmaschine und Turbine.** Bei der Kolbenmaschine wirkt der Dampf direkt durch seine Spannung auf den Kolben.

Bei der Turbine wird die Spannung des Dampfes zunächst durch Düsen oder Leitschaufeln in Geschwindigkeit verwandelt. Die in der Geschwindigkeit aufgespeicherte Strömungsenergie oder lebendige Kraft wird dann dadurch an die rotierenden Laufschaufeln der Turbine als Arbeit abgegeben, daß die einzelnen Dampfstrahlen durch die Krümmung der Laufschaufeln gezwungen werden, ihre Strömungsrichtung zu ändern. Natürlich findet dabei eine der abgegebenen Arbeit entsprechende Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit statt.

b) **Vergleich zwischen Wasserturbine und Dampfturbine.** Dem Niveauunterschied zwischen oberem Wasserpiegel und Wasserturbine, bei Rohrturbinen zwischen oberem und unterem Wasserpiegel, entspricht bei Dampfturbinen der Druckunterschied zwischen Kessel und Kondensator. Wie aus dem Niveauunterschied die Wassergeschwindigkeit, so ergibt sich aus dem Druckgefälle die Dampfgeschwindigkeit.

Bei den Wasser- und Dampfturbinen kommt es darauf an, durch zweckmäßige Form der Laufschaufeln die anfänglich hohe Einströmungsgeschwindigkeit möglichst allmählich, d. h. ohne Stoß und möglichst vollkommen dem Wasser bzw. Dampf zu entziehen und damit in Arbeit umzusetzen.

Ein grundsätzlicher Unterschied zwischen Wasser- und Dampfturbinen besteht darin, daß der Dampf infolge seiner geringeren Dichtigkeit viel höhere Strömungsgeschwindigkeiten annimmt, und daß durch die Expansion des Dampfes die Strömungs- und Querschnittsverhältnisse bei Dampfturbinen viel komplizierter werden.

c) **Berechnung der Dampfsarbeit bei Dampfturbinen.** Strömen pro Sekunde G kg Dampf durch einen Laufschaufelkranz, und beträgt die ab-

absolute Strömungsgeschwindigkeit vor den Lauffchaufeln c_0 (Eintritt), hinter den Lauffchaufeln c_a (Austritt), so ist nach Teil I

$$\text{Bewegungsenergie des Dampfes vor den Schaufeln } A_1 = \frac{G}{2g} \cdot c_0^2$$

$$\text{Bewegungsenergie des Dampfes hinter den Schaufeln } A_2 = \frac{G}{2g} \cdot c_a^2$$

worin $g = 9,81$.

Folglich ist die vom Dampf pro Sekunde an den Schaufelkranz abgegebene Arbeit

$$A = A_1 - A_2 = \frac{G}{2g} \cdot (c_0^2 - c_a^2) \text{ mkg.}$$

Für eine bestimmte Dampfmenge wird diese Arbeit um so größer, je größer c_0 und je kleiner c_a .

c_a kann aber praktisch nicht $= 0$ werden, weil der Dampf mit einer gewissen Geschwindigkeit die Schaufeln verlassen muß.

Beispiel: $G = 1 \text{ kg}$, $c = 450 \text{ m pro sec}$.

Dann ist die Strömungsenergie $= \frac{1 \cdot 450^2}{9,81 \cdot 2} = \text{etwa } 10\,000 \text{ mkg}$. Bei allen vorstehenden Erörterungen ist zunächst angenommen, daß der Dampf beim Durchströmen durch den Lauffchaufelkranz nicht expandiert, sondern Strahlen von konstanter Dichte bildet.

2. Strömungseigenschaften des Wasserdampfes.

Zum Umsetzen von Druck in Strömungsgeschwindigkeit verwendet man Düsen oder Leitchaufeln, die nebenbei stets den Zweck haben, dem Dampfstrahl eine bestimmte Richtung zu geben.

Die entstehende Geschwindigkeit hängt nicht allein vom Druckgefälle, sondern auch vom Querschnittsverlauf der Düse ab.

Bezeichnet p_1 und p_2 die absolute Dampfspannung vor und hinter der Düse, dann kommt es darauf an, ob $\frac{p_1}{p_2} > 1,73$ oder $< 1,73$ ist. Ist $p_1 = 1,73 \cdot p_2$, so ist $c = 450 \text{ m pro sec}$. Bei zylindrischer oder sich verjüngender Düse ist dies die höchste erreichbare Geschwindigkeit, die sich weder durch Erhöhung von p_1 noch durch Verminderung von p_2 steigern läßt. Jedes kg Dampf liefert dann, wie unter 1. berechnet, etwa 10 000 mkg.

Ist $p_1 > 1,73 \cdot p_2$, dann erzielt man bei der genannten Düsenform deswegen keine weitere Erhöhung von c , weil die Ausdehnung des Dampfes schneller erfolgt als die Zunahme von c , mithin die Düse nach der Mündung hin einer Erweiterung bedarf.

Selbstverständlich müssen Expansion und Geschwindigkeitszunahme nicht nur im ganzen, sondern auch in ihren Teilen einander entsprechen, denn

jeder Teil der gesamten Expansionsarbeit erzeugt einen genau gleichwertigen Zuwachs an Strömungsenergie.

Will man bei $p_1 > 1,73 \cdot p_2$ eine höhere Dampfgeschwindigkeit als 450 m erzeugen, so muß man die Düse nach der Mündung zu in dem Maß erweitern, wie durch das Verhältnis $\frac{\text{Expansion}}{\text{Geschwindigkeitszunahme}}$ bedingt ist.

Für die theoretisch günstigste Düsenform und unter Vernachlässigung aller Reibungsverluste gibt Wilda folgende Ausströmgeschwindigkeiten in m an:

		Absoluter Anfangsdruck					
		1	3	6	9	12	15
Absoluter Enddruck	0,1	825	1005	1100	1151	1197	1228
	0,3	610	850	970	1030	1080	1125
	2	—	370	620	725	790	845
	4	—	—	380	540	630	710

Die Geschwindigkeit von 450 m herrscht bei $p_1 > 1,73 \cdot p_2$ nicht nur an der Mündung einer verjüngten Düse, sondern auch an dem engsten Querschnitt einer erweiterten.

Für richtig konstruierte erweiterte Düsen ergeben sich folgende Werte für die Strömungsenergie von 1 kg Dampf.

$\frac{p_1}{p_2}$	1,75	4	10	50	100
c	450	700	880	1 090	1 160
$A = \frac{1}{g} \cdot \frac{c^2}{2}$	10 000	24 500	39 500	59 500	67 100

Den Zusammenhang zwischen Strömungsgeschwindigkeit, Düsenquerschnitt und Strömungsenergie für 1 kg Dampf zeigt das Diagramm auf Tafel 41.

In diesem Diagramm sind 4 verschiedene Fälle gezeichnet:

1. Expansion von 15 kg pro qem auf 0,1 kg pro qem
2. " " 10 " " " " 0,1 " " "
3. " " 5 " " " " 0,1 " " "
4. " " 2,5 " " " " 0,1 " " "

Demnach ergeben sich 4 verschiedene Kurven für c , $\frac{m \cdot c^2}{2}$ und F (Düsenquerschnitt).

Gang der Konstruktion des Diagramms.

1. Man zeichnet das schraffierte adiabatische Dampfdruck-Diagramm.
2. Man ermittelt durch Planimetrieren oder genauer durch Rechnung (nach Zeuner) die Arbeiten in mkg, die dem Druckabfall von 15 auf 14, von 14 auf 13 kg usw. entsprechen.
3. Die nach 2. ermittelten Arbeiten setzt man $= \frac{1 \cdot c^2}{9,81 \cdot 2}$, woraus sich die zugehörigen Werte von c ergeben.
4. Man berechnet $F = \frac{v}{c}$, worin $v =$ Dampfvolumen pro Sekunde.

3. Wärmediagramme.

a) **Mängel des Druck-Volumen-Diagramms.** Bei vorstehenden Rechnungen und graphischen Darstellungen war das Druckgefälle zugrunde gelegt, um den Zusammenhang mit den Vorgängen der Kolbenmaschine zu wahren. Dabei war die nur theoretisch mögliche Annahme gemacht, daß der Dampf bei seiner gesamten Zustandsänderung trocken, d. h. wasserfrei bleibt, jedoch nicht überhitzt wird. Der Dampf müßte also auf der später noch zu erläuternden Grenzkurve zwischen Sättigungs- und Überhitzungsgebiet bleiben.

Die praktische Berechnung muß aber den wirklich vorhandenen Wassergehalten des Dampfes oder seiner etwaigen Überhitzung Rechnung tragen. Nur dann ist ein brauchbarer Entwurf möglich. Solche praktische Berechnung macht man mit Hilfe von Wärmediagrammen.

b) **Das T-S-Diagramm.** (Tafel 42.) Hier wird durch die Ordinate die absolute Temperatur T des Dampfes oder Wassers dargestellt, durch die Fläche die Erzeugungswärme Q . Ein unendlich schmaler vertikaler Flächenstreifen des Diagramms dQ bedeutet also die Änderung der Erzeugungswärme für eine unendlich kleine Änderung von T . Die Grundlinie dieses Flächenstreifens ist dann $\frac{dQ}{T}$, und für jede Ordinate T wird die zugehörige Abzisse ausgedrückt durch das Integral $\int \frac{dQ}{T}$.

Dieser Wert führt den Namen Entropie und wird mit dem Buchstaben S bezeichnet, weshalb auch die Bezeichnung „T-S-Diagramm“.

Es sei nun von Punkt A ausgehend zunächst die Erwärmung von 1 kg Wasser ohne Verdampfung dargestellt, dann gibt das Steigen der Kurve AI an, wie bei der Wärmezufuhr die Wassertemperatur zunimmt. Erreicht bei Atmosphärendruck T die Höhe von $273 + 100$, dann muß natürlich der auf dem Wasser lastende Druck über 1 Atm. hinaus erhöht werden, wenn bei weiterer Wärmezufuhr das Wasser nicht verdampfen, die Kurve AI also ihren Verlauf nach oben beibehalten soll. Unterbleibt diese Druckerhöhung,

dann verdampft das Wasser unter Atm. Druck und bei $T = 373^\circ$, wobei der Wassergehalt allmählich von 100 % auf 0 % abnimmt, oder die spezifische Dampfmenge, die man mit x bezeichnet, von 0 auf 1 zunimmt.

Im T-S-Diagramm wird dieser Verdampfungsvorgang durch eine von der Kurve AI nach rechts in Höhe von 373° abzweigende horizontale Gerade dargestellt. Druck und Temperatur sind konstant, weil die zugeführte Wärme nur auf das Wasser, nicht auf den Dampf geht.

Was für Atm. Druck gilt, gilt in gleichem Sinne auch für jeden anderen konstanten Druck, z. B. Kesseldruck. In allen Fällen aber bleibt die die Verdampfung bei konstantem Druck darstellende Linie nur so lange horizontal, bis der Wassergehalt $= 0$, also $x = 1$ ist.

Wird bei konstantem Druck weiterhin Wärme zugeführt, dann wird der Dampf überhitzt und die Linie geht in einer scharfen Ecke schräg nach oben. (Kurven a, b, c und d entsprechend der Zunahme von T bei konstantem Druck.) Die durch diese Ecken gezeichnete Kurve BII stellt dann die Grenze dar zwischen dem Sättigungs- und Überhitzungsgebiet (obere Grenzkurve, $x = 1$), während die Kurve AI die Grenze zwischen Wasser und gesättigtem Dampf darstellt (untere Grenzkurve, $x = 0$).

Zwischen der unteren und oberen Grenzkurve kann man beliebig viele Kurven gleichen Wassergehaltes, d. h. gleicher spezifischer Dampfmengen zeichnen. In der Zeichnung sind die Zwischenkurven für $x = 0,2$, $x = 0,4$, $x = 0,6$ und $x = 0,8$ enthalten.

Unter allen Umständen bedeutet ein Nachobengehen auf den x -Kurven eine Vermehrung von Q. Im linken Teil des Diagramms, solange die x -Kurven nach rechts ansteigen, ist das ohne weiteres klar. Aber auch für den rechten Teil, wo die Kurven nach links ansteigen, trifft es zu, denn Beispiel: Auf der oberen Grenzkurve hat der Dampf im Punkt C (200°) eine größere Erzeugungswärme als im Punkt D (100°), weil die Fläche $CEFG > GDJH$.

Zeichnet man durch mehrere Punkte gleicher Erzeugungswärme eine Kurve, so ist dies eine Kurve gleicher Erzeugungswärme. Eine solche Kurve ist z. B. γ , wenn die beiden schraffierten Flächen F_1 und F_2 gleich groß sind.

Da bei adiabatischer Expansion weder Wärme zu- noch abgeführt wird ($dQ = 0$), so ist auch $\frac{dQ}{T} = 0$, d. h. die Entropie bleibt ungeändert. Die

Adiabate in dem T-S-Diagramm erscheint also als vertikale Gerade, die in der Zeichnung um so weiter nach rechts liegt, je trockener der Dampf ist.

Eine isothermische Zustandsänderung wird, da T ungeändert bleiben muß, durch die von der unteren Grenzkurve nach rechts gehenden horizontalen Geraden dargestellt. Dabei kann im Sättigungsgebiet niemals eine Druckänderung stattfinden, weil bei gesättigtem Dampf konstante Temperatur auch

konstanten Druck bedingt, und weil hier Wärmezufuhr oder Abfuhr nur eine Änderung des Wassergehaltes bewirkt, aber keine sonstige Änderung des Dampfes. Ein Steigen von T bei konstantem p (Gay-Lussac) oder ein Fallen von p bei konstantem T (Mariotte) tritt erst im Überhitzungsgebiet ein.

c) **Das J-S-Diagramm von Professor Mollier.** (Tafel 42.) Im T - S -Diagramm kann man die den verschiedenen Zustandsänderungen des Dampfes entsprechenden Wärmegefälle nicht direkt abgreifen. Diesen Mangel beseitigt das J - S -Diagramm, welche als Abszisse wieder die Entropie, als Ordinate aber nicht die Temperatur, sondern den Wärmehalt J benutzt. J ist in WE ausgedrückt ebenso wie Q in dem Ausdruck der Entropie. Während aber Q sich nur durch Wärmezufuhr und Abfuhr ändern kann, kann J sich auch durch Verwandlung von WE in mkg ändern.

Für jede Entropie und für jeden Druck erhält man also die zugehörige Ordinate J durch Messung der betreffenden Flächenstücke Q in dem T - S -Diagramm.

Das J - S -Diagramm ist nur soweit gezeichnet, wie es für den praktischen Gebrauch Wert hat. Infolgedessen ist die untere Grenzkurve in der Zeichnung nicht enthalten.

Nimmt man irgend einen konstanten Druck an, so steigt die durch die Endpunkte der Ordinaten J gelegte Kurve gleichen Druckes nach rechts an.

Nimmt man konstanten Wassergehalt an, so fällt die durch die Endpunkte der Ordinaten J gelegte Kurve gleichen Wassergehaltes nach rechts ab, d. h. die spezifische Dampfmenge x wird kleiner bei Abnahme von T und p .

Die x -Kurve, bei der $x = 1$, also der gesättigte Dampf ganz trocken ist, ist die Grenzkurve zwischen dem Sättigungs- und Überhitzungsgebiet.

Die Kurven gleicher Spannung sind im Sättigungsgebiet gleichzeitig Kurven gleicher Temperaturen (vgl. auch das T - S -Diagramm). Im Überhitzungsgebiet fällt Spannung und Temperatur nicht mehr zusammen, weil Dampf von gleicher Spannung sehr verschiedene Temperaturen haben kann. Ein Nachbengehen auf den Kurven gleicher Spannung, d. h. eine Vergrößerung der Erzeugungswärme, bewirkt im Überhitzungsgebiet natürlich eine Temperatursteigerung, wie das Diagramm zeigt.

Bei adiabatischer Expansion des Dampfes ist ebenso wie beim T - S -Diagramm $dQ = 0$ und $\frac{dQ}{T} = 0$. Die Adiabate erscheint also auch im J - S -Diagramm als vertikale Gerade, die um so weiter nach rechts liegt, je trockener der Dampf ist. Da nun die Ordinaten die Erzeugungswärme oder den Wärmehalt des Dampfes darstellen, so kann man auf ihnen direkt die Wärmemenge abgreifen, die bei adiabatischer Expansion in Arbeit umgewandelt wird.

Die dem Wärmegefälle entsprechende Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes (richtige Düsenform vorausgesetzt) kann man auf dem links vom J - S -Diagramm gezeichneten Maßstab abgreifen.

Das J - S -Diagramm zeigt ferner ebenso wie das T - S -Diagramm, daß bei dem für die Praxis in Frage kommenden Dampf die Feuchtigkeit durch adiabatische Expansion zunimmt.

d) Beispiele im J - S -Diagramm. Fall I: Gesättigter, trockener Dampf von 16 Atm. absol. Spannung expandiert adiabatisch herunter auf 0,1 Atm. (0,9 Vakuum), dann stellt sich dieser Vorgang durch die Linie $A_1 B_1$ dar. Die spezif. Dampfmenge x sinkt dabei von 1 auf etwa 0,775 und der Wärmehalt von etwa 671 auf etwa 487, also um etwa 184 WE. Jedes kg Dampf würde demnach bei dieser Zustandsänderung theoretisch $184 \cdot 427$ mkg leisten.

Fall II: Dampf von 16 Atm. absoluter Spannung und 1 % Wassergehalt ($x = 0,99$) wird ohne Arbeitsleistung auf niedrigere Spannung heruntergedrosselt. Da keine Arbeit geleistet wird, bleibt der Wärmehalt J ungeändert. Die Drosselungslinie ist also eine horizontale Gerade, die durch den Punkt des Diagramms zu zeichnen ist, der den Anfangszustand des Dampfes darstellt.

Natürlich wird durch das Drosseln zunächst die dem geringeren Arbeitsvermögen des gedrosselten Dampfes entsprechende Wärme frei. Diese wird aber, da keine Arbeit verrichtet wird, sofort wieder dem Dampf zugeführt, welcher bis zur Grenzkurve getrocknet, darüber hinaus erhitzt wird. (Vgl. die von A_2 nach rechts gezeichnete Horizontale.) Ein Überhitzen durch Drosseln ist aber nur möglich, wenn der Anfangszustand des Dampfes nahe der Grenzkurve liegt.

Fall III: Dieser Fall entspricht der Wirklichkeit und liegt zwischen I und II, denn II kommt nicht in Frage, weil der expandierende Dampf keine Arbeit leisten würde, und I wird praktisch nie erreicht, weil die Verluste durch Abkühlung und Reibung nicht berücksichtigt sind und somit eine 100 % Dampfausnutzung stattfände.

Bei Fall III in der Zeichnung ist die spezif. Dampfmenge $x = 0,96$ (was für engrohrige Wasserrohrkessel unter normalen Verhältnissen etwa zutrifft), absol. Anfangs- und Enddruck = 16 und 0,1 Atm., dann ergibt sich bei adiabatischer Expansion (Fall I) ein Wärmegefälle von 177 WE.

Nimmt man nun nach früher ausgeführten ähnlichen Turbinen z. B. den Wirkungsgrad des Dampfes zu 0,65 an, so erhält man ein praktisch ausnutzbares Gefälle von $0,65 \cdot 177 = 115$ WE. Trägt man nun von dem Anfangszustand des Dampfes A_3 diese 115 WE nach unten ab und geht man von dort horizontal nach rechts bis B_3 (Schnitt mit der Druckkurve 0,1), so stellt die Verbindungslinie $A_3 B_3$ ungefähr die wirkliche Zustandsänderung des Dampfes in der vorliegenden Turbine dar.

Fall IV: Es sei das stündliche Dampfquantum = 65 000 kg.

Die absolute Eintrittsspannung = 17 Atm.

Vakuum = 0,92, Dampffuchtigkeit beim Eintritt in die Turbine = 3%,
dann ist nach dem Diagramm das Wärmegefälle = 186 Kal.

$$\text{Also } PS_{\text{theor}} = \frac{65000 \cdot 186 \cdot 427}{75 \cdot 3600} = \text{etwa } 19000.$$

Wißt man später mit dem Torsionsindikator 11 000 PSe, so ist der effektive Wirkungsgrad = $\frac{11000}{19000} = 0,58$.

Der Wirkungsgrad liegt im allgemeinen zwischen 0,52 und 0,62.

Dampfverbrauch im vorliegenden Beispiel = $\frac{65000}{11000} = 5,9$ kg pro PSe und h.

Er schwankt etwa zwischen 5,5 und 6,8 kg, wobei der günstigste Wert für große Anlagen und verhältnismäßig hohe Umdrehungszahlen gilt.

4. Dampfgeschwindigkeit und Lauffchaufelform. (Tafel 43.)

Zur Untersuchung dieses Zusammenhanges zeichnet man das Geschwindigkeitsparallelogramm mit der absoluten Dampfgeschwindigkeit c_0 und c_a (Eintritt und Austritt) als Resultanten und mit der Umfangsgeschwindigkeit u und der relativen Geschwindigkeit c_r (Entlanggleiten des Dampfes an der Schaufel) als Komponenten. Soll der Dampfstrahl stoßfrei in den Schaufelkranz eintreten, so muß c_r eine Tangente an der Eintrittskante der Schaufel sein.

Fall I. Gerade Schaufelform.

Bei stoßfreiem Eintritt ist die Arbeit = 0, weil der Dampfstrahl nicht abgelenkt wird, also auch keinen Geschwindigkeitsverlust erleidet und keinen Druck auf die Schaufel ausüben kann. $c_0 = c_a$. Der Fall ist natürlich nur so denkbar, daß die Turbine anderweitig angetrieben wird. Sollte bei gerader Schaufelform der Dampf Arbeit leisten, so müßte er mit Stoß auftreffen, was natürlich wegen des damit verbundenen Arbeitsverlustes vermieden wird. Gerade Schaufelform ist daher überhaupt nicht verwendbar.

Fall II. Gekrümmte Schaufelform.

Die Krümmung von der Eintritts- nach der Austrittskante hin ist dann gegen den Dampfstrahl gerichtet. Es sei zunächst angenommen, daß c_r vom Eintritt in die Lauffchaufel bis zum Austritt seine Größe nicht ändert (was bei Gleichdruckturbinen zutrifft), dann ergibt das Austrittsgeschwindigkeitsparallelogramm, daß c_a um so kleiner wird, je stärker die Schaufel gekrümmt ist. Man hat es also durch die Schaufelkrümmung in der Hand, dem Dampf einen beliebigen Teil seiner Geschwindigkeit zu entziehen, d. h.

in Arbeit umzusetzen. Jedoch bildet der Wert $2u$ die theoretische Grenze für die Geschwindigkeitsentziehung.

c_a ist infolge der Schaufelkrümmung nicht nur kleiner, sondern auch anders gerichtet als c_e .

Aus vorstehendem folgt: Bei bestimmtem Dampfdruck gibt es für eine vorhandene Turbine nur eine einzige wirklich passende Umdrehungszahl.

Hierin liegt ein grundsätzlicher Nachteil der Turbine gegenüber der Kolbenmaschine.

5. Gleichdruck- und Überdruckturbine. (Tafel 43.)

a) Gleichdruck. Bei Gleichdruck bildet der Dampf während seines Durchganges durch die Laufschaufeln Strahlen von konstanter Dichte. Expansion (Umsetzung von Druck in Geschwindigkeit) findet also nur in Düsen oder Leitschaufeln statt, nicht in den Laufschaufeln. Arbeit entsteht lediglich durch Ablenkung des Dampfstrahles infolge der Schaufelkrümmung. Es ist also:

$$\text{Druck } p_e = p_a,$$

$$\text{Geschwindigkeit } c_{re} = c_{ra},$$

$$\text{Dampfvolumen } v_e = v_a,$$

Durchgangsquerschnitt konstant,

$$\text{Arbeit } A = \frac{m}{2} (c_e^2 - c_a^2).$$

b) Überdruck. Bei Überdruck expandiert der Dampf auch in den Laufschaufeln. Bei gleichem Druckgefälle entfällt also auf die Leitschaufeln weniger Expansion als bei Gleichdruck, d. h. c_e wird kleiner, also auch der Wert $\frac{m}{2} (c_e^2 - c_a^2)$. Da bei gleichem Druckgefälle die Arbeit ebenso groß sein muß wie bei Gleichdruck, so kann dieser Wert nicht die ganze Arbeit darstellen. Es kommt hinzu die Arbeit, die der in den Laufschaufeln durch die Expansion beschleunigte Dampf durch den Rückdruck (Reaktion) ausübt.

Die Expansion in den Laufschaufeln entsteht durch Abnahme des Durchgangsquerschnittes. Hierdurch wird der Dampf gezwungen, seine Relativgeschwindigkeit auf Kosten der Spannung zu vergrößern.

Bei Überdruck ist also:

$$\text{Druck } p_e > p_a,$$

$$\text{Geschwindigkeit } c_{re} < c_{ra},$$

$$\text{Dampfvolumen } v_e < v_a,$$

$$\text{Durchgangsquerschnitt } F_e > F_a,$$

$$\text{Arbeit } A = \frac{m}{2} (c_e^2 - c_a^2) + \text{Reaktionsarbeit der Dampf- beschleunigung.}$$

Bei den vorstehend erklärten sogenannten Überdruckturbinen wirkt der Dampf teils durch Aktion (Ablenkung des Dampfstrahles), teils durch Reaktion. Keine Überdruckturbinen, bei denen die Umsetzung von Druck in Geschwindigkeit nur im Laufrad erfolgt, haben praktisch keine Bedeutung. Bei den vorhandenen Überdruckturbinen verteilt sich die Expansion ungefähr gleichmäßig auf Leit- und Lauffchaufeln.

6. Dampfgeschwindigkeit und Umdrehungszahl.

Wenn bei den jetzt üblichen Kesseldrücken der Dampf in einer geeigneten Düse bis zur Kondensatorspannung herunter expandiert, entsteht eine Strömungsgeschwindigkeit von mehr als 1200 m pro sec. Da nun bei guter Dampfausnutzung $u = \frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2} c_0$ sein muß, so ergibt sich u zu etwa 500 m pro sec.

Eine so hohe Umfangsgeschwindigkeit ist selbst für Dynamos unbrauchbar, weil dann schon durch geringe Störungen der Ausbalancierung unzulässige Zentrifugalkräfte entstehen.

Zahnradübertragung (vgl. de Laval-Turbine und Transformatoren auf Turbinenschiffen) ist allein nicht ausreichend für die erforderliche Verringerung der Tourenzahl. Somit bleibt nur die Ausnutzung des Dampfes in Stufen übrig.

7. Geschwindigkeitsstufen. (Tafel 44.)

Bei den Stufenwirkungen 7 bis 10 ist der Wirkungsgrad des Dampfes in der Turbine nicht berücksichtigt (vgl. 3d).

Die ganze Expansion des Dampfes vollzieht sich bei reiner Geschwindigkeitsabstufung in der Düse. Die erzeugte hohe Geschwindigkeit wird stückweise an mehrere hintereinander geschaltete Schaufelkränze abgegeben. Die zwischen je zwei Lauffchaufelkränzen eingeschalteten Leitschaufelkränze sorgen dafür, daß der Dampf die folgenden Lauffchaufeln unter dem richtigen Winkel trifft.

Da der Dampf weder in den Lauf- noch in den Leitschaufeln expandiert, so ist in jedem Schaufelkranz der Durchgangsquerschnitt konstant, dagegen muß er von Schaufelkranz zu Schaufelkranz in demselben Maße wachsen, wie c abnimmt.

Im allgemeinen baut man nicht mehr als 3 Geschwindigkeitsstufen hintereinander, weil sonst die Verluste durch Streuung und Wirbelbildung des Dampfes zu groß werden. Für eine große Verringerung von n ist daher reine Geschwindigkeitsabstufung kein ausreichendes Mittel.

Tafel 44 zeigt die Dampfwirkung in einer Turbine mit 3 Geschwindigkeitsstufen.

Bei dieser Turbine ist der absolute Anfangsdruck zu 15 kg, der absolute Enddruck zu 0,1 kg pro qcm, die Umfangsgeschwindigkeit aller Laufräder zu 200 m pro sec. angenommen. Für die Arbeit $\frac{m \cdot c^2}{2}$ und für den Querschnitt F ist 1 kg Dampf zugrunde gelegt.

Das Wärmegefälle ergibt sich nach dem J-S-Diagramm von Mollier zu $670 - 490 = 180$ WE, also ist die entsprechende theoretische Dampf-
arbeit $= 180 \cdot 427 = 76\ 860$ mkg.

$$\text{Andererseits ist Arbeit} = \frac{c^2}{9,81 \cdot 2}, \text{ also } c = \sqrt{A \cdot 9,81 \cdot 2}.$$

Da das gesamte Wärmegefälle innerhalb der Düse in Strömungsenergie umgesetzt wird, so muß man für A obigen Wert von 76 860 mkg einsetzen, woraus sich c zu 1230 m pro sec. ergibt. Die Geschwindigkeiten in den einzelnen Stufen sind durch die Geschwindigkeitsparallelogramme ermittelt.

Das Volumen von 1 kg Dampf beträgt bei adiabatischer Expansion beim Eintritt in die Düse 0,134 cbm, beim Austritt 12 cbm. Für den Querschnitt zwischen den feststehenden Leitschaufeln ist die absolute Geschwindigkeit maßgebend, für den zwischen den rotierenden Lauffchaufeln die relative.

8. Druckstufen mit Gleichdruckwirkung. (Tafel 45.)

Der Dampf expandiert in einer größeren Zahl von Leitschaufelkränzen und gibt die bei jeder Expansion gewonnene Strömungsenergie an den folgenden Lauffchaufelkranz ab. Die bei jeder Expansion gewonnene Strömungsenergie entspricht natürlich der zwischen den betreffenden Drucken liegenden Fläche des Dampfdruckdiagramms.

Durch genügende Zahl von Druckstufen läßt sich n stets auf ein praktisch brauchbares Maß herunterdrücken, natürlich bei entsprechender Baulänge der Turbine.

c steigt in jedem Leitschaufelkranz infolge Querschnittsabnahme von annähernd 0 auf einen gewissen Wert und sinkt in jedem folgenden Lauffchaufelkranz infolge der Schaufelkrümmung bei konstantem Durchgangsquerschnitt (also auch c_r konstant) annähernd wieder auf 0.

Wenn c vom Anfang bis zum Ende der Turbine durchschnittlich konstant ist, muß der Durchgangsquerschnitt von Stufe zu Stufe in demselben Verhältnis wachsen, wie der Dampf expandiert.

Wenn die dem ganzen Druckgefälle entsprechende Geschwindigkeit $= c$ ist, so ist die Durchschnittsgeschwindigkeit c_d bei s Stufen nicht etwa $\frac{c}{s}$, sondern sie ergibt sich aus der Gleichung $\frac{m}{2} \cdot c^2 = \frac{s \cdot m \cdot c_d^2}{2}$.

Beispiel: 10 Stufen $c = 1200$ m,

$$\text{dann ist } c_d = \frac{c}{\sqrt{10}} = 380 \text{ m pro sec.}$$

Soll ferner in jeder Druckstufe gleich große Arbeit geleistet werden, so muß die Druckabstufung von Stufe zu Stufe immer kleiner werden, damit die einzelnen Flächenteile des adiabatischen Diagramms gleich groß werden.

Für 10 kg absoluten Anfangsdruck und 10 Stufen ergeben sich folgende Drucke:

$$10 - 6,4 - 4,0 - 2,5 - 1,6 - 1,0 - 0,65 - 0,4 - 0,26 - 0,16 - 0,1.$$

Tafel 45 zeigt die Dampfwirkung und Schaufelform bei 5 Druckstufen mit Gleichdruckwirkung.

Wärmegefälle von 15 auf 0,1 Atm. = 180 WE. Bei gleicher Arbeit in jeder Stufe ist das Wärmegefälle pro Stufe = $\frac{180}{5} = 36$ WE, also theoretische Arbeit pro Stufe = $36 \cdot 427 = 15\,372$ mkg.

$$c_e = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 15\,372} = 550 \text{ m}$$

u ist mit 200 m pro sec. angenommen.

Die absolute Geschwindigkeit sinkt hier in jedem Lauffchaufelkranz von 550 m auf 180 m.

c_r beträgt in allen Lauffchaufeln 360 m.

$$\frac{m \cdot c^2}{2} \text{ beträgt vor jedem Lauffchaufelkranz } 15\,372 \text{ mkg,} \\ \text{hinter ihm } 1\,650 \text{ mkg.}$$

9. Druckstufen mit Überdruckwirkung. (Tafel 46.)

Der Dampf expandiert nicht nur in den Leit-, sondern auch in den Lauffchaufeln, so daß man die Expansionskurve ungefähr gleichmäßig durch die ganze Turbine durchgehend annehmen kann.

c schwankt auch hier gleichmäßig hin und her, da aber in jedem Leit- schaufelkranz wegen der geringeren Expansion geringere Geschwindigkeit erzeugt wird, so kann auch in jedem folgenden Lauffchaufelkranz nur weniger Strömungsenergie als Arbeit abgegeben werden. Dieses Minus gegenüber den Gleichdruckturbinen wird ausgeglichen durch den Rückdruck der Beschleunigung des Dampfes in den Lauffchaufeln (vgl. Nr. 5b).

Tafel 46 zeigt die Dampfwirkung und Schaufelform bei 5 Druckstufen mit Überdruckwirkung.

Nimmt man an, daß das Wärmegefälle sich gleichmäßig auf Leit- und Lauffchaufeln verteilt, so ergibt sich für jeden Schaufelkranz ein Wärmegefälle von $\frac{180}{10} = 18$ WE.

Also theoretische Arbeit in jedem Schaufelkranz

$$= 18 \cdot 427 = 7686 \text{ mkg.}$$

$$c_e = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 7686} = 390 \text{ m.}$$

u ist zu 270 m pro sec. angenommen.

Die absolute Geschwindigkeit sinkt in jedem Laufrad von 390 m auf 170 m.

c_r steigt in den Laufschaukeln von 170 m auf 390 m.

$\frac{m \cdot c^2}{2}$ beträgt vor jedem Laufschaukelkranz 7686 mkg,
hinter ihm 1472 mkg.

10. Druckstufen in Verbindung mit Geschwindigkeitsstufen.

(Tafel 47.)

Die Turbine zerfällt in mehrere Druckstufen, deren jede mehrere Geschwindigkeitsstufen enthält.

Vor jeder Druckstufe expandiert der Dampf in Düsen. In den übrigen Leit- und Laufschaukeln jeder Druckstufe findet keine weitere Expansion statt, sondern lediglich Geschwindigkeitsabstufung.

Tafel 47 zeigt die Dampfwirkung und Schaufelform bei 2 Druckstufen mit je 2 Geschwindigkeitsstufen.

Das Wärmegefälle von 180 WE sei gleichmäßig auf beide Druckstufen verteilt, beträgt also 90 WE in jeder Druckstufe.

Also theoretische Arbeit in jeder Druckstufe

$$= 90 \cdot 427 = 38\,430 \text{ mkg.}$$

$$c_e = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 38\,430} = 870 \text{ m pro sec.}$$

Nach dem Verlassen der Düse ist in jeder Druckstufe Temperatur und Volumen des Dampfes konstant. u sei 200 m pro sec. Es ergeben sich dann die in der Tafel enthaltenen Werte.

11. Verwendung der verschiedenen Methoden zur Verringerung von u.

Geschwindigkeitsstufen sind wirksamer als Druckstufen, weil u bei x Geschwindigkeitsstufen im Verhältnis 1 : x sinkt, bei x Druckstufen nur im Verhältnis 1 : \sqrt{x} .

Zu viel Geschwindigkeitsstufen hintereinander ergeben aber zu viel Arbeitsverluste (vgl. Nr. 7). Will man also den Vorteil der Geschwindigkeitsabstufung ausnutzen, dann muß man in mehreren aufeinander folgenden Druckstufen je 2 bis 3 Geschwindigkeitsstufen anordnen. Zu diesem Zweck teilt man das Turbinengehäuse durch Zwischenwände in ebensoviel Kammern,

wie Druckstufen vorhanden sind, während die Geschwindigkeitsstufen in jeder Druckstufe durch ein mehrkränziges Rad gebildet werden.

Bereinigt man mit einer solchen Turbine außerdem partielle Beaufschlagung, so erzielt man bei nicht zu großem Gesamtquerschnitt für den Dampfdurchgang und bei einem nicht zu großen Verhältnis von radialer Spaltgröße zu radialer Schauffellänge einen größeren Turbinendurchmesser und somit eine weitere Verringerung von n .

Diese Bauart eignet sich besonders für den HD-Teil der Schiffsturbinen und ermöglicht das Einzelwellensystem. Für den ND-Teil, wo der Dampf schon ein großes Volumen hat, ist reine Druckabstufung mit voller Beaufschlagung einfacher.

12. Axialschub.

Bei allen Axialturbinen erleiden die rotierenden Teile eine Schubkraft in der Richtung des strömenden Dampfes.

Bei Schiffsturbinen ist dieser Schub erwünscht wegen der damit verbundenen Entlastung des Drucklagers, welches zum Teil ersetzt wird durch das Dampfkitzen zwischen Gehäuse und rotierenden Teilen. Bei gleichmäßiger Fahrt kann hierdurch der Propellerschub unter Umständen ganz aufgehoben werden. Bei Fahrtänderung ist jedoch ein Überschub seitens der Schraube oder seitens des Dampfes unvermeidlich.

Folglich gestattet der Axialschub des Dampfes bei Schiffsturbinen zwar ein Verkleinern, aber nicht ein Weglassen des Drucklagers.

Bei forcierter Fahrt beträgt der Dampfschub etwa 150 % vom Propellerschub, so daß das Drucklager mit etwa 50 % des Propellerschubes nach hinten belastet wird. Bei abnehmender Fahrt nimmt der Dampfschub schneller ab als der Propellerschub.

Ist der Dampfschub in den Schauffeln für die Ausbalancierung des Propellerschubes nicht ausreichend, so kann man einen Teil des Trommelbodens als Druckfläche für den eintretenden Dampf ausbilden, indem man bei der ND-Turbine die Trommeldummies (siehe später) mit kleinerem Durchmesser baut als die Trommel selbst. Hat der Rotor vorn einen ganz geschlossenen Boden als Druckfläche, so fallen natürlich die Trommeldummies weg.

Bei Turbodynamos und sonstigen Hilfsmaschinen mit Turbinenantrieb ist der Axialschub nachteilig wegen der Drucklagerreibung. Deshalb wird hier eine axiale Ausbalancierung durch den Dampf bewirkt (Parsons), oder der Axialschub wird überhaupt vermieden durch Anwendung von Radialturbinen (Elektra).

13. Umsteuerung.

a) **Allgemeines.** Direkte Umsteuerung der Turbine durch entgegengesetzte Strömung des Dampfes ist zwar theoretisch möglich, aber mit einer

guten Schaufelform und mit einem guten Wirkungsgrad für beide Drehrichtungen unvereinbar. Bei mehrstufigen Turbinen wäre außerdem die Änderung des Durchgangsquerschnittes verkehrt.

Räder mit zweiseitigem Schaufelkranz (vornwärts und rückwärts) sind für mehrstufige Turbinen zu kompliziert.

b) Rückwärtsturbinen. Anwendung bei allen bisherigen Turbinenschiffen (abgesehen vom hydraulischen Transformator), und zwar entweder auf allen Wellen oder auf einem Teil von ihnen (z. B. bei 3 Wellen nur auf den Außenwellen).

Beim Vorwärtsfahren müssen die Rückwärtsturbinen, beim Rückwärtsfahren die Vorwärtsturbinen leer mitlaufen. Die dabei entstehenden Reibungs- und Ventilationsverluste sind natürlich am kleinsten im Vakuum. Deshalb baut man mit Ausnahme der sehr großen Anlagen grundsätzlich die Rückwärts- und die ND-Vorwärtsturbinen mit gemeinschaftlichem Gehäuse so zusammen, daß sie einen gemeinsamen Abdampf nach dem Kondensator haben.

Parsons-Anlagen haben häufig außerdem noch besondere HD-Rückwärtsturbinen auf den HD-Wellen, und zwar entweder in besonderem Gehäuse oder in gemeinschaftlichem Gehäuse mit der HD-Vorwärtsturbine.

c) Leistung der Rückwärtsturbinen. Bei gleicher Leistung und Wirtschaftlichkeit müßte die Rückwärtsanlage ebenso groß sein wie die Vorwärtsanlage. Rücksicht auf Raum und Gewicht führt dazu, die Rückwärtsleistung auf 50 bis 60 % der Vorwärtsleistung zu bemessen, und auch dies nur für kurze Zeit wegen des größeren Dampfverbrauches. Bei gleichem Dampfverbrauch wie bei forcierter Fahrt voraus leisten die Rückwärtsturbinen

bei Linienschiffen	40 bis 45 %
= Kreuzern	35 = 40 %
= Torpedobooten	25 = 30 %

der forcierten Vorwärtsleistung, während die Schiffskolbenmaschinen bei Rückwärtsfahrt bis zu 80 % ihrer Vorwärtsleistung entwickeln.

Daß man bei Turbinen-Torpedobooten mit der kleinsten Rückwärtsleistung zufrieden ist, erklärt sich teils dadurch, daß bei kleinen Fahrzeugen die Schnelligkeit des Umsteuerns der Maschine (Umsteuern geht bei Turbinen schneller) für das Manövrieren mehr ins Gewicht fällt, teils dadurch, daß man auch bei den Torpedoboots-Kolbenmaschinen nur vorsichtig umsteuern darf.

d) Andere Methoden der Rückwärtsfahrt. Der hydraulische Transformator von Dr. ing. Föttinger hat zum Hauptzweck eine Übersetzung zwischen schnelllaufender Turbine und langsam laufender Schraube, ist deshalb unter C. „Indirekter Antrieb“ näher beschrieben. Er ermöglicht aber außer-

dem auch entgegengesetzte Drehung von Turbinen- und Schraubenwelle, macht also die Rückwärtsturbine entbehrlich.

Rückwärtsfahrt durch Bendegetriebe in der Welle oder durch Drehflügelschraube oder durch verschiebbaren radialen Reaktionspropeller eignet sich nur für kleinere Fahrzeuge, deren Maschinenanlage bei dem jetzigen Stande der Technik nicht als Turbinenanlage, sondern als Verbrennungsmotor gebaut wird.

14. Änderung von Leistung und Umdrehungszahl.

a) Wert solcher Vorrichtungen. Wenn man zwecks Leistungsverringerung die Dampfspannung herunterdrückt, verliert man bei Turbinen ebenso wie bei Kolbenmaschinen zunächst den Vorteil der größeren Expansionsarbeit. Außerdem wird aber der konstruktive Zusammenhang zwischen Dampfgeschwindigkeit, Umfangsgeschwindigkeit und Schaufelform zerstört. Die Folge ist, daß bei dieser Art Leistungsverringerung der Kohlenverbrauch pro PS bei Turbinen viel schneller zunimmt als bei Kolbenmaschinen.

Kommt eine Leistungsverringerung verhältnismäßig selten vor, z. B. bei Handelsdampfern, so kann man diesen Mangel der Turbinen ohne wesentliche Schädigung der Rentabilität des Schiffes mit in Kauf nehmen.

Ist jedoch das Fahren mit geringer Leistung die Regel und mit voller Leistung eine Ausnahme, wie bei Kriegsschiffen (zwecks Verminderung des Kohlenverbrauchs pro Seemeile), so sind Vorrichtungen nötig, um diesen Mangel nach Möglichkeit einzuschränken, weil ohne solche Vorrichtungen auch auf Kriegsschiffen die Dampfturbine niemals in Wettbewerb hätte treten können.

b) Leistungsverringerung durch Hintereinanderschaltung mehrerer Turbinen. (Tafel 48.) Die auf älteren Turbinenkreuzern angewendete Methode ist die Vorschaltung von Marschturbinen nach dem Patent von Parsons.

Besteht z. B. die Vorwärtsturbinenanlage mit 3 Wellen aus: 1 HD-Hauptturbine, 2 ND-Hauptturbinen, 1 HD-Marschturbine und 1 ND-Marschturbine (wie auf unserem ersten Turbinenboot S 125), so sind folgende Schaltungen möglich:

$$1. \text{ Große Fahrt: HDH} < \begin{matrix} \text{NDH} \\ \text{NDH} \end{matrix}$$

$$2. \text{ Mittlere Fahrt: NDM} - \text{HDH} < \begin{matrix} \text{NDH} \\ \text{NDH} \end{matrix}$$

$$3. \text{ Kleine Fahrt: HDM} - \text{NDM} - \text{HDH} < \begin{matrix} \text{NDH} \\ \text{NDH} \end{matrix}$$

Im vorliegenden Beispiel ist noch zwischen 1 und 2 eine 4te Schaltung möglich, nämlich:

$$\begin{matrix} \text{HDM} \\ \text{NDM} \end{matrix} > \text{HDH} < \begin{matrix} \text{NDH} \\ \text{NDH} \end{matrix}$$

Besteht ferner eine Turbinenanlage mit 4 Wellen aus: 2 HDH, 2 NDH, 1 HDM und 1 NDM (wie auf unseren Kreuzern „Lübeck“, „Augsburg“, „Dresden“, „Stettin“, „von der Tann“, „Moltke“ und „Goeben“), so sind folgende Schaltungen möglich:

1. Große Fahrt: HDH — NDH
HDH — NDH
2. Mittlere Fahrt: NDM < $\begin{matrix} \text{HDH — NDH} \\ \text{HDH — NDH} \end{matrix}$
3. Kleine Fahrt: HDM — NDM < $\begin{matrix} \text{HDH — NDH} \\ \text{HDH — NDH} \end{matrix}$

Das Vorschalten von kleineren Marschturbinen vor die Hauptturbinenanlage wirkt in doppeltem Sinne:

1. der anfängliche Durchgangsquerchnitt für den eintretenden Dampf wird kleiner,
2. die Zahl der hintereinander zu passierenden Schaufelkränze wird größer.

Bei großer Fahrt laufen die Marschturbinen im Vakuum leer mit.

Wenn die Marschturbinen auch ausreichende Ergebnisse in bezug auf den Kohlenverbrauch haben, so sind sie doch ungünstig in bezug auf Gewicht und Raumbedarf. Auch machen sie die ganze Anlage komplizierter. Ferner arbeiten Marschturbinen nach dem Original-Parsonssystem an sich ungünstig, weil die Schaufeln sehr niedrig, also die Spaltverluste prozentual sehr groß werden. Die Parsonsmarschturbinen brauchen daher verhältnismäßig viel Schaufelkränze.

Bei unseren neueren Turbinenschiffen wird deshalb die Hintereinanderschaltung nach dem System des Marine-Vaurats Koellig vorgezogen.

Prinzip: Für die Marschfahrten sind keine besonderen Turbinen vorgesehen, sondern dieselben Turbinen, die bei voller Leistung nebeneinander geschaltet sind, werden bei Marschfahrten z. T. hintereinander geschaltet, wodurch ebenso wie bei Marschturbinen ein kleinerer Anfangsquerchnitt für den eintretenden Dampf erreicht wird.

Bei Marschfahrt mit Koellig-Schaltung laufen entweder stets alle Turbinen mit oder es laufen eine oder mehrere Turbinen leer.

Besteht z. B. eine Turbinenanlage mit 2 Wellen aus 2 HD- und 2 ND-Turbinen, so ist:

1. Große Fahrt: HD — ND
HD — ND
2. Kleine Fahrt: St. B.-HD — B. B.-ND
oder B. B.-HD — St. B.-ND

Es laufen dann also bei Marschschaltung 2 Turbinen leer. Es muß aber auch der nicht betriebene Kondensator dauernd luftleer gehalten werden, damit die leerlaufende ND-Turbine keinen Widerstand erzeugt.

Die Querrohre werden zuweilen, wenn dies für die Arbeitsverteilung besser ist, nicht vom Ende der HD-Turbinen, sondern schon etwas früher abzweigigt.

Besteht ferner eine Turbinenanlage mit 3 Wellen aus 3 HD- und 3 ND-Turbinen, so sind folgende Schaltungen möglich:

1. Große Fahrt: HD — ND
 HD — ND
 HD — ND
2. Kleine Fahrt: Mittschiffs HD < $\begin{matrix} \text{St. B.-HD} & \text{---} & \text{St. B.-ND} \\ \text{B. B.-HD} & \text{--} & \text{B. B.-ND} \end{matrix}$

Der von der Mittschiffs HD-Turbine kommende Dampf muß, wenn die HD-Turbinen vor der Trommel ein oder mehrere Curtisträder enthalten, hinter diesen in die seitlichen HD-Turbinen eintreten.

Die Mittschiffs ND-Turbine läuft bei kleiner Fahrt leer mit.

Der Mittschiffs-Kondensator ist zwar nicht in Betrieb, wird aber durch Pumpen luftleer gehalten, damit die Mittschiffs-ND-Turbine keinen Widerstand erzeugt.

Besteht ferner eine Turbinenanlage mit 3 Wellen aus nur 3 Turbinen, deren jede die ganze Zustandsänderung des Dampfes enthält, so ist außer der unabhängigen Nebeneinanderschaltung aller drei Turbinen für große Fahrt folgende Schaltung für kleine Fahrt möglich: Etwa auf halber Länge der Mittelmaschine zweigt man je ein Rohr nach den beiden Seitenturbinen ab und läßt es hinter den Curtisträdern in diese eintreten. Der Dampf teilt sich also, da er auch in der Mittelmaschine weiter bis zum Kondensator geht, in 3 Wege, und keine Turbine läuft leer, abgesehen von den Curtisträdern der Seitenturbinen.

Besteht schließlich eine Turbinenanlage mit 4 Wellen aus 2 HD- und 2 ND-Turbinen, derart, daß die beiden Wellen jeder Schiffseite eine selbständige Maschinenanlage bilden, so sind folgende Schaltungen möglich:

1. Große Fahrt: St. B.-HD — St. B.-ND
 B. B.-HD — B. B.-ND
2. Kleine Fahrt: St. B.-HD — B. B.-HD < $\begin{matrix} \text{B. B.-ND} \\ \text{St. B.-ND} \end{matrix}$

Diese Marschschaltung ist von allen bisher erwähnten die schlechteste, weil der von St. B.-HD kommende Dampf in der B. B.-HD-Turbine (hinter den Curtisträdern) wieder auf einen kleineren Durchgangsquerschnitt trifft, also prinzipiell falsch wirkt. Die Koellig-Schaltung in dieser Art bringt deshalb auch wenig Ersparnis. Da sie außerdem sehr große Verbindungsrohre und Absperrventile erfordert, so ist sie für die Zukunft hier wieder

aufgegeben. Es besteht also bei dieser 4-Wellen-Anlage überhaupt keine Dampfverbindung zwischen der St. B.- und B. B.-Turbinenanlage und eine möglichst wirtschaftliche Marschfahrt wird dann lediglich mit den weiterhin beschriebenen Mitteln erreicht.

Der Übergang von Marschschtaltung auf volle Leistung (Manövrier-schtaltung) muß auf Kriegsschiffen schnell möglich sein. Die hierbei in Betracht kommenden Schieber oder Ventile werden deshalb bei großen Anlagen maschinell (elektrisch oder nach dem Prinzip der Brownschen Umsteuerungs-maschine) bewegt. Bei Schiffen mit 2 Wellen, bei denen nur mit den ND-Turbinen manövriert wird, ist maschinelle Umschtaltung entbehrlich, weil auch bei Marschschtaltung die beiden ND-Turbinen unabhängig voneinander zum Manövrieren benutzt werden können. Der in der vorher betriebenen HD-Turbine sich anstauende Dampf schadet dabei nicht.

c) Leistungsverringerung durch Vorschalten von Marschkolbenmaschinen.

Vor den Turbinen sitzen auf denselben Wellen kleine Kolbenmaschinen mit mindestens zweistufiger Expansion. Der Abdampf der Kolbenmaschinen geht durch die Turbinen. Bei größerer Leistung sind die Kolbenmaschinen losgeschaltet, weshalb zwischen Kolbenmaschine und Turbine eine leicht ausrückbare Wellenkupplung liegt. Bei 4 Wellen nur 2, bei 3 Wellen 1 oder 2 Marschkolbenmaschinen.

Bei Marschkolbenmaschinen wird die Marschfahrt sparsamer als bei reinen Kolbenmaschinenanlagen, weil die Größe der Marschkolbenmaschinen für die Marschfahrt paßt und weil HD-Dampf am besten in Kolbenmaschinen, ND-Dampf am besten in Turbinen ausgenutzt wird (kombinierte Maschinenanlagen auf Handelsschiffen).

Marschkolbenmaschinen sind in verschiedenen Marinen verwendet. In unserer Marine ist von der Verwendung Abstand genommen, weil sie auch wesentliche Nachteile bringen, nämlich: bei Marschfahrten geht der Vorteil des ölfreien Abdampfes und überhaupt geht die Einheitlichkeit der Anlage verloren. Auch kann die axiale Übereinstimmung der gekuppelten Wellen durch ungleiche Abnutzung der Lager gestört werden.

d) Leistungsverringerung durch geringere Beaufschlagung in Verbindung mit Umgehungsröhren. Die verschiedene Beaufschlagung bewirkt man durch An- und Abstellen von Düsenkästen.

Durch Umgehungsröhre wird bei Kriegsschiffen gewöhnlich gleichzeitig mit dem Anstellen von mehr Düsenkästen Dampf unter Umgehung der ersten Turbinenstufen direkt auf eine spätere Stufe geleitet, wodurch Dampfverbrauch und Leistung steigt.

Umgehungsröhre sind auch bei reinen Parsons-Turbinen (ältere Kriegsschiffe) anwendbar, während partielle und veränderliche Beaufschlagung Gleichdruckwirkung voraussetzt.

Auf neueren Kriegsschiffen nach dem Einzelwellensystem verwendet man 3 bis 4 verschiedene Beaufschlagungen mit 2 bis 3 Umgehungsrohren, beim Vorhandensein einer Koellig-Schaltung eventuell weniger.

Zur Vermeidung einer zu komplizierten Ventilanordnung geschieht das Anstellen von Düsenkästen und Umgehungsrohren zum Teil mit gemeinschaftlichem Handrad, welches durch Zahnräder zugleich auf 2 Ventile wirkt, z. B.:

Handrad I (Manövrierventil) geöffnet: Dampf tritt ein durch 1 Düsenkästen.

= I und II geöffnet: Dampf tritt ein durch 2 Düsenkästen und 1 Umgehungsrohr,

= I, II und III geöffnet: Dampf tritt ein durch 3 Düsenkästen und 2 Umgehungsrohre.

e) Leistungsverringerung durch Marschturbine mit Zahnradantrieb.

Hinter den Hauptturbinen sitzt auf der Turbinenwelle ein großes Marschzahnrad, in welches ein von einer schnell laufenden HD-Turbine angetriebenes Kegel eingreift. Die Marschturbine hat etwa $\frac{1}{10}$ Leistung der Hauptturbinen, entsprechend etwa der halben Höchstgeschwindigkeit des Schiffes.

Bei 3 Wellen genügt eine Marschturbine für die Mittelwelle. Der Abdampf verteilt sich auf die Hauptturbinen der Seitenwellen, so daß alle Schrauben mitlaufen.

Bei 4 Wellen treibt man die beiden Innen- oder die beiden Außenwellen durch Marschturbinen und leitet den Abdampf in die Hauptturbine der anderen Welle der betreffenden Schiffseite.

Bei 2 Wellen müßte man natürlich auch 2 Marschturbinen haben und ihren Abdampf in die Hauptturbine derselben Schiffswelle leiten.

Bei 3 und 4 Wellen laufen die vom Dampf abgesperrten Hauptturbinen der Wellen, die durch Marschturbinen getrieben werden, leer mit, erzeugen somit Ventilationswiderstand, der aber bei der geringen Marschtourenzahl nicht erheblich ist. Vermieden wird dieser Ventilationswiderstand, wenn die Hauptturbinen indirekten Antrieb durch hydraulischen Transformator haben, weil durch Auslassen des Wassers aus dem Transformator der Zusammenhang zwischen Hauptturbine und Turbinenwelle unterbrochen wird, also die Hauptturbine bei leer laufendem Transformator still stehen kann.

Bei voller Fahrt müssen die mit Zahntrieb arbeitenden Marschturbinen abgekuppelt werden.

Die mit Übersetzung arbeitenden Marschturbinen haben gegenüber den Parsons-Marschturbinen zwar den Nachteil der Zahnräder, dafür aber den großen Vorteil, daß sie viel schneller laufen und dementsprechend viel leichter

sind. Auch macht die Zahnradübersezung wegen der kleinen Leistung hier viel weniger Schwierigkeit als bei Hauptturbinen. (Vgl. C.)

Eine sehr ökonomische Marschfahrt und ein sehr hoher Aktionsradius bei langsamer Fahrt könnte erzielt werden, wenn, wie von Bauer angeregt, in das Marschzahnrad ein kleiner schnelllaufender Dlmotor (Dieselmotor) mit Zahntriebrad eingreift, wodurch gleichzeitig ein vom Dampf unabhängiger Reserverantrieb geschaffen wäre.

Anordnung eines Marschzahnrades mit Marschturbine siehe Tafel 51, Maschinenanlage eines Linienschiffes von 40 000 PS.

C. Indirekter Antrieb der Schiffsschrauben durch Turbinen.

1. Gründe für die Einführung.

Bei gewöhnlichen Turbinenschiffen mit direkter Kuppelung zwischen Turbinen- und Schraubenwelle ist trotz der großen Stufenzahl in den Turbinen und des dadurch bedingten Gewichts- und Raumaufwandes die Umdrehungszahl für einen guten Schraubenwirkungsgrad zu hoch. Direkter Antrieb ist daher stets ein Kompromiß zwischen Turbine und Schraube. Dies gilt um so mehr, je kleiner die Schiffsgeschwindigkeit ist.

Auch sind durch Leistungen von 100 000 PS und darüber, wie sie jetzt von den großen Kreuzern der führenden Kriegsmarinen verlangt werden, bei direktem Schraubenantrieb Turbinen von so gewaltigen Abmessungen bedingt, daß man fast an der Grenze der an Bord anwendbaren Größen angelangt ist, wenn man eine einigermaßen befriedigende Wirtschaftlichkeit behalten will.

Vorstehende grundsätzliche Mängel aller älteren Turbinenschiffe werden neuerdings häufig durch eine Übersezung zwischen schnelllaufenden Turbinen und langsam laufenden Schrauben vermieden, und zwar hat sich sowohl der hydraulische Transformator von Dr. Föttinger, als auch eine Zahnradübersezung in der Praxis gut bewährt.

2. Hydraulischer Transformator von Dr. Föttinger.

a) Prinzip der Wirkung. Durch eine auf der Turbinenwelle sitzende Zentrifugalpumpe wird ein Wasserstrom in eine auf der Schraubenwelle sitzende Wasserturbine geworfen. Das Wasser fließt zurück in die Mitte der Zentrifugalpumpe, führt also einen ständigen Kreislauf aus. Aus dem Querschnittsverlauf dieses Kreislaufes und aus der Flügelform der Wasserturbine ergibt sich das Übersezungsverhältnis zwischen primärer und sekundärer Welle.

Da bei einstufiger Wirkung ein genügend großes Übersetzungsverhältnis mit einem guten Wirkungsgrad unvereinbar ist, wird der Kreislauf zweistufig gebaut, d. h. das Wasser gibt die von der Zentrifugalpumpe erhaltene Strömungsgeschwindigkeit an 2 hintereinander geschaltete Turbinenschaufränze ab.

Vor den Lauffchaufränsen liegen, soweit dies baulich durchführbar ist, feste Leiterschaufränsen.

b) Umsteuerung besteht in 2 in gemeinsamem Gehäuse untergebrachten Kreisläufen, von denen der eine den gleichen, der andere den entgegengesetzten Drehungssinn der sekundären Welle bewirkt. Erreicht wird dies durch entsprechende Krümmung der Leit- und Lauffschaufränsen (siehe schematische Zeichnung auf Tafel 49).

Durch einen Umsteuerschieber wird der arbeitende Kreislauf entleert und der andere gefüllt.

Der Rückwärtskreislauf kann bei nicht zu großen Ausführungen auch einstufig gebaut werden, wenn das Übersetzungsverhältnis der Anlage nicht zu groß ist.

Da die Rückwärtsleistung grundsätzlich höchstens $\frac{3}{4}$ der Vorwärtsleistung zu betragen braucht, wird der ganze Rückwärtskreislauf (Zentrifugalpumpe und Wasserturbine) viel kleiner gebaut als der Vorwärtskreislauf.

Beim Seebädderdampfer „Königin Luise“ mit einem Übersetzungsverhältnis 1 : 4 beträgt die Rückwärtsleistung 70 % der Vorwärtsleistung.

Der Umsteuerschieber wird bei kleinen Anlagen von Hand, bei großen durch Umsteuerungsmaschine verschoben. Nach erfolgter Verschiebung fließt das Wasser aus dem abgestellten Kreislauf von selbst heraus in den darunter liegenden Transformatorank, während gleichzeitig durch eine Zentrifugalpumpe (Rückförderpumpe) der andere Kreislauf schnell mit Wasser aus dem Transformatorank gefüllt wird.

Da während dieses Überganges eine teilweise Entlastung der Schiffsturbine sich nicht vermeiden läßt, muß man das Durchgehen der Turbine durch einen Regulator verhindern oder, falls ein solcher nicht vorhanden ist, vor dem Umsteuern das Dampfmanövrierventil schließen.

c) Bau des Transformators. (Tafel 49 und 50.) (Nach Spannhake, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1914.)

Der Größenunterschied des Vorwärts- und Rückwärtskreislaufes ist im sekundären Teil viel erheblicher als in den primären Zentrifugalpumpen. Folglich ist es, da der sekundäre Teil fliegend auf die Schraubenwelle aufgesetzt werden muß, zweckmäßig, den kleineren Rückwärtskreislauf vor dem Vorwärtskreislauf anzuordnen.

Durch die fliegende Anbringung der beiden Zentrifugalpumpen auf der

primären und der beiden Wasserturbinen auf der sekundären Welle ist es bedingt, daß die Zentrifugalpumpe des hinten gelegenen Vorwärtstransformators ohne Leitapparat direkt auf den Rotor der Wasserturbine wirken muß, denn an letzterem fest angeschraubt sitzt der Rotor der vorn gelegenen Rückwärtsturbine, so daß die Zwischenschaltung eines Leitapparates hinten räumlich unmöglich ist.

Hiernach ergibt sich, wenn beide Kreisläufe zweistufig sind, folgende Reihenfolge:

V o r w ä r t s:	R ü c k w ä r t s:
1. Zentrifugalpumpe	5. Zentrifugalpumpe
2. I. Sekundärstufe	6. I. Leitapparat
3. Leitapparat	7. I. Sekundärstufe
4. II. Sekundärstufe	8. II. Leitapparat
	9. II. Sekundärstufe.

Bei einstufigem Rückwärtskreislauf, wie auf Tafel 49, fällt 8 und 9 weg. Primärräder, Sekundärräder und Leitschaukeln bestehen aus Bronze und werden zur Verringerung der Reibungsverluste sauber geglättet. Das gemeinsame Gehäuse besteht aus Gußeisen, wenn nicht besondere Umstände die Verwendung von Bronze erfordern.

Zu der Schnittzeichnung bedeuten ferner:

8 Primärwelle, 9 Sekundärwelle, 10 Gehäuse, mit dem die Leitapparate 3 und 6 fest verbunden sind, 11 Luftventile, die sich nach innen öffnen, also beim Entleeren eines Kreislaufes Luft einlassen, beim Füllen jedoch die Luft auslassen und sich erst schließen, wenn der innere Wasserdruck eine gewisse Höhe erreicht hat, 12 Einströmkammern, in die das Wasser durch die Rückförderpumpe hineingedrückt wird, wenn der Umsteuerschieber den Weg frei gibt, 13 mittlere Ablaufkammer, in die durch ein kleines stets offenes Loch in den Luftventilen stets etwas Wasser aus dem Kreislauf abfließt, 14 Abfluß von 13 nach dem darunter liegenden Transformortank.

Da eine Schmierung im Innern des Transformators ausgeschlossen ist, sind alle Dichtungen zwischen Räumen, die verschiedenen Druck enthalten, labyrinthartig gebaut. Das durch die unvermeidlichen Spielräume aus dem Kreislauf verlorengelassene Wasser (Arbeitsverlust nie höher als 1 % der Maschinenleistung) fließt in den Transformortank und wird im Kreislauf durch die Rückförderpumpe wieder ersetzt. Diesen Wasserwechsel verwertet man gleichzeitig zur Speisewasservorwärmung (siehe h).

d) Wirkungsweise des Manövrierschiebers. In der Zeichnung des Manövrierschiebers auf Tafel 50 bedeuten: a und a₁ Abfluß vom Vorwärts- und Rückwärtsgehäuse 10, b gemeinschaftlicher Ablaufraum für beide Gehäuse, c und c₁ Druckräume der Rückförderpumpe, d und d₁ Kanäle nach

den Einströmammern 12 des Transformators, e und e_1 stehen durch Kanäle mit b in Verbindung.

In der gezeichneten Mittelstellung sind beide Kreisläufe leer, denn das Wasser kann durch a und a_1 nach b abfließen.

Rechte Endstellung: c kommuniziert mit d , folglich wird Vorwärtskreislauf gefüllt.

a_1 kommuniziert direkt, d_1 indirekt durch Kammer e_1 mit b , folglich fließt das Wasser aus dem Rückwärtskreislauf durch a_1 und d_1 ab.

Linke Endstellung: entsprechende Wirkung.

Die Rückförderpumpe baut man zweckmäßig als gewöhnliche Kreiselpumpe, die entweder von der Hauptturbine oder besser durch eine kleine Hilfsturbine getrieben wird. Da die Tourenzahl im letzteren Falle sehr groß sein kann, so genügt ein Curtisrad mit 2 e -Stufen und veränderlicher Beaufschlagung.

Auf dem Seebärdampfer „Königin Luise“ macht die Turbokreiselpumpe 3500 Umdrehungen, beim Umsteuern infolge der Entlastung sogar bis zu 4500.

Tafel 49 zeigt schließlich auch einen Längsschnitt durch die Hauptturbine, an der die Kleinheit und entsprechend geringe Schaufelzahl besonders bemerkenswert ist.

Tafel 50 zeigt die Anordnung von Transformator, Rückförderpumpe, Transformortank und Speisewasservorwärmung auf „Königin Luise“ nach Spannhake, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1914.

e) Anordnung des Föttinger-Transformators am besten möglichst dicht hinter der Dampfturbine derart, daß die Gehäuse von Turbine und Transformator direkt miteinander verschraubt sind und eine unten geschlossene Mulde bilden. Eine Störung der Zentrierung ist dadurch ausgeschlossen und das hintere Traglager der Turbine genügt dann gleichzeitig für die Primärwelle und die beiden Zentrifugalpumpen des Transformators.

Getrennte Anordnung von Turbine und Transformator käme höchstens für sehr große Anlagen in Frage, wo man zwischen beiden ein Querschott haben will. Dann ist unter Umständen sogar ein erhebliches Nachhinterrücken des Transformators zweckmäßig, weil die schnelllaufende Primärwelle viel leichter sein kann als die langsam laufende sekundäre.

Ist der Transformator mit der Turbine zusammengebaut, dann muß er wegen der Wärmeausdehnung verschiebbar auf dem Fundament befestigt sein. Unverrückbar ist nur das vordere Ende der Turbine unterhalb des Abdampfstuzens.

Auf diese Befestigung wirkt auch der ganze Propellerschub, denn das hinter dem Transformator angeordnete Hauptdrucklager sitzt fest am Transformatorgehäuse.

f) **Regulierung der Schiffsgewindigkeit** entweder nur durch die Dampfturbine, wobei die Umdrehungszahlen der primären und sekundären Welle sich ungefähr proportional ändern, oder durch Schieben des Manövrierschiebers in eine Zwischenstellung, wobei die Dampfturbine ihre Umdrehungszahl ungefähr beibehalten kann, während die Umdrehungszahl der Schraube erheblich sinkt, oder schließlich durch gleichzeitige Benutzung beider Methoden.

g) Axialschub.

Direkte axiale Ausbalancierung zwischen Dampf- und Propellerschub ist bei hydraulischer Transformation natürlich nicht möglich, dagegen findet ein teilweiser Ausgleich statt zwischen dem hydraulischen Axialschub im Transformator und einerseits dem Dampfschub, anderseits dem Propellerschub.

Der hydraulische Axialschub am primären Teil ist bei Vorwärts und Rückwärts nach hinten gerichtet, weil an der Eintrittsseite der beiden Zentrifugalpumpen Unterdruck herrscht. Deshalb läßt man den Dampf von hinten nach vorn durch die Turbine gehen.

Der hydraulische Axialschub am sekundären Teil ist ebenfalls bei Vorwärts und Rückwärts nach hinten gerichtet wegen der Ablenkung des Wasserstromes durch die Wasserturbine. Die Differenz zwischen diesem Schub und dem Schraubenschub (bei Rückwärtsfahrt die Summe) wird durch das Hauptdrucklager aufgenommen, das natürlich auf der sekundären Welle sitzen muß.

h) **Wirkungsgrad des Jöttinger-Transformators.** Durch die Vereinigung von Zentrifugalpumpe und Wasserturbine zu einem geschlossenen Kreise wird der Gesamtwirkungsgrad viel höher, als wenn man die Wirkungsgrade von Pumpe und Turbine einzeln rechnen und zusammensetzen würde.

Grund: Die Ausströmungsgeschwindigkeit aus der zweiten Stufe der Wasserturbine geht nicht verloren, sondern kommt dem Wiedereintritt in die Zentrifugalpumpe zugute. Die Folge ist ein Gesamtwirkungsgrad von mindestens 88 %.

i) **Speisewasser-Vorwärmung durch die Reibungswärme des Transformators.** (Tafel 50.) Da Oberflächenerwärmung zu viel Raum und Gewicht bedingen würde, mischt man das Speisewasser oder einen Teil desselben mit dem erwärmten Transformatorwasser, welches dann natürlich Speisewasserqualität haben muß.

Prinzip dieser Mischung: Durch das Ledwasser (Labyrinthdichtungen und Luftventile) gelangt die Verlustwärme des Transformators in den Transformatorank.

Von dem höher gelegenen, in zwei Kammern geteilten Warmwasserkasten der Turbinenanlage fließt aus der einen Kammer, in die die Luftpumpen fördern, durch ein von Hand einzustellendes Ventil das ganze Speisewasser

oder ein Teil desselben gleichfalls in den Transformator tank und mischt sich hier mit dem erwärmten Leckwasser.

Durch die Rückförderpumpe wird so viel Wasser aus dem Transformator tank herausgepumpt, daß der Wasserstand ungefähr konstant bleibt.

Ein Teil dieses Wassers geht zurück in den Transformator kreislauf, und zwar ebensoviel, wie als Leckwasser aus dem kreislauf entweicht. Der andere Teil geht zurück nach dem Warmwasserkasten, und zwar in die zweite Kammer, aus der die Kesselspeisepumpen saugen.

Auf dem Seebäddampfer „Königin Luise“ ist durch eine selbsttätige Einrichtung dafür gesorgt, daß durch diesen Austausch von Wasser zwischen Warmwasserkasten und Transformator tank auch beim Manövrieren, wo der Wasserstand in Transformator tank nicht konstant bleiben kann, keine Betriebsstörung eintritt.

Auf „Königin Luise“ war: Temperatur im Transformator und Transformator tank = etwa 70° , Vorwärmung des Speisewassers durch die Transformatoren = etwa 14° .

Gesamtkohlensparnis durch diese Speisewasservorwärmung beträgt etwa 2%, wodurch der Wirkungsgrad des Transformators sich von etwa 88% auf 90% erhöht.

3. Zahnradübersetzung zwischen Turbinen- und Schraubenwelle.

Vgl. W. Kaemmerer, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure vom 11. April 1914.

a) Allgemeine Wirkungsweise. Zahnradübersetzung eignet sich vorzugsweise für ein großes Übersetzungsverhältnis, zum Beispiel für langsam fahrende Frachtdampfer, wo die Schraube langsam, die Turbinenwelle aber wegen der kleinen Leistung und wegen der Kleinheit der Turbine schnell laufen muß.

Damit das getriebene Zahnrad nicht zu unförmig groß wird, muß der Durchmesser des Nitzels möglichst klein sein.

Der Zahndruck pro cm Zahnlänge schwankt bei den verschiedenen Ausführungen zwischen 60 und 250 kg und liegt bei neueren Parsons-Ausführungen zwischen 125 und 160 kg. Dieser Vergleich ist allerdings nicht genau, weil immer nur 1 Zahn gerechnet ist ohne Rücksicht darauf, wie viele gleichzeitig eingreifen. Für die Praxis genügt aber der Vergleich, weil die Zahl der gleichzeitig eingreifenden Zähne bei den in Frage kommenden Getrieben nicht wesentlich verschieden ist.

Auch die Umfangsgeschwindigkeit des Zahntriebes schwankt in weiten Grenzen, nämlich etwa 10 bis 40 m pro sec. Die kleinsten Werte gelten für kleine und ältere Anlagen auf Handelsschiffen, die größten für neuere Kriegsschiffe. Eine weitere Steigerung wäre wohl praktisch möglich, ist aber bei

Schiffsmaschinen im allgemeinen nicht anwendbar, weil das große Zahnrad oder die Schrauben-Umdrehungszahl schließlich zu groß wird.

Das Übersetzungsverhältnis hängt von Geschwindigkeit und Größe des Schiffes ab und beträgt bei Frachtdampfern etwa 1 : 20 bis 1 : 25, bei schnellen Schiffen mit hoher Maschinenleistung etwa 1 : 7 bis 1 : 10. Bei höherem Übersetzungsverhältnis würde hier das große Zahnrad zu kolossal.

b) Anordnung der Zahnradübersetzung. Das große Zahnrad wird mindestens durch 2 Ritzel und 2 Turbinen (HD und ND) getrieben. Dabei ist es nicht nötig, daß die beiden Ritzel diametral gegenüberliegen, sondern man trifft die Anordnung der Turbinen lediglich nach den Raumverhältnissen.

Da die HD-Turbine wegen ihres kleineren Durchmessers zweckmäßig mehr Touren macht als die ND-Turbine, baut man häufig die beiden Ritzel mit entsprechend verschiedenem Durchmesser und verschiedener Zähnezahl. Verhältnis der Zähnezahl etwa 2 : 3 bis 3 : 4.

Bei Rückwärtsgang wird, da im allgemeinen nur die ND-Turbine eine eingebaute Rückwärts-Turbine enthält, das große Zahnrad einseitig angetrieben, während das HD-Ritzel leer mitläuft.

Bei sehr großen Anlagen (20 000 PS und mehr in jeder Schiffswelle) empfiehlt sich unter Umständen eine weitere Unterteilung der Turbinen jeder Welle, z. B. in 1 HD-, 1 MD- und 2 ND-Turbinen. Aus räumlichen Gründen würde man dann vielleicht die HD- und MD-Turbine vor, die beiden ND-Turbinen hinter das Rädergetriebe legen. Auf das große Zahnrad arbeiten dann beim Vorwärtsgang 4, beim Rückwärtsgang 2 Ritzel.

Auch Hintereinanderschaltung von Föttingers Transformator und Zahnradgetriebe ist angewendet. Man erhält hierdurch ein sehr großes Übersetzungsverhältnis ohne übertrieben große Zahnräder. Macht z. B. die Turbine 3000 Umdrehungen und ist die Übersetzung beim Transformator 5 : 1, beim Zahnradgetriebe 6 : 1, so ergeben sich $\frac{3000}{5 \cdot 6} = 100$ Schraubenumdrehungen. Hat man dagegen eine einfache Zahnradübersetzung von 30 : 1, so ergibt sich bei einem Ritzeldurchmesser von 150 mm ein Zahnraddurchmesser von 4,5 m, der bezüglich der Herstellung im Schiff äußerst unbequem wäre.

c) Verzahnung. Zur Erzielung eines nicht zu geräuschvollen und möglichst stoßfreien Eingreifens, also auch zur Erhöhung der Betriebssicherheit verwendet man stets schräge Zähne mit einem Winkel von etwa 20 bis 40, also im Mittel 30° zwischen Zahnrichtung und Wellenachse, und kleine Zähne mit kleiner Teilung (etwa 20 mm), wodurch gleichzeitig mehrere Zähne zum Eingriff kommen.

Der durch diese Schrägstellung entstehende Axial Schub wird durch 2 hintereinander angeordnete Zahntriebe mit entgegengesetzter Zahnwinkel-

stellung ausgeglichen. Einem etwa ungleichen Eingriff beider Zahntriebe wird dadurch vorgebeugt, daß die beiden hintereinander liegenden und aus einem Stück bestehenden Nizel axial eine kleine Verschiebung zulassen, z. B. durch verschiebbare Kuppelung in der Nizelwelle. Zwischen Nizel und Nizelwellenlager ist also ein dieser Verschiebung entsprechender Spielraum erforderlich.

Die Länge der Zähne, also auch des großen Zahnrades und Nizels in der Achsenrichtung muß sehr erheblich sein (bei großen Ausführungen mehr als 1 m), damit der spezifische Flächendruck nicht zu groß wird. Eine Verlängerung hat aber nur so lange Wert, wie ein gleichmäßiges Anliegen auf der ganzen Zahnlänge gesichert ist. Hierin liegt eine Schwäche der ganzen Konstruktion, denn wegen des kleinen Nizeldurchmessers läßt sich eine innere Verdrehung, die natürlich proportional der Nizellänge wächst, auch bei dem besten Material (Nizel bestehen meist aus $3\frac{1}{2}\%$ Nickelstahl) nicht vermeiden, während die Verdrehung des großen Zahnrades praktisch = Null ist. Je kleiner die spezifische (pro Längeneinheit) Verdrehung der Nizel ist, desto länger kann man sie bauen und desto größere Kräfte kann man durch sie übertragen.

Die Verdrehung des zwischen beiden Nizeln liegenden kurzen Wellenstücks wird durch die vorstehend erwähnte axiale Verschiebungsmöglichkeit der Nizel selbsttätig unschädlich gemacht.

Ein äußerst wirksames Mittel zur Verringerung der Nizelverdrehung ist eine patentierte Konstruktion des Marine-Baumeisters v. Bohuszewicz, bei der die Nizel hohl (Rohre) sind und bei der jedes Nizel nur in seiner Mitte durch einen schmalen Steg mit der durchgehenden Nizelwelle verbunden ist, so daß der Kraftfluß in jedem Nizel von der Mitte nach beiden Enden geht, die Verdrehung der beiden Nizelenden gegeneinander also = Null ist. Bei diesen Nizeln besteht die Möglichkeit, daß unter Mitwirkung einer Ölschicht ein fast gleichmäßiges Anliegen der Zähne auf der ganzen Nizellänge stattfindet.

Die praktische Herstellung solcher Nizel erfolgt durch Ausdrehen von beiden Enden aus.

Wegen der Bedeutung, die ein sanftes und gleichmäßiges Eingreifen der Zähne für die Betriebssicherheit und Lebensdauer des Zahngetriebes hat, ist die Nizelwelle zuweilen elastisch gelagert, und zwar sind die Lager nach oben und unten hydraulisch durch Ölkolben abgestützt (Westinghouse, Engineering 1911). Diese Konstruktion wirkt polsterartig und hat vielleicht einen gewissen Wert für das Auffangen etwaiger Stöße, aber nicht für den Kraftausgleich zwischen beiden Nizeln, denn hierfür genügt die axiale Verschiebbarkeit der Nizelwelle. Erfahrungen in England haben ergeben, daß bei sehr sorgfältiger Arbeitsausführung unbedenklich die starre Lagerung gewählt werden kann.

d) Großes Zahnrad und Gehäuse. Jeder der beiden großen Zahnkränze besteht aus einem auf das Rad aufgebrachten Schrumpfring aus schmiedbarem Stahlguß, in den nach dem Schrumpfen die Zähne eingeschnitten werden. Das große Rad oder bei geteilter Bauart die beiden Räder werden sehr verschieden gebaut, je nachdem es mehr auf Billigkeit oder Gewichtserparnis ankommt.

Bei gewöhnlichen Frachtdampfern besteht das Rad aus Gußeisen und ist auf einem besonderen kurzen Wellenstück mit Konus, Feder und Nut befestigt. An Stelle der konischen Befestigung kann man auch ebenso wie bei den Rotoren der Trommelturbinen die Böden des Rades aus einem Stück mit 2 Wellenenden schmieden und dann zuerst den Mantel auf diesen Böden durch Schrumpfen befestigen, darauf die stählernen Schrumpfringe für die Verzahnung auf den Mantel aufbringen. Sehr große Anlagen haben auch hintereinander 2 aus Stahl gegossene, starr miteinander verbundene Räder. Auf Kriegsschiffen wird zur Erzielung möglicher Gewichtsersparnis das große Rad zuweilen aus geschmiedeten Stahlteilen zusammengesetzt.

Das ganze Zahngetriebe wird in ein geschlossenes Gehäuse aus Gußeisen oder Stahlguß so eingebaut, daß keine Fremdkörper zwischen die Zähne kommen können.

e) Schmierung des Zahngetriebes muß sehr wirksam sein, um überhaupt ein Zahngetriebe zu ermöglichen. Das große Zahnrad in Öl laufen zu lassen, würde nicht genügen, weil bei der hohen Umfangsgeschwindigkeit das Öl abgeschleudert werden würde. Deshalb muß das Öl unmittelbar vor dem Eingriff der Zähne durch Düsen zwischen die betreffenden Zähne eingespritzt werden, und zwar sind besondere Düsen auf beiden Seiten des Zahneingriffs nötig für Vorwärts und Rückwärts. Natürlich brauchen nur die vor dem Eingriff liegenden Düsen in Betrieb zu sein. Eventuell selbsttätiges Umschalten der Düsen beim Umsteuern der Welle.

Wegen der Länge der Zähne sind nebeneinander mehrere Düsen erforderlich, die man zweckmäßig in besonderen Düsenhaltern vereinigt. Sieht man neben jeder Düse eine Reservedüse vor, so kann man ohne Unterbrechung der Schmierung durch einfaches Umstellen eine verstopfte Düse herausnehmen.

Je dicker und schwerer das eingespritzte Öl, desto größer wird der zulässige Zahndruck.

Von Einfluß auf die Wirkung der Schmierung ist auch die Umfangsgeschwindigkeit. Bei hoher Tourenzahl kommt unter Umständen eine metallische Berührung zwischen den Zähnen überhaupt nicht zustande, weil das eingespritzte Öl nicht so schnell entweichen kann. Dies ist dadurch erwiesen, daß bei neueren schnell laufenden Getrieben die Abnutzung = Null oder doch geringer ist als bei älteren, obwohl der Zahndruck pro cm Zahnlänge bei älteren Ausführungen nur etwa 25 kg, bei neueren ein Mehrfaches davon beträgt. (Vgl. a.)

4. Vorteile beider Transformationsmethoden.

a) **Bessere Schraubenvirkung.** Während unser erster Turbinenkreuzer „Lübeck“ mit direktem Antrieb infolge zu hoher Umdrehungszahl (über 600) bei der gleichen Geschwindigkeit etwa 20 % mehr PS gebrauchte als das Schwester Schiff „Hamburg“ mit Kolbenmaschinen, wird bei indirektem Turbinenantrieb der gleiche Schraubenvirkungsgrad erreicht wie bei Kolbenmaschinen.

Auch gehen Turbinen mit indirektem Antrieb bei austauchender Schraube weniger durch als mit direktem Antrieb.

b) **Kleinere und leichtere Turbinen,** denn infolge der hohen Umfangsgeschwindigkeit kann das Wärmegefälle in jedem Schaufelkranz sehr groß, dementsprechend die Zahl der Schaufelkränze sehr klein sein. Schaufelzahl ist 20- bis 40mal kleiner als bei direktem Antrieb. Daher kurze Turbinen und Unterbringung der größten vorkommenden Leistungen in einem einzigen Gehäuse.

Durch vorgeschaltete Geschwindigkeitsstufen kann schon im ersten Düsenkranz der Druck auf 3 bis 4 Atm. heruntergearbeitet werden, so daß das Gehäuse wenig beansprucht ist und in der Regel aus Gußeisen anstatt aus dem teureren Stahlformguß hergestellt werden kann.

Demgegenüber muß allerdings bei der Konstruktion des Rotors mehr Rücksicht auf größere Beanspruchung durch Zentrifugalkraft genommen werden. Eventuell sind bei besonders hoher Tourenzahl Turbinenräder erforderlich, wo man bei direktem Antrieb die einfacheren Turbinentrommeln bauen könnte.

In jedem Falle ist die Gewichtersparnis an den Turbinen viel größer, als das Mehrgewicht des Übersetzungsgetriebes.

Einen Überblick über die Raum- und Gewichtersparnisse durch indirekten Antrieb geben die 3 Beispiele auf Tafel 51, die dem Vortrag von Dr. Bauer in dem Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft entnommen sind.

Erstes Beispiel: Schnelldampfer „Imperator“.

Länge des Maschinenraumes ist bei indirektem Antrieb kaum $\frac{3}{4}$ so groß wie bei direktem.

Ferner:

	Gewicht der Maschinenanlage	Stohlen pro PSe und h	Rückwärtsleistung	Zahl der Schaufeln und Zwischenstücke
Direkt	2910 t	0,6 kg	55 %	1 500 000
Mit Transformator	1890 t	0,58 kg*)	85 %	44 000

*) Bei indirektem Antrieb ist 50° Überhitzung vorausgesetzt.

Zweites Beispiel: Passagierdampfer „Olympic“, Schwester= schiff der infolge Zusammenstoßes mit einem Eisberg untergegangenen „Titanic“.

„Olympic“ hat 44 000 PSe mit 2 dreistufigen Kolbenmaschinen und 1 Abdampfturbine.

Maschinenanlage ist hier bei indirektem Antrieb höchstens $\frac{2}{3}$ so lang wie bei direktem.

Beim Manövrieren muß der Abdampf der Kolbenmaschinen von der Abdampfturbine auf die Kondensatoren umgeschaltet werden, weshalb der indirekte Antrieb, namentlich der mit hydraulischem Transformator, hier eine wesentlich bessere Manövrierfähigkeit ergibt.

Drittes Beispiel: Linienschiff von 40 000 PSe.

Durch indirekten Antrieb wird hier etwa $\frac{1}{6}$ der Maschinenraumlänge gespart.

Ferner:

	Gewicht der Maschinenanlage	Dampf pro PSe und h	Rückwärtsleistung
Direkt	678 t	6,5 kg	45 %
Mit Transformator . .	570 t	5,8 kg	85 %

c) **Größere Wirtschaftlichkeit der Turbinen.** Man kann mit den schnell laufenden Turbinen stets den höchsten Wirkungsgrad erzielen, wie ihn Landturbinen aufweisen, und zwar ohne Überhitzung bis etwa 5,5 kg Dampf pro PSe und h.

Wegen der kleineren Turbinen und kürzeren Schaufeln kann man aber auch größere Überhitzung anwenden, worin eine weitere Erhöhung der Wirtschaftlichkeit liegt.

Die Arbeitsverluste des Transformators sind stets, namentlich bei Zahnradüberetzung, kleiner als vorstehende Vorteile in der Wirkung der Schiffs= schrauben und Turbinen.

d) **Verringerung der Schaufelhavarien,** die zum größten Teil auf der großen Zahl und den großen Abmessungen der Schaufeln direkt wirkender Turbinen beruhen. (Vgl. D. 7.)

5. Vergleich zwischen hydraulischem Transformator und Zahnradüberetzung.

(Vgl. Bauer, Jahrbuch der Schiffsbautechnischen Gesellschaft 1914.)

a) **Vorteile der Zahnradüberetzung.** Überetzungsverhältnis kann größer sein als beim hydraulischen Transformator, nämlich bei kleineren

Leistungen etwa 1 : 20, bei großen (von etwa 5000 PS an) allerdings wohl höchstens 1 : 10, weil sonst das gefriebene Rad zu kolossal wird. Beim hydraulischen Transformator sind bisher Übersetzungen bis zu 1 : 7 erprobt. Eine Steigerung wäre wohl möglich, ist aber bei schnellen Schiffen kaum erforderlich.

Ferner: Wirkungsgrad ist höher, nämlich etwa 97 % gegenüber etwa 90 % beim hydraulischen Transformator. Bei 97 % ist der Ventilationswiderstand der Rückwärtsturbine und bei 90 % die Vorwärmung des Speisewassers berücksichtigt.

Kohlensparnis gegenüber direktem Antrieb beträgt mindestens 12 %, bei hydraulischem Transformator etwa $\frac{1}{2}$ bis höchstens $\frac{2}{3}$ so viel. Auch den kombinierten Maschinenanlagen (vgl. F. 3) sind die Turbinenanlagen mit Zahnradübersetzung in Kohlen- und Gewichtersparnis überlegen.

b) Vorteile des hydraulischen Transformators. Umsteuerbarkeit, also Fortfall der Rückwärtsturbinen.

Dies schließt folgende weitere Vorteile in sich ein: Kein abwechselndes Warm- und Kaltwerden der Vorwärts- und Rückwärtsturbinen beim Manövrieren, also geringere Gefahr durch Wasserschläge oder Überhitzung (Heißdampf ist besonders gefährlich, wenn er plötzlich in abgekühlte Turbinen eintritt), Möglichkeit einer höheren Rückwärtsleistung (etwa $\frac{3}{4}$ der Vorwärtsleistung) gegenüber nur etwa 45 % bei Rückwärtsturbinen, keine Gefahr des Zueinanderhafens von Leit- und Laufschaufeln nach eingetretener Biegung. (Vgl. D. 7.)

Durch die höhere Rückwärtsleistung ergibt sich grundsätzlich allen anderen Turbinenschiffen gegenüber eine bessere Manövrierfähigkeit, die sich in kleineren Stoppwegen und Stoppzeiten zeigt.

Wenn bei direktem Antrieb die Rückwärtsturbinen 35 bis 45 % der Vorwärtsturbinen leisten, und wenn bei hydraulischem Transformator die R-Leistung 70 bis 80 % der V-Leistung beträgt, so werden nach Bauer an Stoppzeit und Stoppweg gespart:

Bei Schnelldampfern von 23 sm	=	24 %	und	23 %
= Linienschiffen	=	22 %	=	34 % = 32 %
= kleinen Kreuzern	=	28 %	=	28 % = 35 %
= Torpedojägern	=	35 %	=	35 % = 35 %

Für besondere Fälle kann auch eine Bewegung des Umsteuerschiebers beim hydraulischen Transformator von der Brücke aus eingerichtet werden, was besonders vom seemannischen Standpunkt mit Rücksicht auf die geringere Kollisionsgefahr hoch einzuschätzen wäre.

Ein weiterer Vorteil des hydraulischen Transformators ist der Fortfall reibender Maschinenteile, denn bei Zahnradübertragung liegt in der Zahn-

reibung eine gewisse Empfindlichkeit und unter Umständen (beim Versagen der Schmierung) eine Havariequelle.

Auch die Wellenlagerung wird einfacher, da für den hydraulischen Transformator nebst Schiffsturbine 3 Traglager genügen (ein kleines viertes Traglager ist nur hinter dem Drucklager erforderlich) und da die Lagerbeanspruchung durch den Zahndruck wegfällt.

Schließlich ist das Geräusch bei hydraulischer Transformation kleiner als bei Zahnradübertragung.

6. Schlussergebnis.

Die Vorteile des indirekten Antriebes der Schiffschrauben sind bei Turbinen so bedeutend, daß seine allgemeine Einführung voraussichtlich nur eine Frage der Zeit ist.

Dabei dürfte für Kriegsschiffe mit Rücksicht auf das häufige Manövrieren der umsteuerbare hydraulische Transformator von Dr. Föttinger den Vorzug verdienen, während auf Frachtdampfern die Zahnradübertragung wegen des größeren Übersetzungsverhältnisses und größeren Wirkungsgrades voraussichtlich häufiger Anwendung finden wird.

Die von fachmännischer Seite gegebene Anregung, bei hydraulischer Transformation auf den Rückwärtskreislauf zu verzichten und die Rückwärtsturbine in dem ohnehin vorhandenen großen Abdampfraum der Vorwärtsturbine beizubehalten, würde die allerdings erhebliche Kompliziertheit des umsteuerbaren Transformators vermeiden, hat aber in der Praxis kaum Aussicht auf Durchführung.

Die Verwendung von Heißdampf dürfte sich in Zukunft für alle Turbinenlagen mit indirektem Schraubenantrieb empfehlen, namentlich für Handelsdampfer mit gleichmäßiger Betriebsweise.

Wie weit der indirekte Schraubenantrieb durch Verbreitung der Schiffsdieselmotoren an Wichtigkeit verlieren wird, hängt von der Entwicklung des Großdieselmotors ab.

D. Hauptteile der Dampfturbine.

1. Dampfzuleitung.

Diese muß gute Wasserabscheider haben, weil mitgerissenes Wasser auf den Wirkungsgrad der Turbine und auf die Haltbarkeit der zuerst getroffenen Schaufeln ungünstig wirkt.

Ein Mitreißen von festen Gegenständen in die Turbine wird durch ein Dampfsieb verhindert, was sehr haltbar und rostbeständig sein muß, damit es nicht etwa selbst für die Turbine gefährlich wird. Als Abdampf sieve kann auch das innere Rohr des Wasserabscheiders ausgebildet werden.

Zur Regulierung dient eine durch Regulator bewegte Drosselklappe, die bei etwa 20 % Tourenüberschreitung (infolge Durchgehens der Turbine) selbsttätig sich schließt. (Vgl. Nr. 8.)

2. Gehäuse.

a) Gehäuselkörper und Deckel. Material ist Gußeisen oder Stahlformguß. Letzterer ergibt für den HD-Teil wesentliche Gewichtserparnis, ist deshalb besonders für den vorderen Teil einer HD-Turbine, wo noch höhere Drücke herrschen, zu empfehlen.

Teilung so, daß Montage und Demontage möglichst leicht ausführbar. Teilebene vertikal oder parallel zur Welle je nach der Länge des Gehäuses und je nach der Form der rotierenden Teile. Bei großen oder komplizierten Turbinen sind die Gehäuse aus mehr als 2-Stücken zusammengeschrabt.

Angegoßene Füße am Gehäuse dienen zum Festschrauben auf dem Maschinensfundament. Lange Gehäuse müssen an einem Ende schieben können wegen der Ausdehnung durch die Wärme. Wegen des Axialschubes des Dampfes müssen die nicht verschiebbaren Füße des Gehäuses den ganzen Propellerschub auf das Schiff übertragen können.

Zur Dichtung der Gehäuselanschen dürfen keine dicken Zwischenlagen verwendet werden, weil sonst die Spielräume im Innern ungenau oder falsch werden. Gewöhnlich werden sie ohne Packung dampfdicht aufgeschabt.

Die Verrippung der Gehäuse ist so einzurichten, daß durch die Wärme möglichst kein Verziehen eintritt (besonders wichtig bei überhitztem Dampf).

Durch Ausglühen der Gehäuseteile nach dem Vordrehen, also vor dem Fertigbohren, kann man etwaige Gußspannungen beseitigen. Fertigbohren großer horizontaler Gehäuse muß wegen der unvermeidlichen Gewichtsdeformation horizontal erfolgen.

Keine Druckabstufung erfordert stärkere Ausführung und Verrippung als Geschwindigkeitsabstufung.

Flache Wandungen am Abdampfkasten der ND-Turbinen werden verankert.

Für die fest an Bord eingebauten Hebevorrichtungen erhalten die Gehäusedeckel entsprechende Angüsse. Zeichnung siehe Turbinensysteme.

Bei Turbinen mit Laufrädern ist das Gehäuse durch Zwischenböden in ebensoviele Kammern geteilt, wie Laufräder vorhanden sind. In diesen Zwischenböden liegen die Düsen für das folgende Laufrad, jedoch sind die Düsenkästen gewöhnlich als besonderes Stück hergestellt und als Ring mit der inneren Gehäusewand verschraubt, während die Zwischenböden nicht zweiteilig sind, also beim Hochheben der oberen Gehäuselälfte auf der Welle sitzen bleiben.

Dichtung zwischen Düsenringen und Zwischenböden durch wulst- oder

felgeartiges Zueinandergreifen. Nur bei sehr großen Ausführungen zweiteilige, mit den betreffenden Gehäusehälften fest verschraubte Zwischenböden.

Die Zwischenböden bestehen entweder ganz aus Stahlguß oder aus gepreßtem Stahlblech mit äußerem und innerem Ringteil aus Stahlguß.

Die Turbinengehäuse haben Sicherheitsventile, die den Dampfdrücken an den verschiedenen Stellen entsprechen, und unten Kondenswasserkammern, um auch größere Wassermengen von den Schaufeln fernzuhalten. Die von diesen Kammern abzweigenden Entwässerungsröhre gehen bei ND-Turbinen mit Gefälle nach der Luftpumpe, weshalb letztere häufig in den Doppelboden eingebaut werden müssen.

An den Enden der Turbinen, mit Ausnahme des Abdampfraumes, außerdem je ein Alarmventil. Auch kann man eine Vorrichtung anbringen, durch die bei Drucküberschreitung die Schnellschlußeinrichtung selbsttätig geschlossen wird.

Am Dampfeintritt des Gehäuses sieht man zweckmäßig einen kleinen Dampfschmierapparat mit Handbetrieb vor, um vor längeren Betriebspausen das Turbinen-Innere zwecks Konservierung mit einem Ölhauch überziehen zu können.

b) Gehäusestopfbuchsen sollen bei Überdruck das Austreten von Dampf, bei Unterdruck das Eintreten von Luft hindern. Letzteres ist besonders wichtig wegen der Bedeutung des Vakuums für die Turbinenleistung.

Es haben sich 2 Dichtungsmethoden bewährt, die Labyrinth- oder Spitzendichtung und die Stopfbuchse mit Kohlepackung.

Labyrinthdichtungen (Tafel 52) bestehen aus einer größeren Zahl von Messingringen, die abwechselnd in die feststehenden (Gehäuse) und rotierenden Teile (Welle oder Lauftrommel) eingesetzt und an ihrem vorstehenden Rande zugeschärft sind, damit bei etwaigem Schleifen nur diese Ringe etwas stumpf laufen, aber kein Warmlaufen und keine Gefahr für größere Teile entsteht.

Die axiale Entfernung der einzelnen Ringe muß genügen, um die etwa möglichen axialen Verschiebungen des Rotors zu gestatten.

Die Buchsen der Labyrinthdichtungen stehen durch Bohrungen mit einem Ringkanal R in Verbindung. Bei Überdruck wird der durchsickernde Dampf von R nach einem Raum mit niedrigerem Dampfdruck oder nach dem Kondensator abgeleitet. Bei größerem Überdruck 2 Kanäle R, von denen der erste nach einem Raum mit niedrigerem Druck, der zweite nach dem Kondensator führt.

Bei Unterdruck leitet man von außen Dampf in R hinein mit solcher Spannung, daß eine Spur von Dampf in den Maschinenraum entweicht, mithin keine Luft in die Turbine eintreten kann.

Manche Labyrinthdichtungen dichten in axialer anstatt in radialer Richtung. Die Ringe sitzen dann fest im Gehäuse und greifen in Aus-

drehungen des Rotors. Solche Dichtungen erfordern aber sehr genaue axiale Einstellung.

Stopfbuchsen mit Kohlepacking (Konstruktion der A. E. G.) enthalten mehrere, im Umfang dreifach geteilte Kohlenringe, in dreiteiligen gußeisernen Fassungen, die vertikal zur Welle in dem bronzenen Stopfbuchsengehäuse frei beweglich sind und mit leichtem Federdruck gegen die Welle gepreßt werden. Die Kohlenringe können also jeder Bewegung und Ausdehnung der Welle leicht folgen.

Abführung von Leckdampf oder bei Vakuum Zuführung von Dichtungsdampf nach demselben Prinzip wie bei Labyrinthdichtungen.

Bei Turbinen mit mehreren Laufrädern sind in den Zwischenböden Zwischenstopfbuchsen erforderlich, die nur aus eingedrehten Rillen in der in den Zwischenboden eingesetzten Bronzebuchse bestehen. Dabei muß ein kleiner radialer Spielraum bleiben, und zwar wegen der Durchbiegung der Welle in der Mitte der Turbine mehr als an den Enden. Statt der Dichtungsritzen auch Kohlepacking.

3. Rotoren.

a) Wellen aus Siemens-Martin-Stahl, zuweilen auch aus Nickelstahl.

Steifigkeit der Wellen muß genügen, um die unvermeidlichen Durchbiegungen so klein zu halten, wie es die radialen Spielräume der Schaufeln und Stopfbuchsen erfordern. Bei allen größeren Turbinen sind deshalb die Wellen der Rotoren hohl mit möglichst großem Durchmesser und möglichst großer Bohrung.

Besteht der Rotor aus mehreren Laufrädern, so wird die Welle treppenförmig abgestuft, um die einzelnen Radscheiben besser aufbringen zu können.

Besteht der Rotor aus einer Lauftrommel, so geht die Welle häufig nicht durch und die beiden Wellenstücke sind dann zapfenartig vorn und hinten in die Trommel eingesetzt und durch Schrumpfen befestigt.

Zwischen zwei auf einer Welle sitzenden Turbinen schaltet man wegen der Wärmeverschiebung gewöhnlich in die Welle eine axial verschiebbare Kuppelung ein.

Eine Ausnahmekonstruktion bei den sehr schnell laufenden de Laval-Turbinen sind die elastischen Wellen, die bei hoher Tourenzahl so durchfedern, daß der Schwerpunkt der rotierenden Massen genau in die mathematische Drehachse fällt.

b) Laufräder, aus Stahlguß oder für sehr hohe Tourenzahlen auch aus Stahl geschmiedet, haben eine verbreiterte Nabe zur Befestigung auf der Welle durch Warmaufziehen und einen verbreiterten Radkranz zur Aufnahme der (gewöhnlich 2 bis 3, zuweilen auch 4) Schaufelkränze.

Bei großer Zentrifugalbeanspruchung durch hohe Umdrehungszahl baut

man die Räder mit zunehmender Wandstärke nach der Nabe hin, bei sehr hoher Tourenzahl als Körper gleicher Festigkeit.

Laufräder und Zwischenböden baut man gewöhnlich nicht eben, sondern etwas konisch, wodurch eine wesentlich größere Steifigkeit erzielt wird.

Radscheiben mit Geschwindigkeitsstufen erhalten nahe dem Umfang mehrere große Löcher, um einen einseitigen Dampfdruck mit Sicherheit zu vermeiden.

Bei neueren Schiffsturbinen werden nur noch scheibenförmige Ansätze an den HD-Trommeln, aber nicht mehr ganze Radscheiben gebaut, weil diese erfahrungsmäßig sich werfen und zu Havarien führen können.

c) Lauftrommeln, aus Stahlguß oder geschmiedetem Stahl, ergeben einfacheren Bau als Radscheiben, aber weniger gute Dichtung zwischen Leit- schaufeln und rotierenden Teilen, eignen sich daher besonders für große Stufenzahl, wo der Druckunterschied zwischen zwei Stufen, also auch der Spaltverlust verhältnismäßig klein ist. Andererseits wird durch größere Stufenzahl die Turbine länger und die Schaufelzahl größer.

Große Lauftrommeln haben geringere Widerstandsfähigkeit gegen Zentrifugalbeanspruchung als Radscheiben, eignen sich daher weniger für hohe Umdrehungszahl.

Kleine Lauftrommeln bestehen einfach in einer Verdickung der Welle. Mittelgroße Lauftrommeln sind starkwandige Hohlkörper, in deren Endflächen die beiden Wellenstücke eingesetzt sind. Große Lauftrommeln sind Hohlzylinder, die an den Enden durch besonders eingesetzte Sternstücke oder Wände mit den beiden Wellenenden verbunden sind (durch Warmanziehen).

Geht die Welle durch, dann muß wegen der ungleichen Erwärmung von Trommel und Welle die Befestigung an einem Ende ein kleines Schieben gestatten. Zu dem Zweck macht man eine der beiden Endflächen genügend elastisch.

Ist die Trommel an der Eintrittsseite des Dampfes offen (Sternstück oder durchbrochene Wand), dann bedarf sie hier einer Labyrinthdichtung (Trommeldummies), damit der Dampf durch die Schaufelkränze und nicht durch die hohle Trommel geht. Der durch die Dummies durchsickernde Dampf geht durch die hohle Trommel nach dem Austrittsraum.

Die Austrittsseite der Trommel ist in der Regel offen, so daß das Innere der Trommel mit dem Austrittsraum des Dampfes (also bei ND mit dem Kondensator) kommuniziert.

d) Ausbalancierung der Rotoren. Bei mangelhafter Ausbalancierung in bezug auf die Drehachse entsteht durch die Zentrifugalkraft ein im Kreise herumwandernder Lagerdruck und unter Umständen eine Durchbiegung der Welle.

Bei Radscheiben genügt die statische Ausbalancierung (Unterstützung

der Welle durch horizontale glatte Schienen). Turbinentrommeln von größerer Länge werden zuweilen auch dynamisch ausbalanciert, um Kippwirkungen zu vermeiden.

Ausführung der dynamischen Ausbalancierung: Die Trommelwelle wird in der Werkstatt in zwei elastisch unterstützten (Gummiunterlage) Lagern gelagert. Dann wird die Trommel in schnelle Rotation versetzt und nach Lösen des Antriebes, also bei freiem Weiterrotieren, das durch die elastische Lagerung ermöglichte Nachgeben der Wellenenden durch vorsichtige Annäherung eines Kreidestiftes festgestellt.

Bei nicht zu langen und bei genau bearbeiteten Turbinentrommeln kann auf dynamische Ausbalancierung verzichtet werden.

4. Wellenlager.

a) **Lauflager** sind bei großen Turbinen gewöhnliche Weißmetall-Lager mit Preßölschmierung oder auch nur mit Ringschmierung (2 bis 4 über die Welle gelegte und in Skammern hineinhängende Schmierringe). Neben dem nur etwa 0,5 mm hervorstehenden Weißmetall breite Metallfläche, damit bei etwaigem Schmelzen des Weißmetalls die Welle noch genügend Auflage hat (Nottragflächen).

Durch Abnutzung der Traglager wird der radiale Spielraum in der unteren Turbinenhälfte verkleinert und unter Umständen eine Neueinstellung der Welle nötig. Auch ist mit großer Reibungsgeschwindigkeit und bei etwaiger Störung der Ausbalancierung auch mit einem wandernden Lagerdruck zu rechnen.

Deshalb ist der spezifische Flächendruck möglichst klein und die Weißmetall-Auflagefläche entsprechend groß zu bemessen. Ferner erhalten die Lagerchalen außer einer zuverlässigen Schmierung wenigstens unten auch innere Wasserkühlung.

Damit durch Biegungen der elastischen Turbinenwelle nicht ungleiche Lagerdrücke und stärkere Abnutzungen entstehen, lagert man die Lagerchalen im Gehäuse häufig kugelförmig, so daß sie selbsttätig jeder Richtungsänderung der Welle folgen können. Unbedingt notwendig ist dies bei den elastischen Wellen der de Laval-Turbinen.

Turbodynamos haben zuweilen elastische Lager (konzentrische Lagerchalen und zwischen ihnen dünne Preßölschicht).

Zur Aufnahme der Traglager dienen Lagerböcke (Lagerbalken), die unten und an beiden Seiten am Gehäuseboden festgeschraubt sind, und zwar so, daß sie von der Turbine aus möglichst wenig erwärmt werden.

Der vordere Lagerbock trägt bei Schiffsturbinen in der Regel auch das Drucklager, muß deshalb besonders stark gebaut sein, um ein Durchbiegen infolge des Axialschubes möglichst auszuschließen.

Große Schiffsturbinen erhalten unter den Lauflagern eine Nachstellvorrichtung.

b) Drucklager. Bei Schiffswellen mit nur 1 Turbine dient das Drucklager am vorderen Gehäuseboden gleichzeitig zur Aufnahme der Schubdifferenz zwischen Dampf und Schraube und zur genauen axialen Einstellung des Rotors im Gehäuse (Labyrinthdichtungen und Schaufeln).

Bei Schiffswellen mit 2 Turbinen und verschiebbarer Wellenkupplung zwischen diesen (im allgemeinen erforderlich wegen der Wärmeausdehnung) ist am vorderen Gehäuseboden der vorderen Turbine ein zweites, aber kleineres Drucklager zur genauen axialen Einstellung des Rotors in dieser Turbine und zur Aufnahme des Dampfshubes erforderlich. Der Dampfshub kann aber auch durch eine Teilung der Turbine in 2 Teile mit entgegengesetzter Strömungsrichtung und geschlossenen Trommelböden ausbalanciert werden (Weser-Bergmann-Turbine).

Bei großen Schiffsturbinen sind die Drucklager gewöhnlich ebenso gebaut wie bei Kolbenmaschinen, also mit hufeisenförmigen, einzeln einstellbaren Bügeln.

Daneben wird aber auch eine andere Konstruktion verwendet, bei der der Schub der Wellenbunde durch eine größere Zahl von massiven Bronzeringen aufgenommen wird, die natürlich aus 2 Halbringen bestehen müssen. Die oberen und unteren Halbringe sind unabhängig voneinander einstellbar und werden so eingestellt, daß die oberen Halbringe den Vorwärtsschub, die unteren den Rückwärtsschub aufnehmen.

Bei allen Turbinendrucklagern verwendet man Preßölchmierung mit etwa 2 Atm. Öldruck.

Ausführung von Wellenlagern ist aus verschiedenen Tafeln ersichtlich.

5. Lauffchaufeln.

a) Form und Anordnung. Form der Lauffchaufeln bei Gleichdruck und Überdruck siehe Teil B.

Schaufelbreite in der Richtung der Dampfströmung, also bei Axialturbinen in der Achsenrichtung, ist theoretisch gleichgültig. Für die Ablenkung des Dampfstrahles ist lediglich die Schaufelkrümmung maßgebend. Hierfür genügen die kleinsten Schaufelbreiten, die praktisch möglich sind.

Unnötig breite Schaufeln bewirken größeres Turbinengewicht, größere Baulänge und größere Verluste durch Dampfreibung.

Zu kleine Schaufelbreite ergibt zu geringe Biegefestigkeit und beeinträchtigt die Befestigung der Schaufeln in den Nuten und die Anbringung von Verbindungsringen.

Bei Schiffsturbinen liegt die Schaufelbreite zwischen 10 und 25 mm.

Zwischenraum zwischen zwei benachbarten Schaufeln muß so eng sein, daß der Dampfstrahl genügend geführt wird.

b) Herstellung und Material der Laufschaufeln. Die Profilstangen werden durch Ziehen oder Walzen hergestellt und durch Spezialmaschinen auf Länge geschnitten und für die spätere Befestigung eingekerbt.

Als Material haben sich bisher am besten folgende Legierungen bewährt:

67 Teile Kupfer,	33 Teile Zink
72 " "	28 " "

Hoher Bleigehalt (Unreinheit des Zinks) macht die Schaufeln spröde. Aluminiumbronzen sind weniger gut als vorstehende Legierungen.

Bei hoch überhitztem Dampf verwandte man früher in den ersten Schaufelkränzen Stahl oder Nickelstahl, letzteren, um das Rosten einzuschränken. Hochprozentiger Nickelstahl zerfällt sich aber in hoher Temperatur und wird brüchig, ist somit ungeeignet, während niedrigprozentiger Nickelstahl wegen seiner höheren Festigkeit bei besonders starken Beanspruchungen unter Umständen obigen Legierungen vorzuziehen ist.

Für die Zwischenstücke zwischen den Schaufeln kann man auch billigeres Material verwenden.

c) Befestigung der Schaufelsüße wird grundsätzlich so ausgeführt, daß ein Herausreißen unmöglich ist. Am praktischsten ist bajonettartiges Einsetzen mit eingekerbtem Fuß. Da der in die Schaufelkerben eingreifende Ansatz ringsherum läuft, müssen auch die Paßstücke zwischen den einzelnen Schaufeln eingekerbt sein.

Weniger sicher, da von der Zuverlässigkeit des Arbeiters abhängig, ist die ältere Parsons-methode, bei der die leicht eingekerbten Schaufelsüße nicht direkt durch die Gehäuse- oder Trommelwand festgehalten werden, sondern durch die Paßstücke, die aus weichem Kupfer bestehen und in die schwalbenschwanzförmigen Nuten der Trommel oder des Gehäuses eingestemmt werden.

Durch das radiale Einstemmen können auch unberechenbare Spannungen entstehen.

Wegen der Zentrifugalbeanspruchung ist die Befestigung der Laufschaufeln viel wichtiger als die der Leitschaufeln.

Beispiel: Durchmesser = 1 m, $n = 3000$ pro Min.

dann ist

$$\text{Umfangsgeschwindigkeit } u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \text{etwa } 160 \text{ m}$$

$$\text{Zentrifugalkraft} = \frac{G}{9,81} \cdot \frac{160^2}{0,5} = G \cdot 5400.$$

Die Zentrifugalkraft ist in diesem Falle also 5400mal größer als das Gewicht.

Für eine Schaufel von 30 Gramm Gewicht würde also unter obiger Voraussetzung die Fliehkraft $30 \cdot 5,4 = 162$ kg betragen.

d) Verbindungsringe der Schaufeln, 1 bis 3 Stück, je nach der Länge der Schaufeln, bestehen gewöhnlich aus Messingdrähten, die entweder durch Löcher in den Schaufeln durchgezogen und verlötet, oder in seitliche Einkerbungen der Schaufeln eingelegt und mittels Bindendraht befestigt werden. Die Schaufelenden schärft man dann messerartig zu, um bei etwaigem Schleifen eine grobe Havarie zu vermeiden.

Eine andere, bei Curtisträdern stets angewendete und sehr solide Methode ist das Herumnieten einer flachen oder u-förmigen und nach außen zugespitzten, 22 bis 27 mm breiten Bandage (Deckband) um den Schaufelkranz, wodurch gleichzeitig die Dampfstrahlen radial besser zusammengehalten werden. Wegen des Nietens ist diese Methode nur für kräftige Schaufeln verwendbar.

Um Deformationen durch Wärmeausdehnung zu vermeiden, dürfen diese Verbindungsringe und Bandagen nicht geschlossen sein, sondern müssen aus mehreren Kreisstücken mit etwa 1 mm Zwischenraum bestehen.

6. Leitschaufeln und Düsen.

a) Wirkungsweise. Leitschaufeln und Düsen sind im Prinzip nicht wesentlich verschieden, denn beide haben den Zweck, den Dampfstrahl unter dem richtigen Winkel auf den folgenden Laufschaufelkranz aufzutreffen zu lassen.

Daneben haben Düsen stets, Leitschaufeln meist (bei Druckstufen) den Zweck, Druck in Strömungsenergie zu verwandeln. Düsen sollen aber im allgemeinen größere Strömungsgeschwindigkeiten erzeugen.

b) Praktische Ausführung der Leitschaufeln stimmt im allgemeinen überein mit der unter 5 beschriebenen praktischen Ausführung der Laufschaufeln, obwohl die Beanspruchung geringer ist.

Zur Erleichterung der Bauausführung werden die Leitschaufeln häufig nicht direkt in die innere Gehäuswand, sondern in Ringstücke eingesetzt, die an der inneren Gehäuswand festgeschraubt werden.

c) Praktische Ausführung der Düsen. Bei sehr hohem Druckgefälle (z. B. de Laval-Turbine) werden die Düsen als geschlossene Rohre und eventuell mit erweitertem Querschnitt (vgl. Teil B) gebaut, zuweilen auch mit verstellbarem Nadelventil zwecks Regulierung des Austrittsquerschnittes.

Bei modernen Schiffsturbinen sind stets mehrere Düsen in Düsenkästen oder Düsenringen vereinigt, und zwar in Gestalt von leitschaufelartigen, eingegossenen Stahlblechen.

Düsenkästen sind Einsätze in dem Boden des Turbinengehäuses.

Düsenringe sind mit der inneren Gehäusewand verschraubt, kommen nur für Turbinen mit gemischter Dampfwirkung (Druck- und Geschwindigkeitsstufen) in Betracht und dichten nach innen gegen die Zwischenböden des Gehäuses (vgl. Gehäuse).

Bei mehreren Curtisträdern nimmt die Beaufschlagung von Zwischenwand zu Zwischenwand zu.

7. Schaufelhavarien.

a) Ursachen. (Vgl. Bauer, Schiffsbautechnische Gesellschaft 1914.)

Schaufelhavarien (Schaufelsalat) sind der schwierigste Punkt in der Entwicklung der Dampfturbinen. Die üblichen und an sich einwandfreien Festigkeitsberechnungen geben keine ausreichende Sicherheit, weil Zerstörungen von Schaufeln im normalen Betriebe ausgeschlossen erscheinen, vielmehr stets auf besondere Umstände zurückzuführen sind.

Solche Umstände sind:

1. Außergewöhnliche Biegungsbeanspruchung durch mitgerissenes Wasser,
2. Zu starke Temperaturänderungen,
3. Schwingungen der Schaufeln,
4. Eindringen von Fremdkörpern,
5. Falsche Einstellung der Lauf- und Drucklager.

Zu 1. Mitreißen auch größerer Wassermengen bei konstantem Drehungssinn schadet im allgemeinen nichts, gefährlich ist nur plötzliches Hineinschießen von angesammeltem Wasser beim Manövrieren mit Vorwärts- und Rückwärtsturbinen. Erhöht wird die Gefahr dadurch, daß nach erfolgter Verbiegung von Schaufeln beim Vorwärtsgange in der Rückwärtsturbine, beim Rückwärtsgange in der Vorwärtsturbine Leit- und Laufschaufln ineinanderhaken können. (Vgl. C. 5.)

Zu 2. Die stärksten Temperaturänderungen entstehen beim Manövrieren einer Heißdampfturbinenanlage mit Vorwärts- und Rückwärtsturbinen, wenn die Regulierung der Überhitzung mit dem Manövrieren nicht Hand in Hand geht.

Durch solche plötzlichen Temperaturschwankungen kann eine Deformation der Gußstücke und ein Schleifen der rotierenden Teile eintreten.

Zu 3. Daß solche rhythmischen Schwingungen der Lauffschaufln sowohl in peripheraler als auch in axialer Richtung tatsächlich stattfinden, ist nachgewiesen. Infolge von Schwingungen können auch reichlich starke Schaufeln schließlich brechen.

Durch die Verbindungsringe wird die Gefahr stets verringert, weil nicht alle Schaufeln eines Kranzes gleichmäßig schwingen. Besser ist es

aber, durch Bemessung der Schaufeln die Entstehung von Schwingungen von vornherein zu vermeiden, als sie durch Verbindungsringe gewaltsam zu verhindern.

Zu 4. und 5. Bei sachgemäßer und gewissenhafter Aufsicht sind diese Ursachen von Schaufelhavarien im allgemeinen ausgeschlossen. Wesentlich dabei ist ein zuverlässiges Dampfrieb in der Dampfzuleitung.

In den weitaus meisten Fällen sind Schaufelhavarien auf Materialfehler zurückzuführen, die erst nach längerem, oft mehrjährigem Betriebe sich zeigen.

b) Maßregeln gegen Entstehung von Schaufelhavarien. Schaufelhavarien sind ausgeschlossen, wenn man die Schaufeln sehr stark und die axialen und radialen Spielräume sehr groß baut.

Ersteres bedeutet größere und schwerere Turbinen, letzteres schlechtere Dampfausnutzung.

Keinesfalls kann man bei Schiffsturbinen mit direktem Schraubenantrieb darin so weit gehen, wie es für eine absolute Sicherheit der Schaufeln erforderlich wäre. Im allgemeinen liegen die radialen Spielräume bei Schiffsturbinen zwischen 1,2 und 3 mm.

Wesentlich günstiger liegt die Sache beim indirekten Schraubenantrieb, weil mit abnehmender Länge der Schaufeln im allgemeinen auch die Havariegefahr abnimmt. Am günstigsten liegt die Sache beim umsteuerbaren Föttinger-Transformator, weil hier die großen Temperaturschwankungen beim Manövrieren und die Möglichkeit des Zueinanderhafens von Leit- und Laufschauflern fortfallen. (Vgl. C. 5.)

Eine kleine Erhöhung der Sicherheit erreicht man auch durch das bereits erwähnte Zuschärfen der Schaufeln.

8. Sicherheitsvorrichtung gegen Durchgehen der Turbine

wird bei Hauptturbinen auf Schiffen und bei Schiffshilfssturbinen angewendet und besteht in einer Drosselklappe oder in einem Schnellschlußventil, welches durch Federn plötzlich geschlossen wird, wenn die normale höchste Umdrehungszahl um ein gewisses Maß (etwa 20 %) überschritten wird. (Vgl. Nr. 1.) Die Federn werden ausgelöst durch Zentrifugalgewichte.

Tafel 53 zeigt den Sicherheitsregulator auf dem Kleinen Kreuzer „Stettin“. Es bedeuten: 1 = Zentrifugalgewichte, 2 = Spiralfedern, die das Aus schlagen der Zentrifugalgewichte hindern, solange die Umdrehungszahl nicht hoch ist. 3 = Hebel, der beim Aus schlagen der Zentrifugalgewichte in die Stellung 3^a oder 3^b gebracht wird. 4 = Feder, die bei normalem Betrieb den Hebel festhält. 5 = Hebel, der bei Verschiebung des Hebels 3 freigegeben wird. 6 = Federn, die dann den Hebel 5 nach unten reißen. 7, 8 und 9 = Gestänge nach den beiden Drosselklappen. 10 = Drosselklappe auf St. B.-Seite.

9. Vorrichtung zur Geschwindigkeitsregulierung

ist nur bei Turbodynamos erforderlich und besteht aus Zentrifugalmassen (gewöhnlich Achsenregulator auf der Turbinenwelle), deren Ausschlag auf ein in die Dampfleitung eingeschaltetes Regulierventil wirkt.

Näheres siehe E. Turbinensysteme.

10. Hebevorrichtungen. (Tafel 52.)

Die zum Abheben der Gehäuse-Oberteile dienenden Hebevorrichtungen müssen so gebaut sein, daß eine Beschädigung der Schaufeln beim Abheben ausgeschlossen ist. Dies erreicht man durch Führung der Oberteile an vertikalen Wellen, die mit ihren oberen Enden fest am Deck des Maschinenraumes sind. Für jeden Gehäuse-Oberteil sind 4 solche Führungen nötig.

Die Wellen haben Gewinde und werden durch gemeinschaftlichen Elektromotor gemeinschaftlich gedreht, wodurch der Gehäuse-Oberteil hochgeschraubt wird. Durch horizontale Verbindungswellen kann ein Elektromotor auch für benachbarte Turbinenräume als Hebemaschine benutzt werden, doch sind für größere Turbinenschiffe mindestens zwei Motoren zweckmäßig.

Diese Hebemotoren können gleichzeitig auch als Drehmaschinen für die Hauptwellen dienen.

Bei den ND-Turbinen muß der Abdampfbogen nach Losnahme so weit verschoben werden können, daß ein Hochheizen des Gehäuse-Oberteils möglich ist.

E. Turbinensysteme.

1. De Laval-Turbine (Tafel 54)

ist eine axiale Gleichdruckturbine mit teilweiser Beaufschlagung und mit nur 1 Stufe (Freistrahl-turbine). Die ganze Spannung wird schon vor der Turbine in erweiterten Düsen in Bewegungsenergie umgesetzt, so daß in der ganzen Turbine Kondensatorspannung herrscht.

Die de Laval-Turbine läßt hohe Überhitzung zu.

Die Lauffchaufeln haben überall gleichen Durchgangsquerschnitt und gleichen Ein- und Austrittswinkel (etwa 33°). Die Düsen, der Zahl nach 1 bis 12, stehen unter etwa 20° zur Radebene.

Infolge der einstufigen Dampfwirkung ist Umfangsgeschwindigkeit und Umdrehungszahl so groß (bei kleinen Turbinen bis etwa 25 000 pro Minute), daß die Turbine mit Übersetzung arbeiten muß. De Laval verwendet hierzu mit Erfolg ganz in Öl laufende Winkelzahnräder mit breiten Zähnen und kleiner Teilung. Übersetzung bei Turbodynamos = etwa 10 : 1. Bei größerer Leistung (von etwa 30 PS ab) 2 Wellen und 2 Zahnräder, also auch 2 Dynamos symmetrisch zu der treibenden Turbinenwelle.

Wegen der hohen Umdrehungszahl eignet sich die de Laval-Turbine nur für kleine Leistungen (gewöhnlich nicht über 300 PS), sie hat aber den Vorteil großer Einfachheit.

Wegen der hohen Umdrehungszahl würde die kleinste Ungleichheit in der Massenverteilung unzulässige Zentrifugalkräfte erzeugen, deshalb werden die beiden Wellenlager so weit entfernt vom Kreisrad angeordnet, daß infolge der Kreiswirkung der Massenschwerpunkt selbsttätig mathematisch genau sich in die Drehachse einstellt, eventuell unter leichter Durchbiegung der elastischen Welle.

Wegen der hohen Beanspruchung bestehen Welle und Kreisrad (letzteres als Körper gleicher Festigkeit) aus bestem Nickelstahl.

Das Turbinengehäuse ist senkrecht zur Welle gestellt.

Regulierung erfolgt durch Abstellen einzelner Düsen, vorübergehend auch durch Drosseln. Ein Zentrifugalregulator wirkt auf den Dampfzutritt derart, daß auch bei vollkommener Entlastung die Umdrehungszahl nur etwa 5 % zunimmt.

Bei voller Belastung verbrauchen die de Laval-Turbinen trotz ihrer Kleinheit nur etwa 7 kg Dampf pro PSe und h.

In Deutschland wird die de Laval-Turbine seit etwa 1893 von der Maschinenbau-Anstalt Humboldt bei Köln gebaut.

Tafel 54 zeigt die de Laval-Turbinen für die Turbodynamos S. M. S. „Agir“.

Es bedeuten: a Dampfeintrittsstutzen, b Schlammfänger aus durchlöchertem Messingblech, c Achsenregulator mit Federbelastung und Hebelübertragung nach dem Doppelsitz-Regulierventil (die die Feder umgebende Hülse besteht aus 2 Halbschalen, die bei zu hoher Umdrehungszahl mit dem rechten Ende auseinanderklappen und mit dem linken Ende die Feder und den Stift nach rechts drücken), d Ringkanal im Gehäuse zur Verteilung des Dampfes auf die Düsen, e Düsen, 3 Stück (die anderen 3 Durchbohrungen sind verschlossen), f Kreisrad, bestehend aus 2 Scheiben, die auf eine Hülse aufgedrückt und durch Nieten zusammengehalten sind, g ringförmige Austrittskammer, h Pleißzahnräder zur Verbindung der Turbinenwelle mit den beiden Dynamowellen, i Ölsammelfasten, k Tropfschmiergefäße, l gewöhnliche Bronzelager mit Weißmetallfutter, m Kugelgelenklager, n Hilfslager, die nur bei außergewöhnlichen Durchbiegungen der Welle zur Berührung kommen, p Kupplungsflansch für Dynamomaschine.

2. Elektra-Turbine (Tafel 55)

ist eine Radialturbine mit partieller Beaufschlagung. Kleinere Elektra-Turbinen haben 1 Druckstufe mit 3 bis 4 Geschwindigkeitsstufen, größere (von etwa 100 PS ab) haben 2 Druckstufen (2 Laufräder) mit je 3 Geschwindigkeitsstufen.

Das Charakteristische der Elektra-Turbine ist die Unterbringung der Geschwindigkeitsstufen in einem einzigen Laufkranz derart, daß der Dampf mit Hilfe von Umkehrkanälen abwechselnd mit innerer und äußerer Beaufschlagung durch den Laufkranz geht.

Da der Dampf in dem bzw. in jedem der beiden Laufkränze nur mit Geschwindigkeitsstufen arbeitet, also nicht expandiert, so muß der Durchgangsquerchnitt in demselben Maße zunehmen, wie die Geschwindigkeit abnimmt.

Bei 2 Laufrädern enthält das senkrecht zur Welle geteilte Gehäuse 2 Kammern mit fester Zwischenwand. Der Dampf expandiert dann bereits in der ersten Druckstufe herunter bis annähernd auf Atmosphärendruck.

Leistungsregulierung erfolgt gewöhnlich durch Querschnittsänderung (verstellbare Zunge) der Düsen der I. Druckstufe.

Wie bei der de Laval-Turbine, so herrscht auch hier im Gehäuse weder hoher Druck noch hohe Temperatur. Die Elektra-Turbine verträgt also sehr gut Überhitzung und schnelles Anlassen.

Da kein Axial Schub vorhanden ist, so eignet sich die Elektra-Turbine sehr gut als Hilfsmaschine, wobei auch ihre geringe axiale Baulänge von Vorteil ist. Als Schiffsmaschine kommt sie nicht in Betracht. Nachteilig sind die verhältnismäßig großen Reibungsverluste in den Umleitkanälen, wodurch die Dampfgeschwindigkeit praktisch viel schneller sinkt als theoretisch.

Wegen der wiederholten Ausnutzung eines und desselben Laufkranzes wiegt die Elektra-Turbine pro PS weniger als alle anderen Systeme.

Wirtschaftlichkeit ist etwa ebensogut wie bei de Laval.

In Deutschland wird die Elektra-Turbine gebaut von der Gesellschaft für elektrische Industrie in Karlsruhe, außerdem auf den Kaiserlichen Werften.

Tafel 55 zeigt eine für Dynamobetrieb verwendete Elektra-Turbine mit 2 Druckstufen und je 3 Geschwindigkeitsstufen. $PS_e = 300$ bis 375 . $n = 2000$.

Es bedeuten: 1 Grundplatte, 2 Gehäuse, 3 Zwischenwand, 4 Gehäusedeckel, 5 Wellenlager, 6 Labyrinthdichtung, 7 und 8 Laufräder, 9 Dampfzuleitung, 10 Bock auf dem Deckel des Schnellschlußventils, 11 bis 13 Zentrifugalgewicht mit Gestänge, 14 zweiteiliger Hebel, 15 Drehpunkte, 16 Feder zum Schließen des Schnellschlußventils, sobald Gestänge 13 das Auseinanderklappen des Hebels 14 gestattet, 17 Handrad zum Wiederöffnen des Schnellschlußventils, 18 Doppelsitzregulierventil für Geschwindigkeitsregulierung, 19 zweiteilige Schwungmasse des Geschwindigkeitsregulators, 20 Schneiden als Drehachsen dieser Schwungmassen, 21 verschiebbare Hülse, 22 Spiralfeder, dem Ausschlagen der Schwungmassen entgegenwirkend, 23 Gestänge nach dem Regulierventil, 24 und 25 Dampfszuführung zur

I. Druckstufe, 26 bis 28 regulierbare Düse, 29 und 30 Umleitungskanäle, I. Schaufelkranz der I. Druckstufe, 31 Zwischenkammer, 32 vier Düsen für II. Druckstufe, 33 und 34 Umleitungskanäle, II. Schaufelkranz der II. Druckstufe, 35 Abdampfraum, 36 Sicherheitsventil, 37 bis 39 Entwässerung, 40 Dampfszufuhr zur Labyrinthdichtung.

3. Parsons-Turbine (Tafel 56)

Ist eine axiale Überdruckturbine mit voller Beaufschlagung und vielen Druckstufen. Bei genügender Stufenzahl erhält man zwar geringe Umdrehungszahl, dafür aber große Baulänge und große Schaufelzahl. Parsons-Turbo-dynamos von 1000 bis 2000 PS haben etwa 15 000 Lauf- und 15 000 Leit-schaukeln. Die Umdrehungszahl der Turbodynamos beträgt bei 100 PS etwa 5000 bis 4000, bei 1000 PS etwa 2500 bis 1500, bei 5000 PS etwa 1100 bis 900.

Alle Laufschaufeln sitzen bei Parsons auf einer Trommel. Die Querschnittszunahme entsteht durch Zunahme der Schaufellänge. Diese steigt bei 1000-pferdigen Turbodynamos von etwa 10 mm bis 150 mm, wobei der radiale Spielraum von 1 bis 4 mm steigt.

Bei großen Anlagen (Schiffsturbinen) schaltet Parsons mehrere Gehäuse hintereinander, damit das Gehäuse nicht zu groß und die Unterstützung der rotierenden Gewichte nicht zu schwierig wird.

Die Dampfgeschwindigkeit bei Parsons-Schiffsturbinen nimmt vom Eintritt zum Austritt etwas zu, damit am Austritt die Schaufeln nicht zu lang werden, und beträgt im Mittel etwa 80 m pro Sekunde.

Die neueren Parsons-Anlagen auf Schiffen weichen von den Original-Parsonsturbinen insofern ab, als im HD-Teil zur wirksameren Ver-ringerung der Umdrehungszahl einige Geschwindigkeitsstufen mit partieller Beaufschlagung vorgeschaltet sind.

Auf dem Festlande wird der Bau von Parsons-Turbinen betrieben von der A. G. Brown, Boveri in Baden bei Zürich und in Käferthal bei Mannheim, von der Werft Blohm & Voß und von den Kaiserlichen Werften.

Tafel 56 zeigt eine Parsons-Turbine zum Antrieb einer Dynamomaschine von 65 KW.

Es bedeuten: 1 gemeinschaftliche Grundplatte für Turbine und Dy-namo, 2 Turbinengehäuse, 3 Wellenlager, 4 Labyrinthdichtungen, 5 Druck-lager, 6 Lauftrommel, 7 Dampfszufuhr, 8 bis 18 Sicherheitsvorrichtung gegen Durchgehen der Turbine, und zwar 8 Schnellschlußventil, 9 Zentri-fugalgewichte auf der vertikalen Regulatorwelle, 10 feste Drehpunkte der Gewichte, 11 Federn zum Festhalten der Gewichte bei normaler Umdrehungs-zahl, 12 Anschlaghebel, der beim Aus schlagen der Gewichte zur Seite gedrückt wird, 13 und 14 Gestänge nach dem Schnellschlußventil, 15 und 16 Hebel mit bajonettartigem Verschuß, der infolge schräger Zähne die Feder 17 frei-

gibt, sobald 12 zur Seite gedrückt wird, 17 Feder zum Schließen von 8, 18 zum Wiederöffnen von 8, 19 bis 34 Vorrichtung zur Geschwindigkeitsregulierung, und zwar 19 entlastetes Drosselventil, 20 Zentrifugalregulator, 21 Gestänge zum Regulierdampfschieber, 22 Regulierdampfschieber, durch dessen Auf- und Niedergehen auch der Regulierdampfskolben 23 mit dem Drosselventil auf- und niedergeht, 24 Drehpunkt im Gestänge 21, der infolge des Erzenters 31 mit Gestänge 32 regelmäßig auf- und niedergeht, so daß 22 gleichzeitig eine zwangsläufige Bewegung infolge des Erzenters und eine selbsttätige infolge des Zentrifugalregulators ausführt, und der Dampf nicht dauernd, sondern in regelmäßigen Stößen in die Turbine eintritt, 25 Feder, die bei normaler Umdrehungszahl das Gestänge 21 wieder in normale Lage zurückbringt, 26 und 27 Zudampf unter den Regulierkolben zum Heben des Drosselventils, 28 und 29 Abdampf vom Regulierkolben, 30 Feder, die das Drosselventil schließt, sobald durch 22 mehr Dampf abgelassen wird, als durch 26 zuströmen kann, 33 Handlüftvorrichtung für 19, 34 Schneckenantrieb für Geschwindigkeitsregulator, 35 Sicherheitsventil am Austrittsraum der Turbine, I bis IX Stufen der Leit- und Lauffchaufeln, 36 bis 38 Ausgleichscheiben mit Labyrinthdichtung zur Aufhebung des Axialschubes, 39 bis 41 Weg des Dampfes zur Turbine, 42 bis 44 Verbindungskanäle zwischen den Abstufungen der Trommel und den entsprechenden Ausgleichscheiben, 45 Abdampf, 46 Zudampf für Labyrinthdichtungen, 47 Schneckenantrieb für Ölpumpe, 48 rotierende Ölpumpe mit Schleuderkolben, 49 und 50 Sauge- und Druckwindkessel der Ölpumpe.

Eine Original-Parsons-Schiffsturbine ist im Atlas nicht dargestellt.

4. Curtis-Turbine.

Amerikanische Konstruktion, ist eine Axial-Gleichdruck-Turbine und hat mehrere Laufräder (Druckstufen) mit je 2 bis 3 Geschwindigkeitsstufen. Beaufschlagung ist über die Hälfte hinaus oder bis zum Schluß partiell. Regulierung durch Abstellen einzelner Düsen.

Die größeren Curtis-Turbodynamos sind stehend gebaut, Dynamo über Turbine. Kleine Turbodynamos, bis 300 KW, sind liegend. Bei stehender Anordnung wird das Gewicht von Turbine und Dynamo durch das untere Spurlager der Welle getragen. Dieses steht unter Öldruck von 25 bis 50 Atm.

Durch horizontale Scheidewände wird das Gehäuse in so viel Kammern geteilt, wie Druckstufen vorhanden sind.

Durch die Vereinigung von Druck- und Geschwindigkeitsstufen und durch die partielle Beaufschlagung bei großem Naddurchmesser entsteht im Gegensatz zu der Original-Parsons-Turbine eine große Verringerung der Umdrehungszahl bei verhältnismäßig wenig Stufen.

5. A. E. G.-Turbine. (Tafel 57.)

Die Allgemeine Electricitäts-Gesellschaft in Berlin lehnte sich zuerst mehr an die Konstruktionen von Riedler und Stumpf an, bis sie durch ein Abkommen mit der General-Electric-Company in Newyork die Verfügung über die Curtis-Rechte erwarb und dies System weiter ausbildete unter besonderer Berücksichtigung der Bedürfnisse der Schiffsturbinen.

Kleine A. E. G.-Turbodynamos haben nur 1 fliegend auf das Wellenende aufgesetztes Rad mit 2 bis 3 Geschwindigkeitsstufen.

Größere A. E. G.-Turbodynamos haben 2 bis 3 Druckstufen mit je 2 bis 3 Geschwindigkeitsstufen, d. h. 2 bis 3 Curtisrädern. Bereits in der I. Druckstufe expandiert der Dampf annähernd bis auf Atm. Druck.

Sehr große A. E. G.-Turbodynamos (etwa 5000 PS) haben zuerst mehrere Curtisräder (HD-Turbine) und dahinter in einem besonderen Gehäuse eine größere Zahl von Druckstufen mit Gleichdruck (ND-Turbine). Dynamo liegt zwischen HD- und ND-Turbine.

A. E. G.-Schiffsturbinen sind ebenso mit einem HD- und ND-Teil gebaut, jedoch enthält die HD-Turbine eine größere Zahl von Curtisrädern, um eine größere Herabsetzung der Umdrehungszahl zu erzielen.

Bei allen A. E. G.-Turbinen expandiert der Dampf schon in den Düsen vor dem ersten Curtisrad erheblich, so daß in das Gehäuse weder hoher Druck noch hohe Temperatur kommt und auch bei wechselnder Gangart nur geringe Temperatursprünge entstehen.

Die geringere Baulänge der A. E. G.-Turbine im Gegensatz zur Parsons-Turbine ermöglicht auch bei getrennter HD- und ND-Turbine das Einzelwellensystem. Tafel 57 zeigt eine A. E. G.-Turbine für Dynamoantrieb.

Die Turbine leistet bei 2100 Umdrehungen 300 KW und hat drei aus Stahl geschmiedete, in getrennten Kammern laufende Laufräder I, II und III mit je 3 Schaufelkränzen (3 Druckstufen mit je 3 Geschwindigkeitsstufen). Die Laufräder sind mit konischen Hülisen auf der Welle befestigt. Die Schaufeln sind schwalbenschwanzartig eingesetzt und durch aufgenietete Bandagen versteift.

Turbinengehäuse 1 hat an der Eintrittsseite ein Sicherheitsventil 2 mit Umlaufrohr nach dem Abdampfraum 3, unten Entwässerungen 4. Außerdem wird, wenn der zulässige Druck in der I. Stufe überschritten wird, das Hauptabsperrentil selbsttätig durch Dampfdruck geschlossen, wozu bei 5 ein Dampfrohr abzweigt.

Die Wellenlager 6 haben Weißmetallbuchsen und werden durch eine von der Turbine betriebene Räderpumpe mit Preßöl geschmiert. Dieses fließt vor dem Eintritt in die Lagerflächen um die Lagergehäuse herum und

fühlt sie dadurch. Das axial einstellbare Drucklager 7 wird in derselben Weise gekühlt und geschmiert.

Dichtung der Welle in den Zwischenwänden durch federnde Metallringe 8, in den beiden Außenwänden durch Kohlestopfbuchsen. Die einzelnen Kohlenringe 9 sind verschieden gezeichnet (Querschnitt und gekreuzt), um anzudeuten, daß die Teilfugen der Kohlenringe gegeneinander versetzt sind.

Die Stopfbuchsen erhalten Sperrdampf, um Eindringen von Luft in Turbine und Kondensator zu verhindern. Die hintere Stopfbuchse hat nur 1 Kammer 10 für Sperrdampf, weil die Spannung nur zwischen Vakuum und Auspuff schwankt. Die vordere Stopfbuchse hat wegen der stärkeren Druckschwankungen eine hohle Zwischenwand 11, aus deren Hohlraum der durchsickernde Sperrdampf dauernd nach der Abdampfseite der Turbine abgesaugt wird. Der äußere, linke Teil dieser Stopfbuchse kommuniziert durch ein Rohr mit der hinteren Stopfbuchse. Das oben offene Rohr 12 links von der vorderen Stopfbuchse leitet etwa aufsteigende Dampfstrahlen ab.

Die Düsen für die I. Druckstufe haben einen sich erweiternden Querschnitt und sind in einem angebauten Düsenkasten 13 untergebracht, der 5 Kanäle hat (siehe den Vertikalschnitt rechts). Der mittlere Kanal 14 hat direkte Verbindung nach dem Drosselventil. Die beiden oberen Kanäle sind durch die Zwischenventile 15 und 16, die beiden unteren durch die Zwischenventile 17 und 18 einzeln absperrbar. Somit sind 5 verschiedene Beaufschlagungen möglich. Ein Horizontalschnitt durch 15 ist unten, ein genauerer Tangentialschnitt durch Düse und Schaufeln oben rechts gezeichnet.

Als Sicherheitsregulator dient die Schwungmasse 19. Bei Überschreitung der Tourenzahl um mehr als 10 % wird durch die Zentrifugalkraft Feder 20 zusammengedrückt und durch Gestänge und Riegel 21 die Feder 22 des Schnellschlußventils 23 freigegeben, letzteres also geschlossen. Handgriff 24 dient zum Wiederöffnen des Ventils, Hebel 25 zum Wiedereinstellen einer Einschnappvorrichtung zwischen 19 und 21 (nicht gezeichnet).

Geschwindigkeitsregulator 26 wird durch Schnecke 27 und Welle 28 getrieben. Er wirkt auf das Regulier-Drosselventil 29 in folgender Weise:

Beim Hochgehen der Schwungmassen geht das rechte Ende des Hebels 30, somit auch der Preßölschieber 31 in die Höhe. Dadurch tritt Preßöl über den Ölkolben 32, der nach unten geht und das Drosselventil 29 mehr schließt, gleichzeitig aber durch Hebel 30 den Preßölschieber wieder auf Deckung stellt. Somit entspricht jeder Stellung des Regulators eine ganz bestimmte Stellung des Drosselventils.

Zum Einstellen der Regulatorwirkung dient das verstellbare Gewicht 33. Bei vollständiger plötzlicher Entlastung ändert sich die Umdrehungszahl um höchstens 5 %, bei Belastungsänderungen von 25 % um höchstens 2 %.

Tafel 58 zeigt die ND-Turbine und eingebaute Rückwärts-Turbine eines kleinen Kreuzers.

Es bedeuten: 1 Zudampf von der HD-Turbine, I bis VII Stufen der ND-Turbine, 2 Zudampf zur R-Turbine, I bis IV Laufräder der R-Turbine, 3 Zudampf zu den 4 Düsenkästen der R-Turbine, 4 bis 7 Düsenkränze für die 4 Laufräder der R-Turbine, 8 gemeinschaftlicher Abdampf der ND- und R-Turbine, 9 Leitschaufelkränze, 10 Warzen zur Befestigung der Leitschaufelkränze, 11 bis 13 Flanschen für Stopfbuchsenabdampf, Entwässerung und Sicherheitsventil, 14 Schaulöcher, 15 Drehvorrichtung, 16 Wellenstopfbuchsen mit Kohlepackung, die durch Federdruck gegen die Welle gedrückt wird, 17 labyrinthartig ausgedrehte Dichtungen zwischen den Zwischenwänden und der Welle in der R-Turbine, 18 Drucklager.

6. Sonstige Turbinensysteme.

Während die de Laval- und Elektra-Turbine als stets unverkennbare Spezialkonstruktionen für Hilfsturbinen hervortreten, und während die Original-Parsons- und Original-A. G. G.-Turbinen als Schiffsturbinen in vielen Punkten Gegensätze darstellen (Trommelturbine und Räderturbine, Gleichdruck und Überdruck), sind die Kennzeichen und Abweichungen der sonstigen Turbinensysteme (Zoelly, Melms & Pfenninger, Riedler-Stumpf, Schulz, Weser-Bergmann usw.) im allgemeinen weniger in die Augen fallend.

Die Unterschiede der verschiedenen Systeme bestehen hauptsächlich in der verschiedenen Verwendung von Druck- und Geschwindigkeitsabstufung, von Gleichdruck und Überdruck sowie von Laufrädern und Laufstrommeln.

Da nun diese Unterschiede im Laufe der Jahre zum Teil sich etwas ausgeglichen haben, und da schon jetzt eine typische Turbinenform für Kriegsschiffe unter Benutzung der Vorzüge verschiedener Systeme sich herausgebildet hat, so soll hier auf die Eigentümlichkeiten der verschiedenen Systeme nicht weiter eingegangen werden.

7. Moderne Schiffsturbinen.

a) Prinzip von Wirkung und Bau. Die Turbinen auf den neueren Kriegsschiffen mit direktem Schraubenantrieb arbeiten grundsätzlich nach folgendem Prinzip:

Der HD-Teil enthält eine oder mehrere Druckstufen mit je 2 bis 4 Geschwindigkeitsstufen und weiterhin nur Druckstufen, die mit Gleichdruck oder Überdruck arbeiten. Der ND-Teil enthält nur Druckstufen, die in der Regel mit Überdruck wirken, und zwar um so mehr, je weiter nach dem Abdampf hin.

Hat die HD-Turbine wiederholte Geschwindigkeitsabstufung, so besteht dieser Teil des Rotors aus mehreren Curtisträdern. Bei nur einmaliger

Geschwindigkeitsabstufung (3 bis 4 Stufen) liegen diese Stufen auf einer radartigen Erweiterung am vorderen Trommelende zwecks wirksamerer Verringerung der Tourenzahl.

Die Rückwärtsturbinen haben eine wesentlich geringere, aber im Prinzip dieselbe Abstufung der Dampfwirkung wie die Vorwärtsturbinen.

Die Beaufschlagung ist bei Vorwärts- und Rückwärtsturbinen im Anfang eine partielle und geht allmählich in volle über.

HD- und ND-Teil bilden bei nicht zu großen Ausführungen ein gemeinschaftliches Gehäuse, sind aber bei großen Ausführungen auf zwei Gehäuse verteilt, weil sonst der Rotor zu lang und daher zu wenig steif wird. Getrennte HD- und ND-Turbinen liegen beim Einzelwellensystem hintereinander auf gemeinsamer Welle.

Bei den Rückwärtsturbinen kommt eine räumliche Trennung in HD- und ND-Turbinen nur bei Anlagen nach Parsons-Patent in Betracht, bei denen HD- und ND-Vorwärtsturbinen auf verschiedenen Wellen liegen.

b) Beispiele moderner Schiffsturbinen. Tafel 59 zeigt eine moderne Parsons-Schiffsturbinenanlage, bestehend aus 1 HD-Turbine und 1 ND-Turbine mit eingebauter R-Turbine. Beide Gehäuse sitzen auf einer Welle hintereinander.

Die HD- und die R-Turbine haben einige vorgeschaltete Geschwindigkeitsstufen mit partieller Beaufschlagung, wodurch die Stufenzahl gegenüber älteren Parsons-Schiffsturbinen wesentlich verringert ist.

Eine Trommeldichtung (Dummies) ist nur bei der HD-Turbine erforderlich, weil die vordere Endfläche der Trommel durchbrochen ist. Bei der ND-Turbine ist die vordere Trommelwand zur Erzielung des wünschenswerten Axialschubes geschlossen.

Tafel 60 zeigt die Turbinen für ein Schiff mit 4 Wellen und 2 symmetrischen Turbinenanlagen. Von den beiden Wellen einer Schiffsseite wird eine durch die HD-, die andere durch die ND-Turbine getrieben. Die HD- und ND-Rückwärtsturbinen haben ein gemeinschaftliches Gehäuse mit den betreffenden Vorwärtsturbinen.

Zu besonderen bedeuten: 1 Düsenkästen mit je 12 Düsen für Marschfahrt, 2 Düsenkästen mit je 14 Düsen für forcierte Fahrt, I bis VII Stufen der HD-Vorwärtsturbine, 3 Dampfeintritt von der anderen HD-Turbine bei Koellig-Marschschtaltung. Bei dieser Schaltung tritt der Kesseldampf lediglich durch die Marschdüsen der andern HD-Turbine. Nach dem Durchströmen beider HD-Turbinen verteilt sich der Dampf auf beide ND-Turbinen, 4 Austritt aus HD-Turbine, 5 Eintritt in ND-Turbine, VIII bis XIII Stufen der ND-Turbine, 6 Austritt aus Kondensator, 7 Düsenkästen mit je 46 Düsen für HD-Rückwärts-, XIV bis XVI Stufen der HD-Rückwärtsturbine, 8 Austritt aus HD-Rückwärts-, 9 Eintritt in ND-Rück-

wärtsturbine, XVII bis XIX Stufen der ND-Rückwärtsturbine, 10 Leitschaukelkränze, 11 Warzen zur Befestigung der Leitschaukelkränze, 12 Anwärmlleitung, 13 Warze für Marmventil, 14 dichte Zwischenwand zwischen HD-Vorwärts- und HD-Rückwärtsturbine, 15 Wellenstopfbuchsen mit Kohlepackung, 16 Traglager für die Rotoren, 17 Einstellvorrichtung der Traglager, 18 und 19 Ölzu- und -abfluß für Traglager, 20 Drucklager, 21 Kühlrohre für Druckbügel, 22 und 23 Umdrehungsanzeiger und Wechselschieber, letzterer zur Betätigung der Drosselklappe bei zu hoher Tourenzahl.

Tafel 61 zeigt eine 7500-PSE-Turbine für einen italienischen Torpedobootszerstörer.

Zeichnung und Angaben sind entnommen aus „Engineering“ vom April 1912.

Die Vorwärtsturbine leistet 7500 PSe bei 600, die Rückwärtsturbine 3450 PSe bei 400 Umdrehungen.

Die Vorwärtsturbine hat 5 Curtisträder und eine Laufstrommel, auf deren vorderem Ende noch 3 Geschwindigkeitsstufen sitzen, die Rückwärtsturbine hat nur 4 Geschwindigkeitsstufen vorgealtet. Ferner bedeuten:

1 Dampfeintritt in Vorwärtsturbine, 2 Düsenkasten der ersten Druckstufe, 3 Schieber zum Absperrren der einzelnen Düsen, von denen 7 für volle Fahrt, 8 für Marschfahrt dienen (letztere mit stärkerer Erweiterung wegen der größeren Druckabnahme in den Düsen), 4 Ringschieber in der ersten Zwischenwand zur Regulierung der Beaufschlagung in dem zweiten Curtistrad, 5 Eintritt für Zusatzdampf, 6 Abdampf, 7 Düsenkasten für Rückwärtsturbine, 8 Schieber zum Abstellen einzelner Düsen, 9 und 10 Entwässerungen, 11 Stopfbuchsen mit Kohledichtung (Packung drückt nicht direkt gegen die Welle, sondern gegen mit Spielraum aufgesetzte Wellenhülsen, wodurch ein Warmlaufen weniger schädlich wird), 12 Labyrinthdichtungen in den Zwischenböden (auch hier sind zur größeren Sicherheit Hülsen mit Spielraum auf die Welle gesetzt), 13 Traglager mit Weißmetall, 14 Lagerkühlung, 15 Zufuhr von Preßöl, 16 Ringe zum Fernhalten des Schmieröls von den Stopfbuchsen und somit schließlich auch vom Kondensator, 17 Drucklager, 18 Kühlräume, 19 Ölscheibe zum selbsttätigen Ausgleich des axialen Überschubes (vor und hinter 19 wird Preßöl hinein gespeist. Schiebt sich die Turbinenwelle nach einer Richtung, so wird an der betreffenden Seite der Ölscheibe der Spalt für das Abfließen des Öls nach dem Drucklager kleiner und folglich der Öldruck größer), 20 Preßöleintritt, 21 hohle Turbinenwelle, 22 Laufräder, gegen Drehen auf der Welle durch Feder und Nut gesichert und mit großen Durchbrechungen versehen zwecks Druckausgleich.

F. Schiffsturbinen-Anlagen.

1. Reine Turbinenanlagen mit direktem Schraubenantrieb.

a) **Parsonschaltung auf Handelsschiffen.** Kleinere Anlagen haben 3, große 4 Wellen.

Bei 3 Wellen geht der Dampf durch eine HD-Turbine auf der Mittelwelle und weiter nach 2 parallel geschalteten ND-Turbinen auf den Seitenwellen. Rückwärtsturbinen sitzen nur auf den Seitenwellen im Gehäuse der ND-Turbinen. Manövriert wird also nur mit den Seitenwellen, wozu der Kesseldampf von der Mittelwelle auf die Seitenwellen umzuschalten ist.

Bei 4 Wellen sind die Turbinenanlagen beider Schiffseiten gewöhnlich symmetrisch, wie z. B. auf „Mauretania“ und „Lusitania“. Hier sitzen die HD-Turbinen auf den äußeren, die ND-Turbinen weiter nach hinten auf den inneren Wellen zusammen mit den Rückwärtsturbinen, während bei den beiden andern Wellen auf Rückwärtsturbinen gewöhnlich verzichtet wird.

Bei der 4-Wellenanordnung auf den deutschen Turbinendampfern der Imperatorklasse ist die Schaltung komplizierter, nämlich: HD auf B. B.=Innenwelle, MD auf St. B.=Innenwelle, 2 ND auf den beiden Außenwellen. Außerdem sind hier 2 HD- und 2 ND-Rückwärtsturbinen. (Vgl. Tafel 51.)

b) **Parsonschaltung auf Kriegsschiffen.** Im Prinzip ist die Schaltung der Turbinen ebenso wie auf Handelsschiffen, also 3 oder 4 Wellen, jedoch treten bei den älteren Parsonsanlagen die vorgeschalteten Marschturbinen hinzu. Ferner wird wegen der größeren Wichtigkeit des Manövrierens bei den 4-Wellenschiffen stets jede Welle mit einer Rückwärtsturbine versehen. (Vgl. Tafel 48.)

Die Parsonschaltung der Hauptturbinen kommt auf fast allen Arten von Kriegsschiffen vor, in unserer Marine auf Torpedobooten mit 3 Wellen, auf Kreuzern gewöhnlich mit 4 Wellen. Unsere neueren Linienchiffe haben Turbinen nach dem Einzelwellensystem.

c) **Turbinenanlagen nach dem Einzelwellensystem** werden mit 2 oder 3 Wellen gebaut. Kann wegen der Größe der Anlage die ganze Dampf- wirkung einer Welle nicht in 1 Gehäuse untergebracht werden, so sitzen auf jeder Welle 2 hintereinander geschaltete Turbinen (HD und ND). Sind diese durch ein Querschott getrennt, so entstehen bei 2 Wellen 4, bei 3 Wellen 6 getrennte Maschinenräume. Erstere Anordnung ist hauptsächlich auf kleinen Kreuzern, letztere auf Linienchiffen üblich. (Vgl. Tafel 48.)

d) **Direktes Dampfrohr nach der ND-Vorwärts- und ND-Rückwärts- turbine** wird häufig bei Kriegsschiffen zur Erhöhung der Betriebsreserve eingebaut, dann aber so eng bemessen, daß ein zu hoher Druck am Anfang der Turbine ausgeschloffen ist.

2. Reine Turbinenanlagen mit indirektem Schraubenantrieb.

(Tafel 51.)

Da hier die Turbinen wesentlich schneller laufen und weniger Stufen nötig haben als bei direktem Antrieb, so ist eine Teilung der Dampfwirkung in HD- und ND-Turbine im allgemeinen grundsätzlich entbehrlich. Jede Schiffswelle wird also von einer verhältnismäßig kleinen Turbine getrieben, die das ganze Druckgefälle enthält. (Vgl. C.)

Eine Ausnahme hiervon machen gewöhnlich die Turbinenanlagen mit Zahnradübertragung und mit Antrieb des großen Zahnrades durch 2 Nitzel. Hier ist es praktisch, die beiden zu einer Welle gehörenden Turbinen hintereinander zu schalten, wie z. B. bei dem Dampfer „Normannia“ (Jahrbuch der Schiffsbau-technischen Gesellschaft 1914, Seite 141).

Das Prinzip des Einzelwellensystems ist beim indirekten Schraubenantrieb bis jetzt stets durchgeführt.

Wenn sich aber der indirekte Schraubenantrieb später auf sehr große Anlagen mit 4 Schiffswellen ausdehnt, dann ist natürlich im Prinzip nichts dagegen einzuwenden, die beiden Turbinen einer Schiffsseite hintereinander zu schalten, und dadurch die Tourenzahl der Schrauben noch weiter heruntersudrücken, als es durch die Übertragung allein möglich ist.

Sehr große Anlagen mit indirektem Schraubenantrieb sind bisher noch nicht gebaut.

3. Kombinierte Maschinenanlagen (Abdampfturbine).

a) Wirkungsweise. Der Dampf arbeitet zuerst in einer Kolbenmaschine, darauf in einer Turbine. Die vorgeschaltete Kolbenmaschine hat im allgemeinen 1 Stufe weniger als bei reiner Kolbenmaschinenanlage, also statt 4facher Expansion: 3fache Expansion + Turbine, statt 3facher: 2fache + Turbine. Die Turbine ersetzt also den wegfallenden ND-Zylinder.

Der wirtschaftliche Vorteil der kombinierten Maschinen beruht darauf, daß HD-Dampf am vollkommensten in einer Kolbenmaschine, ND-Dampf am vollkommensten in einer Turbine ausgenutzt werden kann.

Begründung: Bei HD-Turbinen sind die Spaltverluste zu groß, teils wegen der Größe der Spalte im Verhältnis zu den HD-Schaufeln, teils wegen des großen Druckgefälles in jeder Stufe der HD-Turbine.

Bei ND-Zylindern ist die Expansion eng begrenzt und der Druckausgleich mit dem Kondensator mangelhaft.

Die Kohlenersparnis der kombinierten Maschinen gegenüber reinen Kolbenmaschinen beträgt 5 bis 15 %.

b) Anordnung. Schiffe mit kombinierten Maschinen haben 3 oder 4 Wellen, im ersteren Falle 2 Kolbenmaschinen und 1 Turbine (vgl. Anlage

„Olympic“ auf Tafel 51) oder 1 Kolbenmaschine und 2 Turbinen, im letzten Falle 2 Kolbenmaschinen und 2 Turbinen.

Die Umdrehungszahl der Turbinenwellen wird um so kleiner, je mehr Anteil an der ganzen Dampfwirkung die Kolbenmaschinen haben, weil durch das geringere Wärmegefälle der Turbine die Umfangsgeschwindigkeit kleiner wird.

c) **Manövrieren.** 2 Kolbenmaschinen und 1 Abdampfturbine: nur die Kolbenmaschinen werden umgesteuert. Beim Umsteuern auf Rückwärts wird der Abdampf der Kolbenmaschinen durch 2 Umschaltorgane direkt in den Kondensator geleitet, die Turbine also ausgeschaltet.

1 Kolbenmaschine und 2 Abdampfturbinen: jedes Turbinengehäuse enthält eine eingebaute Rückwärtsturbine. Der Abdampf der Kolbenmaschine wird durch 2 Umschaltorgane der Vorwärts- oder Rückwärtsturbine der Seitenwellen zugeführt.

2 Kolbenmaschinen und 2 Abdampfturbinen: jedes Turbinengehäuse enthält eine Rückwärtsturbine. Die Kolbenmaschine und Turbine einer Schiffseite wird stets gleichzeitig umgesteuert. Umsteuerorgan an Turbine verknüpft mit Umsteuerwelle der Kolbenmaschine.

In allen Fällen muß vermieden werden, daß der Dampf aus der Kolbenmaschine nicht entweichen kann, damit der ND-Zylinder nicht platzt.

d) **Vorteile, Nachteile, Verwendung.** Außer der erwähnten Kohlenersparnis haben die kombinierten Anlagen gegenüber den reinen Turbinenanlagen den Vorteil der größeren Rückwärtsleistung.

Nachteile der kombinierten Anlagen sind: großes Gewicht und großer Raumbedarf, Kompliziertheit der Manövrierorgane, mehr Bedienung als bei reinen Turbinenanlagen, kein ölfreier Abdampf wie bei reinen Turbinenanlagen, Vibrationen der Kolbenmaschinen.

Wegen dieser Nachteile bilden die kombinierten Anlagen auf Handelsschiffen zweifellos nur einen Übergang zum indirekten Schraubenantrieb oder zu Motorschiffen. Auf Kriegsschiffen sind auch die Turbinenanlagen mit direktem Schraubenantrieb den kombinierten Anlagen vorzuziehen.

G. Vergleich zwischen Kolbenmaschine und Turbine.

1. Raumbedarf und Gewicht.

a) **Raubedarf.** Alle Turbinen sind wesentlich niedriger als gleichstarke stehende Kolbenmaschinen. Daher bei Kriegsschiffen geschütztere Lage und die Möglichkeit einer niedrigeren Durchführung des Panzerdeckes, wobei jedoch genügend freie Höhe für das Abheben der Gehäuse-Oberteile verbleiben muß. Auch der Schwerpunkt liegt bei Turbinen etwas tiefer trotz der höheren Wellenlage im Maschinenraum.

An Grundfläche wird nur bei Turbodynamos wesentlich gespart. Bei Schiffsturbinen mit direktem Schraubenantrieb ist dies nur beschränkt oder überhaupt nicht möglich, weil zur Erzielung einer hinreichend niedrigen Umdrehungszahl zu viele Stufen erforderlich sind und wegen der Rückwärtsturbinen. Besonders ungünstig in dieser Beziehung sind die Original-Parsonsanlagen mit Marschturbinen. Raumersparnis bei indirektem Antrieb vgl. Teil C.

b) Gewicht ist wichtiger als Raum, weil geringeres Maschinengewicht auch geringeres Displacement und somit geringeren Schiffswiderstand bedingt.

Wesentliche Gewichtersparnis (mehr als 50 %) ergeben Turbodynamos, weil hier Umdrehungszahl und Umfangsgeschwindigkeit sehr groß sein können.

Bei Schiffsturbinen mit direktem Schraubenantrieb ist wegen der hohen Stufenzahl die Gewichtersparnis gering oder überhaupt nicht vorhanden. Sie ist im allgemeinen am größten bei sehr schnellen Schiffen, weil bei wachsender Schiffsgeschwindigkeit im allgemeinen auch die Umdrehungszahl wächst, woraus sich größere Umfangsgeschwindigkeit und kleinere Stufenzahl ergeben.

Auch wächst der Turbinendurchmesser langsamer als die Leistung, weil innerhalb gewisser Grenzen die Turbinenleistung lediglich durch Verlängerung der Schaufeln erhöht werden kann.

Für Turbinentorpedoboote kann man etwa 12 bis 16 %, für schnelle Kreuzer etwa 5 bis 10 % und für Linienschiffe überhaupt keine Gewichtersparnis rechnen, wobei die Prozente auf Maschinen- + Kesselanlage bezogen sind. Nur auf Maschinenanlage bezogen, würde der Prozentsatz etwa doppelt so hoch sein. Auch auf Handelsdampfern kann man nicht mit Gewichtersparnis rechnen.

Größere Gewichtersparnis bei indirektem Antrieb vgl. Teil C.

2. Wärme- und Dampfausnutzung.

a) Expansionsverhältnis. Expansionsverhältnis $\frac{v_2}{v_1}$ geht bei Kolbenmaschinen nicht über 15, weil sonst ND-Zylinder zu groß (Gewicht, Reibung, Kondensation). Bei Kriegsschiffen geht $\frac{v_2}{v_1}$ bei voller Leistung meistens nicht über 13. ND-Zylinder ist also viel kleiner als das jedesmalige Dampfvolumen bei Kondensatorspannung.

Die Folge ist eine Erhöhung des Gegendruckes im ND-Zylinder um etwa 0,3 Atm. durch die Stauung des austretenden Dampfes. Wenn also

im Kondensator 0,9 Vakuum herrscht, zeigt das ND-Diagramm nur etwa 0,6 Vakuum.

Bei Turbinen ist durch die große Querschnittszunahme 100- bis 150-fache Expansion möglich. Auch fällt infolge der großen Abdampfbögen zwischen ND-Turbine und Kondensator der Stauwiderstand des Dampfes fast vollständig fort.

Natürlich hängt bei vielstufigen Turbinen das Verhältnis $\frac{v_2}{v_1}$ nicht nur von der Querschnittszunahme, sondern auch von etwaiger Änderung der durchschnittlichen Dampfgeschwindigkeit ab. Letztere nimmt, damit die Querschnitte nicht übermäßig groß werden, gewöhnlich nach dem Kondensator hin zu und beträgt in den Abdampfbögen 100 bis 150 m/sec.

Die auf der größeren Expansion beruhende Überlegenheit der Turbine kommt im $p-v$ -Diagramm in der größeren Länge und in dem kleineren Gegendruck zum Ausdruck.

b) Einfluß des Vakuums. Eine weitere wesentliche Verschiedenheit zwischen Kolbenmaschine und Turbine liegt in der verschiedenen Bedeutung des Vakuums für die Dampfausnutzung. In allen Fällen erfordert höheres Vakuum mehr Pumpenarbeit.

Bei Kolbenmaschinen verringert es aber auch die mittlere Temperatur des ND-Zylinders und vermehrt somit die Kondensation. Die Grenze, über die hinaus vorstehende Nachteile durch die größere Vakuumarbeit nicht mehr aufgewogen werden, ist bei Kolbenmaschinen etwa 0,9 bis 0,92 Vakuum.

Bei Turbinen hat das Vakuum einerseits prozentual mehr Anteil an der Gesamtarbeit, andererseits schadet sein abkühlender Einfluß auf die Turbine nichts. Es verlohnt sich daher, Kondensator und Pumpen so groß zu bemessen, daß das Vakuum auf 0,95 bis 0,98 steigt. Eine Vermehrung des Vakuums um 0,01 erhöht die Turbinenleistung um etwa 1,5 %.

Über den Dampfverbrauch pro PSe und h bei A. G. G.-Turbinen macht Direktor Dr. Bauer etwa folgende Angaben.

Vakuum	Dampfverbrauch	
	bei 70 % der vollen Leistung	bei 81 % der vollen Leistung
0,95	5,6 kg	6,7 kg
0,90	6,2 kg	7,9 kg
0,80	7,1 kg	9,9 kg

Man kann den theoretischen Einfluß des höheren Vakuums auch durch Rechnung annähernd bestimmen:

Beispiel: $p_1 = 12 \text{ kg}$ $p_2 = 0,1$ und $0,3 \text{ kg}$,
dann ist im ersten Falle $c = 1197 \text{ m/sec}$.

$$\text{Arbeit} = \frac{m}{2} \cdot 1197^2 \text{ mkg},$$

im zweiten Falle $c = 1080 \text{ m/sec}$.

$$\text{Arbeit} = \frac{m}{2} \cdot 1080^2 \text{ mkg}.$$

Also verhalten sich die Arbeiten wie $1197^2 : 1080^2 = \text{etwa } 144 : 117$.

Mehr als etwa 0,96 Vakuum hat jedoch auch bei Turbinen wenig Wert, weil dann die Querschnitte für den Abdampf nicht mehr so groß sein können, daß jeder Stauwiderstand vermieden wird.

Den theoretischen Nutzen des höheren Vakuums kann man auch im Wärmediagramm direkt abgreifen.

Zur Erzielung des höheren Vakuums baut man größere Kondensatorkühlflächen und etwa um 25 bis 50 % leistungsfähigere Luft- und Zirkulationspumpen, zuweilen auch getrennte Trocken- und Raßluftpumpen.

c) **Kondensationsverluste** sind bei gewöhnlichen Kolbenmaschinen viel größer als bei Turbinen, und zwar wegen der Abkühlung des eintretenden Dampfes durch die kälteren Zylinderwände. Bei Turbinen haben die Eisenteile in den verschiedenen Stufen ungefähr die Temperatur des an der betreffenden Stelle durchströmenden Dampfes. Dieser günstigen Temperaturverteilung bei Turbinen kommt nur die Gleichstrom-Kolbenmaschine von Prof. Stumpf annähernd gleich (vgl. Teil II. D. 3). Das beständige Fließen der Wärme in den Gehäusewandungen vom Eintritts- nach dem Austrittsraum ist bei vielstufigen Turbinen ein geringer Verlust.

d) **Direkte Dampfverluste durch Undichtigkeiten** entstehen bei Kolbenmaschinen an Kolbenliderungen, Schiebern und Stopfbuchsen, bei Turbinen an den notwendigen Spielräumen zwischen den feststehenden und rotierenden Teilen (Spaltverluste). Sie sind bei Turbinen wesentlich größer als bei Kolbenmaschinen.

Spaltverluste an Leitschaufeln schaden weniger als an Lauffchaufeln, weil sie nur insofern einen Arbeitsverlust bedeuten, als der Dampf den nächsten Lauffchaufelkranz nicht unter dem richtigen Winkel trifft.

Lauffchaufel-Spaltverluste sind bei Gleichdruckturbinen kleiner als bei Überdruckturbinen. Leitschaufel-Spaltverluste sind = 0, wenn die Leitschaufeln in Zwischenwänden liegen, die bis an die Nabe der Laufräder heranreichen.

Bei Freistrahlturbinen (z. B. de Laval) kann von Spaltverlusten überhaupt keine Rede sein.

Je kleiner die Spalte, desto geringer die Dampfverluste, desto größer aber die Gefahr des Schleifens (vgl. D. 7).

e) **Dampfreibungs-, Streuungs- und Ventilationsverluste** bestehen nur bei Dampfturbinen, und zwar bei partieller Beaufschlagung mehr als bei voller.

f) **Austrittsverlust** besteht in diesem Sinne nur bei Dampfturbinen und beruht auf der Unmöglichkeit, die Strömungsgeschwindigkeit bis auf 0 zu verbrauchen. Man bemißt den Abdampfstruzen der ND-Turbine so groß, daß der Dampf mit 100 bis 150 m Geschwindigkeit die Turbine verläßt. Den Austrittsverlust bei Schiffsturbinen kann man bis auf 3% der theoretischen Dampfarbeit schätzen.

g) **Bedeutung der Überhitzung.** Bei Kolbenmaschinen entstehen durch Überhitzung erhebliche Betriebschwierigkeiten in bezug auf Stopfbuchsendichtung, Zylinder schmierung und Verfettung von Kondensator und Kessel. Überhitzung ist daher nur bei den kleinen Landkolbenmaschinen allgemein üblich, bei Schiffskolbenmaschinen aber selten und dann häufig in Verbindung mit Ventilsteuerung, da Schieber bei Heißdampf leicht trocken laufen (vgl. Teil III. E. 4).

Bei Turbinen fallen wegen Fehlens jeder Reibung obige Schwierigkeiten weg, so daß hier die Vorteile des überhitzten Dampfes viel besser ausgenutzt werden können.

Allgemein ist jedoch auch hier die Überhitzung nicht eingeführt, weil sie beim Manövrieren den Turbinen gefährlich werden kann, wenn die Temperatur nicht sorgfältig kontrolliert und reguliert wird (durch teilweises oder gänzlich abstellen des Überhitzers). Bei plötzlichem Stoppen können nämlich durch zu lange Berührung des Dampfes mit den Überhitzerrohren übermäßige Überhitzungsgrade auftreten, die unter Umständen ein Verziehen der Gußstücke, eine Verringerung der Spalte, ein Werfen der Rotoren und eine Schwächung des Schaufelmaterials zur Folge haben.

Diesen vorübergehenden Gefahren durch größere Spalte vorzubeugen, ist ein unvollkommener Notbehelf, weil dadurch die Spaltverluste für alle Gangarten erhöht werden. Will man also bei Turbinen mit plötzlichen Belastungsänderungen Überhitzung anwenden, so muß man übermäßige Temperatursprünge innerhalb der Turbine überhaupt vermeiden, indem man gleich der ersten Druckstufe ein hohes Gefälle gibt (Curtisrad).

Wesentlich geringer sind die Schwierigkeiten der Überhitzung bei Turbinen mit indirektem Schraubenantrieb (vgl. C.).

Für A. E. G.-Turbinen gibt Dr. Bauer folgende Versuchsergebnisse an (Bauer & Lasche, Schiffsturbinen, Seite 34):

Überhitzung Celsius	39 % der vollen Leistung			21 % der vollen Leistung		
	Dampf pro PSe und h	Ersparnis in %	Erforderliche Überhitzung für 1 % Ersparnis	Dampf pro PSe und h	Ersparnis in %	Erforderliche Überhitzung für 1 % Ersparnis
0	7,2	—	—	10,0	—	—
20	6,8	5,3	3,8	9,1	8,9	2,3
60	6,3	13,0	4,6	8,2	18,5	3,3
100	5,9	18,0	5,6	7,5	24,8	4,0
120	5,8	19,7	6,1	7,3	27,1	4,4

Von dieser Ersparnis muß man nach Bauer mindestens die Hälfte für den Überhitzerbetrieb abrechnen.

Die Tabelle zeigt, daß die ersten Überhitzungsgrade die wirksamsten sind. Versuche auf der Werft Kiel mit Parsons-Turbodynamos haben ergeben:

Belastung in KW	Dampfverbrauch	
	gesättigt trocken	auf 300° überhitzt
100	15,2 kg	11,4 kg
200	12,4 kg	9,3 kg
300	11,0 kg	8,3 kg
400	9,9 kg	7,4 kg

Den theoretischen Vorteil der Überhitzung kann man ebenso wie den Vorteil eines hohen Vakuums aus dem Wärmediagramm entnehmen.

h) Schlussergebnis. Der Vergleich nach Wärme- und Dampfausnutzung läßt sich dahin zusammenfassen, daß die Turbine in folgenden Punkten der Kolbenmaschine überlegen ist: bessere Ausnutzung der Expansion und des Vakuums, geringere Kondensation, leichtere Verwendung von Überhitzung.

Wesentlich unterlegen ist sie in bezug auf direkte Dampfverluste (Spaltverluste).

Bei normaler Belastung sind die Vorteile überwiegend, bei erheblicher Verringerung der Leistung kehrt sich schließlich das Verhältnis um zuungunsten der Turbinen trotz der mannigfaltigen Einrichtungen zur Leistungsverringerung (vgl. B.). Für Turbodynamos und Handelsschiffsturbinen hat dieser Nachteil keine Bedeutung, wohl aber für Kriegsschiffsturbinen.

Für Leistungsverringerung durch Drosseln gibt Wilda folgende Vergleichszahlen:

Leistung	1	0,85	0,67	0,5	0,35	0,17
Dampfverbrauch pro PS						
Kolbenmaschine	6,8	6,3	6	6,3	8	13,6
Turbine . . .	7	7,2	9	11,8	16,7	—

Für Schiffsturbinen kann man bei 0,95 Vakuum den mittleren Dampfverbrauch pro Wellenpferdestärke und Stunde rechnen: für große Anlagen etwa 6, für kleinere etwa 6,5 kg.

3. Mechanischer Wirkungsgrad.

Bei Kolbenmaschinen betragen die Reibungsverluste in der Maschine etwa 8 bis 12 % der indizierten Leistung. Bei Turbinen sind diese Verluste viel geringer, weil Reibung nur in den äußeren Wellenlagern.

Umgekehrt ist der Wirkungsgrad der Schiffschraube bei Turbinen schlechter, und zwar um so mehr, je höher die Umdrehungszahl im Vergleich zu einem gleichgroßen Kolbenmaschinen Schiff.

Bei unserm ersten Turbinenkreuzer „Lübeck“ waren bei gleicher Fahrt die PSe an der Welle sogar etwa 20 % größer als die P_{Si} bei dem Schwester-Schiff „Samburg“. Dabei betrug die Umdrehungszahl freilich 630 gegenüber 146.

Der Grund des schlechten Schraubenwirkungsgrades liegt hauptsächlich in der Hohlraumbildung vor den Schraubenflügeln, indem das Wasser bei hoher Umdrehungszahl vorn nicht schnell genug nachströmen kann, um das nach hinten beschleunigte Wasser zu ersetzen. Vermindert wurde dieser Arbeitsverlust durch größere Zahl von kleineren Schrauben, wodurch allerdings wieder ein komplizierteres und für den Schiffswiderstand unvorteilhaftes Hinterschiff bedingt ist.

Auch wurden zur Verbesserung des Wasserzuflusses mehrere Schrauben auf einer Welle hintereinander angebracht (auf „Lübeck“ 4 Wellen und 8 Schrauben), doch ist diese Anordnung wenig nutzbringend und jetzt endgültig verlassen.

Ein zweiter Grund für den schlechten Schraubenwirkungsgrad bei Turbinenschiffen ist die im Verhältnis zum Hauptspant zu kleine Schraubenkreisfläche und der dadurch bedingte zu hohe Slip. Größere Schrauben verbieten sich wieder durch zu große Reibungsverluste.

Eine so geringe Umdrehungszahl wie bei Kolbenmaschinen wäre bei direktem Schraubenantrieb nur durch sehr viele Dampfstufen, d. h. durch sehr große Turbinen, erreichbar. Die Wahl der Umdrehungszahl bleibt daher stets ein Kompromiß zwischen Turbine und Schraube.

Soll ein Turbinenschiff ebenso wirtschaftlich fahren wie ein Kolben-

maschinenschiff, so muß der schlechtere Wirkungsgrad der Schraube durch den besseren Wirkungsgrad der Turbinen ausgeglichen werden.

Neuere Turbinenschiffe haben infolge zweckmäßigerer Turbinenkonstruktion (Vorschaltung von Geschwindigkeitsstufen) geringere Umdrehungszahlen als ältere, so daß der gesamte mechanische Wirkungsgrad (Turbine + Schraube) ebenfogut ist wie bei Kolbenmaschinenschiffen.

4. Gesamtwirkungsgrad.

a) Allgemeines. Gesamtwirkungsgrad ist um so schlechter, je kleiner die Konstruktionsgeschwindigkeit, denn bei kleinen Turbinen und entsprechend kleinem Turbinendurchmesser wird die Umdrehungszahl zu hoch im Verhältnis zur Schiffsgeschwindigkeit, woraus sich ein sehr ungünstiges Verhältnis von Schraubensteigung zu Schraubendurchmesser ergibt.

Demnach eignen sich für Turbinenantrieb am besten schnelle Passagierdampfer und Torpedoboote, demnächst schnelle Kreuzer, demnächst Linienschiffe und am wenigsten Frachtdampfer.

Im allgemeinen können die Turbinen mit direktem Schraubenantrieb mit den sehr wirtschaftlichen Kolbenmaschinen auf Handelsschiffen weniger konkurrieren als mit den weniger wirtschaftlichen Kolbenmaschinenanlagen auf Kriegsschiffen.

Zum einwandfreien Vergleich der Wirtschaftlichkeit beider Maschinensysteme gehört auch die Berücksichtigung des Dampfverbrauches der Hilfsmaschinen, sowie die Berücksichtigung der Bau-, Reparatur- und Bedienungskosten und der Schmierung.

Schließlich ist zu beachten, daß die Wirtschaftlichkeit der Turbinen in Jahren sich nicht merklich ändert, während sie bei Kolbenmaschinen durch Abnutzung (Undichtigkeiten) abnimmt, so daß hierdurch ein anfänglich größerer Kohlenverbrauch der Turbinenschiffe teilweise wieder ausgeglichen wird.

b) Vergleichsergebnisse bei voller Fahrt. Ältere Turbinenschiffe und Torpedoboote hatten bei allen Fahrtstufen, auch bei der Höchstleistung, einen größeren Kohlenverbrauch als gleiche Fahrzeuge mit Kolbenmaschinen. Infolge Verbesserungen an den Turbinen und Verringerung der Umdrehungszahl verbrauchen auf neueren Schiffen die Turbinen bei voller Fahrt häufig weniger Kohlen als Kolbenmaschinen unter sonst gleichen Umständen. Dies gilt um so mehr, je größer die Leistung im Verhältnis zur Größe des Schiffes.

c) Vergleich bei langsamer Fahrt. Durch Verlangsamung der Fahrt wird der Schraubewirkungsgrad besser, der Turbinenwirkungsgrad viel schlechter. Letzteres fällt mehr ins Gewicht. Daher ergeben Turbinenkriegsschiffe, auch die neueren, bei Marschfahrten im allgemeinen einen größeren Kohlenverbrauch als Kolbenmaschinenkriegsschiffe unter gleichen Umständen. Dies gilt trotz der verschiedenen Einrichtungen zur wirtschaftlichen Verringerung der Turbinenleistung (vgl. Wirkungsweise).

Für Handelsschiffe ist die Wirtschaftlichkeit bei langsamer Fahrt ziemlich belanglos, weshalb die genannten Einrichtungen hier ganz oder zum größten Teil fehlen.

d) Bau- und Betriebskosten. Baukosten der Schiffsturbinen sind etwa ebenso hoch wie die der Kolbenmaschinen, Reparaturkosten aber niedriger, vorausgesetzt, daß große Schaufelhavarien vermieden werden.

Bedienungskosten sind bei Turbinen niedriger, da weniger Personal ausreicht.

Schmiermaterialverbrauch ist bei Turbinen viel geringer. Man kann die Kosten der Schmierung bei Kolbenmaschinen auf 6 bis 8 %, bei Turbinen auf 1 bis 2 % des Wertes der Kohlen schätzen, da hier nur die äußeren Wellenlager zu schmieren sind.

Der Dampfverbrauch der zum Hauptmaschinenbetrieb gehörigen Hilfsmaschinen ist bei Turbinenschiffen etwas größer, wenn man ihn in Prozenten des Dampfverbrauches der Hauptmaschine ausdrückt.

Nach Bauer & Lásche, Seite 14 beträgt der Dampfverbrauch der Hilfsmaschinen folgende Prozentsätze vom Dampfverbrauch der Hauptturbinen:

Schiffstyp	Volle Fahrt	Halbe Fahrt	Langsame Fahrt
Handelsschiffe	8—10	9—11	10—12
Linienchiffe	10—14	11—14	12—15
Kreuzer	12—15	14—18	15—20
Torpedoboote	16—18	18—20	18—25

Dampfverbrauch der Rudermaschine ist hier mit eingeschlossen.

Die höheren Ziffern bei Torpedoboote erklären sich teils durch geringeren Dampfverbrauch der Hauptturbinen, teils durch tatsächlichen Mehrverbrauch der Hilfsmaschinen, namentlich der Trocken- und Maßluftpumpe. Alle Zahlen setzen voraus, daß die Hilfsmaschinen nicht schneller laufen als nötig.

e) Vergleichsprobefahrten mit Kolbenmaschinenkreuzern und Turbinenkreuzern. Tafel 62 enthält einen Vergleich zwischen unserm ersten Turbinenkreuzer „Lübeck“ und dem Schwesterchiff „Hamburg“ mit Kolbenmaschinen. Hiernach verbraucht „Lübeck“ bei allen Geschwindigkeiten mehr Kohlen als „Hamburg“, hat also auch einen entsprechend kleineren Aktionsradius. Nur bei 1 Schaltung (bei 20,5 sm und HD-Hauptturbine mit Zusatzdampf) ist der Kohlenverbrauch annähernd ebenso klein wie bei „Hamburg“. Dieses recht schlechte Resultat auf „Lübeck“ beruht auf zu hoher Umdrehungszahl, wie schon unter 3 erwähnt.

Tafel 63 enthält einen Vergleich zwischen dem Kolbenmaschinenkreuzer „Nürnberg“ und Turbinenkreuzer „Stettin“. Die Umdrehungszahl auf „Stettin“ ist zwar kleiner als auf „Lübeck“, aber immer noch zu hoch, um wirtschaftlich mit „Nürnberg“ konkurrieren zu können.

Erst die neueren Turbinenkreuzer und Torpedoboote, deren Probefahrtergebnisse nicht veröffentlicht werden können, verhalten sich zu den Kolbenmaschinen so, wie unter b angegeben.

5. Vergleich nach Betrieb.

a) **Bedienung** ist bei Turbinen wesentlich einfacher wegen der geringeren Zahl von bewegten Teilen und reibenden Flächen und wegen der Selbsttätigkeit der Schmierung. Das bei schnelllaufenden Kolbenmaschinen so lästige Umherspritzen von Öl und Kühlwasser fällt fort und das Geräusch ist geringer.

Auch das Manövrieren ist im allgemeinen einfacher, da nur wenig Ventile zu bedienen sind, und die Turbinen in jeder Lage anspringen, also Hilfschieber wegfallen.

Auch die Entwässerung verlangt wenig Bedienung, weil sie dauernd durch die Luftpumpen erfolgt, und weil ein Mitreißen von Wasser in geringen Grenzen nichts schadet.

Infolge der einfacheren Bedienung, namentlich im Vergleich mit schnelllaufenden Kolbenmaschinen, genügt auch weniger geübtes Personal.

Zu der einfacheren Bedienung im Betrieb kommt noch eine wesentliche Verringerung der Reinigungs- und Instandhaltungsarbeiten, und zwar nicht nur an den Turbinen selbst, sondern auch an Kondensatoren und Kesseln wegen des ölfreien Abdampfes.

Man kann daher auf den Turbinenschiffen überhaupt mit weniger Personal auskommen, wobei allerdings auch der Hilfsmaschinenbetrieb in Betracht zu ziehen ist.

b) **Betriebsicherheit** ist wegen der einfacheren Bauart und geringeren Zahl von Havariequellen bei Turbinen größer und nimmt, im Gegensatz zur Kolbenmaschine, auch bei hohen Leistungen wenig ab. Schaufelhavarien sind zwar auch bei neueren Turbinen immer noch vorgekommen, werden aber später durch verbesserte Konstruktionen, namentlich durch Einführung des indirekten Schraubenantriebes, so gut wie ausgeschlossen sein. Bei gleichmäßigem Betriebe, wie bei elektrischen Zentralen, können Turbinen jahrelang ohne dauernde Aufsicht ununterbrochen in Betrieb sein.

Auch beim Durchgehen der Turbine (Austauschen der Schraube) ist die Gefahr weniger groß wie bei Schiffskolbenmaschinen, wozu noch der Vorteil kommt, daß die Schrauben tiefer unter Wasser liegen.

c) **Betriebsbereitschaft.** Turbinen kann man etwa doppelt so schnell erwärmen wie gleich große Kolbenmaschinen. Die Eigenschaft der engrohrigen Wasserrohrkessel, schnell angeheizt werden zu können, läßt sich also besser ausnutzen. Vor allem aber wird, wenn man von großen Schaufelhavarien absieht, die Betriebsbereitschaft fast niemals durch größere Reparaturen

unterbrochen, da auch nach mehrjährigem Betriebe Turbinen keine nennenswerte Abnutzung zeigen.

d) Betriebsgefahren für Personal sind bei Turbinen viel geringer, namentlich im Vergleich zu den schnelllaufenden Torpedobootskolbenmaschinen.

e) Schnelligkeit des Manövrierens. Die Zeit, in welcher ein Schiff aus voller Fahrt zum Stehen kommt oder die volle Rückwärtsfahrt aufnimmt, hängt einerseits von der Schnelligkeit der Umsteuerung, andererseits von der Höhe der Rückwärtsleistung ab.

Im ersten Punkt sind die Turbinen überlegen, weil das Umstellen der Ventile bei Turbinen schneller geht als das Bedienen der Umsteuerungsmaschine und der Hilfschieber bei Kolbenmaschinen, und weil man bei Turbinen ohne Stoppen gefahrlos sofort von einer Höchstleistung in die umgekehrte übergehen kann.

Im zweiten Punkt sind die Turbinenschiffe mit direktem Schraubenantrieb wesentlich schlechter, teils wegen der beschränkten Rückwärtsleistung (bei Kriegsschiffen höchstens 50 % der Vorwärtsleistung), teils wegen der kleineren Propellerkreisflächen.

Bei älteren Turbinenkriegsschiffen waren die Nachteile überwiegend. Sie gebrauchten also mehr Zeit und mehr Weg, um aus voller Vorwärtsfahrt zum Stehen zu kommen. Bei neueren Turbinenkriegsschiffen mit größeren Schrauben und weniger Umdrehungen heben die genannten Vor- und Nachteile sich ungefähr auf. In einzelnen Fällen stoppten Turbinenkriegsschiffe oder Torpedoboote sogar schneller als entsprechende Schiffe mit Kolbenmaschinen.

Turbinenhandelsdampfer manövrieren schlechter als Turbinenkriegsschiffe, weil wegen der geringeren Wichtigkeit des Manövrierens die Rückwärtsturbinen kleiner gebaut werden als auf Kriegsschiffen.

f) Schiffsvibrationen. Die bei Kolbenmaschinen durch die hin- und hergehenden Massen erzeugten Schwingungen können sich über den ganzen Schiffskörper erstrecken und die Sicherheit des Schießens sowie auch die Wohnlichkeit wesentlich beeinträchtigen. Ausbalancierung der Kolbenmaschinen nach Patent Schlick hat nicht immer vollen Erfolg, weil auch Ungleichmäßigkeit des Propellerschubes und andere Umstände Schiffsschwingungen verursachen können.

Die bei Turbinenschiffen zuweilen auftretenden Vibrationen beschränken sich auf das Hinterschiff, weil sie lediglich durch den Schraubenstrom verursacht werden können. Auch sind sie weniger störend, weil sie nur in einem Zittern bestehen.

g) Reinlichkeit in den Maschinenräumen ist wesentlich besser als bei Kolbenmaschinen, weil bei gut in Stand befindlichen Turbinen kein Öl oder Wasser nach außen dringt.

Teil VII.

Verbrennungsmotoren.**A. Brennstoffe.****1. Gasförmige Brennstoffe.**

a) Leuchtgas, in Gasanstalten durch Vergasung bitumenhaltiger Kohlen unter Luftabschluß gewonnen, enthält etwa 4 % schwere Kohlenwasserstoffe, 30 % Methan (CH_4), 50 % Wasserstoff (H), 10 % Kohlenoxyd (CO) und 6 % wertlose Bestandteile, und kommt nur noch für kleine Motoren zur Verwendung.

Heizwert = etwa 5000 WE pro cbm.

b) Sichtgas, verbrannte früher nutzlos an den Hochofenmündungen, wird jetzt teils zur Erwärmung der Hochofengebläseluft, teils zur Heizung von Kesseln, teils zum Treiben von Gasmotoren benutzt. Es enthält etwa 60 % Stickstoff und nur etwa 25 % brennbare Bestandteile, daher Heizwert nur etwa 900 WE.

c) Koksofengas, Nebenprodukt bei Kokserzeugung auf Kohlenzechen, wegen Verunreinigung durch Teer nicht direkt als Motorgas verwendbar, hat nach Reinigung (wobei Teer, Benzol und Ammoniak gewonnen wird) einen Heizwert zwischen 3500 und 4500 WE. Zusammensetzung ähnlich dem Leuchtgas.

d) Generatorgas entsteht in Generatoranlagen durch Sauerstoffzuführung (teilweise Verbrennung) zu bitumenfreiem Kohlenstoff (Steinkohlenspek oder Anthrazit). Das entstehende Kraftgas heißt Luftgas oder Wassergas oder Mischgas (Dowsongas), je nachdem der Sauerstoff aus durchgeblasener Luft oder durchgeblasenem Wasserdampf oder aus beiden gleichzeitig entnommen wird.

Druckgasanlagen, bei denen die Gaszerzeugung unter Überdruck stattfindet, sind wegen der Möglichkeit des Austrittes giftiger Gase unpraktisch und werden nicht mehr gebaut.

Sauggasanlagen siehe unter Q.

2. Gewinnung, Verbreitung und Preis der flüssigen Brennstoffe.

a) Erdöl oder Rohpetroleum. Fundorte sind hauptsächlich Nordamerika (Texasöl) und Rußland (Masut), außerdem Borneo, Japan, Rumänien (Pacura), Galizien und verschiedene andere Länder. Zweifellos gibt es

aber noch viele bisher nicht entdeckte Ölquellen. 1910 betrug die Weltproduktion von Roherdöl mehr als 40 Millionen Tonnen. Davon wird ein so geringer Prozentsatz als Motoröl verwendet, daß ein Ölman gel für die Zukunft ausgeschlossen erscheint.

Auch die Zahl der Haf enpl ätze, an denen Treibölvorräte lagern, nimmt von Jahr zu Jahr zu.

Der Preis wird sich in ähnlicher Weise regeln, wie er sich für Kohlen geregelt hat. Er hängt hauptsächlich vom Zoll und von den Transportkosten ab und beträgt für das durch Destillation aus Roherdöl gewonnene Gasöl (Treiböl für Dieselmotoren) in den erdölkreichen Ländern am Gewinnungsort 2 bis 3 M. pro 100 kg. In Deutschland kostet dieses Gasöl wegen des Zolles und Transportes etwa 8 bis 9 M. pro 100 kg, weshalb hier viele Dieselmotoren auch mit Steinkohlenteeröl betrieben werden.

Die Gasölerzeugung beträgt etwa 10 bis 12 % der Rohölförderung.

Das aus Bohrlöchern gewonnene Erdöl hat bräunliche Farbe, stechenden Geruch und ist ein Gemisch von verschiedenen und verschieden schweren Kohlenwasserstoffen. Spez. Gewicht = 0,75 bis 0,95. Je schwerer, desto dunkler.

Bei der Destillation von Roherdöl scheiden sich zunächst die leichtflüchtigen (bis etwa 150°), dann die mittelschweren (bis etwa 200°), zuletzt die schweren Öle (bis etwa 300°) aus. Einen Überblick über die Destillation gibt Tafel 64.

b) Destillate von Steinkohlen. Steinkohlen sind Pflanzenreste, deren Blütezeit über zwei Millionen Jahre zurückliegt. Je älter die Steinkohle, desto tiefer liegt sie, und desto gasarmer ist sie. Die allmähliche Entgasung entsteht durch die Erdwärme und durch den Erddruck. Nutzbringende Verwendung dieser den Kohlenzechen entströmenden Gase (schlagende Wetter) ist bis jetzt nicht gelungen.

Durch Destillation (Verkokung) der Steinkohle entsteht Leuchtgas, durch nochmalige Destillation des abgeflossenen Teers entstehen verschiedene Öle, wie auf Tafel 64 angegeben. Von diesen Ölen ist Benzol für Verpuffungsmotoren, Kreosotöl für Dieselmotoren wertvoll.

Da der größte Teil des Benzols im Leuchtgas zurückbleibt (was wegen der Leuchtkraft nötig), so ist die Benzolgewinnung in Gasanstalten nicht rentabel. Viel größere Mengen Benzol werden als Nebenprodukt in den Verkokereien der Hochofen gewonnen, wo im Gegensatz zu den Gasanstalten die Koks Hauptprodukt sind. Benzol kostet etwa 20 M., Kreosotöl etwa 5 M. pro 100 kg. Kreosotöl enthält 88 % C und etwa 6,6 % H.

e) Destillate von Braunkohlen. Destillation der Braunkohlen ergibt:

1. Koks pulver oder Grude,
2. Schwelgas (Feuerung für Kessel oder Gas für Gasmotoren),
3. Braunkohlenteer.

Durch Destillation des Braunkohlenteers entstehen verschiedene Öle nach Tafel 64. Von diesen Ölen eignet sich Paraffinöl sehr gut für Dieselmotoren, kostet aber etwa 10 M. pro 100 kg. Braunkohlenteeröle enthalten etwa 85 % C und 11 % H.

d) Spiritus (Alkohol) C_2H_6O . Spez. Gewicht = 0,8, Siedepunkt = 78°, entsteht durch Gärung zucker- oder stärke-mehlhaltiger Pflanzenstoffe. Nachteilig für seine Verwendung zum Motorantrieb sind sein geringer Wärmewert und seine großen Preisschwankungen.

3. Technische Eigenschaften der flüssigen Brennstoffe für Motoren.

a) Wärmewert und spezifisches Gewicht.

Benzin	10 000 bis 11 000 WE	0,65 bis 0,71
Petroleum . . .	10 000 bis 11 000 =	0,75 bis 0,85
Benzol	etwa 10 400 =	etwa 0,88
Motorspiritus . .	5500 bis 5800 =	etwa 0,8
Gasöl	etwa 10 000 =	0,83 bis 0,91
Paraffinöl . . .	9500 bis 10 000 =	0,90 bis 0,92
Kreosotöl . . .	etwa 9000 =	1,0 bis 1,1.

Den Wärmewert des Spiritus bessert man durch Zusatz von Benzol auf. Benzolspiritus enthält meistens 80 Teile 90%igen Spiritus und 20 Teile Benzol.

b) Leichte Herstellbarkeit eines geeigneten Gemisches mit Luft und Beständigkeit des Gemisches. Praktischen Wert hat diese Eigenschaft nur für Gemisch-, nicht für Einspritzmotoren.

Benzin bildet schon bei 0° von selbst ein explosives Gemisch mit Luft. Bei geeigneter Vergaserkonstruktion geht die Gemischbildung auch sehr schnell vor sich (Motorräder machen z. B. über 2000 Umdrehungen pro Min.). Schließlich bleibt die Mischung auch bei längeren Rohrleitungen beständig. Größte Explosionsfähigkeit bei etwa 91 % Luftgehalt.

Petroleum macht große Schwierigkeiten bezüglich der Gemischbildung und erfordert besondere Heizung der Vergaser (während des Betriebes durch die heißen Abgase). Am haltbarsten ist ein Petroleumgasgemisch bei etwa 300°. Ein kleiner Niederschlag von Petroleumnebel an den kälteren Zylinderwänden schadet nichts, weil er die Schmierung ersetzt.

Benzol bildet viel leichter als Petroleum, aber nicht so leicht wie Benzin ein passendes Gemisch mit Luft.

Spiritus steht bezüglich der Gemischbildung zwischen Benzol und Petroleum und erfordert wie letzteres ein Anwärmen der Vergaser durch Auspuffgase.

Bei Gasöl, Paraffinöl und Kreosotöl kommt, da sie nur in Einspritz-

motoren (Diesel) verbrannt werden, die Leichtigkeit der Gemischbildung nicht in Frage.

c) Zulässiger Kompressionsdruck des Gemisches. Jedes richtige Gemisch von Brennstoff und Luft entzündet sich bei gewisser Erwärmung. Die Kompression im Motorzylinder darf daher nur so hoch getrieben werden, daß eine vorzeitige Explosion infolge Kompressionswärme ausgeschlossen ist.

Für Einspritzmotoren ist diese Frage belanglos, da hier nicht das Gemisch, sondern allein Luft komprimiert wird. Für Gemischmotoren aber ist die Frage sehr wichtig, denn je höher komprimiert wird, desto wirtschaftlicher arbeitet der Motor.

Der zulässige Kompressionsdruck beträgt:

für Benzingemisch etwa 5 Atm.,

für Petroleumgemisch höchstens 4 Atm.,

für Benzolgemisch nicht viel mehr als für Benzingemisch,

für Spiritus bis 16 Atm.

Wegen der geringeren Kompression leistet ein Petroleummotor nur etwa drei Viertel soviel wie ein gleich großer Benzinmotor, obwohl Petroleum mindestens den Wärmewert des Benzins hat.

Durch die hohe Kompression des Spiritusgemisches kann der Spiritusverbrauch pro PS fast ebenso gering werden wie der Benzinverbrauch, trotz des geringen Wärmewertes des Spiritus.

Gasöl, Paraffinöl und Kreosotöl kommen auch hier nicht in Frage.

d) Sichere Zündung und rückstandslose Verbrennung. An der Spitze steht Benzin. Benzol ist fast ebenso vollkommen. Petroleum zündet bei richtiger Mischung mit Luft zwar sehr sicher, neigt aber zur Verschmutzung des Motors. Rückstandslose Verbrennung ist daher nur durch besondere Einrichtung bezüglich Vergasung und Zerstäubung möglich. Spiritus zündet weniger sicher als Benzin und auch Petroleum, verbrennt aber fast rückstandslos, liefert also einen reinlicheren Betrieb als Petroleum. Jedoch bildet sich bei zu geringem Luftüberschuß leicht Essigsäure, die zum Kosten führt. Dies vermeidet man durch Anstellen von Benzin oder Benzol nicht nur beim Anlassen eines Spiritusmotors, sondern auch kurz vor dem Abstellen.

Gasöl, Paraffinöl und Kreosotöl zünden und verbrennen an sich natürlich viel schlechter als die vorstehenden leichten und mittelschweren Öle, doch kommt dies praktisch nicht in Frage, weil bei den Dieselmotoren durch die hohe Kompressionstemperatur der Luft sowohl Zündung als auch vollständige Verbrennung genügend gesichert ist. Bei Kreosotöl, Masut und Pacura setzt man nötigenfalls etwas Paraffinöl als Zündöl zu.

Mineralöle (Erdöle) sind bei Dieselmotoren im allgemeinen den Kohlen-teerölen vorzuziehen, weil sie weniger leicht durch Kälte dickflüssig werden.

e) **Feuers- und Explosionsgefahr** ist bei Benzin sehr groß, bei Benzol nicht viel geringer, bei Spiritus wesentlich geringer, vor allem deshalb, weil Spiritus nicht von selbst mit Luft explosible Gemische bildet. Petroleum ist von allen für Gemischmotoren in Betracht kommenden Ölen am wenigsten feuergefährlich, denn in flüssigem Zustande angezündet brennt es erst weiter, wenn es mindestens 30° warm ist. Am ungefährlichsten sind natürlich die schweren Treiböle für Dieselmotoren.

B. Entwicklung der Verbrennungsmotoren.

1. Entwicklung der Gasmotoren.

- 1680: Vorschlag des Physikers Huyghens, durch Pulvergas einen Kolben zu heben und durch rasche Abkühlung der Gase den atm. Druck zum Niederdrücken des Kolbens auszunützen.
- 1688: Papin versuchte die Durchführung dieses Gedankens, aber ohne genügend praktischen Erfolg.
- 1780: Lebon nahm ein Patent, nach dem Gas und Luft durch Pumpen in einen Mischbehälter gedrückt und das Gemisch in einen doppelt wirkenden Arbeitszylinder geleitet und dort zwecks Arbeitsleistung elektrisch entzündet werden sollte. Infolge Todes von Lebon kam das Patent nicht zur Ausführung.
- Seit 1800 wurde in England die Gaserzeugung aus Kohlen in größerem Maße betrieben. Dies hatte eine Reihe von Patenten und Vorschlägen für Gasmotoren zur Folge, ohne daß zunächst ein lebensfähiger Gasmotor entstand.
- 1860: Lenoir errang einen ersten praktischen Erfolg mit seinem doppelt wirkenden Zweitakt-Gasmotor mit Schiebersteuerung. Der Lenoir-Motor arbeitete aber ohne Kompression. Das Ansaugen des neuen Gemisches erfolgte in der ersten Hälfte und das Zünden etwa in der Mitte des Arbeitshubes.
- 1867: Die deutschen Konstrukteure Otto und Langen stellten auf der Pariser Weltausstellung ihre atmosphärische Gasmaschine aus, die zwar sehr geräuschvoll lief, aber etwa 60 % weniger Gas verbrauchte als der Lenoir-Motor und dadurch jahrelang den Markt beherrschte (Gasmotorenfabrik Deutz). Dieser atmosphärische Otto-Motor arbeitete mit Zahntrieb auf die Welle und war daher für größere Leistungen nicht geeignet.

Wesentlich übertroffen wurde dieser Motor durch den neuen Otto-Motor, der ohne Zahntrieb arbeitete und in der Wirkungsweise dem modernen Viertakt-Motor entsprach.

2. Entwicklung der Ölmotoren.

1873: Maschinenfabrikant Hof in Wien baute den ersten betriebsfähigen Ölmotor nach dem Prinzip des Lenoir-Gasmotors. Der Hof-Motor wurde Petroleummotor genannt, arbeitete aber tatsächlich nur mit Benzin. Brauchbare Petroleummotoren traten erst nach 1890 auf.

Seit etwa 1880 entstanden in Anlehnung an den inzwischen entwickelten Otto-Gasmotor Ölmotoren (Viertakt und Zweitakt) nach dem Prinzip der modernen Motoren. Großen Aufschwung nahm der Bau von Ölmotoren durch Daimler, der neben verschiedenen Verbesserungen vor allem schnell laufende Motoren in die Praxis einführte. Die Entwicklung der kleinen Motoren für leichte Öle kann längst als abgeschlossen gelten. Auch die Petroleummotoren, die zuerst große Schwierigkeiten in bezug auf Vollständigkeit der Vergasung (Zerstäubung) und Verbrennung boten, sind jetzt im wesentlichen fertig entwickelt. Dasselbe gilt für die Dieselmotoren in kleinen und mittleren Ausführungen.

Dagegen ist es bis jetzt nicht gelungen, die Entwicklung des Groß-Dieselmotors für große Schiffsmaschinenanlagen zum Abschluß zu bringen. Grund liegt in der bei wachsender Zylindergröße rapide steigenden Schwierigkeit der Beherrschung der hohen Drucke und Temperaturen. Durch Zusammenstellung vieler kleiner Zylinder zu einer großen Anlage lassen sich diese Schwierigkeiten nicht umgehen, weil dann die Umdrehungszahl entweder zu groß für die Schiffschraube oder zu klein für die kleinen Zylinder wird. Große Schiffs-Dieselmotoren müssen daher ähnlich gebaut werden wie große Schiffs-Dampfmaschinen, d. h. Zylinderzahl möglichst nicht höher als 6 bis 8.

C. Wirkung der Verbrennungsgase.

1. Wärme und Arbeit.

Wenn auch die Verbrennungswärme bei Verbrennungsmotoren an sich wertlos, ja sogar praktisch sehr störend ist, so ist doch der Wärmewert des Brennstoffes maßgebend für die Arbeit, denn $1 \text{ WE} = 427 \text{ mkg}$. Bezeichnet daher Q_1 die Verbrennungswärme und Q_2 die durch Abgase und Kühlwasser verlorene Wärme, so ist

$$\text{Arbeit des Motors} = 427 (Q_1 - Q_2) \text{ mkg}$$

$$\text{Thermischer Wirkungsgrad} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

2. Gemisch- und Einspritz(Diesel) motor.

a) Wirkungsweise. Beim Gemisch-(Explosions-, Verpuffungs-)motor wird ein Gemisch von Luft- und Brennstoff (letzterer fein zerstäubt oder vergast) durch den Motor Kolben verdichtet und beim Beginn des Arbeitshubes durch besondere Zündvorrichtung entzündet, wodurch der Druck bei fast konstantem Volumen plötzlich steigt (Verdichtungs- und Verbrennungsdruck). Den Verdichtungsdruck treibt man im Interesse der Wirtschaftlichkeit so hoch, wie es ohne Gefahr der Selbstzündung möglich ist.

Beim Einspritzmotor wird durch den Motor Kolben nur Luft verdichtet auf etwa 35 bis 40 Atm., entsprechend einer Verdichtungstemperatur von etwa 800°. Beim Beginn des Arbeitshubes wird in diese glühende Luft mittels Preßluft von noch höherer Spannung (50 bis 70 Atm.) Öl eingespritzt, welches sich in der 800° warmen Luft von selbst entzündet und bei fast konstantem Druck (Gleichdruckmotor) verbrennt, ähnlich der Füllungsperiode eines Dampfzylinders.

Der Gemischmotor ist der ältere, weil er mit einfacheren baulichen Mitteln durchführbar ist, wird aber von dem wirtschaftlicheren Einspritzmotor mehr und mehr verdrängt.

b) Vor- und Nachteile des Einspritzmotors gegenüber dem Gemischmotor.

Vorteile.

1. Verwendbarkeit von schweren Ölen, die billiger, in größeren Mengen zu haben und weniger feuergefährlich sind.
2. Fortfall der Zündvorrichtungen und aller damit verbundenen Unsicherheiten der Zündung.
3. Hohe Ausnutzung des Brennstoffes infolge der hohen Verdichtung der Luft (Fortfall der Gefahr vorzeitiger Selbstzündung).
4. Böttigeres Diagramm infolge der Gleichdruckwirkung. Mittlerer Druck beim Dieselmotor 7,5 kg und darüber. Dementsprechend bei gleicher Leistung kleinere Zylinder.
5. Rückstandslose Verbrennung, also kein Verschmutzen.
6. Zweckmäßige Regulierung durch Füllungsänderung.

Nachteile.

1. Zum Einspritzen des Öls sind komplizierte 2- bis 4stufige Kompressoren nötig.
2. Durch den hohen Anfangsdruck ist starke und schwere Bauart bedingt.
3. Wegen des komplizierten Kompressors eignet sich der Einspritzmotor weniger als der Gemischmotor für kleine Leistungen, wenn-

gleich auch heute kleine Dieselmotoren bis herunter zu 100 PS in 6 Zylindern und mit hoher Tourenzahl gebaut werden.

c) Bronsmotor vereinigt die Gemischbildung des Gemischmotors (Einsaugen von Luft und Brennstoff durch den Motor Kolben) mit der Zündung des Einspritzmotors (Zündung durch Kompressionstemperatur der Luft).

Ermöglicht wird dies dadurch, daß Luft und Brennstoff zwar gleichzeitig, aber räumlich getrennt eingesaugt werden, nämlich Luft in den ganzen Zylinder, Brennstoff in eine innen am Zylinderkopf befestigte siebartige Brennstoffkapsel. Das Sieb ist so eng gehalten, daß das in der Kapsel befindliche Öl erst kurz vor der oberen Totlage durch die heiße Luft entzündet wird, dann allerdings mit plötzlicher Verpuffung, so daß Verbrennungsdrucke bis zu 55 Atm. entstehen, der Motor also entsprechend schwer gebaut sein muß.

Daß die Mischung von Luft und Brennstoff weniger innig ist, und daß infolge der siebartigen Brennstoffkapsel leichter Verschmutzungen eintreten können als beim einfachen Dieselmotor, liegt auf der Hand.

Wegen seiner einfachen Bedienung findet der Bronsmotor (mit Petroleum oder Gasöl) häufig auf Last- und Fischerbooten und als Hilfsmotor auf Segelschiffen Verwendung, er eignet sich jedoch nicht für große Ausführungen.

3. Höhe der Verdichtungs- und Verbrennungsdrucke.

Verdichtungsdruck leistet negative, Verbrennungsdruck positive Arbeit. Mit dem Verdichtungsdruck steigt aber auch der Verbrennungsdruck, und dieser indirekte Vorteil einer hohen Verdichtung macht mehr aus als ihr direkter Nachteil. Deshalb treibt man den Verdichtungsdruck möglichst hoch.

Im allgemeinen ist:

Motor	Verdichtungsdruck	Verbrennungsdruck
Gemisch	4 bis 16 Atm.	16 bis 35 Atm.
Einspritz	32 = 35 =	35 = 40 =

16 Atm. Verdichtungsdruck bei Gemischmotoren gilt nur für Spiritus. Die übrigen Brennstoffe lassen im allgemeinen bei Gemischmotoren eine Verdichtung über 5 Atm. nicht zu.

Eine Steigerung des Verdichtungsdruckes (bei Benzin bis über 20 Atm.) wird bei ortsfesten oder in Süßwasser fahrenden Motoren zuweilen dadurch ermöglicht, daß man während der Verdichtung Wasser einspritzt. Trotz dieser an sich nachteiligen Kühlung kann dadurch bei gleichem Brennstoffverbrauch die Leistung bis um 10 % erhöht werden.

Die hohen Drücke bei Dieselmotoren im Verein mit den hohen Verbrennungstemperaturen (bis zu 2000°) stellen hohe Anforderungen an Konstruktion und Material und sind nur bei wirksamer Kühlung möglich. Andererseits beruht auf der Höhe von Druck und Temperatur die wärmetechnische Überlegenheit des Verbrennungsmotors über die Dampfmaschine.

4. Einfach und doppelt wirkende Kolben.

Alle kleineren Verbrennungsmotoren haben einfach wirkende Kolben mit direkt angreifender Pleuelstange, so daß Kolbenstangenstopfbuche und Geradföhrung wegfallen. Die seitliche Kraftkomponente des oberen Pleuelstangenkopfes wird durch den entsprechend lang gebauten Kolben von der Zylinderwand aufgenommen.

Größere Handelschiffs-Dieselmotoren werden zwar gewöhnlich auch einfach wirkend gebaut, aber zur Verringerung der Kolbenreibung meistens mit Kolbenstange und äußerer Geradföhrung entsprechend den Schiffsdampfmaschinen oder mit Stufenkolben (Kreuzkopfkolben).

Bei großen Dieselmotoren für Kriegsschiffe muß man mit Rücksicht auf Raum und Gewicht die Zylinder besser ausnutzen und die Kolben doppelt wirkend bauen. Die dadurch erheblich vermehrten Temperaturschwierigkeiten überwindet man durch eine sehr weit getriebene Kühlung der Zylinder und Deckel, durch besondere Kühlwasserföhrung, durch energische innere Kühlung von Kolben und Kolbenstange, durch Auswahl besonders geeigneter Materialien und vor allem durch zweckmäßige Konstruktion.

5. Arbeitsperioden der Verbrennungsgase.

a) **Definition von Viertakt und Zweitakt.** Eine Kolbenmaschine arbeitet im Viertakt oder Zweitakt, je nachdem zu einem vollständigen Arbeitsvorgang auf einer Kolbenseite vier oder zwei Takte (Hübe) gehören. Jede Dampfkolbenmaschine arbeitet also im Zweitakt.

Auf den Verbrennungsmotor ist diese Arbeitsweise nicht ohne weiteres übertragbar, weil er im Gegensatz zur Dampfmaschine sein Arbeitsmittel (Gemisch von Luft und Brennstoff) erst selbst herstellen muß. Hierzu braucht er im allgemeinen zwei weitere Takte, den Saugtakt und Kompressionstakt, so daß der Viertakt zunächst die gegebene Arbeitsweise für jeden Verbrennungsmotor ist, während beim Zweitakt Saugen, Komprimieren, Verbrennen (Expandieren) und Auspuffen auf zwei Takte zusammengedrängt werden muß.

b) **Viertaktmotor.** Für einen vertikalen, einfach wirkenden Viertaktmotor ist die Arbeitsweise durch folgendes Schema dargestellt:

Takt	Gemischmotor	Einspritz(Diesel) motor
I	Kolben geht nach unten und saugt oben gleichzeitig Luft und Brennstoff ein.	Kolben geht nach unten und saugt oben nur Luft ein.
II ↑	Kolben geht nach oben und verdichtet das Gemisch auf 4 bis 16 Atm., je nach der Art des Brennstoffs.	Kolben geht nach oben und verdichtet die Luft auf 32 bis 40 Atm., entsprechend einer Verdichtungs-temperatur von etwa 600 bis 800°.
III ↓	Gemisch wird durch die Zündvorrichtung entzündet, verpufft unter erheblicher Drucksteigerung (Verbrennungsdruck) und treibt den Kolben nach unten, wobei der Druck infolge Expansion fast bis Atm.-Druck abnimmt.	In die heiße Preßluft wird allmählich fein verteilt vorgewärmtes Öl eingespritzt, welches sich in der heißen Luft von selbst entzündet. Während der Einspritzung (Füllung) bleibt der Verbrennungsdruck fast konstant (Gleichdruckmotor). Expansion wie beim Gemischmotor.
IV ↑	Kolben geht nach oben und drückt die Verbrennungsgase ins Freie, soweit sie nicht schon durch den inneren Überdruck ausgepufft sind.	Wie beim Gemischmotor.

Nur der III. Takt leistet Arbeit. Durch die andern wird Arbeit verbraucht. Demnach Nutzarbeit = Überschuß von III über I + II + IV.

Für ortsfeste Anlagen sind auch (Umgehung der Viertaktpatente) Sechstaktmotoren gebaut worden. Der 5. und 6. Takt dient dann zum Durchspülen der Zylinder mit Luft, wodurch zwar die Verbrennung und Wirtschaftlichkeit verbessert, aber das Motorgewicht pro PS erhöht wird.

Tafel 65 zeigt die ungefähre Form eines Indikatordiagramms in der ursprünglichen und in der abgewickelten Form für einen Gemischmotor und Einspritzmotor.

In der ursprünglichen Form bedeutet der untere sehr schmale Streifen der Diagrammfläche negative Arbeit. In der abgewickelten Form ist bei niedergehendem Kolben die Diagrammfläche positiv, wenn sie über, negativ, wenn sie unter der atmosphärischen Linie liegt, bei aufwärts gehendem Kolben umgekehrt.

c) **Zweitaktmotor.** Da Expansion und Kompression nicht sehr viel verkürzt werden können, so müssen Auspuff der Abgase und Einlaß des neuen Gemisches (bei Diesel der Luft) an das Ende des Arbeits- und den Anfang des Kompressionstaktes gelegt und möglichst zusammengedrängt werden.

Da ferner eine Saugwirkung des Motorfolbens überhaupt fehlt, so muß das Einschleiben der neuen Ladung durch äußeren Überdruck, d. h. durch Pumpenwirkung erfolgen. Diese Pumpenwirkung muß so kräftig sein, daß bei der kurzen zur Verfügung stehenden Zeit (etwa letztes Sechstel des

Arbeits- und erstes Sechstel des Verdichtungsstaktes) genügend neues Gemisch bzw. Luft in die Zylinder gelangt.

Auch soll die Pumpenwirkung zur Beschleunigung des Auspuffs beitragen, was möglich ist, da wegen der Kürze der Zeit Auspuff und Einlaß zum großen Teil gleichzeitig stattfindet.

Diese Gleichzeitigkeit macht bei Gemischmotoren besondere Vorkehrungen nötig, um bei möglichst vollkommenem Auspuff der Abgase ein Mitaustrreten von Gemisch zu vermeiden. Man erreicht dies durch Zwischenschieben einer Luftschicht zwischen Abgase und neues Gemisch. Das Einschieben von Luft und neuem Gemisch oder nur von Luft (bei Dieselmotoren) besorgt die Spülpumpe.

Zweitakt-Gemischmotoren haben gewöhnlich für Ein- und Auslaß Schließsteuerung. Zweitakt-Dieselmotoren haben gewöhnlich nur für Auslaß Schließsteuerung, für Einlaß von Luft Spülventile.

Tafel 65 zeigt die ungefähre Form der Indikatorgramme und die Schließsteuerung eines Zweitakt-Gemisch- und Zweitakt-Dieselmotors.

Beim Zweitakt-Gemischmotor bedeuten:

1. Beginn der Expansion.
2. Beginn des Austritts durch Öffnen des Auslaßschlitzes.
3. Eintritt von Spülluft in den sich öffnenden Einlaßschlitz.
4. Beginn des Eintritts von neuem Gemisch.
5. Beginn der Kompression durch Schließen des Auslaßschlitzes.
6. Zündung.

Beim Zweitakt-Dieselmotor bedeuten:

1. Ende der Einspritzung, also Beginn der Expansion.
2. Beginn des Austritts durch Öffnen des Auslaßschlitzes.
3. Eintritt von Spülluft durch die Spülventile.
4. Beginn der Kompression durch Schließen des Auslaßschlitzes.
5. Schließen des Spülventils.
6. Beginn der Brennstoffeinspritzung.

6. Spülung bei Zweitaktmotoren. (Tafel 66.)

a) **Spülung bei Zweitakt-Gemischmotoren** ist allgemein Schließspülung. Einlaßschlitz liegt dem Auslaßschlitz ungefähr diametral gegenüber. Trotzdem erreicht man eine genügende Schichtung von Abgasen, Spülluft und neuem Gemisch durch eine auf dem Motorbolben angegoßene Führungswand, die dem eintretenden Strom einen gewundenen Weg vorschreibt.

Eine ganz einwandfreie Schichtung, d. h. eine vollkommene Beseitigung der Abgase ohne den geringsten Verlust an neuem Gemisch, wird aber durch die Führung nicht erreicht, und zwar um so weniger, je höher n und je länger der Hub im Verhältnis zum Zylinderdurchmesser. Unter sonst gleichen

Umständen bemißt man daher n beim Zweitakt bis 20 % niedriger als beim Viertakt.

b) Spülung bei Zweitakt-Dieselmotoren. Die unter a erwähnte Schwierigkeit ist hier viel geringer, weil höchstens eine mangelhafte Beseitigung der Abgase, aber nicht ein Verlust von neuem Brennstoff in Frage kommt.

Die Steuerung der Spülluft erfolgt bei Dieselmotoren entweder durch Spülventile oder durch Spülschlitze oder durch beides gleichzeitig.

Reine Ventilspülung mit Spülventilen im Zylinderkopf ist die übliche Bauart bei den gewöhnlichen Zweitakt-Dieselmotoren und hat vor der gewöhnlichen Schlitzpülung den Vorteil, daß die Bogenführung der Spülluft fortfällt, die Auspülung der Abgase also vollkommener wird.

Die Spülventile müssen möglichst groß sein (zuweilen 4 Spülventile an jedem Zylinder), damit der Spülpumpendruck möglichst klein (unter 0,5 Atm.) ist und dementsprechend durch die Spülpumpen möglichst wenig Arbeit verzehrt wird.

Schlitzpülung bei Zweitakt-Dieselmotoren entweder ebenso gebaut wie bei Zweitakt-Gemischmotoren (mit Bogenführung durch einen Kolbenansatz), oder nach System Sulzer oder nach System Junkers.

Bei Sulzer (vgl. Tafel 66) liegen dem Auslaßschlitze gegenüber 2 Spülschlitze übereinander, die zur Erzielung der Bogenführung unter spitzem Winkel in die Zylinderwand einmünden. Der untere Spülschlitze ist größer, liefert den größeren Teil der Spülluft und wird lediglich durch das Überlaufen des Kolbens gesteuert. Der obere kleinere Spülschlitze überragt den Auspuffschlitze und dient zur Einführung von Zusatzluft (Nachfüllung), wenn der untere Spülschlitze und der Auslaßschlitze durch den Kolben schon zugedeckt ist. Durch vorgeschaltete gesteuerte Ventile (Nachfüllventile) wird verhindert, daß beim Abwärtsgang des Kolbens die Auspuffgase vor Herstellung des Druckausgleichs mit der Atmosphäre durch die oberen Schlitze in die Spülluftleitung gelangen.

Durch dieses Sulzer-Prinzip wird auch die Gefahr von Explosionen in der Spülluftleitung (vgl. P. 3) ausgeschlossen, denn während des Verbrennungsvorganges und während der Periode der höchsten Drucke sind alle Schlitze durch den Kolben abgedeckt.

Bei Junkers (vgl. D. 3 und Tafel 68) ist infolge der günstigen relativen Lage von Auspuffschlitze und Spülschlitze die Spülung besonders wirksam, was auch in dem niedrigen Spüldruck von 0,15 bis 0,2 Atm. (vgl. e) und in einem niedrigen Brennstoffverbrauch zum Ausdruck kommt.

Im allgemeinen hat die Schlitzpülung vor der Ventilspülung den wesentlichen Vorteil der größeren Einfachheit (Fortfall der Spülventile) und der dadurch bedingten größeren Betriebssicherheit. Dem gegenüber steht

der Nachteil, daß, abgesehen von der Sulzermaschine, nicht „nachgefüllt“, d. h. der Eintritt von Spülluft nicht länger offen gehalten werden kann.

c) Allgemeine Wirkungsweise der Spülpumpen. Zur wirksamen Spülung gehört ein gewisser Spüldruck (etwa 0,2 bis 0,5 Atm.) und eine gewisse Spülgeschwindigkeit (150 bis 300 m/sec.). Je rascher der Motor läuft, desto größer ist der erforderliche Spüldruck. Spülpumpenvolumen möglichst 50 % größer als Motorzylindervolumen. Schlizspülung mit Nachfüllsteuerung benötigt, wenn ihr Zweck, nämlich größere Füllung, voll erreicht werden soll, höhere Spül drucke und größere Spülpumpen als ohne Nachfüllung.

Spülpumpenventile sind flache Scheiben mit kleinem Hub, Ventilsitze sind Platten mit vielen Löchern. Die Spülpumpen kann man auch durch zwangsläufigen Kolbenschieber oder durch Schlitze steuern.

Spülpumpensaugerohr muß bei Motorschiffen von außenbords kommen, weil beim Saugen aus dem Maschinenraum bei kalter Außenluft der Luftwechsel zu groß, also der Maschinenraum zu kalt werden kann. Im Saugerohr außerdem Klappe nach dem Maschinenraum zur Regulierung der Ventilation. Häufig Kühlung der Spülluft zur Erhöhung des Luftgewichtes, wodurch größere Überlastung des Motors ermöglicht und das ganze Temperaturniveau bei der Verbrennung wesentlich tiefer gelegt wird.

d) Motorkolben als Spülpumpe ist natürlich nur möglich bei einfach wirkendem Motor, wo die untere Kolbenseite verfügbar ist. Es kommen drei Ausführungen in Frage, die sämtlich auf Tafel 66 dargestellt sind.

1. Kurbelkastenpülung, wobei der geschlossene Kurbelkasten den Pumpenraum bildet. Verwendung nur bei kleinen Motoren. Schlechter Wirkungsgrad (schädlicher Raum sehr groß) und Eindringen von Schmieröldämpfen in den Motorzylinder (Verschmutzen).

2. Motorzylinder und Kurbelkasten sind durch Zwischenwand getrennt, wodurch der schädliche Raum wesentlich verkleinert, allerdings auch Kolbenstange und Geradsührung nötig wird (Petroleum-Gemischmotoren auf älteren U-Booten).

3. Das untere Kolbenende ist als Stufenkolben ausgebildet, wodurch man größeres Pumpenvolumen erzielt. Dabei allerdings der Nachteil der komplizierten Konstruktion und Montage.

Als Raumverschwendung in Länge und Höhe ist der Stufenkolben nicht zu betrachten, denn bei solider Wellenlagerung ist die Länge ohnehin erforderlich, und durch die größere Kolbenhöhe erzielt man größere Entfernung des Kolbenzapfens von der heißen Zone, Verlegung des seitlichen Pleuelstangendruckes vom Motorkolben auf den Stufenkolben und größere Länge des Kolbenzapfens.

e) Besondere vom Motorkolben unabhängige Spülpumpen werden allgemein doppelt wirkend gebaut und gewöhnlich vom Hauptmotor, seltener

durch besonderen Hilfsmotor angetrieben. Der Antrieb vom Hauptmotor erfolgt entweder durch Kurbeln der verlängerten Motorwelle oder durch Balancier oder durch Traversen (vgl. die Skizzen auf Tafel 66).

Bei Antrieb durch die verlängerte Kurbelwelle werden zuweilen Spülpumpen und Kompressoren konaxial übereinander gebaut. Vgl. Hesselmannmotor auf Tafel 88.

7. Vergleich von Viertakt und Zweitakt.

a) Gewicht pro PS. Beim Gewichtvergleich kommen in Betracht: bauliche Verschiedenheiten, prinzipielle Unterschiede in der Wirkung und Verschiedenheiten der Ausnutzung des Zylindervolumens.

Baulich hat der Zweitaktmotor das Mehrgewicht der Spülpumpe.

Nach der prinzipiellen Zylinderwirkung müßte er ungefähr halb so schwer werden wie der Viertaktmotor.

Bei der Ausnutzung des Zylindervolumens sprechen verschiedene Umstände teils für, teils gegen den Zweitaktmotor.

Für den Zweitakt spricht, daß infolge des Überdrucks der Spülpumpen die Kompression schon mit Überdruck beginnt, also durch die Spülpumpen mehr Ladung hineinkommt als durch das Saugen eines Viertaktmotors. Bei Schlitzspülung gilt dies aber nur, wenn Nachfüllen durch Spülventile möglich ist. Gegen den Zweitakt spricht, daß das Indikatordiagramm infolge des frühen Auspuffes (schon etwa 20 % vor dem Hubende) merklich verkleinert wird.

Als praktisches Ergebnis ist festzustellen, daß der mittlere Kolbendruck (indizierte Hubleistung) beim Zweitakt niedriger ist als beim Viertakt, weil wegen der Kürze der Spül- und Ladezeit die Verbrennung zu unvollkommen wird.

Betrachtet man die effektive Hubleistung, so muß man außerdem sämtliche mechanische Verluste berücksichtigen. Diese sind Ladearbeit, Spülarbeit und Reibungsverluste.

Ladearbeit guter Viertaktmotoren = 6 bis 7 % der PSi.

Spül- und Ladearbeit bei Zweitakt = 8 bis 10 % der PSi.

Reibungsverluste sind bei Viertakt etwas größer als bei Zweitakt, weil Viertaktmotoren einen größeren Teil des Kolbenweges ohne Arbeitsleistung laufen, weil also z. B. auch die für hohen Druck konstruierte Kolbenliderung bei Viertakt weniger ausgenutzt wird, indem der Kolben die Hälfte seines Weges nur mit etwa 0,2 Atm. arbeitet. Die Spülpumpen beim Zweitakt geben wenig Reibung, weil sie dem geringen Pumpendruck entsprechend nur schwache Liderungsringe haben.

Die Erfahrung hat ergeben, daß die gesamten mechanischen Verluste beim Zweitakt prozentual meistens kleiner sind als beim Viertakt.

Als Gesamtergebnis ist festzustellen, daß ein Zweitaktmotor pro PS mindestens $\frac{3}{4}$ soviel wiegt wie ein Viertaktmotor. Die Gewichtersparnis gegenüber dem Viertakt ist um so größer, je größer der Motor und je langsamer die Gangart.

b) Wirtschaftlichkeit. Bei langsamer Gangart ist der Zweitakt etwa 5 bis 10 % unwirtschaftlicher als der Viertakt, wobei der kleinere Wert für Einspritz-, der größere für Gemischmotoren gilt. Letzterer Unterschied ist dadurch bedingt, daß durch den Zweitakt beim Einspritzmotor nur der Auspuff unvollkommener ist, während beim Gemischmotor trotz der Zwischenschichtung von Luft auch direkte Brennstoffverluste nicht ganz zu vermeiden sind.

Ferner arbeitet ein Zweitaktmotor mit Schlitzpülung wegen der Bogenführung unwirtschaftlicher als mit Ventilspülung.

Bezüglich der Kühlung ist zu beachten, daß bei gleicher Leistung ein Zweitaktzylinder kleiner, also die Wärmeabführung an das Kühlwasser besser, also bei Gemischmotoren eine höhere Kompression zulässig ist. Dieser Vorteil wird aber ungefähr wieder aufgehoben durch die größere schädliche Wirkung der Kühlung während der Verbrennung und Expansion.

Doppelt wirkender Viertakt ist natürlich wirtschaftlicher als einfach wirkender Zweitakt, dafür aber baulich so viel komplizierter, daß er als Fahrzeugmotor nicht in Betracht kommt.

Berücksichtigt man auch Anlagekapital, Instandhaltungskosten und Betriebssicherheit (Kosten infolge Betriebsstörungen), dann kommt man zu dem Resultat, daß ein moderner, großer, nicht zu schnell laufender Einspritz- (Diesel)motor bei Zweitakt ebenso wirtschaftlich ist wie bei Viertakt.

c) Betrieb. Hier liegen die größten Vorzüge des Zweitaktmotors:

Gleichförmigkeitsgrad ist besser, also Gestänge leichter und der Gang ruhiger.

Betriebssicherheit ist größer, weil Austrittsventile und bei Schlitzpülung auch die Eintrittsventile fehlen. Bei großen Schiffsmotoren zwingt dieser Grund zum Zweitakt, weil zu große Auslaßventile wegen der hohen Temperatur und wegen des Schlagens nach dem heutigen Stande der Technik praktisch nicht mehr möglich sind. Von gewissen Leistungen an kommt also allein Zweitakt in Frage.

Bedienung ist bei Zweitakt einfacher und übersichtlicher wegen der geringeren Zahl von bewegten Teilen.

Schließlich ist die bei großen Schiffsmotoren erforderliche Umsteuerung bei Zweitakt erheblich einfacher, weil die Umsteuerung der Auslaßventile, bei Schlitzpülung auch die der Spülventile wegfällt, und weil bei Zweitakt-Dieselmotoren die Umsteuerung der Spül-, Brennstoff- und Anlaßventile lediglich durch Drehung der Nockenwelle um einen gewissen Winkel bewirkt

werden kann (vgl. Umsteuerung der Dieselmotoren). Auch das Anlassen ist einfacher, weil die Chance des Anspringens beim Zweitakt doppelt so groß ist als beim Viertakt.

Die Füllungsregulierung eines Dieselmotors ist bei Viertakt und Zweitakt gleich einfach.

8. Verwendung von Viertakt und Zweitakt.

a) **Einfach wirkende Motoren.** Wird in erster Linie geringer Brennstoffverbrauch verlangt oder muß die Gangart wegen der Kleinheit des Motors oder aus Gründen der Raum- und Gewichtersparnis sehr schnell sein, dann ist Viertakt vorzuziehen. Demnach werden kleine Schiffsmotoren, Bootsmotoren, Dieseldynamos, Luftschiff- und Flugzeugmotoren im allgemeinen grundsätzlich mit Viertaktwirkung gebaut. Zweitakt-Dieseldynamos sind Ausnahmen. Bei Flugzeugmotoren ist auch zu bedenken, daß der Mehrverbrauch an Öl die bei den in Betracht kommenden Leistungen nur geringe Gewichtersparnis des Zweitaktes bald wieder aufhebt.

Wird dagegen große Leistung bei verhältnismäßig langsamem Gang sowie höchste Betriebsicherheit bei möglichst großer Einfachheit gefordert (große Schiffsmotoren), so kann zur Zeit nur Zweitakt in Betracht kommen (Auslassschlitze).

b) **Doppeltwirkender Diesel-Zweitaktmotor** ist die schwierigste und höchste Aufgabe des Motorenbaues, von deren einwandfreier Lösung wahrscheinlich die gesamte weitere Entwicklung des Kriegsschiffsmaschinenbaues abhängt. Denn während für Handelsschiffe die in Bau und Betrieb einfacheren einfach wirkenden Zweitaktmotoren (mit Kreuzkopfführung) voraussichtlich stets genügen werden, kann man bei Kriegsschiffen mit Rücksicht auf Raum und Gewicht auf die doppelte Kolbenwirkung kaum verzichten.

Die Hauptschwierigkeit des Baues solcher Motoren liegt in der hohen Temperatur und in der Unterbringung der Ventilsteuerung am unteren Zylinderende neben Kolbenstange und Stopfbuchse.

D. Zylinderanordnung und Kraftübertragung.

1. Zylinderanordnung.

Liegende Anordnung ist sehr übersichtlich, zugänglich und bequem zu bedienen, erfordert aber viel Grundfläche.

Stehende oder schräge Anordnung wiegt weniger, erfordert weniger Grundfläche und verschmüht weniger.

Tandemanordnung ergibt einfachere Maschinen, aber schlechteren Gleichförmigkeitsgrad und ist für Kriegsschiffe zu hoch.

Rotierende Zylinder (Gnome- und Argomotor) eignen sich deshalb für Flugzeugmotoren, weil Schwungrad und Wasserkühlung wegfällt, sie haben aber sehr hohe Treib- und Schmierölverbräuche.

2. Kurbelanordnung.

a) **Allgemeine Gesichtspunkte.** Kurbelanordnung ist bedingt durch die Anforderungen teils in bezug auf Gleichförmigkeit des Wellendrehmoments, teils in bezug auf Massenwirkung und Vibrationen, einschließlich Rippwirkung der Massen, teils in bezug auf Anspringen. Der letzte Punkt kommt bei kleinen Motoren, die angekurbelt werden, nicht in Frage.

Je schlechter der Gleichförmigkeitsgrad, desto größer muß man im allgemeinen das Schwungrad bauen.

Beim Zweitakt genügt zur Erzielung derselben Kraftverteilung die Hälfte der Zylinderzahl des Viertaktes. Dasselbe gilt für den doppelt wirkenden Motor gegenüber dem einfach wirkenden.

b) **Kraftverteilung, Kurbelstellung und Tangentialdruck beim einfach wirkenden Viertaktmotor.** Tafel 67.

2 **Zylinder** hintereinander oder in Tandemanordnung. Kraftverteilung am besten, wenn Kurbeln unter 0° . Saugtakt I des einen Zylinders fällt zusammen mit dem Arbeitstakt III des andern. Bei jedem zweiten Takt wird Arbeit geleistet. Bei 180° würden die Arbeitstakte beider Zylinder immer aufeinander folgen.

4 **Zylinder** hintereinander oder paarweise in Tandemanordnung. Kraftverteilung wird am besten, wenn die beiden äußeren und die beiden inneren Kurbeln gleichgerichtet sind und wenn beide Kurbelpaare, oder bei Tandemanordnung beide Kurbeln, unter 180° stehen. Bei richtiger Steuerung der 4 Zylinder ist dann jeder Takt ein Arbeitstakt, und die Kraftverteilung ist gleichwertig mit einer einzylindrigen Dampfmaschine. Erstrebt man bei 4 Zylindern ein Anspringen in jeder Lage (z. B. mit Preßluft), dann verwendet man statt vorstehender Kurbelstellung die Kreuzstellung, wodurch die Arbeitsvorgänge von 2 Zylindern sich um $\frac{1}{2}$ Takt gegen die beiden andern Zylinder verschieben.

6 **Zylinder** hintereinander. 3 Kurbelpaare unter 120° . Das Arbeitsschema bei 2 Zylindern ist dann dreimal vorhanden, und zwar mit einer Versetzung von $\frac{1}{3}$ Takt gegeneinander. Massenausgleich ist sehr günstig, wenn die Kurbeln I bis VI so verteilt sind, wie auf der Tafel gezeichnet. Auch das Anspringen ist bei diesem Motor gesichert.

8 **Zylinder** hintereinander ergeben natürlich Kreuzstellung mit je 2 gleichgerichteten Kurbeln und sind in Manövrierfähigkeit und Verteilung der Drehkräfte gleichwertig mit einer zweizylindrigen Dampfmaschine

mit 90° Kurbelversetzung, in den Massen aber ebenso wie der Sechszylindermotor ausbalanciert, wenn die Kurbeln I bis VIII so stehen, wie gezeichnet.

3. Kraftübertragung beim Junkersmotor.

(Vgl. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1912.)

a) Wirkungsweise. Der Motor von Prof. Junkers arbeitet nach dem Dieselpinzip im Zweitakt und hat nur Schließsteuerung, also keine Spülventile. In dem an beiden Enden offenen Motorzylinder bewegen sich 2 stets gegenläufige Kolben, zwischen denen der Arbeitsvorgang stattfindet. Einer der Kolben gibt nach Zurücklegung von etwa $\frac{1}{2}$ des Hubes den Auslaßschliß, der andere etwas später den Spülschliß frei. Die Bogenführung beim gewöhnlichen Zweitaktmotor mit Schließspülung ist also vermieden. Das Indikatoridiagramm sieht ebenso aus wie beim gewöhnlichen Zweitaktmotor.

Das Wesentlichste beim Junkersmotor ist aber die Kraftübertragung. Der der Kurbelwelle zugewendete Kolben wirkt in gewöhnlicher Weise mittels Pleuelstange auf eine Kurbel. Der abgewendete Kolben wirkt durch ein außen um den Zylinder symmetrisch herumgeführtes Gestänge auf 2 symmetrische seitliche Kurbeln, die natürlich der mittleren Kurbel entgegengesetzt gerichtet sind. Der Gleichförmigkeitsgrad wird dadurch nicht besser als beim gewöhnlichen Zweitaktmotor.

Ist in der Richtung der Zylinderachse genügend Platz (Handelschiffe), so baut man Tandem-Junkersmotoren, d. h. 2 konaxiale Zylinder mit je 2 Kolben. Jeder Hub ist hier ein Krafthub. Von den 4 Kolben sind dann die beiden inneren und die beiden äußeren starr miteinander verbunden, ebenso wie auch die beiden Zylindergußstücke.

Tafel 68 zeigt 2 Vertikalschnitte durch einen Zylinder eines von der Aktiengesellschaft Weser in Bremen gebauten großen Junkersmotors für ein Handelsschiff, sowie 2 schematische Skizzen des Junkers-Prinzips, und zwar eine Skizze für einen einfachen, die andere für einen Tandem-Junkersmotor. In den schematischen Skizzen bedeutet: 1 Verbrennungsraum, 2 Spülschlitze, 3 Auslaßschlitze.

b) Vorteile des Junkersmotors in der Kraftübertragung. Biegungsbeanspruchung der Kurbelwelle fällt weg, da das Drehmoment der entgegengesetzt gerichteten Kurbeln gleich groß ist.

Kraftübertragung geht lediglich durch das Gestänge, d. h. die algebraische Summe der Kräfte zwischen Zylinder und Wellenlager ist stets = 0. Die Zylinderstände werden also abgesehen von Erschütterungen durch den Arbeitsvorgang im Zylinder nicht beansprucht.

Der Motor läuft sehr ruhig, weil die auf- und niederbewegten Massen der Kolben für jede Kurbel ausbalanciert sind. Eine volle Ausbalancierung ist allerdings nicht vorhanden, weil die beiden Außengestänge mehr wiegen als das mittlere.

c) **Sonstige Vorteile des Junkersmotors.** Die komplizierten Zylinderköpfe, die bei großen Motoren erhebliche hauliche Schwierigkeiten machen (namentlich am unteren Zylinderende doppelt wirkender Motoren) und die zuweilen Rißbildung verursachen, fallen fort.

Der Zylinder ist ein einfaches Gußstück, daher widerstandsfähig gegen hohe Temperaturen.

Spülventile fehlen, daher Verringerung der Havariequellen und Vereinfachung der Umsteuerung.

Wegen der günstigen Form des Verbrennungsraumes und der wirksamen Schließspülung (große Querschnitte, günstige Lage zum Auspuff) ist der Verbrennungsvorgang in der Regel etwas besser und der Brennstoffverbrauch etwas kleiner als beim gewöhnlichen Dieseltyp.

d) **Nachteile des Junkersmotors,** wie sie von den Vertretern des normalen Dieseltyps geltend gemacht werden:

Große Bauhöhe.

Vorübergehende Überlastung durch „Nachfüllen“ (längeres Offenhalten der Spülschlitze) ist unmöglich. Ausgleich dieses Mangels durch vorübergehende Drosselung des Auspuffes (was stärkere Spülpumpen erfordert) ist zwar möglich, aber ein mangelhafter Notbehelf.

Kompliziertes Gestänge und Unsicherheit der Dichtung der Kolbenringe nach dem Maschinenraum hin.

(Vgl. die Diskussion im Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1912.)

4. Kraftübertragung bei Automobilen.

a) **Anforderungen.** Die Arbeit des treibenden Viertakt-Benzinmotors (gewöhnlich 4, seltener 6 Zylinder) soll auf die hinteren Wagenräder übertragen werden, und zwar mit 3 bis 4 verschiedenen, leicht einstellbaren Übersetzungen für Vorwärtsfahrt, während für Rückwärtsfahrt 1 Übersetzungsverhältnis genügt.

Der Motor muß leicht und schnell ausrückbar sein.

Der Motor sowohl als auch der Wagen müssen sich leicht bremsen lassen.

Beim Kurvenfahren dürfen die Räder nicht auf dem Boden schleifen.

Da der Motor am unteren Wagengestell unbeweglich, die hintere Radachse aber federnd befestigt ist, so muß die Kraftübertragung eine gewisse Beweglichkeit haben.

Gelenkt werden die Automobile durch Verstellen der mit dem Motor in

keinerlei Zusammenhang stehenden Vorderräder, wobei nicht die ganze Radachse verstellbar wird, sondern nur ihre Enden um je eine vertikale Drehachse gedreht werden.

b) Praktische Ausführung vorstehender Anforderungen. Übersetzung zwischen Motor und hinteren Wagenrädern geschieht gewöhnlich durch ein verschieden einstellbares Wechselräderwerk, seltener durch Reibungsräder (sanfter Gang, aber schnellere Abnutzung). Rückwärtsgang erzielt man durch ein Zwischenzahnrad zwischen der treibenden Motorwelle und der getriebenen Vorgelegewelle.

Schnelles Ausrücken des Motors geschieht durch Niedertreten eines Pedals am Führersitz, wodurch eine Konuskuppelung oder Lamellenkuppelung gelöst wird. Erforderlich ist dieses Lösen bei jeder Änderung der Übersetzung und bei jedem Anziehen der Bremsen, wodurch die Kupplung selbsttätig gelöst wird.

Zum Bremsen des Wagens dient an jeder Wagenseite eine Hinterradbremse, bestehend aus inneren Bremsbacken, die bei Kardanwagen direkt in den Hinterrädern, bei Kettenwagen in den mit den Hinterrädern konaxialen Kettenscheiben liegen. Betätigung der Hinterradbremse durch Handhebel.

Zum Bremsen des Motors dienen bei Kettenwagen zwei durch Fußtritte anzuziehende äußere Backenbremsen auf den beiden quer zum Wagen liegenden Teilen der Differentialwelle (siehe später). Bei Kardanwagen wird der Motor mittels Fußtritt durch eine Außenbackenbremse gebremst, die auf der Längswelle hinter dem Zahnradvorgelege und vor dem Kardan gelenk sitzt.

Ein Schleifen der Hinterräder vermeidet man durch das zwischen Vorgelege und Hinterräder eingeschaltete „Differential“ (4 Keilzahnrad in drehbarem Gehäuse), welches nicht nur verschieden schnelle, sondern auch entgegengesetzte Drehung der Hinterräder gestattet. Die algebraische Summe beider Drehungen ist natürlich proportional der Drehung der Antriebswelle. Dreht man also bei hinten angelüfteten Wagen mit der Hand ein Hinterrad, so dreht sich das andere ebenso schnell, aber entgegengesetzt.

Die bewegliche Kraftübertragung zwischen Motor und Hinterrädern geschieht bei Kettenwagen durch Ketten, bei Kardanwagen durch die Kardanwelle. Bei Kettenwagen ist deshalb zwischen Vorgelege und Hinterachse eine besondere Querschwinge erforderlich, in welcher das Differential liegt, während beim Kardanwagen das Differential direkt in der hinteren Wagenachse liegt. Die ganze Hinterachse dreht sich also beim Kardanwagen mit, während beim Kettenwagen die Hinterräder sich auf der feststehenden Achse drehen.

Schnellere Automobile sind meist Kardanwagen, während der Kettenantrieb sich im allgemeinen auf schwere Wagen (Lastwagen) beschränkt.

Leistungsregulierung des Motors geschieht durch Gemischregulierung mittels Regulierkolben im Vergaser, und zwar durch einen auf dem Lenkrad angebrachten Hebel. Innerhalb jeder Hebelstellung wird durch den Akzeleratorfußtritt reguliert.

Ein zweiter Hebel auf dem Lenkrad dient zur Veränderung des Zündzeitpunktes.

c) Mercedes-Kettenwagen der Daimler-Motoren-Gesellschaft (Tafel 69). Es bedeuten: A Auspufftopf, B ausrückbare Doppelfonus-Kupplung, C Fußtritt zum Ausrücken der Kupplung, C_1 und C_2 Fußtritte für die Bremsen der Differentialwelle, C_3 Akzeleratorfußtritt, durch dessen Niedertreten das Gemisch benzinreicher wird, C_4 Fußtritt zum Öffnen einer Auspuffklappe vor dem Auspufftopf, wodurch der Gegendruck im Motor kleiner, das Geräusch aber größer wird, D Handhebel, durch dessen Zurückziehen die Hinterradbremse angezogen wird, E Wechselhebel zum Einstellen der verschiedenen Übersetzungsverhältnisse, F Getriebewelle zwischen Kupplung und Wechselräderwerk, F_1 parallele Welle mit (festaufgekeilten) Wechselrädern, J Differentialwelle mit den beiden treibenden Kettenrädern, L Zwischenzahnrad (Reversierrad) zur Umkehrung der Drehrichtung, M vierzylindriger Motor, N Kettenscheiben der Hinterräder, Q, R, S Lenkhebel und Stangen für die Vorderachszapfen, T und U Handrad und Welle zum Lenken der Vorderäder, X gelenkiges Zwischenglied in der Übertragungswelle.

d) Mercedes-Knight-Kardanwagen (Tafel 70). Es bedeuten: A Vergaser, B ausrückbare Doppelfonus-Kupplung, C Fußtritt zum Ausrücken der Kupplung, C_1 Fußtritt zum Anziehen der Bremse G auf der Zahnradwelle F_2 , C_2 Akzeleratorfußtritt (vgl. c), C_3 Fußtritt zum Öffnen der Auspuffklappe (vgl. c), D Handhebel für Hinterradbremse (vgl. c), E Wechselhebel zum Einstellen der verschiedenen Übersetzungsverhältnisse, F und F_1 wie unter c, F_2 Zahnradwelle mit den verschiebbaren Zahnrädern, H Zwischenrad (Reversierrad) zur Umkehrung der Drehrichtung, J Bremstrommeln an den Hinterrädern, M vierzylindriger Motor nach dem Knight-Prinzip, d. h. Ein- und Auslaß wird nicht durch Ventile gesteuert, sondern durch Schlitze, die durch Steuerungszylinder, konzentrisch mit den Motorzylindern, geöffnet und geschlossen werden, N Kardangelk, R Kardanwelle, S_1 und S_2 Regelzahnradübertragung auf die beiden Teile der hinteren Wagenachse, T Führungssegment für den Wechselhebel E, V verschiebbare Räder des Wechselräderwerks, Z Ölfüllung für Kardangelk.

5. Wendegetriebe für Motorboote. (Tafel 71 und 72.)

a) Prinzip.

Vorwärts: Bremse B_2 angezogen, B_1 gelöst. Durch das auf W_1 feste Schwungrad wird G mitgenommen. Da aber auch Z_1 durch W_1

mit der gleichen Drehgeschwindigkeit mitgenommen wird, so ist ein Abwälzen der Räder Z_1 bis Z_4 unmöglich. W_2 dreht sich also genau so wie W_1 .

Rückwärts: B_2 gelöst, B_1 angezogen. Z_1 dreht sich wieder mit W_1 . Da aber G am Mitdrehen verhindert ist, so wird durch Z_2 und Z_3 die Drehrichtung von Z_1 umgekehrt. Z_4 und W_2 drehen sich also ebenso schnell, aber entgegengesetzt wie W_1 .

Stopp: B_1 und B_2 gelöst. Da Widerstand von Schraube und Wellenleitung größer ist als Widerstand der Zahnreibung, so wälzen sich Z_1 , Z_2 und Z_3 auf dem stillstehenden Z_4 ab, und Gehäuse G dreht sich halb so schnell wie W_1 .

b) Praktische Ausführung. Tafel 71 zeigt das Wendegeriebe System Langenbach. Es bedeuten: 1 Spindel mit Handrad zum Einstellen auf Vorwärts, Rückwärts und Stopp, 2 bis 4 entsprechende Stellungen des Hebels 6, 2 bis 5 Reservestellungen, kommen um so mehr zur Anwendung, je größer die Abnutzung, 7 Schubstange mit Schliß, dessen rechtes Ende in Stellung 3 den Hebel 8 nach links drückt, die Welle 9 und die schrägen Scheiben 10 dreht und dadurch die Bremsbänder 11 zusammendrückt, 12 Brems Scheibe, fest verschraubt mit 18, 13 Federn, die die Bremsbänder lösen, sobald die Scheiben 10 dies gestatten, 14 Spannfedern, die den Hebel 8 in die gezeichnete Lage zurückbringen, wenn 7 dies gestattet, 15 verschiebbare Hülse mit Keilstück, welches bei Linksbewegung das Bremsband im Schwungrad entspannt, 16 Ring zur Verbindung von 15 mit 6, 17 Zugstück zur Verbindung von 15 mit der Schwungradbremse, 18 Kädergehäuse, 19 fester Punkt für 17 am Kädergehäuse, 20 Schwungradbremssband, 21 fester Punkt für 20 am Kädergehäuse, 22 Schwungrad, 23 Federn zum Anpressen des Bremsbandes, 24 Motorwelle, 25 Schraubenwelle, 26 Fußbremse.

Im Prinzip ebenso, aber in der Ausführung etwas abweichend, ist das Wendegeriebe der Berlin-Anhalter Maschinenbau-Aktiengesellschaft (Bamag) auf Tafel 72. Es bedeuten: 1 Spindel mit Handrad, 2 bis 4 Stellungen des Hebels 5, 6 Schubstange und Hebel für Bremsung des Kädergehäuses, 7 Kurbelwelle, 8 Schwungrad, 9 vier Bremsklöße mit keilförmigen Bremsflächen, 10 Federn zum Anziehen und Lösen von 9, 11 verschiebbare Hülse zum Ein- und Ausrücken von 9, 12 Ring zur Verbindung von 11 mit 5, 13 Gegengewichte zur Ausschaltung der Zentrifugalkraft von 9, 14 Kädergehäuse, 15 Brems Scheibe fest am Kädergehäuse, 16 Bremsbänder, 17 Federn zum Lösen der Bremsbänder, wenn die schrägen Scheiben 18 dies gestatten, 19 Spannfedern zum Bewegen des Hebels 6 nach rechts, wenn Schubstange 6 dies gestattet, 20 Kegeiräder, 21 Schraubenwelle.

E. Gemischbildung.

1. Gemischbildung bei Gasmotoren.

Mischung von Gas und Luft geschieht vor dem Einlaßventil entweder durch Einsaugen von Gas in den Luftstrom durch viele siebartige Löcher in feinen Strahlen, oder durch 2 zwangsläufig bewegte Ventile oder Rundschieber, die durch gemeinsame Stange bewegt werden und derart bemessene Öffnungen freigeben, daß Gas und Luft im richtigen Mischungsverhältnis zusammengeführt werden.

2. Gemischbildung bei Ölgemischmotoren.

a) Prinzip. Alle neueren Motoren haben Düsenzerstäuber, bei denen durch einen schnell vorbeistreichenden Strom vorgewärmter Luft Öl aus einer nach oben gerichteten Düse herausgesaugt wird. Zweck ist lediglich feine Zerstäubung, nicht Vergasung, wenngleich die hierzu dienenden Apparate in der Praxis gewöhnlich als Vergaser bezeichnet werden. Damit Ölzufuhr und Leistung gleichmäßig ist, wird durch ein kommunizierendes Schwimmergehäuse mit Schwimmer der Ölstand in der Düse auf konstanter Höhe gehalten.

Zur Regulierung der Mischung dient außer der konstanten Luftzufuhr noch eine veränderliche. Beim Cudell-Vergaser ist diese Regulierung selbsttätig, indem der Luftstrom durch mehrere verschieden schwere Kugelschlässe geleitet wird, die sich je nach der Stärke des Luftstromes mehr oder weniger abheben. Vgl. Tafel 74.

Bei mehreren Zylindern müssen die Saugleitungen möglichst gleich lang sein, weil sonst die Zylinder ungleiche Ladung erhalten.

Werden Spiritus- oder Petroleummotoren mit Benzin angelassen (weil beim kalten Motor Spiritus oder Petroleum nicht zündet), so sitzen die beiden Schwimmergehäuse symmetrisch zu beiden Seiten der Düse. Will man bei Petroleummotoren wegen der Feuergefährlichkeit auch ein Anlassen mit Benzin vermeiden, so wird Motor und Vergaser entweder durch eine Petroleumheizlampe nach dem Prinzip der Lötlampen oder durch elektrisch erhaltene Luft (bei Körtings U-Boots-Gemischmotoren) vorgewärmt.

Bei Petroleummotoren muß überhaupt das Gemisch auch im Dauerbetrieb noch besonders durch die Wärme der Abgase geheizt werden, um zu große Ölniederschläge in den Zylindern zu vermeiden.

b) Praktische Ausführung. Tafel 73 zeigt einen Zerstäuber für einen 100 PS-Bootsmotor System Daimler mit Benzolspiritus für Betrieb und Benzin zum Anlassen.

Es bedeuten: 1 und 2 Benzineintritt für Anlassen, 3 und 4 Spirituseintritt für Betrieb, 5 Wechselhahn, 6 Düse, 7 Eintritt der Luft in den

Ringraum, der das Auspuffrohr umgibt, 8 Kanal für vorgewärmte Luft vom Auspuffrohr zum Vergaser, 10 und 11 Drehschieber und Hülse mit Schlitzen für Zuführung der warmen (unten) und kalten (oben) Luft. Schlitze sind so gegeneinander versetzt, daß Vermehrung der kalten Luft einer Verminderung der warmen entspricht. 11 Sieb für kalte Luftzufuhr, 12 Vergaserkolben mit dem Konus 13, dem Wulst 14 und den Kanten 15, 13 reguliert die Hauptluft, 14 die Nebenluft, 15 das Gemisch. Mittelstellung des Vergaserkolbens ist die Betriebsstellung. Gemisch hat dann die richtige Zusammensetzung. In der oberen Stellung (bei Andrehen und Überlastung) ist das Gemisch kräftiger, weil Nebenluft gedrosselt ist, also mehr Hauptluft die Düse passiert und mehr Öl herausgesaugt wird. 16 Eintritt von Gemisch nach den Zylindern, 17 Gestänge mit Feder zwischen Regulator und Vergaserkolben, 18 und 19 Auspuffrohre, 20 bis 22 Kühlwasserräume.

Tafel 74 zeigt einen Zerstäuber für einen Spiritus-Bootsmotor der Kaiserlichen Werft Danzig.

Es bedeuten: 1 und 2 Eintritt von Benzin für Anlassen, 3 bis 5 Eintritt von Benzolspiritus für Betrieb, und zwar 4 Überlaufstopf (anstatt Schwimmer) und 5 Überlaufrohr mit Schauglas, 6 Wechsellahn, 7 Ringrohr um das Auspuffrohr zum Vorwärmen der Luft, 8 Luftmantel im Zerstäubergehäuse, 9 Regulierdrehschieber für kalte Zusatzluft, 10 bis 12 Zerstäuber, 13 Drosselklappe für Gemisch, vom Regulator und auch von Hand zu betätigen, 14 Eintritt nach Zylinder, 15 Austritt vom Zylinder.

Dieselbe Tafel zeigt einen Zerstäuber für einen Petroleum-Bootsmotor System Körting.

Prinzip: Das zerstäubte Petroleum wird zunächst nur mit wenig Luft gemischt, so daß das Vergasergehäuse ohne Gefahr der Selbstzündung stark durch die Auspuffgase geheizt werden kann. Die weitere zu einem brennbaren Gemisch erforderliche Luftzufuhr erfolgt erst hinter dem Vergaser kurz vor den Zylindern, und zwar durch den selbsttätigen Regler System Cudell, der auch bei größeren Betriebschwankungen stets für ein gleichmäßiges Mischungsverhältnis sorgt. Vor dem Anlassen wird der Vergaser durch eine besondere Petroleumheizlampe vorgewärmt.

Es bedeuten: 1 und 2 Petroleumzufuhr und Lampenvergaser für Anlassen. Der schalenförmige Raum unter diesem Vergaser wird mit Petroleum gefüllt. Durch Abbrennen dieses Petroleum wirkt der Vergaser wie eine Lötampe. Die Stichflamme wärmt in 10 bis 15 Minuten das Vergasergehäuse genügend vor. 3 und 4 Petroleumzufuhr für Betrieb, 5 Luftzutritt, 6 Zerstäuber, 7 von außen geheizter Kanal für luftarmes Gemisch, 8 Luftzufuhr zum Zusatzregler Cudell, 9 Kugelverschlüsse, 10 verstellbare Platte, 11 Gemischeintritt nach Zylinder mit Drosselklappe, 12 Leitung der heißen Abgase.

Tafel 75 zeigt einen neuen Vergaser der Kaiserlichen Werft Danzig für Petroleummotoren. Angewärmt wird durch eine Anwärmedüse (Petroleumheizlampe), deren Stichtlamme in das Anwärmerohr mündet, und die durch eine darunter angeordnete Dochtlampe entzündet wird (vgl. die Anordnung unten auf der Tafel). Nach genügender Anwärmung wird der Deckel am rechten Ende des Anwärmerohres geschlossen und der Motor in Betrieb gesetzt. Während des Betriebes genügt die Anwärmung durch die Auspuffgase.

3. Gemischbildung bei Dieselmotoren.

a) **Brennstoffventil** ist ein Nadelventil, welches sich im Gegensatz zu allen anderen Steuerungsventilen der Verbrennungsmotoren nach außen öffnet, also starke Federbelastung haben muß, damit es sich nicht zur Unzeit (vor oder nach der beabsichtigten Einspritzzeit) selbsttätig durch den Druck im Zylinder öffnet.

Das Öl befindet sich vor der Einspritzung tropfenweise in dem Ringraum zwischen Nadelventil und Ventilgehäuse. In diesem Ringraum sitzen gleichzeitig siebartige Düsenplatten zur feinen Verteilung des Öles, während das Zerstäuben durch die Einblaseluft erfolgt. Der Ringraum kommuniziert dauernd mit dem Kompressor und der Einblaseluftflasche, enthält also Preßluft von 50 bis 80 Atm. Um eine etwaige Explosion im Brennstoffventil unwirksam zu machen, versteht man neuerdings häufig jedes Brennstoffventil mit einem Sicherheitsventil.

Für das sichere Zünden ist es erwünscht, daß beim jedesmaligen Einblasen von Öl ein kleiner Rest im Brennstoffventil zurückbleibt. Dieser fließt zum Konus der Nadel herunter, erwärmt sich hier und trägt dadurch zur nächsten Zündung bei, kann also bei Verbrennung von Steinkohlenteeröl als Ersatz für besonderes Zündöl dienen (vgl. G. 3.).

Tafel 76 zeigt das Brennstoffventil eines Viertakt-Dieselmotors von 100 PS.

Es bedeuten: 1 Nadelventil, 2 und 3 Siebplatten und Konus zur Ölverteilung, 4 Eintritt von Treiböl, 5 Eintritt der vom Kompressor kommenden Einblaseluft zum Zerstäuben des Öles, 7 Eintritt der Anblaseluft zu dem hier nicht gezeichneten Anlaßventil.

Bei nicht zu großen Zylindern wird gewöhnlich nur 1 Brennstoffventil in der Mitte des Zylinderkopfes vorgesehen. Bei sehr großen Zylindern (etwa 1000 PS und darüber) ordnet man zuweilen 2 Brennstoffventile an, die dann entweder von oben oder aber seitlich derart in den Zylinder einmünden, daß sich das Öl möglichst gleichmäßig im Verbrennungsraum verteilt.

Durch ein kleines Rückschlagventil in der Einblaseleitung wird ver-

hindert, daß durch etwaiges Rückschlagen der Flamme fein verteiltes Schmieröl in der Leitung oder im Kompressor explodiert.

b) Brennstoffpumpen sind kleine, an den Motor (z. B. an die Steuerwelle) angehängte Plungerkolbenpumpen. Wegen der sehr geringen Brennstoffmenge arbeiten die Pumpen zuweilen mit 80 % totem Hub, damit Kolben nicht zu klein wird. Da die Brennstoffpumpen gegen den hohen Einblasedruck anpumpen müssen, haben sie zweckmäßig doppelten Druckabschluß. Die Fördermenge der Pumpe wird dadurch reguliert, daß das Saugeventil bei kleiner Leistung länger offen gehalten wird, so daß ein Teil des angesaugten Öls wieder zurückfließt.

Tafel 76 zeigt 2 Brennstoffpumpen eines Viertakt-Dieselmotors von 100 PS.

Es bedeuten: 1 Eintritt des Treiböls, 2 Saugeventil, 3 und 4 erstes und zweites Druckventil, 5 Pumpenkolben mit Antriebs-Grzenterstange, 6 Grzenterstange mit Knickhebel zur Regulierung der Öffnungsdauer des Saugeventils, 7 Arm, durch den das Saugeventil bei Benutzung des Knickhebels länger offen gehalten wird, 8 hohle Welle zur Betätigung des Knickhebels von Hand oder durch Regulator.

Neuere Dieselmotoren haben vielfach für jeden Verbrennungsraum eine besondere Brennstoffpumpe. Wenn, wie bei älteren Motoren meist und von einzelnen Firmen noch jetzt ausgeführt, mehrere Zylinder eine gemeinschaftliche Brennstoffpumpe haben, dann muß der Widerstand zwischen Pumpe und den verschiedenen Brennstoffventilen gleich groß sein, damit das Öl sich möglichst gleichmäßig auf alle Zylinder verteilt. Man erreicht dies durch Drosselhähne in den Ölzweigleitungen, jedoch wird die Verteilung dabei nie gleichmäßig genau.

Ob das Treiböl unmittelbar vor dem Moment des Einblasens oder beliebige Zeit vorher in das Brennstoffventil gepumpt wird, ist nach eingehenden Versuchen ganz gleichgültig. Die Ölförderung darf nur nicht direkt in die Einblaseperiode fallen. Zeitliche Verzögerung des Brennstoffpumpenantriebes entsprechend den zugehörigen Zylindern ist daher nicht nötig. Man treibt daher häufig alle Brennstoffpumpen eines Motors gleichzeitig und ordnet sie der Einfachheit halber an übersichtlicher Stelle in gemeinschaftlichem Gehäuse an.

c) Wirkungsweise und Bauart der Kompressoren. Der Kompressor eines Dieselmotors soll das durch die Brennstoffpumpe in den ringförmigen Hohlraum des Brennstoffventils geförderte und durch die innere Konstruktion dieses Ventils bereits fein verteilte Öl in die im Motorzylinder auf etwa 35 bis 40 Atm. komprimierte Luft von etwa 800° hineinblasen und dabei möglichst fein zerstäuben. Die Spannung der Einblaseluft wird zur Entlastung des Personals häufig selbsttätig reguliert und muß bei

langsam laufenden Dieselmotoren kleinerer Abmessungen mindestens 50 Atm., bei schnell laufenden wegen der kürzeren Einspritzzeit und bei größeren Durchmessern zur Erzielung genügender Einspritzkraft bis zu 80 Atm. betragen. Im ersteren Falle genügt ein zweistufiger Kompressor, im letzteren baut man ihn dreistufig oder sogar vierstufig. Zweistufige Kompressoren verdichten die Luft in der I. Stufe auf etwa 8, in der II. Stufe auf etwa 60 bis 70 Atm. Nach jeder Kompressionsstufe wird die Luft gekühlt. Wegen des kleinen Volumens der komprimierten Luft erreicht man schon mit kleinen Kühlbehältern (Kühlschlangen mit äußerer Wasserführung) reichlich große Kühlflächen.

Die Kompressorfolben baut man als Stufenkolben, den ND-Kolben zuweilen doppelt wirkend. Bei vierstufiger Kompression 2 Kolben mit je 2 Stufen. Eine Vereinfachung des Kompressors ist eine Konstruktion von Hafelwandler, bei der der Kompressorfolben durch einen Ansatz am Motorfolben gebildet wird. Der Ansatz paßt mit geringem Spiel in eine Bohrung des Zylinderkopfes.

Die durch die Kompressoren erzeugte Preßluft dient nicht nur zum Einblasen des Brennstoffes, sondern auch zum Anlassen des Motors (siehe später). Unabhängige Kompressoren auf U-Booten (vgl. d) liefern außerdem Preßluft für die Torpedoarmierung und für die HD-Luftbehälter der Ausblasetanks.

d) Antrieb und Anordnung der Kompressoren. Bei kleineren Motoren werden die Kompressoren durch die Pleuellwelle des Dieselmotors getrieben und sind dann bei Zweitakt zuweilen mit den Spülpumpen zusammengebaut (vgl. Spülpumpen).

Bei großen Dieselmotoranlagen ist der Kompressorantrieb unabhängig von den Hauptmotoren und besteht je nach der Art der Anlage aus Hilfsdieselmotoren oder aus Elektromotoren. Solche unabhängigen Kompressoranlagen werden verhältnismäßig klein und leicht, weil sie wesentlich schneller laufen können als der Schiffsmotor.

Hat ein Motorschiff 2 unabhängige Kompressoranlagen, dann genügt für Marschfahrt eine von ihnen, nur bei voller Fahrt und beim Manövrieren muß man auch die zweite in Betrieb nehmen. Die Marschfahrt wird dadurch wirtschaftlicher.

Ist ein unabhängiger Kompressor dreistufig mit 3 hintereinander liegenden Zylindern und wird er durch einen dreizylindrigen Zweitakt-Hilfsdieselmotor getrieben, so erhält die Pleuellwelle 6 Pleueln. Die erzeugte Preßluft dient dann natürlich auch als Einblaseluft für den Hilfsdieselmotor selbst.

Tafel 77 zeigt einen von der Firma L. A. Niedinger in Augsburg gebauten und durch besonderen Elektromotor getriebenen vierstufigen Kompressor für etwa 600 Umdrehungen pro Minute.

Es bedeuten: 1 siebartiger Luftsaugkorb, 2 Luftverteilungschieber der I. Pumpenstufe, 3 I. Pumpenstufe, 4 Übertritt von Stufe I zum Luftkühler I, 5 Luftkühler I, 6 Weiterleitung zum Schieber der II. Pumpenstufe, 7 Schieber der II. Pumpenstufe, 8 II. Pumpenstufe, 9 Übertritt nach Luftkühler II, 10 Luftkühler II, 11 Weiterleitung nach III. Pumpenstufe, 13 III. Pumpenstufe, 12 und 14 Saug- und Druckventil, 15 Leitung von 14 nach Luftkühler I, 16 Weiterleitung nach IV. Pumpenstufe, 18 IV. Pumpenstufe, 17 und 19 Saug- und Druckventil, 20 Leitung von 19 nach Luftkühler II, 21 Weiterleitung nach den Verbrauchsstellen, 22 bis 24 Kühlwasserpumpe mit Saug- und Druckrohr, 25 Kühlraum der II. und IV. Pumpenstufe und des Ventilkastens der IV. Pumpenstufe, 26 bis 28 Kühlleitung zwischen den Luftkühlern, 29 Kühlleitung vom Luftkühler I in den Kühlraum der I. und III. Pumpenstufe, 30 Kühlräume der I. und III. Pumpenstufe und des Ventilkastens der III. Pumpenstufe, 31 und 32 Kühlleitung von hier durch Luftkühler II nach außenbords, 33 und 34 Kühlleitung von den Luftverteilungschiebern durch die Kurbelwellenlager nach außenbords, 35 Ölfilter, 36 Ölpumpe, 37 bis 39 Ölleitungen, 40 bis 44 Manometer.

Der vorstehend beschriebene Kompressor hat sich gut bewährt, kann Preßluft bis zu 200 Atm. erzeugen und eignet sich vorzugsweise für U-Boote, auch als Torpedolustpumpe. Die Metalliderung der Pumpenkolben ist dauerhafter als die Lederdichtung mit Wasserschmierung bei den alten Torpedolustpumpen. Das Bedenken, daß durch die Ölschmierung der Metallkolben eine Explosion im Pumpenzylinder entstehen könnte, hat sich bisher als unbegründet erwiesen.

F. Zuführung des Brennstoffes, Ableitung der Auspuffgase und Abwärmeverwertung.

1. Zuführung des Brennstoffes.

a) **Anordnung der Brennstoffbehälter.** Verbrauchstank möglichst so hoch, daß das Öl den Brennstoffpumpen (Diesel) oder dem Vergaser selbsttätig zufließt. Motorschiffe oder große Motorboote haben außer dem nahe dem Motor liegenden Verbrauchstank, der etwa einen Tagesvorrat aufnimmt, einen oder mehrere tief liegende Vorratskästen oder Doppelbodenzellen, von denen aus der Verbrauchstank durch elektrisch betriebene Pumpen oder durch Handpumpen (letzte evtl. als Reserve) gefüllt wird.

In den Vorratskästen sind evtl. Dampfheizschlangen erforderlich, um das Öl bei großer Kälte dünnflüssig zu halten. Ferner ist zwischen Verbrauchstank und Motor ein Filter nötig (Drahtgaze oder auf einem Sieb-

boden liegende Filzplatte), weil durch etwaige feste Verunreinigungen die feinen Düsenöffnungen der Vergaser oder die Brennstoffpumpen verstopft werden können. Spezifisch schwerere Verunreinigungen können außerdem dadurch ausgeschlossen werden, daß man in den Verbrauchstank eine vertikale Scheidewand einbaut, über die das Öl hinwegfließen muß.

Kleine Anlagen mit Gemischmotor (Boote und Automobile) haben häufig nur einen einzigen Brennstoffbehälter, der aus baulichen Gründen meistens tiefer liegt als der Vergaser.

b) Zuführung des Öls zum Vergaser bei tiefer liegendem Ölbehälter geschieht entweder durch eine vom Motor getriebene Pumpe mit Überlaufrohr oder durch Druckluft (etwa 0,3 Atm.) oder durch den Überdruck der Auspuffgase. Letzteres ist am einfachsten, denn es braucht nur ein Teil der Auspuffgase durch ein dünnes Rohr in den Ölbehälter geleitet zu werden, wodurch hier etwa 0,3 Atm. Überdruck entsteht. In dieses Rohr schaltet man ein Sieb und ein Reduktionsventil, welches auf konstanten Druck reguliert. Vor dem Angehen erzeugt man dann den Druck durch eine Handpumpe. Anwendung fast allgemein bei Automobilen.

Durch die Verwendung der Auspuffgase als Druckmittel entsteht trotz aller Reinigungsvorrichtungen zuweilen eine Verunreinigung des Brennstoffes; die Feuergefährdung ist aber geringer als bei Druckluft, weil die Auspuffgase hauptsächlich aus CO_2 und N bestehen.

c) Sicherheit gegen Feuergefährdung. Brennstoffbehälter bei leichten feuergefährlichen Ölen möglichst feuerfester abgesperrt vom Motorraum und zweckmäßig mit einer Isolierschicht von solcher Stärke versehen, daß auch bei einem Außenfeuer der Behälterinhalt vor zu großer Erwärmung geschützt ist.

Eine sehr große Sicherheit gewährt die Konstruktion System Martini und Hünecke, die auch im Falle eines Rohrbruches eine Gefahr ausschließt.

Prinzip: Brennstoffrohrleitungen und Ventile sind doppelwandig. Mantelraum ist mit Druckgas (Kohlensäure oder Stickstoff) ausgefüllt, welches aus handelsüblicher Stahlflasche entnommen wird und gleichzeitig auf den Flüssigkeitspiegel des Behälters drückt, wodurch das Öl zum Motor befördert wird. Bei einem Rohrbruch hört natürlich die Förderung sofort auf.

Doppelbodenzellen gewähren durch ihre Lage genügende Feuerficherheit.

2. Ableitung der Auspuffgase.

a) Auspuffrohr und Schornstein. Bei kleineren Booten genügt ein Auspuffrohr am Heck oder an der Bordwand. Bei größeren Booten und bei Motorschiffen ist dies unzureichend, teils wegen der Wärmestrahlung in den Räumen, durch die das Auspuffrohr geht, teils wegen der Möglichkeit des Eindringens von Wasser, teils wegen der Gefahren, die ein Bruch des

Auspuffrohres in geschlossenen Räumen mit sich bringt (Ausströmen der giftigen Abgase).

Diese größeren Fahrzeuge erhalten deshalb Schornsteine, die aber viel weiter nach hinten stehen und viel dünner sein können als bei Dampfschiffen, weil das Volumen der Auspuffgase viel kleiner ist als das Volumen der Heizgase bei Dampfkesseln. Auch hohle eiserne Masten dienen häufig als Schornsteine, wobei aber zu beachten ist, daß in den Stagen und Wanten ein Nachgeben (z. B. durch Federn) wegen der Wärmeausdehnung des Mastes nötig ist. Die Höhe der Schornsteine hat im Gegensatz zur Dampfmaschine mit der Wirkung nichts zu tun.

Bei U-Booten muß der Auspuff bei Unterwasserfahrt gedichtet und beim Auftauchen entwässert werden.

Grundsätzlich muß vermieden werden, daß durch die Wärmeausstrahlung der Auspuffleitungen die Zuleitungen für frisches Gemisch oder Luft zu früh vor dem Motor vorgewärmt werden, weil dadurch das spezifische Ladungsgewicht vermindert werden würde. Ferner ist durch die Rohranordnung, evtl. durch Stopfbuchsen oder Krümmer, anzustreben, daß der Widerstand gegen die Wärmeausdehnung möglichst gering ist. Am ersten und demnach wärmsten Teil des Auspuffrohres bringt man zur Einschränkung der Ausdehnung bei größeren Motoren Wasserkühlung an, was meistens auch wegen der Wärmeausstrahlung im Maschinenraum und wegen der Dämpfung des Auspuffgeräusches erwünscht ist.

b) **Schalldämpfer oder Auspuffstöpsel** dienen zur Dämpfung des knallenden Auspuffgeräusches. Dies geschieht teils durch das große Volumen des in die Auspuffleitung eingeschalteten Auspuffstopfes und durch die in ihm erzwungenen Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen, teils durch Kühlwasserumlauf in dem Mantel des doppelwandig gebauten Auspuffstopfes, wodurch das Volumen der Auspuffgase sich verringert. Durch beides, den großen Raum im Auspufftopf und die Kühlung, wird eine Verringerung der Bewegungsenergie und somit eine Schalldämpfung bewirkt. Der Grad der Schalldämpfung ist also im wesentlichen eine Raum- und Gewichtsfrage. Beim Austritt ins Freie haben die Gase nur noch etwa 1 atm.-Spannung.

Durch Einbau einer gewöhnlich zylindrischen und mit dem zylindrischen Auspufftopf konzentrischen Siebwand in den Auspufftopf zwischen dem Ein- und Austritt der Gase läßt sich die Wirkung erhöhen. Eine wesentlich größere Wirkung erzielt man durch Wassereinspritzung an Stelle der Oberflächekühlung, jedoch treten dann Dampfwolken aus, die die wünschenswerte Beurteilung der Auspuffgase durch den Augenschein unmöglich, auch einen sonst unsichtbaren Auspuff sichtbar machen. Ferner wird durch Einspritzkühlung das Rosten begünstigt und eine sorgfältige Entwässerung im Winter bedingt.

Läßt man durch eine zwischen Motor und Schalldämpfer eingeschaltete Auspuffklappe die Abgase direkt ins Freie, verzichtet man also auf die Dämpfung des Auspuffgeräusches, so wird infolge geringeren Gegendruckes am Motorfolben ein Arbeitsgewinn von mindestens 5 % erzielt. Bei Automobilen wird auf freier Landstraße viel davon Gebrauch gemacht, obwohl es, wenigstens in Deutschland, gesetzlich verboten ist. Solche Auspuffklappen lassen sich leicht nachträglich anbringen.

3. Abwärmeverwertung.

Arbeitet ein Dieselmotor mit etwa 33 % indiziertem Wirkungsgrad, dann gehen etwa $\frac{2}{3}$ der gesamten Brennstoffwärme mit den Abgasen und dem Kühlwasser verloren. Die Abgastemperatur liegt meistens in den Grenzen 300 und 500°, wobei der niedrigere Wert etwa für $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ der vollen Belastung des Motors, der höhere für die größte zulässige Überlastung gilt. Die Austrittstemperatur des Kühlwassers beträgt etwa 40 bis 50°, wobei der niedrigere Wert für kleine, der höhere für große Belastung des Motors gilt.

Die Abwärme sowohl der Abgase als auch des Kühlwassers werden stellenweise zu verschiedenen Zwecken verwertet, z. B. zur Heizung von Dampfkesseln, zur Erzeugung von heißem Wasser, zum Betriebe von Frischwassererzeugern (Destillierapparaten) u. dgl. Die Abwärmeverwertung lohnt sich aber erfahrungsmäßig nur für große Anlagen, und auch hier nur unter gewissen Voraussetzungen, z. B. wenn dauernd ohne große Betriebspausen die Abwärmeverwerter (Temperaturaustauscher) voll ausgenutzt werden, wenn die Instandhaltungskosten nicht zu hoch sind (Qualität der Abgase bei der Abgasverwertung) und wenn nicht anderweitig billiger Brennstoff zur Verfügung steht (Brennstoffabfälle).

Vergleicht man schließlich die Kühlwasser- und Abgasverwertung, so ist letztere aus folgenden Gründen weniger vorteilhaft: Die Abgase haben hohe Temperaturen, aber infolge der geringen spezifischen Wärme viel geringeren Wärmeinhalt als das abfließende Kühlwasser, sie haben ferner eine für die Wärmeabgabe zu hohe Strömungsgeschwindigkeit und überhaupt an sich eine sehr viel schlechtere Wärmeabgabefähigkeit als warmes Wasser, arbeiten daher mit einem schlechten Wirkungsgrad des Wärmeaustausches. Durch die Abgasverwertung wird ferner der Auspuffwiderstand des Motors erhöht. Auch bilden die Abgase in den Verwertern feste Niederschläge von Ruß und Öl, wodurch die Wärmeübertragung beeinträchtigt und eine öftere Reinigung nötig wird. Schließlich eignen sich die Abgase nicht zur Fortleitung der Wärme auf große Entfernung, vielmehr ist als Wärmeträger eine Wasserleitung (gewöhnlich die Kühlwasserleitung des Motors selbst) einzuschalten.

G. Zündung.

1. Glührohrzündung,

von Daimler erfunden, sehr einfach und billig und für ortsfeste Motoren gut verwendbar, besteht aus einem feuerbeständigen, nach außen geschlossenen, nach dem Innern des Zylinderkopfes offenen, 5 bis 10 mm weiten und etwa 70 mm langen Röhrchen, das durch äußere Flamme (z. B. Gasbrenner) glühend erhalten wird und durch seine Glut kurz vor der oberen Totlage das komprimierte Gemisch entzündet, wenn es genügend weit in das hohle Glührohr eindringt. Durch Verstellen der äußeren Flamme kann man die Glühzone des Glührohres verschieben und so den Zeitpunkt der Zündung regulieren. Material der Glührohre ist Nickel oder Porzellan. Ersteres verbrennt schließlich, letzteres springt leicht.

Die Glührohrzündung ist wegen der offenen Flamme bei leicht flüchtigen Ölen zu gefährlich und bei Fahrzeugmotoren zu empfindlich. Sie wird daher fast überall durch elektrische Zündung verdrängt und findet sich nur vereinzelt bei kleinen Gas- und Petroleummotoren.

2. Glühhaubenzündung.

a) Wirkungsweise. Der Glühhaubenmotor ist dänischen Ursprungs (Volinder). Ortsfeste Glühhaubenmotoren arbeiten im Viertakt, Fahrzeugmotoren im Vier- oder Zweitakt, im letzteren Falle mit Schützsteuerung für Ein- und Auslaß und gewöhnlich mit Kurbelkastenspülung. Zylinderzahl = 1 bis 6.

Es wird ebenso wie bei Diesel nur Luft verdichtet, aber viel weniger hoch als bei Diesel, so daß die Kompressionswärme der Luft zur Zündung des eingespritzten Treiböles (Petroleum oder Gasöl) nicht ausreicht. Letztere erfolgt vielmehr durch die auf den Zylinder aufgeschraubte und mit dem Zylinder kommunizierende Glühhaube, die keine Wasserkühlung hat und daher durch den Verbrennungsvorgang während des Betriebes dauernd rotglühend bleibt (500 bis 600°).

Das Einspritzen des Treiböles mittels Brennstoffpumpe und Düse beginnt etwa nach $\frac{1}{2}$ bis $\frac{3}{4}$ des Kompressionstaktes (Voreinspritzung), und zwar wird das Öl direkt in die Haube eingespritzt. Durch die Glut der Haube wird das Öl zunächst nur vergast. Zündung erfolgt erst kurz vor der oberen Totlage, nachdem genügend Preßluft mit einer Endspannung von etwa 15 Atm. von unten in die Haube vorgeedrungen ist und sich mit dem Öldampf gemischt hat. Voraussetzung dabei ist natürlich richtige Bemessung der Haube und ihrer Verbindung mit dem Zylinder. Verbrennungsdruck = 20 bis 25 Atm.

Die Glühhaubenmotoren werden häufig mit Wassereinspritzung gebaut, wodurch der Verdichtungsgrad wesentlich erhöht und die Stärke und der Zeitpunkt der Verpuffung geregelt werden kann.

Um den Motor anlassen zu können, wird zunächst die Glühhaube von außen durch eine Petroleumheizlampe auf Rotglut gebracht, was etwa 10 bis 15 Minuten dauert. Dann wird durch einige Hübe der Brennstoffpumpe mit der Hand etwas Brennstoff in den Zylinder gespritzt und der Motor je nach seiner Größe durch Anfurbeln oder durch Preßluft (meist nur in einem Zylinder) in Gang gesetzt. Letztere kann man durch einen der Arbeitszylinder erzeugen, indem man ihn nach Abstellen des Brennstoffes so lange als Kompressor wirken läßt, bis der Anlaßluftbehälter genügend Druck hat. Denselben Arbeitszylinder benutzt man auch zum Anlassen. Die Glühhaube hat einen Blechmantel mit zwei diametral gegenüberliegenden Deckeln für den Ein- und Austritt der Petroleumheizflamme.

Neuerdings versteht man Glühhaubenmotoren zuweilen auch mit magnet-elektrischer Kerzenzündung zwecks Anlassens mit Benzin ohne Vorwärmen der Haube. Die Kerze arbeitet aber auch im Dauerbetrieb, unterstützt also die Zündung, so daß nicht so leicht Zündungen ausbleiben, wenn bei schwacher Belastung und entsprechend schwacher Verbrennung die Glühhaube etwas erkaltet. In diesem Falle wirkt sie nur als Vergaser.

Tafel 78 zeigt einen Viertakt-Glühhauben-Schiffsmotor von Benz in Mannheim.

Es bedeuten: 1 Kurbelkasten mit Sammelraum für Öl, welches durch die Kurbel herumgeschleudert wird, 2 Lagerschrauben, 3 Kanal, durch den das herumgeschleuderte Öl in den Ölsammelkasten 4 gelangt, 5 Schmierölfilter, von dem das Öl in den Kurbelkasten zurückfließt, 6 Zahnradübertragung (Übertragung 2 : 1) auf der Steuerwelle 7, 8 drei Nocken scheiben für Einlaßventil (Luft), Auslaßventil und Brennstoffpumpe, 9 Gestänge und Hebel für Einlaßventil, 10 Einlaßventil, 11 siebartiges Luftsaugerohr, 12 Gestänge und Hebel für Auslaßventil, 13 Auslaßventil, 14 Hebel für die beiden Brennstoffpumpen 15, von denen eine als Reserve dient, 16 Saugerohr und Saugeventil, 17 Druckrohr und Druckventil (vgl. auch Detailzeichnung der Pumpe), 18 Regulator mit Riemenantrieb zur Regelung des Hubes der Brennstoffpumpen, 19 Regulatorstange zum Bewegen der Regulatorwelle 20 mit der schneckenförmigen Scheibe 21, durch deren Drehung der Pumpenhub kleiner oder größer wird (die Regulierwelle liegt zwischen den beiden Brennstoffpumpen), 22 Brennstoffdüse, 23 leicht lösbare Befestigung der Brennstoffdüse, 24 Glühhaube, 25 Schutzhaube mit Klappe, die bei starker Belastung des Motors geöffnet wird, damit die Glühhaube nicht zu warm wird, 26 Petroleumheizlampe, 27 Brennstoffbehälter für Heizlampe, 28 Hohlräume für Wasserkühlung, 29 Zu- und Abfluß des Kühlwassers,

30 Handhebel zum Probieren der Brennstoffpumpe, 31 Ableitungrohr für überschüssiges Schmieröl vom Regulator nach Sammelkasten, 32 desgleichen vom Zylinderbock in den unteren Sammelkasten.

In der Mitte der Tafel ist ein Vertikalschnitt durch die Brennstoffpumpe und der Antrieb für Ein- und Auslaßventil noch besonders gezeichnet.

b) Vorteile, Nachteile und Verwendung der Glühhaubenmotoren. Vorteile gegenüber den Gemischmotoren sind große Einfachheit wegen der Entbehrlichkeit elektrischer Zündvorrichtungen, dementsprechend große Betriebssicherheit, ferner Verwendbarkeit von Petroleum und schwereren Ösorten. Für die schwersten Öle sowie für unreine Öle sind Glühkopfmotoren allerdings nicht geeignet.

Vorteil gegenüber dem Dieselmotor ist der Fortfall des Kompressors. Zweitakt-Glühhaubenmotoren ermöglichen außerdem eine einfache Umsteuerung durch vorzeitige, kräftige Gegenexplosion, wodurch der nach oben gehende Kolben vor der Totlage zur Umkehr gezwungen wird, wobei allerdings die Schraubenwelle löszukuppeln ist.

Nachteile: Höherer Ölverbrauch als bei Diesel wegen der schlechteren Mischung und geringeren Kompression (bis 0,4 kg pro PS), schwere Bauart, Möglichkeit des Springens der Haube bei plötzlicher Abkühlung, weshalb Reservehaube erforderlich, Ungenauigkeit des Zündzeitpunktes, Unverwendbarkeit für hohe Leistungen (im allgemeinen nicht über 20 PS pro Zylinder), weil große Hauben schwer in gleichmäßiger Rotglut zu halten sind und auch leichter brechen. Bei großen Leistungen würde auch trotz der Einfachheit des Glühhaubenmotors der Dieselmotor deshalb den Vorzug verdienen, weil er viel wirtschaftlicher ist. Schließlich ist sofortige Betriebsfertigkeit nur bei elektrischer Hilfszündung vorhanden, weshalb für Verkehrsboote, die häufig stoppen, der Glühhaubenmotor nur mit dieser Komplikation in Betracht kommt.

Nach vorstehenden Eigenschaften eignet sich der Glühhaubenmotor hauptsächlich für Fischereifahrzeuge und als Hilfsmotor für Segelschiffe, wo gut geschultes Maschinenpersonal fehlt, ferner vorzugsweise für die Länder, in denen Rohöl billig zu haben ist.

3. Zündung durch Kompressionswärme der Luft.

Angewendet beim Dieselmotor und dem ihm ähnlichen Bronsmotor (vgl. C.). Wird in Dieselmotoren Steinkohlenteeröl (Kreosotöl) verbrannt, welches weniger gut zündet als Gasöl, dann verbessert man die Zündfähigkeit häufig dadurch, daß man vor jeder Einspritzung dem Kreosotöl einige Tropfen Zündöl (Gasöl oder Paraffinöl) vorlagert. Das Brennstoffventil hat dann ein zweites ganz dünnes Ölzuführungsrohr, durch welches besondere Zündölpumpen drücken. Das Brennen von Steinkohlenteeröl mit

diesem Zündölzusatz verlohnt sich aber nur da, wo Steinkohlenteeröl wesentlich billiger ist als Gasöl.

Vorstehende Zündöleinrichtung kann man dadurch umgehen, daß man das Brennstoffventil so baut und den Einblaseluftdruck so regelt, d. h. so gering bemißt, daß bei jeder Einspritzung ein kleiner Rest von Treiböl im Brennstoffventil zurückbleibt. Dieser wird durch die Verbrennung dann so heiß, daß er für die folgende Einspritzung als Zündöl wirkt. Zur Erreichung vorstehender Wirkung muß man bei niedrigerer Belastung des Motors auch den Einblaseluftdruck etwas herunterdrosseln (vgl. E. 3).

4. Elektrische Zündung.

a) Akkumulatorenstrom. Akkumulatorenbatterie ist zwar sehr einfach, muß aber öfters nachgefüllt werden, ist ferner weniger betriebssicher als magnet-elektrische Stromerzeugung und im Betriebe teurer. Akkumulatoren dienen daher vorzugsweise als Reservestromquelle, außerdem zuweilen als Anlaßbatterie bei größeren Motoren, wenn der für den Dauerbetrieb bestimmte Magnetapparat beim langsamen Andrehen nicht genügend Strom für die Funkenenerzeugung liefert. Diesem Mangel läßt sich aber auch auf andere Weise abhelfen (vgl. b).

Bei modernen Automobilen dient die Akkumulatorenbatterie nicht nur als Anlaßbatterie für Zündung, sondern außerdem für elektrische Wagenbeleuchtung und zuweilen auch für einen Anlaßelektromotor, der während der Fahrt zum Wiederladen der Batterie benutzt werden kann (Gleichstrom). Natürlich hat man dann stets eine Andrehkurbel als Reserve.

Bei Kerzenzündung (siehe später) ist die erforderliche Spannung so hoch, daß sie nur durch Hintereinanderschaltung von Elementen nicht erreicht werden kann. Der Strom muß also umgeformt werden, und zwar auf etwa 10 000 Volt. Die hierzu nötige regelmäßige Unterbrechung des Primärstromes bewirkt man entweder durch rotierende Kontaktscheibe oder auf magnet-elektrische Weise (Reescher Hammer) wie bei elektrischer Klingel. Der in die Primärleitung eingeschaltete Kontaktgeber kann bei mehrzylindrigen Motoren gleichzeitig als Stromverteiler für die Zylinder ausgebildet sein.

Eingangs erwähnte Vereinigung von Batteriestrom zum Anlassen und Maschinenstrom für Betrieb (Doppelzündvorrichtung) wird so geschaltet, daß der zum Transformieren des Batteriestromes erforderliche Unterbrecher vom Magnetapparat betätigt wird, und daß die Verteilung des transformierten Maschinenstromes und des transformierten Batteriestromes nach den einzelnen Zündkerzen durch einen gemeinschaftlichen, mit dem Magnetapparat zusammengebauten Stromverteiler erfolgt (vgl. c).

b) Maschinenstrom wird erzeugt durch magnet-elektrische Wechselstrommaschine (Magnetapparat oder Zündapparat). Diese ist zwar komplizierter als Akkumulatorenbatterie, dafür aber betriebs sicherer, billiger im Betriebe und von stets gleichbleibender Leistung.

Umdrehungszahl (Zahnantrieb) des Zündapparates muß der Umdrehungszahl und Zylinderzahl des Motors angepaßt sein derart, daß jedes Maximum oder Minimum des sinusförmig verlaufenden Wechselstromes zeitlich möglichst genau mit einer Funkenbildung zusammenfällt. Die genaue zeitliche Festlegung der Stromzuführung zu der Funkenenergieerzeugungsstelle der verschiedenen Zylinder geschieht durch den in den Zündapparat eingebauten Stromverteiler.

Liefert bei langsamem Andrehen großer Motoren ein gewöhnlicher Zündapparat mit rotierendem Anker nicht genügend Strom (vgl. a), so verwendet man, falls keine Ankerbatterie vorhanden, Zündapparate mit hin- und herschwingendem Anker und Abschnappvorrichtung derart, daß der Anker durch Daumen aus der Mittellage ausgelenkt und nach Abschnappen durch Spiralfedern zurückgeschneilt wird. Diese Methode empfiehlt sich aber nur für langsam laufende ortsfeste Motoren, weil bei den schnell laufenden Fahrzeugmotoren die Zeit zum Zurückschwingen nicht ausreicht.

Zündapparate mit oszillierendem Anker werden zuweilen auch schnell laufenden Motoren dadurch angepaßt, daß man nicht den ganzen Anker oszillieren läßt, sondern nur leichte Segmente zwischen Anker und Magnetpolen, wodurch das Feld abwechselnd verstärkt und geschwächt, also ein Wechselstrom in der feststehenden Ankerwicklung erzeugt wird. Stromabnehmer (Schleifkontakte) sind dann natürlich entbehrlich.

Motoren, bei denen ein Versagen mit großer Sicherheit ausgeschlossen werden muß (z. B. Flugzeuge, zuweilen auch Autos), erhalten zwei parallel geschaltete Zündapparate, von denen jeder für den Betrieb genügt. Gewöhnlich hat dann jeder Zylinder auch zwei Zündkerzen.

Soll ein Zündapparat Hochspannung für Kerzenzündung liefern, so wird der Umformer (Primär- und Sekundärwicklung) gleich in den Apparat hineingebaut.

Tafel 79 zeigt einen modernen Hochspannungs-Zündapparat der weltbekanntesten Firma Bosch in Stuttgart. Zwischen den Polschuhen 1 zweier starker Stahlmagnete 2 dreht sich ein Doppel-T-Anker 3 mit einer primären und sekundären Wicklung 4 und 5. Erstere hat wenige dicke (niedrige Spannung), letztere viele dünne Drahtwindungen (hohe Spannung). Der Anker läuft an jedem Ende in einem Kugellager 6 und trägt am rechten Ende die mitrotierende Unterbrecherscheibe 7 mit Kontakt 8, Kontakthebel 9, Unterbrecherfeder 10, Schleifkohle 11 als Stromzufuhr zum Unterbrecherhebel und Schraube 12 als Stromableitung. Jede Unterbrechung des Primärstromes

erzeugt einen starken Funken an der Zündkerze. Da zwei Unterbrechernoeken 13 vorhanden sind und da bei Viertakt bei jedem Motorzylinder auf zwei Umdrehungen eine Zündung kommt, so muß bei einem Vierzylindermotor der Anker dieses Zündapparates sich ebenso schnell drehen wie die Motorwelle. Die Unterbrechernoeken sitzen fest an der Hülse 14, die durch Handhebel 15 etwas gedreht werden kann, wodurch die Zündung später oder früher eintritt. Begrenzung dieser Drehung durch Anschlagsschraube 16.

Das rechte Kugellager, in dem Anker und Unterbrecher läuft, liegt in der Schlußplatte 17, die durch 4 Schrauben 18 am Magnetkörper befestigt ist. Die Schlußplatte trägt eine Feder 19, durch die der Schlußdeckel 20 festgehalten wird. Auf dem Schlußdeckel sitzt eine Kurzschlußklemme 21, die durch Kontaktfeder mit Schraube 12 und durch isolierten Draht mit dem Motorkörper metallische Verbindung hat. Dieser Draht enthält einen Ausschalter (nicht gezeichnet), durch dessen Schließen der primäre Strom kurzgeschlossen, die Zündung also abgestellt wird. 22 ist ein in einer Nebenschlußleitung des Primärstromes eingeschalteter Kondensator, durch dessen Kapazität die Entstehung von Öffnungsfunken im Unterbrecher vermieden wird, so daß der Wechsel von Maximalstromstärke auf Null plötzlich erfolgt.

Das linke Kugellager liegt in der mit aufgesetzter Staubkapsel versehenen Schlußplatte 23 mit der Filzdichtung 24, der Schmiervorrichtung 25 und den Befestigungsschrauben 26. Der Konus 27 der Ankerwelle dient zur Aufnahme des Zahnrades.

Der sekundäre Strom geht durch Schleifring 28, durch Stromabnehmer (Schleifkohle) 29, Rohr 30 und Schleifkohle 31 nach dem rotierenden Stromverteiler 32 mit Schleifkohle 33, die hintereinander die 4 (entsprechend den 4 Motorzylindern) Verteilersegmente 34 an der feststehenden Verteilerscheibe 35 berührt. An den Verteilersegmenten sitzen die 4 isolierten Anschlußklemmen 36 für die Stromleitung nach den Zündkerzen 37 der 4 Zylinder (siehe schematische Skizze). Da bei einem vierzylindrigen Viertaktmotor auf jede Umdrehung zwei Zündungen kommen, so muß der Stromverteiler sich halb so schnell drehen wie die Motorwelle, folglich auch halb so schnell wie der Anker des Zündapparates. Folglich hat das treibende Zahnrad 38 halb so viel Zähne wie das getriebene 39. Zur Beobachtung hat die Verteilerscheibe ein Glimmerfenster 40. Im Prinzip ist es natürlich gleichgültig, ob der Stromverteiler in den Zündapparat eingebaut oder von ihm getrennt ist. Zur Sicherung des Ankers und der stromführenden Teile gegen gefährliche Überspannungen dient die Sicherheitsfunkenstrecke 41 auf dem Zinkstaubdeckel 42.

Schließlich bedeutet 43 Filzdichtung, 44 Schauglas, 45 Öldeckel, 46 Haltefedern.

c) Abreißzündung. (Tafel 81, 82, 89—91.) Im Verbrennungsraum des Motorzylinders wird ein niedrig gespannter Strom (etwa 120 Volt) regelmäßig unterbrochen, wodurch ein starker Öffnungsfunke entsteht. Diese Stromunterbrechung besteht aus einer isolierten festen Stromzuführung und aus einer oszillierenden Welle mit innerem Abreißhebel und äußerem Hebel für das äußere Abreißgestänge, alles vereinigt in einem leicht herausnehmbaren Zündstutzen. Die Welle hat innen einen konischen Ansatz, der infolge des inneren Überdruckes selbsttätig dichtet. Die Stromrückleitung zum Zündapparat geschieht durch die Eisenmassen des Motors.

Grundsätzlich soll das Maximum des Stromes (schnellste Änderung der schneidenden Kraftlinien im Zündapparat) zeitlich möglichst zusammenfallen mit dem Abreißmoment. Die durch Einstellen von Früh- und Spätzündung entstehende Verschiebung schadet aber nichts. Die Abreißgeschwindigkeit darf nicht zu klein sein, weshalb große Motoren, die langsam angehen, häufig neben der Abreißzündung für den Dauerbetrieb Kerzenzündung zum Anlassen haben.

Abreißzündung wirkt auch bei geringer Spannung sehr sicher und läßt sich leicht isolieren, ist aber reichlich kompliziert und nutzt sich allmählich ab (Gasverluste), namentlich bei schnell laufenden Motoren wegen der Massenwirkung des Abreißgestänges. Sie wird deshalb mehr und mehr verdrängt durch die Kerzenzündung, nachdem diese im Laufe der letzten Jahre vielfach verbessert ist.

Wesentliche Vereinfachung gewährt die im Innern des Motors angebrachte Kolbenkontaktzündung, bei der der Kolben kurz vor der oberen Totlage gegen einen Hebel stößt und dadurch einen Öffnungsfunken erzeugt. Nachteil: Unzugänglichkeit des Mechanismus und Unmöglichkeit der Einstellung von Spätzündung.

An Stelle des komplizierten Abreißgestänges kann man die Abreißbewegung auch elektromagnetisch bewirken.

d) Kerzenzündung. (Tafel 90.) Der etwa $\frac{1}{2}$ bis 1 mm große Luftzwischenraum (Zündstrecke) zwischen den beiden festen Polen der Zündkerze wird durch hochgespannten Strom (vgl. b) durchschlagen, wozu bei Atm.-Spannung nur 1000 Volt nötig wären, bei dem Kompressionsdruck jedoch etwa 10 000 Volt nötig sind. Die Zündkerze ist mit Gewinde in den Zylinderkopf eingeschraubt und hat Porzellanisolierung für die Stromzuführung. Rückleitung wie bei c.

Wegen des Fortfalls sämtlicher bewegter Teile ist die Kerzenzündung sehr einfach, sie ist aber nicht unbedingt betriebsicher, da der hochgespannte Strom schwerer zu isolieren ist, und da die Zündstrecke leicht durch Ruß überbrückt wird. Auch ist trotz der hohen Spannung der Funke an sich schwächer als ein Öffnungsfunke.

Neuerdings ist die Betriebsicherheit wesentlich verbessert, teils durch die Form der Elektroden (z. B. durch 4 messerartige Elektroden um die mittlere Elektrode herum, da Messerform stärkeren Funken gibt als Spitze), teils durch Verwendung von zwei Zündkerzen (Zweifunkenapparat), von denen jede für sich leicht auswechselbar ist (Bosch-Doppelferzenzündung), teils durch einen zwischen + und - Elektrode eingebauten Glühstein, der etwaige Unniederschläge an den Elektroden vergast und dadurch die Rußbildung behindert. Je weiter dieser Stein, der keine Elektrode direkt berührt, gegen die Funkenstrecke vorgeschoben wird, desto höher die Temperatur. Durch zwei Kerzen wird auch die Leistung erhöht, und zwar bis zu 7 %, da die Verpuffung schneller erfolgt.

Zu den genannten Vorteilen der Kerzenzündung kommt noch hinzu: Gewichtersparnis, einfachere Regulierung des Zündmomentes (am Zündapparat) und Kostenersparnis. Die neueren Betriebsergebnisse mit der Doppelferzenzündung sind so günstig, daß sie voraussichtlich im Laufe der Zeit bei allen Gemischmotoren eingeführt werden wird.

5. Früh- und Spätzündung.

Alle Motoren arbeiten im Dauerbetrieb mit Früh- oder Vorzündung (bei Diesel Voreinspritzung), die ebenso wie der Voreintritt bei Dampfmaschinen die Wirkung der Kompression auf die Massen unterstützt. Vorzündung muß um so früher einsetzen, je weniger zündfähig das Gemisch und je höher die Tourenzahl. Schnell laufende Motoren erfordern Vorzündung bis zu 20 % des Kolbenhubes. Zu frühe Zündung erzeugt stoßenden Gang und starke Beanspruchung des Gestänges, zu späte Zündung ergibt geringere Leistung.

Je langsamer der Motor läuft, desto weniger Vorzündung muß man einstellen. Beim Anlassen Zündung frühestens in Totlage, besser aber ist Nachzündung, damit ein Rückschlagen der Kurbel (Rückzündung) mit Sicherheit ausgeschlossen ist. Vorübergehend kann man Spätzündung auch zur Verringerung der Leistung benutzen, doch ist dies unwirtschaftlich.

Bei Abreißzündung wird der Zündzeitpunkt mit dem äußeren Abreißgestänge reguliert.

H. Steuerung.

1. Ventilsteuerung.

a) **Innere Steuerung.** Schieber, wie sie früher bei ganz veralteten Konstruktionen verwendet wurden (vgl. B.), kommen nicht mehr in Frage, weil sie bei den hohen Drucken und Temperaturen nicht mehr dicht halten würden.

Die bei modernen Motoren zu steuernden, aus zähem Stahl, zuweilen auch aus Nickelstahl gefertigten Regelventile sind: Ein- und Auslaßventil bei allen Viertaktmotoren, Einlaßventil (Spülventil) auch bei den meisten Zweitakt-Dieselmotoren, Brennstoffventil bei allen Dieselmotoren und Anlaßventil bei allen mit Druckluft anzulassenden Motoren, d. h. bei allen Dieselmotoren und bei vielen größeren Gemischmotoren.

Alle Ventile sind federbelastet und öffnen sich mit Ausnahme des Brennstoffventils (vgl. E. 3) nach innen, weil sie sonst bei den hohen Drucken nicht dicht halten würden. Sie werden grundsätzlich, wenn irgend möglich, stehend angeordnet, weil liegende Ventile sich schwerer bewegen, leichter festklemmen und einseitig abnutzen. Gehäuse der Ventile werden zur leichteren Reparatur und Reinigung zweckmäßig als besonderes Stück eingesetzt oder angeschraubt.

Das Einlaßventil könnte bei Viertakt im Prinzip auch selbsttätig sein, da beim Saugtakt Unterdruck im Zylinder herrscht. Selbsttätige Einlaßventile können sich aber bei Verschmutzung festsetzen, sie folgen nicht schnell genug bei hoher Tourenzahl, lassen dann also zu wenig Gas ein, sie machen mehr Geräusch und nutzen sich schneller ab. Verwendung daher höchstens vereinzelt bei billigen Motoren.

Auslaßventile müssen natürlich zwangsläufig gesteuert sein, da sie sich gegen den Auspuffdruck öffnen müssen. Da sie in kurzer Auseinanderfolge mit den 400 bis 600° warmen Abgasen in Berührung kommen, ohne zwischendurch durch kältere Gase gekühlt zu werden (wie dies beim Einlaßventil der Fall ist), so muß das Auslaßventilgehäuse, bei großen Motoren sogar das Ventil selbst (durch die hohle Ventilstange) Wasserkühlung erhalten. Bei sehr großen Motoren (mehr als 500 PS pro Zylinder) ist eine ausreichende Kühlung der Auslaßventile nur schwer durchführbar, weshalb solche Motoren auf Handels- und Kriegsschiffen in der Regel als Zweitaktmotoren (Schlitzsteuerung) gebaut werden (vgl. C. 8).

Die Konstruktionschwierigkeiten der großen Auslaßventile verringert man zuweilen durch Anwendung von 2 Auslaßventilen oder von 1 Auslaßventil und 1 Auspuffschlitz (Vorauspuffkanal). Im ersten Falle wird 1 Auslaßventil, im zweiten der Vorauspuffkanal etwas früher geöffnet, um das andere Auslaßventil etwas zu entlasten. Das nur einen Moment dauernde Öffnen des Vorauspuffkanals auch am Ende des Saugtaktes schadet nichts.

Das Druckluft-Anlaßventil wird zuweilen auch nach außen öffnend als Niederschraubventil ausgeführt, doch ist dies weniger zuverlässig (Dichthalten, Nachgeben der Ventilschindel) und deshalb höchstens bei kleineren Gemischmotoren zulässig. Überhaupt wird das Dichthalten der für gewöhnlich geschlossenen Anlaßventile leicht gefährdet, wenn man nicht durch zweckmäßige Anbringung übermäßige Wärmestauungen und durch allerbestes

Material Abnutzung durch die durchströmende feuchte Luft vermeidet. Durch undichte Anlaßventile wird die Einleitung des Verbrennungsvorganges gestört (Verdünnung des Gemisches, Temperaturverringerung der Preßluft bei Diesel).

Tafel 80 zeigt den Zylinderkopf eines Viertakt-Dieselmotors mit allen Steuerventilen, ausgenommen das Brennstoffventil, welches unter E. beschrieben ist.

Es bedeuten: 1 Anlaßventil Vorwärts und Rückwärts, 2 Brennstoffventil, 3 Einlaßventil für Luft, 4 Auslaßventil, 5 und 6 Kühlwasserein- und -austritt für Auslaßventil, 7 und 8 desgl. für Zylinderkopf, 9 Eintritt für Treiböl, 10 Eintritt für Einblaseluft.

Weitere Ausführungen aller Ventilarten finden sich auf verschiedenen späteren Tafeln. Vgl. auch Ventilsteuerung bei Heißdampfmaschinen, Teil IV. B. 4 und Tafel 33.

b) Äußere Steuerung geschieht durch die Steuerwelle (Nockenwelle), die durch Nocken auf das Gestänge (Stangen und Hebel) der federbelasteten Ventile wirkt und nicht nur auf Verdrehung, sondern auch auf Biegung zwischen den Lagern beansprucht wird. Nocken müssen so geformt sein, daß die jeweilige Ventilöffnung (Strömungsgeschwindigkeit) der sinkenden und steigenden Kolbengeschwindigkeit möglichst entspricht. Durch die Höhe der Nocke ist die Größe der Ventilöffnung, durch ihre Länge die Öffnungsdauer bestimmt, während von ihrer Breite die Abnutzung abhängt. Bei der Auf- und Abwurfkurve der Nocke ist möglichst danach zu streben, daß die Beschleunigung und Verzögerung des Ventilgestänges nicht zu plötzlich erfolgt, weil sonst erfahrungsgemäß durch die Massenwirkung des Ventilgestänges eine große Abnutzung der Nocken entsteht. Durch die stets auf Schließen wirkenden Ventilsfedern wird natürlich das Steuergestänge gegen die Nocke gedrückt. Es ist aber besser, zur Rückbewegung der Steuerhebel außerdem besondere Federn einzubauen, die nach Erfordernis nachgestellt werden können.

Zur Steuerung der Anlaßventile bei großen Schiffs-Dieselmotoren wird auch Preßluft benutzt. Näheres darüber siehe unter Umsteuerung der Dieselmotoren.

Die Anordnung der Steuerwellen ist sehr mannigfaltig. Kleinere Bootsmotoren haben 1 Steuerwelle oder 2 unten symmetrisch zur Kurbelwelle liegende Steuerwellen, je nachdem die Ein- und Auslaßventile an derselben oder an verschiedenen Seiten des Motors liegen. Antrieb erfolgt dann durch Zahnräder von der Motorwelle, bei Viertakt natürlich mit dem Übersetzungsverhältnis 2 : 1. Bei großen Bootsmotoren und bei Schiffsmotoren legt man die Steuerwelle nach oben direkt unter die Ventilhebel, um an Ventilgestänge zu sparen. Es ist dann eine vertikal oder schräg nach oben gehende

Zwischenwelle zwischen Kurbelwelle und Steuerwelle erforderlich. Auch Kettenübertragung ist verwendet. Liegen die Ein- und Auslaßventile symmetrisch zu beiden Seiten der Mitte des Motors, dann liegt die Steuerwelle, wenn sie oben angeordnet ist, in der Mitte über den Zylindern (Daimler-Flugzeugmotoren). Große doppelt wirkende Zweitakt-Schiffsmotoren haben zuweilen 1 obere und 2 untere Steuerwellen (vgl. C. 8).

Beim Antrieb der Steuerwellen sind wegen des Geräusches Schraubenzahnräder Stirnzahnrädern vorzuziehen. Die zur Sicherheit des Personals erforderlichen Schutzkästen dienen gleichzeitig als Ölbehälter, so daß die Zahnräder ganz in Öl laufen. Die durch die Steuernocken getriebenen Teile (Ventilstangen oder Ventilhebel) haben Rollen zur Vermeidung der gleitenden Reibung. Bei großen Motoren sind die Ventilhebel zuweilen aus 2 Stücken zusammenschraubt, um ohne Demontage von Umsteuerwellen (siehe später) die Ventile aufnehmen zu können.

Tafel 81 zeigt die auf beiden Seiten angeordnete Steuerung eines Daimler-Gemischmotors.

Es bedeuten: 1 Welle mit Einlaß- und Zündnocken, 2 Welle mit Auslaßnocken, 3 Einlaßventilgestänge, 4 Auslaßventilgestänge, 5 Zündgestänge für Abreißzündung, 6 äußerer Abreißhebel, 7 Stellmuttern, 8 innerer Zündhebel, 9 durch Specksteinkonusse isolierte feste Stromzuführung, 10 Wechselstromkabel nach 9, 11 Anlaßventil, 12 Zuleitung von Handgemischpumpe, 13 Stützen für Zündkerze zum Anlassen, 14 Hahn zur Beobachtung des Arbeitsvorganges.

Das Diagramm auf der Tafel gibt an, wie sich die Perioden des Viertaktes auf den zweimaligen Kurbelumfang verteilen.

Tafel 82 zeigt die einseitig angeordnete Steuerung eines Körting-Gemischmotors.

Es bedeuten: 1 Steuerwelle mit Einlaß-, Auslaß- und Zündnocken, 2 Einlaßventilgestänge, 3 Auslaßventilgestänge, 4 Zündgestänge für Abreißzündung, 5 bis 8 Abreißzündung, 9 bis 11 Anlaßventil mit Stützen für Gemischleitung und Zündkerze, 12 Stützen für Beobachtungshahn, 13 und 14 Kühlwasserzu- und -ableitung für Anlaßventil. Diagramm der Viertaktperioden wie bei Daimler.

2. Schlißsteuerung.

a) **Steuerung der Schliße durch den Motor Kolben.** Anwendbar nur bei Zweitakt. Bei Zweitakt-Gemischmotoren wird stets Ein- und Auslaß durch Schliß gesteuert, bei Zweitakt-Dieselmotoren gewöhnlich nur Auslaß. Nur sehr große Dieselmotoren haben zuweilen neben den Spülventilen noch Einlaßschliße zur Verbesserung der Spülung (vgl. C. 6). Die allgemeine Wirkungsweise der Schlißsteuerung ist unter C. 5 erklärt.

Bei doppelt wirkendem Zweitakt ist die Kolbenhöhe ebenso wie beim Junkersmotor oder wie bei der Gleichstrom-Dampfmaschine ungefähr gleich der Entfernung von Auslaßschlitz bis Zylinderkopf. Man macht dann den Auslaßschlitz in der Achsenrichtung des Zylinders möglichst klein, damit die Expansion möglichst weit ausgenutzt wird.

b) Schließsteuerungen von Riley und von Knight. Die Schlitze im Zylinder werden nicht durch den Motor Kolben, sondern durch konzentrische Steuerzylinder gesteuert, die entweder von außen den Motorzylinder umgeben oder zwischen Motorzylinder und Motor Kolben liegen und axial sich hin- und herschieben. Ihren Antrieb erhalten diese Steuerzylinder oder Gleithülsen durch ein Rädergetriebe von der Kurbelwelle aus, wodurch die Hubzahl der Steuerzylinder unabhängig von der Tourenzahl, die Steuerung also für Viertakt anwendbar wird.

Hierin liegt auch der Wert der Konstruktion. Man kann für Motoren, bei denen aus anderen Gründen Zweitakt un Zweckmäßig ist (Automobile), die Vorteile der Schließsteuerung nutzbar machen. Diese sind: geräuschloses Arbeiten, sehr kleiner schädlicher Raum und größere Durchgangsquerschnitte (höhere Leistung). Dem steht als Nachteil größere Kompliziertheit und höherer Preis gegenüber. Auch das Dichthalten der großen Gleitflächen dürfte dem Dichthalten von Ventilen nicht gleichkommen.

3. Steuerungsdiagramme.

Wie bei Dampf Kolbenmaschinen, so handelt es sich auch hier um den Zusammenhang zwischen Kurbel- und Kolbenbewegung einerseits und Ventilebewegung andererseits, da jedoch hier verschiedene Ventile und außerdem noch die Zündung in Betracht kommen, werden die Diagramme entsprechend komplizierter.

Will man nur den zeitlichen Zusammenhang zwischen Kurbelstellung und Öffnen und Schließen der verschiedenen Ventile darstellen, dann zeichnet man in ein Polardiagramm die verschiedenen Phasen der Steuerung ein (vgl. C. 5 und die Polardiagramme auf verschiedenen Tafeln). Bei Viertakt muß man natürlich zweimal in dem Polardiagramm herumgehen.

Will man außerdem den Zusammenhang zwischen Kolbenweg und der linearen Öffnung der Ventile oder bei Zweitakt der Schlitze in einem Steuerungsdiagramm erkennbar machen (Steuerhubdiagramm), dann benutzt man das Sinoidendiagramm (vgl. Kolbendampfmaschine). Bei Viertakt entspricht dann die Länge der Abszisse einer Drehung von $2 \cdot 360^\circ$. Jedes gesteuerte Ventil erhält eine eigene Bewegungskurve für sich.

J. Anlaßvorrichtungen.

1. Allgemeine Wirkungsweise.

a) Übergang von Anlaßwirkung zur Motorwirkung. Durch die Anlaßvorrichtungen werden einerseits die Eigenwiderstände des Motors (Reibung, Kompression) überwunden, andererseits die Massen beschleunigt. Ein Übergang zur Motorwirkung ist im allgemeinen möglich, wenn etwa $\frac{1}{4}$ der vollen Umdrehungszahl erreicht ist.

Anlaß- und Motorwirkung folgen vollkommen getrennt hintereinander, wenn das Anlaßmittel auf den Motorbolben wirkt (Umschalten von Anlaß auf Betrieb, wenn genügende Umdrehungszahl erreicht ist). Zuweilen werden Schiffs-Dieselmotoren so gebaut, daß beim Übergang von Anlassen (Preßluft) auf Zünden nicht alle Zylinder gleichzeitig, sondern gruppenweise hintereinander umgeschaltet werden, wodurch erhöhte Sicherheit des Manövrierens ohne wesentliche Komplikation des Steuermechanismus.

Anlaß- und Motorwirkung sind dann zum Teil gleichzeitig. Wirkt die Anlaßvorrichtung auf die Motorwelle, so gehen Anlaß- und Motorwirkung ineinander über.

b) Entlasten des Motors vor dem Anlassen. Eine Entlastung, d. h. Widerstandsverringering, kann an der Welle und am Motorbolben vorgenommen werden und ist bei vielen Motoren unerläßlich. Beispielsweise kann ein Automobilmotor nur bei ausgerückter Kupplung angeworfen werden (vgl. D. 4).

Die Entlastung des Motorbolbens besteht in der sogenannten „Dekompressionsvorrichtung“, d. h. in der Einstellung geringerer Kompression derart, daß während des ersten Teils des Kompressionshubes das Gemisch oder die Luft durch das Auslaßventil oder ein besonderes Dekompressionsventil aus dem Zylinder ins Freie entweichen kann.

Einem Gegendruck durch zu frühe Zündung (Rückzündung) beugt man durch Einstellen von Spätzündung vor (vgl. G. 5), wodurch beim Andrehen mit Kurbel oder Schwungrad eine Gefahr fürs Personal vermieden wird.

c) Anwärmen vor dem Anlassen ist mit Rücksicht auf die Zündung bei Gemischmotoren erforderlich, wenn sie mit schwerer flüchtigen Ölen (Spiritus, Petroleum) arbeiten sollen, namentlich bei kalter Außenluft.

Bei kleinen Motoren dieser Art genügt das Anwärmen des Vergasers (Heizlampe), bei großen Petroleummotoren müssen auch die Zylinder vorgewärmt werden. Am gebräuchlichsten ist die innere Vorwärmung durch Anlassen mit Benzin. Ist wegen Feuergefährdung Benzinbetrieb oder äußere Heizlampe unzulässig, und ist ein Petroleum-Gemischmotor mit Dynamo und Akkumulatorenatterie verbunden, wie auf den älteren U-Booten (neuere

U-Boote haben Dieselmotoren), dann kann man mit heißer Luft vorwärmen, indem man die Dynamomaschine als Motor benutzt und durch elektrisch geheizte Kammern Luft saugt, welche die Vergaser und Motorzylinder passiert und durch den Auspuff wieder ins Freie geht.

Motor-Beiboote versieht man zweckmäßig mit Dampfanschluß an das Schiff, um, wenn das Boot an Deck steht, den Motor mit Dampf anwärmen zu können, wodurch an Anlaß-Druckluft gespart wird.

2. An der Welle wirkende Anlaßvorrichtungen.

a) **Handkurbeln** werden auf das freie Ende der Welle aufgesetzt und genügen bei Gemischmotoren bis etwa 15 PS. Auch bei etwas größeren Leistungen sind Drehkurbeln noch verwendbar, wenn man Übersetzung zwischen Kurbel und Motorwelle einschaltet. Dieselmotoren lassen sich auch bei kleiner Leistung im allgemeinen nicht ankurbeln, weil die Kompression zu hoch ist.

Die Handkurbeln greifen stets mit schräger Verzahnung so ein, daß sie sich beim Anlaufen des Motors selbsttätig ausrüden. Um auch bei etwaiger Rückzündung eine Beschädigung des Personals zu vermeiden, verwendet man zuweilen besondere Sicherheitskurbeln, bei denen im Falle des Zurückschlagens die Verbindung zwischen Kurbel und Welle durch ein Klinkengepferre selbsttätig gelöst wird.

Benutzt man zum Anwerfen kleiner Motoren das Schwungrad, so kann man durch glatte Blechbekleidung eine Gefährdung des Personals durch die Radspeichen vermeiden.

b) **Anlassen durch maschinelles Drehen der Welle.** Der Hilfsmotor kann entweder ein kleiner, von Hand anzuwerfender Verbrennungsmotor sein, der durch Reibungskupplung auf den anzulassenden großen Motor wirkt, oder ein aus anderer Stromquelle (z. B. Akkumulatorenbatterie) gespeister Elektromotor, der bei den in Frage kommenden Anlagen mit dem Verbrennungsmotor die Welle gemeinsam hat und im gewöhnlichen Betriebe als Dynamomaschine wirkt. Beide Methoden kommen bei ortsfesten Anlagen vor, die letztere Methode bei U-Booten, die für Unterwasserfahrt elektromotorischen Antrieb haben. Beim Anlassen geht die elektromotorische Wirkung in Dynamowirkung über, sobald der Dmotor die Arbeit aufnimmt. Ein Umpolen ist bei Nebenschlußerregung unmöglich.

3. Anlassen mit Handgemischpumpe und Handzündapparat.

Kurbel wird in günstige Lage gebracht (10 bis 20° über Totlage). Gemisch wird mit Handpumpe eingepumpt und mit Handzündapparat (Hochspannung) und Zündkerze entzündet, worauf der Motor anspringt und infolge des Schwungrades weiterläuft. Kompression mit Handgemischpumpe

darf nicht zu groß sein, damit der Motor sich nicht vorzeitig dreht (evtl. Festhaltevorrichtung). Anwendung bei vielen Motorbooten unserer Marine.

Benzinmotoren springen auch nach mehrstündiger Betriebsunterbrechung häufig nur mit dem Zündapparat ohne Einpumpen von neuem Gemisch an, weil noch genügend explosionsfähiges Gemisch vom letzten Betrieb her im Zylinder zurückgeblieben ist.

4. Anlassen mit Druckluft.

a) **Erzeugung der Druckluft** geschieht bei Gemischmotoren durch eine nur für diesen Zweck bestimmte, an den Motor angehängte oder unabhängige kleine Druckluftpumpe, bei Dieselmotoren durch den Kompressor für Einblase-
luft. In allen Fällen ist eine Reserve-Handluftpumpe erforderlich. Bei großen Schiffs-Dieselmotoranlagen dient zur Erzeugung der ersten Druckluft gewöhnlich ein kleiner durch Dampfmaschine oder Ölmotor getriebener Kompressor.

Die übliche Spannung der Anlaßluft beträgt bei Gemischmotoren gewöhnlich 15 bis 20 Atm., bei Dieselmotoren gewöhnlich 20 bis 50 Atm. Wenn auch erfahrungsmäßig eine viel niedrigere Anlaßspannung genügt, so muß doch im Interesse der Manövrierfähigkeit von Schiffs- und Bootsmotoren schon während des Manövrierens der Anlaßluftbehälter möglichst wieder aufgepumpt werden.

Bei Dieselmotoren genügt es häufig, wenn man während des Manövrierens die Hauptkompressoren, die im Dauerbetrieb im allgemeinen nur $\frac{3}{4}$ belastet sind, voll anstellt und die überschüssige Luft dem Anlaßbehälter zuführt. Nötigenfalls stellt man bei großen Dieselanlagen außerdem noch 1 oder 2 Hilfskompressoren an, die gewöhnlich nur dem Hafenbetrieb dienen, aber auch als Reserve für die gewöhnlich angehängten Hauptkompressoren benutzbar sind.

Bei ortsfesten Motoren, bei denen ein Manövrieren nicht in Frage kommt, benutzt man zuweilen das Trägheitsmoment des auslaufenden Motors, um die zum neuen Anlassen erforderliche Druckluft zu erzeugen. Dabei wirkt der Motorzylinder als Druckluftpumpe (Rückströmventil). Voraussetzung dafür ist großes Schwungrad und kleiner schädlicher Raum.

b) **Aufspeicherung der Druckluft.** Je größer der Gehalt der Anlaßluftbehälter, desto größer die Manövierricherheit. Bei unseren großen Motorbooten kann man ohne Ergänzung der Druckluft den Motor etwa 15mal hintereinander anlassen, jedoch spielen hier Geschicklichkeit der Bedienung und verschiedene Nebenumstände eine Rolle, so daß man die Größe der Anlaßluftbehälter lediglich nach praktischen Erfahrungen bemessen muß. Es ist ferner stets zweckmäßig, zwei Anlaßluftbehälter anzuordnen, die unabhängig voneinander sowohl aufgefüllt als auch gebraucht werden

können, und von denen der eine als Reserve dient. Bei Dieselmotoren ist es am einfachsten, wenn man die Anlaßluftbehälter für denselben Druck einrichtet wie die Einblasebehälter (60 bis 80 Atm.), und wenn man sie durch ein Verbindungsrohr einfach durch überschüssige Kompressorluft aufspeist.

c) Kurbelstellung, Anlassen im Vier- und Zweitakt. Wird von einem Motor kein Manövrieren verlangt, dann ist die Zahl der Zylinder für das Anlassen gleichgültig. Man dreht dann einen Zylinder auf Stellung (etwas über Totlage) und läßt mit der Hand Druckluft ein. Bei Motoren, die aus jeder Lage sofort anspringen müssen, dürfen natürlich nicht alle zum Anlassen benutzten Kurbeln in einer Ebene liegen, und es besteht ein bestimmter Zusammenhang zwischen Zahl und Stellung der Kurbeln und Wirkungsweise der Druckluft.

Druckluft kann man nicht nur auf die Motorkolben, sondern auch auf die Kolben etwa angehängter Spülpumpen (Zweitakt) wirken lassen.

Eintritt der Druckluft in den Motorzylinder erfolgt durch gesteuertes Anlaßventil, Austritt durch die Auslaßventile oder Auslaßschlitze der Verbrennungsgase. Hieraus folgt, daß bei jedem Zweitaktmotor auch die Anlaßluft im Zweitakt wirkt, während beim Viertaktmotor das Auslaßventil vom Viertakt auf Zweitakt umgesteuert werden muß, wenn die Anlaßluft im Zweitakt wirken soll. Anlassen im Zweitakt ist bei jedem Viertaktmotor anwendbar; es ist nötig, wenn die Zahl und Stellung der für das Anlassen benutzten Kurbeln für das Anlassen im Viertakt nicht ausreicht.

Beispiele für Anspringen aus jeder Lage unter Voraussetzung einfach wirkender Kolben: Ein Viertaktmotor mit 4 Zylindern muß Kreuzstellung der Kurbeln haben und im Zweitakt angelassen werden. Liegen die 4 Kurbeln in einer Ebene, dann muß eine doppelt wirkende angehängte Pumpe mit 90° Kurbelversetzung zum Anlassen hinzugezogen werden. Diese Pumpe wirkt stets im Zweitakt. Für die Anlaßwirkung in den Motorzylindern genügt dann der Viertakt.

Ein Viertaktmotor mit 6 Zylindern (3 Kurbelpaare unter 120°) springt aus jeder Lage an, auch wenn nur im Viertakt angelassen wird. Wird im Zweitakt angelassen, so genügt es, wenn von jedem der drei Kurbelpaare nur 1 Kurbel an die Druckluft angeschlossen wird.

Ein Viertaktmotor mit 8 Zylindern (4 Kurbelpaare in Kreuzstellung) ist natürlich noch günstiger für das Anspringen als der Sechszylindermotor, verhält sich aber im Prinzip ebenso, also entweder Anlassen mit Viertakt in allen Zylindern, oder Anlassen mit Zweitakt in der Hälfte der Zylinder.

Besondere Vorzüge in bezug auf Anlassen und Manövrieren bietet der Dieselmotor „Polarmotor“ des Ingenieurs Hesselmann: Von der Welle des im Zweitakt arbeitenden Motors werden zwei doppelt wirkende Spülpumpen

getrieben, die beim Anlassen und Manövrieren als Druckluftmotor wirken und deren Kurbeln unter sich um 90° versetzt sind. Die Motorzylinder sind also beim Anlassen und Manövrieren überhaupt nicht beteiligt und können schon während des Anlassens Brennstoffzufuhr erhalten, wodurch der Verbrauch an Druckluft verringert und das Anlassen beschleunigt wird. Der Hauptvorteil liegt aber darin, daß beim Manövrieren die große, für das Material höchst unzuträgliche Abkühlung der heißen Arbeitszylinder vermieden wird, die beim gewöhnlichen Dieselmotor durch das Expandieren der Anlaßluft entsteht. (Vgl. Tafel 88 und Text unter K. 4.)

d) Steuerung und Verteilung der Anlaßdruckluft. Schiffsmotoren und große Bootsmotoren haben stets in jedem Zylinderkopf ein nach innen sich öffnendes, federbelastetes Anlaßventil. Dieses wird entweder direkt von der Steuerwelle aus durch Anlaßnocke und Anlaßhebel gesteuert, oder wie bei den großen Zweitakt-Schiffsdieselmotoren der M. A. N. indirekt in der Weise, daß durch die Steuerwelle zunächst nur kleine vorgeschaltete Anfahr-schieber gesteuert werden, welche die Steuerdruckluft nach den eigentlichen Anlaßventilen leiten. Die Steuerdruckluft dient dann lediglich zum Öffnen der Anlaßventile, worauf durch ein zweites größeres Rohr die eigentliche Anlaßdruckluft in den Zylinder strömt.

Die Verteilung dieser Steuerdruckluft nach den einzelnen Anlaßventilen könnte zwar einfacher von Hand bewirkt werden, jedoch sind dann Bedienungsfehler möglich, durch die größerer Luftverbrauch und Unsicherheit im Anspringen entstehen kann. Näheres über Steuerung der Anlaßventile durch Druckluft siehe unter K.

Kleinere Motoren haben anstatt der einzeln gesteuerten Anlaßventile zuweilen nur kleine selbsttätige feststellbare Rückschlagventile (Niederschraubventile, vgl. H. 1), nach denen die Anlaßdruckluft durch eine für alle Zylinder gemeinsame Zentralsteuerung (Dreh-schieber) verteilt wird.

Wird ein Viertaktmotor im Zweitakt angelassen, so hat die Steuerwelle zwei diametral gegenüberstehende Anlaßnocken. Ferner muß das Auslaßventil von der einfachen Betriebsnocke auf die doppelte Anlaßnocke umgeschaltet werden.

Tafel 83 zeigt die Druckluftanlaßvorrichtung für einen 100 PS-Boots-Gemischmotor mit 4 Zylindern. Sie besteht aus dem angehängten Kompressor, dem Druckluftverteiler mit Rohren nach sämtlichen Zylindern und zwei Druckluftbehältern von je 100 Liter Inhalt. Vor dem Anlassen wird der Motor auf Stellung gedreht. Dann öffnet man die Benzinleitung, die Anlaß-Rückschlagventile an den Zylindern und das Absperrventil am Anlaßbehälter. Drückt man nun auf das am Verteilungsschiebergehäuse sitzende Anlaßventil, so springt der Motor mit Druckluft an.

Um mit Druckluft möglichst zu sparen, muß man sofort nach dem Ein-

legen der Zündung die Druckluft- Rückschlagventile an den Zylindern schließen und das Saugventil des Kompressors öffnen, um den Anlaßbehälter wieder auf 20 Atm. aufzupumpen.

In der Zeichnung bedeuten: 1 Anlaß-Luftbehälter, 2 Rückschlagventil zwischen Behälter und Verteilungsschieber, 4 und 3 Verteilungsschieber mit Gehäuse, 5 Anschlüsse nach den 4 Zylindern, 6 Rückschlag-Anlaßventil an jedem Zylinder, 7 Saugabsperrvorrichtung und Luftsieb für Kompressor, 8 Kompressor mit Saugeschliß, 9 federbelastetes Druckventil, 10 Druckleitung nach den Anlaßbehältern, 11 Sicherheitsventil, 12 Kurbelwelle des Motors, 13 Kettenräder zum Antrieb der Steuerwelle, 14 Steuerwelle mit Steuernocken, Zündnocken und Verteilungsschieber, 15 Stirnzahnräder zum Antrieb des Magnetapparates, 16 Magnetapparat, 17 Stirnzahnrad zum Antrieb der 18 Kühlpumpe, 19 Kettenantrieb für andere Pumpen.

Das Diagramm unten rechts zeigt die Verteilung der Viertaktperioden auf den zweimaligen Kurbelumfang.

K. Umsteuerung der Verbrennungsmotoren.

1. Anwendungsgebiet.

Für Bootsmotoren bis etwa 100 PS ist Wendegerieße oder Drehflügelschraube noch praktisch anwendbar, während darüber hinaus der Motor selbst umgesteuert werden muß (vgl. D. 5). Da nun Ölomotoren von höherer Leistung im allgemeinen nur noch als Dieselmotoren gebaut werden, so kommt die Umsteuerung des Motors selbst nur für Dieselmotoren in Betracht, und zwar für Schiffs-Dieselmotoren und große Boots-Dieselmotoren. Auch auf U-Booten verwendet man nur noch umsteuerbare Dieselmotoren, während die mit Petroleum-Gemischmotoren ausgerüsteten älteren U-Boote auch über Wasser elektrisch manövrieren.

Umsteuerbare und durch Dieseldynamos gespeiste Elektromotoren als Schiffsmaschinen (System des russischen Ingenieurs Del Proposto) sind wegen der hohen Anlagelkosten und wegen des durch die Umfegung bedingten Energieverlustes nur da konkurrenzfähig, wo sehr billiges Öl zu haben ist.

2. Grundsätzliche Wirkungsweise der Umsteuerung.

a) Allgemeines. Da beim Umsteuern ein kurzes Stoppen unvermeidlich ist, und da mit jedem Stoppen eines Verbrennungsmotors eine Unterbrechung in der Erzeugung des Kraftmittels verbunden ist, so muß die Drehung in entgegengesetzter Richtung stets durch Preßluft eingeleitet werden, wie unter J. 4 beschrieben. Vor dem Neuanlassen muß die äußere Steuerung für die entgegengesetzte Drehrichtung passend eingestellt werden,

wozu man bei großen Motoren häufig Preßluft benutzt, damit das Umsteuern schnell genug geht.

Hierzu gehören zum Umsteuern folgende Vorgänge:

1. Stoppen des Motors durch Abstellen des Brennstoffes.
2. Verschieben der äußeren Steuerung.
3. Anlassen mit Preßluft in der neuen Drehrichtung.
4. Umschalten von Anlassen auf Betrieb, d. h. von Preßluft auf Brennstoff.

Alles muß mit wenig Handgriffen, in kurzer Zeit und mit vollkommener Sicherheit durchführbar sein. Wenn alle 4 Vorgänge zwangsläufig hintereinander durch eine gemeinsame Handhabe, meist Handrad, ausgeführt werden (nur vereinzelt gebaut), ist jeder Bedienungsfehler ausgeschlossen. Da aber solche Konzentrierung auf eine gemeinsame Handhabe baulich ziemlich kompliziert wird, so wird die Umsteuerung bei neueren Dieselmotoren gewöhnlich mit zwei Handhaben ausgeführt, von denen in der Regel die eine zum Verschieben der äußeren Steuerung dient, die andere zum Umschalten zwischen Stopp, Anlaßluft und Brennstoff.

b) Grundsätzliches beim Umsteuern eines Viertakt-Dieselmotors. Damit der Motor in der entgegengesetzten Drehrichtung laufen kann, müssen sämtliche Ventile eine andere für die neue Drehrichtung passende Bewegung erhalten. Die Steuerwelle muß also für Einlaß-, Auslaß-, Anlaß- und Brennstoffventil je eine Vorwärts- und Rückwärtsnocke haben, also 8 Nocken für jeden Motorzylinder. Ist die Steuerung beim Vorwärts- und Rückwärtsgang die gleiche, dann liegen Vorwärts- und Rückwärtsnocken symmetrisch zu einer gemeinsamen durch die Achse der Steuerwelle gelegten Mittelebene, analog der Kulissensteuerung einer Dampfmaschine.

Der Vorgang 2 des Umsteuerns von Vorwärts auf Rückwärts (siehe 2a) besteht darin, daß durch irgendeine mechanische Vorrichtung sämtliche Vorwärtsnocken ausgerückt und sämtliche Rückwärtsnocken eingerückt werden. Vor oder gleichzeitig mit dem Ausrücken der Vorwärtsnocken muß die Wirkung der Brennstoffnocke auf das Brennstoffventil unterbrochen werden, damit der Motor schnell zum Stillstand kommt. Nach dem Einrücken der Rückwärtsnocken wird zuerst mit Druckluft angelassen, wobei nur Anlaß- und Auslaßnocke wirksam sein darf, darauf auf Betrieb umgeschaltet, wobei Anlaßnocke unwirksam, Einlaß- und Brennstoffnocke wirksam gemacht wird.

Vorstehendes Wirksam- und Unwirksammachen einzelner Nocken geschieht entweder durch axiales Verschieben der Steuerwelle derart, daß die einzelnen axial festliegenden Steuerhebel von einem zylindrischen Teil der Steuerwelle auf die Nocken herauf bzw. von den Nocken auf einen zylindrischen Teil heruntergleiten, oder durch exzentrische Lagerung der Steuerhebel, wodurch diese auf die Nocken aufgelegt oder von ihnen abgehoben

werden können, oder drittens durch Hineinschieben oder Herausziehen von Zwischenrollen zwischen Nocke und Hebel.

Wird ein umsteuerbarer Viertaktmotor im Zweitakt angelassen, so erhält jeder beim Anlassen beteiligte Motorzylinder 10 Nockenscheiben auf der Steuerwelle, weil für das Auslaßventil 4 Nockenscheiben erforderlich sind, von denen die beiden (Vorwärts- und Rückwärts-) beim Anlassen benutzten je zwei diametral gegenüberstehende Nocken haben.

c) Grundsätzliches beim Umsteuern eines Zweitakt-Dieselmotors. Da die Kolbenbewegung, von der oberen Totlage an gerechnet, bei beiden Drehungsrichtungen der Welle genau die gleiche ist, so bedürfen alle die Steuerungsorgane, die durch die Kolbenbewegung gesteuert werden, keiner Umsteuerung. Beim Zweitakt-Dieselmotor sind das die Auslaßschlitze und Spülschlitze, falls letztere vorhanden (vgl. C. 6).

In Verwertung dieser Tatsache werden Zweitakt-Blühhaubenmotoren auf Fischerfahrzeugen häufig dadurch umgesteuert, daß durch frühe Voreinspritzung eine kräftige Gegenerplosion erzeugt wird, die den Kolben zur Umkehr zwingt, ehe er die obere Totlage erreicht hat. Natürlich ist diese primitive und gewaltsame Umsteuerungsart für große Motoren ungeeignet und für Viertakt überhaupt unmöglich.

Beim Zweitakt-Dieselmotor bedürfen nur Brennstoff-, Anlaß- und Spülventile einer Umsteuerung, weil ihre Bewegung von der Kurbelwelle durch die Steuerwelle erfolgt. Die Umsteuerung wird aber viel einfacher als beim Viertakt, weil man es durch geeignete Wahl der Steuerwinkel für die Brennstoff- und Spülperiode erreichen kann, daß das Umsteuern lediglich in einem Drehen der Steuerwelle um einen gewissen Winkel relativ zur Kurbelwelle besteht und sowohl Spül- als auch Brennstoffnocke für Vorwärts und Rückwärts gemeinschaftlich sind. Für das Anlaßventil sind im allgemeinen 2 Nocken (Vorwärts und Rückwärts) nötig, weil wegen der Kleinheit der relativen Verdrehung der Steuerwelle bei gemeinschaftlicher Nocke die Anlaßluft entweder mit zu frühem Voreintritt oder mit zu geringer Füllung arbeiten würde (vgl. Diagramm bei 4).

3. Praktische Ausführungen der Umsteuerung bei Viertakt-Dieselmotoren.

a) Umsteuerung durch Verschieben der Steuerwelle bei zweiarmigen Steuerhebeln. Durch aziales Verschieben der Steuerwelle werden entweder die Vorwärts- oder die Rückwärtsnocken unter die betreffenden Steuerhebel gebracht. Sind alle Nocken scharfkantig abgesetzt, so müssen während des Verschiebens alle Steuerhebel abgehoben sein, weil sie sonst dem Schieben hinderlich wären. Wird durch schräge Übergänge zwischen den Nocken ein Heraufgleiten der Hebelrollen ermöglicht, so brauchen beim Verschieben der

Steuerwelle nicht alle Nocken abgehoben zu sein. Es genügt dann, wenn nur Brennstoff- und Anlaßhebel sich wechselweise abheben lassen, damit nach Wahl entweder Brennstoff oder Anlaßdruckluft angestellt werden kann. Unter Umständen braucht sogar nur der Anlaßhebel exzentrisch gelagert zu sein (vgl. das nächste Beispiel).

Das Abheben aller oder einzelner Hebel von den Nocken bewirkt man durch exzentrische Lagerung der Hebel auf der für alle Hebel gemeinsamen Umsteuer- oder Manövriervelle, die der Steuerwelle parallel ist, aber im Gegensatz zu ihr während des Ganges des Motors stillsteht und nur beim Umsteuern, im besonderen beim Umschalten von Anlaßdruckluft auf Brennstoff um einen gewissen Winkel gedreht wird.

In allen Stellungen der Umsteuerwelle ist also die richtige Bewegung der verschiedenen Ventile lediglich Sache der Steuerwelle, d. h. durch die Vorwärts- oder Rückwärtsnocken der Steuerwelle werden in der Betriebsstellung der Umsteuerwelle die Einlaß-, Auslaß- und Brennstoffhebel, in der Anlaßstellung die Anlaß- und Auslaßhebel bewegt.

Stoppen entsteht entweder durch eine Zwischenstellung der verschiebbaren Steuerwelle (Abgleiten des Brennstoffhebels von der Brennstoffnocke) oder durch eine Zwischenstellung der drehbaren Umsteuerwelle (Abheben des Brennstoffhebels von der Brennstoffnocke).

Tafel 84 zeigt die Umsteuerung eines Viertakt-Dieselmotors durch Verschieben der Steuerwelle. Das Anlassen erfolgt im Zweitakt, weshalb 4 Auslaßnocken vorhanden sind. Ferner ist für Vorwärts und Rückwärts ein besonderes Anlaßventil vorgesehen.

Es bedeuten: 1 Anlaßnocken, Anlaßhebel und Anlaßventile für Vorwärts und Rückwärts, 2 Brennstoffnocken, Brennstoffhebel und Brennstoffventil, 3 und 4 Eintritt von Öl und Zerstäuberluft, 5 Einlaßnocken, Einlaßhebel und Einlaßventil, 6 Auslaßnocken, Auslaßhebel und Auslaßventil (beide Nocken 1 und die beiden inneren Nocken 6 liefern Zweitaktwirkung, da sie zum Anlassen dienen), 7 verschiebbare Steuerwelle mit Handrad und Gewinde zum Verschieben (die beiden Anlaß- und die beiden Betriebsstellungen der Steuerwelle im Verhältnis zu den Steuerhebeln sind unten rechts besonders gezeichnet), 8 Umsteuerhebel und Umsteuerwelle, auf welcher die beiden Anlaßhebel exzentrisch, alle andern Steuerhebel zentrisch gelagert sind, 9 vertikale Zwischenwelle zum Antrieb der oben liegenden Steuerwelle, 10 Kurbelwelle, 11 Brennstoffpumpe, 12 Pleuelstange, 13 Hohlräume für Kühlwasser.

Manövrieren von Voraus auf Zurück geschieht in folgender Weise:

1. Steuerwelle wird durch Handrad von Stellung II in Stellung I geschoben, wodurch Einlaßhebel 5 und Brennstoffhebel 2 von ihren Nocken abgleiten, also der Motor zum Stillstand kommt. Die Welle wird dann

sofort weiter in Stellung III geschoben, wodurch die Rückwärts-Anlaßnocke 1 unter den Rückwärts-Anlaßhebel zu liegen kommt und der Auslaßhebel 6 von der Vorwärtsnocke zum Anlassen auf die Rückwärtsnocke zum Anlassen gleitet.

2. Anlaßluftschieber wird geöffnet und Umsteuerwelle auf Anlassen rückwärts gedreht, wodurch der Rückwärts-Anlaßhebel sich auf die darunter liegende Nocke legt, folglich der Motor mit Druckluft rückwärts anspringt.

3. Steuerwelle wird weiter in Stellung IV geschoben, wodurch Anlaßhebel von der Nocke ab und dafür Einlaß- und Brennstoffhebel auf die Rückwärtsnocken heraufgleitet, ferner Auslaßhebel von der Rückwärtsnocke zum Anlassen auf die Rückwärts-Betriebsnocke gleitet.

Schließlich legt man den Umsteuerhebel wieder auf Betrieb, was aber lediglich die Bedeutung hat, daß beim nächsten Manövrieren der Anlaßhebel genügend hoch gehoben ist, um ein Zurückschieben der Umsteuerwelle zu gestatten.

b) Umsteuerung durch Verschieben der Steuerwelle bei einarmigen Steuerhebeln. Das Prinzip dieser Umsteuerung ist auf derselben Tafel dargestellt wie die Umsteuerung zu a.

Die Spiralfeder ist auf Zug beansprucht, wirkt also auf Schließen des Ventils, und der linke Punkt des Steuerhebels ist beim Arbeiten des Motors der feste Drehpunkt. Dreht man jedoch die Umsteuerwelle um 90° , so kann das linke Ende des Hebels nach oben ausweichen und die Steuernocke wird wirkungslos (Stopp oder Anlassen). Die gezeichnete Stützscheibe paßt für Einlaßventil, Brennstoffventil und Brennstoffpumpe, weil diese drei beim Stoppen und beim Anlassen ausgeschaltet sind. Für das Anlaßventil muß die Stützscheibe nur in 1 Quadranten den Hebel herunterdrücken, für das Auslaßventil in 3 Quadranten. In der Stoppstellung lassen alle Stützscheiben ein Ausweichen der Hebel nach oben und somit ein Verschieben der Steuerwelle zu, die für jedes Steuerorgan 1 Vorwärts- und 1 Rückwärtsnocke trägt.

Das Drehen der Umsteuerwelle kann zwangsläufig mit dem Verschieben der Steuerwelle derart verbunden werden, daß das ganze Manövrieren mit 1 Handrad geschieht.

c) Umsteuerung ohne Verschiebung der Steuerwelle. Prinzip: Vorwärts- und Rückwärtsnocke für jeden Steuerhebel sitzen auf der Steuerwelle dicht nebeneinander. Die Rolle des Steuerhebels ist so breit wie beide Nocken zusammen und steht in einer kleinen Entfernung von den Nocken. Die Kraftübertragung von den beiden Nocken auf die Steuerhebelrolle geschieht durch 2 Zwischenrollen, von denen durch einen Umsteuerhebel entweder die eine oder die andere zwischengeschoben wird. Da jeder Zylinder je einen Steuerhebel für Einlaß, Auslaß, Anlaß und Brennstoff hat, so sind

für jeden Zylinder 4 Nockenpaare auf der Steuerwelle vorhanden. Das Zwischenschieben der Vorwärts- oder Rückwärts-Zwischenrolle durch den Umsteuerhebel erfolgt gleichzeitig für alle 4 Hebel und für alle Zylinder des Motors.

Wenn nun alle 4 Steuerhebel einen unveränderlichen festen Drehpunkt hätten, würden Anlaß- und Brennstoffventil gleichzeitig arbeiten. Dies wird verhindert durch exzentrische Lagerung des Anlaß- und Brennstoffhebels auf der für alle Hebel gemeinschaftlichen Drehachse (Exzenterwelle) und durch Drehung dieser Achse um einen gewissen Winkel derart, daß entweder der Anlaßhebel (Anlassen) oder Brennstoffhebel (Betrieb) oder keiner von beiden (Stopp) durch die Steuerwelle betrieben wird.

Da der Motor ein Viertaktmotor ist und da für das Auslaßventil nur 1 Vorwärts- und 1 Rückwärtsnocke vorhanden ist, geschieht auch das Manövrieren im Viertakt.

Ein- und Auslaßhebel sind auf der Exzenterwelle zentrisch gelagert. Das Mitarbeiten des Einlaßventils während des Anlassens schadet nichts, weil der Anlaß-Krafttakt unmittelbar vor dem Auslaßtakt liegt, also 2 Takte später als der Einlaßtakt.

Die praktische Ausführung des vorstehenden Prinzips für einen 850 PS-Motor ist auf Tafel 85 dargestellt:

Es bedeuten: 1 und 2 Hebel und Gestänge zum Einstellen der Exzenterwelle auf Anlassen, Stopp und Betrieb, 3 Hebel zum Einstellen der Umsteuertrummel 4 auf Vorwärts oder Rückwärts (im ersteren Falle wird zwischen Vorwärtsnocke und Steuerhebel, im letzteren zwischen Rückwärtsnocke und Steuerhebel eine Zwischenrolle 6 zwischengeschoben), 5 Steuerwelle mit 8 Nocken für jeden Zylinder, 7 bis 10 Einlaßventil, Hebel und Nocken, 11 bis 14 Brennstoffventil, Hebel und Nocken, 15 bis 18 Auslaßventil, Hebel und Nocken, 19 bis 22 Anlaßventil, Hebel und Nocken, 23 Handregulierung der Brennstoffpumpen.

Vorgang beim Umsteuern von Voraus auf Zurück: Exzenterwelle wird auf Mittelstellung gedreht, wodurch Brennstoffhebel außer Tätigkeit kommt. Dann wird Umsteuertrummel auf Rückwärts gestellt, dann Exzenterwelle auf Anlaßstellung. Durch die Anlaßluft wird der vorwärts laufende Motor zunächst gebremst, bis er den Bremswiderstand nicht mehr überwindet und seine Drehrichtung umkehrt. Sobald der Motor rückwärts schnell genug läuft, wird die Exzenterwelle von Anlassen auf Betrieb gestellt.

Vorstehend beschriebene Umsteuerung ist eine Konstruktion der Maschinenfabrik Augsburg-Mürnberg und hat sich sehr gut bewährt, nur die Zugänglichkeit der einzelnen Teile ist durch die Umsteuertrummel etwas behindert.

d) Umsteuerung durch Vertauschen von Ein- und Auslaßventil. Die Konstruktion stammt von Benz-Mannheim und ist auf Tafel 86 dargestellt.

Von dem Motor sind aber nur die drei hinteren Zylinder sowie die Einzelheiten der Steuerung und Umsteuerung gezeichnet.

Der Motor hat sechs Zylinder und drei unter 120° stehende Kurbelpaare, von denen I und VI, II und V, III und IV gleichgerichtet sind (vgl. D. 2). Er arbeitet auch beim Anlassen im Viertakt, was bei vorstehender Kurbelanordnung genügt. Durch eine siebente Kurbel am vorderen Ende der Kurbelwelle wird ein zweistufiger Kompressor für Einblase- und ein einstufiger für Anlaßluft getrieben. Letzterer liegt unter dem ersteren und wird durch ein Ventil selbsttätig derart ein- und ausgeschaltet, daß im Anlaßluftbehälter stets ein Normaldruck von 15 Atm. erhalten bleibt.

Das Anlassen selbst erfolgt mit nur 5 bis 7 Atm., so daß die Zylinder infolge der geringen Lufterpansion nur wenig abkühlen, die Zündung also begünstigt wird. Am Ende jedes Anlaßhubes muß eine schnelle Entspannung der Anlaßluft eintreten, weil sonst die Kompression mit mindestens 3 Atm. beginnen, also zu groß werden würde, der Motor also nicht in Gang käme. Diese Entspannung geschieht durch die mit dem Auspuffrohr 1 in Verbindung stehenden Hilfsauspuffschlitze 2, die beim Betrieb zur Entlastung der Auslaßventile dienen (vgl. H. 1).

Der Vorgang beim Anlassen von Stopp auf Voraus ist folgender:

Durch Drehen des Umsterrades 3 nach rechts wird zunächst Welle 4 mit Zeiger 5 gedreht, der auf Skala 6 die Stellung anzeigt. Durch Welle 4 wird erstens der Umsteuerchieber 7 gehoben, so daß Kanal 8 mit 9 in Verbindung kommt, zweitens die untere Steuerwelle 10 axial verschoben, so daß Vorwärts-Brennstoffnocken 11_v gegen den Brennstoffhebel 12 zu liegen kommen, und die Vorwärtsnocke 13_v für die Bewegung der Subregulierung 14 der Saugeventile der Brennstoffpumpen 15 zur Wirkung kommt.

Durch Anheben des Anlaßhebels 16 wird das Frischluftventil 17 mit der äußeren Luftzufuhr 17 geschlossen und bei weiterem Anheben das Druckluft-Anlaßventil 18 geöffnet, so daß durch Rohr 19 und Kanal 8 Anlaßluft nach 9 strömt.

Von 9 geht die Anlaßluft durch die Kanäle 20 nach den Ventilen 21 und drückt in dem Zylinder, in dem dies Ventil geöffnet ist, den Kolben nach unten. Sobald Zündungen erfolgen, legt man den Anlaßhebel 16 wieder nach unten, wodurch 18 geschlossen und 17 geöffnet wird. Die horizontale Lage von 16 entspricht der Betriebsstellung. Die Frischluft beschreibt dann denselben Weg wie vorher die Anlaßluft. Die Abgase gehen durch Ventile 22 und Kanäle 23 in den Raum 24 und von da durch Auspuffrohr 1 in den Auspufftopf.

Beim Umsteuern von Voraus auf Zurück wird durch Drehung von 3 nach links 7 gesenkt, also 8 durch 24 mit den Ventilen 22 verbunden. Ferner werden durch Schieben von 10 nach rechts die Rückwärtsnocken 11_r und 13_r

wirksam. Bedienung und Wirkung des Anlaßhebels ist wie beim Vorwärtsgang. Beim Rückwärtsgang wirkt 22 als Einlaß-, 21 als Auslaßventil und Raum 9 und 1 stehen durch den hohlen Umsteuerchieber 7 in Verbindung.

In der Skizze rechts oben bedeutet St. die Stoppstellung, V_1 und V_2 kleine und große Fahrt voraus, R_1 und R_2 kleine und große Fahrt zurück. Kleine und große Fahrt entstehen durch 2 verschieden große Ansätze auf der Brennstoffnoche 11, d. h. durch kleinen und großen Nadelhub (in der Zeichnung nicht sichtbar).

Jeder Zylinder hat seine eigene Brennstoffpumpe. Von den 6 Pumpen sind je 3 in 1 Gehäuse vereinigt und durch Gestänge 25 von der oberen Steuerwelle 39 mittels Exzenter getrieben. Zur Regulierung der Brennstoffmenge und somit der Motorleistung dient neben der Regulierung des Brennstoffventils der Handhebel 26 auf Welle 27. Die Hebel 14 zwischen den Nocken 13 und dem Gestänge 14 sitzen nämlich auf 27 exzentrisch, so daß durch Drehen von 27 die Öffnungsdauer der Saugventile geändert wird (vgl. E. 3). Die Tourenzahl kann von 500 auf 150 herunterreguliert werden. 28 = Saugleitung der Brennstoffpumpen mit Filter, 29 = Druckleitung nach den federbelasteten Brennstoffventilen 30, denen die Einblaseluft durch Rohrleitung 31 zugeführt wird. Durch Hebel 32 auf Welle 33 läßt sich die Spannung der Einblaseluft von Hand regulieren.

Auf jedem Zylinder unter dem winkelförmigen Brennstoffventilhebel (in Hinteransicht nicht sichtbar) sitzt ein Sicherheitsventil 34, welches auf 60 bis 65 Atm. eingestellt ist, aber bei warmer Maschine und normalem Betrieb schon bei 52 bis 55 Atm. abbläst. Für den Fall, daß irgendeine Kurbel bei geöffnetem Brennstoffventil vor der oberen Totlage stehen bleibt, würde der auf diesem Kolben lastende hohe Einblasedruck dem Anlassen hinderlich sein. Dann legt man 16 soweit wie möglich aus, wodurch mittels Gestänge 35 alle Sicherheitsventile geöffnet werden, somit als Entlastungsventile dienen, während kurz vorher durch exzentrische Scheibe 36, Hebel 37 und Ventil 38 die Einblaseluft abgesperrt wird.

Der Antrieb der Steuerhebel 21 und 22 erfolgt durch die obere Steuerwelle 39, die am vorderen Ende des Motors (in Zeichnung nicht sichtbar) durch vertikale Zwischenwelle von der Kurbelwelle gedreht wird und durch Zahnübertragung die untere Steuerwelle 10 dreht. Die Lagerung der Steuerhebel 21 und 22 ist exzentrisch und durch Gestänge 40 so mit dem Anlaßhebel verbunden, daß während des Anlassens der Einlaßhebel, also bei Voraus Hebel 21 das Einlaßventil früher schließt als während des Betriebes, die Expansionskraft der Anlaßluft also besser ausgenutzt wird.

Schließlich bedeutet 41 Kühlmantel für die HD-Luft des Kompressors, 42 Kühlräume der Zylinder, 43 Kühlrohre von den Zylinderköpfen nach dem H. D.-Luft-Kühlmantel, 44 Schwungrad.

4. Praktische Ausführungen der Umsteuerung bei Zweitakt-Dieselmotoren.

a) **Umsteuerungsdiagramm.** Unter Annahme einer gemeinschaftlichen Mittellinie für Brennstoff- und Spülperiode in bezug auf den Kurbelkreis (vgl. 2c) und unter Annahme eines genau gleichen Arbeitsprozesses für Vorwärts und Rückwärts ist auf Tafel 87 ein Polardiagramm gezeichnet, welches die Arbeitsperiode des Zweitaktes für Vorwärts und Rückwärts erkennen läßt. In diesem Beispiel ist der zum Umsteuern erforderliche Drehungswinkel α der Steuerwelle zu 36° angenommen. Die Bedeutung der Ziffern 1 bis 6 geht aus dem zugehörigen Indikatordiagramm hervor und ist außerdem auf der Tafel besonders angegeben. Der Index v bedeutet Vorwärts, r Rückwärts. A und B bedeuten Eintritt von Anlaßluft und Einspritzung von Brennstoff.

Wenn bei kleineren Ausführungen auch die Anlaßnocke in die Mittellinie der Brennstoff- und Spülnocke gelegt ist, also, wie unter 2 ausgeführt, die Anlaßfüllung zu klein wird, so kann man die äußere Steuerung so einrichten, daß die Steuerwelle um mehr als α gedreht werden kann. Sofort nach dem Anspringen des Motors wird sie dann auf α zurückgedreht.

b) **Anlassen und Umsteuern der M. A. N.-Zweitakt-Schiffs-Dieselmotoren.** Die Wirkungsweise ist auf Tafel 87 dargestellt.

Vor dem Anfahren muß der Zylinder entlüftet werden durch Niederdrücken von Hebel 1, wodurch Anfahrdruckluft durch Rohrleitung 2 und 3 in Raum 4 gelangt, folglich das Sicherheitsventil gehoben wird, so daß die im Zylinder befindlichen Reste von Preßluft und Verbrennungsrückständen durch 5 entweichen. Dann wird Hebel 1 wieder freigegeben, wodurch der Auspuff am Entlüftungsventil geöffnet wird, die Druckluft aus 3 entweicht und die Sicherheitsventile durch ihre Federn sich wieder schließen.

Zum Anfahren Vorwärts wird der um 7 drehbare Manövrierhebel 6 langsam nach rechts gelegt, was wegen der Verriegelung nur bei niedergedrücktem Hebel 1, also nach erfolgter Entlüftung, möglich ist. Die praktische Ausführung weicht von diesem Schema gewöhnlich insofern ab, als anstatt des Manövrierhebels ein Handrad verwendet ist, bei dessen Mittelstellung der Zylinderentlüftung stets geöffnet ist. Beim Auslegen von 6 nach rechts wird durch Leitkurve 8_v Mitnehmer 9 niedergedrückt und Sektorplatte 10 mitgenommen. Dadurch wird der Kniehebel bewegt, der zuerst 11_v und gleich darauf, fast gleichzeitig, 12_v öffnet, wodurch gleichzeitig die Auspufföffnungen dieser beiden Ventile geschlossen werden.

Durch Öffnen von 11_v wird Anfahrluft von 2 durch 13 von rechts gegen den Vorwärts-Anfahrchieber 14_v geleitet, wodurch dieser nach links gegen die zugehörige Steuernocke 15_v vorgeworfen und beim Drehen der

Steuerwelle durch 15_v gesteuert wird. Durch die Hin- und Herbewegung von 14_v wird der Raum über dem Kolben des Anlaßventils abwechselnd mit der freien Luft (Position II) und mit Steuerdruckluft (Position III) verbunden und das Anlaßventil so bewegt, wie es für das Angehen des Motors erforderlich ist.

Die eigentliche Anlaßdruckluft gelangt durch Rohr 16 dadurch in die Motorzylinder, daß das Relaisventil nach unten gedrückt, also geöffnet wird. Dies geschieht einerseits durch den Druck der Anfahrsluft auf das stufenförmige Relaisventil, andererseits durch Herstellung von Atmosphärendruck in der Abblaseleitung durch Öffnen von 12_v . Das Relaisventil bleibt so lange geöffnet, wie der Manövriervebel 6 sich in Anlaßstellung befindet. Die Drosselbohrung im Relaisventil bewirkt einen Druckausgleich und ermöglicht ein Schließen nach Einstellen von 6 auf Betrieb und Schließen von 12_v .

Der Übergang von Anlassen auf Betrieb und die Regulierung der Brennstoffzufuhr geschieht folgendermaßen: Beim Legen des Hebels 6 entspricht Winkel α der Entlüftung des Motors, denn bei Stellung I_v kann Hebel 1 zurückschnappen, Winkel β entspricht dem Anlassen mit Druckluft, denn bei Stellung II_v hat die Leitkurve 8_v aufgehört, der federbelastete Mitnehmer 9 rückt selbsttätig aus und die Sektorplatte 10 geht durch die Federwirkung 17 wieder in die gezeichnete Mittellage, 11_v und 12_v werden also geschlossen, und 13 wird entlüftet, wodurch der Anfahrtschieber 14_v unwirksam wird. Der Winkel γ entspricht der Brennstoffzufuhr. Diese deckt sich also zum Teil mit der Anlaßwirkung. Sie beginnt bei I_v und ist am größten bei III_v .

Die Regulierung des Brennstoffes von I_v bis III_v geschieht durch die fest mit 6 verbundene Bogenführung 18, durch welche Zapfen 19, der mit dem Knickhebel des Brennstoffsaugventils verbunden ist, um so mehr nach unten freigegeben wird, je mehr 6 ausgelegt wird.

Durch Herunterdrücken des Knopfes 20 kann man die Sektorplatte bis zur Stellung III_v mitnehmen, also noch während der vollen Brennstoffzufuhr die Anlaßluft mitwirken lassen.

Beim Umsteuern von Voraus auf Zurück wird Hebel 6 zunächst in Mittelstellung gebracht, wobei 9 über 8_v hinweggleitet und 19 so weit gehoben wird, daß der Brennstoff abgestellt wird. Die weiteren Vorgänge beim Auslegen von 6 in I_r , II_r und III_r entsprechen genau dem Anfahren Vorwärts.

Bei den großen Schiffsdieselmotoren der M. A. N. sind an Stelle des Umsteuerhebels zwei Handräder angeordnet. Das eine hat die 3 Stellungen Vorwärts, Stopp, Rückwärts und gibt den beabsichtigten Weg für die Anfahrsluft frei, reguliert außerdem die Brennstoffmenge so, daß sie nach Stopp

hin abnimmt. Das andere dient zum An- und Abstellen von Anfaßluft und Brennstoff und wirkt so, daß beim Anlassen zunächst alle Zylinder Anfaßluft erhalten, und beim Weiterdrehen des Rades die Zylinder gruppenweise hintereinander von Anfaßluft auf Brennstoff umgeschaltet werden (vgl. J. 1).

c) Antrieb der Steuerwelle bei den umsteuerbaren Zweitakt-Schiffsdieselmotoren. Wegen der Größe der Motoren werden die zum Antrieb der Brennstoff-, Spül- und Anfaßventile dienenden Steuerwellen oben neben den Zylindern angeordnet und durch Zwischenwelle getrieben (vgl. H. 1). Die relative Verdrehung der Steuerwelle zur Kurbelwelle (nach dem Umsteuerungs-Diagramm um 36°) wird entweder ohne Unterbrechung des zwangsläufigen Zusammenhanges zwischen Kurbelwelle und Steuerwelle ausgeführt, oder durch eine zwischen Kurbelwelle und Steuerwelle eingeschaltete Schleppflauenkupplung (in obigem Beispiel mit 36° totem Gang).

Im ersteren Falle kann man z. B. auf der vertikalen Zwischenwelle einen verschiebbaren Zahntrieb einschalten, durch dessen Verschieben die Steuerwelle bei stillstehender Motorwelle gedreht wird. Im letzteren Falle steht die Steuerwelle zunächst falsch, und es läuft beim Umsteuern die Kurbelwelle zuerst allein um den toten Winkel voraus, ehe die Steuerwelle mitgenommen wird und die Anfaßventile richtig gesteuert werden. Wenn nun im vorstehenden Beispiel bei richtiger Stellung der Steuerwelle der Eintritt von Anfaßluft etwa 5° nach der Totlage beginnt, könnte beim Umsteuern die Anfaßluft im ungünstigsten Falle $36 - 5 = 31^\circ$ Voreintritt bekommen und der Motor zunächst verkehrt anlaufen. Dies ist aber nicht zu befürchten, weil dann eine andre für das Anlassen im richtigen Drehungssinn günstig stehende Kurbel überwiegt.

Die relative Verstellung der Steuerwelle zur Kurbelwelle muß bei allen großen Schiffsmotoren maschinell, z. B. durch Druckluft, erfolgen, damit das Umsteuern nur wenige Sekunden dauert.

d) Hesselmann-Motor. Das Prinzip ist schon unter J. 4 erwähnt. Da die Verbrennungstemperatur beim Dieselmotor etwa 1200° beträgt, so ist der Vorteil, daß keine Abkühlung der Zylinder durch Anfaßluft stattfindet, sehr erheblich. Die doppelt wirkenden Spülpumpen wirken beim Betriebe ebenso wie bei jedem Zweitaktmotor. Beim Manövrieren wirken sie mit Anfaßdruckluft als Manövriermotor, d. h. als Zwillingmaschine mit 90° Kurbelverziehung. Infolge Fortfalls der Abkühlung der Arbeitszylinder durch Anfaßluft wird auch der Eintritt der ersten Zündungen erleichtert.

Tafel 88 zeigt einen von Benz-Mannheim gebauten Hesselmannmotor von 120 PSe, dessen Gesamtanordnung unten im Grundriß skizziert ist.

Da für Spülluft Schlizsteuerung 1 am Motorzylinder verwendet ist, und da beim Anlassen und Manövrieren die doppelt wirkenden Spül-

pumpen 2 als Manövriermotor wirken, so sind an den Motorzylindern lediglich die federbelasteten Brennstoffventile 3 zu steuern, denen durch 4 Einblaseluft zugeführt wird. Die Steuerung erfolgt durch eine oben angeordnete Steuerwelle 5, die durch vertikale Zwischenwelle 6 und Zahnräder 7 von der Kurbelwelle aus gedreht und beim Umsteuern verschoben wird, so daß entweder die Vorwärts- oder die Rückwärtsnocken 8 auf die Brennstoffhebel 9 wirken, und zwar entweder mit großer oder kleiner Öffnung der Brennstoffventile. Der Umsteuerhebel 10 hat also 4 Betriebsstellungen.

Die beiden zweistufigen Kompressoren 11 mit den Kühlräumen 12 sind über den Spülpumpen angeordnet und wirken in folgender Weise: Zur Erzeugung der Einblaseluft genügt 1 HD- und 1 ND-Stufe. Die andre ND-Stufe dient lediglich zur Erzeugung von Anlaßdruckluft und wird selbsttätig zu- und abgeschaltet, sobald der Druck im Anlaßluftbehälter unter die vorgeschriebene Höhe (im vorliegenden Beispiel 14 Atm.) fällt bzw. darüber steigt. Die andere HD-Stufe läuft leer mit und dient als Reserve. Hinter jeder Kompression wird die Luft gekühlt, was in der Zeichnung nicht dargestellt ist. Hebel 12 a dient zur Regulierung des Einblasedrucks.

Die Spülpumpen haben an Stelle der sonst üblichen Sauge- und Druckventile Verteilungsschieber 13 bis 16, die genau wie bei Dampfmaschinen durch Erzenter von der Erzenterwelle 17 gesteuert werden. In der gezeichneten Stellung des Wechselschiebers 18 steuern 13 und 15 den Austritt, 14 und 16 den Eintritt der Luft auf beiden Kolbenseiten der Spülpumpen. Durch Verschieben des Wechselschiebers von rechts nach links werden der Ein- und Austrittsraum E und A des Wechselschiebers in bezug auf die Verteilungsschieber vertauscht, also die Spülpumpen umgesteuert. Diese Vertauschung ist nicht nur für das Manövrieren, sondern auch für den Betrieb nötig, damit die Spülpumpen bei beiden Drehrichtungen von außen saugen und nach den Motorzylindern drücken.

Das Gestänge 19 des Wechselschiebers ist mit 10 verbunden, so daß die Steuerung der Spülpumpen mit der Steuerung der Brennstoffventile stets übereinstimmt.

Beim Anlassen tritt die Anlaßdruckluft aus dem Anlaßbehälter durch Anlaßventil 20, beim Betrieb atmosph. Luft durch Saugekorb 21 und Frischluftventil 22 nach 18 und weiter nach den beiden Verteilungsschiebern, die den Eintritt regeln, bei der gezeichneten Gangart 14 und 16. In beiden Fällen geht die durch die beiden andern Verteilungsschieber austretende Luft als Spülluft nach den Motorzylindern, so daß Verbrennungsvorgang und Anlaßwirkung gleichzeitig stattfinden können. Beim Anlassen wird jedoch durch Schütz 23 im Spülpumpenzylinder und durch Rohr 24 überschüssige Luft ins Freie geleitet, weil die Spannung für die Spülwirkung noch zu hoch ist.

Der Regulator 25 wirkt in der üblichen Weise durch Gestänge 26 auf die Saugeventile 27 der Brennstoffpumpen. Außerdem kann man mit Hebel 28 und Gestänge 29 die Brennstoffzufuhr regulieren oder ganz abstellen.

Die Brennstoffpumpen liegen unter Welle 17 und werden von ihr durch Erzzenter getrieben, sie sind im Schnitt G H durch die vorgelagerten Ventilgehäuse verdeckt. Das Gestänge 30 für die Subregulierung der Saugeventile wird durch die Nocken 31 auf Welle 5 und Nockenhebel 32 bewegt, die exzentrisch auf Welle 33 sitzen. Die Nockenhebel werden durch eingekapselte Federn 34 gegen die Nocken gedrückt.

Der Vorgang beim Umsteuern von Vorwärts auf Rückwärts ist folgender: Abstellen von Brennstoff mit Hebel 28, Legen des Umsteuerhebels 10 von Vorwärts auf Rückwärts, Wiederaufstellen des Brennstoffs, gleichzeitiges Abstellen von Frischluft und Anstellen von Ansaugluft durch Legen des Ansaughebels 35 von links nach rechts, schließlich Zurücklegen dieses Hebels auf Betrieb, sobald der Motor zündet. Steht ein Kolben kurz vor der oberen Totlage, so daß schon hochgespannte Einblaseluft in den Zylinder getreten ist, so erleichtert man das Anspringen durch den Entlüftungshebel 36.

L. Leistungsregulierung der Verbrennungsmotoren.

1. Allgemeines.

a) **Vergleich mit Dampfmaschine.** Bei Dampfmaschinen hat man zwei Mittel zur Regulierung, nämlich Füllung und Anfangsdruck. Vielfach benutzt man im Betriebe beide Mittel gleichzeitig. Der Füllungsregulierung bei Kolbenmaschinen entspricht veränderliche Beaufschlagung oder verschiedene Schaltung bei Turbinen. Die untere Regulierungsgrenze liegt bei Dampfmaschinen sehr tief. Dabei ist der große Vorzug, daß Druck und Füllung unabhängig voneinander reguliert werden können.

Verbrennungsmotoren können nach unten viel weniger weit reguliert werden, weil Druck und Füllung nicht unabhängig voneinander sind und weil bei zu großer Leistungsverringerung bei Gemischmotoren die Zündung versagt, bei Einspritzmotoren teils der Gleichförmigkeitsgrad zu schlecht, teils die Zylinderabkühlung zu groß und daher unter Umständen (bei Steinkohlenteeröl) auch hier die Zündung unsicher wird. Immerhin lassen Einspritzmotoren eine größere Leistungsverringerung zu als Gemischmotoren.

b) **Antrieb des Regulierorgans.** Feinregulierung auf Innehaltung einer gleichmäßigen Tourenzahl wird durch selbsttätigen Schwungmassen-Regulator betätigt, der gleichzeitig gegen etwaiges Durchgehen des Motors als Sicherheitsregulator wirkt. Grobregulierung in weiteren Grenzen ge-

schiebt willkürlich von Hand. Beides, Schwungmassen-Regulator und Handregulierung, wirkt auf dasselbe Regulierungsorgan (z. B. Drosselklappe), was durch zweckmäßige Verbindung der beiden Regulatorgestänge erreicht wird. Automobile, abgesehen von Lastautos, haben gewöhnlich nur willkürliche Regulierung, die nicht nur von Hand, sondern auch durch Akzeleratorpedal betätigt werden kann (vgl. D. 4). Letzteres ist zuweilen gleichzeitig Kupplungspedal, damit ein plötzliches Anschwellen der Tourenzahl beim Auskuppeln vermieden wird.

2. Regulierungsmethoden bei Gemischmotoren.

a) **Aussetzregulierung** besteht in dem Ausfallen einzelner Arbeitshübe derart, daß zwischen 2 aufeinander folgenden Arbeitshüben beim Viertakt 7, beim Zweitakt 3 Hübe liegen. Ein Viertaktmotor wirkt dann also im Achttakt oder, wenn 2 Arbeitshübe hintereinander ausfallen, im Zwölftakt.

Aussetzregulierung ist sehr wirtschaftlich, weil Mischungsverhältnis und Verdichtungsgrad unverändert bleiben, ergibt aber schlechten Gleichförmigkeitsgrad, arbeitet nur sprungweise und kühlt den Zylinder stark ab (wenn nur Brennstoff, nicht Luft abgesperert ist, durch Fehlen der Verbrennung und Durchspülen mit frischer Luft), sie eignet sich daher nur für kleine Motoren, bei denen es auf genaue Regulierung nicht ankommt, und nur für Gas und Benzin, weil bei Petroleum und Benzolspiritus durch die Abkühlung mangelhafte Verbrennung und Verschmutzung entstehen würden.

b) **Qualitätsregulierung** besteht in der Herstellung eines gasärmeren Gemisches bei geringerer Leistung. Das Gemisch darf aber nicht zu gasarm werden, weil sonst die Zündung unsicher wird. Zur Herstellung eines gasärmeren Gemisches stellt man weniger Hauptluft (an der Düse vorbeistreichend) und dafür mehr Nebenluft an. Natürlich hat die Qualitätsregulierung nur auf den Verbrennungsdruck Einfluß, nicht auf den Verdichtungsdruck. Auch wird der höchste Verbrennungsdruck erst erreicht, nachdem der Kolben einen kleinen Teil seines Arbeitshubes zurückgelegt hat.

c) **Quantitätsregulierung** besteht in Verringerung der Ladung ohne Änderung des Mischungsverhältnisses und geschieht entweder durch Zurückziehen von bereits angesaugtem Gemisch in die Saugleitung (späteres Schließen des Einlaßventils) oder durch Drosseln des Gemisches während des ganzen Saughubes mittels Drosselklappe oder Ventil, oder schließlich im früheren Schließen des Einlaßventils.

Quantitätsregulierung hat gegenüber Qualitätsregulierung wärmetechnisch den Nachteil der geringeren Kompression, dafür aber den Vorteil einer besseren Zündung wegen des stets richtigen Mischungsverhältnisses. Nur durch die geringere Kompressionstemperatur wird die Zündsicherheit etwas verringert. Trotz der geringeren Kompression ist Quantitäts-

regulierung etwas wirtschaftlicher als Qualitätsregulierung. Bei beiden kann man im allgemeinen nicht weiter herunterregulieren als auf etwa $\frac{1}{3}$ der vollen Tourenzahl.

Durch Quantitätsregulierung wird sowohl Verdichtungs- wie Verbrennungsdruck geändert.

d) Vereinigung von Qualitäts- und Quantitätsregulierung ist viel verbreitet und wirkt meistens in der Weise, daß bei kleiner Herabsetzung der Leistung nur qualitativ reguliert wird und erst bei größerer Herabsetzung auch die Quantitätsregulierung einsetzt. Dadurch wird bei den niedrigen Leistungen eine Unsicherheit der Zündung infolge zu gasarmer Mischung vermieden.

e) Verlegung des Zündzeitpunktes. Leistungsverringerung durch Spätzündung, wobei Wirtschaftlichkeit sehr schlecht, da Brennstoffverbrauch ebenso groß wie bei voller Leistung. Anwendung daher nur für vorübergehende Leistungsverringerung, namentlich bei Automobilen. Äußerer Mechanismus sehr einfach, bei Kerzenzündung Verdrehung der Kontaktscheibe, bei Abreißzündung Verstellung des Abreißgestänges. Im Diagramm geht die Kompressionskurve bis zum Eintritt der Zündung wieder zurück.

3. Regulierung bei Einspritzmotoren

besteht gewöhnlich in längerem Offenhalten des Saugventils der Brennstoffpumpe, wodurch ein Teil des angesaugten Treiböls in das Saugerohr zurückfließt (vgl. E. 3). Zuweilen wird auch der Hub der Brennstoffpumpen verstellt (vgl. das Beispiel unter G. 2), zuweilen auch die Öffnungsdauer des Brennstoffventils.

Die Kompression der Luft im Motorzylinder wird natürlich durch die Brennstoffregulierung nicht beeinflusst. Aber auch der Verbrennungsdruck ist bei allen Leistungen ungefähr gleich hoch, weil das Einspritzen von Öl sich auf einen mehr oder weniger großen Teil des Arbeitstaktes verteilt. Man kann daher diese Regulierung der Einspritzmotoren auch als Füllungsregulierung bezeichnen. Im Indikator diagramm ändert sich also nicht die Höhe, sondern die Länge der Füllungsperiode, wie bei Expansionssteuerungen der Kolbendampfmaschinen.

Diese Füllungsregulierung der Einspritzmotoren geht tiefer herunter als alle Regulierungsmethoden der Gemischmotoren, unter Umständen bis auf $\frac{1}{3}$ der vollen Umdrehungszahl. Bei zu großer Leistungsverringerung entsteht allerdings auch hier Unsicherheit in der Zündung, namentlich bei den schweren Treibölen, wenn die Temperatur im Zylinder zu niedrig wird.

Füllungsregulierung ist auch wirtschaftlicher als alle Regulierungsmethoden der Gemischmotoren. Sie kann nur dadurch übertroffen werden, daß man bei kleiner Leistung die Hälfte des Motors ganz abkuppelt und still-

stehen läßt; eine Methode, die nur bei entsprechend gebauten Anlagen, z. B. auf manchen U=Booten, möglich ist.

Für ein wirtschaftliches und rauchfreies Fahren ist es wichtig, neben dem Brennstoff auch den Einblaseluftdruck zu regeln. Dies geschieht entweder nur von Hand durch Drosselscheibe in der Saugleitung des Kompressors, oder auch selbsttätig durch ein zwischen Einblaseluftgefäß und Brennstoffventil eingeschaltetes Drosselventil, dessen Öffnung sowohl bei abnehmender Tourenzahl als auch bei abnehmender Brennstoffmenge (abnehmender Belastung des Motors) verengt wird. (Patentiertere Konstruktion der M. A. N.)

M. Maschinengestell, Zylinder und kraftübertragende Maschinenteile.

1. Maschinengestell.

Für kleine und mittelgroße Motoren und für solche, bei denen das Kurbelgetriebe gegen Eindringen von Schmutz (Automobile) oder der Maschinenraum gegen abspritzendes Öl geschützt werden muß (U=Boote), wird stets die geschlossene Bauart (Kastengestell) verwendet, bei der der Kurbelkasten als Ölsammelraum dient und die Seitenwände durch dicht aufgesetzte Deckel (Fenster) zugänglich sind. Vorbedingung für diese Bauart ist eine durchaus zuverlässige Schmierung. Der Kurbelkasten mit den Wellenlagern bildet ein Gußstück für sich, während die Seitenwände bei kleinen Motoren häufig mit den Zylindern oder, falls diese besondere Einsätze haben, mit den äußeren Kühlmänteln zusammengegossen sind.

Für große Schiffs-Dieselmotoren hat sich die offene Bauart nach dem Muster der Schiffsdampfmaschinen allgemein eingeführt, und zwar bisher gewöhnlich mit gegossenen Zylinderständen an beiden Seiten. Diese Bauart ergibt gegenüber dem Kastengestell für große Motoren eine leichtere Herstellung und eine den wirkenden Kräften besser entsprechende Materialverteilung, somit also auch eine leichtere Bauart. Das an Schiffsdampfmaschinen gewöhnte Maschinenpersonal zieht auch aus praktischen Betriebsgründen die freie Zugänglichkeit des ganzen Kurbelgetriebes vor.

Das Material des Maschinengestells ist gewöhnlich Gußeisen oder Bronze, bei großen Schiffsmotoren auch Stahlformguß, bei sehr leichter Bauart (Flugzeuge) Aluminium.

2. Zylinder.

a) **Arbeitszylinder und Kühlmantel.** Eine große Konstruktionschwierigkeit liegt in der hohen Temperatur des Arbeitszylinders und in seiner

größeren Wärmeausdehnung gegenüber dem Kühlmantel. Diese Schwierigkeit wächst mit der Größe der Gußstücke.

Die hohe Temperatur des Arbeitszylinders bedingt sehr gutes Material. Bis jetzt hat sich hartes, dichtes und nicht zu sprödes Gußeisen noch am besten bewährt. Kleine Oberflächenrisse im Arbeitszylinder schaden unter Umständen nicht, weil sie anderseits die Gußspannungen verringern.

Zur Vermeidung großer Zugspannungen im Kühlmantel wird bei größeren Motoren der Arbeitszylinder als besondere Laufbuchse in das äußere Gußstück eingesetzt, wobei er nur an einem Ende befestigt wird, so daß das andere sich frei ausdehnen kann. Diese getrennte Herstellung bietet noch folgende Vorteile: Anwendbarkeit eines härteren Gußeisens für den Arbeitszylinder, leichtere Bearbeitung und Möglichkeit des Auswechslens. Die Verbindung macht man durch Warmaufziehen des äußeren Zylinders.

Bei kleinen Motoren gießt man Arbeitszylinder und Kühlmantel in einem Stück.

b) Zylinderkopf und Zylinderdeckel. Zylinderkopf nennt man den oberen Zylinderabluß, wenn er gleichzeitig zur Aufnahme der Ventile dient oder auch, falls innen konkav geformt, einen Teil des Verdichtungsraumes bildet. Zylinderdeckel heißt der obere Abluß, wenn er infolge Unterbringung der Hauptventile oben in der Zylinderwand eine flache und niedrige Form hat. Im allgemeinen ist es nicht vorteilhaft, durch diese Unterbringung der Hauptventile die Schwierigkeit des Baues von Zylinderköpfen zu umgehen.

Die Zylinderköpfe verursachen deswegen die größten baulichen Schwierigkeiten, weil sie einerseits die höchste Beanspruchung durch Druck und Temperatur erfahren, anderseits wegen der gedrängten Unterbringung der Ventile als Gußstück sehr kompliziert sind. Zu der Schwierigkeit der Vermeidung von Gußspannungen kommt daher hinzu die Vermeidung zu großer Spannungsunterschiede im Betriebe. Zylinderköpfe haben daher im allgemeinen nach oben sich verengende, glatt verlaufende, wenn möglich hohlförmige Formen, wodurch gleichzeitig die Ansammlung von Rückständen vermieden und die schnelle Entzündung der gesamten Ladung begünstigt wird.

Material der Zylinderköpfe ist gewöhnlich Gußeisen, in einzelnen Fällen auch Stahlformguß.

3. Kraftübertragende Maschinenteile.

a) Kolben mit Zapfen und Liderung. Einseitig wirkende Kolben ersetzen bei kleineren Motoren gleichzeitig die Geradföhrung, sind daher entsprechend lang und als Hohlzylinder ausgebildet, deren Wandstärke nach dem offenen Ende abnimmt. Die Länge des Kolbens ist wesentlich für die Gebrauchs-

dauer der Maschine. Die stärkere Erwärmung und Ausdehnung des Kolbenbodens gegenüber dem unteren Kolbenende berücksichtigt man durch leichte Konizität. Größere Kolben bedürfen innerer Berrippung, namentlich am Übergang vom Kolbenboden nach dem Kolbenrohr und von da nach den Naben des Kolbenzapfens.

Kolbenzapfen, wegen der hohen Temperatur und schlechten Zugänglichkeit für Schmierung einer der schwächsten Punkte jedes Motors, muß leicht losnehmbar, aber gegen selbsttätiges Lösen unbedingt gesichert sein.

Kolbenliderung besteht aus mehreren federnden Ringen aus zähem Gußeisen von solcher Weichheit, daß der Zylinder wenig abgenutzt wird. Stöße der Ringe gegeneinander verjagt. Drehen der Ringe durch Kolbenringstifte verhindert, die fest in den Kolbennuten sitzen und gut gesichert sind. Einsetzen der Kolben in die Zylinder mittels Spannhülisen.

Innere Kolbenkühlung ist unerläßlich bei allen doppelt wirkenden Kolben, aber auch bei einfach wirkenden, wenn die Leistung eines Zylinders etwa 150 PS erreicht. Beim Zweitakt ist Kolbenkühlung eher nötig als beim Viertakt. Ein ungekühlter Kolben erreicht an seiner oberen Bodenfläche eine Temperatur bis zu 400°.

Material der Kolben ist gewöhnlich Gußeisen, in einzelnen Fällen auch Stahlformguß.

b) Besondere Geradsführungen. Alle doppelt wirkenden Motoren müssen natürlich mit Kolbenstange und Kreuzkopf gebaut werden. Letztere werden gewöhnlich eingleisig, zuweilen auch zweigleisig geführt und entsprechen im allgemeinen den Kolbendampfmaschinen. Auch die einfach wirkenden Schiffsdieselmotoren haben Kolbenstange und Kreuzkopf, wenn es wegen der Größe des Motors erwünscht ist, einen seitlichen Kolbendruck zu vermeiden. Ungefähr dasselbe wird erreicht durch den als Spülpumpe ausgebildeten Stufenkolben (Kreuzkopfkolben, vgl. C. 4 und C. 6).

c) Pleuelstangen und Wellen haben keine prinzipiellen Abweichungen gegenüber den Kolbendampfmaschinen und werden häufig zwecks Durchleitung von Schmieröl hohlgebohrt. Große Wellen und Pleuelstangen werden wie bei Dampfmaschinen aus Festigkeitsgründen hohlgebohrt.

N. Schmierung und Kühlung.

1. Schmierung.

a) Bedeutung der Schmierung bei Verbrennungsmotoren. Die Zylinderschmierung ist von größtem Einfluß auf die Erhaltung des Motors, aber schwieriger als bei Dampfmaschinen, erstens wegen der viel höheren Temperatur, zweitens wegen des bei den gewöhnlichen Motoren unten

offenen Zylinders, der ein Eindringen von Staub ermöglicht, was namentlich bei Automobilen sehr stört.

Als Ausgleich muß man daher stets lange Kolben anwenden, auch bei äußerer Kreuzkopfführung. Trotz aller Vorsicht in Konstruktion und Betrieb ist aber ein Ausbohren der Zylinder öfter nötig und die Lebensdauer von Zylinder und Kolben kürzer als bei Dampfmaschinen.

Ein Kennzeichen guter Schmierung ist es, wenn der Kolben beim Herausziehen aus dem warmen Motor einen dünnen Überzug ohne braune Stellen zeigt, wenn sich im Innern keine größeren Ansätze von Kohle gebildet haben und wenn im Betriebe kein schwarzbrauner Ölbrei austritt.

b) Schmieröl ist bei Zylinderschmierung säurefreies Mineralöl von verschiedener Schwere, je nach der Größe des Motors, Höhe der Kompression und Länge des Kolbens. Zu leichtes Öl verdampft zu schnell, so daß der Kolben trocken läuft, zu schweres Öl bildet feste Niederschläge, wodurch ebenfalls die Abnutzung zunimmt. Stets wird ein Teil des Schmieröls verdampft. Dieser verbrennt aber und leistet Arbeit.

Lagerschmieröl wie bei Dampfmaschinen.

c) Schmiervorrichtungen. Zur Zuführung des Öls nach den gleitenden Flächen dienen folgende Mittel: Schmierpressen (Ölkolbenpumpen), Ölförderung durch den Druck der Auspuffgase (entsprechend der Brennstoffförderung), Ringschmierung, Schleuderschmierung (durch Zentrifugalkraft), Schöpferschmierung, einfache Tropfschmierung wie bei Dampfmaschinen und schließlich Laufen in einem Ölbad.

Preßölschmierung ist für alle Zwecke verwendbar und wirksamer als alle andern Methoden. Sie ermöglicht daher größere Lagerdrücke und größere Reibungsgeschwindigkeiten. Bei den Zylindern wird das Preßöl von außen nach innen durch die Zylinderwand geführt. Werden die Kolbenzapfen mit Preßöl geschmiert, so benutzt man als Zuleitung die hohle Pleuellstange und hohle Pleuellstange. Diese Preßölzuleitung wird dann auch durch entsprechende Querbohrungen auf Pleuellstangenlager ausgedehnt. Die Wirkung der Ölpumpen muß sich leicht kontrollieren lassen. Sehr gut bewähren sich die neuen Bosch-Öler, bestehend aus einer größeren Zahl von kleinen im Kreise angeordneten Pumpen, deren Kolben durch gemeinschaftliche zentrale Welle mit schräger Scheibe getrieben werden, und zwar entsprechend dem Gange des Motors.

Ölzuführung nach den verschiedenen Lagern von einem mehrere Meter höher liegenden Ölkasten ersetzt zum Teil die Preßpumpen und wird dann mit reichlich viel Öl gemacht, um gleichzeitig die Lager möglichst zu kühlen. Dieser Ölüberfluß ist nicht unwirtschaftlich, da das Öl wieder zurückgepumpt wird.

Ölförderung durch den Druck der Auspuffgase ist bei Automobilen viel

verbreitet. Die Auspuffgase drücken unter Einschaltung eines Reduzierventils das Öl in Tropfgefäße, von wo Rohre nach den Schmierstellen führen. Kontrolle jeder Tropfstelle durch Schauglas. Nachteil: Ölverbrauch ist bei schneller und langsamer Fahrt gleich groß, deshalb jetzt im allgemeinen verdrängt durch die Bosch-Öler.

Ringschmierung (in das Öl hineinhängende Schmierringe) kommt für Kurbelwellen in Frage. Sie ist natürlich nicht gleichwertig mit Preßölschmierung, aber wegen ihrer Einfachheit doch viel verwendet. Nachteil: Verkleinerung und Schwächung der Lageraschen durch die zwischengehängten Ringe und Unmöglichkeit der Kontrolle.

Schleuderschmierung oder Zentrifugalschmierung leitet durch einen nach innen offenen Hohlring mit der Wellenachse als Mittelpunkt und durch eine Bohrung des Kurbelzapfens durch Zentrifugalkraft das Öl nach dem Kurbelager, d. h. nach dem unteren Pleuelstangenlager, ist aber weder so wirksam noch so zuverlässig wie Preßölschmierung.

Schöpferschmierung ist zuweilen für den Kolbenzapfen verwendet und besteht in einem am Kolbenzapfen befestigten, nach unten gehenden Rohr, welches unten Kugelverschluß hat und bei jedem Hub in das Schmieröl eintaucht.

Einfache Tropfschmierung, wie bei Dampfmaschinen, wird bei den großen Schiffs-Dieselmotoren mit freiliegendem Kurbelbetriebe bevorzugt, hauptsächlich wohl deshalb, weil das Maschinenpersonal hieran mehr gewöhnt ist.

Laufen in einem Ölbad ist allgemein üblich bei den Fahrradübertragungen zwischen Kurbelwelle, Steuerwelle, Regulatorwelle u. dgl.

Das im Kurbelgehäuse zusammengefloßene Öl wird von neuem verwendet, evtl. nach Filtrierung und Kühlung.

2. Kühlung.

a) Bedeutung der Kühlung bei Verbrennungsmotoren. Wie beim Glühhaubenmotor unter G. 2 erläutert, wird die ungekühlte Glühhaube durch den Verbrennungsvorgang dauernd in Rotglut gehalten. Dasselbe würde einem ungekühlten Zylindermantel und Zylinderkopf passieren, unter gewissen Umständen auch dem Kolben. Die Kühlung des Verbrennungsraumes ist somit ein Verlust, der in Kauf genommen werden muß, um eine zu große Wärmebeanspruchung der Gußstücke zu vermeiden.

Werden bei einem Dieselmotor 35 % der Verbrennungswärme in PSI umgewandelt und gehen 25 % mit den Abgasen und durch Strahlung verloren, so müssen 40 % durch Kühlung beseitigt werden. Die durch die gesamte Kühlung bewirkte Verschlechterung der Wärmeausnutzung ist prozentual um so größer, je kleiner der Motor.

b) Kühlmittel. Verwendet werden Seewasser, Frischwasser, Öl und Luft. Seewasser ist für seegehende Schiffe und Boote am einfachsten und wirksamsten und daher fast überall üblich, es hat aber den Nachteil, daß leicht Salzablagerungen in den Kühlräumen entstehen, woraus unzulässige Erwärmung und Betriebsstörung folgen können. Daher Reinigungsdeckel an den Kühlräumen erforderlich. Wegen solcher Verunreinigungen haben große Schiffs-Dieselmotoren zuweilen, namentlich für die hohlen Kolben, Frischwasserkühlung, was natürlich vor jedem neuen Gebrauch eine Rückkühlung mit Seewasser erfordert.

Frischwasserkühlung hat man bei allen ortsfesten Anlagen und bei allen größeren Fahrzeugmotoren (Automobilen, Luftschiffen, Flugzeugen), bei Fahrzeugmotoren mit Rückkühlung durch Luft. Sehr wichtig ist die Reinheit des Frischwassers wegen der Gefahr von erdigen und schlammigen Ablagerungen.

Öl ist zuweilen für innere Kolbenkühlung großer Motoren verwendet, weil bei Wasserkühlung, namentlich bei schnell laufenden Motoren, infolge von Undichtigkeiten in den Gelenkrohren ein Verseifen des in der Kurbelbilge zusammenfließenden Schmieröls stattfinden würde.

Direkte Luftkühlung ist nur bei sehr kleinen Zylindern (Motorfahrern) sowie bei den rotierenden Flugzeugmotoren ausreichend. Zur Verstärkung der Wirkung versteht man solche Zylinder mit Kühlrippen, deren Richtung möglichst günstig für das Durchstreichen der Luft ist.

c) Kühleinrichtungen. Die Zuleitung zu den feststehenden Kühlräumen, wie Zylinder, Zylinderkopf, Auspuffrohr (vgl. F. 2) und Lagern, macht keine bauliche Schwierigkeit. Die angehängten Kühlpumpen sind Kolben- oder Zentrifugalpumpen. Viele Automobile haben zur Vermeidung von Pumpen oder auch neben einer Pumpe Kühlwasserumlauf durch Thermosyphon, bestehend aus einem Kreislauf, in dem das kältere Wasser selbsttätig nach unten sinkt. Natürlich muß dabei das vom Motor kommende heiße Kühlwasser von oben in den Rückkühler eintreten. Dieser Kreislauf geht selbsttätig weiter, sobald die etwa in ihn eingeschaltete Pumpe versagt. Bei ortsfesten Motoren schließt man die Kühlrohrleitung häufig an eine vorhandene Druckwasserleitung an.

Der Bau der Rückkühler richtet sich nach den räumlichen Verhältnissen und muß bei Automobilen und Flugzeugen, namentlich bei letzteren, äußerst gedrängt und leicht sein. Bei Automobilen liegt der Rückkühler ganz vorn in dem stärksten Luftstrom. Er besteht entweder aus einem vertikalen System von Rippenrohren von etwa 70 mm Weite oder aus einem horizontalen System von dünnen quadratischen Rohren (Bienenzellenkühler), die zur Verringerung der Lötstellen zuweilen auch durch Platten ersetzt werden. Beim Rippenrohrkühler fließt das Wasser durch, beim Bienenzellenkühler um die Rohre.

Der kühlende Luftstrom wird bei Automobilen durch einen zwischen Kühler und Motor (also vor dem Motor) angebrachten und durch Riemen von der Motormelle getriebenen Schraubenventilator, außerdem durch das als Ventilator ausgebildete, hinter dem Motor liegende Schwungrad verstärkt und dient nebenbei auch als Zylinderkühlung. Auf den Ventilator wird allerdings auch häufig verzichtet, weil durch seine Erschütterungen der Kühler zuweilen undicht wird.

Bei innerer Kolbenkühlung (vgl. M. 3) schaltet man Gelenkrohre zwischen die feste Kühlrohrleitung und den Kolben bzw. Kolbenstange. Kolbenkühlung durch die hohle Kurbelwelle und Pleuellstange ist wegen der Schmierung der Pleuellstangenlager nur durch Öl möglich.

O. Einige Beispiele von Boots- und Schiffsmotoren.

1. Viertakt-Zweizylinder-Petroleum-Bootsmotor von Körting.

(Tafel 89.)

a) Allgemeine Wirkungsweise. Anlassen durch Ankurbeln. Vorher wird die Steuerwelle axial etwas verschoben, wodurch einerseits Spätzündung eingestellt wird zwecks Vermeidung von Rückzündung, andererseits eine Kompressionsnocke in Tätigkeit tritt, die zunächst das Auslaßventil offen hält, so daß erst 55° vor der oberen Totlage die Kompression beginnt. Durch die geringere Kompression entsteht ein entsprechend geringerer Widerstand beim Ankurbeln. Nach Anlaufen des Motors wird die Steuerwelle wieder zurückgeschoben, wodurch Spätzündungs- und Kompressionsnocke wieder außer Tätigkeit kommen.

Die gesamte Steuerung liegt auf einer Seite des Motors. Die Regulier-Drosselklappe in der Gemischleitung wird teils selbsttätig durch Schwungmassen-Regulator bewegt (600 Umdrehungen pro Minute), teils willkürlich durch Handhebel.

Lampenvergaser mit Anheizvorrichtung siehe unter E.

b) Erklärung der Zeichnung. 1 und 2 Stutzen und Lampe zum Anheizen des Vergasers, 3 Petroleum Eintritt für Betrieb, 4 Schwimmer, 5 Luft eintritt zur Herstellung eines luftarmen Gemisches, 6 Weg dieses Gemisches zum Zusatzluftregler Cudell, 7 Regler Cudell, 8 Eintritt der Zusatzluft nach 7, 9 Drosselklappe für Gemisch, 10 und 11 Eintritt und Einlaßventil mit Gestänge, 12 Auslaßventil mit Gestänge, 13 Zündgestänge, 14 bis 16 Abreißzündung mit Specksteinisolierung bei 16, 17 Steuerwelle mit Einlaß-, Auslaß- und Zündnocken, 18 Hebel zum Verschieben der Nockenwelle, 19 Spät-

Zündnoche für Anlassen, 20 Einlaßnoche, 21 Kompressionsnoche für Anlassen, 22 Auslaßnoche, 23 Zündnoche für Betrieb, 24 Regulator, 25 Schwungmassen, 26 Ausgleichfedern, 27 Hülse, 28 Gestänge nach Drosselklappe, 29 Austritt für Abgase, 30 Hohlraum zum Heizen des Vergasers, 31 Austrittsstutzen, 32 Zündapparat, 33 und 34 Hohlräume für Kühlwasser, 35 Kühlwasseraustritt nach Auspufftopf, von dort nach außenbords, 36 und 37 Handkurbel mit Kette und Klaue.

2. Viertakt-Dierzylinder-Bootsmotor für Benzolspiritus von Daimler. (Tafel 90.)

Dieser Motor leistet etwa 60 PSe und ist mehrfach für sogenannte Chefboote in unserer Marine verwendet. Anlassen erfolgt mit Benzin, Handgemischpumpe und Hochspannungszündapparat mit Kerzenzündung. Betrieb erfolgt mit Benzolspiritus und Abreißzündung, die für neuere Boote grundsätzlich aufgegeben ist. Regulierung durch Drosselschieber in der Gemischleitung.

In der Zeichnung bedeuten: 1 und 2 Luft- und Benzineintritt zur Handgemischpumpe, 3 Schwimmer, 6 und 7 Kolben und Handrad für Handgemischpumpe, 9 bis 11 Druckrohre und Einlaßventil von Handgemischpumpe nach den Zylindern, 12 Anlaßzündkerze, 13 bis 15 Hochspannungszündapparat, 16 bis 18 Stromverteiler und Kabelführung nach den Zündkerzen, 19 Luftschicht an der Zündkerze, 20 Knarre zum Drehen des Motors auf Stellung (zwecks Anlassens), 23 und 24 Schwimmer für Benzin und Benzolspiritus, 25 und 26 Zerstäuber für Benzin und Benzolspiritus, 27 Drehschieber für Lufteintritt in das Anwärmerrohr, 28 und 29 Weiterleitung der Luft, 30 und 31 Drehschieber und Gestänge für kalte Zusatzluft, 32 Drosselschieber für Gemisch, 33 und 34 Gemischleitung nach den Zylindern, 35 und 37 Ein- und Auslaßventile, 36 Verbrennungsräume, 38 und 39 Auspuffrohre, 40 Auspufftopf, 41 Auspuffrohr nach außenbords, 42 bis 46 Abzwegleitung der heißen Abgase zum Heizen des Drosselschiebers, 47, 50 und 51 Niederspannungszündapparat und Abreißzündung, 52 Steuerwelle, hohl zwecks Lagerung der Regulierwelle, 53 aufgeschobene Hülsen mit Nocken, 54 und 57 Einlaßnocken und Gestänge, 55 und 58 Auslaßnocken und Gestänge, 56 und 59 Zündnocken und Gestänge, 60 Zahnradübertragung für Steuerung, 61 und 62 Zahnradübertragung und Welle für Niederspannungszündapparat, 63 bis 68 selbsttätige Regulierung für den Gemisch-Drosselschieber, 69 Handregulierung dieses Schiebers, 70 bis 76 Schmierpumpen und Schmierleitungen, 77 bis 87 Kühlpumpe und Kühlleitungen, 88 Lenzpumpe.

3. Zweitakt-Achtzylinder-Petroleummotor von Körting.

(Tafel 91.)

a) **Allgemeine Wirkungsweise.** Der Motor, auf älteren U-Booten verwendet, hat weder Umsteuerung noch Wendegerieße, sondern das Manövrieren erfolgt durch den zwischen Schraube und Motor liegenden, von der Akkumulatorenbatterie gespeisten Elektromotor, der beim Laden der Batterie als Dynamo und beim Fahren mit dem Verbrennungsmotor (über Wasser) als Schwungrad dient. Unterwasserfahrt und Manövrieren erfolgt also lediglich elektrisch. Die vorderen und hinteren 4 Zylinder können unabhängig voneinander betrieben werden (Kuppelung in der Kurbelwelle). Kurbelverziehung = 45° .

Laden der Akkumulatoren im allgemeinen nur bei stillliegendem Boot, und zwar entweder (im Anfang) mit dem ganzen Ölmotor der betreffenden Wellenleitung oder nur mit der hinteren Hälfte. Fahrt über Wasser entweder mit dem ganzen Ölmotor oder nur mit der hinteren Hälfte (Aktionsradius), im Notfall auch nur mit der vorderen Hälfte, wobei die hintere leer mitläuft.

Zur Vermeidung der Feuergefährdung beim Anlassen erfolgt das Vorwärmen der Vergaser und Motorzylinder nicht durch Benzinbetrieb oder Petroleumheizlampe, sondern durch elektrisch geheizte Luft, die dadurch durch den Motor gesaugt wird, daß man ihn durch den Elektromotor einige Minuten lang dreht.

b) **Erklärung der Zeichnung.** 1 Elektrische Heizkammer zur Erzeugung heißer Luft, 2 bis 4 Petroleumzufuhr, 5 und 6 Gestänge, mit dem man von beiden Enden des Motors aus das Nadelventil 4 sofort schließen kann, 7 Petroleumzerstäuber, 8 und 10 Weg der heißen Luft von 1 zum Vergasergehäuse, 9 Hebel zum Regulieren dieser Luftzufuhr, 11 Vergasergehäuse, 12 und 13 Drehschieber zur Regulierung heißer Luft und kalter Zusatzluft, 14 und 15 Gemischzufuhr und Einlaßschütz in den Spülpumpenraum, 16 Spülpumpenraum, 17 und 18 Kanal und Einlaßschütz vom Spülpumpenraum in den Brennraum, 19 Muschel zum Einlassen der Spülluft von außen in den Spülpumpenraum, 20 Einlaßschütz von Luft in die Muschel, 21 Außenluft, 22 Brennraum, 23 Auslaßschütz, 25 Auspuffrohr, 26 Auspuffventilkasten mit Absperrventil für jede Motorhälfte.

Wirkungsweise: Durch den Kolbenaufgang entsteht im Pumpenraum 16 eine Luftverdünnung. Sobald Schütz 15 freikommt, strömt Gemisch in 16. Sobald durch die Muschel 18 und 20 verbunden wird, strömt von 21 durch 20, 19 und 18 frische Luft in 16 und lagert sich vor das Gemisch. Geht der Kolben nach unten, so wird in 16 Luft und Gemisch verdichtet. Gibt die obere Kolbenkante 23 frei, so beginnt der Auspuff, gibt sie 18 frei, so tritt

infolge des Überdrucks in 16 zuerst Luft, dann Gemisch von 16 durch 17 und 18 in 22 ein.

In der Zeichnung bedeuten ferner: 27 vertikale Regulatormelle, durch Kurbelwelle getrieben, 28 Regulator, 29 Schneckenantrieb zwischen 27 und 30 Zündwelle, 31 Handrad zur Einstellung von Früh- und Spätzündung, 32 Hebel zum Ein- und Ausrücken der einen oder andern Hälfte der Zündwelle, 33 Zündapparat von der Zündwelle angetrieben, 34 Zündnocken, 35 bis 37 Abreißzündung, 38 Handhebel auf den Regulator wirkend zur Einstellung der Tourenzahl zwischen 410 und 550, 39 Gehäuse mit Feder, die durch 38 mehr oder weniger gespannt wird, 40 Ölpuffer für Regulator, 41 Regulatorgestänge nach den Drosselklappen, 42 Drosselklappen, 43 Kühlwasser-Zentrifugalpumpe, durch Kette von Kurbelwelle getrieben, 54 Wasserfilter, 45 Ölkühler, 46 bis 54 Kühlwasserleitungen, 55 Thermometer für Kühlwassertemperatur, 56 Ölpumpe für Schmierung, 57 Ölfilter, 58 Ölleitung zum Motor durch hohle Kurbelwelle, 59 Ölfang im Kurbelgehäuse, 60 Ölstandszeiger, 61 und 62 Schmierpressen mit Antriebsvorrichtung und Tropfgefäßen, 63 und 64 Ölbehälter für Schmierpressen und Zuflußrohr, 65 Petroleumpumpe zwischen Außenbordbehälter und Vergaser, 66 Aluminiumdeckel mit Zelluloidfenster zur Beobachtung des Herumschleuderns von Öl, 67 Messingbleche, wirken als Sicherheitsventil für Kurbelgehäuse.

4. Rohrplan für den Hesselmannmotor unter K. 4.

Auf Tafel 92 bedeuten: 1 Saugleitung der Kühlwasserpumpe aus See, 2 Druckrohre nach den Zylindern, 3 Kühlwasser von Zylindern nach Auspuffrohr, 4 und 6 Leitung für überschüssiges Kühlwasser von Zylindern nach außenbords, 5 und 6 Kühlwasser von Auspuffrohr nach außenbords, 7 gemeinschaftliche Kühlwasserleitung nach außenbords, 8 Kühlwasserabzweig zum Luftkühler, 9 Kühlwasser vom Luftkühler zur Spülpumpe I, 10 Kühlwasser von Spülpumpe I zu ND-Kompressor I, 11 Kühlwasser von ND- und HD-Kompressor I zur Spülpumpe II, 12 Kühlwasser von Spülpumpe II zum ND-Kompressor II, 13 Kühlwasser von ND- und HD-Kompressor II nach außenbords, 14 Kühlwasser (Warmwasser) von 4, 5 und 6 nach Brennstofffilter, 15 Abfluß von dort nach Lenzpumpenausguß, 16 Kühlwasser (Warmwasser) von 6 nach Kühlwasserpumpe zum Anwärmen des Saugraumes.

17 Öl aus Brennstoffvorrat nach Brennstoffförderpumpe, 18 Öl von Förderpumpe nach Brennstofftagestank, 19 Abfluß von Tagestank zum Brennstofffilter, 20 Gasöl-Saugleitung von Filter nach Brennstoffpumpen, 21 Petroleum-Saugleitung von Filter nach Brennstoffpumpen, 22 Druckleitungen der Brennstoffpumpen nach den Druckventilen, 23 Öl von Druck- nach Brennstoffventilen, 24 Abflußleitung von Petroleumtank nach Petroleumfilter.

25 übertritt der Luft von ND- nach HD-Stufe des Handkompressors, 26 Druckluft von Handkompressor nach Reserverluftflaschen, 27 Druckluft von außen (Torpedolustpumpen) nach Reserverluftflaschen, 28 Druckluft von Reserverluftflaschen nach Anlaßluftflasche, 29 Druckluft von dort zum Anlaßventil am Motor, 30 Druckluft von Reserverluftflasche nach Einblaseluftflasche, 31 Druckluft von ND-Kompressor II nach Anlaßluftflasche, 32 Druckleitung von ND-Kompressor II nach Luftregulierventil, 33 Luft von ND-Kompressor I nach HD-Kompressor II, 34 Druckluft von HD-Kompressor II durch Luftkühler nach HD-Luftabsperrventil, 35 Druckluft von dort nach Brennstoffventilen, 36 Druckluft von 34 nach Einblaseluftflasche, 37 bis 39 Manometerleitungen.

40 Saugerohr der Schmierölpumpe aus Kurbelbilge, 41 Druckrohr zum Schmierölfilter, 42 Verbindung von dort nach Schmierölbehälter.

43 Saugerohre der Maschinenlenzpumpen aus Bilge, 44 Verbindung der Saugerräume von Kühlwasserpumpe und Maschinenlenzpumpe, 45 Druckrohr der Maschinenlenzpumpe nach außenbords, 46 Druckrohr der Maschinenlenzpumpe (als Kühlpumpe) nach 2 (Kühlwasser nach Zylindern), 47 Saugerohr der Handlenzpumpen aus den Bilgen, 48 Druckrohr nach außenbords.

5. Rohrplan eines Viertakt-Dieselmotors.

Auf Tafel 93 bedeuten: 1 Bodenventil, 2 Ölkühler, 3 Kühlwasserpumpe, 4 Saugleitung von 1 durch 2 nach 3, 5 Druckrohr von 3 zum 6 Kompressor, 7 Kühlwasser vom Kompressor zum Luftkühler, 8 Kühler für Preßluft, 9 Kühlwasser von 8 zu den Zylindern, 10 Kühlwasser von Zylindern nach Zylinderköpfen, 11 Kühlwasser von Zylinderköpfen nach 12 Auspufftopf, 13 Kühlwasser von 12 nach 14 Auspuffrohr, 15 Kühlwasser von 14 nach außenbords, 16 Kühlwasser von 8 nach 17 Auslaßventile, 18 Kühlwasser von 17 nach außenbords, 19 Druckluft von ND-Stufe des Kompressors durch 8 nach HD-Stufe, 20 Druckluft von HD-Stufe durch 8 nach 21 Einblaselflasche (30 Liter), 22 Druckluft von 21 nach Brennstoffventilen, 23 Filter, 24 Druckluft von 21 nach 25 Anlaßluftflasche (100 Liter), 26 Druckluft von 25 nach 27 selbsttätiges Ventil zum Anlassen (27 wird durch Verschieben der Steuervelle in eine der beiden Anlaßstellungen selbsttätig geöffnet und durch Zurückziehen selbsttätig wieder geschlossen), 28 gemeinschaftliches Anlaßventil, 29 Druckluft von 28 nach den 4 Anlaßventilen.

30 Brennstofftanks (je 250 Liter), 31 Saugerohr von 30 nach Brennstoffpumpen, 32 Brennstofffilter, 33 Handbrennstoffpumpe zum Auspumpen der Brennstoffleitungen vor Inbetriebnahme, 34 Brennstoffpumpen, 35 Druckrohre von 34 nach 36 Brennstoffventile.

37 Schmierölleitung von Kurbelgehäuse nach 38 Schmieröltank,

39 Saugrohr von 38 nach 40 Handpumpe und 41 Schmierölpumpe, 42 Druckrohr von 41 nach 43 Schmierölfilter, 44 Druckrohr durch Ölkühler nach 45 Ölverteiler.

46 Druckrohre zum Unterdrucksetzen der Brennstofftanks durch Auspuffgase, 47 Handpumpe für den gleichen Zweck vor Inbetriebsetzung.

48 bis 52 Manometerleitungen, 53 bis 55 Maschinenlenzpumpe mit Sauge- und Druckrohr, 56 bis 58 Handlenzpumpe mit Sauge- und Druckrohr, 59 Einlaßventile an den Zylinderköpfen, 60 Auspuffrohr.

6. Zweitakt-Dieselmotor für ein Tankschiff der englischen Kriegsmarine. (Tafel 94.)

Der Motor ist von der M. A. N. in Nürnberg nach Art der Handelsschiffs-Dieselmotoren gebaut und einer der größten bisher gebauten Motoren dieser Art. Er ist direkt umsteuerbar nach dem unter K. 4 beschriebenen Prinzip der M. A. N. für Steuerung der Anlaßventile durch Preßluft. Er ist von schwerer Bauart, weil es hier mehr auf absolute Betriebsicherheit als auf Gewichtersparnis ankam. Die Kolben sind einfach wirkend nach Art der Handelsschiffs-Dieselmotoren, aber ohne Seitendruck, da äußere Kreuzkopfführung vorhanden. Der sechszylindrige Motor hat 3 doppelt wirkende Spülpumpen mit je 12 Sauge- und Druckventilen und 3 dreistufige Kompressoren, alles durch Balancier getrieben. Das Maschinengestell hat offene Bauart wie die Dampfkolbenmaschinen.

Die allgemeine Anordnung des Motors ist unten auf der Tafel in 3 Projektionen dargestellt. Die wichtigsten Einzelheiten sind als Schnitt in größerem Maßstabe gezeichnet.

Grundplatte, Kurbelwelle, Zylinderstände, Geradführungen und Pleuelstangen stimmen im wesentlichen mit Dampfkolbenmaschinen überein.

Die Motorzylinder haben eingesezte, nach unten frei verschiebbare Laufbüchsen 1 aus feinkörnigem Spezialgußeisen. Die Auspuffschlitze 2 sind rings um den Zylinderumfang verteilt. Jeder Zylinderkopf hat zwei Spülventile 3, ein durch Preßluft gesteuertes Anlaßventil 4, ein Brennstoffventil 5 und ein Sicherheitsventil 6.

Zylinder und Zylinderköpfe werden mit Seewasser gekühlt, die gußeisernen Arbeitskolben dagegen mit Süßwasser, um Salz- und Schmutzablagerungen im Innern des Kolbens und damit zu große Wärmestauungen im Kolben zu verhüten. Das Süßwasser fließt von der Kühlwasserpumpe zuerst nach dem festen Drehpunkt des Balanciers, von da längs dem inneren Balancierarm durch 7 und durch die hohle Kolbenstange (mit einem inneren und einem ringförmigen Kanal) in den Kolbenkühlraum 8 und durch 9 zurück in den Kühlwassersammelraum. Vor jeder neuen Benutzung wird

es rückgekühlt und gereinigt. Die Zylinderständer sind durch starke Angüsse 10 miteinander verschraubt.

Die doppelt wirkenden Spülpumpen 11 drücken die Spülluft durch die Rohre 12 in den Spülluftammelraum 13 und durch 14 weiter nach den Spülventilen. In die Spülpumpendruckleitung ist der Spülluftkühler 15 mit dem Wasserein- und Austritt 16 und 17 eingeschaltet. Das gekühlte Auspuffrohr 18 hat einen Kühlwasserüberlauf 19 vom Mantel nach dem Deckel. Die dreistufigen Kompressoren 20 haben für jede Stufe einen Kühler 21 und einen Schmierstutzen 22.

Mit 23, 24 und 25 sind drei Wellen angedeutet, die zur Brennstoffregulierung dienen und von Handrad, von Umsteuervorrichtung und von Sicherheitsregler beeinflusst werden.

7. Zweitakt-Dieselmotor für ein holländisches U-Boot. (Tafel 95.)

Vergleiche Professor Meyer, Schiffsbölmashinen der Niederländischen Marine. Zeitschrift des V. d. J. 1914, Seite 526.

a) **Allgemeine Beschreibung.** Diese U-Boote nach dem „Indien“-Typ haben 2 Motoren von je 850 PSe bei 450 Umdrehungen. Die Motoren haben bronzene Kurbelgehäuse und wiegen nur etwa 21 kg pro PSe. Jeder Motor hat, wie oben aus dem Grundriß zu sehen, 8 Arbeitszylinder und 2 von dem vorderen Ende der Kurbelwelle getriebene Kompressoren. Durch Ausbildung der Motorfolben als Stufenkolben entstehen 8 einfach wirkende Spülpumpen.

Zylinder und Zylinderdeckel bestehen aus einem Stück, weil beim Aufnehmen wegen des Stufenkolbens ohnehin der ganze Zylinder aufgenommen werden muß. Die Stufenkolben haben zwar den Nachteil, daß bei etwa stark undichten Arbeitskolben verbrannte Gase die Spülluft verunreinigen können, dafür aber den wichtigeren Vorteil, daß keine Schmierölkzündungen im Kurbelgehäuse durch durchschlagende Flammen entstehen können.

Zur Kolbenkühlung wird Schmieröl benutzt, welches von der Ölpumpe durch einen Ölkühler in die Wellenlager, von hier durch Querbohrungen in die hohle Welle, dann durch die hohle Pleuelstange und durch angegossene Kanäle in den Kühlraum des Kolbens und schließlich zurück in das Kurbelgehäuse fließt. Dieser Ölumlaufl wird so reichlich bemessen, daß die Lager-schmierung gleichzeitig als Kühlung wirkt. Feste Ölablagerungen im Kolben werden vermieden, wenn der Ölumlaufl reichlich und ununterbrochen ist.

Umsteuerung erfolgt durch Drehung der Steuerwelle um 30° relativ zur Kurbelwelle, wodurch Brennstoff- und Spülnocken in die richtige Stellung für die andere Drehrichtung kommen. Die Zwischenwelle zwischen Kurbel- und Steuerwelle hat eine Klauenkuppelung mit 30° totem Gang. Spülung beginnt 35° vor und endet 65° nach der unteren Totlage.

b) Beschreibung der Einzelheiten. Es bedeuten: 1 Luftraum, 2 Kurbel-
schuhhaube, 3 Nabenstreifring, 4 Abdichtung am Kolbenbolzen (2 bis 4 sollen
verhindern, daß Spritzöl in gefährlichen Mengen in die Spülpumpen ge-
langt und dort explosionsfähige Gemische bildet), 5 Ölzu- und Abfluß für
Kolbenkühlung, 6 Ölkühraum im Kolben, 7 Wasserkühlräume, 8 Auspuff-
wulst, 9 Auspuffrohr, 10 Spülnocken und Spülventile (2 Stück pro Zy-
linder), 11 Brennstoffnocke und Brennstoffventil, 12 Vorwärts- und Rück-
wärts-Anlaßnocke, 13 Vorwärts- und Rückwärts-Anfahrchieber für das
darunter liegende, in der Zeichnung nicht sichtbare Anlaßventil, 14 Kern-
lochverschlüsse im Gußstück.

15 Spülpumpenraum. Die Spülluft wird aus Saugeschacht 16 durch
Plattenventile im Gestell angesaugt und durch Druckventile (Sauge- und
Druckventile nicht gezeichnet) in den Spülluftfühler 17 gedrückt. Die ge-
fühlte Spülluft geht durch 18 in das als Sammelbehälter ausgebildete
Gestell und von dort durch die Steigerohre 19 nach den Spülventilen.

Die Kompressoren haben in ihrem HD-Teil liegend angeordnete Sauge-
und Druckventile 20. Durch einen Drosselhahn mit Hebel 21 läßt sich der
Einblasedruck regulieren.

Die Anfahrluft wird durch Handrad 22 mit Welle 23 und Zeiger-
vorrichtung 24 auf Vorwärts oder Rückwärts gesteuert. Vor dem Anlassen
wird durch Entlüftungsfrosch 25 und Entlüstungsventil 26 etwa vorhandene
störende Preßluft aus den Zylindern entfernt. Die Steuerung der Anfahr-
luft nach den Anfahrchiebern geschieht durch Ventil 27, das Umschalten von
Anlassen auf Betrieb (Zylinder gruppenweise) durch Anfahrblock 28 mit
Druckluftanschluß 29.

Die Brennstoffpumpen 30, symmetrisch zu je 4 auf beiden Seiten der
Maschinenmitte angeordnet, werden durch Exzenter 31, Exzenterstange 32,
Hebel 33, Schwingwelle 34 und durch die symmetrisch nach beiden Seiten
gehenden Hebel 35 angetrieben.

Regulierung des Hubes der Saugeventile geschieht durch das von 34
pendelartig bewegte Gleitstück 36, durch Hebel 37 und Schwingwellen 38
mit Daumen (letztere nicht sichtbar). Je tiefer das Gleitstück 39 steht, desto
länger werden die Saugeventile offen gehalten, desto kleiner wird also die
Treibölaufuhr. Beim Durchgehen des Motors wird durch Sicherheits-
regler 40, Gestänge 41 und Hebel 42 das Gleitstück 39 so tief gestellt, daß
die Saugeventile dauernd geöffnet bleiben, der Motor also stoppt.

Die nicht gezeichnete Kühlwasserpumpe wird durch Exzenter 31 ge-
trieben. Es bedeuten: 43 Sauge-, 44 Druckanschluß und 45 Windkessel der
Kühlwasserpumpe. 46 und 47 sind Kühlwasseranschlüsse.

48 Brennstoffzubringepumpe, 49 Zahnrädelpumpe mit doppeltem
Sauge- und Druckventil, da sie ihre Drehrichtung beim Umsteuern wechselt.

50 Saug-, 51 Druckanschlüsse der Zahnradölpumpe, 52 Deckel nach den Druckventilen, 53 aufgeschraubter Kuppelungsflansch, 54 elastische Kuppelung, 55 Sicherheitsventil, 56 Ablauf aus dem Kurbelgehäuse, 57 Tachometerantrieb, 58 Tachometer, 59 Arbeitsfläche für Indikator und Thermometer.

P. Vergleich zwischen Dampfmaschine und Verbrennungsmotor.

1. Bauliche Gesichtspunkte.

a) **Raumersparnis** ist bei Verbrennungsmotoren erheblich, weil Kessel, Kondensatoren und manche Hilfsmaschinen, Pumpen und Rohrleitungen wegfallen. Grundflächenbedarf bei modernen Schiffs-Dieselmotoren beträgt etwa die Hälfte des Grundflächenbedarfs von Dampfmaschine und Kessel.

Ferner: 1 cbm Bunkerraum enthält bei guter Steinkohle höchstens 6,5 Millionen WE, 1 cbm Öltank etwa 9 Millionen. Öl motorschiffe gebrauchen also für die gleiche Wärmemenge etwa 30 % weniger Raum. Da aber Dieselmotoren pro PS etwa dreimal weniger Wärme gebrauchen als Dampfmaschinen, so ist für gleiche Leistung und gleiche Zeit

$$\text{Ölbunkergröße} = \text{etwa } \frac{1}{3} \cdot \frac{6,5}{9} = \text{etwa } \frac{1}{4} \text{ Kohlenbunkergröße.}$$

Oder: Bei gleichem Brennstoffvorrat ist Aktionsradius des Öl motorschiffes = vierfachem Aktionsradius des Dampf schiffes mit Kohlenfeuerung.

b) **Gewichtersparnis.** Ortsfeste Dieselmotoren werden zwecks Erzielung absoluter Betriebssicherheit meistens sehr schwer gebaut, nämlich mit etwa 200 kg pro PSe. Das ist keine Gewichtersparnis gegenüber Dampfmaschine + Kessel.

Das Gewicht einer betriebsfertigen Zweitakt-Schiffs-Dieselanlage beträgt bei neueren Ausführungen:

für Handelsschiffe	50 bis 150 kg pro PS
= Kriegsschiffe	40 = 70 = = =
= Torpedo- und U-Boote	20 = 25 = = =
= Beiboote	30 = 40 = = =

Viertakt-Dieselanlagen sind durchschnittlich 15 bis 20 % schwerer.

Prozentual am größten ist die Gewichtersparnis gegenüber Dampfmaschinen mit Zylinderkesseln, während sie gegenüber den sehr leicht gebauten Dampfmaschinenanlagen auf Torpedobooten gering ist. Zu der Gewichtersparnis in der Maschinenanlage kommt die an Brennstoff hinzu.

Die Gewichte von Gemischmotoren schwanken in weiteren Grenzen, weil hier die leichten Konstruktionen der Automobil- und Flugzeugmotoren hinzukommen.

Es wiegen pro PSe:

Glühkopfmotoren für Fischereifahrzeuge	80 bis 120 kg
U-Boots-Petroleummotoren	25 = 35 =
Ältere Reibootsmotoren	etwa 80 kg
(Reibootsdampfmaschinen-Anlagen =	120 =)
Neuere Reibootsmotoren	30 bis 40 kg
Automobilmotoren	etwa 10 kg
Luftschiffmotoren	2,5 bis 5 kg
Flugzeugmotoren	1,2 = 2 =

Die in der besseren Brennstoffausnutzung liegende Gewichtserparnis der Verbrennungsmotoren ist, abgesehen von der zurückzulegenden Strecke, prozentual um so größer, je kleiner die Anlage, weil im Gegensatz zu Dampfmaschinen der Ölverbrauch pro PS bei kleinen (Boots)Motoren nicht viel größer ist als bei großen.

Wärmewirkungsgrad ist beim Bootsgemischmotor etwa 15%, bei Bootsdampfmaschinen höchstens 5%.

Nimmt man den Heizwert von Öl : Kohle = 10 : 7 an, so folgt:

$$\frac{\text{Ölgewicht beim Motorboot}}{\text{Kohlegewicht beim Dampfboot}} = \frac{0,05 \cdot 7}{0,15 \cdot 10} = \text{etwa } 1 : 4.$$

Für größere Leistungen kommt der Vergleich zwischen Gemischmotor und Dampfmaschine nicht in Frage, weil hier stets Dieselmotoren Verwendung finden.

c) Bauliche Nachteile der Verbrennungsmotoren. Größere Zahl von Arbeitszylindern als bei Dampfkolbenmaschine, weil ein Zylinder eines großen doppelt wirkenden Dieselmotors wegen der Schwierigkeit der Beherrschung von Druck und Temperatur nach dem jetzigen Stande der Technik nicht mehr als 2000 PS leisten kann.

Größere Kompliziertheit als bei Dampfturbinen wegen Wiedereinführung des Kurbelgetriebes.

Bei doppelt wirkenden Dieselmotoren größere Bauhöhe nicht nur im Vergleich mit Turbinen, sondern auch mit Dampfkolbenmaschinen (Ventile bei Dieselmotoren).

Unterbringung des Brennstoffs erfordert öldichte Nietung und eventuell doppelte Wandung. Auch fällt der Seitenschutz durch Kohlenbunker fort. Der bei Kriegsschiffen hierdurch bedingte besondere Seitenschutz hebt die Gewichtserparnis zum Teil wieder auf.

Hilfsmaschinen können nur zum geringsten Teil als Ölmotoren gebaut

werden. Ersatz durch Druckluft oder Dampf oder Preßöl oder Elektrizität. Heizung erfordert besonderen Dampfkessel.

2. Wirtschaftlicher Vergleich zwischen Verbrennungsmotor und Dampfmaschine.

a) Allgemeines. Maßgebend für die Wirtschaftlichkeit sind in erster Linie die Kosten des verbrauchten Brennstoffes im Dauerbetriebe, in zweiter Linie Anlage- und Reparaturkosten, Personalbedarf, Verbrauch für Schmierung und Brennstoffverbrauch beim Manövrieren (Anpassungsfähigkeit).

Preis und Wärmewert des Brennstoffes ergeben den Preis pro WE.

Preis pro WE und Wärmewirkungsgrad der Maschine ergeben den Preis pro PS.

Der schwankende Preis des Brennstoffes ergibt sich aus Förderung und Nachfrage. Beides nimmt ständig zu, die Förderung infolge Erschließung neuer Quellen, die Nachfrage infolge größerer Verbreitung der Verbrennungsmotoren. Der Preis wird sich in Zukunft mehr als bisher ausgleichen.

b) Brennstoffkosten nach Nauticus 1911.

S i e	Mark pro 100 kg		Heizwert WE	Pfennig pro 10000 WE	
	unverzollt	verzollt		unverzollt	verzollt
Benzin	14 bis 25	22 bis 33	10 500 bis 11 000	13 bis 23	20 bis 30
Spiritus 90%	25 = 28	—	5 600 = 5 700	44 = 50	—
Benzolspiritus (20 + 80)	25 = 30	—	6 500 = 7 000	37 = 44	—
Lampenpetroleum	10 = 18	17,5 bis 22,5	10 000 = 10 500	9,7 = 17	17 bis 22
Galizisches und Ru- mänisches Gasöl	3,5 = 5,5	7 = 9	10 000	3,5 = 5,5	7 = 9
Paraffinöl	7 = 9	10 bis 12	10 000	7 = 9	10 = 12
Benzol 90%	18 = 22	—	10 500	17 = 21	—
Kreosotöl	4 = 5	—	9 000	4,4 = 5,5	—
Steinkohlen	1,8 = 2	—	7 500	2,4 = 2,7	—

c) Indizierte Wirkungsgrade in Prozenten des Heizwertes.

Große Schiffsdampfmaschinen einschließlich Turbinen 10,5 bis 11

Große Heißdampfmaschinen (Dampf von 300 bis 350°)

mindestens 12

Großgasmotoren 25 bis 30

Mischmotoren	{	Benzin	18 = 23
		Spiritus	25
		Petroleum	15 bis 18

Dieselmotoren	{	Viertakt	30 = 35
		Zweitakt	27 = 33

Dampfbootmaschinen etwa 4

Der auffallende Unterschied zwischen großen und kleinen Dampfmaschinen beruht auf der viel größeren Kondensation bei letzteren. Ein solcher Unterschied besteht nicht bei Verbrennungsmotoren, denn kleine Motorzylinder nutzen die Wärme höchstens 10 % schlechter aus als große.

d) Brennstoffverbrauch und Kosten pro PSe.

Größere Anlagen.

	Brennstoff in kg	Kosten in Pfg.
Schiffsdampfmaschinen	0,8	$2 \cdot 0,8 = 1,6$
Heißdampfmaschinen	0,7	$2 \cdot 0,7 = 1,4$
Viertakt- { Kerosinöl	0,2	$5 \cdot 0,2 = 1,0$
motoren { Gasöl unverzollt	0,2	$4,5 \cdot 0,2 = 0,9$
{ Gasöl verzollt	0,2	$8 \cdot 0,2 = 1,6$
Zweitakt-Dieselmotoren	Höchstens 10% schlechter als Viertakt.	

Hiernach verhalten sich bei Kerosinöl und unverzolltem Gasöl die Brennstoffkosten auf großen Dampf- und Dieselmotorschiffen etwa wie 1,6 : 1. Wie dieses Verhältnis sich nach dem großen Weltkrieg gestalten wird, läßt sich zur Zeit nicht übersehen.

Kleinere Anlagen.

	Brennstoff in kg	Kosten in Pfg.
Kleine Bootsdampfmaschine	2,5	$2 \cdot 2,5 = 5$
Viertakt-Diesel, Gasöl verzollt	0,2	$8 \cdot 0,2 = 1,6$
Glühkopf, 30 PS, Gasöl verzollt	0,25	$8 \cdot 0,25 = 2$
Motorboote {	Benzolspiritus	$27 \cdot 0,4 = 11$
	Benzin	$30 \cdot 0,3 = 9$
	Petroleum	$20 \cdot 0,4 = 8$

e) **Sonstige Einflüsse auf das Vergleichsergebnis.** Im normalen Dauerbetriebe arbeiten nach vorstehendem nur Diesel- und Glühkopfmotoren billiger als Dampfmaschinen. Das Ergebnis verschiebt sich aber etwas zugunsten der Verbrennungsmotoren durch folgende Umstände:

1. Verbrennungsmotoren brauchen kein Öl zum Anheizen und in Betriebspausen, abgesehen von dem sehr geringen Verbrauch bei etwaigem Leergang.
2. Der Kohlenverbrauch bei Dampfmaschinen nimmt infolge Verschmutzung der Kessel und Zunahme von Undichtigkeiten schneller zu als der Ölverbrauch bei Verbrennungsmotoren.
3. Personalbedarf ist bei Verbrennungsmotoren kleiner.

Diesen Vorteilen steht der Nachteil gegenüber, daß bei Leistungsverringerung die Wirtschaftlichkeit schneller abnimmt als bei Dampfmaschinen. Dies gilt hauptsächlich für Gemischmotoren. Dieselmotoren sind hierin mit Dampfmaschinen annähernd gleichwertig, denn sie verbrauchen bei halber Leistung im allgemeinen höchstens 15 % mehr Öl pro PS, bei der kleinsten möglichen Leistung vielleicht 50 % mehr als bei voller.

Hiernach muß man bei größeren Dieselmotorschiffen pro Wellenpferd und Stunde bei langsamer Fahrt etwa 0,3 kg Ölverbrauch rechnen, während sich der entsprechende Kohlenverbrauch bei Dampfschiffen auf etwa 1,3 kg stellt.

f) Wärmeausnutzung einer Dieseldynamo bei verschiedener Belastung.

Einen Überblick hierüber gibt das Beispiel auf Tafel 96.

Für Vollast berechnet sich die Wärmeausnutzung wie folgt:

Wärmewert des verwendeten Treiböls = 10 160 WE.

Mittlerer Brennstoffverbrauch pro Std. = 92,7 kg.

Wärme pro Std. = 92,7 · 10 160 = 942 238 WE.

Mittlere Maschinenleistung = 444 PSe, entsprechend

444 · 75 · 3600 = 119 600 000 mkg pro Stunde.

Ausgenutzte Wärme = $\frac{119\,600\,000}{427} = 280\,100$ WE.

Das sind 29,7 % von der ganzen Wärme.

Die durch das Kühlwasser verloren gehende Wärme Q berechnet sich wie folgt:

$Q = 28,5 \cdot 444 \cdot 1,002 \cdot (45,6 - 10) = 442\,536$ WE.

Das sind 47 % von der ganzen Wärme.

1,002 = spezif. Wärme des Wassers.

In entsprechender Weise ergibt sich für halbe Belastung:

Ausgenutzte Wärme = 144 150 WE = 32 %.

Wärme im Kühlwasser = 275 850 WE = 61,3 %.

In beiden Fällen ist der Rest die mit den Abgasen verloren gehende Wärme.

Die Hauptabmessungen der vorstehenden Dieseldynamo sind folgende:

Zylinderzahl	= 6	Kompressordurchmesser ND	= 235 mm
Zylinderdurchmesser	= 315 mm	Kompressordurchmesser HD	= 76 "
Kolbenhub	= 430 "	Kompressorhub	= 320 "

3. Betriebsvergleich zwischen Verbrennungsmotor und Dampfmaschine.

a) Betriebsvorteile der Verbrennungsmotoren. Sofortige Betriebsbereitschaft, was nicht nur für Kriegsschiffe, sondern auch für manche Handelsdampfer wichtig, z. B. Schlepper, Fährdampfer u. dgl.

Schnellere Steigerung von kleiner Leistung auf Höchstleistung wegen Fortfalls der Kessel.

Längeres Durchhalten der Maximalleistung, da keine Kesselreinigung und keine körperliche Anstrengung des Personals, abgesehen von etwaiger geringer Mehrbelastung durch die Schmierung.

Überhaupt Entlastung des Personals und geringerer Personalbedarf, da leichteres und schnelleres Bunkern, Fortfall des Kohlentrimmens und Heizens und kühlere Maschinenräume.

Weniger Rauch, bei normaler Fahrt meist Rauchlosigkeit. Bei guten Dieselmotoren beginnt ein schwaches Rauchen erst beim Heruntergehen auf $\frac{1}{4}$ Leistung.

Weniger Betriebsgefahren, da Kessel und Dampfleitungen fortfallen. Beim Bruch eines Dieselsylinders scheidet dieser von selbst aus, da Kompression und Zündung aufhört. Völlige Sicherheit gegen Explosion besteht allerdings auch bei Dieselmotoren nicht, wie der Unglücksfall mit einem großen Schiffs-Dieselmotor auf dem Probierstand in Nürnberg beweist. Grund der Explosion war hier Entzündung des Schmieröls im Spülpumpen-Druckluftbehälter infolge Bruches eines Spülventilhebels. Näheres siehe Marine-Rundschau vom Mai 1912.

Größerer Aktionsradius, und zwar etwa vierfacher. Dies von höchster Wichtigkeit für Kriegsschiffe, aber auch wichtig für Handelsschiffe, weil weniger Zwischenhäfen angelaufen zu werden brauchen, also Weg- und Zeitersparnis.

b) Betriebsnachteile der Verbrennungsmotoren. Wegen der im Vergleich zu Dampfmaschinen komplizierten Arbeitsvorgänge sind die Anforderungen an die Sachkenntnis des Bedienungspersonals höhere, und ist die Beseitigung von Betriebsstörungen schwieriger. Auch ist wegen häufiger Havarien an Zylindern, Kompressoren usw. die Betriebssicherheit vielfach noch unzureichend.

Im Vergleich mit Dampfturbinen ist die Bedienung komplizierter.

Brennstoffmangel in vielen Häfen und steigender Preis des Treiböls infolge steigender Nachfrage.

Geräusch der Auspuffgase, falls keine umfangreichen Gegenmaßregeln.

Vorstehende Betriebsnachteile werden aber die Verbreitung der Schiffs-Dieselmotoren nur verzögern, nicht hindern, denn die Schulung von Personal nimmt von Jahr zu Jahr zu, die Havarien nehmen infolge baulicher Verbesserungen ab, die Dllager in der Welt werden häufiger und das Auspuffgeräusch ist, wie früher begründet, hauptsächlich Raum- und Gewichtsfrage.

Q. Flugmotoren.

1. Grundsätzliche Abweichungen von Boots- und Automotoren.

Der Flugmotor hat sich aus dem Automotormotor entwickelt, so daß wir die Leistungen der Flugtechnik zum großen Teil der Automobilindustrie verdanken. Die Konstruktion weicht jedoch in vielen Punkten vom Automotormotor ab, weil die Betriebsverhältnisse und Ansprüche an die Leistung andere sind.

Das Gewicht pro PS muß wesentlich kleiner sein, um überhaupt ein Fliegen zu ermöglichen.

Die Betriebssicherheit muß möglichst eine vollkommene sein, weil eine Panne am Flugmotor mit großen persönlichen Gefahren verbunden ist.

Bei der Vergasung, Verdichtung und Verbrennung ist zu beachten, daß der Motor, abgesehen vom Aufsteigen und Landen, zwar in staubfreier Luft arbeitet, daß jedoch Luftdruck und Temperatur mit der Höhe über der Erde stark wechseln.

Bei der Benzinzufuhr, Vergasung und Schmierung ist die zeitweise sehr starke Neigung gegen die Horizontale zu berücksichtigen.

Bei Bemessung der Lagerflächen und Stärke der Schmierung ist zu beachten, daß ein Flugmotor dauernd mit voller Belastung läuft, ein Automotormotor jedoch nur vorübergehend. Selbst bei Luftschiffen ist die durchschnittliche Beanspruchung des Motors größer als bei Automobilen.

Brennstoffersparnis ist wegen des Gewichtes noch wichtiger als bei Automobilen.

Es ist möglichst hohe Gleichförmigkeit anzustreben, damit die Luftschraube, die beim gewöhnlichen Flugmotor das Schwungrad ersetzt, nicht zu stark beansprucht wird. Aus diesem Grunde werden auch Vierzylindermotoren nicht mehr angewendet.

2. Bauliche Einzelheiten der Flugmotoren.

a) **Leichte Bauart** wird teils durch zweckmäßiges Material, teils durch die Konstruktion erreicht.

Material: Weitgehende Verwendung von Aluminium (Kurbelgehäuse, Vergasergehäuse, Wasserpumpe u. dgl.), jedoch nicht für stark beanspruchte Teile, Verwendung von hochwertigem Stahl, z. B. Chromnickelstahl, nicht nur für die wichtigsten, sondern unter Umständen für nebensächliche Teile, Herstellung der Zylinder meistens aus Stahl mit etwa 3 mm Wandstärke anstatt aus Gußeisen, und zwar teilweise aus dem Vollen gebohrt, teilweise aus nahtlos gezogenem Stahlrohr usw.

Konstruktion: Steigerung der Tourenzahl aufs äußerste, eventuell sogar mit Untersezung auf die langsamere laufende Luftschaube, hohle Kurbelwellen, Pleuellstangen, Ventilstangen usw. mit großer Bohrung und sehr kleiner Wandstärke, Herstellung der äußeren Kühlmäntel aus dünnem Blech, Anwendung reichlich hoher Verdichtung zwecks Erzielung eines hohen volumetrischen Wirkungsgrades, häufig auch v-förmige oder fächerförmige Anordnung der Zylinder zwecks Erzielung geringerer Baulänge und leichterer Kurbelgehäuse, ausnahmsweise selbsttätige Einlaßventile (bei Umlaufmotoren), schließlich eventuell Umlaufmotoren mit Luftkühlung an Stelle feststehender mit Wasserkühlung. Die Gewichtersparnis der Umlaufmotoren und die Möglichkeit einer größeren Nutzlast gilt aber nur für kurze Flugzeiten. Für mehrstündige Flüge muß wegen ihres höheren Brennstoffverbrauches ein größeres Brennstoffgewicht mitgeführt werden, wodurch die leichtere Bauart mehr als ausgeglichen wird.

b) Arbeitsvorgang und Zylinderzahl. Fast alle Flugmotoren arbeiten im Viertakt. Versuche mit Zweitakt sind vorläufig wieder aufgegeben, weil die Vorteile des Zweitaktes durch die Notwendigkeit der Spülpumpe und die schlechtere Brennstoffausnutzung wieder aufgehoben werden.

Verdichtung ist gewöhnlich nicht höher als 4,8 bis 5fach, weil sonst durch vorzeitige Selbstzündung die Leistung sinken kann und der Motor stärkere Erschütterungen verursacht, die im Flugzeug tunlichst zu vermeiden sind.

Die Leistung pro Liter Arbeitsvolumen liegt bei Standmotoren mit wirksamer Kühlung und höherer Verdichtung zwischen 10,5 und 12,5 PS, bei luftgeköhlten Umlaufmotoren mit geringerer Verdichtung bei etwa 7 PS.

Unter Berücksichtigung der praktisch zulässigen Zylindergrößen ergeben sich bis etwa 40 PS als Höchstleistung pro Zylinder, wobei der mittlere Druck meistens 7 bis 8 Atm. beträgt, mit geringer Überlegenheit der Stahlzylinder über den Gußzylindern.

c) Zylinderanordnung und Kraftübertragung. Zahl der Zylinder ist durch die gewünschte Gesamtleistung bedingt und beträgt:

Bei gewöhnlichen Flugmotoren mit hintereinander stehenden Zylindern: 6, ausnahmsweise 8.

Bei v-förmig angeordneten Zylindern: 8 oder 12.

Bei sternförmig angeordneten Zylindern: bei 1 Stern: 7 oder 9, bei 2 Sternen: 14 oder 18, vereinzelt sogar noch mehr.

Die ungerade Zylinderzahl in jedem Stern ist beim Viertakt durch die gleichmäßige Reihenfolge der Zündungen in bezug auf den Kurbelumfang bedingt.

Zylinderanordnung in Fächerform ist nur vereinzelt im Auslande gebaut worden.

Daimler hat auch einen Flugmotor mit nach unten hängenden Zylindern

gebaut. Vorteile: Freierer Ausblick für Führer und Beobachter, größeres Gefälle für Benzinzufluß und günstigere Kühlwasserwirkung. Nachteil: Größerer Schmierölverbrauch, weil das Kurbelgehäuse nicht als Ölsammelkasten dienen kann und deshalb Frischölschmierung anstatt der Umlaufschmierung angewendet ist. Nach Ausbruch des Krieges sind die Versuche mit diesem Hängemotor nicht fortgesetzt.

Zylinderdurchmesser bei Flugmotoren darf bei natürlicher Kolbenfühlung ein bestimmtes Maß (etwa 150 bis 160 mm) nicht überschreiten. Bei größerem Durchmesser wird künstliche Kolbenfühlung nötig.

Für den Kolbenhub bilden 190 mm im allgemeinen die Grenze, weil bei größerem Hub die Erschütterungen zu groß werden.

Das Zug- oder Drucklager ist an der Propellerseite angeordnet und als Kugellager ausgebildet.

Sitzt die Luftschraube direkt auf der Motornelle, so ist kein besonderes Schwungrad vorhanden.

Die Luftschraube wird in ihrem Wirkungsgrad durch die hohe Tourenzahl beeinträchtigt, die gewöhnlich zwischen 1300 und 1400, bei Umlaufmotoren bei rund 1200 liegt. Zur Verbesserung der Schraubenwirkung und zur Unterbringung höherer Leistungen durch größeren Schraubendurchmesser wird bei großen Motoren zuweilen indirekter Schraubenantrieb mit einem Untersehungsverhältnis von etwa 3 : 2 gebaut. Die Schwierigkeiten, die die Untersehungsgetriebe bei größeren Leistungen machen (Warmlaufen und Fressen), lassen sich bei sorgfältiger Bearbeitung der Getriebe und bei guter Ausbildung der Kühlung so vermeiden, daß die Zahnräder usw. auch nach vielstündigem Dauerlauf keine Abnutzung aufweisen.

d) Umlaufmotoren sind zuerst von Gnome in Paris und werden jetzt in Deutschland hauptsächlich von der Motorenfabrik Oberursel (Gnome-Bauart) und von Schwade (Stahlherz) gebaut. Sie haben wegen des Massenausgleichs stets sternförmig angeordnete Zylinder und zwecks gleichmäßiger Zündfolge eine ungerade Zylinderzahl.

Das Prinzip der Umlaufmotoren ist aus Tafel 98 ersichtlich:

Der kreisrunde Rahmen, an dem alle Zylinder befestigt sind, läuft in Kugellagern um die feststehende Kurbelwelle und trägt den Konus zum Aufsetzen der Schraube. Alle Pleuellstangen greifen mittels Zapfen an einem gemeinsamen Ring an, der mit den Zylindern rotiert, jedoch nicht um die Kurbelwelle, sondern um den Kurbelzapfen. Eine von den Pleuellstangen, die Hauptpleuellstange, besteht mit dem Ring aus einem Stück, wodurch das Mitdrehen des Ringes zwangsläufig wird (entsprechend der Königsstange beim Schaukelrad mit beweglichen Schaukeln). Ein siebenzylindriger Umlaufmotor hat demnach 1 Haupt- und 6 Nebenpleuellstangen.

Vorteile der Umlaufmotoren: Größere Gleichförmigkeit, geringeres Ge-

wicht pro PS, Fortfall der Wasserkühlung und größere Stabilität bei plötzlichen Windstößen infolge der großen Massenwirkung.

Nachteile: Höherer Benzinverbrauch wegen der unvorteilhafteren Gemischbildung (kein besonderer Vergaser) und schlechteren Einlaßsteuerung (Einlaßventil meist selbsttätig), höherer Schmierölverbrauch (Schmierung mit Rizinusöl) wegen der größeren Reibungsdrücke und weil nur Frischölschmierung möglich, größere Abnutzung der reibenden Flächen, weil die tangential Kolbenbewegung infolge der wechselnden Entfernung von der Drehachse abwechselnd beschleunigt und verzögert werden muß und somit die seitlichen Kolbendrücke größer werden als bei Standmotoren. Durch die größere Kolbenreibung wird die Kühlung des Kolbens erschwert, so daß die Verdichtung und Ausnutzung des Zylindervolumens kleiner sein muß als bei Standmotoren. Durch den Luftwiderstand der umlaufenden Zylinder und Gestänge gehen etwa 10 % der Zylinderleistung für den Schraubenantrieb verloren.

Es werden auch vereinzelt (von Siemens-Schuckert) Umlaufmotoren gebaut, bei denen die Kurbelwelle nebst Luftschraube sich mit etwa 1000 Umdrehungen in dem einen Sinne und die Zylinder mit derselben Tourenzahl in entgegengesetztem Sinne drehen. Der Wert dieser Konstruktion besteht in hoher Arbeitsleistung (2000 Touren) bei guter Schraubenwirkung (1000 Touren).

Dabei verteilt sich die Gesamtleistung selbsttätig gleichmäßig auf beide Drehungen, so daß das sonst vorhandene Reaktions-Drehmoment wegfällt.

Folgende Tabelle enthält die Hauptangaben über einige neuere Flugmotoren:

I. Standmotoren.

Firma	Nr.	Nennleistung in PS	Zylinder				Günstigste Umdrehungs- zahl	Gewicht in kg
			Zahl	Material	Bohrung mm	Hub mm		
Daimler (Mercedes) in Untertürkheim	1	100	6	Stahl	120	140	1400	202
	2	120	6	"	125	150	1400	236
	3	160	6	"	140	160	1400 bis 1440	262
	4	220	8	"	140	160	1400	—
Benz in Mannheim	5	110	6	Guß	116	160	1400	210
	6	150	6	"	130	180	1400	260
	7	220	6	"	145	190	1400	—
	8	240	12	"	116	160	1400	—
Maybach in Friedrichshafen	9	160	6	Stahl	130	160	1400	235
	10	240	6	"	150	180	1400	350

Firma	Nr.	Nennleistung in PS	Zylinder				Günstigste Umdrehungs- zahl	Ge- wicht in kg
			Zahl	Material	Bohrung mm	Hub mm		
Argus in Berlin	11	120	6	Guß u. Stahl	130	140	1350 bis 1400	254
	12	155	6	Stahl	145	160	1350 bis 1400	260
Rapp in München	13	150	6	Stahl	140	160	1300 bis 1400	265
	14	200	8	"	140	160	1400	300
	15	300	12	"	140	160	1350 bis 1400	474

II. Umlaufmotoren.

Oberursel (Lizenz Gnome) in Oberursel	16	80	7	Stahl	124	140	1200	94
	17	100	9	"	124	150	1200	135
	18	160	14	"	124	140	1200	180
	19	200	18	"	124	150	1200	230
Schwade (Stahlherz) in Erfurt	20	Zahlen ungefähr wie bei 16 bis 19						
Siemens-Schuckert in Berlin	21	100	9	Stahl	—	—	2 · 1000	—
	22	200	18	"	—	—	2 · 1000	—

Bemerkungen: Die effektive Leistung ist durchschnittlich 5 bis 10 PS höher als die Nennleistung.

Zu 8, 14 und 15: Zylinder sind v-förmig angeordnet.

Zu 14 und 15: Die Versuche mit diesen Motoren waren zur Zeit der Bearbeitung des Buches noch nicht abgeschlossen.

Zu 18 und 19: Zylinder in Doppelstern-Anordnung.

Zu 21 und 22: Luftschraube und Gehäuse gegenläufig mit je 1000 Umdrehungen.

e) Brennstoffzuführung. Die Benzintanks müssen wegen ihres wechselnden Inhalts möglichst im Systemschwerpunkt liegen. Unten liegt der Hauptbenzintank, oben der Fallbenzintank. Letzterer dient als Reserve bei undicht werdendem Haupttank.

Förderung des Benzins vom Haupttank in den Falltank entweder durch 0,2 bis 0,3 Atm. Luftdruck, der durch eine kleine Luftpumpe erzeugt wird, oder durch direktes dauerndes Pumpen des Benzins nach oben. Als Reserve dienen 1 bis 2 kleine Handluftpumpen.

Vom Fallbenzintank fließt das Benzin mit natürlichem Gefälle durch ein mittels Hahn absperrbares Rohr dem Schwimmergehäuse zu.

Manbach pumpt das Benzin ohne Schwimmer zur Düse und vermeidet damit den Fallbenzintank und den Luftdruck im Haupttank. Wegen der

Schwierigkeit, die sehr kleinen Benzinmengen mit der Pumpe zu regeln, hat diese eine Überlaufleitung für das zu viel geförderte Benzin, also einen dauernden Benzinreislauf.

Bei Schleifenflügen (Pégoud), wo ein Schwimmer natürlich ausgeschlossen ist, muß die Benzinleitung im Innern des Benzintanks ein am Universalgelenk bewegliches Saugerohr haben, so daß es immer in Benzin eintaucht.

Für die Ausnützung des Brennstoffs und somit für den Aktionsradius sind gewöhnliche Vergaser mit Schwimmer am günstigsten.

f) Vergaser der Flugmotoren. Als Vergaser finden die normalen Konstruktionen mit Schwimmer (Zenith, Cudell, Daimler) Verwendung, vielfach mit automatischer Regelung der Zuluft. Die Schwimmerwirkung wird durch die gewöhnlichen Neigungen beim Fliegen im allgemeinen nicht gestört. Bei großen Neigungen jedoch arbeitet ein Schwimmer nicht absolut sicher, und bei kurzen Kurven kann durch die Zentrifugalkraft das Benzin von der Düse weggedrängt werden, wodurch unter Umständen verhängnisvolle Versager entstehen. Bei Maybach (siehe e) fällt dieser Nachteil weg.

Umlaufmotoren arbeiten stets ohne Schwimmer. Das Benzin fließt hier mit Gefälle oder durch Benzinpumpe der in der hohlen Kurbelwelle angeordneten Düse zu und wird durch den Luftstrom, der durch die hohle Kurbelwelle gesaugt wird, den Zylindern zugeführt.

Vorteilhaft ist es, wenn man die Brennstoffzuführung nach Zylindergruppen trennt, wenn man z. B. für je 3 Zylinder eines sechszylindrigen Motors einen besonderen Vergaser vorsieht. Hierdurch vermeidet man auch eine schlechtere Gemischbildung für die weiter entfernt liegenden äußeren Zylinder.

Um ein Einfrieren zu vermeiden, werden die Vergaser durch erwärmtes Kühlwasser vorgewärmt und möglichst geschützt untergebracht, z. B. in der Weise, daß nur das Schwimmergehäuse von außen an das Kurbelgehäuse angelegt, der Vergaser selbst aber eingebaut ist. Auf diese Weise wird durch die Erwärmung des Vergasers gleichzeitig dem Schmieröl im Kurbelkasten schädliche und überflüssige Wärme entzogen. Erhöht wird die Wirkung dadurch, daß man die Frischluft durch einen im Innern des Kurbelgehäuses liegenden Kanal dem Vergaser zuführt.

Die gewöhnlichen Flugzeugvergaser haben 2 Düsen, eine große für Vollast und eine kleine für Leerlauf. Die Regulierung des Vergasers geschieht vom Führerstand aus durch einen dicht hinter den Düsen in die Gemischleitung eingeschalteten Drehchieber, der die Hauptluft an der großen oder kleinen Düse vorbeileitet und in seinen Zwischenstellungen, in denen beide Düsen arbeiten, geringere Leistung ergibt, indem er die Hauptluft vermindert und die Nebenluft vermehrt.

Maybach verändert die Düsenöffnung durch eine Art Frisblende, die mit der Luftregulierung verkuppelt ist.

g) Zündung. Wegen der Wichtigkeit einer absolut sicheren Zündung empfiehlt sich bei Flugzeugen die Anwendung von 2 voneinander unabhängigen, parallel geschalteten Zündungen bester Art. Zwei Zündstellen erzeugen auch raschere Verbrennung und somit höhere Leistung.

Stromerzeugung durch magnetelektrische Maschine. Bei Luftschiffen auch Reservebatterie. Versager durch Regenwasser vermeidet man durch geschlossene Bauart der Zündapparate. Zündapparat darf auch nicht zu stark durch den Luftstrom gekühlt werden, weil das Niederschlagwasser auch den wasserdichten Bauarten gefährlich wird. Am besten Einbau hinter den Zylindern.

Funkenerzeugung stets durch Zündkerze. Versager sind viel seltener geworden, nachdem Bosch die Isolation der Zündkerze durch metallische Einfassung gegen übermäßige Erwärmung geschützt hat, so daß sie dauernd gasdicht bleibt und somit keine Öl- und Rußablagerungen durch hindurchtretende Gase entstehen.

Da ein Zündapparat bei jeder Umdrehung 2 Funken erzeugt und da für jeden Zylinder bei 2 Umdrehungen 1 Funke erforderlich ist, so dreht sich der Zündapparat bei einem Vierzylindermotor ebenso schnell, bei einem Sechszylindermotor $3/2$ mal so schnell wie die Motorwelle.

h) Steuerung. Bei festen Flugzeugmotoren sind Ein- und Auslaßventile zu steuern. Beide sind von innen direkt in den Zylinderboden eingesetzt, wodurch allerdings das Nachsehen und Nachschleifen erschwert wird. Die Kapp-Motorwerke wenden besondere Ventilsize an, die außerdem mit Wasser gekühlt werden.

Ist bei senkrechten Zylindern die Steuerwelle oben in der Mittelebene des Motors angeordnet, so liegen Ein- und Auslaß nicht hinter, sondern nebeneinander symmetrisch zur Mittelebene. Die Ventilspindeln sind dann nach oben divergierend, wodurch die Ventile größer und besser zugänglich werden.

Seitlich angeordnete Steuerwellen liegen entweder unten und haben dann direkten Zahntrieb, der meist in das Kurbelgehäuse einbezogen, also ölbicht eingekapselt ist, oder sie liegen oben und haben dann in der bekannten Weise Antrieb durch Zwischenwelle mit Regelrädern. Im letzteren Falle ist wegen der kleineren Massen des Steuergestänges eine höhere Umdrehungszahl zulässig.

Bei v -förmig angeordneten Zylindern liegt die Steuerwelle gewöhnlich oben in der Mitte zwischen beiden Zylinderreihen.

Umlaufmotoren haben in der Regel selbsttätige Einlaßventile im Kolben. Die dadurch bedingte Gemischführung durch den Kurbelraum ist

jedoch unökonomisch, weil das Benzin ungünstig auf das Schmieröl und dieses wieder ungünstig auf das Benzin wirkt. Daher der höhere Verbrauch von Benzin und Schmieröl bei Umlaufmotoren.

Statt der Einlaßventile im Kolben auch Einlaßschlitze im Zylinder (Monosoupape-Motor). Das Öffnen dieser Schlitze am Ende der Expansion schadet nichts, wenn dann der Druck im Zylinder ungefähr ebenso groß ist wie in dem umgebenden Gehäuse. Auch eine Benzinexplosion im äußeren Gehäuse ist durch die sauerstofflosen Auspuffgase nicht zu befürchten, wenn, wie bei Monosoupape, das neue Benzingemisch zunächst stark übersättigt ist.

Bereinzelt auch bei Umlaufmotoren gesteuertes Einlaßventil im Zylinderkopf neben dem Anlaßventil. Das erscheint aber weniger gut, weil mitumlaufende Einlaßrohre nötig werden.

Steuerung der Auslaßventile im Zylinderkopf durch äußeres, mitrotierendes Gestänge, welches durch Nocken auf der feststehenden Kurbelwelle bewegt wird, und zwar entweder durch getrennte Nockenscheiben für die einzelnen Zylinder oder durch gemeinsame Nockenscheibe mit mehreren Nocken. Auspuffrohre sind nicht vorhanden, da die Gase vom Ventil direkt ins Freie gehen.

i) Kühlung. Am meisten gefährdet sind durch die Wärme Kolbenboden und Auslaßventil, die im Betriebe stets in rotglühendem Zustand sind. Durch einen zu warmen Glühherd im Kolbenboden entstehen leicht Risse und Brüche. Benz hat die Haltbarkeit der dünnen Kolbenböden dadurch erhöht, daß eine Stütze zwischen Kolbenbolzen (Pleuelstangenlager entsprechend ausgespart) und Kolbenboden eingesetzt wurde.

Notwendigkeit äußerer Kolbenkühlung bei zu großem Zylinderdurchmesser siehe unter e.

Feststehende Flugmotoren haben fast immer Wasserkühlung mit Rückkühlanlage nach Art der Automobile. Nur ausnahmsweise ist in Frankreich auch direkte Luftkühlung verwendet mit Verstärkung des Luftstromes durch Ventilator. Nennenswerte Gewichtersparnis ist dadurch nicht erreicht, teils wegen des Gewichtes von Kühlrippen und Ventilator, teils weil infolge der geringeren Kühlwirkung weniger Gemisch angesaugt, also der volumetrische Wirkungsgrad verringert wird. Bei Luftschiffen verbietet sich direkte Luftkühlung durch die Gefahr, daß bei undichter Ballonhülle ein explosives Gemisch mit den heißen Motorzylindern in Berührung kommen kann.

Die bei der Wasserkühlung der Flugmotoren erforderliche Gewichtersparnis stellt hohe Anforderungen an die Konstruktion.

Der Kühlmantel wird selten angegossen, sondern gewöhnlich aus dünnem Kupfer- oder Stahlblech auf den Zylinder geschweißt. Durch die dünnen Stahlzylinder wird die Kühlwirkung etwas verbessert, so daß der mittlere Druck im Zylinder um einige Prozent gesteigert werden kann.

Die Kühler bestehen aus dünnwandigen Messing- oder Aluminiumrohren mit solchem Querschnitt, daß das Wassergewicht möglichst klein im Verhältnis zur Oberfläche ist. Die Rückkühler müssen so wirksam sein, daß das Wasser sich in den Kühlmänteln höchstens bis 85° erwärmt. Zu dem Zweck müssen auch Wasserkanäle möglichst kurz und Kühlpumpe möglichst stark sein, so daß Wasserwechsel und Temperaturausgleich schnell erfolgt.

Die Luftzirkulation durch den Rückkühler muß bei Luftschiffen durch ein Flügelrad verstärkt werden, während bei Flugzeugen die Fluggeschwindigkeit genügt.

Die Kühlwasser-Zentrifugalpumpe wird durch Kegeiräder angetrieben.

Bei Umlaufmotoren ist direkte Luftkühlung in Verbindung mit reichen Kühlrippen an den Zylindern stets ausreichend.

Durch einen vereinzelt bei größeren Motoren angewendeten Hilfsauspuff läßt sich die Erwärmung des Auspuffventils verringern.

k) Schmierung. Das Öl wird durch eine Frischölpumpe in das Kurbelgehäuse eingeführt und durch Ölpumpe und Druckrohre nach den verschiedenen Schmierstellen verteilt. Von den Kurbelwellenlagern gelangt das Öl durch Querbohrungen in das Innere der Kurbelwelle und durch die hohle Pleuelstange (nur etwa 2 mm Wandstärke) zum Kolbenzapfen, also wie bei den Bootsmotoren.

Stets gelangt viel Öl durch die Kolbenliderung in den Verbrennungsraum und verschmutzt hier Kerzen und Ventile, und zwar beim Herumwirbeln des Öls in höherem Grade als bei zwangsläufiger Schmierleitung.

Die Entlüftungskamine am Kurbelgehäuse gleichen Über- und Unterdruck aus und sind so eingerichtet, daß durch sie kein Öl aus- und kein Schmutz eintritt.

Alle neueren Flugmotoren, abgesehen von den hängenden Daimlermotoren, haben Umlaufschmierung. Zu dem Zweck muß sich das Kurbelgehäuse nach einem Ende oder besser nach der Mitte so stark vertiefen, daß auch bei größeren Neigungen des Flugzeuges die Ölpumpen mit Sicherheit das hier wieder zusammenfließende Öl ansaugen können. Vor der neuen Verwendung wird das Öl durch die Oberfläche des Kurbelgehäuses gekühlt und durch ein Sieb in der Pumpenaugeleitung von Verbrennungsrückständen und Metallteilchen möglichst befreit.

Bei dem Umlauf geht stets ein Teil durch Verdampfen und Verbrennen verloren. Deshalb ist, wenn der Ölsammelraum im Kurbelgehäuse nicht sehr groß ist, ein dem Verlust entsprechender Frischölzusatz erforderlich.

Der Betrieb ist am sichersten, wenn nicht nur Umlaufschmierung, sondern auch Frischölzusatz zwangsläufig durch eine Frischölpumpe geregelt ist, die aus einem besonderen Behälter saugt und ebenso wie die Umlaufpumpe nach

allen Schmierstellen drückt, so daß sie beim Versagen der Umlaufpumpe noch für kurze Zeit eine Weiterführung des Betriebes ermöglicht.

Die Ölpumpe ist eine Kolben- oder Zentrifugalpumpe und liegt im tiefsten Teil des Kurbelgehäuses. Wird eine oben liegende Steuerwelle durch vertikale Zwischenwelle getrieben, so kann man letztere gleichzeitig als Pumpenwelle für eine Zentrifugalkühl- und Zentrifugalölpumpe benutzen. Ist die Ölpumpe als Kolbenpumpe gebaut, dann kann man einen größeren Kolben für Umlauf und einen kleineren für Frischöl durch gemeinschaftliche Stange treiben. Empfindliche Teile, wie z. B. federbelastete Ventile, sind unzulässig, weil sie bei zähflüssigem Öl infolge von Kälte versagen können.

3. Beispiele von Flugmotoren.

Nach Professor Dr. Bendemann, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1913, Seite 481.

Die Tafeln 97 und 98 zeigen die Hauptschnitte von 3 feststehenden Motoren und einem Umlaufmotor aus dem Wettbewerb um den Kaiserpreis für den besten deutschen Flugmotor.

Den ersten Preis erhielt der Benz-, den zweiten der stehende Daimler-, den dritten der N. A. G.- und den vierten der hier nicht abgebildete hängende Daimlermotor. In den folgenden Zahlentafeln, die noch mehrere andere bei dem Wettbewerb beteiligte Motoren enthalten, haben vorstehende 4 Motoren die Nummern 11, 20g, 22b und 20b. Die Eigengewichte dieser 4 Motoren ohne Kühler und Behälter sind 157, 142, 182 und 133 kg. Die Hauptforderung in dem Wettbewerb war ein siebenstündiges Arbeiten mit voller Leistung ohne jede Betriebsstörung oder Unterbrechung. Im übrigen wurden bei der Bewertung nicht nur die Gewichte pro PS, sondern auch alle sonstigen wichtigen Eigenschaften der Motoren in Rechnung gezogen, wobei möglichst nur die grundsätzliche Güte in Betracht kam, jedoch zufällige Mängel, auch vereinzelte Fabrikationsfehler im allgemeinen ausgeschaltet wurden.

Der Benzmotor Nr. 11 hat verhältnismäßig großen Hub, worauf zum Teil das geringe Gewicht pro PS und der geringe Benzinverbrauch zurückzuführen sind. Die 4 Zylinder sind einzeln gegossen und auch außen bearbeitet. Stahlblechkühlmäntel sind autogen aufgeschweißt. Luftsaugrohre gehen durch das Kurbelgehäuse. Kurbelwelle hat 5 Lager und vorn ein Doppel-Kugeldrucklager. Eine vertikale Welle treibt oben die Zentrifugal-Kühlpumpe, unten an der tiefsten Stelle des Kurbelgehäuses (am hinteren Ende des Motors) die Ölumlaufrpumpe. Völlig unabhängig von der Umlaufschmierung ist eine besondere Frischölschmierung mit besonderen Ölverteilerrohren. Steuerhebel lagern auf Kugeln. Die Kolben sind nicht mit 2 (wie gezeichnet), sondern mit 4 Uderungsringen ausgeführt.

I. Zahlentafel. Geleistende Motoren.

Erbauer	Zylinder		Leistung		Verbrauch			Gewicht pro PS					
	Nr.	Zahl	φ	Hub	n	Pm kg/qcm	PS	Verzin	öl	Summe	Gewicht mit Nüßler und Behälter	ohne Betriebsstoff	mit Betriebsstoff
1. Benz	11	4	130	150	1288	7,52	102,7	0,211	0,019	0,230	230	1,88	3,81
	20g	6	105	140	1387	8,04	90,1	0,228	0,017	0,245	212	1,96	4,06
	20b	4	120	140	1412	7,28	72,3	0,226	0,021	0,247	184	2,20	4,28
2. Daimler	20d	4	140	150	1878	7,17	100,6	0,221	0,018	0,239	260	2,20	4,24
	20a	4	120	140	1343	7,56	71,4	0,225	0,014	0,239	199	2,40	4,42
	20e	6	120	140	1315	7,53	104,5	0,236	0,014	0,250	285	2,34	4,48
3. N. A. G.	20f	4	110	140	1396	7,37	60,8	0,224	0,013	0,237	173	2,47	4,50
	20c	4	120	140	1391	6,89	67,4	0,223	0,027	0,250	196	2,56	4,65
	22b	4	135	160	1344	7,10	97,0	0,217	0,017	0,234	250	2,22	4,22
4. Argus	22c	4	120	120	1408	6,67	56,6	0,232	0,004	0,236	148	2,23	4,27
	14b	4	140	140	1368	7,49	98,0	0,239	0,040	0,279	232	1,97	4,31
	14a	4	125	130	1342	7,56	72,0	0,263	0,037	0,300	192	2,34	4,75
5. Mulsag	14d	6	125	130	1370	7,11	103,5	0,262	0,030	0,292	285	2,34	4,80
	13	6	110	170	1346	7,12	103,0	0,236	0,010	0,246	309	2,58	4,65
6. Schröter	21	6	124	160	1252	5,57	90,0	0,278	0,021	0,299	250	2,36	4,86

Zu 3. Neue Automobil-Gesellschaft. Zu 5. Motoren- und Schiffwagen-A. G.

II. Zahlentafel. Umlaufmotoren.

Erbauer	Zylinder		Leistung			Verbrauch			Gewicht pro PS							
	Zahl	φ	Hub	n	Pm	Flugleistung	Gehäusewiderstand	Summe	Gewicht	des Motors	des Behälters für 7 Std.	ohne Betriebsstoff	mit Betriebsstoff			
														kg pro PS u. Stunde		für 7 Std.
7. D. M. und S. S.	7	110	120	1031	4,68	38,0	4,7	12,4	42,7	0,378	0,065	0,443	80,3	23,5	5,88	
	8. Gbro	7	109	121	954	5,41	39,3	6,1	15,5	45,4	0,351	0,078	0,429	84,4	23,6	5,75
	9. Gnome I	7	110	120	1194	5,27	49,7	6,1	12,3	55,8	0,352	0,095	0,447	72,9	31,1	5,22
Gnome II	7	130	120	1156	5,01	63,8	7,9	12,3	71,7	0,380	0,113	0,473	83,4	42,3	5,29	

Zu 7. Bayerische Motoren- und Flugzeugwerke. Zu 8. Der Gbromo-Motor ist von einem Deutschen in Amerika hergestellt.

Eine dauernde Verwendung hat dieser hauptsächlich auf die Preis=auschreibung zugeschnittene Benzmotor nicht erlangt, weil er den Nachteil aller Vierzylindermotoren hat, nämlich zu starke Erschütterungen.

Der stehende Daimlermotor Nr. 20g hat 6 stählerne Zylinder mit aufgeschweißten Kühlmänteln. Die geringe Zylinderwandstärke ergibt wirksamere Kühlung, höhere Kompression und höheren mittleren Druck (Tabelle). Je 2 Zylinder bestehen aus einem Stück. Kurbelwelle hat 4 Lager. Tiefster Punkt des Kurbelgehäuses liegt in der Mitte. Wegen der 6 Zylinder ist der Gleichförmigkeitsgrad sehr gut.

Der N. A. G.-Motor Nr. 22b hat 4 einzelne, auch außen bearbeitete gußeiserne Zylinder mit kupfernen, durch Sprengringe befestigten Kühlmänteln, ferner Regulierung der Nebenluft nach dem früher beschriebenen Cudell-System.

Die Bedeutung des mit dem vierten Preis bedachten hängenden Daimlermotors Nr. 20b ist unter 2c erläutert, das Prinzip des abgebildeten Umlaufmotors der Bayerischen Motoren- und Flugzeugwerke unter 2d. Dieser Umlaufmotor hat nur 1 feststehende Steuerscheibe mit mehreren hintereinander wirkenden Nocken. Der Vergaser mit gleichzeitiger Luft- und Benzinregelung sitzt am hinteren Ende der feststehenden Kurbelwelle. Das Gemisch strömt durch die hohle Welle und das Kurbelgehäuse den beiden im Kolben nebeneinander angeordneten selbsttätigen Saugventilen zu.

R. Sauggasanlagen.

1. Allgemeine Wirkungsweise.

a) Gaserzeugung. Im Gegensatz zu Leuchtgas, das durch trockene Destillation von Kohle, d. h. durch Erhitzung unter Luftabschluß, gewonnen wird, entsteht Generatorgas (vgl. auch Abschnitt A) unter Verbrennungsercheinungen.

Der Generator ist ein feuerfest ausgemauerter Schachtofen, der von oben beschickt wird. In den unteren Schichten wird C zu CO_2 verbrannt. Beim Durchgang durch die oberen glühenden Schichten wird CO_2 zu CO reduziert. Da 1 kg C bei Verbrennung zu CO_2 8080 WE, bei Verbrennung zu CO 2470 WE entwickelt, so hat das aus 1 kg C entstandene CO eine Heizkraft von $8080 - 2470 = 5610$ WE.

Außer CO entwickeln sich im Generator verschiedene andere Kohlenwasserstoffe je nach der Art des festen Brennstoffes.

b) Gasreinigung. Bei Verwendung bitumenfreier Kohle (Anthrazit) wird das Generatorgas am reinsten und die Generatoranlage am einfachsten. In allen Fällen aber bedarf das Generatorgas, bevor es in den Gasmotor

tritt, einer Reinigung von Staub, Aschenteilen, teerigen Bestandteilen usw., weil sonst der Gasmotor sehr bald so verschmutzt, daß er ungangbar wird.

Diese Reinigung geschieht teils durch Wasserpülung im sogenannten Skrubber, teils durch Filtrierung in einem Sägespänerciniger oder durch Herumschleudern in einer Zentrifuge.

e) Wasserverdampfer. Zur Erzeugung von Mischgas wird Luft und Wasserdampf durch die glühende Kohlschicht des Generators durchgesaugt. Der Wasserdampf wird in einem durch die abziehenden Generatorgase geheizten Dampfkessel erzeugt.

Ohne Beimengung von Wasserdampf wäre das entstehende Generatorgas, Luftgas genannt, zwar chemisch für den Betrieb des Gasmotors brauchbar, aber wegen seiner hohen Temperatur (für jedes kg C sind 2470 WE auf das Gas übergegangen) zu dünn, so daß der Motorzylinder nicht genügend gefüllt würde. Andererseits würde eine einfache Kühlung des Gases bis auf die Außentemperatur den Verlust von etwa 2470 WE bedeuten. Führt man aber Wasserdampf zugleich mit Luft durch den glühenden Brennstoff, so zerlegt er sich durch die Wärme. O verbindet sich mit dem Brennstoff zu CO und H wird frei.

d) Regulierung der Gaserzeugung vollzieht sich selbsttätig nach dem Bedarf des Motors. Eine Überproduktion ist ausgeschlossen, weil bei abnehmender Umdrehungszahl des Motors auch seine Saugwirkung abnimmt, also weniger Luft und Wasserdampf durch die glühende Kolbenschicht tritt. Demnach hört beim Stillstand des Motors die Gasbildung ganz auf. Ein Austreten giftiger Gase ist also durch das Prinzip der Sauggasanlagen, nämlich durch den Unterdruck im Generator, so gut wie ausgeschlossen.

2. Praktischer Wert der Sauggasanlagen.

Gewicht ist etwas kleiner als bei Dampfmaschinen, Betriebskosten etwa 35 % niedriger. Letztere Ersparnis berechnet sich wie folgt:

Wirkungsgrad des Generators ist etwa 87 %. Hiervon werden etwa 26 % in P_{Si} und 24 % in S_{Pe} umgesetzt, so daß von der Gesamtwärme der Kohle etwa $24 \cdot 0,87 = 21$ % in P_{Se} umgesetzt werden, entsprechend einem Verbrauch von etwa 0,39 kg Anthrazit pro P_{Se} und h (Heizwert = 8000 WE). In einzelnen Fällen ist sogar ein Verbrauch von nur 0,32 kg erreicht, entsprechend einer effektiven Wärmeausnutzung von 25 %.

Rechnet man 1 Tonne Steinkohle von 7500 WE zu 18 M. und 1 Tonne Anthrazit von 8000 WE zu 25 M., und nimmt man die effektive Wärmeausnutzung einer vergleichbaren Dampfmaschine zu 10 % an, so ergibt sich:

$$\frac{\text{Betriebskosten Sauggasanlage}}{\text{Betriebskosten Dampfmaschine}} = \frac{10 \cdot 25 \cdot 7500}{21 \cdot 18 \cdot 8000} = \frac{5}{8}$$

Baukosten und Schmierölkosten sind nicht wesentlich verschieden, doch sind die Bedienungskosten bei Sauggasanlagen niedriger.

Die berechnete Wirtschaftlichkeit gilt aber nur für Höchstleistung und Dauerbetrieb. Bei halber Leistung ist der Brennstoffverbrauch 40 bis 50 % größer und bei Betriebspausen muß man etwa 20 % des Verbrauchs bei voller Leistung rechnen. Auch dauert das Inbetriebsetzen bei großen Generatoren wesentlich länger als bei großen Dampfkesseln.

Wegen vorstehender Nachteile, wegen der Schwierigkeit der Beschaffung genügender Mengen von Anthrazit und wegen der wenn auch sehr geringen, so doch nicht absolut ausgeschlossenen Gefahr des Austretens giftiger Gase eignen sich die Sauggasanlagen trotz ihrer Wirtschaftlichkeit im Dauerbetriebe nicht für seegehende Schiffe, während sie an Land neben den Dieselmotoren vielleicht existenzberechtigt bleiben, um so mehr, als es gelungen ist, auch aus billigen Braunkohlen mittels Generatoren ein für Gasmotoren brauchbares Gas zu erzeugen.

S. Gasturbinen.

1. Wirkungsweise.

a) Vergleich mit Dampfturbine. Soll eine Gas- oder Ölturbine genau nach dem Prinzip der Dampfturbine wirken, so muß das Gemisch unter dem höchsten Verbrennungsdruck der Verbrennungskammer zugeführt und hier kontinuierlich verbrannt werden, damit aus der Kammer ein kontinuierlicher Strom von Verbrennungsgasen durch Düsen auf die Lauffchaufeln geleitet werden kann.

Diese enge Anlehnung an die Dampfturbine hat zu keinem praktischen Erfolg geführt, hauptsächlich wegen der Unmöglichkeit einer ausreichenden Kühlung der ununterbrochen betriebenen Verbrennungskammer.

b) Prinzip der Holzwarth-Turbine. Nach Holzwarth, Schiffsbau-technische Gesellschaft 1912 Jahrbuch. Seite 491 bis 535.

In der Verbrennungs- oder Verpuffungskammer findet keine kontinuierliche Verbrennung statt, sondern es wechseln in regelmäßiger Wiederkehr:

1. Beschickung der Kammer mit komprimiertem Gemisch.
2. Zündung, Verpuffung und Entweichen der Gase unter Verbrennungsdruck und mit entsprechend hoher Geschwindigkeit durch die Düse nach der Turbine.
3. Durchspülung und Kühlung der Verpuffungskammer mit frischer Luft.

Diese periodische Wirkung entspricht der Parsons-Turbodynamo mit periodischen Dampfstoßen und ermöglicht, eventuell im Verein mit äußerer

Wasserkühlung eine hinreichend niedrige Temperatur der Verpuffungskammer.

Um die Achse der Turbine herum sind mehrere solche Verpuffungskammern im Kreise angeordnet, die in bestimmter Reihenfolge wirken.

Für jede Verpuffungskammer sind, da sie während der Speisung gegen die Turbine und während der Verpuffung und Expansion gegen die vorgelagerten Luft- und Brennstoffbehälter abgeschlossen sein muß, 3 Abschlußorgane nötig:

1. Einblaseventil für Luft.

2. Einblaseventil für Gas (bei Ölturbinen Düse für flüssigen Brennstoff).

3. Ventil oder Klappe zwischen Verpuffungskammer und Düse.

Zu 1. und 2. zwangsläufig gesteuert, und zwar durch Preßöl und einen für alle Kammern gemeinschaftlichen rotierenden Preßölverteiler, entsprechend der Druckluft-Anlaßvorrichtung bei einigen Bootsgemischmotoren. Das Preßöl wirkt auf Öffnen der federbelasteten Ventile. Zur Erzielung einer guten Spülwirkung wird zuerst 1, später 2 geöffnet.

Zu 3. muß selbsttätig wirken, damit durch etwaige Vorzündung kein Schaden entsteht (also gleichzeitig Sicherheitsventil) und damit die Expansion sofort nach der Zündung beginnt, also die Heizwirkung der Verbrennungsgase auf die Verpuffungskammer möglichst gering wird.

Nach dem selbsttätigen Öffnen durch den Druck der Verbrennungsgase wird Ventil oder Klappe 3 durch Preßöl während der ganzen Expansion und über diese hinaus so lange offen gehalten, bis das Nachspülen mit Luft beendet ist. Da aber die Spülluft viel langsamer austritt als die Verbrennungsgase, so leitet man sie zweckmäßig durch Kanäle um die Laufschaukeln herum, damit sie sich nicht an diesen staut. Die Wirkung der schnell strömenden Verbrennungsgase wird durch diese Kanäle nicht gestört.

Der zum Treiben der Gebläsemaschinen für Luft und Gas erforderliche Dampfkessel kann durch die Abwärme der Gasturbine geheizt werden.

Bei Ölturbinen tritt an Stelle des Gasgebläses die Flüssigkeitspumpe und ein Kompressor für Einblaseluft, wobei jedoch nicht das Dieselprinzip, sondern elektrische Zündung zur Anwendung kommt. Deshalb genügt auch für schwere Öle ein Einblaseluftdruck von 6 Atm.

Im Interesse der Wirtschaftlichkeit wird so hoch komprimiert, wie es mit dem im Regenerator (Dampfkessel) erzeugten Dampf möglich ist. Man erreicht aber nie die Kompressionsdrücke der Kolbenverbrennungsmotoren, sondern hat dafür eine wesentlich größere Expansion entsprechend den Dampfturbinen im Vergleich zu Dampfkolbenmaschinen.

Zündung und Verbrennung hängt wesentlich von der Temperatur des Gemisches vor der Zündung ab. Diese Temperatur soll aber nach Holzwarth nicht so hoch sein, daß eine Explosionswelle mit brisanter Wirkung entsteht.

Auch die Verbrennungstemperatur soll nach Holzwarth nicht zu hoch sein, damit der erwünschte motorische Prozeß nicht in einen unerwünschten Heizprozeß übergeht. Aus diesem Grunde muß auch der Abschluß zwischen Verpuffungskammer und Düsen einen möglichst großen Querschnitt haben.

Zur Erzielung vollkommener Verbrennung wird die Kammer möglichst kugelförmig gestaltet und die Kerzenzündung gleichzeitig an verschiedenen Stellen eingeleitet. Wegen der geringeren Kompression kann der Abstand der Elektroden größer sein als bei Kolbenverbrennungsmotoren. Stromverteilung auf die verschiedenen Verpuffungskammern im Prinzip wie bei Kolbenverbrennungsmotoren.

Regulierung durch Drosseln ist am einfachsten, aber wenig wirtschaftlich. Besser ist Abschalten einzelner Verpuffungskammern, wenn solche in größerer Zahl im Kreise angeordnet sind, oder Vergrößerung der Pausen zwischen dem Arbeiten der aufeinander folgenden Kammern. Regulierung selbsttätig durch Regulator oder willkürlich. Die gleichzeitig erforderliche Regulierung von Pumpen und Gebläse geschieht zum großen Teil selbsttätig, weil mit abnehmender Leistung auch der Regenerator weniger geheizt wird.

2. Versuchsergebnisse und Verwendungsmöglichkeit.

Wenn auch einzelne Versuche überraschend gute Ergebnisse in verschiedener Beziehung hatten (vgl. die Veröffentlichungen von Holzwarth), so ist es doch bei den großen Konstruktionschwierigkeiten größerer Gasturbinen und bei der bisher geringen Menge von praktischen Erfahrungen auf diesem Gebiet zunächst unmöglich, der Gasturbine eine Verwendungsfähigkeit als Schiffsmaschine zuzusprechen.

Teil VIII.

Kondensatoren, Frischwassererzeuger, Speisewasservorwärmer und Reiniger, Pumpen und Rohrleitung.

A. Kondensatoren.

1. Zweck der Kondensatoren.

a) **Berringerung des Gegendrucks.** Der Einfluß des Unterdrucks im Kondensator auf die Maschinenleistung bei Kolbenmaschinen und Turbinen ist in Teil VI. G. 2 erläutert. Er ist, wie das Dampfdruckdiagramm zeigt, viel größer als der Einfluß eines höheren Überdrucks im Kessel. Vgl. auch Teil I. C. 3.

b) **Wiedergewinnung des Abdampfes als Speisewasser** ist bei allen Dampfmaschinen vorteilhaft, weil das Kondensat wärmer ist als etwa zur Verfügung stehendes Süßwasser, bei Schiffsmaschinen notwendig, weil Seewasser als Speisewasser unbrauchbar. Lokomotiven müssen natürlich so viel Süßwasser mitschleppen, als durch die Fahrstrecken bedingt ist.

Zur Wiedergewinnung des Abdampfes der Hilfsmaschinen im Hafenbetrieb benutzt man auf modernen Kriegsschiffen nicht mehr einen der Hauptkondensatoren, sondern eine entsprechend kleinere und demnach wirtschaftlichere Hilfskondensationsanlage mit unabhängiger Luft- und Kühlwasserpumpe. Große Kriegsschiffe haben 2, zuweilen sogar 3 in verschiedenen Hauptmaschinenräumen untergebrachte, also durch Schotte voneinander getrennte Hilfskondensationsanlagen.

2. Wirkungsweise der Kondensatoren.

a) **Einspritz- oder Mischkondensatoren** sind, da sie weder Kühlfläche noch Kühlwasserpumpe nötig haben (Einspritzwasser wird durch das Vakuum angesaugt), einfach und, da sie die Kälte des Einspritzwassers voll ausnutzen, auch klein, aber für Seeschiffe nicht verwendbar, weil mit dem nach See

zurückfließenden Einspritzwasser etwa 95 % des salzfreien Kondensats verloren geht, folglich die Kessel sehr schnell versalzen.

Ist nämlich die Temperatur des Abdampfes = 60°, der Mischung = 40° und des Einspritzwassers = 10°, so sind für jedes kg Abdampf

$$\frac{606,5 + 0,305 \cdot 60 - 40}{40 - 10} = 19,5 \text{ kg}$$

Einspritzwasser erforderlich.

b) **Oberflächenkondensator.** Nimmt man die Temperatur des den Kondensator verlassenden Kühlwassers zu 25° an und die übrigen Temperaturen wie unter a, so sind für jedes kg Abdampf

$$\frac{606,5 + 0,305 \cdot 60 - 40}{25 - 10} = 39 \text{ kg}$$

Kühlwasser erforderlich, also doppelt soviel wie Einspritzwasser.

Je längere Zeit das Kühlwasser mit der Kühlfläche in Berührung bleibt, d. h. je länger sein Weg oder je geringer seine Geschwindigkeit ist, desto mehr wird es erwärmt, d. h. ausgenutzt, desto geringer kann also auch die Kühlwassermenge sein, desto größer muß aber dafür die Kühlfläche, d. h. desto schwerer der Kondensator sein, wenn das Vakuum dasselbe bleiben soll. Auf Kriegsschiffen und besonders auf Torpedobooten nutzt man daher das Kühlwasser weniger aus als auf Handelsschiffen, und bei Turbinen, wo man ein besonders hohes Vakuum anstrebt, weniger als bei Kolbenmaschinen. In diesen Fällen größere Kühlwassermenge (also auch größere Pumpen) an Stelle der größeren Ausnutzung.

Für die Dauer der Einwirkung des Kühlwassers, welches bei allen neueren Schiffen durch die Rohre geht (Außenseiten-Kondensation) ist neben seiner Geschwindigkeit die Länge der Rohre und die Häufigkeit des Kühlwasserdurchganges maßgebend. Die meisten Schiffe haben zweimaligen Durchgang, d. h. zuerst durch die eine, dann durch die andere Hälfte der Kühlrohre, wobei nach Möglichkeit das Gegenstromprinzip durchgeführt wird.

Für die Vermeidung von Dampfstaunungen, also für die Erzielung eines möglichst geringen Gegendruckes an der Maschine, ist es wichtig, daß der Abdampf sofort beim Eintritt in den Kondensator sich auf eine möglichst große Kühlfläche verteilt. Dies erreicht man teils durch Freilassen eines großen Raumes im Kondensator über dem Rohrsystem, teils durch Fortlassen einzelner Rohre aus den oberen Reihen, teils durch Ersatz der gewöhnlich kreisrunden Kondensatorform durch eine nach unten sich verjüngende, entsprechend der fortschreitenden Kondensation des Dampfes (Uniflux-Kondensator).

3. Anordnung und Bauart der Kondensatoren.

a) **Anordnung.** Notwendig ist es, daß nach Abnahme der Deckel die Kühlrohre sich herausziehen lassen (eventuell Schottverschraubung), wünschenswert, daß der Kondensator hoch liegt, damit das Kondensat den Luftpumpen besser zufließt. Auch ist bei der Anordnung auf möglichst einfache Rohrleitung Bedacht zu nehmen, weshalb die Kondensatoren im allgemeinen nahe der Bordwand Aufstellung finden.

Außer diesen allgemeinen Gesichtspunkten ist die Art der Schiffsmaschine und die Anordnung der Maschinenräume für die Anordnung des Kondensators maßgebend. Beispielsweise ist bei gewöhnlichen Frachtdampfern der Kondensator aus Gußeisen in 1 Stück mit den Zylinderständen gegossen (billig, aber schwer), während bei Kriegs- und besseren Handelsschiffen der Kondensator von der Schiffsmaschine getrennt und leichter ausgeführt wird. Auf Turbinenschiffen liegt der Kondensator wegen des Abdampfzuges stets dicht neben der ND-Turbine.

b) **Bauart der Kondensatoren.** Der schwierigste Punkt beim Oberflächenkondensator sind die Kühlrohre, weil diese bei einer Wandstärke von nur 1 mm (am Dampfeintritt besser 1,5 mm) vielen nachteiligen chemischen (Säuren), galvanischen und mechanischen (Schwingungen, Reibung) Einwirkungen ausgesetzt sind. Man verwendet Messing oder Kupferbronze. Letztere scheint länger zäh zu bleiben, weil sie von Seewasser nicht so ausgelaugt wird wie Messing. Die Rohre sind gezogen sowie innen und außen verzinkt. Äußerer Rohrdurchmesser = 17 bis 20 mm. Die Legierung der Kühlrohre wählt man so, daß sie auf Kosten der starkwandigen Kondensator-teile galvanisch geschützt sind. Als Schutz gegen Schwingungen verwendet man reichlich viele, in verschiedenem Abstand voneinander (Schwingungslänge) angeordnete Rohrstützwände, die oben für ein Verbreiten des Dampfes, unten für ein Zusammenfließen des Kondensats Platz lassen müssen. Letzteres kann durch Ausbauchen des Kondensatormantels oder Schrägstellen des ganzen Kondensators begünstigt werden.

Zwecks bester Plakausnutzung sind die Kühlrohre nicht quadratisch, sondern diagonal angeordnet.

Die Kühlrohrstopfbuchsen haben Baumwollpackung und einen das Herauschieben der Rohre verhindernden inneren Wulst. Zur Prüfung auf Dichthalten wird der Dampfraum des Kondensators mit einem Wasserdruck von 2 Atm. geprüft, was bei Turbinenschiffen nur in Verbindung mit der gefüllten ND-Turbine möglich ist.

Rohrwände bestehen aus gewalztem Delta- oder Münzmetall, Anker aus Messing oder Deltametall, Kondensatorvorlagen und Deckel aus Bronze oder getriebenen Kupferblech, während die Kondensatormäntel neuerdings

auch auf Kriegsschiffen aus Stahlblech mit aufgenieteten Versteifungswinkeln zusammengenietet sind, weil bei den jetzigen Abmessungen Kupfermäntel zu weich wären.

Zum größeren Schutz gegen Anfressungen werden alle inneren Wandungen verzinkt, und außerdem im Kühlwasserraum Zinkschutzplatten angebracht. Gegen Durchbiegungen werden die Rohrwände und die flachen Wände der Abdampfbögen verankert, bei länglichem oder dreieckigem Kondensatorquerschnitt auch der Mantel.

Bei Kondensatoren mit zweimaligem Kühlwasserdurchgang kann man in der Trennungswand zwischen Kühlwasserein- und Austritt einen von außen zu bedienenden Gitterschieber anordnen, um für den Fall des Lenzens mit der Kühlwasserpumpe ein äußeres Verbindungsrohr zwischen Kühlwasserein- und Austritt zu sparen.

Die Hauptkondensatoren haben folgende Armaturen und Nebeneinrichtungen: Reinigungsdeckel, Entlüftungs- und Entwässerungshähne in beiden Kondensatorvorlagen, Mann-, Schau- und Reinigungslöcher im Mantel, Hülsen zum Einsetzen von Thermometern an Ein- und Austritt von Kühlwasser und Dampf bzw. Kondensat, Dampfanschluß und Sodafüllöffnung zum Auskochen, Vakuummeter, Anschluß für transportable Druckpumpe, Abdampfstutzen für Turbodynamo, für Frischwassererzeuger und Überproduktionsventil, eventuell mit vorgebauten Brallplatten zum Schutz der Kühlrohre (den ölhaltigen Abdampf der sonstigen Hilfsmaschinen leitet man bei Turbinenschiffen nicht in den Hauptkondensator), Anschluß der gemeinsamen Entwässerung der Zudampfleitungen, schließlich Zufahrbahn mit Rohranschluß aus Speisewasserlast.

Tafel 99 zeigt den Hauptkondensator einer Turbinenanlage von 11 500 PSe. Darin bedeuten:

1 Abdampf der Hauptturbinen, 2 und 3 Kühlwasserein- und Austritt, 4 und 5 Saugerohr der Naß- und Trockenluftpumpe, 6 Entwässerung, 7 Händelschrauben als Hebevorrichtung, 8 Entlüftung, 9 Schauloch, 10 Öffnungen zum Füllen, zum Fettabnehmen beim Auskochen und zum Abspritzen der Kühlrohre, 11 Überproduktion, 12 Reservestutzen, 13 Turbodynamo-Abdampf, 14 Platte zur Anbringung von Entwässerung, 15 Mannloch, 16 und 17 Kondensatorvorlagen, 18 Zinkschutzplatten, 19 Gitterschieber, 20 Zwischenwand, 21 Rohrwände, 22 Stützwände, 23 Langanker.

Die kleinen Destillierkondensatoren der Frischwassererzeugungs-Anlagen (vgl. B.) werden zuweilen zwecks baulicher Vereinfachung nicht als Röhren-, sondern als Plattenkondensatoren gebaut.

B. Frischwassererzeuger, Speisewasserreiniger und Vorwärmer.

1. Frischwassererzeuger.

a) **Zweck und Leistung.** Frischwassererzeuger dienen zur Bereitung von Kesselspeise-, Wasch- und Trinkwasser. Beim Speisewasser handelt es sich um den Ersatz der durch Undichtigkeiten entstehenden Verluste, die erfahrungsmäßig etwa 2,5 % des Dampfverbrauches der Hauptmaschinen betragen, d. h. etwa 4 Tonnen in 24 Stunden für je 1000 PSI. Bei Kriegsschiffen muß wegen des häufigen Wasserwechsels in engrohrigen Wasserrohrkesseln der Verlust höher gerechnet und die Frischwassererzeugungs-Anlage größer bemessen werden. Bei der Bemessung ist auch zu beachten, daß die Leistung der Verdampfer in fremden Gewässern mit höherem Salzgehalt kleiner ist und überhaupt mit der Zeit etwas abnimmt.

Die Gesamtleistung der Frischwassererzeuger ist nach vorstehendem teils der Leistung der Schiffsmaschinen, teils der Kopfstärke der Besatzung anzupassen und beträgt für je 1000 PSI bei Handelsschiffen etwa 3, bei Kriegsschiffen 3 bis 7 Tonnen in 24 Stunden.

Die Herstellung von Frischwasser aus Seewasser ist ziemlich teuer, namentlich dann, wenn der erzeugte salzfreie Dampf in Destillierkondensatoren niedergeschlagen wird, seine innere latente Wärme also dem Kreislauf der Maschine nicht zugute kommt (mindestens 4 M. pro cbm). Deshalb werden Kessel, Speisewasserlast und Waschwasserlast nach Möglichkeit auf den Werften mit enthärtetem Wasser, Trinkwasserlast mit Leitungswasser aufgefüllt. Man kann aber diese Vorräte, die für das Schiff totes Gewicht sind, nicht so groß bemessen, daß dadurch die Frischwassererzeuger entbehrlich würden. Auch ist das erzeugte Trinkwasser besser als das längere Zeit mitgeführte.

Wegen der Wichtigkeit der Frischwassererzeugung ordnet man auf Kriegsschiffen die Anlage in mindestens zwei räumlich getrennten Gruppen an, eventuell mit Rohrverbindungen in dem Sinne, daß einzelne Teile einer Gruppe als Reserve für die andere dienen können. Wegen der Größe der einzelnen Apparate sind auf großen Kreuzern zuweilen schon 6 Verdampfer erforderlich.

b) **Wirkungsweise der Frischwassererzeuger.** Der durch Dampfheischlagen im Verdampfer aus Seewasser erzeugte salzfreie Dampf wird entweder in den Destillierkondensatoren niedergeschlagen und in die Frischwasserlast geleitet, bei Trinkwasser nach vorangegangener Filtrierung, oder er wird als Dampf der Dampfheizung zugeführt oder den Hauptkonden-

atoren oder durch Anschluß an die Hilfsabdampfleitung den Hilfskondensatoren oder den Speisewasservorwärmern.

Von dem in den Verdampfer gespeisten Seewasser gelangt der größere Teil, etwa $\frac{2}{3}$, zur Verdampfung, der Rest wird mit dem ausgeschiedenen Salz wieder nach See ausgeblasen. Um dies zu ermöglichen und um ein Mitreißen von Salzwasser durch den aufsteigenden Dampf möglichst zu vermeiden, verdampft man in der Regel bei 2 Atm. Überdruck.

Der Durchgang des der Hilfsdampfleitung entnommenen Heizdampfes durch das Heizrohrsystem geschieht im Gegenstrom zu dem hinein gespeisten Seewasser und wird so geregelt, daß das Kondensat beim Austritt aus dem hinter dem Verdampfer eingeschalteten Kühler höchstens 80° warm ist. Das Kondensat geht schließlich in eine Dampftwässerungsleitung oder in den Warmwasserkasten oder in den Kondensator. Bei mehr als 80° würde sich im Warmwasserkasten Dampfkrasen bilden. Der Zudampf zu den Heizschlangen ist so gedrosselt, daß nicht mehr Dampf eintreten kann, als durch das Sicherheitsventil des Verdampfers entweichen kann, eine Explosion des Verdampfers bei undichten Heizschlangen also ausgeschlossen ist.

Die Speisepumpen des Verdampfers sind gleichzeitig Kühlwasserpumpen für den Destillierkondensator. Sie saugen Seewasser aus dem Bodenventil einer Zirkulationspumpe der Haupt- oder Hilfskondensatoren und drücken es durch die Destillierkondensatoren in die Kondensatkühler und Verdampfer, wobei das zur Speisung nicht nötige Wasser durch ein federbelastetes Überdruckventil nach See zurückfließt. Durch einen Rohrabzweig mit Wechselhahn kann man die Destillierkondensatoren auch umgehen und direkt in die Kondensatkühler und Verdampfer drücken.

Speisen und Abschäumen regelt man so, daß der Salzgehalt der Sole im Verdampfer höchstens 10 % beträgt und das Heizrohrsystem stets gerade von Wasser bedeckt ist. Selbsttätige Speisewasserregler sind stellenweise verwendet, werden aber gewöhnlich als entbehrlich weggelassen.

Etwa alle 4 Stunden bläst man den Verdampfer ganz aus und schreckt durch Bespritzen mit kaltem Wasser bei voll angestelltem Heizdampf die Heizrohre ab, damit die Salzkruste möglichst abspringt. Ein gründliches mechanisches Reinigen des Heizrohrsystems und des Verdampfers ist nach Abnahme des Verdampferdeckels und Herausziehen des ganzen Heizrohrsystems möglich.

Der in die Kondensatab- und Seewasserzuleitung eingeschaltete Kondensatkühler bewirkt einen Wärmeaustausch zwischen dem warmen Kondensat und dem zu verdampfenden kalten Seewasser, somit eine Ersparnis an Heizdampf. Er bildet entweder einen besonderen Apparat oder ist unten in den Verdampfer eingebaut.

c) Bauart der Frischwassererzeuger. Eine sehr verbreitete Konstruktion ist die von Bape und Henneberg. Charakteristisch ist der flache

Querschnitt der Heizrohre, wodurch das selbsttätige Losspringen der Salzkruete erleichtert wird, sowie der Platten-Destillierkondensator, wo der niederzuschlagende salzfreie Dampf und das Kühlwasser durch dünne Kupferplatten voneinander getrennt werden.

Eine andere Konstruktion ist auf Tafel 100 dargestellt. Darin bedeuten:

1 Verdampfer aus Kupferblech mit bronzenem Boden und Deckel, 2 Destillierkondensator, abweichend von Pape und Henneberg, als Röhrenkondensator gebaut, 3 Trinkwasserfilter, 4 Speise- und Kühlpumpe, 5 und 6 Sauge- und Druckleitung, 7 Umgehungsdruckleitung direkt in den Kondensatfühler und Verdampfer, 8 Druckleitung durch Destillierkondensator, 9 regulierbares Rückschlag-Speiseventil, 10 Überdruckventil, durch welches das überschüssige Kühlwasser nach See fließt, 11 Abschredleitung von 4 nach 1 mit innerem Sprührohr, 12 bis 14 Zudampfleitung, 15 Heizschlangen, die man nach Abnehmen des Deckels und Lösen einiger Verschraubungen auf Schienen mit Rollen herausfahren kann, 16 Kondensatfühlerrohre, durch die das Kondensat spiralförmig und in entgegengesetzter Richtung strömt wie das umgebende Speisewasser, 17 Ableitung des Kondensats in die Entwässerungsleitung der Zudampfleitung, 18 Pralltrichter zum Abscheiden von mitgerissenem Salzwasser, 19 Sicherheitsventil, 20 Absperrventil für erzeugten Dampf, 21 Leitung des überschüssigen Dampfes nach der Dampfheizung, 22 Leitung (mit Überdruckventil) des salzfreien Dampfes nach der Hilfsabdampfleitung, 23 Leitung nach Destillierkondensator, 24 Abfluß von dort nach Waschwasserlast, 25 Leitung von 2 nach Trinkwasserfilter, 26 Abfluß von dort nach Trinkwasserlast, 27 Wasserstandsglas am Verdampfer, 28 bis 30 Manometer, 31 Probierventil zur Untersuchung des Salzgehaltes, 32 Ausblaseleitung, 33 Abschäumleitung, 34 Zwischenscheiben mit kleiner Bohrung, damit bei Heizschlangenbruch nicht mehr Dampf in den Verdampfer tritt, als durch das Sicherheitsventil entweichen kann, 35 Heizdampf-Einlaßventil, 36 bis 38 Dreivegeähne in der Pumpendruckleitung, 39 zwei Kondensat-Abflußventile, 40 bis 42 Dreivegeähne in der Frischwasserleitung (durch 41 und 42 kann man Frischwasser entweder direkt entnehmen oder in die Last leiten), 43 Entwässerungshahn, durch den etwa $\frac{1}{3}$ des hineingespeisten Seewassers dauernd nach See ausgeblasen wird und durch den der Verdampfer ganz entleert werden kann.

Im Destillierkondensator geht das Wasser durch und der Dampf im Gegenstrom um die Rohre. Letztere nebst Verschraubungen stimmen des einfacheren Ersatzes halber mit den Hauptkondensatoren überein.

Im Trinkwasserfilter wird das salzfreie Wasser dadurch trinkbar, daß es einerseits die beim Verdampfen ausgeschiedene Luft wieder absorbiert, andererseits aus der Filtermasse (Knochenkohle) Kohlensäure aufnimmt.

2. Speisewasserreiniger und Vorwärmer.

a) **Bedeutung und Wirkungsweise der Reiniger.** Durch unreines Speisewasser entstehen im Kessel Ablagerungen, die ein Koften und an besonders durch die Stichflammen beanspruchten Stellen ein Erglühen der Kesselwände begünstigen. Am meisten gefährdet sind unsere engrohrigen Marinekessel, weil bei forciertem Betrieb schon eine geringe Verschmutzung genügt, um ein Überhizen oder Durchbrennen von Rohren zu bewirken.

Bei älteren Kriegsschiffen mit Wasserrohrkesseln und Kolbenmaschinen wurde deshalb zur Ausscheidung des Schmieröls eine zweimalige Filtrierung des Speisewassers vorgenommen, zuerst durch Koks- oder Schwammfilter im Warmwasserkasten, darauf durch Tuchfilter in der Speisepumpen-Druckleitung. Diese Filter wurden teils mit Umgehungsrohr, teils zweiteilig gebaut, um während des Betriebes die Filtermasse reinigen und auswechseln zu können. Handelsschiffe mit Kolbenmaschinen erhalten wegen ihres ölhaltigen Abdampfes auch jetzt noch Speisewasserreiniger.

Auf neueren Kriegsschiffen ist nur noch für dasjenige Speisewasser eine Filtrierung nötig, welches aus dem Abdampf von Hilfskolbenmaschinen kondensiert, während das ölfreie Kondensat aus Haupt- und Hilfsturbinen direkt als Speisewasser verwendbar ist, der Hauptwarmwasserkasten also keinen Filter enthält. Für das Kondensat aus Hilfskolbenmaschinen genügt eine einmalige Filtrierung im Hilfswarmwasserkasten, denn der Rest von Öl, der infolge unvollkommener Filtrierung im Speisewasser zurückbleibt, ist für das gesamte Speisewasser ein so kleiner Prozentsatz, daß er den Kesseln nichts schadet. Außer dieser Filtrierung Sodazusatz nach Bedarf. Haupt- und Hilfswarmwasserkasten werden, wenn es der Raum gestattet, zusammengebaut.

b) **Bedeutung und Wirkungsweise der Vorwärmer.** Einen Wert für die Erhaltung der Kessel hat die Vorwärmung des Speisewassers nur bei Zylinderkesseln, weil hier durch zu kaltes Speisewasser leicht Spannungen und Leckagen an Nieten und Nähten entstehen. Für alle Kessel hat die Vorwärmung einen wirtschaftlichen Wert, wenn durch Abdampf oder abziehende Heizgase vorgewärmt wird oder beim Föttinger-Transformator durch das Transformatorwasser (vgl. Turbinen).

Die Vorwärmer sind entweder Oberflächen- oder Mischvorwärmer und vielfach mit den Reinigern vereinigt (Warmwasserkasten). Sie sind entweder in die Sauge- oder in die Druckleitung der Speisepumpen eingeschaltet. Im ersteren Falle können sie auch offen sein, dann aber natürlich mit einer Temperatur unter 100° , während bei geschlossenen Vorwärmern auch in der Saugeleitung unter Umständen höher als 100° vorgewärmt werden kann (Vorwärmer von Weir auf Handelsschiffen).

Moderne Kriegsschiffe haben in der Regel eine zweimalige Speisewasservorwärmung, nämlich erstens im Warmwasserkasten durch Mischung des Speisewassers mit heißem Kondensat aus Zudampfrohren, Dampfheizung und Kombüse und zweitens in der Speisepumpen-Druckleitung durch Oberflächenvorwärmung mit dem Abdampf der Hilfsmaschinen, zu dem der erzeugte Dampf aus Frischwassererzeugern hinzukommt.

c) Bauart der Speisewasserreiniger und Vorwärmer. Von den sehr mannigfachen Konstruktionen auf diesem Gebiet seien die Warmwasserkasten und Vorwärmer auf neueren Turbinen-Kriegsschiffen sowie ein Druckfilter auf älteren Kriegsschiffen beschrieben.

Haupt- und Hilfswarmwasserkasten sind aus Blechen und Winkeln zusammengenietet und möglichst hoch, dicht unter dem Panzerdeck angebracht, damit das Speisewasser mit möglichst großem Gefälle nach den Standrohren in den Heizräumen abfließt. Sie stehen durch je ein nach oben durch das Panzerdeck führendes Entlüftungsröhr mit der Atmosphäre in Verbindung. Bei dem üblichen Zusammenbau von Haupt- und Hilfswarmwasserkasten liegt zwischen beiden eine nicht ganz nach oben reichende Scheidewand, über die das vom Hilfskondensator kommende und im Hilfswarmwasserkasten mittels Koks- und Schwamm- oder Koks- und Kokosfilter (Kokosmatten über und unter der Koks-schicht) gereinigte Wasser in den Hauptwarmwasserkasten überfließt. Füllt sich der Hauptwarmwasserkasten nahezu bis oben hin mit Wasser, so fließt das überschüssige Wasser durch ein Überlaufrohr in den Verbrauchsraum der Speisewasserlast, was außen durch einen offenen Hahn angezeigt wird.

Das untere Speisewasser-Abflußrohr nach den Heizräumen ist im Innern etwas höher geführt, damit spezifisch schwerere Schmutzteile im Warmwasserkasten zurückbleiben. Die Mischdüsen liegen unten im Hauptwarmwasserkasten und sind so gebaut, daß das heiße Kondensat aus Zudampfrohren (Wasserabscheider), Dampfheizung und Kombüse sich möglichst gut verteilt.

In der Zeichnung auf Tafel 101 bedeuten: 1 Druckrohr der Hauptluftpumpe, 2 Überlaufrohr nach den Speisewasserzellen, 3 Ablaufrohr nach den Standrohren in den Heizräumen, 4 Eintritt des ölhaltigen Kondensats der Hilfsmaschinen von der Hilfsluftpumpe, 5 Entlüftung, 6 Überdruckventil, 7 Entwässerung, 8 Eintritt des Kondensats von der Dampfheizung, 9 Überlaufkontrolle, 10 Thermometer, 11 Wasserstand, 12 Mischdüsen, 13 bis 15 Mannlöcher.

Auf dieser Tafel ist auch ein Vorwärmer für die Speisepumpen-Druckleitung gezeichnet. Die Heizrohroberfläche bemißt man so groß, daß der sie umgebende Heizdampf (Hilfsabdampf) vor seinem Austritt ganz oder doch nahezu kondensiert ist. Speisewasser und Heizdampf bewegen sich im

Gegenstrom. In dem gezeichneten Vorwärmer tritt das Speisewasser in 14 Heizspiralaröhren von unten nach oben. Das unten im Vorwärmer sich sammelnde Kondensat wird durch ein vom Heizstand aus zu bedienendes Ventil in die Entwässerung der Abdampfleitung geführt und dann wieder als Speisewasser nutzbar gemacht.

Die Vorwärmer lassen sich ohne Unterbrechung der Speisung ausschalten. Boden und Mantel lassen sich nach Lösen einiger Schrauben und Losnahme des Kondensat-Abflußrohres leicht nach unten abziehen. Die innere Reinigung der Heizrohre geschieht durch Auskochen, wofür man einen Anschluß an die Hilfsdampfrohrleitung vorsieht. Der Vorwärmer besteht aus Kupfer und Bronze.

In der Zeichnung bedeuten: 1 Druckrohr der Hauptspeisepumpe in den Vorwärmer, 2 Druckrohr vom Vorwärmer nach den Kesseln, 3 Eintritt des Abdampfes der Hilfsmaschinen, 4 Austritt für Kondenswasser, zugleich Dampfeintritt zum Auskochen und Wasserablaß nach dem Auskochen, 5 Entwässerung der Heizschlangen, 6 Sicherheitsventil mit Entlüftungsröhr, 7 Sodahahn, 8 Entlüftung der Heizschlangen.

Auf Tafel 102 ist ein Speisewasserreiniger, System Schmidt, für Speisepumpen-Druckleitung (Druckfilter) dargestellt. Das Speisewasser tritt durch den Ventilkasten in den mittleren Hohlraum des Filters, von hier radial und dann von unten nach oben durch die einzelnen Filtertücher in den Umfang des Filters und schließlich durch den andern Stutzen zurück in den Ventilkasten. Ist der Filter verschmutzt, so hebt sich durch den Überdruck Sicherheitsventil III und das Speisewasser geht zum Teil direkt durch den Ventilkasten. Zweck Reinigung wird Ventil I und II geschlossen und III geöffnet, so daß der Filter aus der Speiseleitung ausgeschaltet ist. Inzwischen öffnet man Dampf- und Schlammventil, wodurch Dampf in entgegengesetzter Richtung durch den Filter tritt und die Unreinigkeiten entfernt. Auch kann man die herausgenommenen Filtertücher durch Auskochen wieder brauchbar machen.

C. Pumpen.

1. Allgemeines über Wirkungsweise und Antrieb.

a) **Kolben-, Zentrifugal- und Strahlpumpen.** Kolbenpumpen sind einfach oder doppelt wirkend, im ersteren Falle entweder mit Plungerkolben (Tauchkolben) oder mit Ventilkolben (gleichzeitig saugend und drückend). Erzeugt eine einfach wirkende Pumpe sehr hohen Druck, so ist der Widerstand beim Sauge- und Druckhub sehr verschieden. Dies ist bei unabhängigen Dampfpumpen unzulässig, weshalb man hier entweder einen Teil der Druckwirkung auf den Saughub verlegt, wie bei den Pumpen für hydraulischen

Artilleriebetrieb, oder 2 Pumpen durch gleicharmigen Balancier verkuppelt, wie bei vielen Dampfsluftpumpen.

Ab schlußvorrichtungen der Kolbenpumpen sind fast allgemein Ventile, selten Klappen und nur bei einzelnen älteren Ausführungen zwangsläufig bewegte Schieber. Ventile haben feste oder verstellbare Hubbegrenzung und sind zuweilen zwecks schnelleren Schließens mit Spiralfeder belastet, sie haben konische oder flache Dichtungsfläche und sind im letzteren Falle zuweilen aus mehreren dünnen Scheiben zusammengesetzt, wobei der Ventilsiß als Grätting ausgeführt wird. Zur Erzielung eines möglichst kleinen Hubes bei genügendem Durchgangsquerschnitt verwendet man bei großen Pumpen mehrere kleine Ventile.

Klappen sind biegsame Scheiben aus Gummi oder Vulkanfaser mit Hubbegrenzung durch Klappenfänger (Luftpumpen). Gummiklappen mit ein-vulkanisierter Drahtspirale haben wesentlich größere Lebensdauer als gewöhnliche Gummiklappen. Die auf älteren Schiffen noch vorhandenen Stonespumpen haben scharnierartig befestigte Metallklappen mit Lederfutter.

Zentrifugalpumpen sind einfacher und betriebssicherer als Kolbenpumpen, weil Kolbenliderung und Ab schlußvorrichtungen wegfallen und Stöße sowie gefährliche Druckbeanspruchungen ausgeschlossen sind. Sie sind in neuerer Zeit auch schon für hohen Druck, z. B. als Speisepumpen gebaut, lassen aber nicht eine so weit gehende Regulierung zu wie Kolbenpumpen, weil mit abnehmender Tourenzahl auch der Druck abnimmt. Aus diesem Grunde können sie nicht überall an die Stelle der Kolbenpumpen treten. Überhaupt eignen sich Zentrifugalpumpen vorzugsweise für große Wassermengen bei geringem Pumpenwiderstand.

Dampfstrahlpumpen sind, da sie keine bewegten Teile haben, die einfachsten, ihre Verwendung ist aber beschränkt, da sich der Dampf mit dem Wasser mischt und daher, abgesehen von Speise-Injektoren, verloren geht.

b) Leistung der Pumpen ergibt sich aus Fördermenge und Förderhöhe.

Letztere ist = Saugehöhe + Druckhöhe.

Für die Saugehöhe ist 10 m Wasser säule (absolutes Vakuum) die theoretische Grenze. Praktisch geht man im allgemeinen nicht über 6 m. Eventuell Unter stützung des ersten Ansaugens durch Füllen mit Wasser oder durch Lu stejktor. Bei heißem Wasser versagt die Saugwirkung leichter als bei kaltem (Verdampfen). Druckhöhe und Druckwiderstand entsteht entweder durch das Gewicht einer Flüssigkeits säule oder durch den Überdruck im Druckrohr. Druckhöhe theoretisch unbeschränkt, praktisch bei Zentrifugalpumpen niedriger als bei Kolbenpumpen.

Wie jede Kraftmaschine, so wird auch eine Pumpe mit wachsender Geschwindigkeit kleiner und leichter. Bei Kolbenpumpen ist die Geschwindigkeit wegen der hin und her gehenden Massen begrenzt. Deshalb kann man viel-

fach durch Einführung von Zentrifugal-Turbopumpen Raum und Gewicht sparen.

e) Antrieb der Pumpen durch die Schiffsmaschine ist in Anlage und Betrieb am billigsten, aber bei großen Schiffsturbinen nicht praktisch. Nur Schiffshilfsturbinen haben häufig mit der Regulatorwelle verbundene Schmier- und Kühlpumpen (vgl. Turbinen). Auch bei Schiffskolbenmaschinen muß man auf den Antrieb durch Hauptmaschine bei den Pumpen verzichten, deren Gang aus Betriebsrücksichten von der Schiffsmaschine unabhängig sein muß. Letzteres trifft natürlich für große Schiffe mehr zu als für kleine, und für Kriegsschiffe mehr als für Handelsschiffe.

Demnach werden bei Kolbenschiffsmaschinen gewöhnlich folgende Pumpen angehängt:

Bei großen Kriegsschiffen und Handelschnelldampfern nur Kühl- und Maschinenlenzpumpen.

Bei kleinen Kriegsschiffen und mittleren Handelsdampfern außerdem häufig die Luftpumpen (Balancier).

Bei mittleren Handelsdampfern außerdem die Maschinen-Speisepumpen (Balancier).

Bei gewöhnlichen Frachtdampfern außerdem häufig die dann als Kolbenpumpen gebauten Kondensator-Kühlwasserpumpen (Balancier).

Bei Bootsdampfmaschinen dient als Luftpumpenantrieb häufig ein Erzeuger auf der Bootswelle anstatt eines Balanciers und als Speisepumpenantrieb eine Schneckenübersezung von der Bootswelle aus, wodurch einem Versagen der Speisepumpen infolge zu hoher Tourenzahl vorgebeugt wird.

d) Antrieb der Pumpen durch besondere Dampfmaschinen. Zentrifugalpumpen werden durch Kolbenmaschinen, gewöhnlich Compoundmaschinen (Kondensator-Kühlwasserpumpen) oder durch Dampfturbinen (Versuche mit Luft- und Speisepumpen) getrieben (vgl. 2f. Turbopumpen).

Sehr schnell laufende Dampfkolbenpumpen haben als Hubbegrenzung eine Hilfsrotation mit Pleuelstange oder Kurbelschleife, können also wegen der Totlage nicht sehr langsam laufen.

Langsam arbeitende Kolbenpumpen haben keine Rotation, bedürfen aber einer besonderen Steuerung nach folgendem Prinzip: Fast volle Füllung im Dampfzylinder zwecks gleichmäßiger Kraftäußerung auf den Pumpenkolben, Hubbegrenzung durch Kompression, Dampfverteilung durch einen lose im Schieberkasten liegenden und horizontal beweglichen Schieber, der entweder durch Dampfdruck, wie bei den Simplex-Pumpen von Blake & Weir (Schleuderschieber), oder durch äußeres Gestänge mit totem Gang, wie bei den Worthington-Duplex-Pumpen plötzlich von einer Endstellung in die andere gebracht wird. Letztere Methode liefert im allgemeinen ein-

fachere Bedienung und größere Betriebssicherheit und ist unter 2b. Kolben-
speisepumpen näher beschrieben, während auf genauere Beschreibung der
Blase & Weir-Steuerung verzichtet ist.

2. An Bord verwendete Pumpen.

a) **Kolbenluftpumpen.** Die gewöhnlichen Kolbenluftpumpen saugen
zugleich Luft und Kondensat, die Trennung in Trocken- und Naßluftpumpe
ist, weil sie im Verhältnis zur Kompliziertheit zu wenig Nutzen brachte, im
allgemeinen aufgegeben und wird nur noch bei Turboluftpumpen verwendet.
Die Größe der Luftpumpe ist durch das Volumen der durch ND=Stoß-
buchsen, Speisewasserzusatzleitung und etwaige Undichtigkeiten am Konden-
sator eindringenden und unter dem Vakuum stark expandierenden Luft
bedingt.

Die Luftpumpe muß so tief stehen, daß das Kondensat ihr zufließt, weil
wegen des Vakuums ein Hochsaugen des Kondensats unmöglich ist. Der
schädliche Raum wird im allgemeinen durch das Wasser unschädlich gemacht.
Bei getrennter Trocken- und Naßluftpumpe läßt man erstere, die höher an-
geordnet ist, aus dem kältesten Teil des Kondensators saugen, weil hier die
Luft am dichtesten ist.

Die Luftpumpen sind stets stehend gebaut und, wenn sie an die Schiffs-
maschine angehängt sind, einfach wirkend mit Ventilkolben. Die unabhängigen
Dampfsluftpumpen sind zuweilen doppelt wirkend, gewöhnlich aber, wenn
es der Platz irgend gestattet, einfach wirkende Doppelpumpen mit gleich-
armigem Balancier, wobei als Antrieb 1 Dampfzylinder genügt, wenn man
nicht wegen Dampfersparnis eine Compoundmaschine vorzieht.

Bei großen Schiffskolbenmaschinen und angehängten Luftpumpen baut
man zur größeren Betriebsreserve häufig 2 kleinere Pumpen, oder man stellt
zwischen den Luftpumpen benachbarter Maschinenräume, derartige Rohr-
verbindungen her, daß eine Luftpumpe als Reserve für die andere dienen
kann.

Ältere Kriegsschiffe, bei denen die Luftpumpen an die Kolbenmaschine
angehängt sind und bei denen im Hafenbetrieb ein Hauptkondensator benutzt
wird, haben für den Hafendienst unabhängige Hilfsluftpumpen, die nebenbei
als Reserve für die Hauptluftpumpen dienen. Bei neueren Turbinen-Kriegs-
schiffen mit unabhängigen Hauptluftpumpen und mit Hilfskondensations-
Anlagen genügen die Luftpumpen dieser Anlagen für den Hafenbetrieb.

Material der Luftpumpen ist bei Kriegsschiffen ausschließlich Bronze,
Ventile bestehen neuerdings meist nicht aus Gummi oder Vulkanfaser,
sondern aus Messingblech, Kolbenpackung ist Hanfflechte mit oder auch ohne
Anziehvorrichtung, Druckräume haben Sicherheitsventil und Windkessel,
Ventile sind durch Deckel möglichst gut zugänglich.

Tafel 102 zeigt eine durch Balancier getriebene, einfach wirkende Luftpumpe einer Schiffskolbenmaschine in 3 Projektionen, ferner eine doppelt wirkende, zu einer Hilfskondensations-Anlage gehörige Luftpumpe mit Saugeschlägen im Pumpenzylinder, schließlich eine vielfach auf Handeldampfern verwendete, einfach wirkende Luftpumpe mit Tauchkolben nach Patent Edward.

Tafel 103 zeigt eine unabhängige Duplex-Luftpumpe mit Antrieb durch eine Compound-Dampfmaschine und mit Steuerung durch Schleuderschieber nach System Blake.

In der Zeichnung bedeuten: 1 Zudampf, 2 zwangsläufig vom Balancier gesteuerter Schieber mit schrägen Flächen, 3 Schleuderschieber für HD-Zylinder, 4 HD-Schieberkasten, 5 Kanäle nach HD-Zylinder, 6 und 7 HD-Zylinder und Kolben (nur halb gezeichnet), 8 Abdampfkanal, 9 bis 11 Kanäle, durch die Schieber 2 den Schleuderschieber steuert, 12 und 13 Gestänge zum Antrieb von 2, 14 Handhebel zum Zugangsetzen, 15 Dampf nach ND-Schieber, 16 ND-Schieber, 17 Kanäle nach ND-Zylinder, 18 und 19 ND-Zylinder und Kolben (nur halb gezeichnet), 20 Abdampf.

21 und 22 Saugestuzen und Ventil, 23 Pumpenkolben mit 24 Kolbenventil, 25 bis 27 Druckventil, Druckraum und Druckstuzen, 28 bis 30 Schaulöcher.

Tafel 104 zeigt eine unabhängige Trockenluftpumpe, bei der sowohl Dampfmaschine als auch Pumpe in 2 Stufen arbeitet. Wegen des schnellen Ganges Hilfsrotation.

In der Zeichnung bedeuten: 1 und 2 HD- und ND-Dampfzylinder, 3 Saugerohr der I. Luftpumpe aus Kondensator, 4 Druckventile der I. Luftpumpe, 5 Anschluß nach Pumpe II, 6 Druckventile, 7 Druckrohr nach Atmosphäre, 8 bis 10 Zusatzwasserein-, über- und Austritt (Verringerung des schädlichen Raumes), 11 Thermometerstuzen, 12 Indikatoreinrichtung, 13 Schwungrad mit Regulator, 14 und 15 Schwungmassen mit Ausgleichfeder, 16 Erzzenter, 17 Drehpunkte der Schwungmassen, die, wenn sie nach außen schlagen, den Voreilwinkel vergrößern, 18 Handregulierung durch Veränderung der Federspannung, 19 Dreh- und Anlaßvorrichtung.

In dem Müller'schen Steuerungsdiagramm bedeutet: B Bodenseite, D Deckelseite, F Füllungsabschluß, Cp Beginn der Kompression, Ve Beginn des Voreintritts, Va Beginn des Voraustritts, Durchmesser des ganzen Kreises = Schieberhub, Radius der kleinen Kreise bei B und D = lineares Voreilen auf Boden- und Deckelseite.

b) Kolbenpeisepumpen. Zahl und Anordnung ist teils durch das Kesselgesetz, teils durch die Betriebsverhältnisse bedingt. Ersteres verlangt für die ganze Kesselanlage 2 voneinander unabhängige Speisevorrichtungen, deren jede für den vollen Betrieb sicher ausreicht. Wenn die Hauptpeise-

vorrichtung an die Maschine angehängt ist, wie bei gewöhnlichen Handelsdampfern (Maschinenspeisepumpen), baut man die Reserve-Speisevorrichtung als unabhängige Dampfpeisepumpe. Größeren Kesselanlagen gibt man mehr als 2 Speisevorrichtungen, teils wegen der Größe der einzelnen Pumpen, teils zur größeren Sicherheit und besseren Überwachung des Kesselbetriebes.

Moderne Kriegsschiffe mit Wasserrohrkesseln und Speisewasserreglern haben gewöhnlich in jedem Heizraum eine Haupt- und eine Reserve-Dampfpeisepumpe, beide ganz gleich gebaut, abgesehen von einigen Verschiedenheiten in den Rohranschlüssen. Auf großen Handelsdampfern ohne Maschinenspeisepumpen stehen zur Erleichterung des Betriebes häufig alle Haupt- und Reserve-Dampfpeisepumpen zusammen am vorderen Maschinenschott.

Auf Kriegsschiffen bestehen die Speisepumpen ganz aus Bronze, während Handelschiffe auch gußeiserne Pumpenzylinder und Ventilkästen mit bronzenen Einläßen verwenden. Alle, auch die Dampfpeisepumpen, haben Sicherheitsventil mit Rücklaufrohr (beim Schließen des Reglers kann der Druck bis über 30 Atm. steigen, wodurch Packungen herausfliegen), ferner einen Windkessel und zwischen Sauge- und Druckventil einen Probierhahn (Schnüffelventil), der gleichzeitig zum Messen von Salzgehalt und Temperatur dient.

Die bei Handelsdampfern durch Balancier, bei Booten mit hoher Tourenzahl durch Schnecke getriebenen Maschinenspeisepumpen sind Plunger-Kolbenpumpen von ähnlicher Bauart wie die später beschriebene Maschinenlenzpumpe.

Die Dampfpeisepumpen auf Kriegs- und großen Handelschiffen sind in neuerer Zeit meistens stehend, seltener liegend angeordnete Duplex-Pumpen nach dem WORTHINGTON-System, bei dem der Dampfchieber jedes Zylinders durch die Kolbenstange des Nachbarzylinders gesteuert wird. Zahl der Doppelhübe pro Minute im allgemeinen nicht über 50. Dampfkolbenfläche mindestens = doppelte Pumpenkolbenfläche. Pumpenkolben mit federnden Dichtungsringen.

Eine solche Duplex-Speisepumpe ist auf Tafel 105 dargestellt.

In der Zeichnung bedeuten: a Dampfeintritt, b Schieberkasten, c Dampfchieber, d Kanäle für Dampfeintritt nach Zylinder, e Kanäle für Dampf- und Austritt, f gemeinschaftlicher Austrittskanal, g Austrittsstufen, h und i Durchbohrungen des Schiebers, k und l Steuerwellen, m, n, o, p Hebel für Schieberantrieb, q und r Schieberstangen, t Verbindung zwischen unterem Ende des Zylinders und Ventilkasten.

Austrittskanal e wird vom Kolben überlaufen und dadurch die Kompression geregelt. Hebel m p ist einarmig, Hebel n o zweiarmlig. Dies ist bedingt durch die Versetzung der beiden Kolbenbewegungen um etwa $\frac{1}{2}$ Hub.

Die Schieberhebel haben etwas toten Gang zwischen 2 verstellbaren Anschlagmuttern, so daß die Schieber die größte Zeit stillstehen und die Kanäle länger geöffnet bleiben. In den Endstellungen stehen die Kolben einen Augenblick still, so daß von dem eingesaugten Wasser nichts durch die Saugeventile zurückfließt.

c) Kondensator-Kühlwasserpumpen. Die Kühlleistung dieser Pumpen besteht nur in der Überwindung der Wasserreibung in Kondensator und Rohrleitung, denn die Förderhöhe ist dabei = 0. Beim Lenzen ist, da der Kondensator aus der Druckleitung ausgeschaltet wird, die Wasserreibung kleiner, dagegen kommt eine Förderhöhe hinzu, die sich aus dem Tiefgang des Schiffes und dem Wasserspiegel im Schiffsraum ergibt. Deshalb ist die Fördermenge beim Lenzen etwa 3 bis 4 mal kleiner als beim Kühlen. Zum ersten Ansaugen beim Lenzen nimmt man häufig einen Luftsaugapparat (Ejektör) zu Hilfe.

Bei Kriegs- und größeren Handelsschiffen sind die Kühlwasserpumpen stets unabhängige Zentrifugalpumpen, die durch den Kondensator drücken und bis jetzt durch Kolbendampfmaschine mit Compoundwirkung getrieben werden. Wegen der ziemlich langsamen Gangart dieser mit viel Wasser, aber wenig Druck wirkenden Pumpen erfordert Antrieb durch Dampfturbine, wenn er wirtschaftlich sein soll, zu viele Stufen. Sehr große Kondensatoren erhalten 2 Kühlwasserpumpen mit zwischenliegender Antriebsmaschine und mit Schieber oder Klappen, die ein Abstellen einer Pumpe mit kleiner Fahrt gestatten.

Einfache Frachtdampfer haben gewöhnlich angehängte, durch Balancier getriebene einfach oder doppelt wirkende Kolben-Kühlwasserpumpen, wodurch der Betrieb einfacher, der Wasserstrom aber weniger gleichmäßig wird.

Die unabhängigen Zentrifugal-Kühlwasserpumpen der Hilfskondensatoren werden entweder durch Elektromotor oder gemeinschaftlich mit der zugehörigen Luftpumpe durch Dampfmaschine getrieben.

Die Zentrifugal-Kühlwasserpumpen werden bei Kriegsschiffen ganz aus Bronze gebaut und im Innern verzinkt. Die Kreisellradwelle läuft in Buchholzlagern, die vom Umfang des Pumpengehäuses Kühlwasser erhalten, welches vorher durch die Gleitbahnen fließt. Durch die ausgleichende Wirkung des Wasserstromes und eventuell durch Verstärkung des Kreisellrades am Umfang wird ein Schwungrad entbehrlich.

Die Flügel haben neuerdings gewöhnlich eine von der archimedischen Spirale abweichende, und zwar weniger zurückgebogene Form, wodurch dieselbe Fördermenge mit geringerer Tourenzahl erzielt wird. Wenn es die Raumverhältnisse bedingen, baut man das Flügelrad auch mit einseitigem Wassereintritt. Für die Lage des Ein- und Austrittsstuzens am Gehäuse ist lediglich die Anordnung des Kondensators und der großen Wasserrohre maßgebend.

Tafel 106 zeigt eine neuere Ausführung einer Kondensator-Kühlwasserpumpe. Bei den Schieberkästen der Compound-Dampfmaschine bedeutet E Eintritt, A Austrittsraum. HD- und ND-Schieber haben Trickkanal, wodurch der Schieberhub kleiner und das ganze Zylinderfußstück niedriger wird.

d) Lenzpumpen. Zum Lenzen der verschiedenen Schiffsräume mit Hilfe von Haupt- und Hilfslenzrohren dienen

1. Kühlwasserpumpen der Haupt- und Hilfskondensatoren,
2. Leckpumpen,
3. Dampf lenzpumpen in den Heizräumen.

Die auf älteren Kriegsschiffen noch vorhandenen, durch Menschenkraft zu treibenden mehrkolbigen Stonespumpen werden nicht mehr verwendet.

Zum Lenzen der Bilge der Maschinenräume und Wellentunnel dienen

4. Maschinenlenzpumpen bei Kolbenschiffsmaschinen,
5. Dampf lenzpumpen bei Turbinen.

Zu 1. und 2. können auch in die Flutleitung drücken zum Unterwasserlegen einzelner Schiffsräume.

Zu 3. können auch in die Feuerlöschleitung drücken und den Mischauwerfer betreiben.

Zu 5. können auch durch das Wellenrohr drücken zum Auspülen von aufgewühltem Sand und Schluff beim Fahren in flachem Wasser.

Einen klaren Überblick über die Zahl der verschiedenen Pumpen und über die verschiedenen Sauge- und Druckstellen, an die sie angeschlossen sind, gibt der für jedes Schiff aufgestellte Pumpenplan. Für die Bauart der Pumpen gilt folgendes:

Zu 1. Vgl. Kondensator-Kühlwasserpumpe.

Zu 2. Große Kriegsschiffe haben 3 bis 5 auf die Schiffslänge verteilte Leckpumpen. Es sind dies unten im Schiffsraum liegende Zentrifugalpumpen mit senkrechter Welle und Antrieb durch einen Elektromotor in einem der oberen Decks, so daß er nicht überflutet werden kann. Förderhöhe bei großen Schiffen mindestens 6 m bei etwa 15 cbm Wasser pro Minute.

Tafel 107 enthält ein allgemeines Bild solcher Pumpe nebst Rohranschlüssen.

Zu 3. Bauart im wesentlichen wie bei Dampfspeisepumpen, jedoch mit Ledermanschetten an Stelle der metallenen Kolbendichtungsringe, da hier nur kaltes Wasser zu fördern ist.

Zu 4. an die Hauptmaschine mit Balancier oder Exzenter angehängte Plungerkolbenpumpen, die wegen des häufigen Verschmutzens ein besonders schnelles Aufnehmen der Ventile oder Gummiklappen gestatten müssen. Auf Tafel 107 ist eine Maschinenlenzpumpe gezeichnet.

Zu 5. Bauart wie bei den Dampf lenzpumpen der Heizräume. Häufig nur 1 Dampf lenzpumpe (Bilgepumpe) für mehrere Turbinenräume.

e) Pumpen für andere Zwecke. Es sind dies: Spülpumpe, neuerdings gewöhnlich Zentrifugalpumpe mit elektromotorischem Antrieb, zum Drücken in die Seewasserleitung des Schiffes, außerdem auch in die Feuerlöschleitung.

Ferner Waschwasserpumpe, wie Dampfpfenzpumpe gebaut, zum Übernehmen von Waschwasser in die Last, zum Fördern aus dieser in die Waschwasserleitung, zum Abgeben von Wasch- und Speisewasser an andere Schiffe, namentlich Torpedoboote (Stützen für Schlauchverschraubung in den Bordwänden), und als Reserve für Trinkwasserpumpe.

Ferner Trinkwasserpumpe von gleicher Bauart und mit ungefähr entsprechenden Anschlüssen, außerdem als Reserve für Waschwasserpumpe.

Ferner hydraulische Pumpe für Artilleriebetrieb und schließlich Torpedolustpumpe (vgl. auch Kompressoren bei Dieselmotoren).

Nähere Beschreibung aller dieser Pumpen würde hier zu weit führen.

f) Allgemeines über Turbopumpen. Turbopumpen können als Luft-, Speise-, Lenz- und Kondensator-Kühlwasserpumpen in Betracht kommen und haben den Vorteil der einfacheren Bedienung, des ölfreien Kondensats und der Ersparnis an Raum und Gewicht.

Am weitesten sind bis jetzt die Turbolustpumpen entwickelt, und zwar als getrennte, aber auf gemeinsamer Welle angeordnete Trocken- und Raß-(Kondensat-)Luftpumpe, während die Trocken-Kolbenluftpumpen als weniger praktisch und nutzbringend wieder aufgegeben sind. Auf kleineren Schiffen, z. B. kleinen Kreuzern, bieten die Turbolustpumpen zuweilen Raumschwierigkeiten, denn bei Turbopumpen reißt der Wasserfaden leicht ab, wenn sie nicht tief stehen, während Kolbenpumpen hierin weniger empfindlich sind und leichter wieder von selbst ansaugen.

Turbopeisepumpen sind bis jetzt weniger verbreitet, weil bei wechselnder Maschinenleistung gewisse Regulierungsschwierigkeiten bestehen. Da nämlich die Umdrehungszahl der Turbopumpe nicht nur durch den Speisewasserbedarf, sondern wegen der Zentrifugalwirkung auch durch den Gegendruck bedingt ist (sie beträgt bei den bisherigen Ausführungen etwa 5000 bei einer Druckwirkung bis zu 25 Atm.), so muß bei geringem Speisewasserbedarf ein Teil des Wassers durch ein Rücklaufventil zurückgeleitet werden, was namentlich bei ganz geschlossenem Speiseventil auch deshalb nötig ist, damit das herumgewirbelte Wasser nicht zu warm wird oder in der Pumpe verdampft.

Von der A. E. G. in Berlin sind diese Regulierungsschwierigkeiten durch geschickte Konstruktion (siehe unter h) überwunden, jedoch liegt eine weitere Schwierigkeit darin, daß der Wasserfaden leichter abreißt als bei Kolbenmaschinen, weshalb die als Ausgleich dienenden Speisewasserbehälter, wie Standrohre, im allgemeinen nicht ganz leergesaugt werden dürfen, also größer sein müssen. Als Abhilfe kann man besondere Zusatzbehälter anwenden, die selbsttätig die Saugleitung mit Speisewasser füllen, wenn aus-

nahmsweise der Speisewasserbehälter leer gepumpt ist, so daß die Turbopumpe sofort wieder ansaugen kann, wenn im Speisewasserbehälter wieder genügend Kondensat angesammelt ist.

Ferner sind wegen mangelhaften Ansaugens Turbopumpen als Reserve-speisepumpen nicht ohne weiteres brauchbar, weil diesen das Wasser nicht zufließt.

Als Kondensator-Kühlwasserpumpe befindet sich die Turbopumpe noch im ersten Versuchsstadium. Ein grundsätzlicher Mangel besteht hier darin, daß, da die Pumpe stets in der See arbeitet, die Leistung nur durch die Tourenzahl reguliert werden kann, was für die Turbine unvorteilhaft ist, während bei Turboluft- und bis zu einem gewissen Grade auch bei Turbospeisepumpen auch bei voller Tourenzahl, also bei richtigen Strömungsverhältnissen des Dampfes, die Leistung mit wechselndem Widerstand geändert werden kann (Beaufschlagung).

Eine weitere Schwierigkeit besteht bei direkter Kuppelung zwischen Turbine und Kühlwasserpumpe in der durch die große Wassermenge bedingten hohen Wassergeschwindigkeit. Durch großes Kreisrad (groß für Turbopumpe) könnte man diese Schwierigkeit umgehen, müßte dann aber langsamere laufende Turbinen, also mehr Stufen anwenden. Besser ist es daher, die große Wassermenge auf zwei auf gemeinschaftlicher Welle angeordnete Kreisräder von großer Breite und kleinem Durchmesser, also hoher Tourenzahl, zu verteilen (eventuell kann dann bei kleiner Leistung ein Kreisrad abgeschaltet werden) oder eine Zahnradübersetzung von etwa 5 : 1 zwischen schnell laufender Turbine und langsam laufender Kühlwasserpumpe, die dann einen viel größeren Durchmesser erhalten kann, einzuschalten.

Ein weiterer Ausweg wäre es, die Kühlwasserpumpe als Schraubepumpe zu bauen, die eine höhere Tourenzahl ohne übertrieben hohe Wassergeschwindigkeit zuläßt, einen Wasserstrom ohne starke Richtungswechsel ermöglicht und in ihrem Wirkungsgrad weniger als eine gewöhnliche Zentrifugalpumpe von der Leistung abhängig ist.

Als Leerpumpe erscheint eine Turbopumpe deshalb geeigneter, weil Regulierung nicht erforderlich ist, doch wird bei den im Schiff verteilten Leerpumpen aus andern Gründen (sofortige Betriebsklarheit, Vermeidung von Dampfleitungen) elektrischer Antrieb vorgezogen.

g) Beispiel einer Turboluftpumpe. Tafel 108 zeigt eine von der A. E. G. in Berlin gebaute Turboluft- und Kondensatpumpe für 60 Tonnen Kondensat pro Stunde bei 92 % Vakuum und 3600 Umdrehungen pro Minute und für 15 Tonnen Kondensat bei 95 % Vakuum.

Auf der senkrechten Welle 19 mit dem oberen und unteren Führungslager 11 und 18 und mit Drucklager 10 sitzt oben die Trockenluftpumpe 1, unten die Kondensatpumpe 2.

Die Luftpumpe 1 muß die stark verdünnte, aus dem Kondensator angesaugte Luft auf Atm.-Druck, d. h. auf etwa $\frac{1}{40}$ ihres Volumens, zusammendrücken. Dies wäre bei einfacher Zentrifugalwirkung nur durch eine größere Zahl hintereinander geschalteter Kreisräder möglich. Durch folgende, der A. E. G. patentierte Konstruktion ist diese Schwierigkeit behoben:

Dem Kreisrad 3 wird von unten Wasser zugeführt, welches in die zum Kreisrad tangential angeordneten Kanäle des das Kreisrad umgebenden „Diffusors“ 4 (siehe Schnitt JK) geschleudert wird. Dabei wird aus dem Kondensator durch Stutzen 22 die Luft in den ringförmigen Zwischenraum 5 eingesaugt und in die Diffusorkanäle mitgerissen. Das Schleudewasser bildet in den Kanälen einzelne Pfropfen, deren Abstand nach außen hin abnimmt, so daß die Verdichtung der zwischen diesen Pfropfen eingeschlossenen Luft zunimmt. Die mangelhafte Schleuderkraft der verdünnten Luft ist also durch die gute Schleuderkraft der schweren Wasserpfropfen ersetzt. Aus Raum 21 entweicht die Luft durch Stutzen 24 ins Freie.

Da die in der angesaugten Luft enthaltene Feuchtigkeit bis zu 3% des ganzen Kondensats betragen kann, also nicht verloren gehen darf, so ist als Schleudewasser Speisewasser zu benutzen, welches wegen der wiederholten Verwendung durch den zwischengeschalteten Oberflächekühler 8 immer wieder gekühlt wird. Behälter 6, aus dem das Schleudewasser durch Kanal 20 und Regulier-Drehchieber 17 gesaugt wird, und in den es durch Raum 21 und über Kante 23 wieder zurückfließt, dient gleichzeitig als Fundament für Pumpengehäuse 7.

Antriebsturbine 9 (Schnitt GH) enthält nur 1 Curtissrad 25 mit 4 Geschwindigkeitsstufen. Der Einströmkasten 26 mit Eintrittsstutzen 28 hat 2 Ventile 27, von denen das eine die beiden Zusatzdüsen 29, das andere (nicht gezeichnet) die Zusatzdüse 30 abschließt, während die Düsen 31 und 32 ständig geöffnet sind. Der Zudampf geht durch das selbsttätige Schnell-schluß-Absperrventil 33 und Regulierventil 34. Ersteres wird durch Sicherheitsregulator 16, letzteres durch Regulator 14 und Gestänge 35 betätigt. 14 wird durch Schneckentrieb 12 und Welle 13 getrieben.

Die Kondensatpumpe 2 mit Kreisrad 36 saugt aus 37 und drückt durch 38. Das Kreisrad läßt sich leicht nach unten herausnehmen. Die Stopfbuchse über dem Kreisrad enthält als Dichtung eine vom Druckraum der Pumpe gefüllte Wasserkammer.

Schmierung erfolgt durch Ölpumpe 15, Kühlung des Öls durch Rohrsystem 39.

Im Prinzip sehr ähnlich und ausgezeichnet bewährt ist die hier nicht abgebildete Turboluft- und Kondensatpumpe System Thyssen-Pfleiderer.

h) Beispiel einer Turbopeisepumpe. Tafel 109 zeigt eine von der A. E. G. in Berlin gebaute einstufige Turbopeisepumpe für etwa 80 Tonnen

Wasser pro Stunde bei etwa 5000 Umdrehungen pro Minute und 25 Atm. Gegendruck. Die früher gebauten mehrstufigen Turbospeisepumpen waren komplizierter und zu schwer.

Die Zentrifugalpumpe 1 sitzt mit der Antriebsturbine 3 auf der gemeinschaftlichen Welle 2 mit den Lauflagern 4 und 5, die mit dem Turbinengehäuse 6 zu einem Rahmen vereinigt sind. Der Lagerkörper 7 ist mittels Flansch 8 mit dem Pumpengehäuse 9 verschraubt. Das Pumpenrad 10 saugt einseitig, hat aber axialen Druckausgleich durch eine Verbindung des Kanals 17 mit Saugerohr 18. In den Räumen 19 und 20 herrscht der volle Pumpendruck. Ein etwa verbleibender kleiner Überschub wird durch die Bunde 21 und 22 aufgenommen. Die Ringe 23 und 24 sind zweiteilig. Der Abdampf der Turbine kann in der Weise ausgenutzt werden, daß man ihn durch Düsen direkt dem Speisewasser zuführt.

Das mit 5 Atm. geprüfte Turbinengehäuse hat ein Sicherheitsventil, das bei 2 Atm. abbläst und dadurch als Warnung dient. Der Einströmkasten 12 ist mit 30 Atm. geprüft. Außer den ständig offenen Düsen sind 2 Zusatzventile mit je 2 Zusatzdüsen vorgesehen (vgl. Turbolustpumpe) zur Benutzung bei Höchstleistung der Pumpe oder bei mangelhaftem Dampfdruck.

Schnellschlußventil 13 ist federbelastet (nicht gezeichnet) und wird durch den Sicherheitsregulator 11 mit Schwungrad 14, Feder 15 und Hebel 16 ausgelöst, sobald infolge Fehlens von Speisewasser die normale Tourenzahl um 10 % überschritten wird. Bei zulässiger Tourenzahl wird ein exzentrisches Ausweichen von 14 durch 15 verhindert.

Die auf der Zeichnung nicht dargestellte Regulierung der Pumpe besteht in einem Zylinder mit Differential-Regulierkolben, der auf der vollen Druckseite mit dem Kesseldruck, auf der andern durch die Kolbenstange verkleinerten Druckfläche mit Pumpendruck (Druckraum des Gehäuses) belastet ist und dessen Kolbenstange auf ein in die Dampfzuleitung der Turbine eingeschaltetes Drosselventil in der Weise wirkt, daß beim Verschieben des Kolbens nach der Dampfseite der Dampfzutritt zur Turbine verengt wird. Dieses Verschieben tritt natürlich ein, wenn sich der Pumpendruck infolge Verengens oder Schließens des Speisewassereintritts am Kessel (Regler) erhöht, wobei durch ein Rücklaufventil Speisewasser zurückfließt (vgl. f).

Durch Drosseln des Zudampfes bei Verschiebung in vorstehendem Sinne sinkt die Tourenzahl und insolgedessen auch der Pumpendruck so lange, bis das Gleichgewicht zwischen Dampfarbeit und Pumpenarbeit wiederhergestellt ist.

Durch selbsttätige Verbindung zwischen Regulierzylinder und der unter f erwähnten selbsttätigen Füllung der Saugleitung kann man außerdem so viel Zudampf ableiten, daß auch bei Leergang der Pumpe der Sicherheitsregulator 11 nicht einschnappt.

D. Rohrleitung.

1. Anordnung der wichtigsten Rohre.

a) **Dampfzuleitungsrohre.** Gerade, mit Stopfbuchsen versehene Rohrstränge verbinden die einzelnen Kesselgruppen mit 1 oder 2 gewöhnlich an der Hinterseite des vorderen Maschinenhotts befestigten Gruppenventilkästen und letztere mit den einzelnen Kolbenmaschinen oder Turbinen. Die Gruppenventilkästen beider Schiffsseiten sind durch ein Querrohr verbunden, so daß der Dampf jedes Kessels jeder Maschine zugeführt werden kann. Dieses Querrohr enthält zur größeren Betriebsicherheit je nach der Zahl der nebeneinander liegenden Maschinenräume 1 bis 2 Zwischenventile, die sich von beiden Seiten des betreffenden Längschotts öffnen und schließen lassen.

In den Kesselräumen hat gewöhnlich jeder Kessel außer seinem Absperrventil ein zweites Absperrventil vor dem gemeinsamen Rohrstrang der betreffenden Kesselgruppe. Im Gruppenventilkasten ist jeder Rohrstrang vom Maschinenraum und vom Panzerdeck aus absperrbar.

Die Zahl der Rohrstränge in den Kesselräumen richtet sich nach der Gruppierung der Kessel und beträgt bei Torpedobooten 2 bis 4, bei Kriegsschiffen 4 bis 8. Die Rohrstränge sind gleichmäßig auf beide Schiffsseiten verteilt. Die größere Zahl der Hauptdampfrohre in den Kesselräumen gegenüber älteren Kriegsschiffen gewährt größere Betriebsreserve, der kleinere Querschnitt der einzelnen Rohre verringert die Kondensationsverluste bei langamer Fahrt und macht eine besondere Hilfsdampfrohreleitung in den Kesselräumen entbehrlich.

Als Hauptstrang der Hilfsdampfrohreleitung dienen hier nämlich 2 Hauptdampfrohre (St. B. und B. B.), die durch sämtliche Kesselräume gehen und im vordersten Kesselraum durch ein absperrbares Querrohr verbunden sind, also, da sie auch im Maschinenraum durch das Querrohr der Gruppenventilkästen verbunden sind, einen geschlossenen Ring bilden. Dieser Ring wird von der vordersten Kesselgruppe gespeist, hat aber durch die Gruppenventilkästen auch an die andern Kessel Anschluß. Von dem Ring werden alle Dampfhilfsmaschinen der Kesselräume und des Vorschiffs gespeist.

Sind die hinteren Kessel als Überhitzerkessel gebaut, so geht trotzdem der gesamte Maßdampf zunächst in die Gruppenventilkästen, von dort zurück durch das Überhitzerrohrsystem und dann zum zweitenmal in die Gruppenventilkästen und weiter zu den Turbinen. Natürlich steht man dann Zwischenventile derart vor, daß das Zurückschicken des Dampfes durch die Überhitzer auch unterbleiben kann.

Zwischen Gruppenventilkästen und den einzelnen Schiffsmaschinen sind

Hauptabsperrventil, Wasserabscheider und Manövrierventil eingeschaltet, bei Turbinen außerdem ein selbsttätiges Schnellschlußventil.

Damit bei plötzlichem Stoppen aus hoher Fahrt der überschüssige Dampf nicht durch die Kesselsicherheitsventile verloren geht, zweigt man auf Kriegsschiffen vor dem Hauptabsperrventil jeder Maschine ein Dampfrohr nach dem Kondensator ab mit Absperrventil an der Abzweigstelle und am Kondensator. Ein kurz vor dem Kondensator eingeschaltetes Alarmventil (an Stelle des früher üblichen Reduzierventils) zeigt an, wenn etwas mehr als 1 Atm. Überdruck in diesem Rohr entsteht. Auf Handelsschiffen genügen bei der Seltenheit eines plötzlichen Stoppens die Kesselsicherheitsventile.

Als Hauptstrang der Hilfsdampfrohrleitung in den Maschinenräumen dient eine von den Gruppenventilkästen auf St. B. und B. B. abzweigende Ringleitung, die aber auch unter Umgehung der Gruppenventilkästen direkt von der Hilfsdampfrohrleitung der Kesselräume gespeist werden kann. Zwischenventile sind im Hilfsring der Kessel- und Maschinenräume derart verteilt, daß beim Undichtwerden an irgendeiner Stelle möglichst wenig Hilfsmaschinen betriebsunfähig werden. Zur größeren Sicherheit bei Havarien lassen sich alle diese Zwischenventile auch von einem oberen Deck aus schließen.

Abzweigrohre von den Hilfsringen nach den verschiedenen Hilfsmaschinen haben, wenn sie nicht ganz kurz sind, sowohl an der Abzweigstelle als auch an jeder Hilfsmaschine selbst ein Absperrventil. Sie liegen möglichst unter Panzerschutz und können bei Rudermaschinen (2 Stück) durch 2 verschiedene Wellentunnel geführt werden. Einzelne Hilfsapparate, wie Dampfhocheinrichtung und Heizung, sind an jeder Schiffsseite an den Hilfsring angeschlossen. Die Dampfleitung nach den Turbodynamos wird grundsätzlich nicht mit andern Hilfsmaschinen vereinigt, weil dadurch die Gleichmäßigkeit des Ganges der Turbodynamos leiden würde.

Tafel 110 zeigt die Anordnung der Gruppenventile und Hauptdampfrohre auf einem älteren Kriegsschiff mit 3 Kolbenmaschinen.

Tafel 111 zeigt die Anordnung der Gruppenventile für eine Turbinenanlage mit überhitztem Dampf. Darin bedeuten:

1 bis 3 Gruppenventile, 4 und 5 Absperrventile nach und von Überhitzer, 6 selbsttätige Schnellschluß-Drosselklappe, 7 Hauptabsperrventil, 8 Wasserabscheider, 9 Manövrierventil für HD-Marschturbine, 10 desgleichen für HD-Hauptturbine, 11 Absperrventil für HD-Rückwärtsturbine, 12 Verbindungsrohr und Zwischenventil zwischen den Gruppenventilkästen, 13 Verbindungsrohr und Zwischenventil zwischen den Rohren 4 beider Schiffsseiten, um den Dampf einer Schiffsseite durch den Überhitzer der andern Seite und durch 12 wieder zurück zur ersten Schiffsseite leiten zu können, 14 Umgehungsventil, bei dessen Benutzung 4 und 5 geschlossen sind, 15 Zwischenventil zwischen 1 und 2, um bei Benutzung von 1 lediglich als

Hilfsdampfiring den Gruppenventilkasten umgehen zu können, 16 Hilfsdampfiring im Maschinenraum mit Wasserabscheider, 17 Stutzen für Umlaufventile, um den Druck über und unter den Hauptventilen auszugleichen zu können, 18 Rohranschluß für überschüssigen Dampf.

Tafel 112 zeigt die Anordnung der Hauptdampfrohre für ein Turbinen-Torpedoboot. Es bedeuten:

1 Hauptdampfrohr von Kessel IV, gleichzeitig Hilfsdampfrohr, 2 und 3 Hauptdampfrohre von Kessel II und III, 4 direktes Hauptdampfrohr von dem als Überhitzerkessel ausgebildeten Kessel I nach den Turbinen, 5 Zurückleitung durch 6 Überhitzer, 7 Umkehrkästen am Überhitzer, 8 Dampfstieb, 9 und 10 Absperrventile für St. B.-Vorwärts-, 11 für St. B.-Rückwärtsturbine, 12 Absperrventil und Rohr nach B. B.-Turbine, 13 überschüssiger Dampf nach Kondensator, 14 direkter Anschluß der Hilfsdampfrohrleitung an den hinteren Kessel, 15 Lüfter für Maschinenraum, 16 bis 19 Lüftungskanäle.

b) Dampfabgangsrohre. Anordnung der Hauptabdampfrohre bei Kolbenmaschinen ergibt sich aus der Lage des Kondensators zum ND-Schieberkasten. Zuweilen Verbindungsrohr zwischen den Hauptabdampfrohren benachbarter Maschinenräume, so daß jeder Kondensator den Abdampf beider Maschinen aufnehmen kann. Die Abdampfrohre sind durch Schieber absperrbar.

Die Abdampfbögen bei Turbinen können wegen ihrer Größe nicht absperrbar sein und werden aus mehreren, gewöhnlich 3 Teilen derart zusammengesetzt, daß sie sich zwecks Aufnehmens der Turbinen leicht auseinander nehmen und wieder zusammensetzen lassen.

Die Hilfsabdampfleitung bildet einen durch Kessel- und Maschinenräume gehenden Ring, dessen Verlauf sich im allgemeinen der Zudampfleitung anpaßt. Die Zweigrohre von den einzelnen Hilfsmaschinen münden möglichst von oben in diesen Ring, damit nicht umgekehrt aus ihm Wasser in die Hilfsmaschinen fließt. Aus dem Ring geht der ölhaltige Abdampf bei Turbinen-Kriegsschiffen entweder in die Hilfskondensatoren (Hafenbetrieb) oder in die Speisewasservorwärmer (Seebetrieb) oder im Notfall (im Dock) auch ins Freie unter Benutzung von Abgangsrohren einiger Kessel-Sicherheitsventile. Bei Kolbenmaschinen hat der Hilfsabdampfring auch an alle Hauptkondensatoren Anschluß.

Die Turbodynamos erhalten zwar auch Anschluß an den Hilfsabdampfring und somit an die Hilfskondensatoren (Hafenbetrieb), im Seebetrieb geht aber ihr ölfreier Abdampf durch besondere Abdampfleitungen in die Hauptkondensatoren. Die betreffenden Ventile sind derart verblockt, daß eine Verbindung zwischen Haupt- und Hilfskondensator ausgeschlossen, also ein Übertritt von Wasser oder Luft unmöglich ist. Die Turbolüfter der

Kesselräume schließt man wegen ihrer großen Entfernung von den Hauptkondensatoren nur an den Hilfsabdampfring an.

Entsprechend der Hilfszudampfleitung hat auch der Hilfsabdampfring derartig verteilte Zwischenventile, daß beim Undichtwerden an irgendeiner Stelle möglichst wenig Hilfsmaschinen betriebsunfähig werden. Gruppen- und Einzel-Abzweigrohre erhalten an der Abzweigstelle vom Hauptring und bei etwaigem Durchtritt durch das Panzerdeck unter letzterem ein besonderes Absperrventil.

e) Wasserrohre. Saugerohr der Luftpumpe hat Absperrschieber am Kondensator. Bei 2 Luftpumpen gabelt sich das Saugerohr und hat außerdem einen Saugeschieber an jeder Pumpe. Bei neueren Kriegs- und Handelsschiffen häufig Verbindungsrohr zwischen den Luftpumpen-Saugerohren benachbarter Maschinenräume, so daß jede Pumpe aus jedem Kondensator saugen kann. In dieser Verbindung bei der Schottdurchführung ein Absperrschieber, der sich von beiden Seiten des Schotts bedienen läßt.

Ist auf Frachtdampfern die Luftpumpe direkt an den Kondensator angeschraubt, so ist kein Saugerohr vorhanden.

Die Luftpumpen-Druckrohre münden in den hoch gelegenen Warmwasserkästen und sind bei Kolbenmaschinen, wo das ganze Kondensat filtriert werden muß, so eingerichtet, daß die Filtermasse ohne Betriebsunterbrechung gereinigt werden kann (Verbindung mit Nachbarmaschine oder Gabelung bei zweiteiligem Warmwasserkasten). Bei Turbinenschiffen fällt diese Schwierigkeit weg (vgl. Speisewasserreiniger). Bei 2 Luftpumpen Vereinigung der beiden durch Schieber absperrbaren Druckrohre.

Kühlwasserpumpen (Zirkulationspumpen) saugen durch ein Bodenventil mit Sicherheitschieber aus See oder durch ein abgezwigtes Lenzsaugerohr mit Saugeschieber aus dem Hauptlenzrohr. Sie drücken durch die Kühlrohre des Kondensators oder unter Umgehung derselben durch ein Lenzdruckrohr mit Lenzdruckschieber, zuweilen auch durch einen Bitterschieber in der Zwischenwand der Kondensatorvorlage (vgl. Kondensator) nach See durch den Kühlwasserausguß (bei Kriegsschiffen stets unter Wasser). Druck- und Ausgußrohr sind am Kondensator durch Schieber absperrbar. Bei nur einmaligem Kühlwasserdurchgang besonderer Lenzausguß vor dem Kondensator.

Das Speisewasser fließt auf Kriegsschiffen mit natürlichem Gefälle aus allen Warmwasserkästen zunächst in einen an oder dicht bei dem vordersten Maschinenschott angebrachten Ventilkasten. Von hier verteilt es sich auf die in den Heizräumen aufgestellten, mit Wasserstandsglas und offener Entlüftung versehenen mehrere Meter hohen Standrohre, aus denen die Speisepumpen saugen. Statt der Standrohre auch direkt an den Pumpen hohe Saugewindkessel mit Wasserstandsglas und Entlüftung. Die Speisepumpen

drücken durch die Vorwärmer oder durch Umgehungsrohre in die zugehörige Kesselgruppe.

Die Reserve-Speisepumpen haben genau entsprechende Speise-Sauge- und Druckrohre, können aber außerdem aus der Speisewasserlast und der Speisewasser-Übernahmeleitung (Bordstutzen mit Schlauchverschraubung) saugen und nach der Speisewasserlast und Übernahmeleitung (in diesem Falle Abgabeleitung) drücken. Zur Vereinfachung Wechselventilkasten zwischen diesen Sauge- und Druckrohren.

Zum Auskochen der Kessel mit Seewasser wird vorübergehend eine Schlauchverbindung zwischen Dampfslenzpumpe und Speisepumpen-Druckleitung hergestellt, wobei das Eindringen von Seewasser in die Speiseleitung möglichst eingeschränkt wird.

Die Kessel-Ausblaserohre eines Marine-Wasserrohrkessels zweigen von den Ausblaseventilen der Wassersammler ab und vereinigen sich zu einem gemeinschaftlichen, mit Absperrventil versehenen Ausblaserohr. Die Ausblaserohre der Kessel einer Gruppe vereinigen sich in dem Ausblase-Bodenventil des betreffenden Kesselraumes mit vorgeschaltetem feststellbarem Rückschlagventil.

Die Schaum-Abblaserohre sind ähnlich angeordnet. Ihr gemeinsamer Rohrstrang mündet ebenfalls in das Ausblase-Bodenventil.

Die Anordnung sonstiger Wasserrohre, wie Lenz-, Feuerlösch-, Spül-, Flut-, Trinkwasser- und Waschwasserrohre, ist Sache des Schiffsbauers.

Tafel 113 zeigt die Kondensationsanlage und Wasserrohr-Anordnung eines kleinen Kreuzers. Es bedeuten:

1 und 2 Bodenventil und Saugerohr der Kondensator-Kühlwasserpumpen, 3 und 4 Lenzsaugleitung, 5 Verbindung der Lenzsaugleitung beider Schiffsseiten, 6 Kühlwasserpumpe, 7 Druckrohr, 8 Kondensator, 9 und 10 Ausgußrohre und Schieber, 11 Verbindung der Rohre 7 beider Schiffsseiten, 12 und 13 Druckrohre der Hauptkühlwasserpumpen nach Hilfskondensatoren, 14 Druckrohr der Haupt- und Hilfskühlwasserpumpen nach Hilfskondensatoren, 15 Hilfskühlwasserpumpen, 16 Hilfskondensatoren, 17 Bodenventil und Saugerohr für Hilfskühlwasserpumpe, 18 und 19 Ausgußrohr und Ventil, 20 Flutrohr, 21 Spülpumpen-Anschluß an Ausguß der Hauptkühlwasserpumpe, 22 und 23 Luftpumpen-Sauge- und Verbindungsrohr, 24 Hauptluftpumpe, 25 und 26 Druck- und Verbindungsrohr, 27 und 28 Raum für ölfreies und ölhaltiges Wasser im Warmwasserkasten, 29 Rohr nach Standrohren mit 30 Ventilkasten und 31 Zweigrohren, 32 und 33 Überlaufrohr für ölfreies Wasser nach Speisewasserzellen, 34 Saugerohr der Hilfsluftpumpen aus Hilfskondensatoren, 35 Hilfsluftpumpen, 36 und 37 Druck- und Verbindungsrohr der Hilfsluftpumpen nach Warmwasserkasten, 38 Überlauf für ölhaltiges Wasser nach Bilge, 39 Überlaufkontrolle, 40 und

41 Entlüftung, 42 bis 44 Speisewasserzusatz aus Verbrauchslast nach Haupt- und Hilfskondensatoren, 45 Turbodynamo, 46 Lüfter, 47 und 48 Speisewassererzeuger mit Pumpen, 49 Ölpumpen, 50 Spülpumpe.

Tafel 114 zeigt den schematischen Rohrplan einer Turboluftpumpe und einer Speisewasserleitung. Es bedeuten:

1 Zentrifugal-Luftpumpen, 2 Schleudermasserkühler (vgl. Turbopumpen), 3 Zudampf für Dampfturbine und Luftsaugapparat (zum Ansaugen von Wasser, bis das Schleuderrad gefüllt ist), 4 Luftsaugapparat, 5 Saugrohr der Trockenluftpumpe aus Schleudermassertank, 6 und 7 Saug- und Druckrohr des Luftsaugapparates, 8 Saugrohr für Schleudermassere durch den Kühler, 9 Saugrohr für Luft aus Kondensator, 10 Verbindung der Rohre 9 beider Schiffseiten, 11 Druckrohre für Schleudermassere und Luft nach Schleudermassertank, 12 Kühlwasser von Hauptkühlwasserpumpe durch Schleudermasserkühler, 13 Schlammkasten, 14 Saugrohr der Maßluftpumpe aus Kondensator, 15 Verbindung mit St. B.-Seite, 16 Saugleitung einer unter der Maßluftpumpe liegenden Kondenswasserpumpe aus ND-Turbine, 17 Saugrohr einer Frischwasserpumpe aus Schleudermassertank, 18 Füllrohr vom Warmwasserkasten nach Schleudermassertank, 19 Druckleitung von Maßluftpumpe nach Warmwasserkasten, 20 und 21 Entlüftung von Schleudermassertank und Kühler, 22 Saugrohr der Maßluftpumpe aus Schleudermassertank, 23 Kühlwasser von Hauptkühlwasserpumpe durch Ölkühler, 24 Abdampf der Antriebsturbine, 25 Schwimmerrückschlagventil in 9, 26 Rückschlagklappe in 14, 27 Ausguß mit Rückschlagklappe in 11, 28 Wasserstandsregler, 29 Schwimmer, 30 Ölkühler für Hauptturbinen.

In der Speisewasserleitung auf derselben Tafel bedeuten:

1, 2 und 3 Abflußrohr von Mittel- und B. B.-Warmwasserkasten, 4 Gestänge für Schieber, von beiden Seiten des Mittelschotts zu bewegen, 5 St. B.- und B. B.-Warmwasserkasten, 6 gemeinschaftliches Abflußrohr nach 7 Gruppenventilkasten, 8 Zweigrohre nach 5 Standrohren, 9 Standrohr, 10 und 18 Saugleitung der Haupt- und Reservespeisepumpe aus Standrohr, 11 und 22 Haupt- und Reservespeisepumpe, 12 und 23 Druckleitung durch 13 und 24 Speisewasserreiniger, 14 Speisewasservorwärmer, 15 bis 17 Druckleitung der Hauptspeisepumpe nach 4 Kesseln, 19 und 20 Saugleitung der Reservespeisepumpe aus Speisewasserlast und von der Bordwand (Übernahme), 21 Saugventilkasten, 25 und 26 Druckleitung der Reservespeisepumpe nach 4 Kesseln, 27 und 28 Druckleitung nach Speisewasserlast und nach Bordwand (Abgabe).

2. Bauart der Rohrleitung.

a) Rohre und Rohrverbindungen. Alle größeren Zudampfrohre (mit mehr als 70 mm lichtem Durchmesser) sind nahtlose, außen verzinkte Rohre

aus Siemens-Martin-Flußeisen. Krümmer, Flanschen, Ventile und Stopfbuchsen bestehen in diesen Rohren aus Stahlguß, nur die Ventildichtungsflächen und reibenden Teile der Stopfbuchsen haben Futter aus nicht rostendem Material, nämlich Bronze oder Nickel.

Kleinere Zudampfrohre sowie alle Abdampf- und Wasserrohre sind nahtlos gezogene Kupferrohre. Krümmer werden hier, wenn sie sich wegen ihrer Größe nicht aus nahtlosen Rohren biegen lassen, aus Bronze gegossen oder aus zwei Kupferblechen zusammengelötet. Flanschen, Ventile u. dgl. bestehen bei kupfernen Rohrleitungen aus Bronze.

Die im Bilgewasser liegenden Enden der Lenztaugerohre und die Saugköpfe bestehen aus verzinktem Eisenblech. Kupferrohre und Bronzeteile, die ausnahmsweise mit Bilgewasser in Berührung kommen können, schützt man durch Lacküberzug gegen Zerfressen. Nach Möglichkeit vermeidet man aber Kupfer und Kupferlegierungen in den Bilgen.

Feste Rohrverbindungen erfolgen durch kreisrunde Flanschen. Bei flußeisernen HD-Rohren werden die Rohre bis 150 mm Durchmesser in den Flanschen aufgewalzt und verstemmt, bei größerem Durchmesser außerdem mit den entsprechend längeren Halsen der Flanschen vernietet. Bei kupfernen ND-Rohren werden die Rohre bis zu 350 mm Durchmesser an den Enden in dem konisch erweiterten Flansch umgebörtelt und an dem Hals des Flansches hart verlötet, bei größerem Durchmesser außerdem mit den entsprechend längeren Halsen vernietet. Bei kupfernen HD-Rohren werden von 40 mm aufwärts bronzene Fingerflanschen mit kurzer Umwicklung von verzinktem Stahldrahttau und mit Lötung von der Dichtungsfläche des Flansches aus verwendet. Flanschenschrauben bestehen aus Schweiß- oder Flußeisen, nur bei Kupferrohren, die dem See- oder Bilgewasser ausgesetzt sind, aus möglichst seewasserbeständiger Bronze.

Flanschendichtung bei Zudampfrohren und Kopfschrauben durch Aufschaben ohne Zwischenlage, im übrigen auch durch geriefelte Kupferringe oder durch Asbestgewebe mit Drahteinlage oder durch Kitt mit Kupferdrahtgaze. Wenn man Linsendichtung verwendet, müssen die Flanschen sehr kräftig sein.

Bewegliche Rohrverbindungen, d. h. Schub- oder Gelenkstopfbuchsen, sind bei großen Rohren da notwendig, wo durch Wärmeausdehnung eine zu starke Beanspruchung des Rohres entstehen kann. Schubstopfbuchsen haben zur Beobachtung des Schiebens eine Zeigervorrichtung, alle Stopfbuchsen haben zwei mit Schellen befestigte Sicherheitsanker mit Spielraum zur Begrenzung der Bewegung. Ausführungen von Stopfbuchsen siehe auch unter Kesselarmatur. Bei dünnen Rohren sind Dehnungsbogen einfacher als Stopfbuchsen.

Um eine vollkommene Entwässerung der Dampfrohre zu ermöglichen,

gibt man ihnen grundsätzlich einen gewissen Fall nach den Kesseln oder nach der Maschine hin. An den tiefsten Stellen aller Dampf- und Wasserrohre Entwässerungsventile oder Hähne.

Speisewasserverlust durch die Entwässerung wird grundsätzlich vermieden. Die Entwässerung der Haupt- und Hilfszudampfrohre führt durch eine gemeinsame, durch alle Kesselräume gehende Entwässerungsleitung in die Hauptkondensatoren, Hilfskondensatoren und Warmwasserkasten. Zwischen dieser gemeinsamen Leitung und den einzelnen Entwässerungsrohren ist in jedem Kesselraum ein Sammelkasten mit Ausblaseventil eingeschaltet, welches sich nach jedem Ausblasen stets selbsttätig wieder schließt. Die Zudampfrohre nach den einzelnen Hilfsmaschinen werden möglichst in die Hilfsabdampfleitung entwässert. Die gemeinsame Entwässerung der Hilfsabdampfleitung führt in die Hilfskondensatoren.

Selbsttätige Entwässerung vor jeder Maschine durch einen aus Siemens-Martin-Flußeisen gebauten, mit Wasserstandsglas versehenen Wasserabscheider mit innerer, bei Turbinen gewöhnlich siebartiger Scheidewand. Entwässerung erfolgt nach der gemeinschaftlichen Entwässerung der Zudampfleitungen, außerdem auch durch ein offenes Trichterrohr in die Bilge. Auf Tafel 115 ist ein Wasserabscheider eines Turbinenschiffes gezeichnet. In der Zeichnung bedeuten:

1 Gruppenventilkasten, 2 Hauptabperrventil, 3 zylindrische Siebwand, 4 Verbindung beider Schiffseiten, 5 Anschluß nach HD-Hauptturbine, 6 Anschluß nach Rückwärtsturbine, 7 Anschluß nach Marschturbine, 8 Schellenbefestigung der Stopfbuchsenanker, 9 Wasserstandszeiger, 10 Entwässerung, 11 Reserverfiansch.

b) Rohrabsperrvorrichtungen. Für gewöhnliche Ventile, Schieber und Hähne sind auf allen größeren Werften Normalien ausgebildet. Schieber eignen sich hauptsächlich für große Rohre und niedrigen Druck und erfordern wenig Platz in der Längsrichtung des Rohres. Hähne sind am einfachsten, eignen sich aber wegen der Reibung nur für kleinere Rohre.

Um Bedienungsfehler auszuschließen, wird beim Schließen stets nach rechts gedreht. Bei allen normalen Ventilen steht der Druck unter dem Ventil. Selbstschlußventile zur Absperrung des Dampfes bei Rohrbrüchen sind für Bordverhältnisse nicht genügend betriebssicher, deshalb bei besonders wichtigen Ventilen lieber zweite Schließstelle vom Panzerdeck aus.

Besondere Schwierigkeit bietet die Konstruktion der Manövrierventile, weil trotz der gewaltigen Belastung durch den Dampfdruck das Öffnen und Schließen schnell ausführbar sein muß, und weil auf Kriegsschiffen außerdem eine sehr genaue Feinsetzung zwecks Innehaltung der befohlenen Umdrehungszahl erforderlich ist.

Die früher üblichen entlasteten Manövrierventile (Doppelsitz- und

(Glockenventile) genügen bei den jetzigen Dampfspannungen und Größenverhältnissen nicht mehr, weil ein gleichzeitiges Dichthalten beider Ventilsflächen durch ungleiche Wärmeausdehnung gehindert wird, und weil für ein festes Dichtschließen Menschenkraft nicht ausreicht. Auch die bei großen Handelschiffsmaschinen zuweilen angewandte maschinelle Bewegung des Manöbrierventils ist, abgesehen von einigen großen Umschaltventilen zwischen HD- und ND-Turbinen, auf Turbinen-Kriegsschiffen nicht eingeführt.

Die Manöbrierventile bei neueren Schiffsmaschinen sind gewöhnlich nach System Strnad gebaut.

Prinzip: In geschlossenem Zustand ist das Ventil durch Kesseldampf belastet, wird also so stark auf seinen Sitz gepreßt, daß es dichtet. Ein Öffnen wird dadurch ermöglicht, daß die Ventilspindel federnd mit dem Ventilkörper verbunden ist und bei einer kleinen Verschiebung dem Dampf einen Durchtritt gestattet, wodurch ein Druckausgleich entsteht. Durch einen mit dem großen Ventil verbundenen Führungszylinder mit nur geringem Spielraum wird verhindert, daß der durch das kleine Ventil nach der Maschine entweichende Dampf ebenso schnell durch neuen Kesseldampf ersetzt wird. Das große Ventil bleibt also entlastet und kann nun der Ventilspindel folgen. Mit dem Führungszylinder ist gleichzeitig eine aus keilförmigen oder siebartigen Löchern bestehende Feinregulierung des Durchgangsquerschnittes für langsame Fahrt verbunden.

Eine Feinregulierung der Ventilspindel durch Schneckenübersehung, die bei Benutzung des Manöbrierventils als Schnellschlußventil ausgeflinkt wird, ist früher häufig verwendet, später aber wegen des großen Reibungswiderstandes durch einfache Schraubenspindel ersetzt, deren Gewinde so bemessen ist, daß das Schließen weder zu schwer geht, noch zu lange dauert.

Bei sehr großen Strnadventilen wird die Feder der Ventilspindel zu stark und verursacht auch zuweilen starke Geräusche durch Vibrationen. In diesem Falle verlegt man das kleine Entlastungsventil von dem großen Ventilkörper in ein äußeres Umgehungsrohr.

Tafel 116 zeigt ein neueres Manöbrierventil für ein Turbinenschiff. Das Ventil ist nach vorstehender Beschreibung ohne weiteres verständlich. Die Feder ist so stark, daß in geöffnetem Zustande das große und kleine Ventil fest miteinander verbunden sind, also kein Flattern oder Gegeneinanderschlagen durch den vorbeistreichenden Dampf entsteht.

Zum Anwärmen der Turbinen benutzt man nicht das Manöbrierventil, sondern ein enges, von der Hilfszudampfleitung abzweigendes Rohr.

Um ein Durchgehen der Schiffskolbenmaschinen bei hoher See und austauchender Schraube zu verhüten, haben Handelsdampfer vor dem Manöbrierventil häufig eine Drosselklappe, die entweder von Hand oder selbsttätig bewegt wird, im letzteren Falle gewöhnlich durch den Aspinall-

regulator, bestehend aus einem meistens an einem Pumpenbalancier federnd gelagerten Gewichtspendel, dessen relative Verschiebung zum Balancier auf das Gestänge der Drosselklappe wirkt. Auch Torpedoboote mit Kolbenmaschinen hatten von Hand zu bewegende Drosselklappen.

Auf Turbinenschiffen und Torpedobooten wurden solche Regulierdrosselklappen zunächst durch die unter VI. D. 1 erwähnten Sicherheitsdrosselklappen ersetzt, die, wenn sie ausnahmsweise selbsttätig geschlossen haben, von Hand wieder geöffnet werden müssen. Diese Klappen dichten aber so mangelhaft, daß die Turbinen bei vollständiger Entlastung (Wellenbruch) trotz geschlossener Klappe noch ziemlich schnell laufen. Deshalb werden neuerdings Schnellschlußventile vorgezogen, die bei gewisser Überschreitung der höchsten normalen Tourenzahl entweder durch Spiralfeder oder bei größeren Ausführungen besser durch Dampfdruck geschlossen werden.

Erstere Konstruktion ist auf Tafel 116 dargestellt. Beim Durchgehen der Turbine wird durch den auf der Turbinenwelle sitzenden Regulator Dampf in Zylinder 1 geleitet und dadurch die Verhakung 2 freigegeben, so daß das Schnellschlußventil durch Spiralfeder 3 geschlossen wird. Das kleine Ventil 4 dient zur Entlastung beim Wiederöffnen von Hand mittels Hebel 5.

Die Bodenventile bestehen sämtlich aus Bronze. Die Saugebodenventile der Kühlwasserpumpen für Haupt- und Hilfskondensatoren haben zum Schutz gegen Eindringen von Seetang und Schmutz eine äußere, als Wasserschöpfer ausgebildete Grätting aus verzinktem Schweißeisen oder Stahlguß. Ausguß- und Ausblaseventile haben keine Grätting.

Das Aufnehmen der Untermasserventile im Dock erfolgt nach außen oder innen je nach der Form der Dichtungsfläche und Zusammensetzung des Ventilgehäuses. Große Bodenventilgehäuse bestehen aus Unter- und Oberteil.

Tafel 115 zeigt das Saugebodenventil einer Kondensator-Kühlwasserpumpe.

Die Ausgußrohre für Kondensator-Kühlwasser haben einen Absperrschieber, die sonstigen Ausgußrohre haben im allgemeinen selbsttätige Rückschlagventile, bei nicht zu heißem und nicht zu öligem Wasser auch Gummiklappen, außerdem aber vor der Bordwand noch einen Schieber, um bei schwimmendem Schiff die Ventile und Klappen nachsehen zu können.

Teil IX.

Hilfsmaschinen.**A. Betriebskraft.****1. Antrieb der Hilfsmaschinen auf Dampfschiffen.**

a) **Dampfantrieb.** Dampfturbinen eignen sich für solche rotierenden Hilfsmaschinen, die bei hoher Tourenzahl in nicht zu weiten Grenzen reguliert werden, wie Dynamo, Zentrifugallüfter und Zentrifugalpumpen (vgl. Turbopumpen unter VIII. C. 2), und zwar arbeiten alle neueren Hilfsturbinen mit Geschwindigkeitsstufen in einer oder wenigen Druckstufen und mit teilweiser Beaufschlagung, also im ganzen mit wenig Stufen. Die Leistung der Hilfsturbinen berechnet man ebenso wie die der Hilfskolbenmaschinen für Auspuff. Aber auch bei Kondensationsbetrieb nutzen Hilfsturbinen den Dampf nicht so gut aus wie Hauptturbinen, weil die Abdampfleitung nicht entsprechend weit gebaut werden kann. Man kann aber, namentlich bei geringerer Leistung der Hilfsturbinen, dadurch eine bessere Wirtschaftlichkeit erzielen, daß man den Abdampf in eine niedrige Stufe der Hauptturbinen leitet.

Von allen Hilfsmaschinen eignen sich Dynamos wegen ihrer hohen und gleichmäßigen Umdrehungszahl am besten für Turbinenantrieb. Turbodynamos ergeben auch wesentliche Raum-, Gewichts- und Dampfersparnis (vgl. VI. G.). Dampfverbrauch pro KW und Stunde beträgt etwa 10 bis 15 kg, bei Antrieb durch Kolbenmaschinen etwa 25 kg.

Zwecks zuverlässiger Entwässerung sind die Hilfsturbinen mit einem nach unten gerichteten Abdampfstutzen versehen und höher angeordnet als die Kondensatoren. Einzelheiten der Hilfsturbinen siehe unter „Turbinensysteme“ in Teil VI.

Dampfkolbenmaschinen eignen sich vorzugsweise für hohe Kraftleistung bei langsamem Gang, bilden daher auch jetzt noch den ausschließlichen Antrieb für Ankerwinden, Ruder und Kolbenpumpen. Auch die Zentrifugalkühlwasserpumpen der Kondensatoren werden bisher durch Kolbenmaschinen getrieben (vgl. VIII. C. 2). Für Bootswinden wird neuerdings elektromotorischer Antrieb vorgezogen.

Hilfskolbenmaschinen werden als Zwillingmaschinen gebaut, wenn sie nicht dauernd laufen, wenn es also weniger auf geringen Dampfverbrauch, als auf hohe Kraftleistung und sicheres Anspringen ankommt (Dampfwinden aller Art, Rudermaschinen, Umsteuerungsmaschinen). Im umgekehrten Falle werden sie mit zweistufiger Expansion gebaut, und zwar neuerdings nicht als Woolf-Maschine mit konaxialen, sondern als Compoundmaschine mit nebeneinander liegenden Zylindern.

HD-Zylinder hat Rund- (Kolben-, nicht Röhren-) oder Flachschieber, ND-Zylinder hat Flachschieber. Rundschieber mit federnden Liderungsringen, Flachschieber mit Entlastung. Bei umsteuerbaren Hilfskolbenmaschinen Vertauschung der Dampfwege durch Wechselschieber. Kraftübertragung bei Rudermaschinen, Dampfwinden, Umlauf-Umsteuermaschinen und Drehmaschinen durch stählerne Schnecke und bronzenes Schneckenrad.

Je weiter die Hilfsmaschine von der Kesselanlage entfernt liegt, desto größer sind die Mängel des Dampftriebes, erstens in wirtschaftlicher Hinsicht wegen der starken Zunahme der Kondensationsverluste in langen Leitungen, zweitens in praktischer Hinsicht wegen der Wärmestrahlung, Verunreinigung durch Undichtheiten, Schwierigkeit der einwandfreien (Wassersäcke, Wärmeausdehnung) Verlegung der Leitung bei Durchdringungen von Schotten und Decks und schließlich wegen der Gefahr beim Zerschlagen.

b) Hydraulischer Antrieb. Vereint große Kraftleistung (Druck bis etwa 60 Atm.) mit genauer Regulierung, ist deshalb vielfach auf Kriegsschiffen für das Schwenken der schweren Geschütze und für Munitionsförderung und auf einzelnen Handelsdampfern für Lös- und Ladeeinrichtungen verwendet. Er erfordert aber eine sehr genau regulierende hydraulische Pumpe, falls man nicht etwa einen hydraulischen Akkumulator (mit Dampfkolbenbelastung) anwendet, und hat auch manche praktische Mängel, wie unvermeidliche Undichtheiten (Verschmutzungen) und nicht unerhebliche Kosten für Verpackung und Schmierung. Nachdem in den letzten Jahren durch die großen elektrischen Primäranlagen auf Kriegsschiffen eine große elektrische Betriebsreserve geschaffen ist und nachdem überhaupt die elektrischen Anlagen auf Schiffen sehr erweitert sind, ist der hydraulische Antrieb meistens durch elektrischen verdrängt.

c) Elektrischer Antrieb. Bei Bemessung der elektrischen Primäranlage ist zu berücksichtigen, daß bei großen Anlagen niemals alle elektrischen Hilfsmaschinen gleichzeitig in Betrieb sind.

Je weiter die Hilfsmaschine von der Kesselanlage entfernt liegt, desto größer sind die Vorteile des elektrischen Antriebes, denn die Verlegung von Kabeln ist viel einfacher als die von Dampfrohren, und die elektrischen Stromverluste bei längeren Leitungen sind viel geringer als die Kondensationsverluste. Trotz der Umsezung von Dampfarbeit in elektrische Energie,

wobei man bis zu 20 % Verlust rechnen muß, arbeiten bei größerer Entfernung von der Kesselzentrale elektrisch getriebene Hilfsmaschinen billiger als Dampf Hilfsmaschinen.

Die Betriebsvorteile elektrischer Hilfsmaschinen vor Dampf Hilfsmaschinen sind: Genauere Regulierung des Ganges, sofortige Betriebsbereitschaft, geringere Wärmeentwicklung an Leitung und Motor und einfachere Bedienung. Nachteile sind: Größere Empfindlichkeit gegen Schmutz und Rässe und größere Zahl von Havarie- und Fehlerquellen infolge der Energieumsetzung. Das ist auch der Grund, weshalb man bei den für die Sicherheit des Schiffes besonders wichtigen Rudermaschinen trotz ihrer großen Entfernung von den Kesseln den Dampftrieb beibehält.

Bei Hilfsmaschinen, die in oder unmittelbar neben den Heizräumen stehen, ist elektrischer Antrieb nicht vorteilhaft.

d) Ölmotorischer Antrieb. Kommt bei neueren Turbinen-Kriegsschiffen neben den Motor-Beibooten nur bei Dieseldynamos vor und hat hier den hohen Gesechtswert, daß bei etwa zerstörter Dampfleitung eine Notbeleuchtung in den wichtigen Räumen des Schiffes aufrechterhalten bleibt. Dieser Zweck ist erreicht, wenn von der elektrischen Primäranlage nur $\frac{2}{3}$ bis $\frac{3}{4}$ durch Dampfturbinen, der Rest durch Dieselmotoren getrieben wird, die auf dasselbe Kabelnetz geschaltet werden können. Der M. A. N.-Dieselmotor für Dynamoantrieb hat sich an Bord besonders gut bewährt. (Vgl. die Abhandlung von Laudahn in der Zeitschrift „Der Ölmotor“ von 1913.)

2. Antrieb der Hilfsmaschinen auf Motorschiffen.

Da große Kriegsschiffe mit reiner Ölmotoranlage als Hauptmaschine noch nicht existieren, und da auch die bis jetzt vorhandenen größten Handelsmotorischeiffe nur wenige Tausend PS entwickeln, so ist die Frage des Hilfsmaschinenantriebes für große Motorschiffe noch nicht ganz geklärt und die Ausführung noch sehr verschieden.

Im allgemeinen werden Preßluft und Elektrizität bevorzugt, weil beides ohnehin an Bord vorhanden ist. Dampf ist zwar auch vorhanden, weil jedes größere Motorschiff mindestens einen Dampfkessel für Heizung, Frischwassererzeugung, Kocheinrichtung, Aufstauleitung der Bodenventile u. dgl. nötig hat, man macht aber die Dampfkesselanlage im allgemeinen nicht so groß, daß sie für alle Hilfszwecke ausreicht. Als viertes Antriebsmittel kommen Ölmotoren in Betracht und als fünftes vereinzelt Preßöl.

Preßluft ist vorzugsweise für Rudermaschinen und Signalfleifen verwendet und für alle mechanischen Arbeitsleistungen ebenso brauchbar wie Dampf, ist aber zweckmäßig durch Auspuffgase vorzuwärmen. Arbeitsdruck meistens etwa 8 Atm., deshalb selbsttätige Druckverringerung zwischen Vorrats- (mindestens 20 Atm.) und Verbrauchs-Luftbehälter. Die Kompressoren

für Hilfsmaschinen-Preßluft werden entweder an den Hauptmotor angehängt oder durch besondere Dieselmotoren betrieben, können auch mit den Kompressoren für Einblaseluft vereinigt sein, doch ist mindestens ein vom Hauptmotor unabhängiger Luftkompressor nötig.

Elektromotorischer Antrieb ist für Hilfsmaschinen auf Motorschiffen ungefähr ebenso häufig verwendet wie Preßluft.

Dampfantrieb benutzt man zuweilen für an Deck aufgestellte Hilfsmaschinen, die seltener gebraucht werden. Der Dampfkessel hat am besten eigene Ölheizung. Wird er zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit durch Auspuffgase geheizt, so muß er wegen des geringeren Heizwertes dieser Gase wesentlich größer sein. (Vgl. VII. F., Abwärmeverwertung.)

Ölmotorischer Antrieb ist allgemein üblich für unabhängige Kompressoren und für Dynamos (Dieseldynamos).

Preßöl ist zuweilen für Rudermaschinen in folgender Weise verwendet: Ein Elektromotor treibt eine mit mehreren kleinen Glycerinpumpen gekuppelte Welle. Diese Pumpen drücken beim Ruderlegen die Flüssigkeit vor oder hinter die Kolben zweier zu jeder Seite der Ruderpinne angeordneter Zylinder, die gleichzeitig als Bremszylinder wirken.

Die Heizanlage kann anstatt mit Frischdampf auch mit dem erwärmten Zylinderkühlwasser gespeist werden.

B. Hilfsmaschinen für den Hauptmaschinenbetrieb.

1. Umsteuerungsmaschinen.

a) **Allgemeine Wirkungsweise.** Bei Dampfkolbenmaschinen von mehr als etwa 500 PS muß die Umsteuerwelle in den Grenzen von ungefähr 60° maschinell eingestellt werden, weil Menschenkraft ein zu großes Übersetzungsverhältnis und somit zu viel Zeit erfordern würde. Die Umsteuermaschine muß die Umsteuerwelle schnell und möglichst stoßfrei in jede gewünschte Stellung drehen, sie muß sich in jeder Stellung festhalten lassen, und sie muß als Notbehelf auch Handumsteuerung zulassen, natürlich unter Verlangsamung der Wirkung.

Auch bei Dampfturbinen muß bei sehr großen Ausführungen das Umstellen der beim Manövrieren in Betracht kommenden Ventile und Schieber, z. B. des Umsteuerschiebers beim Föttinger-Transformator, im Interesse eines schnellen Manövrierens maschinell, gewöhnlich durch Dampf mit hydraulischer Bremsung, geschehen. Dasselbe gilt für den Übergang von Marschschaltung zu Manövrierschaltung, während bei dem umgekehrten Übergang auf Schnelligkeit verzichtet werden kann.

Bei großen Ölmotoren erfolgt das Verschieben der Nockenwellen oder das Bewegen sonstiger Umsteuervorrichtungen durch Preßluft.

b) Umsteuermaschine von Brown. Von den beiden gewöhnlich konaxial angeordneten Zylindern wirkt beim maschinellen Umsteuern der Dampfzylinder treibend, der hydraulische Zylinder zunächst bremsend und nach erfolgter Absperrung des Glycerinübertritts sperrend, beim Handumsteuern wirkt der hydraulische Zylinder treibend infolge Umpumpens des Glycerins mit einer Handpumpe. Dampf- und Glycerinschieber werden beim Umsteuern von Hand ausgelenkt und selbsttätig wieder auf Deckung gestellt. Von dem Grade der Auslenkung hängt der Hub der Umsteuermaschine und somit der Drehungswinkel der Umsteuerwelle ab. Ein ganzer Hub entspricht der Umsteuerung von Volldampf Voraus auf Volldampf Zurück oder umgekehrt.

Wegen ihrer direkten Wirkung auf die Umsteuerwelle wirkt die Umsteuermaschine zwar schnell, wird aber in der Bauart groß und schwer.

Die Wirkung der Glycerinbremsung läßt sich durch einen Hahn regulieren, die Wirkung der Sperrung durch ein klauenartiges Festhalten der Kolbenstange sichern.

Zur Vermeidung von Geradsührung und Pleuelstange wird die Umsteuermaschine zuweilen oszillierend angeordnet, wobei für Dampfzu- und -ableitung Gelenkrohre nötig sind.

Auf Tafel 117 bedeutet: a Zylinderständer, b Umsteuerwelle, c Drehzapfen der Umsteuermaschine, d und e Dampf- und Glycerinzylinder, f und g Dampf- und Glycerinschieber, h Anlaßhebel und Gestänge, i Hebel zur selbsttätigen Rückbewegung von Dampf- und Glycerinschieber, k Handhebel für Glycerinpumpe, l Hebel und Gestänge für Glycerinsperrhähne und für Klauen-sperrung, m Klauen-sperrung, n Glycerinpumpe, o und p Sauge- und Druckrohr der Glycerinpumpe, q Verbindung beider Enden des Glycerinschieberkastens (Saugeraum), r Glycerinsperrhähne, s Glycerinüberdruckventil, t und u Dampfsein- und -austritt.

Wegen des Innenkantenabschlusses gehen bei Abwärtsbewegung der Schieber die Kolben nach oben. Das Glycerin fließt dabei durch den Ventilkasten der Glycerinpumpe, indem es Sauge- und Druckventil hebt.

c) Rundlauf-Umsteuermaschine. Wirkt durch Schnecke auf die Umsteuerwelle, macht demnach beim Umsteuern eine größere Zahl von Umdrehungen und wird dementsprechend klein und leicht. Sie ist eine durch Wechselschieber oder Wechselhahn umsteuerbare Zwillingmaschine und bei neueren Ausführungen so mit der Handumsteuerung verkuppelt, daß sie bei Handbetrieb nicht mitgedreht zu werden braucht. Ferner haben neuere Ausführungen im Gegensatz zu älteren selbsttätige Rückbewegung des Wechselschiebers, so daß die Umsteuerwelle stets von selbst in der beabsichtigten Stellung stehen bleibt, die Bedienung also nicht soviel Übung erfordert. Beim Anwärmen schaltet man die selbsttätige Rückbewegung aus, damit die

Schiffsmaschine dauernd von selbst zwischen Vorwärts und Rückwärts pendelt.

Tafel 118 zeigt eine neuere Ausführung. Die Anordnung an den Zylinderständern ist 4mal kleiner gezeichnet als die Umsteuermaschine selbst.

Es bedeuten: 1 und 2 Zu- und Abdampf am Wechselschieberkasten, 3 Wechselschieber, 4 und 5 Dampfrohre für die inneren und äußeren Kanten der Verteilungsschieber, 6 Verteilungsschieber, 7 Wechselschieberstange mit Wirbel und steilem Gewinde, 8 Schneckenverbindung zwischen Gewindemutter und Kurbelwelle, 9 Umsteuerhandhebel. Beim Bewegen von 9 schraubt sich das steile Gewinde von 7 in der Mutter nach oben oder unten. Beim Arbeiten der Umsteuermaschine dreht sich die Mutter um 7 und schiebt dadurch die Wechselschieberstange wieder zurück. 10 Kuppelung zum Ein- und Ausschalten der selbsttätigen Schieberrückbewegung, 11 feste Scheibe mit 4 Einschnitten, in die die Feder am Handhebel 9 bei den Mittel- und Endstellungen der Umsteuerung einschnappt, 12 Handrad mit Stirnradübertragung für Handumsteuerung, 13 Feststellvorrichtung für das größere Zahnrad, muß beim Umsteuern mit Dampf gelöst sein, damit 12 nicht mitgedreht wird, 14 Klauenkuppelung, muß beim Umsteuern von Hand gelöst sein, damit man nicht die Umsteuermaschine mitbewegen muß, 15 Festklemmvorrichtung für Welle 12, 16 Gestänge zwischen Umsteuermaschine und Umsteuerwelle, 17 Kugellager, 18 Umsteuerwelle, 19 Grundplatte der Hauptmaschine, 20 und 21 Maschinenstände und Säule, 22 Unterstüßungsbock, 23 Befestigungsschelle.

2. Lüftungsmaschinen für Kessel- und Maschinenräume.

a) **Antriebsmaschinen und Flügelräder.** Die Kesselraum-Flügelräder werden auf älteren Kriegsschiffen durch Compound-Dampfmaschinen, auf neueren Turbinen-Kriegsschiffen durch Dampfturbinen mit gewöhnlich nur 1 Rad und 3 Geschwindigkeitsstufen getrieben. Die Turbolüfter der Kesselräume machen bis etwa 1800 Umdrehungen und werden durch An- und Abstellen von Düsen reguliert. Selbsttätiges Schnellschlußventil verhindert ein Durchgehen, was auch bei geschlossenen Luftschächten eintreten könnte, indem ohne Förderleistung die Luft nur herumgewirbelt wird.

Die Maschinenraum-Lüftungsräder werden durch Elektromotoren getrieben, durch deren Nebenschlußregulierung die Umdrehungszahl bis auf die Hälfte verringert werden kann.

Die Kesselraum-Lüftungsmaschinen können bei engrohrigen Wasserrohrkesseln im Dauerbetriebe ohne Überanstrengung einen Luftüberdruck von 65 mm Wassersäule erzeugen, vorübergehend, z. B. bei forcierten Meilenfahrten, aber erheblich mehr. Dies gilt namentlich für die Ölkesselräume, weil Ölkessel auch eine längere Forcierung über 100 mm Wassersäule ver-

tragen. Die Maschinenraum-Lüftungsmaschinen können in einer Minute etwa den doppelten Inhalt des Maschinenraumes fördern.

Flügelräder und Flügelradgehäuse bestehen gewöhnlich aus verzinktem Stahlblech, Flügelradnabe aus Stahlguß oder Bronze.

Die Flügelform ist bei allen älteren Heizraumlüftern spiralförmig. Bei den auf neueren Kriegsschiffen erforderlichen größeren Luftpressungen ergeben die schneller laufenden Sirocco-Flügelräder mit schmalen Flügeln oder ähnliche Flügelformen, z. B. der Reithventilator, einen besseren Wirkungsgrad und dementsprechend kleinere Abmessungen. Schraubenflügelräder sind zwar vereinzelt als Heizraumlüfter verwendet, aber hier weniger geeignet als reine Zentrifugalräder.

Turbolüfter für Kesselräume haben zuweilen 2 parallel geschaltete Lufträder, von denen bei kleiner Leistung das eine leer laufen kann.

Tafel 119 zeigt ein Lüstungsrad mit spiralförmigen Flügeln und zweiseitigem sowie ein Siroccorad mit einseitigem Lufteintritt. Bei beiden hängt es von Raum und Anordnung ab, ob man den Lufteintritt ein- oder zweiseitig macht.

Die Heizraumlüfter müssen möglichst geschützt gegen Kohlenstaub, also zweckmäßig in einem Nebenraum (Seitengang, Niedergang) und stets unter Panzerchutz angeordnet sein. Welle liegt gewöhnlich horizontal, bei beschränkter Raumhöhe, z. B. auf Torpedobooten und auf manchen kleinen Kreuzern, auch vertikal oder schräg.

b) Luftleitungen. Zur Erzielung eines möglichst hohen Wirkungsgrades muß die Luftgeschwindigkeit (8 bis 15 m pro sec.) überall möglichst gleich sein und müssen Luftwirbel möglichst vermieden werden. Deshalb keine plötzlichen Querschnittsänderungen oder Richtungswechsel.

Jeder Maschinenraum hat mindestens einen Zu- und einen Abluftschacht, Kesselräume haben nur Zuluftschächte. Je 2 Kesselräume können auch einen gemeinschaftlichen Zuluftschacht haben, von dem sich dann Saugkanäle nach den einzelnen Lüftungsmaschinen abzweigen. Alle Schächte werden über dem obersten Deck durch Pilzkappen abgeschlossen. Die Zuluftschächte haben außerdem eine Sicherheit, z. B. Drahtnetz, gegen Hineinfallen von festen Gegenständen, die das Kreiselrad beschädigen könnten.

Druckkanäle in den Kesselräumen sind so angeordnet, daß die Heizer durch den Luftstrom möglichst wenig belästigt werden und das Aufwirbeln von Kohlenstaub möglichst vermieden wird, ferner so, daß die Luft möglichst gleichmäßig auf die verschiedenen Heizstände verteilt wird. Da gewöhnlich 2 Kreiselräder für jeden Kesselraum vorgesehen sind (eventuell mit gemeinschaftlicher Betriebsturbine), so macht man den Schacht jedes Rades unter dem Panzerdeck durch feststellbare Klappen absperrbar, um bei etwaigem Arbeiten nur eines Rades ein Entweichen der Druckluft durch das andere

zu verhindern. Für natürliche Lüftung richtet man den Umbau der Kreiselläder so ein, daß diese nach Öffnen großer Klappen durch den aufsteigenden warmen Luftstrom umgangen werden.

In den Maschinenräumen wird die Luft durch Druckkanäle, die in jeder Lage feststellbare Abschlußklappen haben, den örtlichen Verhältnissen entsprechend verteilt, auch unter die Flurplatten zum Kühlen derselben. Die Luft geht meistens nur infolge Überdrucks durch die Abluftschächte nach außen, stellenweise wird sie auch durch Abluftmaschinen abgesaugt.

3. Maschine zum Drehen der Hauptmaschine.

Zum Drehen der Schiffsmaschine verwendet man bei kleinen Ausführungen einen auf die Welle aufgesetzten Handhebel, bei mittelgroßen Schneckenübertragung mit Handantrieb, bei großen Schneckenübertragung (stählerne Schnecke und bronzenes Schneckenrad), häufig auch doppelte Schneckenübertragung mit Maschinenantrieb.

Die Drehmaschine ist bei älteren Kriegsschiffen eine Zwillingmaschine mit Wechselschieber oder Wechselhahn, bei neueren Turbinen-Kriegsschiffen gewöhnlich ein Elektromotor. Neben der maschinellen Drehvorrichtung ist für den Notfall Handbetrieb vorgesehen. Beim Arbeiten der Schiffsmaschine ist der Schneckenantrieb ausgerückt.

Tafel 120 zeigt die Maschinen-Drehvorrichtung für eine Kolbenschiffsmaschine. Siehe auch die Turbinenzeichnungen.

4. Aschtaufzüge und Aschsauswerfer.

Bei kleinen Schiffen genügt ein Handaufzug, mit dem der Ascheimer durch ein vorhandenes Ventilatorrohr hochgewunden und an Deck über Bord entleert wird.

Größere Schiffe hatten früher Dampfaschwinden mit selbsttätiger Stoppvorrichtung, wenn der Eimer oben angekommen war. In neuerer Zeit haben sie fast ausnahmslos Aschsauswerfer, bestehend aus einem Einschüttlrichter aus Gußeisen oder Stahlguß mit Gkrating (damit kein Verstopfen durch zu große Schlackenstücke eintritt), und einem schräg nach oben fuhrenden und mindestens 1 m über Wasser aus der Bordwand austretenden gußeisernen Auswurfrohr, das an seinem oberen Ende eine vom Heizraum aus zu bedienende Absperrklappe hat, um bei hoher See ein Eindringen von Wasser in den Heizraum zu verhindern.

Als Betriebskraft dient Druckwasser (10 bis 15 Atm.) der Dampfslenzpumpen. Die zur Erzeugung des reißenden Wasserstrahls erforderliche Düse hat ein Mundstück aus besonders hartem Guß. Ebenso werden die der Abnutzung am meisten unterworfenen Krümmer im oberen Teil des Auswurf-

rohres aus besonders hartem Gußeisen hergestellt und leicht auswechselbar gemacht.

Damit von der Pumpe aus kein Wasser durch den Trichter in den Heizraum überläuft, muß das Anstellen plötzlich erfolgen. Im allgemeinen genügt ein einfacher Hahn, man kann aber auch als Schnellöffner einen Differentialkolben nach Patent Howaldt anwenden.

Tafel 120 zeigt einen Aushauswerfer in zwei Schnitten. Infolge Anschlusses an das Hilfslenzrohr ist es möglich, mit dem Aushauswerfer aus den Kesselräumen zu lenzen.

Man spart an Rohrlänge und vermeidet die starke Krümmung, wenn man das Auswurfrohr einige Meter unter Wasser, bei Kriegsschiffen unter dem Panzer nach außen führt. Die Strahlwirkung der Dampf lenzpumpen ist stark genug, um den Druck der äußeren Wassersäule zu überwinden. Die Durchführung muß aber oberhalb des Schlingerkiels liegen, weil bei zu tiefer Lage im Schiffsboden die ausgeworfene Achse durch die Kondensator-Kühlwasserpumpen eingesaugt wird. Vor dem Austritt hat das Unterwasser-Auswurfrohr einen Absperrhahn.

Als Reserve ist in jedem Heizraum ein Hilfsaushaufzug erforderlich, der auf Kriegsschiffen mit Druckluft in geschlossenen Heizräumen unter dem Panzerdeck einen Luftabschluß hat.

C. Hilfsmaschinen für den Schiffsbetrieb.

1. Rudermaschinen.

a) **Anordnung und Leistung.** Kleine und mittlere Handelsschiffe haben nur 1 Rudermaschine, die entweder an Deck unter Aufsicht des Steuernden oder im Maschinenoberraum unter Aufsicht des Maschinenpersonals steht. Große Handelsschiffe, namentlich transatlantische Passagierdampfer, die auch als Hilfskreuzer dienen sollen, und große Kriegsschiffe haben zwei ganz gleiche, in wasserdicht getrennten Räumen und gegen feindliche Geschosse geschützt untergebrachte Rudermaschinen, die sich von beiden Räumen aus ein- und auskuppeln lassen. Bei großen Kriegsschiffen mit zwei Rudern richtet man die Kuppelungen so ein, daß jede Rudermaschine sowohl auf jedes Ruder einzeln, als auch auf beide Ruder gleichzeitig wirken kann.

Auf allen Kriegs- und großen Handelsschiffen stehen die Rudermaschinen im Interesse einfacher Kraftübertragung nahe der Ruderpinne. Zuweilen ist die Rudermaschine auf der Pinne selbst montiert, wobei natürlich die Dampfzu- und -ableitung als Gelenkrohr zwischen Ruderachse und Maschine auszuführen ist.

Die Leistung der Rudermaschinen bemißt man auf Kriegsschiffen im

allgemeinen so, daß bei voller Fahrt das Ruder in 15 Sekunden von Mittschiffs in Hartlage (35 bis 40°) gelegt werden kann.

b) Bauart und Wirkungsweise. Rudermaschinen sind Zwillingss-Bolldruckmaschinen mit Umsteuerung durch Wechselschieber und mit selbsttätiger Rückbewegung des Wechselschiebers derart, daß während des Ruderlegens Auslenkung und Rückbewegung sich gegenseitig ungefähr aufheben, und daß mit dem Aufhören der Drehung des Steuerrades fast gleichzeitig, d. h. mit geringem Nachlauf, auch die Maschine zum Stillstand kommt. Die Drehung des Steuerrades ist also der Umdrehungszahl der Rudermaschine proportional.

Kraftübertragung geschieht zunächst durch stählerne Schnecke und bronzenes Schneckenrad, die weitere Kraftübertragung vom Schneckenrad auf die Ruderpinne bei hinten aufgestellten Rudermaschinen durch Gewinde und Zugstangen oder durch Gallese Ketten, bei weiter vorn aufgestellten durch längs Deck laufende Zugstangen und Ketten mit Führungsrollen.

Für den Fall der Betriebsunfähigkeit der Rudermaschine ist ein leicht einzukuppelnder Reservehandbetrieb vorgesehen.

Die Dampfzylinder sind bei großen Rudermaschinen in der Regel liegend, bei kleineren auch stehend oder schräg unter etwa 60° mit gemeinschaftlicher Kurbel oder schräg und oszillierend, im letzteren Falle Dampf- und -austritt durch die hohlen Drehzapfen, wobei Drehzapfen und Drehzapfenlager als Schieber und Schieber Spiegel wirken. Wegen der Schwierigkeit des Dichthaltens und der Schmierung der heißen Drehzapfen sind oszillierende Rudermaschinen weniger gut.

Zur Bremsung der Ruderbewegung bei bewegter See und zur Feststellung beim Umkuppeln oder bei Reparaturen dient ein mit Öl gefüllter oszillierender Zylinder, dessen Kolbenstange mit der Ruderpinne verbunden ist und dessen Enden durch ein Rohr mit Regulierhahn kommunizieren.

Zur Begrenzung des Arbeitens der Rudermaschine bei Hartluder dient eine von der Ruderpinne betätigte Verriegelung, die ein weiteres Auslenken des Wechselschiebers in dem bisherigen Sinne verhindert. Diese Konstruktion ist aber nicht anwendbar, wenn die Rudermaschine von der Ruderpinne weit entfernt liegt. In diesem Falle besteht die Begrenzung in einer auf die Anlaßwelle aufgeschraubten wandernden Mutter, die in beiden Hartlagen gegen ein Widerlager stößt und gleichzeitig als Ruderlagezeiger dient, während sonst von der Pinne betätigte elektrische Ruderlagezeiger üblich sind. Voraussetzung für diese Begrenzung ist eine richtige Kuppelung zwischen Rudermaschine und Pinne, worauf bei Torpedobooten sorgsam zu achten ist, um Beschädigungen vorzubeugen.

Um beim Versagen der Maschinenbegrenzung Brüche in Maschine und Rudergeschirr zu vermeiden, baut man alle kraftübertragenden Teile so stark, daß sie auch bei unbeweglichem Ruder den vollen Dampfdruck aushalten.

c) Anlaßvorrichtung der Rudermaschinen. An den verschiedenen Steuerstellen, bei großen Kriegsschiffen unmittelbar an den Rudermaschinen, in der Zentralkommandostelle, im vorderen Kommandoturm und auf der Kommandobrücke befindet sich je ein Steuerrad zum Auslenken des Wechselschiebers durch Wellen- oder hydraulische Übertragung, während elektrische Bewegung des Wechselschiebers wegen der größeren Gefahr von Betriebsstörungen nicht zu empfehlen ist.

Wellenübertragung wird meistens bevorzugt. Die Hauptschwierigkeit derselben, nämlich die Reibungswiderstände in Lagern, Kupplungen und Stopfbuchsen bekämpft man durch Kugellager, möglichste Vermeidung von Richtungswechseln und sehr genaue Bearbeitung der reibenden Teile, sowie durch Loskuppeln der nicht benutzten Anlaßleitungen. Toten Gang beschränkt man nach Möglichkeit durch sehr genaues Eingreifen der Zahnräder und Kupplungen, eine innere Verdrehung der Leitung durch Verwendung hohler Wellen, eine Wärmedeformation durch Ausgleichvorrichtungen in den Wellen. Zum Schutz gegen feindliche Treffer führt man die Wellen durch die Panzerschächte der Kommandotürme und durch einen Mittel- oder Seitengang.

Hydraulische Übertragung, bestehend aus hydraulischem Geberkolben an der Steuerstelle und Empfängerkolben am Wechselschieber, vermeidet die Hauptschwierigkeiten der Wellenübertragung, ist aber weniger einfach und gibt bei Undichtheiten Verschmutzungen der Decks. Der Geberkolben gibt in seiner Mittelstellung einen Kanal zwischen den Enden des Geberzylinders frei. Der Empfängerkolben ist durch Spiralfedern belastet, die bei jedem Ruderlegen gespannt werden und in der Mittelstellung des Geberkolbens durch den erwähnten Kanal selbsttätig die Übereinstimmung zwischen beiden Kolbenstellungen wiederherstellen, falls sie durch Undichtigkeit gestört war.

d) Beispiele von Rudermaschinen. Tafel 121 zeigt die stehende vordere Rudermaschine eines Torpedobootes. Durch Anlaßwelle a und Zahnräder b wird Welle c gedreht. Diese schraubt sich in Mutter d und lenkt durch Winkelhebel e den Wechselschieber f aus, wodurch bei der angedeuteten Drehrichtung Dampf unter Verteilungsschieber g tritt. Die Rudermaschine springt an und treibt durch Schnecke h Schneckenrad i und Welle k, deren Drehung durch Kettenrad a auf das Heckruder, durch Kettenrad z auf das Bugruder übertragen wird. Kettenrad y dient zum Anschluß der hinteren Rudermaschine. Buchse x mit Hebel w verbindet in der linken Stellung die vordere Rudermaschine mit Heck- und Bugruder, in der Mittelstellung nur mit Heckruder, in der rechten die hintere Rudermaschine mit Bugruder.

Durch Zahnrad l wird Mutter d gedreht und Welle c zurückgeschoben und damit f wieder auf Deckung gestellt. Ein Zuweitdrehen der Rudermaschine wird durch Mutter m und Bund n und o verhindert.

Handbetrieb erfolgt durch Handrad u und Zahnrad t mit schrägen

Zähnen, nachdem durch Vorstecker p, Welle q und r und Zapfen s Schneckenrad i mit h außer und mit t in Eingriff gebracht ist.

Durch v wird die Ruderlage angezeigt.

Tafel 122 zeigt die liegende Rudermaschine eines größeren Schiffes mit Antriebsvorrichtung für das Heckspill und mit einer zweiten selbsttätigen Dampfabspernung in der Mittelstellung des Wechselschiebers, wodurch die früher erheblichen Dampfverluste durch undichte Schieber bei stillstehender Rudermaschine vermieden werden.

Es bedeuten: 1 und 2 Haupt- und Reserve-Rudermaschine, 3 Heckspillanlage, 4 Zudampfleitung mit federbelastetem Doppelsitzventil, das bei Mittelstellung des Wechselschiebers selbsttätig schließt, 5 Wechselschieberkasten, 6 Wechselschieber mit 7 Dach, 8 Dampfrohre zwischen Wechsel- und Verteilungsschieber, 9 Anlaßwelle, 10 Gewinde zum Auslenken des Wechselschiebers durch Drehen der Mutter, 11 und 12 rechte und linke Begrenzung für die Auslenkung, 13 Stirnzahnräder zum Zurückziehen des Wechselschiebers durch Drehen der Schraube in der Mutter (beim Ruderlegen findet Auslenken und Rückbewegen gleichzeitig statt), 14 Kurbelwelle mit Schnecke, 15 Schneckenrad, 16 bis 18 Wellenenden, 19 bis 21 Klauenkuppelungen, 22 bis 24 Ausrückvorrichtungen, 25 und 26 Schnecke und Schneckenrad für Heckspill, 27 Drucklager, 28 Spillwelle, 29 Zahntrieb, 30 Spillköpfe.

Tafel 123 zeigt eine hydraulische Anlaßvorrichtung (Telemotoranlage). Die schematische Zeichnung stellt die Rohrleitung und Fließrichtung der Druckflüssigkeit bei Aufwärtsbewegung der Geberkolben bei 2 Empfängerapparaten für 1 und 2 Geberapparate dar. Bei allen Schaltungen darf immer nur 1 Geber und 1 Empfänger in Verbindung stehen.

In der schematischen Zeichnung bedeuten: i Behälter zum selbständigen Nachfüllen, k Hahn, l Luftschraube, m und n Verschlusschrauben, o und p federbelastetes Sicherheits- und Füllventil, die selbsttätig bei Wärmeausdehnung ein Entweichen und beim Zusammenziehen ein Einlassen von Flüssigkeit bewirken, q Saugekasten für r Handpumpe, s Hahn, t und u Lusthahn und Rohr, v Hahn im Druckrohr von r. Beim Füllen geht die Flüssigkeit von r durch v rechts in die Empfänger, von hier nach oben in die Geber, deren Enden in der Mittelstellung kommunizieren, dann zurück links in die Empfänger und durch u zurück nach q.

In der Hauptzeichnung bedeuten: v, t, r, q und s dasselbe wie in dem Schema, a Empfänger, der durch Welle b und Kettenrad c den Wechselschieber d der Rudermaschine bewegt, e und f Sperrung bei Hartlage, g bis g₅ Kuppelungen, um jeden Empfänger mit jeder Rudermaschine verbinden zu können, g₆ verbindet die Wellen b, die Geber sind in der Hauptzeichnung nicht enthalten.

2. Hebemascchinen.

a) Spillmaschinen. Die schweren Bugspillmaschinen werden mit Dampf, die leichteren Heckspillmaschinen häufig auch elektrisch betrieben.

Die Bugspillmaschinen sind stehend oder liegend gebaute Zwilling-Volldruckmaschinen mit Schneckenübertragung, mit Umsteuerung durch Wechselschieber und mit selbsttätiger, jedoch ausschaltbarer Rückbewegung des Wechselschiebers. Die Spillmaschine steht gewöhnlich in einem unteren Deck, läßt sich aber auch von Oberdeck aus steuern. Sie läßt sich nach Bedarf mit dem St. B.- und B. B.-Spill sowie mit dem Verholspill kuppeln. Sind zwei Bugspillmaschinen vorhanden, so kann man auch beide gleichzeitig auf ein Spill wirken lassen. Heckspillmaschinen werden nur auf großen Schiffen eingebaut und dienen dann gleichzeitig als Verholspill für die Achterleinen.

Die Leistung der Spillmaschinen wird auf etwa 12 m Kettengeschwindigkeit pro Minute bei losgebrochenem Anker berechnet, wobei für Dampftrieb ein Überdruck von 12 Atm. im Schieberkasten zugrunde gelegt wird.

Maschine und Spilleinrichtung baut man so stark, daß sie beim Brechen der Ankerkette unbeschädigt bleiben. Druck- und Kurbelwellenlager haben Schmierung und Kühlung. Die Bremsen der Schneckenwellen baut man so stark, daß sie bei losgekuppelter Spillmaschine auch bei stärkster Beanspruchung der Ankerketten ein Drehen der Wellen verhindern.

Ist die Heckspillmaschine eine Dampfmaschine, so ist sie nur etwas kleiner, sonst aber ebenso gebaut wie die Bugspillmaschine.

Tafel 124 zeigt die Bug- und Verholspillanlage eines älteren Linienschiffes. Durch Drehen von a_1 schraubt sich das als Mutter ausgebildete Stirnrad a_2 nach oben oder unten und bewegt durch Hebel a_3 und Welle a_4 den Wechselschieber b . Durch Schnecke c_1 wird Welle c_2 mit Gewinde c_3 gedreht, wodurch a_2 zurückgeschoben und b wieder auf Deckung gestellt wird. Durch Schnecken d_1 bis d_3 werden drei Spille getrieben, e_1 bis e_3 sind drei Drucklager, f_1 bis f_3 sind drei Bremsen, g Ballvorrichtung, k_1 bis k_3 Klauenkuppelungen zum Festsetzen oder Loslösen der Schnecken auf der Schneckenwelle.

b) Bootswinden werden im allgemeinen so stark gebaut, daß das Boot mit 20 m Geschwindigkeit pro Minute gehießt werden kann.

Die Dampfbootswinden auf älteren Kriegsschiffen wirken im Prinzip ebenso wie die Dampfspillmaschinen. Die elektrischen Bootswinden auf neueren Kriegsschiffen sind hinter Panzerschutz aufgestellte, ventiliert gekapselte Motoren mit elektromagnetischer Bremsung. Regulieren, Stoppen und Umsteuern geschieht durch Leonard-Schaltung, d. h. durch wechselnde Erregung des Feldes der Dynamomaschine ohne Unterbrechung des Anker-

stromes, während das Feld des Motors von einer konstanten Stromquelle erregt wird. Selbsttätige Unterbrechung der Dynamoerregung in der höchsten zulässigen Stellung des Lasthafens.

Bootskräne mit maschineller Schwenkvorrichtung werden auf neueren Kriegsschiffen nicht mehr gebaut. Die Ladebäume für Boote werden von Hand geschwenkt.

c) Kohlenwinden. Zum Kohlenübernehmen dienen auf neueren Kriegsschiffen:

1. Die Motoren, Ladebäume und Läufer der Bootswinden, wobei Kohlenlasten bis zu 3 Tonnen mit $\frac{2}{3}$ m Geschwindigkeit pro sec. gehoben werden können, während die Dampfbootswinden auf älteren Kriegsschiffen besondere Seiltrommeln zum Kohlenübernehmen haben.
2. Besondere, zum bequemeren Transport zerlegbar gebaute elektrische Kohlenwinden, die in größerer Zahl für den Betrieb an Oberdeck festgeschraubt und bei Nichtbenutzung losgenommen und unter Panzerschutz verstaут werden. Jeder dieser Decksmotoren hat zwei Spillköpfe, deren jeder etwa 100 kg mit 2 m Geschwindigkeit pro sec. haben kann.
3. Die vom Marine-Oberbaurat Berling erfundene und entwickelte Kraftrolle, eine oben am Ladebaum aufzuhängende, auch für andere Zwecke verwendbare elektrische Hängewinde, die sich durch große Handlichkeit, geringes Gewicht und schnelles Arbeiten auszeichnet.

Förderleistung = 100 bis 120 kg mit 2 m pro sec. bei 200 kg Eigengewicht.

Stromverbrauch = 25 Amp. bei 110 Volt.

Stundenleistung = 24 bis 30 Tonnen bei 6 bis 7 m Förderhöhe.

Stromzuführung und Regulierung erfolgt von Deck aus durch loses Kabel mit Steckkontakt an der Kraftrolle.

d) Lösch- und Ladewinden der Handelsschiffe sind entweder umsteuerbare, schräg oder horizontal angeordnete Zwillingdampfmaschinen mit Zahnrad-Wechselvorgelege für verschiedene Übersetzung oder, jedoch nur bei großen Schiffen, hydraulische Zylinder mit etwa 60 Atm. Druck, mit dampfdruckbelastetem Akkumulator und mit Übersetzung vom Langsamen ins Schnelle oder, namentlich auf neueren Schiffen, Elektromotoren nach Art der elektrischen Kohlenwinden.

3. Lüftungsmaschinen für Schiffsräume

stimmen im wesentlichen überein mit den unter B. 2 erwähnten Lüftungsmaschinen für Maschinenräume. Auch für die Luftleitungen gelten im allgemeinen die dort beschriebenen Grundsätze.

Wichtig ist genaue Ausbalancierung der Flügelräder und Motoranker, weshalb man die Motoren mit aufgesetzten Flügelrädern vor ihrem Einbau auf elastischer Unterlage probiert. Der Luftstrom wird nach Möglichkeit gleichzeitig zur Kühlung des Motors benutzt.

4. Kühlanlagen.

a) Leistung und Anordnung. Die Kühlanlagen dienen:

1. zur dauernden Kühlung des Kühlraumes für frisches Fleisch auf -5° ;
2. zur Kühlung von Trinkwasser (etwa 50 bis 150 Liter pro Stunde je nach Größe des Kriegsschiffes) von $+30^{\circ}$ auf $+8^{\circ}$;
3. zur Erzeugung von Eis (etwa 5 bis 10 kg pro Stunde je nach der Größe des Kriegsschiffes) aus Wasser von $+30^{\circ}$;
4. zur dauernden Kühlung aller an Wärmequellen grenzenden Munitionskammern unter $+30^{\circ}$, weil bei wesentlich höherer Dauertemperatur das rauchschwache Pulver an Wirkung verliert oder durch Zersetzung gefährlich wird.

Vorstehende Leistungen müssen bei $+30^{\circ}$ Kühlwassertemperatur und 35° Lufttemperatur erreicht werden, doch genügt es, wenn neben 1 + 4 nur 2 oder nur 3 geleistet wird.

Zur Bewältigung vorstehender Kälteleistungen versteht man große Schiffe mit zwei räumlich getrennten, vollständigen Kühlanlagen, von denen die eine im ganzen und in einzelnen Teilen als Reserve für die andere dienen kann (durch entsprechende Rohrverbindungen), die aber bei Kriegsschiffen auch gleichzeitig auf Munitionskühlung wirken können. Kleinere Schiffe haben nur 1 Kühlanlage, aber häufig einen Reservekompressor. Nach Bedarf Verbesserung der Munitionsraumkühlung durch transportable Lüfter mit staubdicht gekapselten Motoren.

b) Prinzip der Kälteerzeugung. Wenn man einen Raum kühlen wollte, der wärmer als Seewasser gehalten werden soll, so könnte man in diesen Raum Kühlschlangen legen und Seewasser durchpumpen. Hierzu wäre wenig Leistung erforderlich, aber wegen geringer Temperaturdifferenz sehr große Kühlschlangen-Oberfläche.

Auf Schiffen kommt es aber darauf an, mit Seewasser Wärme abzuführen aus Räumen, deren Temperatur zum Teil weit niedriger ist als die

des Seewassers. Auch kann die Kühloberfläche wegen Gewicht und Raum nur gering sein.

Aus diesem Grunde bedarf es der Zwischenschaltung eines arbeitenden Stoffes, der zwischen hohen Temperaturdifferenzen hin und her geworfen wird derart, daß er zeitweilig eine tiefere Temperatur annimmt als die zu kühlenden Räume, zeitweilig aber eine weit höhere als das Seewasser, so daß letzteres die Wärme nach außen abführen kann.

Um den Arbeitsstoff durch diese Temperaturstürze hindurchzuzwingen, muß äußere Arbeit geleistet werden. Da es sich aber hierbei im wesentlichen immer nur um eine Wärmeverschiebung von einem Raum des Schiffes nach außenbords handelt, nicht um einen Umsatz von Arbeit in Wärme, so ist die aufgewendete äußere Arbeit nur als kleiner Teil in der nach außen abfließenden Wärme enthalten. Das Güteverhältnis der verschobenen Wärmemenge zu dem Wärmeäquivalent der äußeren Arbeit ist daher nicht dasselbe wie der Wirkungsgrad bei Kraftmaschinen, sondern wird Leistungsziffer genannt.

Alle Kältemaschinen wirken in der Weise, daß durch Verdunsten einer Flüssigkeit (Kohlensäure, Ammoniak, schweflige Säure, Wasser) oder durch Expandieren eines Gases (Luft) die hierzu erforderliche Wärme der Umgebung entzogen wird.

Will man den Arbeitsstoff in einem ununterbrochenen Kreislauf immer wieder von neuem verwenden, was bei Kohlensäure, Ammoniak und schwefliger Säure nötig ist, so muß er in den Zustand, den er vor der Wärmeaufnahme hatte, zurückgeführt werden. Dies geschieht durch Komprimieren des Gases mittels äußerer Arbeitsleistung und darauf folgende Abkühlung.

Erfolgt die Abkühlung bis unterhalb der kritischen Temperatur, so tritt eine Verflüssigung des Arbeitsstoffes ein, der, wenn er der Umgebung Wärme entzieht, wieder verdampft. Bleibt der Arbeitsstoff gasförmig, wie bei Luftkältemaschinen, so kann eine weitere Abkühlung dadurch erzielt werden, daß das hochgespannte Gas durch Expansion Arbeit an die Kühlmaschine abgibt.

Tafel 125 zeigt schematisch die Wirkungsweise einer Kältemaschine mit geschlossenem Kreislauf. Durch die Kompression nimmt der Arbeitsstoff, der mit mittlerer Temperatur in den Kompressor gelangt, die hohe Temperatur T_h und den hohen Druck P_h an. Im Kondensator sinkt durch Kühlwasser diese Temperatur ohne Änderung des Druckes auf einen mittleren Wert T_m .

Da die Flüssigkeit unter geringem Druck leichter verdampft, so wird sie nach ihrer Kühlung entspannt, wodurch ihre Temperatur noch tiefer sinkt. Der Entspannungs Kühler besteht für verflüssigte Arbeitsstoffe in einem Drosselventil, für dauernd gasförmigen Arbeitsstoff (Luftmaschinen) in einem Arbeitszylinder, in dem die Expansion unter Arbeitsleistung erfolgt.

In jedem Falle hat der Arbeitsstoff beim Verlassen des Entspannungskühlers die niedrigste Temperatur T_n .

Im Gefrierer (Refrigerator), auch Verdampfer genannt, wird durch Kühlflächen aus der Umgebung (Süßwasser bei Eiszeugung, Luft bei direkter Raumkühlung, Salzsole bei indirekter Kühlung entfernt liegender Räume) Wärme auf den Arbeitsstoff übergeleitet, der hierbei ohne Änderung seiner Spannung verdampft oder sich nur erwärmt und wieder eine mittlere Temperatur T_{m2} annimmt.

T_{m1} hängt hauptsächlich von der Kondensatorwirkung, also von der Kühlwassertemperatur ab und liegt in unsern Breiten meist zwischen 10 und 20° . Je niedriger T_{m1} , desto besser, weil mit T_{m1} auch T_n sinkt. T_n liegt zwischen -5 und -25° . T_{m2} liegt zwischen T_n und der Temperatur der gekühlten Umgebung.

Die Drücke, zwischen denen der Kälteprozeß sich abspielt, sind der hohe Kompressor- und Kondensatordruck P_h und der niedrige Verdampfer- und Gefrierdruck P_n . P_h muß bei Kohlenäure 80 bis 90 Atm., bei Ammoniak 10 bis 12 Atm. sein, da sonst eine Verflüssigung nicht mit Sicherheit eintritt (kritischer Druck). P_n ist bei Kohlenäuremaschinen etwa 30 Atm.

Sieht man von unvermeidlichen Wärmeaus- und -einstrahlungen ab, so ist:

vom Arbeitsstoff an das Kühlwasser übergehende Wärme = bei der Kälteerzeugung vom Arbeitsstoff ausgenommene Wärme + Wärmeäquivalent der von der Betriebsmaschine auf den Arbeitsstoff übertragenen äußeren Arbeit.

Die bei Luftkühlmaschinen zurückgewonnene Expansionsarbeit ist kleiner als die aufgewendete Kompressionsarbeit, weil erstere bei niedrigerer Temperatur (zwischen T_{m1} und T_n) stattfindet als letztere (zwischen T_{m2} und T_h), folglich in einem $p-v$ -Diagramm die Expansionskurve steiler fällt als die Kompressionskurve. Die zwischen beiden Kurven liegende Fläche ist theoretisch die von der Antriebsmaschine zu leistende Arbeit.

Luftkühlmaschinen sind hier nur wegen der Vollständigkeit des Prinzips erwähnt. Sie werden auf Kriegsschiffen kaum noch verwendet, weil sie wesentlich schwerer sind als die andern Arten.

Am besten sind Kohlenäure- und Wasserdampf-Kältemaschinen.

c) Allgemeine Bauart der Kühlanlagen. Kompressorzylinder, Kolbenstange, Saug- und Druckventile, äußeres Gestänge u. dgl. bestehen aus Stahl, Kondensator, Solekühler, Rohre u. dgl. aus Kupfer, Pumpen und Armaturteile aus Bronze, und alle die Teile, die mit Trinkwasser in Berührung kommen, sowie die Kühlrohre im Fleischraum aus Eisen.

Gemeinschaftlicher Antrieb für Kompressor, Kühlwasserpumpe und Solepumpe zuweilen durch Dampfmaschine mit nur 1 Zylinder, Hilfsrotation

und Schwungrad, auf neueren Kriegsschiffen aber meistens durch Elektromotor, namentlich bei weiter Entfernung von der Dampfleitung. Elektromotor, ohne Übersetzung wirkend, hat ventilirt gefapfelte Bauart und bläst die Abluft in die Entlüftungsschächte. Regulierung der Motorleistung nach der Arbeit des Kompressors.

Kompressor, eine doppelt wirkende Pumpe, ist der wichtigste Teil der Kühlanlage, weil in erster Linie von seinem Dichthalten (bei Kohlenensäure fast 100 Atm.) die Kälteleistung abhängt. Prüfung aller Kohlenensäure führenden Teile mit 120 Atm. Dichtung von Kompressor Kolben und Stopfbuchse durch Chromledermanchetten, Schmierung durch Glycerin, das vor jeder neuen Verwendung filtriert wird. Regulierung der Verdichtung nach dem Kältebedarf durch Änderung des schädlichen Raumes mit Hilfe eines kommunizierenden Regulierzylinders mit verschiebbarem Kolben.

Um ein Ausströmen von Kohlenensäure durch den Geruch wahrnehmen zu können, setzt man etwa 8 % Kampferöl hinzu.

Kondensatorkupferschlangen, nahtlos gezogen, werden von Kohlenensäure durchströmt und vom Kühlwasser umströmt. Kühlwasserpumpe ist bei Dampftrieb gewöhnlich angehängte Kolbenpumpe, bei elektromotorischem Antrieb direkt betriebene Zentrifugalpumpe. Sie erhält im Saugerohr einen Schlammfänger mit Umgehungsleitung, weil durch Verschmutzen von Saugerohr oder Pumpengehäuse leicht Betriebsstörungen entstehen.

Gefrierer (Refrigerator) ist bei Eiszerzeugung ein doppelwandiger Behälter, in dessen Innerem der Eisblock entsteht und durch dessen Mantel die kalten Gase streichen (Anschluß an Dampfleitung zum Abtauen der Eisblöcke), bei direkter Luftkühlung ein System freiliegender Kühlrohre, bei indirekter Solekühlung ein in einen möglichst wärmedichten Kasten eingebautes Kupferrohrsystem, das von Salzsole (22 % Kochsalzlösung) umströmt wird. Diese wird von der Zentrifugalsolepumpe, die bei komplizierteren Soleleitungen zwei- bis dreistufig (d. h. zwei bis drei Kreisräder hinter einander) gebaut ist, durch die entfernt liegenden Kühlkörper gedrückt.

d) Leitung und Verteilung der Kälte. Die zu kühlenden Räume werden durch schlechte Wärmeleiter gegen das Eindringen der Wärme von außen geschützt. Das Isoliermaterial muß beständig gegen Feuchtigkeit und Wärme und sicher gegen Feuer sein, sich gut bearbeiten lassen und wenig wiegen. Es wird entweder feucht aufgetragen, um nachher zu trocknen und zu erhärten, oder lose zwischen zwei Wänden eingeschüttet (Korkmull, Kieselgur, Schlackenwolle) oder in Schichten aufgelegt (Fitz, Kork).

Die Kühlschlangen, an den Seitenwänden oder Decken aufgehängt, so daß die gekühlte Luft nach unten fällt, werden entweder direkt vom Arbeitsstoff (Fleischraum, Trinkwasser) oder von der Salzsole (Munitionsräume) durchströmt. Im ersteren Falle ist natürlich die Ausnutzung der Kälte besser.

35 angehängte Kolbenpumpe für Kondensator-Kühlwasser, 36 Saugbodenventil aus See, 37 und 38 Saugrohr durch Kondensator, 39 Druckrohr nach 40 Ausgußschieber.

41 Kaltwasserpumpe, 42 und 43 Saugrohr aus Trinkwasserlast durch Trinkwasserfühler, 44 Druckrohr zur Trinkwasserverbrauchsstelle.

45 Solepumpe, 46 Saugrohr vom Gefrierer, 47 und 48 Druckrohr durch Munitionsräume zurück zum Gefrierer.

49 Glyzerinpumpe, 50 Druckrohr nach 51 Differentialkolben, der durch Kohlen säure-Druckrohr 52 vorwärts bewegt wird und dabei durch Rohr 53 Glyzerin zur Stopfbuchse des Kompressors drückt.

54 Kohlen säure-Füllventil am Siebtopf 26.

Tafel 127 enthält die wichtigsten Einzelteile der vorstehend beschriebenen Kühlanlage.

Es bedeuten: 1 Antriebsmaschine, 2 Kompressor, 3 Sauganschlüsse, aus den Siebtöpfen, 4 Saugventile, 5 Druckventile, 6 Druckanschluß nach Kondensator, 7 Anschluß für Überdruckrohr, 8 Indikatorstutzen, 9 Glyzerinzuführung vom Differentialkolben.

10 Kondensator, 11 und 12 Kohlen säureein- und -austritt, 13 und 14 Kühlwasserein- und -austritt (Ein- und Austrittstemperatur ist etwa 10 und 13°), 15 Lufthahn, 16 Entwässerung.

17 Gefrierer, 18 und 19 Kohlen säureein- und -austritt (Kohlen säure hat beim Eintritt etwa 21 Atm. Druck und — 18° Temperatur), 20 Soleeintritt vom Munitionskühlraum, 21 Sauganschluß der Solepumpe (Ein- und Austrittstemperatur der Sole ist etwa 6 und 2°), 22 Entlüftung, 23 Entwässerung.

24 Eiszerzeuger mit 2 Elementen (Leistung in 12 Stunden = 68 kg Eis aus Wasser von + 30°), 25 und 26 Kohlen säureein- und -austritt, 27 Eisraum.

28 Glyzerinpumpe, 29 Handhebel, 30 Füllraum, 31 Pumpenzylinder, 32 und 33 Druckventil und Rohr nach 34 Differentialkolben-Gehäuse, 35 Glyzerineintritt, 36 und 37 Glyzerinaustritt nach Kompressorstopfbuchse, 38 Differentialkolben, 39 Kohlen säureanschluß.

40 Entspannungsregulierung für Verdunstung der Kohlen säure, 41 Eintritt, 42 Regulierventil, 43 Austritt, 44 Entwässerung.

45 Trinkwasserfühler (von 34° auf 8°), 46 und 47 Kohlen säureein- und -austritt, 48 Sauganschluß nach Kaltwasserpumpe, 49 Eintritt aus Trinkwasserlast, 50 Entlüftung, 51 Entwässerung.

52 Siebtopf, 53 Kohlen säureeintritt, 54 Verbindung beider Siebtöpfe, 55 Kohlen säureaustritt, 56 Stutzen zum Nachfüllen von Kohlen säure.

57 Kühlwasserpumpe, 58 und 59 Saug- und Druckanschluß.

f) Wirkungsweise der Wasserdampf-Kältemaschine. Die betriebsbrauchbare Ausbildung dieser Maschine nach dem System W. L. (Westinghouse-Leblanc) ist das Verdienst von L. M. Riedinger, Maschinen- und Bronzewarenfabrik, Aktiengesellschaft Augsburg, nachdem frühere Versuche in dieser Richtung wegen unzureichender technischer Hilfsmittel zu keinem Erfolge geführt hatten.

Tafel 125 zeigt schematisch die Wirkungsweise.

Die Hauptschwierigkeit der Konstruktion liegt in der Herstellung einer genügenden Verdunstungsfläche des Wassers und in der Fortschaffung des gebildeten Wasserdampfes, der wegen des erforderlichen sehr hohen Vakuums (etwa 99 %) ein außerordentlich großes Volumen einnimmt, so daß Kolbenpumpen (Kompressoren) nicht mehr in Frage kommen.

Die erforderliche Wasseroberfläche wird dadurch erzielt, daß das angesaugte Wasser in dem Verdampfer in seinem Regen herunterfällt.

Das dem Verdampfer vorgeschaltete, mit Wasserstand versehene Solegefäß, in welches die aus den Kühlrohren zurückkommende Sole von oben einfließt, dient als Ausgleich von Unregelmäßigkeiten im Pumpengange. Aus dem Solegefäß wird das Wasser durch äußeren Luftdruck in das Steigrohr und in die Regenvorrichtung des Verdampfers gedrückt.

Die Förderung des großen Dampfolumens aus dem Verdampfer in den Kondensator geschieht durch eine Dampfstrahlpumpe (Ejektor) mit mehreren konzentrisch angeordneten Düsen, bei großem Druckgefälle (abhängig von dem gewünschten Kältegrad) durch 2 hintereinander geschaltete Ejektoren, während bei kleinem Druckgefälle, aber großen Kältemengen mehrere Ejektoren parallel geschaltet werden.

Der Ejektor arbeitet normal mit 8 Atm. Überdruck, kann aber mit beliebigem Überdruck zwischen 0,5 und 10 Atm. betrieben werden. Es ist also im allgemeinen ein Druckverminderungsventil vor dem Ejektor nötig. Er erzeugt im Verdampfer ein nahezu absolutes Vakuum. Der Arbeitsdampf des Ejektors wird mit dem abgesaugten Dampf niedergeschlagen und seine Strömungsenergie dient zur Kompression des erzeugten Wasserdampfes. Durch selbsttätiges Ventil wird der Betriebsdampf abgesperrt, wenn hinter den Düsen zu hoher Druck entsteht.

Die W. L.-Maschine hat keinen völlig geschlossenen Kreislauf, sondern das Kondensat wird durch eine Maßluftpumpe aus dem Kondensator nach See gedrückt, nur ein Teil wird dem Kreislauf wieder zugeführt, nämlich so viel, wie dem Wasserregen als Dampf entzogen wurde, so daß der Inhalt des Kreislaufes stets konstant bleibt.

Die Luftpumpe, System Westinghouse-Leblanc, soll das im Verdampfer erzeugte fast absolute Vakuum annähernd, d. h. nur um wenige Prozent verschlechtern, auch im Kondensator erhalten. Luftsaugerrohr zweigt von einer

möglichst kalten Stelle des Kondensators ab und vereinigt sich mit dem Kondensatsaugerohr. Das Arbeitswasser (Süßwasser) der Pumpe beschreibe einen Kreislauf durch das neben der Pumpe liegende Kondensatgefäß und wird hier gekühlt, um ein Verdampfen in der Pumpe und somit ein Versagen auszuschließen.

Vom Kondensatgefäß zweigt erstens ein Rücklaufrohr mit Regulierventil nach dem Solegefäß ab, um das im Verdampfer verdampfte Wasser wieder zu ersetzen, also den Salzgehalt konstant zu erhalten, zweitens ein Überlaufrohr, um das überschüssige ölfreie Süßwasser nach einem Waschwassertank zu leiten.

Der Salzgehalt der durch Verdampfer und Kühlschlangen umlaufenden Sole wird durch das Absaugen von Wasserdampf nicht geändert, da der den Wasserregen oben umschließende Zylinder ein Mitreißen von Salz hindert. Der Umlauf entsteht durch eine oder mehrere Solepumpen.

Solepumpe, Maßluftpumpe und Kondensator-Kühlwasserpumpe sind Zentrifugalpumpen und können durch gemeinschaftliche Welle mit Dampfturbine oder Elektromotor getrieben werden.

Tafel 128 zeigt das Schema einer doppelten W. L.-Kältemaschine für ein Kriegsschiff.

Es bedeuten: 1 Kühlwasserleitung für Kondensator, 2 desgleichen für Kondensatgefäß, 3 und 4 Saug- und Druckrohr für Arbeitswasser der Luftpumpe, 5 Regulierventil, 6 Luftsaugerohr aus Kondensator, 7 Kondensatsaugerohr, 8 Süßwasserzusatz vom Kondensatgefäß nach den Solegefäßen als Ersatz für das verdampfte Wasser.

9 Zudampf zur Dampfturbine, 10 selbsttätiges Absperrventil, 11 Umgehungsleitung, 12 Abdampf der Turbine, gleichzeitig Zudampf zu den 3 Ejektoren, 13 Sicherheitsdampfleitung zum Schließen von 10, wenn der Druck im Kreislauf zu groß wird, 14 Schieber zwischen Ejektor und Verdampfer (Refrigerator).

15 Saugerohr der Solepumpen aus den Verdampfern, 16 Druckrohr von Solepumpe I durch Eisergeuger und Fleischraum-K Kühlschlangen und zurück nach den Solegefäßen, 17 Umgehung des Eisergeugers, 18 Druckrohr von Solepumpe II durch Munitionsraum-K Kühlschlangen und zurück nach den Solegefäßen, 19 Zwischenrohr mit 2 Dreivegehähnen zum Umschalten der Solepumpen, 20 Übertritt der Sole aus den Solegefäßen in die Verdampfer, 21 Stopfbuchsenleitung.

22 feste Kuppelung, 23 Regulator, 24 elastische Kuppelung, 25 Ausrückkuppelung, 26 Manometer, 27 Vakuummeter, 28 Thermometer.

g) Vorteile des W. L.-Systems. Da kein chemisches Mittel, sondern nur Wasser als Arbeitsstoff verwendet wird, so sind keine Reservefüllungen

mitzuführen, und alle mit der Natur von Kohlensäure u. dgl. verbundenen Gefahren und Havariequellen fallen fort.

Da im größten Teil des Kreislaufes Unterdruck herrscht und in anderen Teilen nur geringer Überdruck auftreten kann, so ist die Bauart sehr leicht.

Durch Ausschaltung aller hin- und hergehenden Massen und durch ausschließliche Verwendung von Zentrifugalpumpen werden Bau und Bedienung einfach und übersichtlich, Abnutzung und Unterhaltungskosten gering und direkter Antrieb durch Dampfturbine oder Elektromotor möglich.

Alle diese Vorteile fallen für Schiffsanlagen mehr ins Gewicht als für Landanlagen.

Die W. L.-Kältemaschinen eignen sich besonders zur Erzeugung großer Kältemengen, jedoch ist auch die Temperatur niedrig genug, denn bei etwa 99 % Vakuum erreicht die Sole beim Austritt aus der Solepumpe eine Temperatur bis zu -7° .



Alphabetisches Sachregister.

A.

- Abdampfrohr, Abdampf-
 bogen 270.
 Abdampfturbine 136.
 Abgasleitung, Auspuffrohr
 176.
 Abgasverwertung (Ab-
 wärmeverwertung) 178.
 Ableitung der Auspuffgase
 176.
 Abreißzündung 185.
 Abschäumventil 53.
 Absolute Spannung 8. 9.
 Absolute Temperatur 4.
 Absperrventile, Hähne und
 Schieber 53. 268. 275.
 Abwärmemaschine, Ab-
 wärmeverwertung 23.
 178.
 Abwicklung der Schrauben-
 flügel 72.
 Achsenregulator 125. 208.
 Adiabate 5. 87.
 A. C. G. Turbine 130.
 Äquivalent von Wärme und
 Arbeit 6.
 Aggregatzustand 5.
 Akkumulatoren-Zündung
 182.
 Aktionsradius 25.
 Aktionsturbine (Gleichdruck-
 turbine) 81. 90. 92.
 Alkohol (Spiritus) 150.
 Allen, Luftkühlmaschine 294.
 Allgemeine Kesselbesichti-
 gung 54.
 Ammoniak 148.
 Ammoniak-Kühlmaschine
 293.
 Analyse der Rauchgase 12.
 Andrehkurbel (Anlaßkurbel)
 192.
 Anheizen der Kessel 55.
 Ankerlichtmaschine (Spill-
 maschine) 290.
 Anlaßbatterie 182.
 Anlassen im Viertakt und
 Zweitakt 194.
 Anlassen mit Druckluft 193.
 Anlaßluftbehälter (Anlaß-
 flaschen) 193.
 Anlaßventil 187. 195.
 Anlaßvorrichtungen der
 Motoren 191.
 Anlaßvorrichtungen der
 Rudermaschinen 288.
 Anordnung der Kohlen 38.
 Anordnung der Kolben-
 maschinen 64.
 Anordnung der Konden-
 satoren 249.
 Anordnung der Ruder-
 maschinen 286.
 Anordnung der Turbinen
 82. 97. 135.
 Anordnung der Wellen 66.
 Anthrazit 148. 242.
 Antrieb der Hilfsmaschinen
 278.
 Antrieb der Kompressoren
 174.
 Antrieb der Pumpen 258.
 Antrieb der Steuerwellen
 206.
 Anwärmen der Dampf-
 maschinen 146.
 Anwärmen der Motoren
 Arbeit 1. [161. 191.
 Arbeit von 1 kg Dampf 8.
 84.
 Arbeitszylinder 57. 58. 211.
 Arbeitskolben 58. 212.
 Arbeitstafel (Arbeits-
 verfahren) 156. 157.
 Arbeitsverluste der Maschine
 14. 17. 19.
 Arbeitsverluste der Schiffs-
 schraube 20. 71.
 Arbeitsweisen des Wasser-
 dampfes 9.
 Armaturen 52. 58.
 Aschhauswerfer, Aschheiß-
 vorrichtung 285.
 Aschfall 41.
 Aschwinden 285.
 Aspinall-Regulator 276.
 Atmosphärendruck 9.
 Atmosphärische Linie 15.
 Atmosphärische Maschine
 152.
 Ausbalancierung der Kolben-
 maschinen 57.
 Ausbalancierung der Tur-
 binen 118.

- Ausblaseventile und -Hähne 53. 58.
 Ausdehnung der Dampfleitung 274.
 Ausdehnungs-Koeffizient 3.
 Außenseiten-Kondensation 248.
 Äußere Steuerung 63. 188.
 Ausgußventil 277.
 Auslaßventil, Auslaßschliß 158. 187. 189.
 Auspuffklappe bei Automobilen 178.
 Auspuffleitung 176.
 Auspufftemperatur 178.
 Auspufftopf 177.
 Ausrückbare Kuppelung 67. 219.
 Aussegregulierung 209.
 Austrittsquerschnitt (Austrittsverlust) 141.
 Automobil (Kraftwagen) 166.
 Axialschub der Schraube 19. 20. 25.
 Axialschub der Turbinen 95. 106.
 Axialturbine 81.
 Aximeterleitung (Anlaßwelle) 288.
- B.**
- Babcock-Wilcox-Kessel 34.
 Bandagen der Turbinenschaufeln 122.
 Beaufschlagung bei Turbinen 81.
 Bedienung der Kessel 54.
 Bedienung der Kolbenmaschinen und Turbinen 146.
 Bekleidung von Kesseln, Rohren usw. 32.
 Belleville-Kessel 33.
 Bendemann, Flugmotoren 240.
 Benzin, Benzol 149—152.
 Benz-Motor 201. 206.
 Benzolspiritus 150.
 Benzolspiritusmotor 218.
- Berechnung der Dampfarbeit 13.
 Berling, Kraftrolle 291.
 Beschädigung der Feuer 55.
 Beschleunigung 1.
 Beschleunigung der Massen 59.
 Betrieb der Kessel 54.
 Betrieb d. Dampfmaschinen und Ölmotoren 229.
 Betriebseigenschaften der Kessel 32. 37.
 Betriebskosten 145. 227. 228.
 Betriebskraft der Hilfsmaschinen 278.
 Betriebssicherheit der Kessel 54.
 Betriebsvergleich, Kolbenmaschinen und Turbinen 146.
 Beurteilung des Indikatorgramms 15.
 Bewegungsenergie 1.
 Bienenzellenfühler 216.
 Bilgeleitung 274.
 Bilgepumpe 263.
 Bitumen 148, 242.
 Blakpumpe 258.
 Blechhydrotankessel 35.
 Bodenventil 272. 277.
 Bolinder, Glühhaubenmotor 179.
 Bootsheizmaschinen (Bootswinden) 290.
 Bootsmotoren 217.
 Boschzündapparat 183.
 Braunkohlenteeröl 40. 149.
 Bremsen 68. 167.
 Bremsmessungen 18. 19.
 Brennstoffe, Brennstoffbehälter 38—41. 148. 175. 225. 235.
 Brennstoffkosten 227. 228.
 Brennstoffluftgemisch 170.
 Brennstoffpumpe, Brennstoffventil 172. 173.
 Brennstoffverbrauch 21. 22. 145. 227. 228.
 Brennstoffzuführung bei Motoren 175. 235.
- Bronsmotor 155.
 Brown-Umsteuerungsmaschine 282.
 Bugantereinrichtung (Bugspinn) 290.
 Bugrunder 288.
 Bunker 38.
 Bunkerbrände 39.
- C.**
- Celsiusgrade 2.
 Chlorkalzium (Kesselkonservierung) 56.
 Cudell, Vergaser 170. 217.
 Cuniberti, Düse 44.
 Curtis, Turbine 129.
- D.**
- Dämpferklappen 42.
 Dämpfung des Auspuffgeräusches 177.
 Daimler, Automobile 168.
 —, Benzolspiritusmotor 218.
 —, Steuerung 189.
 Dampf, Dampfarbeit 6—10. 82.
 Dampftrieb bei Hilfsmaschinen 145. 278.
 Dampfdruckdiagramm 10. 13. 14. 17. 84.
 Dampfkolben 58.
 Dampfleitungen 268.
 Dampflepumppe 263.
 Dampfmantel 23.
 Dampfnaatronkessel 51.
 Dampfrohre 268.
 Dampfsammler (Wasserabscheider) 114. 269. 275.
 Dampfseispumpe 261.
 Dampfstrahlpumpe 257.
 Dampftabelle 8.
 Dampftrockner (Überhitzer) 50.
 Dampfturbinen 80.
 Dampfverbrauch der Hilfsmaschinen 22.
 Dampfverluste der Kolbenmaschinen und Turbinen 140.

- Dampfzuleitung 114.
 Dampfzylinder 57.
 Dauerleistungszähler von Gumbel 16.
 Deckbänder bei Turbinenschaukeln 122.
 Dekompressionsvorrichtung 191.
 De Laval-Turbine 125.
 Del Proposto-System 196.
 Destillation von Erdöl 149.
 Destillation von Kohlen 149.
 Destillier-Kondensator 251.
 Diagramme:
 Arbeits= 10. 13. 14. 17. 84. 229.
 Probefahrten= 27. 145.
 Steuerungs= 61. 62. 190.
 Wärme= 85. [204.
 Dieseldynamo 163. 229. 280.
 Dieselmotor (Einspritzmotor) 154.
 Dieselmotor für U-Boot 223.
 Differential bei Automobilen 167.
 Doppelkessel 30. 35. 44.
 Doppelsitzventil 275.
 Doppeltwirkende Motoren 156. 163.
 Doppelzündvorrichtung 182. 186.
 Downgas (Kraftgas) 148.
 Drehflügelschraube 74. 196.
 Drehkraft, Drehkraftdiagramm 59. 164.
 Drehmaschine für Schiffswelle 125. 285.
 Dreifach-Expansionsmaschine 21. 57.
 Dreischraubenschiff, Probefahrten 28.
 Drosselklappe 115. 124. 209. 276.
 Drosselregulierung 115. 277.
 Druckgasanlagen 148.
 Druckgefälle 22.
 Drucklager 68. 120.
 Druckluft-Anlaßvorrichtung, Druckluftbehälter 193.
 Druckluft in Heizräumen 47.
 Druckproben der Kessel 54.
 Druckrohre der Pumpen 271.
 Druckschacht für Lüfter 284.
 Druckstufen 92.
 Druck-Volumen—Diagramm 13. 14. 85.
 Druckwelle 67.
 Dürrekessel 33.
 Düsen 83. 122.
 Dummies bei Turbinen 95. 118. 133.
 Duplexpumpe 258. 261.
 Durchgangsventile u. -Hähne 275.
- E.**
- Edward-Luftpumpe 260.
 Effekt 1.
 Effektive Leistung 18.
 Ejektor (Luftsaugapparat) 257. 262.
 Einblaseluft 172.
 Einblaseluftpumpen (Kompressoren) 173.
 Einblaseventil (Brennstoffventil) 172.
 Einfach-Expansionsmaschine 21. 57.
 Einfach und doppelwirkende Kolben 156.
 Einlaßventil, Einlaßschlitze 187. 189.
 Einspritzkondensator (Mischkondensator) 247.
 Einspritzmotor (Dieselmotor) 154.
 Eismaschinen (Kühlmaschinen) 292.
 Elektra-Turbine 126.
 Elektrisches Anlassen 192.
 Elektrische Kräne 290. 291.
 Elektrischer Antrieb der Hilfsmaschinen 279.
 Elektrische Zündung 182.
 Engrohrige Wasserrohrekessel 32. 34.
 Entflammungspunkt 40.
 Entgasung der Kohlen 149.
 Entlastete Schieber 63.
 Entlastete Ventile 275.
 Entlastung beim Anlassen 191. 202. 204.
 Entlüftung, Luftventil 41. 53. 255. 271.
 Entropie 85.
 Entwässerung der Dampfrohre 274.
 Entwicklung der Kessel 30.
 Entwicklung der Dampferzeugung 43.
 Entwicklung der Kolbenmaschinen 21.
 Entwicklung der Turbinen 80.
 Entwicklung der Verbrennungsmotoren 152.
 Entzündung u. Verbrennung 151. 179.
 Erdöle und Destillate 40. 148.
 Evaporator (Verdampfer) 251.
 Exzenter 63.
 Expansion des Dampfes 10. 15. 138.
 Expansionssteuerung 62.
 Expansionsstufen 21.
 Explosionsmotor 154.
 Explosion von Brennstoffen 39. 152.
 Explosion von Kesseln 37.
- F.**
- Fahrmoment 147.
 Fallrohre der Kessel 31.
 Fehlerhafte Dampfverteilung 15.
 Feinregulierung (Geschwindigkeitsregler) 125. 127. 129. 131. 208.
 Feuerabfängen 55.
 Feuerbrücke 41.
 Feuerbüchse 30.
 Feuerlöschdüsen 54.
 Feuerlöschsystem Cronwald 40.
 Feuerreinigen 55.

Feuerrohrkessel 30.
 Feuergefähr bei Brennstoffen 39. 40. 152. 176.
 Feuertür 42.
 Feuerungsanlagen 41.
 Feuerzüge, Verbrennungskammer 30. 32.
 Filter für Speise- und Trinkwasser 253—256.
 Flachschieber 63.
 Fliehkraftregler 125. 208.
 Flügel der Schraube 72.
 Flügelräder der Lüfter 283.
 Flügelräder der Pumpen 262.
 Flüssigkeitswärme 9.
 Flugmotoren 231.
 Flutrohr 272.
 Föttinger, Torsionsindikator 18.
 Föttinger, Transformator 96. 102.
 Forcierte Fahrt 29.
 Forcierung der Kessel 46. 55.
 Frahm, Spiegelableitung 18.
 Freistrahlturbine 125.
 Frischwassererzeuger 251.
 Froude, Schiffswiderstand 20.
 Frühzündung (Vorzündung) 186.
 Füllungsgrad, Füllungsregulierung 13. 62.
 Füllungsregulierung beim Dieselmotor 210.

G.

Gaserzeuger 242.
 Gasförmige Brennstoffe 148.
 Gaskonstante R 4.
 Gasmotoren 152. 170.
 Gasreinigung bei Sauggasanlagen (Strubber) 242.
 Gasöl 149.
 Gasturbinen 244.
 Gay-Lussac, Gesetz 4.
 Gebläsmaschinen (Lüfter) 283.

Gefrierpunkt (Schmelzpunkt) 2. 5.
 Gegenpropeller von Dr. Wagner 75.
 Gegenstrom bei Kondensatoren 248.
 Gelenkstopfbuchsen 274.
 Gemisch-Muldivorrichtung (Gemischpumpe) 192.
 Gemischbildung bei Motoren 150. 170. 236.
 Gemischmotor (Explosionsmotor) (Verpuffungsmotor) 154.
 Gemischpumpe 192.
 Generatorgas 148. 242.
 Geradführung 59. 213.
 Gesättigter Dampf 6.
 Gesamterpansion, Gesamtfüllungsgrad 14.
 Gesamtwirkungsgrad 21. 144.
 Geschwindigkeit d. Dampfes 91.
 Geschwindigkeits-Parallelogramm 89.
 Geschwindigkeitsregler 125. 127. 129. 131.
 Geschwindigkeitsstufen 91.
 Gewicht der Kessel 31. 36. 46.
 Gewicht der Kolbenmaschine und Turbinen 80. 111. 138.
 Gewicht der Motoren 161. 225. 226. 231. 234. 241.
 Gewichtsentlastung der Schieber 63.
 Gichtgas, Hochofengas 148.
 Gleichdruckmotor siehe Einspritz- oder Dieselmotor.
 Gleichdruckturbine, Aktions-turbine 81. 90. 92.
 Gleichförmigkeitsgrad 59. 164. 208.
 Gleichstrom-Kolbenmaschine 24.
 Gleichstrom- und Gegenstrom-Kondensator 248.
 Gleichwertigkeit, Wärme u. Arbeit 6.

Gleitbahn, Gleitschuh 59.
 Glühhaubenzündung (Glühkopf) 179.
 Glührohrzündung 179.
 Glycerinbremsung 282. 287.
 Graphische Darstellung der Probefahrten 27.
 Grenzkurven im Wärmediagramm 86.
 Gronwald, Feuerlöschsystem 40.
 Großdieselmotor für Schiffe 153. 222.
 Grube 149.
 Grundlager (Kurbelwellenlager) 68.
 Grundplatten 60.
 Gruppenventilfaßen 268.

H.

Hähne 53.
 Hängemotor für Flugzeug 232.
 Hafendienstpumpe (Hilfs-luftpumpe) 259.
 Handgemischpumpe (Handzündapparat) 192.
 Handkurbeln zum Andrehen 192.
 Hauptabsperrventil 269.
 Hauptdampfrohrleitung 268.
 Havarien b. Turbinenschaufl. 123.
 Hebemaschinen 290.
 Hebevorrichtung d. Turbinen 125.
 Hebekereinrichtung 289. 290.
 Hebelwelle (Schiffswiderstand) 28.
 Heizfläche 11. 32. 37.
 Heizgasführung 11. 32. 33. 35.
 Heizlampen 191.
 Heizöl, Heizölzellen 40. 41.
 Heizraumlüfter 283.
 Heizung der Kessel (Heizraumuhr) 55.
 Heizung der Zylinder (Dampfmantel) 23. 58.

Heizwert (Wärmewert) 11.
 111. 148. 150.
 Hesselmann-Motor 161. 194.
 206. 220.
 Hilfsabdampfleitung 270.
 Hilfsdampfrohrleitung 268.
 269.
 Hilfskompressor 193.
 Hilfskondensation 247.
 Hilfsluftpumpe (Hafen=
 dienstpumpe) 259.
 Hilfsmaschinen 278.
 Hilfsmaschinen, Dampf=
 verbrauch 22.
 Hilfsmotor zum Anlassen
 192.
 Hilfsrotation (Pumpen=
 antrieb) 258.
 Hilfschieber 58.
 Hirschschraube 72.
 Hochofengas, Gichtgas 148.
 Holzwarth, Gasturbine 244.
 Horden, Gebläse 22. 47.
 Hydraulische Pumpe 264.
 Hydraulischer Antrieb für
 Hilfsmaschinen 279.

J.

Indizierte Dampfleistung
 14. 15. 17.
 Indizierter Wirkungsgrad
 17. 23. 227.
 Indikator 16. 18. 20. 58.
 Indikator diagramm 14.
 Indirekter Antrieb durch
 Turbinen 102. 136.
 Injektor 257.
 Innenseitenkondensation
 siehe Außenseitenkonden=
 sation.
 Innere latente Wärme
 (Kondensatorverlust) 9.
 14.
 Innere Steuerung 63. 186.
 J-S-Diagramm von
 Mollier 87.
 Jotherme 4. 86.
 Joy-Steuerung 62.
 Junkers-Motor 159. I 5.

K.

Kälteerzeugung (Kühl=
 anlagen) 292.
 Kälteverteilung, Kälte=
 leitung 295.
 Kalorie (Wärmeeinheit) 2.
 Kaldampfmaschine (Ab=
 wärmemaschine) 23.
 Kanäle für Dampf (Gleich=
 strommaschine) 24.
 Karburator (Vergaser) 170.
 Karanwagen 168.
 Kavitation (Hohlraum=
 bildung) 71. 143.
 Kerzenzündung 185.
 Kessel 30.
 Kesselabsperrventil 53.
 Kesselarmatur 52.
 Kesselaus- u. =Abblaseventil
 Kesselbekleidung 32. [53.
 Kesselbetrieb 54.
 Kesseldruck 21.
 Kesselexplosion (Wasser=
 mangel) 37. 55.
 Kesselgewicht 36.
 Kesselkonservierung 56.
 Kesselreinigung 56.
 Kesseluntersuchung 54.
 Kesselwasser 54. 251.
 Kesselwirkungsgrad 11. 22.
 32. 37.
 Kettenwagen 168.
 Kippwirkung der Massen
 164.
 Klug-Steuerung 62.
 Knight-Steuerung 168. 190.
 Körting, Petroleummotor
 217.
 Körting, Petroleummotor
 für U-Boote 219.
 Körting, Zerstäuber 44.
 Kohlen 38. 149.
 Kohlenbrände 39.
 Kohlenbunker 38.
 Kohlenmeßfahrt 29.
 Kohlen säure-Kühlmaschine
 293. 296.
 Kohlen säure-Löschverfahren
 40.
 Kohlenverbräuche 21. 144.
 Kohlenverbrauch b. wechsellu=
 dem V. 25.
 Kohlenverbrauch der Hilfs=
 maschinen 22. 145. 278.
 Kohlenverbrauch der Tur=
 binen (Wirkungsgrad) 144.
 Kohlenwasserstoffe 148. 149.
 Kohlenwinden 291.
 Koks 148.
 Koksfilter 255.
 Koks ofengas 148.
 Kolben, Kolbenstange 58.
 212. 238.
 Kolbendampfmaschine 57.
 Kolbendruck 15. 155. 232.
 Kolbengeschwindigkeit 15.
 Kolbenführung 213. 217.
 233.
 Kolbenliderung 58. 213.
 Kolbenmaschine, Ent=
 wicklung 21.
 Kolbenchieber (Rund=
 chieber) 63.
 Kolben schmierung 48. 141.
 214.
 Kolbenpumpen 256. 259.
 260.
 Kolbenwirkung bei Motoren
 156.
 Kolbenzapfen 213.
 Kompensationsbogen
 (Dehnungsbogen) 274.
 Kompensationsstopfbuchse
 274.
 Kompoundmaschine (Ver=
 bundmaschine) 57.
 Kompression des Dampfes
 15. 24.
 Kompressionsdruck bei Mo=
 toren 151. 155. 209.
 Kompressionstemperatur
 157. 209.
 Kompressionszerstäubung
 (Körtingdüse) 44.
 Kompressionszündung 181.
 Kompressor 173. 295.
 Kondensation 7.
 Kondensationsverluste 17.
 140.

Kondensatfühler 252.
 Kondensator 247.
 Konservierung der Kessel 56.
 Kosten, Betriebs= 37. 145.
 Kosten der Brennstoffe 227. 228.
 Kraftgas (Generatorgas) 148. 242.
 Kraftübertragung 58. 163. 232.
 Kraftwagen (Automobile) 166.
 KranSchwenkmaschine 291.
 Kreiselpumpen siehe Zentrifugalpumpen.
 Kreosotöl 40. 149. 150.
 Kreuzkopf 59.
 Kreuzkopfsolben 156. 160. 213.
 Kritischellmdrehungszahl 60.
 Kühlanlagen (Kälteerzeugung) 292.
 Kühlfläche des Kondensators 248.
 Kühlleitung 216. 271.
 Kühlmantel der Motoren 211.
 Kühlrohre des Kondensators 249.
 Kühlung bei Motoren 215. 238.
 Kühlwasser beim Kondensator 248.
 Kühlwasserpumpe 216. 239. 262.
 Künstliche Zuführung von Verbrennungsluft 46.
 Kulisse 62. 63.
 Kuppelung der Wellen 67. 120.
 Kuppelung bei Automobilen 167.
 Kurbelkasten der Motoren 211.
 Kurbelkastenreinigung 160.
 Kurbellager (Nietelstange) 59.
 Kurbelstellung 57. 164. 194.
 Kurbelwelle 67.
 Kurbelwellenlager 68.

L.

Labyrinthdichtung 116.
 Ladepumpen (Spülpumpen) 160.
 Ladewinden 291.
 Lampenvergaser 171.
 Langenbach, Wendege triebe 169.
 Latente Wärme 9.
 Lauflager 68. 119.
 Laufräder 117.
 Lauffchaukeln 89. 120.
 Lauftrommeln 118.
 Lebendige Kraft 1.
 Leckpumpen 263.
 Leistung 1. 11. 14. 19.
 Leistungskoeffizient 26.
 Leistungsregulierung der Motoren 208—211.
 Leistungsregulierung der Turbinen 97.
 Leistungszähler 16.
 Leitchaufeln 122.
 Lenoir-Motor 152.
 Lenz-Ventilsteuerung 64.
 Lezpumpen 263.
 Lenzrohre 272.
 Leuchtgas 148.
 Liderung für Kolben 58. 213.
 Löschung von Kohlenbrand. 39.
 Lokomotivkessel 30.
 Lübeck, Turbinenkreuzer 145.
 Lüftungsmaschinen 283. 292.
 Luftdruck in Heizräumen 47.
 Luftejektor 257. 262.
 Luftgas 148.
 Luftkompressionspumpe 173. 264.
 Luftfühler für Kompressor 174.
 Luftkühlung der Motorzylinder 217. 234. 238.
 Luftleitungen für Lüftungsmaschinen 284.
 Luftpumpen 259. 265.
 Luftpumpenrohre 271.
 Luftschiffmotoren 231.

Luftzuführung bei Gemischmotoren 171.
 Luftzuführung bei Kesseln 46.

M.

Magnetzündung (Zündapparat) 183.
 M. A. N. = Dieselmotor für Tanksschiff 222.
 M. A. N. = Umsteuerung 201. 204.
 Manövrieren der Maschinen 147. 194. 196.
 Manövierrschieber beim Föttinger-Transformator 104.
 Manövrierventil 275.
 Manometer 53.
 Mantelheizung 23.
 Mariotte, Gesetz 4.
 Marschfahrt (Marschschaltung) 23. 26. 97—102. 144.
 Marschkolbenmaschinen 100.
 Marschturbinen 97.
 Marschturbine mit Zahnrad 101.
 Marschhallsteuerung 62.
 Martini u. Hünecke, Feuer-sicherheit 176.
 Maschinenanordnungen 64. 135.
 Maschinendrehvorrichtung 125. 285.
 Maschinengestell 57. 211.
 Maschinenleistung 12—20. 25.
 Maschinenlezpumpe 263.
 Maschinenpeisepumpe 258. 261.
 Maschinenständer (Zylinderstützen) 60. 211.
 Maschinensystem (Expansionsstufen) 21. 279.
 Massenausgleich 57. 164.
 Massendruck, Massenwirkung 59. 164. 166.
 Masut (Naphtha) 148.

Mechanik 1.
 Mechanisches Wärmeäqui-
 valent 6.
 Mechanischer Wirkungsgrad
 18. 143.
 Mehrstufige Kolben-
 maschinen 21. 57.
 Meilenfahrten 29.
 Melms u. Pfenninger-
 Turbine 132.
 Mercedes-Automobil 168.
 Mineralöl (Erdöl) 40. 148.
 Mischdüsen 255.
 Mischgas (Kraftgas) 148.
 243.
 Mischkondensator (Einspritz-
 kondensator) 247.
 Mischvorwärmer 106. 255.
 Mittlere Kolbengeschwindig-
 keit 15.
 Mittlerer Druck 13. 14. 232.
 Modellschleppversuche 20.
 Mollier-Diagramm 87.
 Monosoupape-Flugmotor
 238.
 Motoren (Verbrennungs-)
 148.
 Motorischer Antrieb für
 Hilfsmaschinen 280.
 Motorboote (Bootmotoren)
 217.
 Motorräder 150.

N.

Nabe der Schraube 73.
 Nachfüllen beim Zweitakt-
 motor 159. 166.
 Naphtha (Masut) 148.
 Raßluftpumpe (Kondensat-
 pumpe) 259. 264. 265.
 Ratronkessel für U-Boote 51.
 Negativer Slip 71.
 Riclauffe-Kessel 33.
 Riki-Propeller 72.
 Roden, Rodenwelle 188.
 Normalsteuerung 61.
 Normand-Kessel 35.
 Rotbeleuchtung (Diesel-
 dynamo) 280.
 Rußleistung 19.

O.

Oberflächenkondensator 248.
 Öl (Treiböl, flüssige Brenn-
 stoffe) 148.
 Ölbüse 45.
 Ölfeuerung 43.
 Ölkessel 44.
 Ölmotoren, ausgeführte 217.
 Ölmotorischer Antrieb von
 Hilfsmaschinen 280.
 Ölturbine 244.
 Ölübernahme, Ölzellen 41.
 175. 225. 235.
 Ölzuführung bei Motoren
 176.
 Ottomotor 152. 153.

P.

Packung der Stopfbuchsen
 48. 116.
 Pape u. Henneberg, Frisch-
 wassererzeuger 252.
 Paraffinöl 150.
 Parallelogramm der Ge-
 schwindigkeiten 89.
 Parallelschaltung von Tur-
 binen 82. 97—99. 135.
 Parsons-Turbine 128. 133.
 Parsons-Turbinenpropeller
 74.
 Parsons-Turbinenschaltung
 82. 97—99. 135.
 Partialturbine 81.
 Paßstücke bei Turbinen-
 schaufeln 121.
 Peilrohr (Temperatur in
 Bunkern) 39.
 Petroleum (Erdöl) 148.
 Petroleummotoren 153.
 217. 219.
 Petroleumvergaser 171.
 Pferdestärke 1.
 Pferdesterkenberechnung 15.
 Plinimeter 15. 17.
 Plauelstange 59. 213. 232.
 Pleugerkolben 256. 261.
 Pochholzlager 69. 262.
 Poisson, Gesetz 5.

Polizeivorschriften f. Dampf-
 kessel 54.
 Präzisionssteuerung 64.
 Prallplatten 32.
 Preßölschmierung 214.
 Preise der Brennstoffe 227.
 228.
 Probefahrten 28. 77. 145.
 Probierventile und -Hähne
 54.
 Pronyscher Zaum 18.
 Propeller, Propellerschub
 19. 25. 70. 95.
 Pumpen 256.
 Pumpenantrieb 160. 257.
 258. 264.
 Pumpenauge u. -Druck-
 rohre 271.
 Pumpenventile u. Klappen
 257.
 Pyrometer 12.

Q.

Qualitätsregulierung 209.
 Quantitätsregulierung 209.
 Querschnitte für Abdampf
 24. 274.

R.

Radialturbine 81. 126.
 Rahmen und Gestelle 60.
 211.
 Ramsbottom-Liderung 59.
 Rankinieren (Zusammen-
 legen) der Diagramme 17.
 Rauch, Rauchanalyse 12.
 Rauchfang, Rauchkammer
 42.
 Rauchlose Feuerung 43.
 Raumbedarf der Kessel 37.
 Raumbedarf der Kolben-
 maschinen und Turbinen
 111. 137.
 Raumbedarf der Motoren
 225.
 Reaktionsturbinen 81. 90.
 93.
 Réaumurgrade 2.

- Receiver (Zwischenkammer) 58.
 Reduktionsventil (Drosselventil) 269. 293.
 Refrigerator (Gefrierer) 295.
 Regler für Speisewasser 53. 55.
 Regler für Umdrehungen 125. 127. 129. 131.
 Regnault, Formel 9.
 Regulator, Spinnall 276.
 Regulierung der Dampfmaschinen 97. 106.
 Regulierung der Motoren 208—211.
 Reibung 2.
 Reibungsverluste 19.
 Reinheit des Kühlwassers bei Motoren 216.
 Reinheit des Speisewassers 54.
 Reinigung der Kessel 56.
 Reparaturen, Reparaturkosten 145.
 Reservereisepumpe 261.
 Riedler-Stumpf-Turbine 132.
 Riley, Steuerung 190.
 Ringleitung für Zu- und Abdampf 268. 270.
 Ringschmierung 215.
 Rigel bei indirektem Schraubenantrieb 101. 108.
 Roellig, Turbinenschaltung 82. 98.
 Rohrabsperroborrichtungen 268. 275.
 Rohrordnung bei Wasserrohrkesseln 31—33.
 Rohrbelegung bei Wasserrohrkesseln 33.
 Rohrbruchventil 275.
 Rohrleitung, Anordnung 268.
 Rohrleitung, Material 273.
 Rohrplan für Dieselmotor 221.
 Rohrplan für Hesselmannmotor 220.
 Rohrplan für Kondensationsanlage 272.
 Rohrverbindungen 274.
 Rollendrucklager 68.
 Rost, Roststäbe 41.
 Rotationsdampfmaschine 80.
 Rotoren der Turbinen 117.
 Ruderbremsung und Begrenzung 287.
 Rudermaschinen 286.
 Ruderzeiger 287.
 Rückkühlung des Kühlwassers 216. 238.
 Rücklauf der Schraube (Slip) 70.
 Rückwärts-Turbinen, Rückwärtsleistung 96.
 Rückzündung 186. 191. 192.
 Rundlauf-Umsteuermaschine 282.
 Rundschieber (Kolbenschieber) 63.
- S.**
- Salzab- und Ausblasehähne 53. 252.
 Salzsole 295.
 Saughub, Saugwirkung 157. 257.
 Saugerohre 271.
 Sauggasanlagen 242.
 Schädlicher Raum 13.
 Schalldämpfer 177.
 Schaltung der Turbinen 97.
 Schaufeln der Turbinen 89. 120.
 Schaufelalat 123.
 Schaumventil 53.
 Scheinbarer Slip 70.
 Schichtung des Gemisches 158.
 Schieber 63.
 Schieberdiagramm 61. 62.
 Schieberentlastung 63.
 Schieberkasten, Schieber-einsatz 57.
 Schiebersteuerung 61.
 Schiffsgeschwindigkeit und Maschinenleistung 25.
 Schiffskessel 30.
 Schiffsmotoren 153. 165. 222.
 Schiffsschraube 70.
 Schiffsschwingungen (Ausbalancierung) 57. 147.
 Schiffsturbinen 132.
 Schiffsturbinen-Anlagen 97. 135.
 Schiffswiderstand 25. 28.
 Schleppversuche 20.
 Schleuderschmierung 215.
 Schleuse für Heizraum 47.
 Schlid, Massenausgleich 57.
 Schlipspülung 158. 189.
 Schlipsteuerung 189. 190.
 Schmelzpunkt, Schmelzwärme 5.
 Schmierpressen 214.
 Schmierölverbrauch 48. 145.
 Schmierung 48. 63. 110. 119.
 Schmierung bei Motoren 213. 239.
 Schnellschlußventil 124. 127. 128. 131.
 Schöpfschmierung 215.
 Schornstein 42. 176.
 Schornstein-Durchblasevorrichtung 47.
 Schornsteinverluste 11. 12.
 Schraubenflügel 72.
 Schraubenleistung 19.
 Schraubennabe 73.
 Schraubenwelle 67.
 Schraubenwirkungsgrad 20. 25. 71. 111.
 Schrupfen (Turbinentrommel) 117.
 Schubmesser, Schubindikator 20.
 Schubstangen (Pleuelstangen) 59. 213.
 Schubstopfbuchsen 274.
 Schürplatte 41.
 Schulzkeffel 35.
 Schulturbine 132.
 Schwammfilter 255.
 Schwentkmotor für Bootswinden 291.
 Schwimmer beim Vergaser 170.

- Schwimmerregelung für Speisewasser 53. 55.
 Schwingungen der Schiffe 147.
 Schwungrad 169. 231.
 Sechstaktmotor 157.
 Selbstentzündung von Kohlen 39.
 Sicherheitspolizeiliche Überwachung der Kessel 54.
 Sicherheitsregulator (Schnellschlußventil) 124. 127. 128. 131. 208.
 Sicherheitsventil 54. 58.
 Siedepunkt 2. 5.
 Siederohre (Wasserrohre) 31. 32.
 Simplexpumpe 258.
 Sinoiden-Diagramm 62.
 Sirocco-Ventilator 284.
 Slip der Schrauben 70.
 Sodazusatz 56. 254.
 Sog der Schraube 71.
 Sole, Solefühler 295.
 Spätzündung 186. 210.
 Spalte und Spaltverluste 124. 140.
 Spannungsabfall 6.
 Spezielle Kesseluntersuchung 54.
 Spezifisches Gewicht der Treiböle 150.
 Spezifische Wärme 3.
 Speisepumpe 258. 260. 266.
 Speisepumpenrohre 271. 272.
 Speiseventil 53.
 Speisewassererzeuger (Frischwassererzeuger) 54. 251.
 Speisewasserlast 251. 272.
 Speisewasserregler 53. 55.
 Speisewasserreiniger (Filter) 254.
 Speisewasservorwärmer 106. 254.
 Spillmaschine (Ankerlichtmaschine) 290.
 Spiritus (Alkohol) 150.
 Spülpumpen bei Zweitakt 160.
 Spülung bei Zweitaktmotoren 158.
 Spülventile, Spülschläge. 159. 189.
 Ständer für Maschinen 60. 211.
 Standmotor 234.
 Standrohr 271. 273.
 Steigung der Schraube 29. 70. 72.
 Steinkohle 38. 149.
 Steinkohlenteeröl 40. 149.
 Stephenson, Kulissensteuerung 62.
 Sternbuchse (Wellenrohrstoppbuchse) 67.
 Steuerung 61—63. 186 bis 190. 237.
 Steuerung der Anlaßdruckluft 195.
 Steuerungs-Diagramme 61. 190. 204.
 Steuervelle 188.
 Steuervellenantrieb 206.
 Stevenrohr (Wellenrohr) 68.
 Stonespumpe 263.
 Stopfbuchse 57. 116. 249. 274.
 Stoppvorrichtung, selbsttätige, siehe Sicherheitsregulator.
 Strahlpumpen 257.
 Strnad, Manövrierventil 276.
 Strömung des Wasserdampfes 83.
 Stufenkolben (Kreuzkopfkolben) 156. 160. 213.
 Sulzermotor 159.
- T.**
- Tandembauart bei Dampfkolbenmaschinen 57.
 Tandemanordnung bei Motoren 163.
 Tangentialdruck (Umfangskraft) 59. 164.
 Teer, Teeröl, Teerölzellen 40. 41. 149.
 Telemotor (Rudermaschinen) 289.
 Temperatur 2.
 Temperatur des Dampfes 8. 49.
 Temperatur im Motorzylinder 156.
 Temperaturgefälle 21.
 Theoretische Dampfleistung 12. 13.
 Thermische Wirkungsgrade siehe Wärmewirkungsgrad
 Thermometer 2. 12.
 Thornycroft-Kessel 35.
 Thornycroft-Turbinenpropeller 74.
 Torjiograph 60.
 Torsionsindikator 18.
 Torsionschwingungen 59.
 Traglager (Lauflager) 68.
 Transformator von Föttinger 96. 102.
 Treiböl, Treibölbehälter 148. 175. 225. 235.
 Treibölpumpen 173. 176. 235.
 Triebstieber 61.
 Trinkwasser-Erzeugung und -Filter 251—253.
 Trinkwasser-Kondensator (Destillierkondensator) 251 bis 253.
 Trinkwasser-Last 251.
 Trinkwasser-Pumpe 264.
 Trockenluftpumpe 259. 264.
 T-S-Diagramm 85.
 Turbinen-Anlagen 135. 136.
 Turbinen-Gehäuse 115.
 Turbinen-Gewicht 80. 111. 138.
 Turbinen-Propeller 74.
 Turbinen-Schaltungen 97.
 Turbinen-Systeme 81. 125 bis 132.
 Turbinen-Welle 117.
 Turbinia, Versuchsboot 81.
 Turbodynamo 19. 126. 128. 129. 130. 142.

Turbolüfter 283. 284.
 Turbopumpe 264.
 Typen der Wasserrohrkessel 33.

u.

U-Boots-Motor 219. 223.
 Überdruckturbine 81. 90. 93.
 Überhitzter Dampf 7.
 Überhitzung 22. 24. 48. 141.
 Überhitzungswärme 9.
 Überhochen der Kessel 55.
 Überproduktionsrohr für überhitzigen Dampf 269.
 Umdrehungszahl bei Kolbenmaschinen und Turbinen (Schraubenwirkung) 102. 111. 138. 145.
 Umfangsgeschwindigkeit bei Turbinen 89. 91—94.
 Umfangskraft (Tangentialdruck) 59. 164.
 Umkehrleiterschäufeln, Umleitungsdüsen 127.
 Umlauf-Flugmotoren 233. 241. 242.
 Umsteuerung der Ölmotoren 162. 196—208.
 Umsteuerung der Dampf-
 kolbenmaschinen 62.
 Umsteuerung der Turbinen 95.
 Umsteuerungsmaschinen 281.
 Umsteuerwellen 62. 63. 199. 200.
 Unterbringung der Kohlen und des Heizöls 38. 41.
 Unterwindgebläse 47.

v.

Vakuum bei Kolbenmaschinen und Turbinen 139.
 Ventilationsmaschinen 283. 292.
 Ventile 53. 268. 275.
 Ventillose Motoren 190.
 Ventilsteuerung 51. 63. 186.
 Veränderliche Schraubensteigung 29. 72.

Verbindungsringe der Turbinenschäufeln 122.
 Verbrennung 12.
 Verbrennung bei Motoren 151. 157.
 Verbrennungsdruck 155. 209.
 Verbrennungskammer 30.
 Verbrennungsluft 46.
 Verbrennungsmotoren 148.
 Verbrennungstemperatur 156.
 Verbrennungsturbinen (Gasturbinen) 244.
 Verbundmaschine (Kom-poundmaschine) 57.
 Verdampfer der Frischwassererzeuger (Evaporator) 251.
 Verdampfer der Sauggasanlagen 243.
 Verdampfung 7.
 Verdampfungswärme 5.
 Verdichtungsdruck (Kompressionsdruck) 151. 155. 209.
 Verdichtungstemperatur 157. 209.
 Vergaser 170. 236.
 Vergleich, Dampfmaschine und Verbrennungsmotor 225—230.
 Vergleich, Gemisch- und Einspritzmotor 154.
 Vergleich, Kessel 36.
 Vergleich, Kolbenmaschine und Turbine 137.
 Vergleichsprobefahrten 145.
 Vergleich, Viertakt u. Zweitakt 161.
 Verholzpill 290.
 Verpuffungsmotor (Gemischmotor) 154.
 Verstellbare Schraubenflügel 29. 72.
 Vertauschung der Dampfwege 62.
 Vertauschung von Einlaß und Auslaß 201.
 Verwertung der Abgase 23. 178.

Vibrationen und Ausbalancierung 57. 147.
 Vierfach-Expansionsmaschine 21. 57.
 Viertaktmotor 156. 163.
 Völligkeitsgrad der Diagramme (η_3) 17.
 Vollturbinen 81.
 Voraustritt, Vorauspuff 15. 61. 161. 187.
 Voreintritt, Voreinspritzung 15. 61. 179.
 Vorstrom des Schraubenswassers 71.
 Vorwärmung des Gemisches 150. 177.
 Vorwärmung der Verbrennungsluft (Hobden) 22.
 Vorwärmung des Speisewassers 106. 254.
 Vorzündung (Frühzündung) 186.

w.

Wärme, Wärmemessung 2.
 Wärmeabgabe in Kesseln 11. 22. 32. 37.
 Wärmeäquivalent 6.
 Wärmeausnutzung, Dieseldynamo 229.
 Wärmiediagramm 85.
 Wärmeeinheit (Kalorie) 2.
 Wärmegewicht (Entropie) 85.
 Wärmethorie 2—6. 85 bis 89.
 Wärmeverluste der Kessel 12.
 Wärmewirkung 3.
 Wärmewirkungsgrad 11. 22. 32. 37. 138. 153. 227. 229.
 Wagenmotoren (Automobile) 166.
 Wagner, Gegenpropeller 75.
 Warmwasserkasten 254. 255.
 Waschwasser, Waschwasserlast 251.
 Waschwasserpumpe 264.
 Wasserabscheider 114. 269. 275.
 Wasserbremse 18. 19.

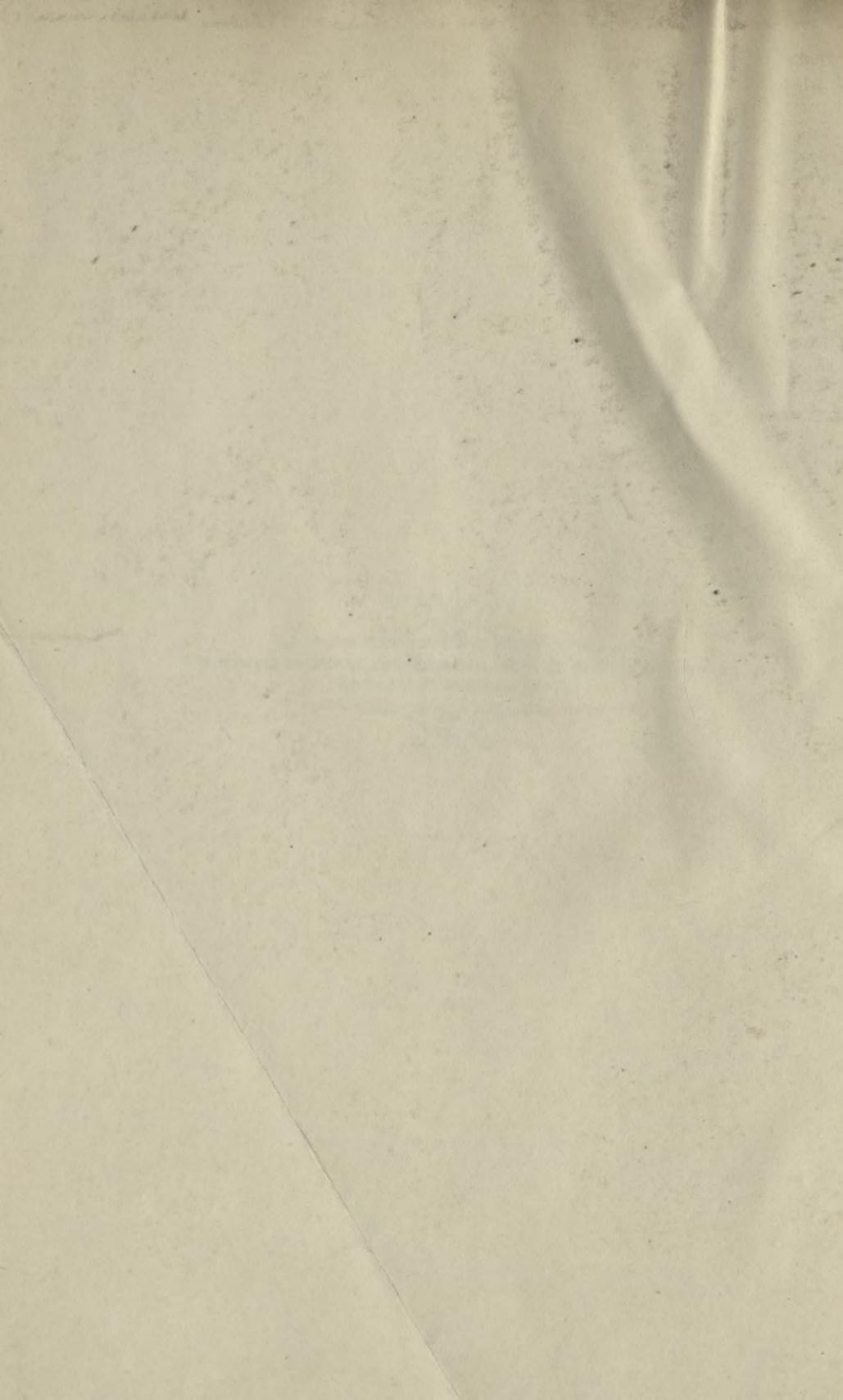
- Wasserdampf 6—10. 82.
 Wasserdampf-Kältemaschine 298.
 Wassereinspritzung bei Motoren 155.
 Wassergas 148.
 Wasserkammer der Wasserröhrenkessel 34.
 Wassermangel in Kesseln 55.
 Wasserrohre (Rohrleitung) 271.
 Wasserrohrkessel 31.
 Wassererschlag 58. 123.
 Wasserstandsanzeiger, Probierhahn, Regler 53. 55.
 Wassertiefe, Einfluß auf V 28.
 Wasserumlauf in Kesseln 31.
 Wasserwechsel in Kesseln 54.
 Wechselhahn, Wechelschieber 61. 207. 279.
 Weirpumpe 258.
 Weitrohrige Wasserrohrkessel 33.
 Wellenanordnung, Wellenböcke 66.
 Wellenkuppelung 67.
 Wellenlager 68. 119.
 Wellenleitung 66. 213.
 Wellenpferdestärke 18.
 Wellenrohr, Wellenhohe 68.
 Wellrohr für Feuerbuchsen 30.
 Wellenstopfbuchse 67.
 Wendegerichte 168. 196.
 Weser-Bergmann-Turbine 120. 132.
 Westinghouse-Leblanc-Kältemaschine 298.
 Widerstand der Schiffe 25. 28.
 Windkessel 261.
 Winkelgeschwindigkeit 2.
 Wirkung der Gase bei Verbrennungsmotoren 153. 232.
 Wirkungsgrad n_1 (Kessel) 11. 22. 32. 37.
 Wirkungsgrad n_2 14. 23.
 Wirkungsgrad n_3 17. 23. 227.
 Wirkungsgrad n_4 19. 25. 143.
 Wirkungsgrad n_5 (Schraube) 20. 25. 71. 111. 143.
 Wirkungsgrad bei wechsellndem V 26. 144.
 Wirkungsweise der Dampfturbinen 82.
 Wirtschaftlichkeit der Kessel 31. 37.
 Wirtschaftlichkeit von Dampfmaschine und Dmotor siehe Wärmewirkungsgrad
 Wirtschaftlichkeit hoher Dampfspannung 10.
 Wirtschaftlichkeit der Turbinen 97. 112.
 Wirtschaftlichkeit von Viertakt und Zweitakt 162.
 Woolf-Maschine 57.
 Worthington-Pumpe 258. 261.
η.
 Yarrow-Kessel 35.
ζ.
 Zahnrad zwischen Turbine und Welle 107. 125.
 Zeise-Propeller 72.
 Zentrifugalkraft 2.
 Zentrifugalpumpen 256. 262 bis 264.
 Zentrifugalregulator 125. 208.
 Zentrifugalschmierung 215.
 Zerstäuber bei Ölfeuerung 44.
 Zerstäuber bei Motoren 170.
 Zeuner-Diagramm 61.
 Zeuner-Turbinenpropeller 74.
 Zinkschußplatten 34. 250.
 Zirkulationseinstekrohre 33.
 Zirkulationspumpen (Kühlwasserpumpen) 262.
 Zoelly-Turbine 132.
 Zudampfleitung 268.
 Zündapparat (Magnetzündung) 183.
 Zündöl 181.
 Zündstrecke, Zündkerze 185.
 Zündsteuerung (Abreißzündung) 185. 189.
 Zündung bei Motoren 151. 179. 237.
 Zugwirkung des Schornsteins 43. 46.
 Zusammenlegen der Diagramme (Rankinisieren) 17.
 Zusatz von Speisewasser 250. 251. 272.
 Zweifach-Expansionsmaschine 21. 57.
 Zweifunkenzündung 186.
 Zweitaktmotor 156. 157. 163.
 Zwillingmaschine 57. 279.
 Zwischenböden bei Turbinen 115.
 Zwischenkammer bei Dampfmaschinen (Receiver) 58.
 Zylinder, Zylinderanordnung 57. 163. 211. 232.
 Zylinderarmaturen 58.
 Zylinderdeckel, Zylinderkopf 188. 212.
 Zylinderkessel 30.
 Zylinderstützen 60. 211.
 Zylindertemperatur bei Dieselmotoren 153. 156. 163.
 Zylinderverhältnis 22.



Gedruckt in der Königl. Hofbuchdruckerei von C. S. Mittler & Sohn,
Berlin SW 68, Kochstraße 68–71.







WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKOWA

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



II-7735

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000299531