

Oldenbourg
Technische Handbibliothek

Bd. II

Ventilations-
und
Heizungs-Anlagen
von
Ludwig Dietz



München und Berlin
Verlag von R. Oldenbourg

359
495

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297188

Handwritten signature or text, partially obscured by the library label.

OLDENBOURGS

TECHNISCHE HANDBIBLIOTHEK

BAND XI:

LUDWIG DIETZ

VENTILATIONS- UND HEIZUNGS-ANLAGEN



MÜNCHEN UND BERLIN
DRUCK UND VERLAG VON R. OLDENBOURG
1909.

VENTILATIONS- UND HEIZUNGS-ANLAGEN

MIT EINSCHLUSS DER
WICHTIGSTEN UNTERSUCHUNGS-METHODEN.

EIN LEHRBUCH FÜR
INGENIEURE, ARCHITEKTEN, STUDIERENDE,
BESITZER VON VENTILATIONS- UND HEIZUNGSANLAGEN

VON

ING. LUDWIG DIETZ

STÄNDIGEM ASSISTENTEN AN DER KGL. TECHNISCHEN HOCHSCHULE BERLIN,
PRÜFUNGSANSTALT FÜR HEIZUNGS- UND LÜFTUNGS-EINRICHTUNGEN.

MIT 231 IN DEN TEXT GEDRUCKTEN ABBILDUNGEN



MÜNCHEN UND BERLIN
DRUCK UND VERLAG VON R. OLDENBOURG
1909.

SEINEM
HOCHVEREHRTEN LEHRER
HERRN GEHEIMEN REGIERUNGSRAT PROFESSOR
DR. ING. HERMANN RIETSCHEL
IN DANKBARKEIT
VOM VERFASSER GEWIDMET



~~II-4694~~



II-349006

Akc.

~~D-1690~~ 55

Vorwort.

Einem an mich ergangenen Antrage der Verlagshandlung R. Oldenbourg folgend, habe ich es übernommen, für die »Technische Handbibliothek« das Fach Ventilations- und Heizungsanlagen zu bearbeiten. Neben dem für den ausführenden Ingenieur bestimmten, grundlegenden »Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungsanlagen« von Rietschel war seit Jahren der Mangel eines Buches fühlbar, das den augenblicklichen Stand unseres Könnens auf diesem Gebiete in allgemeinerer Betrachtungsweise mitteilt, und das dabei die Anforderungen der Hygiene, Technik und Architektur nach ihrer Bedeutung gleichmäßig berücksichtigt. Dementsprechend ist das hauptsächliche Ziel der vorliegenden Bearbeitung, den dem Fache fernerstehenden Ingenieur, den Architekten, den Hygieniker sowie den Studierenden in das Gesamtgebiet der Heizung und Ventilation einzuführen und auch sonst den Interessenten in den Stand zu setzen, sich ein Urteil über den Wert der bezüglichen Anlagen zu bilden.

Um auch dem Fachmann ein lesenswertes Buch zu bieten, war ich bemüht, aus der Literatur das wertvolle Material mit besonderer Berücksichtigung der neueren, als sicher geltenden Forschungsergebnisse kritisch herauszuschälen, und habe die Quellen dem Texte als Fußnoten angefügt: wer sein

Wissen weiter zu vertiefen wünscht, der findet in diesen zahlreichen Hinweisen reichlich Gelegenheit zum speziellen Studium der Originalarbeiten. Ferner dürfte sowohl für den Spezialisten auch als für den Abnehmer und Betriebsleiter die ausführliche Behandlung der Untersuchungsmethoden und die spezielle Verwendung der Meßinstrumente zur Betriebskontrolle der Heizungs- und Ventilationsanlagen von besonderem Werte sein, da auch über diesen Gegenstand ein zusammenfassendes, für die Praxis bequem und sicher zu benutzendes Werk zurzeit noch fehlt.

Durch eine kurze historische Einleitung bin ich dem in letzter Zeit erfreulicherweise zunehmenden Interesse an der geschichtlichen Entwicklung der Technik entgegengekommen. Aber nicht die trockene Nebeneinanderstellung der zeitlichen Tatsachen konnte dabei meine Aufgabe sein; vielmehr suchte ich der historischen Erkenntnis durch Aufzeigung der inneren Zusammenhänge gerecht zu werden. Betrachtet man nämlich das Wohlbefinden des Menschen oder die Erfüllung der hierher gehörenden Aufgaben der Hygiene als den Zweck, die Technik als das Mittel und die Architektur, im weiteren Sinne, als die Form der Heizungs- und Ventilationseinrichtungen, so eröffnet sich bei der historischen Betrachtung eine interessante Perspektive durch die gegenseitige Beeinflussung der genannten drei Disziplinen auf ihren jeweiligen Entwicklungsstufen. Bemerkenswert ist dabei der hohe Kulturwert, der auch in diesem Zusammenhange wieder der Maschinenteknik zukommt. Wäre es denkbar gewesen, daß die in der zweiten Hälfte des 18. Jahrhunderts von einem Peter Frank, Grafen Rumford, Lavoisier aufgestellten hygienischen Forderungen größtenteils so ganz und gar unfruchtbar blieben, wenn es damals eine wissenschaftliche Technik gegeben hätte? Erst ein Jahrhundert später konnten die segensreichen Forschungen v. Pettenkofers nur mit Hilfe einer sich auf wissenschaftlicher Grundlage mächtig entwickelnden Technik zum Wohle der Menschheit nutzbar gemacht werden.

Um zunächst die Richtschnur und die Ziele des technischen Schaffens auf dem Gebiete der Ventilation und Heizung festzulegen, habe ich der eigentlichen Behandlung des Faches die grundlegenden einschlägigen Lehren der Hygiene in knapper Behandlung vorausgeschickt und dabei die notwendigsten hygienischen Untersuchungsmethoden besprochen. Jeder auf dem Gebiete der Heizung und Ventilation schaffende Ingenieur sollte sich eine tiefere Beschäftigung mit der Wohnungshygiene zur Pflicht machen, die er seinem Auftraggeber schuldet. Der Abnehmer aber, sei er Privatmann, Gemeinde oder Staat, wird aus der Kenntnis der Hygiene die Überzeugung schöpfen, daß die Anlage einer einwandfreien Ventilation oder Heizung nicht nur dem eigenen Wohle dient, sondern eine Frage der Volksgesundheit bedeutet. Ist der Bauherr Leiter größerer Unternehmungen und Fabriken, so wird sich ihm die Erkenntnis aufdrängen, daß die zweckentsprechende Versorgung seiner Arbeitssäle mit frischer Luft und zusagendem Temperaturgrade einen nicht zu unterschätzenden Gewinn für ihn darstellt. Denn in Fabriken ist nach der Einrichtung guter Lüftungs- und Heizeinrichtungen vielfach eine erhöhte Leistungsfähigkeit des Personals, also Steigerung des Umsatzes und Gewinnes bestätigt worden.

Besonderer Begründung bedarf vielleicht meine an verschiedenen Stellen des Buches hervortretende Stellungnahme zu Fragen der Kunst. Auf diesem Gebiete sind die Anschauungen in erfreulicher Klärung begriffen. Noch am Schlusse des abgelaufenen Jahrhunderts wurde der Ingenieur als Schöpfer der Maschinenarbeit fast allgemein für die herrschende Unkultur auf gewissen Gebieten des Bauwesens verantwortlich gemacht. Nur allmählich erwachte das Schönheitsempfinden für die Ästhetik des Eisenhochbaues (Bahnhofshallen, Brücken, Krane), des eigentlichen Maschinenbaues (Dampfschiffe, Lokomotiven, Automobile, Luftschiffe) und der durch Maschinen hergestellten Erzeugnisse für den Innenbau (Aufzüge, Zentralheizung, Beleuchtungskörper, Gebrauchs-

gegenstände jeder Art). In den beiden ersten Gattungen — dem Eisenhochbau und eigentlichen Maschinenbau — treten die Schöpfungen des Ingenieurs durchaus als selbständige Kunstwerke in die Erscheinung und haben als solche zur erwünschten Erweiterung des Architekturbegriffes beigetragen. Diese Stellung der Ingenieurkunst hat u. a. Muthesius neuerdings in einem Vortrage »Die Einheit der Architektur« treffend beleuchtet. Auch in der dritten Gattung — dem Innenbau — ist deshalb den neuartigen Erzeugnissen der Ingenieurthätigkeit als Kunstfaktor Rechnung zu tragen. So ist es z. B. mit dem bequemen Verstecken der Heizeinrichtungen hinter »schönen« Verkleidungen — auch schon aus gesundheitlichen Rücksichten — keineswegs getan, die Arbeit des Architekten ist dabei vielmehr in der ästhetischen Einfügung des neuen Kunstelementes in die hergebrachten Architekturformen zu erblicken. Diese Forderung setzt ein besonderes Verständnis des Bauleitenden für die betreffenden Konstruktionen voraus, damit er sie nicht entstelle, sondern vollenden helfe. Mit welchen künstlerischen Mitteln diese Aufgabe im einzelnen zu lösen ist, das muß freilich dem Künstler-Baumeister überlassen bleiben: meine Absicht ging nur dahin, an den betreffenden Stellen des Buches daran zu erinnern, daß hier ein Problem des Innenbaues vorliegt, dessen Lösung unter Berücksichtigung der hygienischen Forderungen eine der vornehmsten Aufgaben der modernen Baukunst bedeutet. Die Technik soll eben nicht nur ein Mittel zur Erlangung gesteigerter Zivilisation darstellen, sondern sie muß unter Einreihung in die Architekturidee eine typische Gegenwartskultur erfüllen helfen. Hier liegt ein Baustein zu dem so lange vergeblich gesuchten neuen Architekturstile! —

Den Hauptanteil in dem Buche nimmt naturgemäß die Behandlung der rein maschinentechnischen Seite des Faches ein, mit der die Besprechung der wirtschaftlichen Fragen als untrennbar Hand in Hand geht.

Jedes Erzeugnis der Technik, so auch die Anlage einer Ventilation und Heizung, stellt neben seinem Kulturwert an sich einen wirtschaftlichen Wert dar: unter sonst gleichen Bedingungen wird der wirtschaftlicher arbeitenden Anlage der Vorzug zu geben sein. In der Behandlung des eigentlichen Themas wurde deshalb der Beschreibung und Anwendung der einschlägigen technischen Meßinstrumente und Meßmethoden zur Kontrolle und zur wirtschaftlichen Verbesserung bestehender Einrichtungen hervorragende Sorgfalt gewidmet. Ich hoffe, dem Ausführenden wie dem Abnehmer die nötige Anleitung zur erfolgreichen Untersuchung ihrer Anlagen gegeben zu haben. Für den rationellen Betrieb größerer Anlagen kann die ausgedehnteste Anwendung brauchbarer Meß- und Kontrollapparate nicht dringend genug empfohlen werden. Denn die angemessene Wirtschaftlichkeit eines Betriebes läßt sich nur durch genaue Messungen und laufende Aufzeichnung der Betriebsergebnisse einhalten.

In dieser eben bezeichneten Richtung wurden bei der Bearbeitung besonders berücksichtigt: die betriebstechnische Überwachung der Feuerungsanlagen, die Kontrolle der fortgeführten Heizmedien Luft, Wasser und Dampf sowie der von ihnen getragenen und abgegebenen Wärmemengen, ferner der rationelle Betrieb der Ventilatoren und Pumpen, die wirtschaftliche Regelung der Ventilations- und Heizungsanlagen sowie die Zentralisation ihrer Bedienung. Auf die Durchführung der Abwärmeverwendung, des planmäßigen Wärmeschutzes, der automatischen Temperaturregelung sowie der Verbindung von Kraft-, Licht- und Heizbetrieben wurde in der Darstellung besonderer Wert gelegt. Ein breiterer Raum ist, dem Stande der Technik entsprechend, dem mechanischen Betriebe der Lüftungs- und Heizungsanlagen mittels Ventilatoren und Pumpen, sowie deren Auswahl und der Bestimmung ihrer Wirkungsgrade gewidmet worden.

Bei der Behandlung des gesamten Stoffes habe ich mich mit Vorliebe der graphischen Darstellung bedient, die erstens

die Wiedergabe von langen Zahlentabellen überflüssig macht und zweitens das beste Bild von dem Verlaufe und der funktionalen Abhängigkeit der einzelnen Größen liefert. Ferner wurde streng an dem Grundsatz festgehalten, die aufgestellten Behauptungen durch Angabe der experimentellen Grundlagen zu stützen. Die Berechnungen sind in ihren Grundzügen gegeben und lehnen sich in der Hauptsache an die in der Praxis bewährten Methoden von Rietschel an. Dabei sind die neuesten Forschungen im weitesten Umfange berücksichtigt, so die Untersuchungen von Biel, Lang, Fritzsche, Eberle, Nusselt über Zentrifugalpumpen und Ventilatoren, über den Druckhöhenverlust in Luft-, Wasser- und Dampfleitungen sowie über den Wärmeverlust in Dampfleitungen und den Wärmeschutz.

Die verwendeten mathematischen Hilfsmittel sind durchweg elementarer Natur; so wurde z. B. auch bei den Ventilatoren auf die Berücksichtigung der thermodynamischen Vorgänge — Kompression, Lufterwärmung — wegen ihrer bei Ventilationsanlagen zu vernachlässigenden Kleinheit verzichtet. Bei der Besprechung der strömenden Bewegung der drei technischen Medien — Luft, Wasser, Dampf — habe ich die in der physikalischen und technischen Literatur oft sich widersprechenden Bezeichnungen »dynamischer«, »hydraulischer« und »statischer Druck« vermieden und dafür lieber durchgehend die eindeutigen Bezeichnungen »Geschwindigkeitsdruck« und »Widerstandsdruck« gebraucht, analog den bereits eingebürgerten Ausdrücken »Geschwindigkeitshöhe« und »Widerstandshöhe«.

Vielfach wurde im Laufe der Beschreibung auf amerikanische Vorbilder hingewiesen — nicht etwa in dem Glauben, daß die dortigen Anlagen bedeutend günstiger (besonders in hygienischer Beziehung) arbeiteten wie die unsrigen, sondern um unsere oft allzu vorsichtig veranlagten Interessentenkreise auf die drüben freiheitlicher sich entwickelnde und praktisch überlegene Ausführungsart hinzuweisen, die ja allmählich auch

bei uns Boden gewinnt. Im übrigen sind für die Textfiguren nur typische Konstruktionen ausgewählt worden, wobei allerdings auf vorbildliche Zusammenstellung Wert gelegt und minderwertiges Material ausgeschlossen wurde.

Die in dem Buche niedergelegte Arbeit ist neben den Ergebnissen eigener Praxis zum großen Teil ein Produkt meiner Tätigkeit als Assistent an der von Herrn Professor Dr. Rietschel geleiteten Prüfungsanstalt für Heizungs- und Lüftungseinrichtungen, an deren Neubau mir mitzuwirken vergönnt gewesen ist, und in deren Betrieb ich Gelegenheit hatte, mich mit den meisten der beschriebenen Meßverfahren theoretisch zu beschäftigen und sie praktisch anzuwenden. Dem Meister gebührt dafür des Schülers Dank, insbesondere auch für die weitgehende Genehmigung zur Veröffentlichung für den vorliegenden Zweck.

Bei der Anfertigung der zahlreichen Zeichnungen hat mich Herr Dipl.-Ing. Margolis in unermüdlicher Ausdauer unterstützt. Von vielen Seiten ist mir aus der schaffenden Praxis durch Auskunft und Zusendung von Abbildungen die Arbeit erleichtert worden. Auch Herrn Regierungsrat v. Boehmer bin ich für die wiederholte freundliche Angabe und Überlassung von Literatur dankbar. Der Verlagshandlung endlich gebührt Anerkennung für die bereitwillige Erfüllung meiner Wünsche bezüglich der Ausstattung des Buches in Satz und Bild. — Ich bitte den sachverständigen Leser um nachsichtige Aufnahme des Werkes, gerechte Kritik und Mitteilung fördernden Rates aus der Praxis für die weitere Verbesserung des Buches.

Charlottenburg, im Juni 1909.

Ludwig Dietz.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Geschichte und Hygiene der Ventilation und Heizung.	
Kapitel I. Einleitung und geschichtliche Übersicht . . .	1
Kapitel II. Die hygienischen Grundlagen	21
1. Wechselwirkung zwischen Organismus und künstlicher Umgebung	21
2. Stoffliche Zusammensetzung und Beimengungen der Luft	22
3. Chemische Beschaffenheit der Luft	25
4. Die thermischen Wirkungen der Raumluft	30
1. Teil. Die Ventilationsanlagen.	
Kapitel III. Der Luftwechsel in geschlossenen Räumen .	46
5. Leistung der Ventilation	46
6. Berechnung und Annahme des Luftwechsels	48
a. Der Kohlensäuremaßstab nach v. Pettenkofer . . .	49
b. Der Wärmemaßstab nach Rietschel	50
c. Kontrolle der Feuchtigkeit während der Ventilation .	54
d. Luftkubus und Ventilationsquantum	57
7. Natürlicher Luftwechsel	59
a. Theorie von der neutralen Zone nach G. Recknagel .	59
b. Messung der Druckverteilung in einem Raume . . .	62
c. Die Luftdurchlässigkeit der Baumaterialien	65
d. Die Messung des natürlichen Luftwechsels	68
8. Fenster- und Türlüftung	70
Kapitel IV. Theorie und Praxis der Luftbewegung in Ventilationsanlagen	71
9. Einteilung und allgemeine Einrichtung der Ventilations- anlagen	72

	Seite
10. Die Widerstände der künstlichen Luftbewegung . . .	73
a. Reibungswiderstände	76
b. Einmalige Widerstände	81
11. Messung von Druck und Geschwindigkeit bewegter Luft	85
a. Druckmessung in Luftleitungen	85
b. Manometrische Messung der Luftgeschwindigkeit} .	88
c. Anemometrische Messung der Luftgeschwindigkeit .	92
12. Mittel zur Erzielung der Luftbewegung	95
a. Auftrieb durch Temperaturdifferenzen	95
b. Ventilation mit Hilfe von Deflektoren	102
c. Ventilatoren	106
d. Strahlapparate.	129
Kapitel V. Ausführung der Ventilationsanlagen . . .	130
13. Die Zuluftanlage	133
a. Die Entnahme der Luft aus dem Freien	133
b. Die Staubkammer	136
c. Die Filterung der Luft	137
d. Das Reinigen der Luft durch Wasserschleier	142
e. Die Befeuchtung der Luft	142
f. Die Erwärmung der Zuluft	148
g. Die Aufstellung der Ventilatoren	153
h. Das Ozonisieren der Zuluft.	155
i. Die Kanalführung bis zu den Räumen	157
14. Die Ventilationseinrichtungen innerhalb der Räume . .	169
a. Drucklüftung und Sauglüftung	169
b. Die Luftströmungen in beheizten und ventilierten Räumen	172
c. Die Anlage der Zuluft- und Abluftmündungen	174
15. Die Abluftanlage	179
a. Die Führung der Abluftkanäle	180
b. Die Mündung der Luft ins Freie	181
Kapitel VI. Kontrolle und Regelung der Ventilations- anlagen	182
16. Fernmeß- und Fernstellapparate	183
a. Fernthermometer	183
b. Fernmanometer	187
c. Fernstellvorrichtungen	188
17. Zentrale Bedienung von Ventilationsanlagen	190
a. Einrichtung der Schalttafel	191
b. Regelung der Ventilationsanlagen	194

2. Teil. Die Heizungsanlagen.

Seite

Kapitel VII. Die leitenden Prinzipien der Raumheizung	199
18. Die Verbreitung der Wärme	200
a. Die Wärmeübertragung durch Strahlung	200
b. Die Wärmeleitung	203
c. Die Konvektion der Wärme	204
19. Übersicht über die Heizanlagen	206
a. Einteilung und Anforderungen	207
b. Kaminheizung	210
c. Kanalheizung	212
d. Ofenheizung	213
e. Petroleumheizung	216
f. Gasheizung	217
g. Elektrische Heizung	219
20. Die Vorzüge der Zentralheizung	222
Kapitel VIII. Der Wärmebedarf geschlossener Räume .	225
21. Die Wärmetransmission von Gebäuden	225
a. Die Ableitung der Transmissionsformel	225
b. Die Berechnung der Transmissionskoeffizienten . .	228
c. In der Praxis gebräuchliche Transmissionskoeffizienten	232
d. Aufstellung der stündl. Wärmeverluste eines Raumes	237
e. Erwärmung und Abkühlung der Räume	242
22. Die Deckung der Wärmeverluste durch Raumheizkörper	249
a. Die Ausführung der Heizkörper	249
b. Die Bestimmung der Wärmeabgabe der Raumheizkörper	254
c. Werte des Transmissionskoeffizienten für Heizkörper	262
Kapitel IX. Die Entwicklung der Wärme	270
23. Die Brennstoffe	271
a. Die flüssigen und gasförmigen Brennmaterialien . .	271
b. Die festen Brennmaterialien	272
c. Der Heizwert der Brennmaterialien	277
24. Die Feuerung und die Vorkehrungen zur Rauchvermin-	
derung	280
a. Der Verbrennungsvorgang	282
b. Die Rauchbekämpfung	284
c. Technische Einrichtungen zur rauchschwachen Ver-	
brennung	288

	Seite
25. Untersuchung und Kontrolle der Feuerungsanlagen . . .	291
a. Die pyrometrischen Methoden	297
b. Kontrolle des Zuges und des Luftüberschusses . . .	208
c. Die Rauchgasanalyse	212
d. Die Verwendung der Feuerungskontrollapparate in der Praxis	214
26. Berechnung der Feuerungs- und Kesselanlagen . . .	216
a. Rostgröße und Füllschacht	216
b. Schornstein und Zugkraft	218
c. Berechnung der Kesselheizfläche	320
Kapitel X. Die Fortleitung der Wärme	324
27. Die Rohrleitung für Wasser- und Dampfheizung . . .	325
a. Die Ausführung der Rohrleitung	325
b. Die Verlegung und Kompensation der Rohrleitung .	329
28. Der Wärmeschutz	333
a. Wärmeverlust der nackten Rohrleitung	334
b. Wärmersparnis durch Isolierung	338
29. Die Berechnung der Rohrleitungen	344
a. Warmluftleitungen	344
b. Warmwasserleitungen	347
c. Hochdruckdampfleitungen	351
d. Niederdruckdampfleitungen	359
30. Die Kontrolle der fortgeleiteten Wärmemengen . . .	360
a. Temperaturmessung in Wasser- und Dampfheizungen	361
b. Ermittlung des Druckes und Druckverlustes in Wasser- und Dampfleitungen	363
c. Registrierung der geförderten Wassermenge . . .	367
d. Dampfmenagemessung	371
Kapitel XI. Ausführung der Zentralheizungsanlagen . .	374
31. Die Luftheizung	374
a. Feuer- oder Kaloriferluftheizung	376
b. Dampf- und Wasserluftheizung	383
c. Kritik und Anwendung der Luftheizung	387
32. Die Warmwasserheizung	389
a. Schwerkraft-Warmwasserheizung	390
b. Regelung der Warmwasserheizung	406
c. Automatische Temperaturregelung	409
d. Schnellstromheizung	416
e. Etagenheizung	419

	Seite
f. Pumpenheizung	420
g. Dampf-Warmwasserheizung	427
h. Anwendung der einzelnen Wasserheizsysteme	430
33. Die Hochdruckdampfheizung	430
a. Anordnung und Verteilung der Hochdruckdampf- heizung	430
b. Die Ausrüstung der Hochdruckdampfheizung	435
c. Die Hochdruckdampfheizkörper	442
34. Die Niederdruckdampfheizung	443
a. Allgemeine Ausführung	443
b. Niederdruckdampfkessel mit Zubehör	449
c. Die Konstruktion der Niederdruckdampfheizkörper	453
d. Anwendung der Niederdruckdampfheizung	455
35. Die Unterdruckdampfheizung	456
a. Prinzipielle Ausführung	457
b. Anwendung und Regelung der Unterdruckdampf- heizung	459
36. Abwärmehheizung	460
a. Die Wirtschaftlichkeit der Abdampfheizung	460
b. Einrichtung der Abdampfheizungen	464
c. Ausnutzung des Turbinenabdampfes zu Heizzwecken	469
d. Verwertung der Abwärme von Verbrennungskraft- maschinen	470
37. Fernheizwerke	471
a. Die Verbindung von Kraft-, Licht- und Heizwerken	471
b. Ferndampfheizung	476
c. Fernwarmwasserheizung	478
Namenregister	480
Sachregister	484
Berichtigungen	493

Geschichte und Hygiene der Ventilation und Heizung.

Kapitel I.

Einleitung und geschichtliche Übersicht.

Wo immer der Mensch feste Wohnsitze bezog, da machte sich, den jeweiligen Forderungen der fortschreitenden Entwicklung entsprechend, das Bestreben geltend, die erbaute Wohnung für die Lebensbedürfnisse in zweckmäßiger Weise brauchbar zu gestalten. Die wichtigsten Lebensforderungen sind, namentlich in kälteren Klimaten, vor allem der äußere Schutz der Behausung gegen die Einflüsse der Witterung, dann aber auch die ausreichende Beschaffung von Licht, Luft und Wärme. Die mit der Zeit steigende Kultur der Völker verlangte endlich die Versorgung des Hauses mit Wasser sowie Einrichtungen zur Beseitigung der Abfallstoffe. Solange die Ansprüche, die an diese Einrichtungen gestellt wurden, keine hohen waren, konnte deren Erfüllung in einer Hand vereinigt werden, und der Baumeister des Hauses war gleichzeitig der Schöpfer aller inneren Einrichtungen. —

Als die älteste und primitivste Heizmethode wird jene gelten müssen, bei der ein im Raume auf einer zweckentsprechenden Unterlage angemachtes **offenes Holzfeuer** seine Wärme vorzugsweise durch Strahlung an den Raum übertrug. Rauch und Verbrennungsgase traten dabei direkt in die Raumluft über und konnten durch hoch gelegene oder im Dach angebrachte Öffnungen ins Freie entweichen.

Die Entstehung von Rauch kann durch besondere Maßnahmen bei Anwendung von Holzkohle vermieden werden, wie solche in Kohlenmeilern gewonnen wird. Bereits die alten Römer, und vor ihnen auch schon die Hellenen, machten von dieser Kenntnis Gebrauch und verwendeten metallene **Feuerbecken** oder **Kohlenpfannen** ohne Rost, in denen Holzkohle in nur flacher Schicht in Glut gehalten wurde. Die Verbrennung geht hier, wie neuere Versuche ergaben, unter geringem Luftzutritt langsam und mit niedriger Verbrennungstemperatur vonstatten, wobei kein Rauch und als Verbrennungsgase bei vollkommener Verbrennung nur Kohlen säure und Stickstoff entstehen, während bei unvollkommener Verbrennung noch Kohlenoxyd in geringer Menge erzeugt wird.¹⁾ Diese Feuerbeckenheizung hat sich, wo genügender Waldreichtum vorhanden war, auf die meisten südlichen Völkerschaften bis nach Asien ausgebreitet und ist auch heutigentages vielfach noch als alleinige Heizungsart in Gebrauch. Ihr Nutzeffekt ist der denkbar größte, denn die gesamte erzeugte Wärme kommt dem Raum zugute: Räume mittlerer Größe können bequem mit tellergroßen Pfannen ausreichend geheizt werden. In welcher hochkünstlerischen Vollendung solche Heizbecken für architektonisch wertvolle Räume bereits von den Alten hergestellt wurden, veranschaulicht die Fig. 1, die uns auch von dem unvergleichlichen Formensinn der Römer Kunde gibt. Auch die altrömischen Caldarien und Tepidarien der Bäder zu Pompeji und anderwärts können, wie Krell¹⁾ nachgewiesen hat, nur durch solche Holzkohlenbecken geheizt worden sein, von denen das größte, in den pompejanischen Forumsthermen, 2,33 m lang, 0,80 m breit und 0,58 m hoch war.

Die in unserer Zeit vorgenommenen Ausgrabungen altrömischer Bäder in Pompeji haben gezeigt, daß diese Caldarien und Tepidarien einen unterkellerten, auf Pfeilern ruhenden Fußboden und **tubulierte Wände** hatten, wie es Fig. 2 zeigt. Die darauf bezüglichen mangelhaften Schilderungen

¹⁾ O. Krell sen.: Altrömische Heizungen. Verlag R. Oldenbourg, München 1901.

des unter Cäsar und Augustus lebenden römischen Kriegsingenieurs Vitruvius¹⁾ sind vielfach mißverstanden worden und haben zu irrigen Anschauungen über die Heizungen der

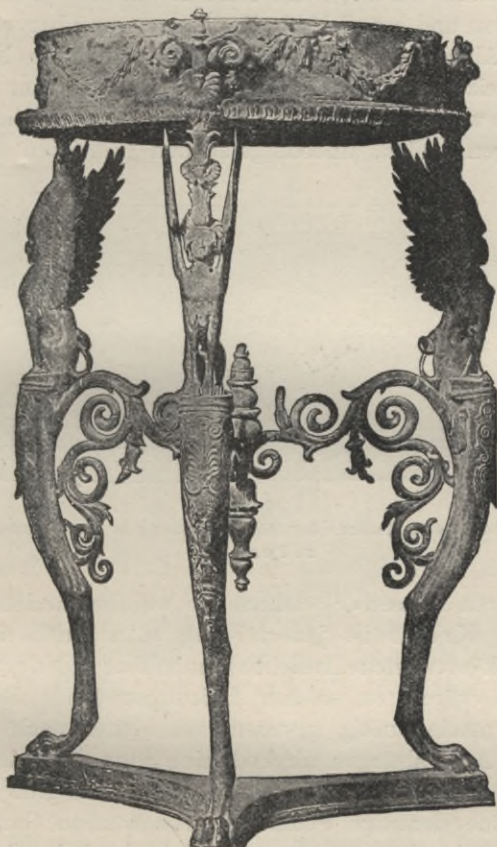


Fig. 1. *)

Altrömisches bronzenes Feuerbecken von 0,5 m Durchmesser.

¹⁾ Marcus Vitruvius Pollio: De architectura. (Das Werk wurde um 16—13 v. Chr. geschrieben und ist dem Kaiser Augustus gewidmet.)

²⁾ Die Abbildungen 1 bis 3 sind aus O. Krell sen.: Altrömische Heizungen, Verlag R. Oldenbourg, München 1901, entnommen.

alten Römer geführt. Man glaubte es mit den sog. Hypokaustenheizungen zu tun zu haben, die den Fußboden und die hohlen Wände der Baderäume direkt zu erwärmen imstande gewesen wären. Diese Ansicht hat sich jahrhundertlang erhalten und hat vielfach die Überzeugung hervorgerufen, »daß die Alten in ihrem einfachen, ungetrübten Natursinn besser geheizt und ventiliert haben, als wir es tun, und daß wir, wenn wir es zu einiger Vollkommenheit in diesem Kapitel bringen wollen, unbedingt zu den Prinzipien der Alten

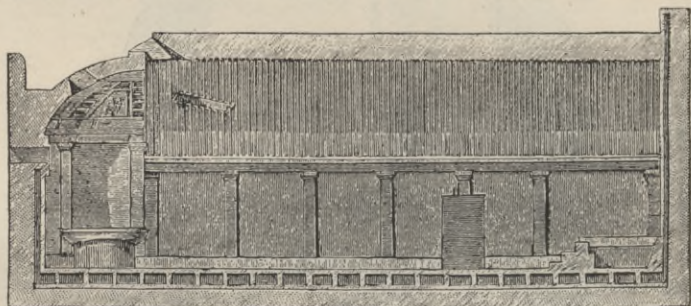


Fig. 2.

Durchschnitt des Kaldariums der Männerabteilung in den Forumsthermen zu Pompeji.

zurückkehren müssen«. ¹⁾ Durch die wohlbegründeten Untersuchungen Krells ist jedoch diese u. a. auch noch von Overbeck ²⁾ vertretene Ansicht als unhaltbar widerlegt worden. Unbedingt wären zu solcher Heizungsart Rauchzüge und Schornsteine nötig gewesen, von denen nach dem Befunde der Ausgrabungen nirgends eine Spur zu entdecken ist; auch die Abkühlung der Heizgase wäre viel zu groß gewesen, als daß eine derartige Feuerung in normalem Gange hätte erhalten werden können; ferner sind in den beim Feuerherde gelegenen Unterkellerungen keinerlei Spuren von Glanzruß oder auch von Zerstörung durch Stichflammen nachzuweisen, welche letzteren hätten eintreten müssen, da kein feuerfestes

¹⁾ Berger: Moderne und antike Heizungs- und Ventilationsmethoden, Berlin 1870.

²⁾ Overbeck-Mau: Pompeji, Leipzig 1875.

Material verwendet worden ist; auch der dicke Fußboden der steinernen, wassergefüllten Wannen hätte zweifellos Sprünge erhalten müssen, wenn er durch heiße Gase erwärmt worden wäre; ferner wäre die Wärmeverteilung bei einer solchen Fußboden- und Wandheizung viel zu ungleichmäßig gewesen.

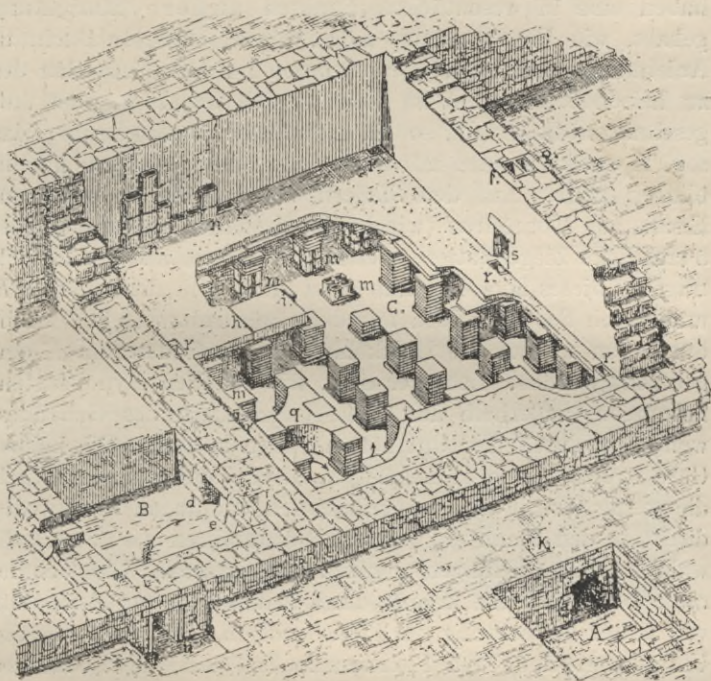


Fig. 3.

Hypokausten-Luftheizung im Römerkastell Saalburg.

Endlich ist man nach der Beschreibung des Vitruvius nur anzunehmen berechtigt, daß die fragliche Unterkellerung und Tubulation der Wände lediglich zur Trockenhaltung und Isolierung der Innenräume gegen zu große Wärmeabgabe nach außen gedient hat. Dasselbe gilt für die Thermen des Caracalla in Rom, ebenso wie für die Thermen von St. Barbara bei Trier, den römischen Kaiserpalast und die Basilica in Trier, die Badenweiler Bäder und für die Ausgrabungen

von Römerbauten in Eining. Alle diese Gebäude dürften lediglich durch Holzkohlenpfannen beheizt worden sein; doch wird diese Auffassung noch nicht von allen Seiten geteilt.¹⁾

Die wirklichen römischen Hypokaustenheizungen, auf welche Vitruvs Beschreibung allerdings auch bezogen werden kann, haben eine in wesentlichen Punkten andere Einrichtung gehabt, wie Fig. 3 dartun möge, die aus Krells Buch, in Anlehnung an Jacobi²⁾, entnommen ist: Der Fußboden des zu heizenden Raumes im Römerkastell Saalburg ist aufgeschnitten dargestellt, so daß man in die Unterkellerung, das sog. Hypokaustum mit den 74 cm hohen Pfeilern, hineinblicken kann. Auf den Pfeilern, die aus Ziegeln oder zum Ersatz aus Tonröhren (wie bei *m*) bestehen, liegen zunächst 5 cm dicke Ziegelplatten, welche den 15 cm starken Estrich tragen. Dieses Hypokaustum steht nun durch die Kanäle *JK* und durch das Feuerloch mit dem Präfurnium *A* in Verbindung, von wo aus die Holzkohlen in den Feuerraum *K* eingebracht wurden. Letzterer liegt, wie bei allen Hypokaustenheizungen, außerhalb der Umfassungswand des Gebäudes, weil diese durch die Glut hätten leiden können. Die heißen Gase strömten nun in das Hypokaustum und von hier durch die wenig über Fußboden reichenden Öffnungen *r* entweder direkt in den Raum ein oder durch Tonröhren *nn* über Dach, während die Öffnungen *r* geschlossen waren. Die Temperatur der Rauchgase konnte durch Zumischen von Außenluft von *B* her in Richtung der Pfeile erfolgen. Nachdem nun die Umfassungswände und Pfeiler, zum Teil auch die Decke des Hypokaustums wegen ihrer großen Wärmekapazität eine genügende Wärmemenge aufgenommen hatten, wurde die Feuerung unterbrochen, die Schornsteine *nn* geschlossen, die Öffnungen *r* dagegen geöffnet, und so konnte die vorgewärmte Frischluft durch die letzteren in den Raum eintreten und denselben erwärmen, um schließlich durch die Abluftöffnung *s* und die Tonröhren *fg* ins Freie zu entweichen. Durch die Schornstein-

¹⁾ Vgl. Vetter: Aus der Geschichte der Zentralheizungstechnik bis zum Jahre 1870, Gesundheits-Ingenieur 1907, Festnummer.

²⁾ Jacobi: Das Römerkastell Saalburg, Homburg 1897.

rohre *nn* kann nur eine geringe Wärmeübertragung stattgefunden haben, da die Rauchgase dort schon ziemlich abgekühlt ankamen, und auch der Fußboden ist wohl absichtlich 20 cm dick ausgeführt worden, um eine merkbare Wärmeabgabe auszuschließen. Hierfür spricht auch die anderwärts bis zu 50 cm starke Ausführung des Fußbodens oder sogar die Verwendung von Hohlziegeln in letzterem.

Ein entschiedener Fortschritt sind die **Kanalheizungen**, welche die Römer, hauptsächlich in den Grenzkastellen der tributpflichtig gemachten nördlichen Provinzen, bereits ausgeführt haben, um sich gegen den dort herrschenden, kälteren Winter besser zu schützen. Die Heizkanäle dieser Kanalheizungen haben, der direkten Wärmeabgabe wegen, eine dünnere Steindecke und führen nach den Ecken des Raumes, von wo aus die Heizgase durch Schornsteine ins Freie geleitet wurden, wie Fig. 4 veranschaulicht. Im Gegensatz zu den neueren Kanalheizungen diente bei den römischen nur die Kanaldecke zur Wärmeübertragung, während die Wände und die Sohle der Kanäle im Erdreich lagen und die Wärme an das letztere ungenutzt verloren ging.

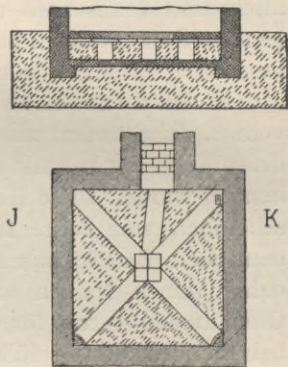


Fig. 4.
Grundriß und Schnitt einer
Kanalheizung im Römerkastell
Saalburg.

Nach dem Untergange des römischen Reiches finden wir¹⁾ bei den Germanen in den ersten Jahrhunderten zunächst nur wieder den primitiveren **Herd mit dem offenen Feuer**, dessen Verbrennungsgase durch ein Deckenloch aus der Halle abzogen.

Im Kloster von St. Gallen, einer Stätte damaliger Zivilisation, erscheint in einem vom Jahre 820 erhaltenen Bau-

¹⁾ Dachler: Die Ausbildung der Beheizung bis ins Mittelalter. Berichte und Mitteilungen des Altertumsvereins zu Wien, 1907, Bd. 40, 2. Abt.

plane neben dem offenen Herdfeuer und der Kanalheizung bereits der **Heizkamin** mit rundem Mantel und in Verbindung mit dem Schlothe, wie die Bezeichnungen »caminus ad caleficiendum« und »evaporatio fumi« bestätigen. Das heizbare Gemach hieß »caminata«, woraus später »Kemenate« wurde; aus der gleichdeutigen Bezeichnung »pisalis« entstand der nordwestdeutsche Ausdruck »Piesel, Pesel«, in Frankreich »poêle«, in Skandinavien »Peis«. Heizkamine finden sich dann vom 10. Jahrhundert ab regelmäßig als Heizung in den deutschen Burgen. In Frankreich wurde bis zur Mitte des 12. Jahrhunderts noch mit »réchauds«, d. i. tragbaren Feuerbecken mit Holzkohlen, geheizt, worauf sich dann ebenfalls die »cheminées« einföhrteten, die im Laufe des Mittelalters und der Neuzeit nach den verschiedenen einander folgenden Stilrichtungen sowohl in Frankreich als auch in England architektonisch reich und schön ausgebildet wurden.

In den deutschen Bauerngehöften findet sich, etwa vom 8. Jahrhundert ab, die »stuba«, eine getrennte Badstube, deren Ofen auch sonst zu andern Heiz- und Wärmezwecken benutzt wurde. Diese Heizungsart wurde als **Ofenheizung** wahrscheinlich vom Jahre 1000 ab in den Wohnraum des süddeutschen Bauernhauses übertragen, und ersterer entlehnte daher seinen Namen »Stube«. In den Burgen fand der Ofen zunächst nur für das Dienstpersonal Anwendung; die betreffenden Räume führten den Namen »Dörnse« oder »Dürnitz«. Die Vornehmen und Reichen übernahmen erst später den ansehnlicheren und schöneren **Kachelofen** seit dem 14. Jahrhundert und bedienten sich desselben an Stelle des Kamines, dessen Bedeutung von jetzt ab in Deutschland mehr in den Hintergrund tritt. Der Aufschwung und die Blüte des Töpferhandwerkes gaben in der Folge reichlich Gelegenheit zu der bekannten kunstvollen äußeren Vollendung der alten Kachelöfen.

Neben den genannten Heizungsarten wurde im Mittelalter, jedenfalls nach römischem Muster, seit der St. Galler Anlage die Kanalheizung für größere Räume vielfach ausgeführt, so z. B. um das Jahr 1000 im Kaiserhause zu Goslar.

Eine bemerkenswerte Heizungsart — man könnte sie **Steinluftheizung** nennen — taucht im 14. Jahrhundert im Ordensschlosse Marienburg und auch anderwärts auf. Durch ein Holzfeuer wurden hier in unterirdischen Heizräumen Feldsteine bis zum Glühen erwärmt, worauf nach erloschenem Feuer die Rauchrohre abgesperrt wurden. Die von außen zuströmende frische Luft wurde dann über die erhitzten Steine und weiter durch Fußbodenkanäle direkt in die zu beheizenden Räume geleitet.

Die eigentliche **Luftheizung** ist eine deutsche Erfindung, sie hängt aufs engste mit den Bedürfnissen des sich in den folgenden Jahrhunderten glanzvoll entwickelnden Städtewesens zusammen. Wir treffen die Luftheizung zum ersten Mal im 13. Jahrhundert im Rathause zu Lüneburg und im Schlosse zu Marburg. Die unter Terrain liegenden Heizöfen waren gemauert bzw. aus Kacheln zusammengesetzt; die Außenluft erwärmte sich an diesen sog. Kaloriferen und strömte durch verschließbare Fußbodenöffnungen in die Räume ein. Abluftkanäle waren noch nicht vorhanden. Von dieser Art sind jedenfalls auch noch die Luftheizungen vom Ende des 18. Jahrhunderts, z. B. im Arbeitszimmer Friedrichs des Großen im Neuen Palais bei Potsdam und im Wiener Burgtheater. Wenige Jahre später (1792) werden die englischen Luftheizanlagen bekannt, die bereits aus Kesselblechen genietete Öfen sowie außer den Zuluftöffnungen in den Räumen auch Luftabführungskanäle mit drehbaren Windkappen besaßen.

Damit tritt uns zugleich zum ersten Mal eine richtig ausgeführte **Ventilationsanlage** entgegen, da hier ständig erwärmte Frischluft durch die Räume geführt wird.

Schon der Engländer Pringle (1707—1782) hatte in einem Buche über die Armeeseuchen auf die Notwendigkeit der Lüftung von Krankenzimmern hingewiesen.¹⁾ Überhaupt treten um diese Zeit gewisse Forderungen der **Gesundheitspflege** in den Vordergrund, die im engsten Zusammenhange mit dem

¹⁾ Siehe Rubner: Lehrbuch der Hygiene. Verlag Deuticke, Leipzig-Wien 1907.

Zeitgeist der Aufklärung und mit medizinischen Fragen standen. Der deutsche Mediziner Peter Frank (1745—1821) stellte in seinem Buche »System der medizinischen Polizei« bereits eine vollständige Theorie der öffentlichen Gesundheitspflege auf und betonte u. a. auch die Notwendigkeit der Lüftung der Schulräume. Der bekannte englische Physiker Graf Rumford (1753—1814), der, in bayerischen Diensten lebend, viel für die Sozialhygiene geleistet hat, erklärte als erster in wissenschaftlicher Weise die Ursachen der natürlichen Lüftung unserer Wohnräume durch Temperaturdifferenzen, die Luftverbrennis durch den Atmungsprozeß; er zog die deutsche Ofenheizung und die englische Kaminheizung in den Kreis seiner Betrachtung und machte bei ersterer auf die Staubverbrennung an den heißen Ofenflächen und bei letzterer auf die schlechte Wärmeausnutzung des Brennmaterials aufmerksam; er vervollkommnete in hervorragender Weise die Kaminheizung; er wies auf die Notwendigkeit der Rußbeseitigung aus der Luft hin und beschäftigte sich mit dem Luft- und Feuchtigkeitsgehalte der Kleidung und deren Bedeutung für die Wärmehaltung. Dem französischen Gelehrten Lavoisier (1743 bis 1794) verdanken wir ebenfalls reiche Aufklärung auf unserem Gebiete: er behandelte das Gefängniswesen, die Überfüllung, schlechte Luft usw., die Schädlichkeit zu hoher Feuchtigkeit, die durch Ventilation mit vorgewärmter Luft entfernt werden könne, die Verstärkung des Luftumlaufes durch Heizung. Leider blieben alle diese wertvollen hygienischen Anregungen infolge der Französischen Revolution und der Napoleonischen Kriege ohne Erfolg und wurden etwa ein halbes Jahrhundert lang nicht beachtet. Jedenfalls aber sehen wir die Ventilation und Heizung bereits in Beziehung zur Hygiene gebracht zu einer Zeit, wo derartige Anlagen noch rein handwerksmäßig ausgeführt wurden. Zur Umsetzung der mannigfachen theoretischen Anregungen in die Praxis fehlte eben die wissenschaftliche Technik. Der erste, der sich in wissenschaftlicher Weise mit der Ausführung von Luftheizungen befaßt hat, war der Wiener Professor Meißner am k. k. Polytechnischen Institut zu Wien, der 1821 ein Buch »Die Heizung mit erwärmter Luft« herausgab. Meißner fügte dem alten

Bestande der Luftheizung den »Umluftkanal« hinzu, der es ermöglicht, die abgekühlte Raumlufte stets von neuem zur Erwärmung dem Kalorifer wieder zuzuführen, wodurch an Brennmaterial gespart wird. Der gemauerte Luftheizofen wurde jetzt durch den eisernen ersetzt, und nach diesem System entstanden in den nächsten Jahrzehnten Tausende von Luftheizungen. Die erste Theorie der Luftheizung gab im Jahre 1829 der württembergische Hauptmann v. Bruckmann für die Berechnung der Luftgeschwindigkeit aus der Temperaturdifferenz zwischen der erwärmten und der Außenluft und aus der Höhe des Warmluftkanals. In Frankreich wurde die erste Luftheizung im Jahre 1819 gebaut.

Jedoch waren zu dieser Zeit neben der Luftheizung schon lange die zentralen Dampf- und Wasserheizungen bekannt.

Die **Dampfheizung** wurde, wie es scheint, zuerst 1745 durch den englischen Obersten Cook vorgeschlagen, und es ist fast mit Sicherheit anzunehmen, daß schon Watt seine Bureauräume durch Abdampf geheizt hat. In den Jahren 1791 und 1793 wurden dann englische Patente auf Verbesserungen an der Dampfheizung genommen. In den beiden folgenden Jahrzehnten scheinen die Engländer außer in ihren eigenen Fabriken auch in Deutschland verschiedentlich Dampfheizungen ausgeführt zu haben, bis der Baumeister Catel in Berlin 1817 ein Buch »Die Heizung mit Wasserdämpfen« herausgab und mehrere Gebäude mit Dampfheizung ausstattete. Die zur Verwendung gelangte Spannung des Dampfes war so niedrig, daß das Kondenswasser ohne Zuhilfenahme von Pumpen wieder in den Kessel zurückfließen konnte; die Heizkörper bestanden aus Rohrschlangen. Die ersten theoretischen Erwägungen über die Vorgänge, besonders bei der Dampfheizung, stellt der Engländer Tredgold 1824 in seinem Werke »Principles of Warming and Ventilating public buildings« an, und macht in diesem Buche Vorschläge für die schwierige Frage der Ventilation von Theatern. Im Jahre 1827 erscheint dann in Stuttgart ein deutsches »Handbuch der Heizung« von Dr. Heigelin. Als bemerkenswerte Dampfheizung wurde 1828 die der Börse in Paris bekannt. 1842 führten Gebr. Sulzer bereits die erste Dampfheizung in

einer Schule aus. Ohne große Verbesserungen wurden solche Heizungen, bei denen die Dampfspannung etwa $\frac{1}{2}$ bis 2 Atmosphären betrug und die deshalb Pumpen und Kondenstöpfe benötigten, bis zum Jahre 1871 ausgeführt.

Die Erfindung der Warmwasserheizung wird allgemein dem Franzosen Bonnemain in Paris zugeschrieben, denn die Vorrichtungen zur Bereitung warmen Wassers für Badezwecke bei den alten Römern können füglich nicht als »Heizungseinrichtungen« angesprochen werden, obgleich ja dabei bereits Kessel und Zirkulationsröhren in Anwendung kamen. Bonnemain führte zuerst im Jahre 1777 eine aus Kessel, Heizleitung, Expansionsgefäß und automatischem Feuerungsregler bestehende Warmwasserheizung aus, die zum künstlichen Ausbrüten von Eiern in den Brutkästen einer Hühnermanufaktur diente. Der Pariser Marquis de Chabannes errichtete darauf um 1819 in London die ersten Warmwasserheizanlagen für mehrstöckige Häuser, indem er den Wasserkessel mit der Küchenfeuerung kombinierte. In den nächsten Jahren wurden in England besonders Gewächshäuser mit Warmwasserheizung versehen, wobei der Name Bacon genannt wird. 1829 nahmen u. a. die Brüder Price in Bristol ein Patent auf das Expansionsgefäß. Sodann tauchen in den Jahren 1834 und 1839 die ersten Gewächshausheizungen mittels warmen Wassers in Deutschland und Österreich auf. Bemerkenswert ist um diese Zeit eine Schrift »On Warming buildings and on Ventilation« vom Engländer Hood, der sich als erster mit der Theorie der Warmwasserheizung beschäftigt, die Wasserzirkulation durch die verschiedene Schwere der warmen und kalten Wassersäule richtig erklärt und die Reibungswiderstände bei der Bewegung des Wassers in den Rohrleitungen berücksichtigt. Während in Deutschland Warmwasserheizungen für Wohngebäude um diese Zeit sehr spärlich ausgeführt zu sein scheinen, so erwähnt Péclet in seinem epochemachenden Werke »Traité de la Chaleur considérée dans ses applications« bereits größere Anlagen in den verschiedensten Pariser öffentlichen Gebäuden, wie in Kirchen, Gefängnissen, Irrenhäusern, Hospitälern. Erst in den sechziger Jahren des verfloßenen Jahrhunderts werden die deutschen Anlagen von Warm-

wasserheizungen zahlreicher, indem gleichzeitig an Stelle des bis dahin verwendeten Kupfers für die Hauptleitungen Gußrohre mit Kittdichtung, für die Anschlußleitungen der Heizkörper Bleirohre, für die Kessel und Heizkörper Schmiedeeisen verwendet wurde. 1864 wurde die erste Schule und 1867 das Rathaus in Berlin mit Warmwasserheizung versehen.

Nachzuholen ist noch kurz die Entwicklung der **Heißwasserheizung**, auf welche im Jahre 1831 der Engländer Perkins ein Patent nahm. Dieselbe bestand schon damals aus einem Rohr ohne Ende, dessen einer Teil als Heizschlange dem Feuer ausgesetzt war, während ein anderer Teil als wärmeabgebende Heizfläche in den Räumen und der Rest als Zu- und Rückleitung diente. Diese Heizung arbeitete unter höherem Drucke und besaß ein Expansionsgefäß, in welchem Luft durch die Ausdehnung des Wassers komprimiert wurde. Zuerst führte sich dieses Heizsystem spärlich ein; es kommt 1838 in Frankreich, dann in Dänemark und endlich in Deutschland zur Anwendung, wo es in der zweiten Hälfte des vorigen Jahrhunderts zu außerordentlicher Verbreitung gelangte.

Viel später und weniger dringend als das Bedürfnis nach Erwärmung ist von den Menschen die Notwendigkeit der **Lüftung** in den Aufenthaltsräumen empfunden worden. Freilich unterhielt von jeher der natürliche Luftwechsel durch die Fugen, Ritzen und Poren einige Lufterneuerung in den menschlichen Wohnstätten. Auch im Altertume wurde während der römischen Kaiserzeit durch Bauordnungen für eine luftige Bauweise der Häuser gesorgt und ein bestimmtes Verhältnis der Straßenbreite zur Häuserhöhe sowie die Anlage von Höfen gefordert. Aber während des Mittelalters, das doch gerade am heftigsten von verheerenden Seuchen heimgesucht wurde, finden wir keine Spur derartiger öffentlicher Wohlfahrtseinrichtungen. Erst um die Mitte des 18. Jahrhunderts wurden in England die ersten bauhygienischen Maßnahmen zur Verbesserung der Krankenhäuser getroffen, wurde das Newgategefängnis in London mit primitiven Ventilationseinrichtungen versehen mit dem Erfolge, daß sich die früher täglichen Todesfälle bald auf einen im Monat verminderten. Obgleich dann, wie wir gesehen haben, besonders Peter Frank, Graf

Rumford, Lavoisier in ihren hygienischen Forderungen auch die Notwendigkeit der Ventilation betonten, wurden doch keine praktischen Erfolge gezeitigt. Beispielsweise wurden die Sitzungssäle des Londoner Parlamentsgebäudes noch im Jahre 1790 durch Holzkohlenbecken erwärmt, ohne daß für eine Lüftungsanlage zum Abführen der Verbrennungsgase gesorgt gewesen wäre. Solche Zustände herrschten, bis die Engländer 1793, und bis Meißner mit seiner Luftheizung 1823 zugleich das System der Ventilation mit vorgewärmter Luft schufen. Dann waren es wieder hauptsächlich die Engländer Whitwell und Tredgold, von denen praktisch brauchbare Anregungen bezüglich der Ventilation von Versammlungsräumen ausgingen. Überhaupt vollzog sich ein langsamer Wandel, als im Anfang des 19. Jahrhunderts eine vertiefte wissenschaftliche Erkenntnis auf allen Gebieten menschlichen Schaffens Platz griff.

Im Zusammenhang mit einer 1842 abgeordneten hygienischen Untersuchungskommission wurde in den Jahren 1845 bis 1847 das Londoner Parlamentsgebäude nach den Vorschlägen von Dr. Reid in Edinburg mit einer Pulsionslüftung durch Ventilatorbetrieb ausgestattet, die jedoch infolge von Zegerscheinungen nach Jahren durch eine Aspirationslüftung ersetzt wurde. Im Jahre 1843 wurde für das in Paris zu erbauende Mazasgefängnis ebenfalls eine Kommission zur wissenschaftlichen Prüfung der Ventilations- und Heizungsfrage eingesetzt, der u. a. auch Pécelet angehörte. Die Kommission schlug die Bestimmung des Luftwechsels in den Gefängniszellen bereits auf Grund der Kohlensäureproduktion des Menschen vor, und die Lüftungsmengen wurden nach der Ausführung der Anlage im Jahre 1849 mit Hilfe von Anemometern kontrolliert. Pécelet hat diese Messungen im 3. Bande seines 1860 bereits in 3. Auflage erschienenen, ausgezeichneten Werkes¹⁾ »Traité de la chaleur« ausführlich beschrieben. In demselben Bande sind Beschreibungen und

¹⁾ Pécelet: Traité de la chaleur, considérée dans ses applications, Paris 1843. Deutsch bearbeitet von C. Hartmann, Verlag Pätz, Naumburg.

Meßresultate einer großen Anzahl ausgeführter Heizungs- und Ventilationsanlagen für Gesellschaftssäle, Paläste, Theater, Kirchen, Gefängnisse, Krankenhäuser, Schulen, Kasernen usw. mit hervorragender Sachkenntnis gegeben. Die Luftmengen, die Widerstände der Luftkanäle, die Pressung der Ventilatoren, der Luftdruck in den Räumen unter Berücksichtigung der Spalten und Ritzen, des Öffnens der Fenster usw. sind gemessen und in Zahlen wiedergegeben. Auch die Ökonomie wird von Péclet hervorgehoben, die darin besteht, daß der Abdampf von den Maschinen, die zum Betriebe der Ventilatoren dienen, wieder zur Heizung verwendet wird. Die ganze Darstellung des Stoffes ist in dem Buche von Péclet außerordentlich plastisch. — Auch der Artilleriegeneral Morin hat sich große Verdienste um die Förderung der Ventilation erworben. Er gab 1861 eine Schrift »Etudes sur la Ventilation« heraus. Ausgedehnte Studien über Heizung und Lüftung machte ferner der Franzose Grassi und veröffentlichte sie 1856 unter dem Titel »Etude comparative des deux systèmes de Chauffage et de Ventilation établis à l'hôpital Lariboisière«.

Im Anschluß an diese vorbereitenden Untersuchungen Grassis ging nunmehr der mächtigste Anstoß zur Weiterentwicklung von Deutschland aus, wo in München Max v. Pettenkofer (1819—1901) der Begründer der **wissenschaftlichen und experimentellen Hygiene** wurde¹⁾. Durch ungezählte bahnbrechende Forschungen, von denen die über Ventilation und Heizung an erster Stelle zu nennen sind, hat v. Pettenkofer seinen Namen unsterblich gemacht. In diesem Zusammenhange seien nur seine folgenden Arbeiten erwähnt: der Kohlensäuremaßstab zur Berechnung des Luftwechsels in Räumen, eine Methode zur Bestimmung des Kohlensäuregehaltes der Luft, ferner seine klassischen Studien über den Luftwechsel in Wohngebäuden²⁾, über die atmosphärische Luft in Wohngebäuden, über die Beziehung der

1) v. Pettenkofer: Über Hygiene und ihre Stellung an den Hochschulen. Verlag Vieweg & Sohn, Braunschweig 1877.

2) München 1858, Verlag J. G. Cotta, und: Annalen der Chemie und Pharmazie, 1862, 2. Suppl.-Band.

Luft zu Kleidung, Wohnung und Boden¹⁾. Nachdem auf solche Weise exakte wissenschaftlich-hygienische Grundlagen für das Heizungs- und Lüftungswesen gewonnen waren, setzte eine lebhafte Entwicklung dieses Faches²⁾ ein, die ihrerseits wieder durch den gewaltigen Aufschwung der Maschinenteknik erst möglich wurde. So ging auch die Herstellung von Ventilations- und Heizungsanlagen ausschließlich in die Hände von Spezialfirmen über, ebenso wie andere Fabrikationszweige, die gleichfalls der Gesundheitspflege dienen.

Auf diese Weise sehen wir aus dem Zusammenwirken zwischen Hygiene und Technik die neue Industrie der **Gesundheitstechnik** herauswachsen, deren Aufgaben vor allem zu suchen sind in der Schaffung von Einrichtungen für: die Wasserversorgung, das Badewesen, die Städtereinigung, Kanalisation und Abwasserbeseitigung, die Feuerung, Heizung und Lüftung, das Beleuchtungswesen, die Krankenhaus-, Schul- und Gewerbehygiene, die Desinfektion, das Abdeckereiwesen und Leichenwesen, die Straßenhygiene, die Schlachthaus- und Kühlhaushygiene. — Die Heizungs- und Ventilationstechnik fand sich also auf einmal mitten in den großen Aufgaben der praktischen Hygiene wieder, und der ausführende Ingenieur mußte sich mit den einschlägigen Aufgaben und Forderungen, zum Teil auch mit den ihn angehenden Untersuchungsmethoden der hygienischen Wissenschaft vertraut machen.

Auf dem Gebiete der lokalen Heizung und überhaupt der häuslichen Feuerstätten verdanken wir dem bekannten Physiker Meidinger (1831—1905) eine Menge experimenteller Beiträge, sowie seit 1870 die Einführung der nach ihm benannten Dauerbrandöfen. A. Wolpert (1832—1907) gab vielfache Anregungen durch sein 1860 in erster Auflage erschie-

¹⁾ Die letztgenannten Studien sind auch als »Populäre Vorträge«, gehalten im Albert-Verein zu Dresden, im Verlag Vieweg & Sohn, Braunschweig 1877, erschienen; ihre Lektüre bietet sowohl dem Fachmanne wie dem gebildeten Laien einen hohen Genuß.

²⁾ Dietz: Die neuere Entwicklung der Zentralheizungs- und Lüftungstechnik, Prometheus 1907, Nr. 7—9, Verlag R. Mückenberger, Berlin.

nenes Buch »Prinzipien der Ventilation und Luftheizung«. Vor allem aber galt es, der wissenschaftlichen Technik als Führerin bei den Ausführungen der Anlagen zu folgen und Physik und Chemie als Hilfswissenschaften im Dienste des Faches heranzuziehen. So wurden die einzelnen Heizsysteme verbessert und neue geschaffen. Bechem, Gründer der Firma Bechem & Post in Hagen, konstruierte 1878 die Niederdruckdampfheizung mit 0,3 Atm. Betriebsdruck und mit selbsttätigem Feuerungsregulator sowie mit Isoliermänteln zur Regelung der Wärmeabgabe der Heizkörper. An Stelle dieser, die auch im Jahre 1875 bereits der Amerikaner Tudor anwendete, führte 1884 Käuffer in Mainz (1837—1897) die Ventilregulierung ein, indem er den Dampfdruck auf 0,1 Atm. herabsetzte. Durch Ausbildung der verschiedensten kombinierten Heizungs- und Lüftungssysteme lernte man die größten Gebäude in zweckentsprechender Weise mit Wärme und Luft versorgen. Die theoretischen Arbeiten eines Ferrini (*Tecologia del Calore*, Milano 1876), Grashof (*Theor. Maschinenlehre*, Leipzig 1875), Fischer (*Heizung u. Lüftung der Räume*, Handb. d. Arch., Darmstadt, 1. Aufl. 1881), G. Recknagel (*Lüftung des Hauses*, im Handb. d. Hygiene, v. Pettenkofer und v. Ziemssen, Leipzig 1894) dienten zur weiteren wissenschaftlichen Vertiefung. Das Verdienst, Theorien in einer für den Praktiker unmittelbar brauchbaren Form aufgestellt zu haben, gebührt Rietschel, und deshalb ist sein »Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungsanlagen« seit langem ein wertvolles Hilfsmittel für den ausführenden Ingenieur geworden. Von grundlegender Bedeutung für die Praxis sind ferner die von Rietschel durchgeführten Untersuchungen, sowohl an bestehenden Anlagen (Lüftung und Heizung von Schulen, Verlag Springer 1886) als auch die zahlreichen Versuchsergebnisse aus der von ihm ins Leben gerufenen »Prüfungsanstalt für Heizungs- und Lüftungseinrichtungen« an der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin.

Ventilation und Heizung bildete seit v. Pettenkofer stets ein bevorzugtes Kapitel der Hygiene, und von den vielen Forschern auf diesem Gebiete seien nur die Namen v. Es-march-Göttingen, Flügge-Breslau, Renk-Dresden, Rubner-

Berlin, Wolffhügel (†), H. Wolpert-Berlin, genannt. Auch die Behörden und Verwaltungen ließen sich die Förderung der öffentlichen Gesundheitspflege angelegen sein, und für unser Spezialgebiet wurden staatliche und städtische Heizingenieure angestellt.

Wertvolle Anregungen sind der Heizungs- und Lüftungstechnik in den letzten Jahrzehnten von Nordamerika geworden, wo der praktische Sinn und rege Unternehmungsgeist der Amerikaner zu ebenso originellen, technisch hervorragenden wie wirtschaftlich günstig arbeitenden Anlagen größten Umfangs geführt hat. Hier zeigt sich so recht deutlich, daß der Heizungsingenieur des ganzen Rüstzeuges der Maschinen- und Elektrotechnik bedarf, um die seiner harrenden Aufgaben erfolgreich zu lösen. Hierher gehören — um nur einige Beispiele herauszugreifen — alle Fragen des Kesselbaues und der rationellen Feuerungstechnik zur Verminderung der Rauch- und Rußplage sowie zur möglichsten Ausnutzung der in den Brennmaterialien aufgespeicherten Wärmemengen; ferner die immer wiederkehrenden Forderungen zur Schaffung derjenigen Voraussetzungen, bei denen die Ventilatoren und Pumpen mit dem günstigsten Wirkungsgrad arbeiten; dann die ausgedehnte Verwendung des elektrischen Stromes zum Betrieb der Ventilations- und Pumpmaschinen; vor allem die von Fall zu Fall neu zu lösende Aufgabe, ob und unter welchen Bedingungen es in gewissen Betrieben rationeller ist, die Dampfmaschinen mit Kondensation zu betreiben und Frischdampf aus der Kesselanlage zur Speisung der Heizung zu verwenden, oder aber die Maschinen mit Auspuff arbeiten zu lassen und den Abdampf in die Heizung zu schicken, oder endlich, ob es sich lohnt, besondere Heizkessel zur Erzeugung des Heizdampfes und daneben irgendeine andere, unabhängige Kraftmaschinenanlage zu bauen. Wir müssen es unbedingt als Verdienst der Amerikaner anerkennen, in dieser eben bezeichneten Richtung bewußt bahnbrechend vorangegangen zu sein: Das beweist uns die zuerst in Amerika mit so großem Erfolg unternommene Verbindung von Fernheizwerken mit elektrischen Licht- und Kraftzentralen, welchen Weg auch wir seit Ende

des vergangenen Jahrhunderts mit Nutzen beschritten haben. Derartige Fragen hat der Ingenieur bei der Projektbearbeitung sachgemäß zu entscheiden und die Lösung ziffernmäßig zu belegen, ebenso wie nach der Fertigstellung der Anlage den Beweis für die Richtigkeit durch umfassende technische Untersuchungen zu erbringen. Neben der selbstverständlichen Forderung der Funktionssicherheit und Erreichung des vorgeschriebenen Effektes hat also der Ingenieur sein Hauptaugenmerk auf die Wirtschaftlichkeit der Anlagen zu lenken. Nach dieser Richtung hat zur wesentlichen Vervollkommnung der Anlagen bei uns in neuerer Zeit die Ausbildung der Meßtechnik in erheblichem Maße beigetragen. Eine eigene Industrie hat sich mit Fleiß dieser Aufgabe gewidmet und hat ausgezeichnete Meßinstrumente und brauchbare Fernmeßapparate hergestellt, deren richtige Anwendung im Betriebe oft bedeutende Ersparnisse erzielen läßt und von ausschlaggebender Bedeutung für den richtigen Gang der Anlage sein kann.

Aber vergessen wir schließlich eines nicht: wir sind von der Baukunst ausgegangen und müssen uns dessen bewußt bleiben, daß die Lüftungs- und Heizungseinrichtungen in den Aufenthaltsräumen in die Erscheinung treten und somit, besonders in öffentlichen Bauten, einen Teil der Innenarchitektur bilden. Bei der Einrichtung einer Heizung und Ventilation wird also der Architekt stets ein gewichtiges Wort mitzureden haben: er ist im wahrsten Sinne des Wortes der *ἄρχιτέκτων*, d. h. der erste, der führende Künstler, der — unter voller Würdigung aller hygienischen und technischen Gesichtspunkte und Forderungen — alle am Baue Mitwirkenden im Sinne seiner Raumkunst zum gemeinsamen Ziele zu leiten berufen ist. Jede Zivilisation wird erst zur Kultur durch das Mittel der Kunst. Die allen Ingenieurwerken eigene tektonische Zweckschönheit muß also notwendigerweise auch bei den Heizungs- und Lüftungsgegenständen als Ausgangspunkt für die harmonische Abstimmung der Innenräume dienen.

Hygiene, Maschinentechnik und Architektur, das sind demnach die drei Grundpfeiler, auf denen der Heizungs- und Lüftungstechniker im Rahmen der Wirtschaft-

lichkeit seine Anlagen zu bauen hat. Die Beherrschung dieser drei Disziplinen bis zu dem notwendigen Grade ist Vorbedingung für das völlige Gelingen der Gesamtanlage.

An wenigen unserer technischen Hochschulen wird »Heizung und Lüftung« bereits als besonderes Fach gelehrt, das gewöhnlich, dem Herkommen entsprechend, der Abteilung für Architektur zugeteilt ist. Die Kgl. Technische Hochschule Berlin hat nach dieser Richtung die Führung, indem sie neben den eingehenden Vorlesungen über Heizung und Lüftung noch über eine besondere »Prüfungsanstalt für Heizungs- und Lüftungseinrichtungen« verfügt. Diese dient außer den Übungen für die Studierenden hauptsächlich der wissenschaftlichen Forschung und hat ferner die ministerielle Genehmigung, Apparate und Konstruktionen aus der Heizungs- und Lüftungstechnik gegen Vergütung der entstehenden Kosten auf ihren Wert zu untersuchen und über das Ergebnis amtliche Prüfungsatteste auszustellen. So ist dieses Institut zu einem sehr segensreichen Wirken berufen und so recht geeignet, eine Brücke zwischen Theorie und Praxis zu bilden. — Die hygienischen Fragen der Heizung und Ventilation werden ferner an allen technischen Hochschulen, ebenso wie an den Universitäten, in den Vorlesungen über Wohnungshygiene behandelt.

Im Interesse einer gedeihlichen Entwicklung der Zentralheizungsindustrie war es mit Freuden zu begrüßen, daß sich im Jahre 1898 ein »Verband Deutscher Zentralheizungs-Industrieller« bildete. Er hat, aus wirtschaftlichen Interessen heraus, vor allem einheitliche Grundlagen zur Regelung des Konkurrenzwesens sowie Normen für die Aufstellung von Projekten und für die Ausführung der Anlagen geschaffen. Durch solche Maßnahmen bezweckt der Verband eine Besserung der einzelnen Ausführung sowie die Hebung und Förderung des Ansehens der Zentralheizungsindustrie im allgemeinen.

So ist die für die Volksgesundheit und unsere moderne Kultur einen gleich wichtigen Faktor darstellende Zentralheizungs- und Lüftungstechnik in gesunder Entwicklung begriffen, und immer mehr kommen ihre Vorteile der Allgemeinheit zugute.

Kapitel II.

Die hygienischen Grundlagen.**1. Wechselwirkung zwischen Organismus und künstlicher Umgebung.**

Jede Heizungs- und Lüftungsanlage, mag sie in technischer und ästhetischer Hinsicht noch so sehr befriedigen, muß als minderwertig bezeichnet werden, wenn sie den Forderungen der Hygiene nicht entspricht. Uns in Kürze mit den einschlägigen grundlegenden Lehren der Hygiene¹⁾ bekannt zu machen, soll deshalb unsere Sorge sein.

Der Aufenthalt in geschlossenen Räumen bedingt für den Menschen eine künstliche Umgebung, deren Beschaffenheit durch mancherlei äußere, besonders Witterungseinflüsse, durch die Lebenstätigkeit des Organismus selbst und durch die Art der Beschäftigung des Menschen vielfachen Veränderungen unterliegt. Daß diese letzteren kein der Gesundheit schädliches Maß erreichen und im Laufe der Zeit die Leistungsfähigkeit des Organismus schwächen können, dagegen Mittel und Wege anzugeben, sowie die krankmachenden Störungen der Umgebung aufzudecken, das ist die Aufgabe der Hygiene.

Das Medium, in dem wir uns ununterbrochen zu bewegen gezwungen sind, um leben zu können, ist die Luft. Mit ihr steht unser Körper in ständigem Wechselverkehr, indem er ihr durch Atmung sowohl einen Teil seiner Nahrung entnimmt, als auch durch entsprechende Wärmeabgabe seine erforderliche Eigentemperatur aufrecht erhält: der erwachsene Mensch atmet in 24 Stunden im Mittel 9 cbm Luft und gibt in derselben Zeit etwa 2400 Wärmeeinheiten an die Luft ab.

¹⁾ Flügge, Grundriß der Hygiene, Verlag Veit & Co., Leipzig 1908. — Rubner, Lehrbuch der Hygiene, Verlag Deuticke, Leipzig und Wien 1907. — v. Esmarch, Hyg. Taschenb., Verl. Springer 1908. — Weyl, Handbuch d. Hygiene, 4. Bd., 2. Lfg.; v. Weyl u. Schmidt, Verlag Fischer, Jena 1896. — Wolpert, Ventilation und Heizung, 2. u. 3. Bd., Verlag Loewenthal, Berlin 1901. — Nußbaum, Leitfaden der Hygiene, Verlag R. Oldenbourg, München und Berlin 1902.

Die stoffliche Zusammensetzung und chemische Beschaffenheit der Luft und ihre Verunreinigungen einerseits sowie die physikalischen und thermischen Wirkungen der Umgebung andererseits dürfen deshalb in der Wohnung gewisse durch unseren Organismus bestimmt gezogene Grenzen nicht verlassen, damit der normale Ablauf der Lebensfunktionen des Körpers sich vollziehen kann. Zur Erreichung dieses Zweckes bedienen wir uns der Ventilation und der Heizung, und unterstützen diese durch die Wahl einer entsprechenden Kleidung. Sind die genannten Mittel unzureichend oder mangelhaft, so stellen sich anormale Verhältnisse in der künstlich geschaffenen Umgebung ein, und auf jede zu starke oder zu lange andauernde Schwankung antwortet der Organismus mit krankhaften Störungen. Die Ursachen der letzteren sind oft so fein und versteckt oder liegen zeitlich so weit zurück, daß sie durch unsere Sinne direkt gar nicht erkannt werden können. Dies trifft z. B. bei mangelhafter Beheizung, ganz besonders aber bei schlechter Ventilation zu; deshalb ist es nötig, die hierbei stattfindenden hygienischen Beziehungen wissenschaftlich zu betrachten, wie dies im folgenden kurz geschehen soll.

2. Stoffliche Zusammensetzung und Beimengungen der Luft.

Die atmosphärische Luft bildet keine chemische Verbindung, sondern ist ein **Gemenge** verschiedener Gase. Die Luft im Freien enthält rund 21 Volumprocente Sauerstoff, etwas mehr als 78 Volumprocente Stickstoff, im Mittel 0,04 Volumprocente Kohlensäure, eine geringe Menge Argon und Spuren anderer Gase wie Ozon, Ammoniak usw. Ferner sind in der Luft suspendiert wechselnde Mengen von Wasserdampf, Staub und Mikroorganismen enthalten. Die beiden letzteren bilden zusammen mit gewissen, je nach der Lebensbeschäftigung der Menschen, in den Aufenthaltsräumen erfolgenden chemischen Veränderungen der Luft, die hauptsächlich Verunreinigungen der Raumluft.

Im **Luftstaub** der Aufenthaltsräume kann man größere Staubteilchen, Ruß und Sonnenstäubchen unterscheiden, die

sich alle infolge geringster Luftströmungen schwebend halten und durch Einfallen eines Lichtbündels in den verdunkelten Raum leicht wahrgenommen werden können.

Zur Zählung der in der Luft enthaltenen Staubteilchen benutzt man gewöhnlich einen von Aitken erfundenen Apparat: in einen kleinen mit Wasserdampf gefüllten Zylinder wird staubfreie Luft gebracht und mittels einer Luftpumpe verdünnt; alsdann läßt man eine bestimmte Menge der zu untersuchenden Luft durch Öffnung eines Hahnes ein; sofort bildet sich um jedes Stäubchen je ein Wassertropfen, die sich auf einer quadrierten Glasplatte absetzen und nun mikroskopisch gezählt werden können. H. Recknagel hat in Verbindung mit Hahn einen anderen Staubzähler vorgeschlagen¹⁾, der darauf beruht, daß die zu untersuchende Luft mit Einatemgeschwindigkeit von 1,4 m/sek durch eine Röhre von 14 mm Durchmesser angesaugt wird und im Apparat ein Wattefilter passiert. Der in letzterem abgesetzte Staub wird gewogen.

Leider fehlt es zurzeit noch an einer wissenschaftlichen Grundlage darüber, welcher Staubgehalt gesundheitlich noch zulässig ist. Für gewisse Fabrikbetriebe wäre eine Lösung dieser Frage von außerordentlichem Nutzen. In jedem Kubikmeter Zimmerluft sind gewöhnlich Hunderttausende bis mehrere Millionen Staubteilchen enthalten. Die gröberen Staubteilchen bestehen zum größten Teile aus anorganischen Gesteinsplittern und Sandpartikelchen, das übrige ist organischen Ursprunges, wie Kleidungsfasern, Haare, Pflanzenteilchen, Pferdedünger. Der Ruß besteht aus feinen Kohlenteilchen, die der unvollkommenen Verbrennung entstammen. Die Sonnenstäubchen bestehen meist aus den feinst zerriebenen Fasern der Kleidungsstoffe, abgestorbenen Kleinlebewesen usw. und setzen sich auch in ruhender Luft nicht zu Boden. In den Unterrichtsräumen ist der »Schulstaub« ein gefürchteter Gast.

¹⁾ H. Recknagel, Über Staubgehaltsuntersuchungen der Luft in gewerblichen Betrieben. Gesundh.-Ingenieur 1908, Nr. 19.

Das Einatmen des Staubes ist besonders in manchen gewerblichen Betrieben sehr gesundheitsgefährlich, in denen dazu noch vielfach giftige Gase und Dämpfe entstehen. Gasförmige Verunreinigungen der Raumluft kommen auch in Wohnungen häufig als Folge mangelhafter Feuerungen vor: von den Verbrennungsgasen ist besonders das Kohlenoxyd gefährlich; letzteres ist u. a. auch als Produkt unvollkommener Verbrennung dem Zigarrenrauche beigemischt. Gasförmige Destillationsprodukte, z. B. Ammoniak, entstehen beim Schwelen des organischen Staubes auf zu heißen Heizflächen¹⁾ bei einer Temperatur von über 70—80° C. Solch verbrannter Staub reizt die Schleimhäute der Atmungswege und ruft auf diese Weise das Gefühl »trockener Luft« hervor. Auch die offene Beleuchtung trägt zur Verunreinigung der Raumluft durch Gase, besonders Kohlensäure, bei.

Die Mikroorganismen haften entweder (wie z. B. die Tuberkelbazillen) an den in der Wohnungsluft schwebenden Staubteilchen, oder (wie die Cholera-, Diphtherie-, Influenzabazillen) an den in die Luft versprühten Tröpfchen; sie werden durch Staubaufwirbelung und beim lauten Sprechen, Husten und Niesen mit dem in Tröpfchenform herausgeschleuderten Speichel in die Luft übergeführt. Nur die Schimmelpilzsporen können auch unvermittelt in der Luft schweben. — Während eine Infektionsmöglichkeit durch pathogene Bakterien im Freien kaum gegeben ist, enthält die Luft bewohnter Räume je nach Benutzung oft eine ganz bedeutende Anzahl Bakterien, und zwar unter gleichen Umständen desto mehr, je bewegter und staubhaltiger sie ist, im Mittel mehrere tausend pro cbm. Durch Einatmen gelangen solche infektiösen Luftkeime in die Schleimhäute der Atmungswege oder werden mit dem Speichel verschluckt.

¹⁾ v. Esmarch: Die Staubversengung auf unseren Heizkörpern. Hygien. Rundschau 1905, Nr. 1, Verlag Hirschwald, Berlin; und: Gesundh.-Ingenieur 1905, Nr. 4, Verlag R. Oldenbourg, München.

Nußbaum: Staubzersetzung auf Heizkörpern, Gesundh.-Ingenieur 1905, Nr. 16.

3. Chemische Beschaffenheit der Luft.

Die im vorigen Paragraphen angegebene chemische Zusammensetzung der Luft ist im Freien überall fast die gleiche, sie wird aber in den Aufenthaltsräumen durch den Lebensprozeß der Menschen wesentlich geändert. Infolge des Atmungsvorganges gelangt die Luft in die Lungen, wobei beim Menschen täglich bis 1000 g Sauerstoff an die Blutkörperchen und von hier in den Blutkreislauf übergehen und etwa die gleiche Gewichtsmenge Kohlensäure ausgeschieden wird. Die Expirationsluft enthält ungefähr 4,4% Kohlensäure. Die Luft bewohnter Räume wird also, wenn sie nicht dauernd erneuert wird, arm an Sauerstoff und reich an Kohlensäure. Jedoch darf der **Sauerstoffgehalt** schon eine sehr bedeutende Abnahme, bis herunter zu 11—12%, in den Wohnräumen erfahren, wie sie unter normalen Verhältnissen gar nicht vorkommen kann, um eine merkbare Gesundheitsschädigung herbeizuführen.

Auch die **Kohlensäure** als solche hat nicht die große Schädlichkeit, wie gewöhnlich angenommen wird: während die freie Atmosphäre, an allen Orten fast gleichmäßig verteilt, im Mittel 0,04% Kohlensäure enthält, kann ein Gehalt von 1% in geschlossenen Räumen noch längere Zeit ohne Schaden ertragen werden; erst ein Kohlensäuregehalt der Raumluft von etwa 14% führt den Tod des Menschen herbei. Im Jahre 1848 erstickten auf dem Schiffe Londonderry in einem geschlossenen Raume von 40 cbm 70 Personen. Einen so hohen Kohlensäuregehalt wird die Luft bewohnter Räume nie erreichen, weil stets ein geringer Luftaustausch zwischen Raum- und Außenluft durch die porösen Baumaterialien und durch die Tür- und Fensterfugen unterhalten wird: in Schulen, wo besonders ungünstige Verhältnisse vorliegen, sind bis zu 1,1% Kohlensäure gemessen worden.

Außer durch die Kohlensäure, die der menschlichen Atmung und eventuell der Beleuchtung (zusammen mit Spuren von Kohlenoxyd, schwefliger, salpetriger Säure usw.) entstammt, wird die Luft bewohnter Räume aber noch durch übelriechende Gase und andere Stoffwechselprodukte, durch zersetzliche

Sekrete der Hauttätigkeit sowie infolge Ausscheidung von Wasserdampf durch die Menschen verunreinigt. Man glaubte eine Zeitlang, daß in der Ausatemluft des Menschen ein Atemgift, das sog. Anthrotoxin, enthalten sei. Eine solche Annahme hat sich, nachdem sie verschiedene Forscher experimentell als unrichtig erwiesen haben, in der Folge nicht halten können. Diese Güteverminderung, die der Wohnungsluft einen ekelerregenden Geruch verleiht, geht erfahrungsgemäß fast proportional mit der Kohlensäurevermehrung, entzieht sich jedoch im einzelnen vollständig der gasanalytischen Bestimmung. Aus diesem Grunde hat v. Pettenkofer vorgeschlagen, die quantitativ genau zu ermittelnde Kohlensäure selbst als Maßstab für die Verunreinigung der Wohnluft zu benutzen.

Auf dieser Grundlage bezeichnete v. Pettenkofer unter Zuhilfenahme seines Geruchsinnens diejenige Luft eines dauernd von Menschen bewohnten Raumes als hygienisch noch zulässig, deren Kohlensäuregehalt den Grenzwert 0,1 % nicht übersteigt. Manchmal läßt sich diese Forderung nicht erfüllen, weil der Luftwechsel zu groß wird und leicht Zegerscheinungen zu befürchten sind; dieser Fall tritt z. B. in Schulklassen ein, für die Rietschel den Wert von zeitweise 0,15 % noch gelten läßt.

Zur Analyse der Raumluft auf Kohlensäure für einen bestimmten Zeitpunkt ist durch v. Pettenkofer folgende Methode angegeben worden, die voraussetzt, daß die zu untersuchende Luft keine anderen Säuren enthält, was für die gewöhnlichen Verhältnisse als zutreffend angenommen werden kann: Eine trockene, reine Flasche, deren Luftinhalt bis zum Rande geeicht ist und $V = 6000$ ccm betragen möge (Fig. 5), dient zur Aufnahme der Luftprobe. Man führt die Mündung eines Handblasebalges in den Hals der Flasche, pumpt dieselbe (ohne hineinzuatmen) durch etwa 30 bis 50 Züge mit der Luft des zu untersuchenden Raumes voll und gießt $v = 100$ ccm Barytwasser von bekanntem Titer hinein. Dann verschließt man die Flasche rasch mit einer Gummikappe und notiert den Barometerstand, beispielsweise $b = 751$ mm Q. S., und die

Lufttemperatur, z. B. $t = 18^{\circ} \text{C}$. Das auf 0° und 760 mm reduzierte Volumen ist alsdann

$$V_0 = \frac{(V - v) \cdot b}{\left(1 + \frac{t}{273}\right) \cdot 760} \dots \dots \dots (1)$$

$$= \frac{5900 \cdot 751}{1,066 \cdot 760} = 5470 \text{ ccm.}$$

Jetzt beschleunigt man die Absorption der Kohlensäure aus der Flaschenluft durch das Barytwasser, indem man die

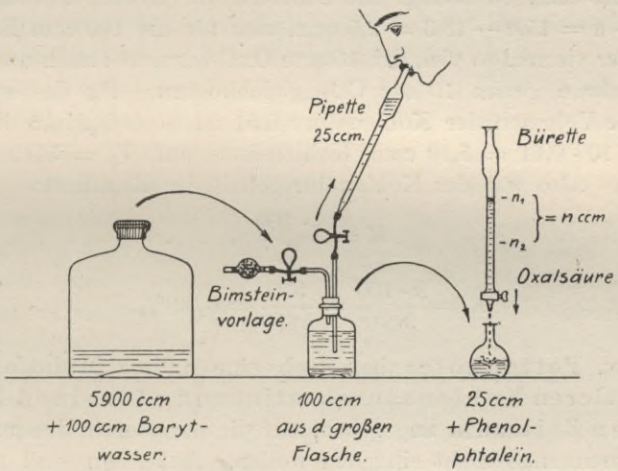


Fig. 5.
Kohlensäurebestimmung der Luft nach v. Pettenkofer.

Flasche etwa eine halbe Stunde lang schwenkt oder rollt. Die nach beendeter Absorption trüb aussehende Flüssigkeit gießt man nun in eine kleinere Flasche, verschließt diese und läßt sie 1 bis 2 Stunden ruhig stehen, bis sich der Baryumkarbonatniederschlag abgesetzt hat. Sodann entnimmt man unter Anwendung einer Vorlage, die Bimsstein mit konzentrierter Natronlauge enthält, durch Saugen mit einer Pipette (vorsichtig, ohne hineinzuatmen) eine Probe von genau 25 ccm, die man in ein Kölbchen bringt und mit 2 Tropfen Phenolphthalein rot färbt. Jetzt titriert man mit einer Oxalsäurelösung, die 2,864 g kristallisierter Oxalsäure auf 1 l destillierten Wassers enthält

(wobei 1 ccm der Lösung genau 1 mg CO_2 entspricht), indem man die Lösung aus einer in ccm graduierten Bürette tropfenweise in das untergehaltene Kölbchen einfließen läßt und dabei letzteres fleißig schüttelt. Die Titration ist mit dem Moment beendet, in dem die Reaktion d. h. der Umschlag der rot gefärbten Flüssigkeit in Gelb erfolgt. Waren beispielsweise vor der Kohlensäureabsorption $N = 15,8$ ccm Oxalsäure als zur Neutralisation des Barytwassers nötig an der Bürette abgelesen worden und nach der Absorption $n = n_1 - n_2 = 13,3$ ccm, so beträgt die Differenz für 25 ccm Flüssigkeit $N - n = 15,8 - 13,3 = 2,5$ ccm, also für die 100 ccm Barytwasser viermal so viel, d. i. 10 ccm Oxalsäure, was nach unserer Annahme genau 10 mg CO_2 gleichkommt. Da das spezifische Volumen der Kohlensäure 0,51 ist, so entspricht dieses $k = 10 \cdot 0,51 = 5,10$ ccm Kohlensäure auf $V_0 = 5470$ ccm Luft. Also war der Kohlensäuregehalt der Raumluft:

$$K = \frac{k \cdot 100}{V_0} \dots \dots \dots (2)$$

$$K = \frac{k \cdot 100}{5470} = \frac{510}{5470} = 0,09 \%$$

v. Pettenkofer hat noch eine andere Methode der mittleren Kohlensäurebestimmung für einen längeren Zeitraum angegeben, auf die wir aber in diesem Zusammenhange nicht eingehen wollen. Außerdem sind noch eine Reihe einfacherer Verfahren vorgeschlagen worden, so von Lunge, Hesse, H. Wolpert, Rüdorff, jedoch ist die Pettenkofersche Methode allgemein als die beste und zuverlässigste anerkannt.

Neben dem Sauerstoff und der Kohlensäure spielt in hygienischer Beziehung namentlich das Ozon (O_3) eine Rolle. Dieses farblose, einen erfrischenden Geruch besitzende Gas entsteht in der Atmosphäre hauptsächlich bei Gewitterentladungen und kommt in größeren Mengen am Meere, auf Bergen und in Wäldern vor. Das Ozon hat ein besonders hervorragendes Oxydationsvermögen: Metalle, auch organische Körper, Mikroorganismen, Rauch, organischer Staub und überhaupt die organischen Verunreinigungen der Luft werden bei An-

wesenheit von Ozon in kurzer Zeit zerstört, wobei gleichzeitig eine Zerlegung des Ozons eintritt. Wo immer demnach Spuren von Ozon in der Atmosphäre vorkommen, kann mit Sicherheit gesagt werden, daß diese Luft rein von schädlichen organischen Beimengungen ist. Hierauf gründet sich die in neuerer Zeit versuchte künstliche Ozonisierung der Raumluft. Dr. Lübbert weist, wie auch schon andere vor ihm, mit Recht darauf hin, daß es Fälle gibt, in denen selbst die beste Ventilation in einem Raume nicht genügt, die gesundheitsschädliche Produktion übelriechender Gase zu verhindern, und daß es deshalb kein anderes Mittel gebe, als diese zu zerstören. Er schreibt:¹⁾

»Nun schränke jemand aber einmal die Produktion der pestilentialischen Emanationen ein, die man im Zwischendeck eines Auswandererschiffes findet! — Die kostspieligste Ventilationsanlage aber wird unzureichend, wenn bei schlechtem Wetter alle Luken geschlossen, wenn bei schwerem Regen die Preßköpfe (siehe § 12b) aus dem Wind gedreht werden müssen, und wenn zu dem normaliter von diesen Menschen produzierten Gestank noch die Folgen der Seekrankheit kommen. Im Zwischendeck von Auswandererschiffen haben wir eben Verhältnisse, bei denen die Produktion von Gestank ganz excessiv ist, indem derselbe längst schon lästig fällt und die normale Atmung stört, ehe der sonst für Luftverderbnis in Betracht kommende Faktor, Temperatursteigerung und Wasserdampfsättigung der Luft, überhaupt einen zu beachtenden Wert erreicht. Und was vom Schiff gilt, das gilt in mannigfachster Variation für viele andere Verhältnisse, Kasernen, Schulen, Gefängnisse, öffentliche Anstalten aller Art, ebenso wie für Versammlungsräume, Vergnügungsetablissemments, Fabriken usw. In diesem Falle werden wir oft an der Kohlensäurebestimmung keinen Anhaltspunkt finden, denn wir sehen den Fall eintreten, daß unter dem Einfluß der Ventilation keine nennenswerte Anhäufung von Kohlen-

¹⁾ Lübbert, Über die Gesundheitsschädlichkeit der Luft bewohnter Räume und ihre Verbesserung durch Ozon. Gesundheits-Ingenieur 1907, Nr. 49, Verlag R. Oldenbourg, München.

säure stattfindet, obwohl die Luft verdorben erscheint. Das heißt aber nichts anderes, als daß die Ventilation zwar unter Entfaltung ihrer Höchstleistung die für normale Verhältnisse ausreichende Luftmenge pro Stunde liefert, daß sie aber nicht der exzessiven Produktion von offensiven Riechstoffen Herr werden kann.«

In solchen Fällen können nun die oben skizzierten abtötenden Eigenschaften des Ozons benutzt, und kann eine Luftreinigung durch Ozonbeimischung erzielt werden. Die Aufstellung von Ozonapparaten hat in vielen Fällen überraschende Resultate gezeitigt. Zu starker Ozongehalt der Luft wirkt jedoch schädlich: Schläfrigkeit und Reizung der Atmungsschleimhäute sind beim Menschen die Folgeerscheinungen. Spuren von Ozon in der Raumluft sind aber schon ein Indikator für vollkommene Reinheit der Luft von gesundheits-schädlichen organischen Beimengungen.

4. Die thermischen Wirkungen der Raumluft.

Temperatur, Feuchtigkeit und Bewegung, diese drei physikalischen Zustände in der Luft haben, sowohl einzeln als auch in ihrem Zusammenwirken, für die Entwärmung des menschlichen Körpers die größte hygienische Bedeutung, und sie werden deshalb unter der gemeinsamen Bezeichnung »thermische Verhältnisse« der Luft zusammengefaßt. Dauernd übermäßige Wärmeabgabe des Körpers führt zur Erkältung, und dauernd gehemmte Entwärmung ruft Wärmestauung hervor, als deren Symptome Beklemmung, Übelbefinden, Kopfschmerz, Schwindelgefühl bis zur Ohnmacht auftreten.

Jedoch ist der Organismus vermöge seiner Fähigkeit der unwillkürlichen **Wärmeregulation** unausgesetzt bestrebt, jene Gesundheitsstörungen durch Erhaltung der normalen Eigenwärme des Körpers, die ständig auf der gleichen Höhe von etwa 38°C bleibt, zu vermeiden. Die Wärmeregulation erfolgt in doppelter Weise: erstens bei niedrigeren Temperaturen bis etwa 20°C durch chemische Regulierung der Wärmeproduktion, mit deren Hilfe die vom Körper abgegebene Wärme ersetzt wird. Dieses geschieht durch Er-

regung der auf der Haut endigenden wärmeempfindlichen Nervenstränge; dieselben übertragen den Reiz auf das Nervenzentrum, von wo aus die Muskeln zu entsprechend stärkerer oder schwächerer Zersetzung der Nahrungsstoffe angeregt werden. Zweitens setzt bei den höheren Temperaturen der Umgebung, von etwa 20°C aufwärts, die physikalische Wärmeregulation ein. Dieselbe besteht darin, daß die etwas gehemmte Entwärmung des Körpers wieder beschleunigt wird, und zwar durch Erleichterung der Wärmeabgabe mit Hilfe der Blutzirkulation und durch vermehrte Wasserverdunstung von der Hautoberfläche. Die Vermittelung übernehmen dabei die Blutgefäße und Hautdrüsen. — Zur Unterstützung der Wärmeregulation des Körpers dient eine zweckentsprechende Bekleidung desselben. Bei reichlicher körperlicher Tätigkeit einerseits und beim Aufenthalt im freien Winde verschieben sich die Grenzen der chemischen und physikalischen Wärmeregulation etwas gegeneinander.

Die Wärmeabgabe des Körpers an die Umgebung erfolgt beim Aufenthalt in geschlossenen Räumen zum geringsten Teile durch Leitung, in erheblicherem Maße dagegen durch Strahlung und durch Wasserverdunstung. Der **Wärmeverlust durch Leitung** an die Luft steigt zunächst mit sinkender Temperatur. Bei niedrigen Temperaturen ist die Wärmeableitung in feuchter Luft größer als in trockener. Dabei hat nach Rubner eine Steigerung der relativen Feuchtigkeit um 12,5% für die Wärmeentziehung durch die Haut dieselbe Wirkung wie eine Erniedrigung der Lufttemperatur um 1°C. Bei höheren Raumtemperaturen etwa bis 26° wird dagegen mit steigender Luftfeuchtigkeit auch das Wärmegefühl gesteigert, während bei noch höherer Temperatur andere Verhältnisse (Wasserabdunstung) eintreten. Die Wärmeabgabe des Körpers durch Leitung steigt ferner in bewegter Luft, jedoch in anderer Weise als etwa bei leblosen Gegenständen, weil der Körper durch seine Lebensfunktionen aktiv beteiligt ist. Im geschlossenen Raume können »Zug« oder auch insensibele Luftströmungen nach Rubner¹⁾ zu übermäßiger Wärme-

¹⁾ Rubner: Über insensible Luftströmungen. Archiv für Hygiene 1904, Bd. 50.

entziehung, also zur Erkältung führen, wenn der Reiz nicht richtig empfunden und vom Körper verarbeitet wurde. Die **Wärmeabgabe durch Strahlung** erfolgt nicht an die Luft, denn Luftbewegung vermag Wärmestrahlung nicht aufzuheben, sondern an die umgebenden Gegenstände und ist umgekehrt proportional dem Quadrate der Entfernung. Besonders unangenehm kann die Ausstrahlung der Körperwärme an nicht genügend erwärmte Wände eines Raumes werden. Deshalb wird man in einem nach längerer Unterbrechung frisch angeheizten Raume noch lange das Gefühl des Fröstelns haben, weil die Wände noch zu sehr ausgekühlt sind, trotzdem die Raumluft selbst längst ihre normale Temperatur angenommen haben kann. In geschlossenen und geheizten Räumen spielt also die Wärmeabgabe des Menschen durch Strahlung eine bedeutende Rolle, weil die Körpererwärmung in ununterbrochen geheizten Räumen bei sonst gleicher Lufttemperatur eine viel geringere ist als in Räumen, die über Nacht auskühlen.

Kißkalt hat nachgewiesen¹⁾, daß in einem schlecht angeheizten Raume, dessen Lufttemperatur $17,5^{\circ}\text{C}$ und dessen Wandtemperatur weniger betrug, von einer Person pro Grad Temperaturunterschied zwischen Luft und Wand etwa 8 bis 10% Wärme mehr abgegeben wird als bei Temperaturgleichheit. Dagegen kann das Umgekehrte in Räumen eintreten, die ohne Unterbrechung sehr gleichmäßig geheizt werden, ein Fall, der bei Zentralheizungen sehr oft vorkommt. Dann sind alle Gegenstände und Wände des Raumes bis zu größerer Tiefe so gut durchwärmt, daß die Wärmeabgabe des Menschen durch Strahlung erheblich gehemmt ist. Deshalb macht besonders Nußbaum²⁾ darauf aufmerksam, daß für solche Räume aus hygienischen Gründen eine um 1 bis 2° niedrigere Temperatur innegehalten werde, die uns dann behaglicher ist

¹⁾ Kißkalt: Die Wärmeabgabe des Menschen in ungleichmäßig temperierten Räumen. Archiv für Hygiene 1907, Bd. 63.

²⁾ Nußbaum: Zeigen zweckmäßig durchgebildete Sammelheizungen Nachteile gegenüber der Ofenheizung? Haustechnische Rundschau 1908, Nr. 17, Verlag Marhold, Halle a. S.

wie die gewöhnlich als normal geltende. Ähnliches gilt von Räumen, in denen sich viele Menschen längere Zeit aufhalten, z. B. für Schulklassen, in denen die Luftfeuchtigkeit infolge der Wasserausscheidung der Schüler einen hohen Grad erreicht und deshalb die Entwärmung ebenfalls gehemmt ist. Überhaupt läßt sich für manche Fälle gar nicht eine bestimmte, allen Personen eines Raumes in gleicher Weise angenehme Temperatur angeben, wie z. B. in Schulklassen, wo der Lehrer sich in höheren Luftschichten bewegen kann, während die Schüler zum Stillsitzen gezwungen sind; hier muß eben die Kleidung ausgleichend mithelfen.

Die Wärmeabgabe der Haut durch Wasserverdunstung hängt wesentlich von der Temperatur, vom Feuchtigkeitsgehalt und von der Bewegung der Luft ab. Die Wasserausscheidung des Menschen erfolgt teils in Dampfform, teils in Form von Schweiß und Harn. Die Wasserdampfabgabe geschieht zu etwa $\frac{1}{3}$ aus der Lunge, zu $\frac{2}{3}$ von der Hautoberfläche. Nach Wolpert¹⁾ hat die Wasserdampfausscheidung des Menschen von der Haut in ruhender, mittelfeuchter Luft bei 18 bis 20° C ein Minimum; steigt jedoch bei gleicher relativer Feuchtigkeit die Raumtemperatur, so nimmt die Wasserverdunstung und damit die Wärmeentziehung des Körpers rapid zu. Der Anfangswert der Wasserdampfabgabe wird bei 22° C und 40% relativer Feuchtigkeit der Umgebungsluft bereits um ca. 30% übertroffen und steigt bei 25° C fast auf das Doppelte. Gegenüber der ruhenden Luft ist die Wasserdampf-abgabe in bewegter Luft bei Temperaturen bis 20° etwas gesteigert, von 20 bis 35° jedoch wesentlich herabgesetzt. Unter normalen Verhältnissen kann man rechnen, daß der Mensch in 24 Stunden 500 bis 1500 WE durch Wasserverdunstung an die Umgebung verliert. — Bei abnorm hoher Luftfeuchtigkeit ist die Wärmeabgabe durch Wasserverdunstung behindert; an ihre Stelle tritt Schweißsekretion, und gleichzeitig stellen sich die Symptome der Wärmestauung ein. In Versammlungs-

¹⁾ H. Wolpert: Einfluß der Luftbewegung auf die Wasserdampf- und Kohlensäureabgabe des Menschen. Archiv für Hygiene 1898, Bd. 33.

räumen, in denen die Temperatur der Luft, infolge der Wärmeabgabe der Insassen, und somit auch der Feuchtigkeitsgehalt rasch ein hygienisch unzulässiges Maß erreichen können, gilt nach Rietschels Vorschlag die Wärme als Maßstab für den einzurichtenden Luftwechsel. Letzterer muß so reichlich bemessen sein, daß eine von Fall zu Fall als zulässig anzusetzende obere Grenze der Temperatur nicht überschritten wird. Diese Forderung hat sich, trotz anfänglicher Angriffe Wolffhügels¹⁾, als vollauf berechtigt und ihre Erfüllung in der Praxis als fruchtbar erwiesen. —

Alle irdischen Wärmequellen, mit Ausnahme der in größeren Erdtiefen, entstammen in letzter Linie der strahlenden Energie der Sonne, von der durch die Atmosphäre bei senkrechtem Durchgange und unbewölktem Himmel ca. 30% absorbiert werden, während 70% der Strahlung auf die Erdoberfläche gelangen. Das Vorhandensein der Atmosphäre verhindert wiederum eine zu beträchtliche Wiederausstrahlung der Erdwärme in den Weltenraum und ermöglicht damit ein gleichmäßigeres Klima. Zur Charakteristik des Klimas eines Ortes gehören: 1. die mittlere Jahrestemperatur, 2. die absoluten und jährlichen extremen Temperaturen, 3. die mittlere Schwankung der Temperatur innerhalb 24 Stunden, 4. die mittlere Jahreschwankung und 5. die Temperaturänderung von einem Tage zum andern. In unseren Breitengraden beträgt die mittlere Temperatur des kältesten Tages — 18 bis — 20° C und die höchste Tagesschwankung etwa 15 bis 20° C.

Zur Messung der Temperatur im Freien und im Raume benutzt man die verschiedenen Arten der Thermometer, für deren Anzeigen bei uns die 100-teilige Celsiuskala als Maßstab gilt. In jedem Aufenthaltsraume sollte stets ein richtig zeigendes Thermometer in Kopfhöhe möglichst an der Stelle der mittleren Temperatur und vor Strahlung geschützt aufgehängt sein. Die billigen Thermometer zeigen meist falsch. Für genauere Messungen, besonders bei der Prüfung

¹⁾ Wolffhügel: Zur Lehre vom Luftwechsel. Verlag R. Oldenbourg, München 1893.

von Heizanlagen, verwende man nur Thermometer aus Jenenser Normalglas, die von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt in Charlottenburg geeicht sind. Um das Quecksilbergefäß von Strahlungseinflüssen frei zu halten, wird es zweckmäßig mit einer hochglanzpolierten, vernickelten Strahlungshülse umgeben. Bis ein normales Quecksilberthermometer die richtige Lufttemperatur angenommen hat, darüber vergehen gewöhnlich mindestens 10 Minuten. Die Zeit in Sekunden, die ein bestimmtes Thermometer braucht, um sich von einer beliebigen Anfangstemperatur auf die Hälfte zwischen Thermometer- und Raumtemperatur abzukühlen, ist stets die gleiche und heißt nach Krell¹⁾ der Abkühlungs- oder Empfindlichkeitskoeffizient. Z. B. kühlt sich ein Thermometer in einer Umgebung von $\pm 0^\circ$ von 20° auf 10° in derselben Zeit ab wie von 10° auf 5° , von 5° auf $2,5^\circ$ usw. oder in einer Umgebung von $+10^\circ$ von 20° auf 15° usw. Jedes Thermometer hat also seinen eigenen unveränderlichen Empfindlichkeitskoeffizienten, und ein Thermometer ist um so brauchbarer, je kleiner diese Zahl ist. Im allgemeinen würde ich ein Thermometer, dessen Empfindlichkeitskoeffizient größer als 100 ist, zur Messung von Raumtemperaturen für ungeeignet erklären, da es eventuellen Temperaturschwankungen nicht schnell genug zu folgen vermag; ein guter Empfindlichkeitskoeffizient ist 16. — Die Ablesung muß schnell genug erfolgen, damit keine Temperaturerhöhung durch die Nähe des Kopfes stattfindet. Bei Temperaturmessungen in größeren Räumen genügt ein Thermometer nicht, sondern es müssen deren mehrere in verschiedenen Höhen und in entsprechender horizontaler Verteilung angebracht werden. — Zur Registrierung des Temperaturverlaufes für einen längeren Zeitraum dienen Thermographen (Fig. 6), welche die Bewegungen einer wärmeempfindlichen Metallfeder d mit Hilfe einer Hebelübersetzung $C S$ auf eine rotierende Trommel T übertragen. Auf letzterer wird mit Hilfe eines Stabes b das Registrierpapier befestigt, das als

¹⁾ O. Krell sen.: Empfindlichkeit der Thermometer. Zeitschr. für Heizung, Lüftung und Beleuchtung 1906, Nr. 4 und 6, Verlag Marhold, Halle a. S.

Abszissen die Zeit und als Ordinaten die Temperaturen enthält. Eine am Hebelwerke befestigte Schreibfeder zeichnet alsdann das Temperaturdiagramm selbsttätig auf. — Maximum- und Minimumthermometer werden angewendet, wenn es nur darauf ankommt, den höchsten und tiefsten Stand der Temperatur innerhalb einer gewissen Zeit zu kennen. Gebräuchlich sind die Konstruktionen von Rutherford, Six, Bellani und Bunten, Negretti und Zambra. — Im Freien müssen die Thermometer, um nur die Lufttemperatur anzuzeigen, der

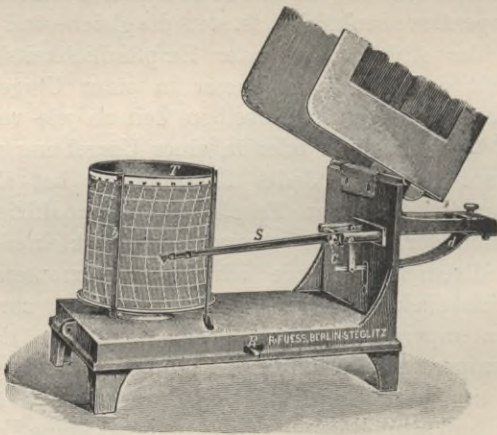


Fig. 6.
Thermograph.

Sonnenstrahlung entzogen werden und auch mit Schutzvorrichtungen gegen Regen und Schnee versehen sein. Diesem Zwecke dienen Thermometergehäuse, wie sie z. B. von R. Fuesß in Steglitz hergestellt werden. Auch das Assmannsche Aspirationsprinzip findet Anwendung, wobei durch eine das Thermometergefäß umgebende Strahlungshülse mittels eines kleinen Federkraftventilators Luft angesaugt wird.

Der Feuchtigkeitsgehalt der Luft wechselt sowohl im Freien als auch innerhalb der Wohnungen außerordentlich und ist besonders stark zeitlichen und örtlichen Schwankungen unterworfen. Die Feuchtigkeit ist der Luft in Form von Wasser-

dampf beigemischt. Jedes Kubikmeter Luft wird bei einer bekannten Temperatur eine gewisse Menge Wasserdampf enthalten, dessen Gewicht sich in Grammen angeben läßt. Außerdem übt dieser Dampf eine Tension oder einen bestimmten Partialdruck aus, der in Millimeter-Quecksilbersäule gemessen wird. Die beiden Zahlenwerte g/cbm und Millimeter-Quecksilbersäule stimmen zufällig fast genau überein. Dieser Dampfgehalt pro cbm Luft in Grammen oder Millimeter-Quecksilbersäule heißt die absolute Feuchtigkeit f bei der beobachteten Temperatur. Höher temperierte Luft vermag bis zur vollen Sättigung eine größere Menge Feuchtigkeit aufzunehmen als kalte Luft im Sättigungszustande, wie es die Spannungs- oder die Wasserdampfkurve in Fig. 7 dartut. Gewöhnlich wird die Luft nicht gesättigt sein, sondern nur einen bestimmten Prozentsatz Wasserdampf enthalten: diesen nennt man die relative Feuchtigkeit f_r . 1 cbm Luft von 30° C mit 50% Feuchtigkeit enthält also z. B. nach Fig. 7 nur 15 g, während 1 cbm Luft der gleichen absoluten Feuchtigkeit schon bei etwa 18° C gesättigt ist. Die Temperaturen der maximalen Feuchtigkeit bezeichnen gleichzeitig den Taupunkt der Luft, bei denen der Beginn des Niederschlagens der entsprechenden Dampfmenge, d. h. Taubildung, eintritt. Statt der relativen Feuchtigkeit findet man öfter das Sättigungsdefizit angegeben, d. i. die Differenz in g/cbm zwischen der vollen Sättigung und der vorhandenen absoluten Feuchtigkeit, oder es ist das Spannungsdefizit genannt, d. i. dieselbe Differenz in Millimeter-Quecksilbersäule.

Zur Beurteilung der hygienischen Bedeutung der Luftfeuchtigkeit muß stets die relative Feuchtigkeit bzw. das Defizit herangezogen werden. Den Einfluß der Luftfeuchtigkeit auf die Wasserdampfausscheidung und die Wärmeabgabe des Menschen haben wir bereits kennen gelernt und haben gesehen, daß dabei die Temperatur und Bewegung der Luft eine ausschlaggebende Rolle spielen. Aus diesen Gründen ist es nicht möglich, einen normalen Feuchtigkeitsgehalt herauszufinden, bei dem sich der Mensch unter allen Umständen dauernd behaglich fühlt. Nur das eine erscheint erwiesen, daß der Mensch im allgemeinen eher eine zu

trockene als eine zu feuchte Luft leichter erträgt. Bei Ruhe, gemischter Kost, normaler Raumtemperatur und unbewegter Luft scheinen 40 bis höchstens 60 % relativer Feuch-

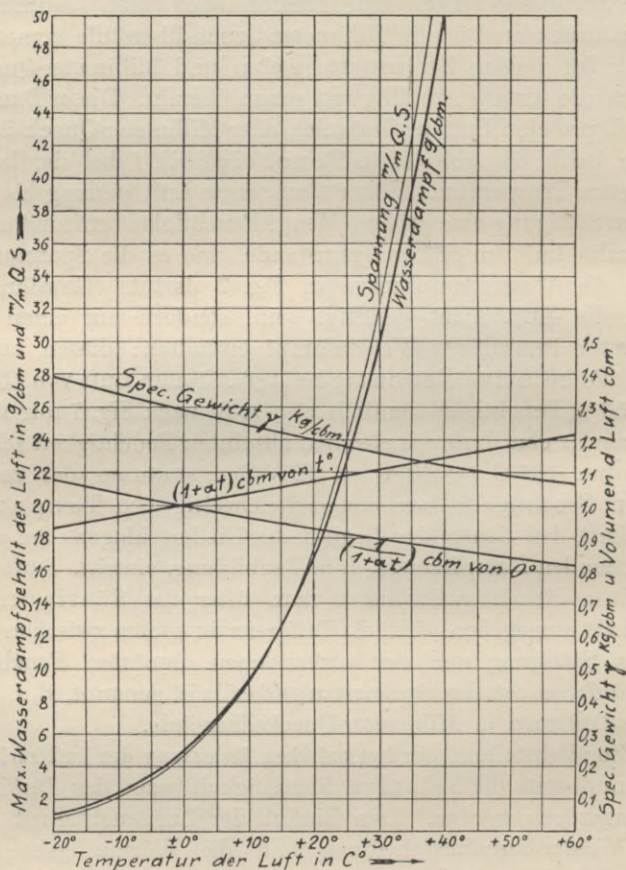


Fig. 7.

Temperatur, Volumen, Gewicht und max. Wasserdampfgehalt der Luft.

tigkeit, bei höherer Temperatur 30—40% am zuträglichsten zu sein. Bei höherem Prozentgehalte treten leicht Wärmestauungen auf; nur bei niederen Temperaturen ist das Umgekehrte, nämlich vermehrte Wärmeentziehung, der Fall. Hohe

Luftfeuchtigkeit begünstigt im allgemeinen die Lebensfähigkeit und Vermehrung der Mikroorganismen, während einige Arten der letzteren in trockener Luft sogar absterben. Die Feuchtigkeit ist ferner auf den Wassergehalt unserer Kleidung von Einfluß und bestimmt darum wiederum indirekt die Wärmeabgabe des Körpers durch Leitung. Die austrocknende Wirkung der Luft ist trotz gleichen relativen Feuchtigkeitsgehaltes sehr verschieden bei hoher und niedriger Lufttemperatur und hängt lediglich vom Sättigungsdefizit ab, gleichen Bewegungszustand der Luft vorausgesetzt. Beispielsweise ist bei 50% relativer Feuchtigkeit das Sättigungsdefizit der Luft bei 25° C ungefähr doppelt so groß als bei 13° C Lufttemperatur (vgl. Fig. 7). Daher erklärt sich auch das leichtere Reißen der Möbel in überheizten Räumen, trotzdem der Prozentsatz der Luft an Feuchtigkeit reichlich groß sein kann. In unserem Klima beträgt die mittlere Luftfeuchtigkeit im Juli 60 bis 70%, im Winter im Freien etwa 80 bis 90%; gleichwohl ist das Sättigungsdefizit und somit die austrocknende Wirkung der Luft im Sommer um ein Mehrfaches größer als im Winter, was ja aus dem vorher Gesagten ohne weiteres einleuchtet.

In Versammlungsräumen übersteigt der Feuchtigkeitsgehalt infolge der Wasserdampfausscheidung der Menschen leicht die normalen Grenzen. Jedoch ist es nicht angängig, die Feuchtigkeit, wie vorgeschlagen, als Maßstab für den Luftwechsel zu nehmen; denn erstens schwankt der Wasserdampfgehalt der Atmosphäre selber zu bedeutend, zweitens ist er prozentual von der Temperatur abhängig, und drittens wird er durch die außerordentlich verschiedene Hygroskopizität der Umfassungswände und Gegenstände des betreffenden Raumes in einer Weise beinflußt, die sich der Berechnung entzieht¹⁾. Doch muß selbstverständlich, wie auch Rubner neuerdings betont, die Forderung gestellt werden, daß durch das Ventilationsquantum eine über das normale Maß gehende Steigerung der relativen Luftfeuchtigkeit verhütet wird.

¹⁾ Rubner und Wolpert: Grundlagen für die Beurteilung der Luftfeuchtigkeit in Wohnräumen. Archiv für Hygiene 1904, Bd. 50.

Zur Messung der Luftfeuchtigkeit ist eine sehr große Anzahl von Instrumenten gebaut worden, jedoch ist es bis heute nicht gelungen, mit irgend einem derselben auf hinlänglich bequeme Weise genaue Resultate zu erhalten. Man kann eine Einteilung in 4 Gruppen vornehmen:

a) Die chemische oder Absorptionsmethode beruht auf der Entziehung der Feuchtigkeit durch eine Trockensubstanz. Diese Methode ist so umständlich und zeitraubend, daß sie für technische Messungen nicht in Betracht kommt.

b) Die Kondensations- oder Taupunktmethode ist ebenfalls im praktischen Gebrauche wenig handlich und wird daher im Heizungs- und Lüftungswesen selten angewendet, obwohl das Verfahren als sehr »elegant« zu bezeichnen ist. Das Prinzip ist die Beobachtung des eintretenden Beschlagens einer blanken Metallfläche bei der Abkühlung der Luft auf den Taupunkt. Zu dieser Taupunkttemperatur t_0 wird dann aus einer Dampfdruckkurve Fig. 7 die zugehörige maximale Dampfspannung (Sättigungsdruck) p_0 abgelesen und also die absolute Feuchtigkeit der Luft $p_0 = f$ bei der untersuchten Temperatur T erhalten. Aus der Fig. 7 findet man dann wieder, daß bei der Temperatur T ein Maximaldruck P_0 möglich ist; folglich ist die relative Feuchtigkeit der Luft bei der Temperatur T :

$$f_r = 100 \frac{f}{P_0} \% \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Hierher gehörige Instrumente sind der Taupunktspiegel von Lambrecht-Göttingen und das Kondensationshygrometer von Nippoldt-Frankfurt a. M.

c) Die hygroskopische Methode eignet sich besonders auch zum Gebrauche für Laien; sie beruht auf der Gestaltänderung verschiedener Körper, wie Stroh, Seide, Haaren usw. infolge der verschiedenen Wasseraufnahme aus der Luft. Die Genauigkeit dieser Hygrometer schwankt zwischen 5 bis 10%, wobei sie aber den großen Vorzug haben, daß sie die relative Feuchtigkeit direkt anzeigen. Als sehr empfehlenswertes Instrument ist das Haarhygrometer nach Koppe Fig. 8 zu nennen: Um den mit Vierkant versehenen Stift a ist ein Haar befestigt, das unten, am besten mit Hilfe eines

beschwerten Seidenfadens um eine Achse geschlungen ist, welche einen auf einer Skala spielenden Zeiger trägt. Zur Justierung der Zeigerstellung oder Eichung des Hygrometers wird ein Rahmen mit befeuchteter Gaze *M* in das Gestell geschoben und letzteres hinten und oben mit einem Blechdeckel, vorne mit einer Glasscheibe verschlossen. Dann sättigt sich die im Apparat eingeschlossene Luft in wenigen Minuten mit Wasserdampf, das Haar längt sich, und der Zeiger schlägt nach rechts aus. Man dreht nun die Achse *a* mit einem Schlüssel so, daß der Zeiger nach längstens einer halben Stunde gerade auf 100 steht, was der vollen Sättigung bei der am Thermometer abgelesenen Temperatur entspricht. Wird nun das Instrument geöffnet und die Gaze entfernt, so geht der Zeiger auf den der jeweiligen relativen Feuchtigkeit entsprechenden Teilstrich der Skala zurück. Am zweckmäßigsten verwendet man blondes, durch Laugen oder Äther entfettetes Menschenhaar. — Auf dem gleichen Prinzipie beruht das ebenfalls viel verwendete Polymer von Lambrecht-Göttingen, bei dem statt eines Haares ein an einem Hebel befestigtes Haarbündel verwendet ist.

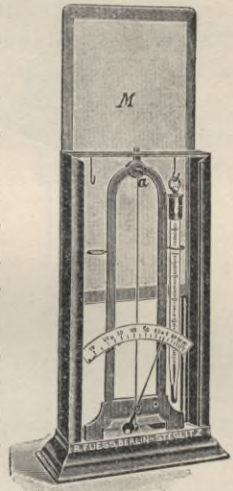


Fig. 8.
Haarhygrometer
nach Koppe.

d) Auf der psychrometrischen Methode beruht die Konstruktion des Aspirationspsychrometers nach Aßmann von der Firma R. Fieß-Steglitz, Fig. 9. Dieses Instrument wird hauptsächlich bei meteorologischen Messungen benutzt und ist auch für unsere Zwecke am meisten zu empfehlen, weil es mit der Zuverlässigkeit der Messung den Vorteil bequemer Handhabung und leichten Transportes verbindet. Den Hauptbestandteil des Instrumentes bilden, wie bei allen Psychrometern, zwei gleiche Thermometer, von denen das eine als »trockenes« Thermometer dient, während die Thermometerkugel des anderen, des sog. »feuchten«, mit einer nassen Gaze umgeben ist. Das trockene Thermometer zeigt

also die richtige Lufttemperatur T an, das feuchte dagegen eine tiefere Temperatur t , die sich infolge der verbrauchten latenten Wärme bei der Wasserverdunstung einstellt. Der Unterschied der beiden Temperaturen ($T-t$) heißt die psychrometrische Differenz und ist eine Funktion der Geschwindigkeit, mit der die Luft an der feuchten Thermometerkugel

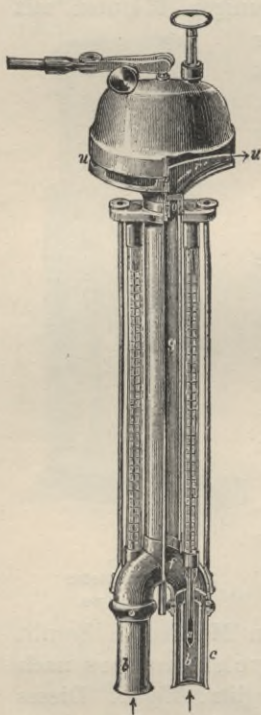


Fig. 9. Aspirationspsychrometer nach Aßmann.

vorbeistreicht. Zur Erzeugung eines stets gleichbleibenden Luftstromes dient beim Aßmannschen Psychrometer Fig. 9 ein im oberen Gehäuse angeordnetes, durch Federkraft betätigtes kleines Flügelrad, der sog. Aspirator, der durch einen Schlüssel aufgezogen wird. Dieser Aspirator saugt die Raumluft durch einen Kanal g , der sich unten teilt, bei bb an den beiden Thermometerkugeln vorbei und stößt sie oben bei u aus. Da die am feuchten Thermometer vorbeistreichende Luft sich augenblicklich sättigt, so gehört zur Temperatur t der aus der Kurve Fig. 7 abgelesene Sättigungsdruck p_0 . Der zur Raumtemperatur T des trockenen Thermometers gesuchte Partialdruck oder die absolute Feuchtigkeit f ist also um einen der psychrometrischen Differenz proportionalen Betrag $k(T-t)$ kleiner als p_0 . Da für die beim Aßmannschen Psychrometer vorkommenden Luftgeschwindigkeiten $k = 0,5$ gesetzt werden kann, so ergibt sich der absolute Feuchtigkeitsgehalt der Luft aus der Gleichung

$$f = p_0 - 0,5 (T-t) \text{ mm QS., (4)}$$

wobei der geringe Einfluß des Barometerstandes für den vorliegenden Zweck zu vernachlässigen ist. Bestimmt man aus der Fig. 7 wieder den bei der Raumtemperatur T möglichen Sättigungsdruck P_0 , so erhält man nach Gl. (3) die relative

Feuchtigkeit f_r als das Verhältnis der absoluten zur möglichen maximalen Dampfspannung. Zu bemerken ist noch, daß bei dem Aßmannschen Instrumente die Aspirationskanäle gleichzeitig sehr zweckmäßig als Strahlungshülsen für die Thermometer ausgebildet sind. —

Es gibt auch registrierende Feuchtigkeitsmesser, sog. Hygrographen, bei denen durch Längung und Kürzung eines Haares der zeitliche Verlauf der Feuchtigkeitsschwankungen mittels Hebelübersetzung auf eine rotierende Rolle aufgezeichnet wird. Ihre Konstruktion ist ähnlich wie die in Fig. 6. —

Wir sahen, daß die Luftbewegung auf das Temperaturempfinden bzw. die Wärme- und Wasserdampfabgabe des Körpers Einfluß hat. Im Freien sind stets fühlbare Luftströmungen von mindestens 0,5 m/sek bis zum heftigsten Winde vorhanden, von dem allerdings in der nächsten Nähe der Häuser in den Städten nach Wolpert d. J.¹⁾ selten mehr als 10 % gemessen wird. Im Freien wirkt auch eine größere Luftbewegung als kräftiger Hautreiz abhärtend, weil der Körper selbst in Bewegung zu sein pflegt. In geschlossenen geheizten Räumen dagegen wird die Luftbewegung kaum gespürt, jedoch kann sie sich leicht als »Zug« bemerkbar machen. Rietschel hat durch seine Messungen²⁾ in Schulklassen gefunden, daß bewegte Luft bei einer Temperatur von 18—20° C noch als Zug empfunden werden kann, wenn ihre Geschwindigkeit schon unter 0,16 m/sek liegt. Diese kleinen Geschwindigkeiten konnten durch Anemometer nicht mehr gemessen werden, deshalb wurden zur Auffindung der Bewegungsrichtung der Luft brennende Kerzen und Pulverdampf benutzt.

Den Einfluß der Luftbewegung auf die Entwärmung des Körpers haben Flügge und seine Schüler im Hygienischen Institute der Universität Breslau experimentell unter-

¹⁾ H. Wolpert: Luftbewegung in der Nähe unserer Wohnungen. Archiv für Hygiene, Bd. 52, Heft 1.

²⁾ Rietschel: Lüftung und Heizung von Schulen. Verlag J. Springer, Berlin 1886.

sucht: 1) Verschiedene Versuchspersonen wurden nacheinander in einen geschlossenen Glaskasten von 3 cbm Inhalt gebracht und die Luft darin geheizt, bis infolge der Überwärmung und des hohen Feuchtigkeitsgrades der Aufenthalt im Kasten unerträglich geworden war. Es stellten sich dann alle Symptome der Wärmestauung infolge der Behinderung der Wärmeabgabe ein: Kopfdruck, Benommenheit, Beklemmung, schließlich Schwindelgefühl und Übelkeit, d. h. dieselben Empfindungen, die als Folge des Aufenthaltes in überfüllten Räumen beobachtet werden. Wurde nun ein Ventilator in Gang gebracht, der die Luft des Kastens einfach in Zirkulation versetzte, so hörten diese Symptome fast augenblicklich auf, und die Versuchsperson hatte das Gefühl, als würde ihr frische Luft zugeführt. Flügge zieht daraus den Schluß, daß die thermischen Verhältnisse der uns umgebenden Luft (Wärme, Feuchtigkeit, Bewegung) für unser Wohlbefinden von erheblich größerer Bedeutung sind als die chemische Luftreinheit. Auch das erfrischende Gefühl, welches bei ausgiebiger Lüftung geschlossener Räume, oder im Freien empfunden wird, resultiere nicht sowohl aus der größeren chemischen Reinheit der Luft, sondern aus der besseren Entwärmung des Körpers. —

Es möge noch nachgetragen sein, daß die Luft in physikalischer Beziehung innerhalb der für uns in Frage kommenden Grenzen des Feuchtigkeitsgehaltes fast streng dem Gesetze von Boyle-Mariotte folgt. Wird ein Luftvolumen L_0 von O^0 auf t^0 erwärmt, so entsteht das größere Volumen:

$$L_t = L_0 \left(1 + \frac{t}{273} \right) \dots \dots \dots (5)$$

Wird L_t auf T^0 erwärmt, so wird sein Volumen:

$$L_T = L_t \frac{1 + \frac{T}{273}}{1 + \frac{t}{273}} \dots \dots \dots (6)$$

1) Flügge: Über Luftverunreinigung, Wärmestauung und Lüftung in geschlossenen Räumen. Zeitschrift für Hygiene und Infektionskrankheiten 1905, Bd. 49. — Heymann und Paul, ebenda.

Das spezifische Gewicht trockener Luft ist 1,293 kg/cbm, 0°, 760 mm Q.-S. Das spezifische Gewicht des Wasserdampfes auf Luft bezogen ist 0,623. Ist die Gesamtspannung der feuchten Luft, oder der Barometerstand = b , der Partialdruck des Wasserdampfes = P_0 bei voller Sättigung, so ist das Gewicht dieses Dampfluftgemisches oder der gesättigten Luft nach Daltons Gesetz:

$$G = \frac{1,293 (b - P_0)}{\left(1 + \frac{t}{273}\right) \cdot 760} + \frac{1,293 \cdot 0,623 \cdot P_0}{\left(1 + \frac{t}{273}\right) \cdot 760}$$

$$G = \frac{1,293 (b - 0,377 P_0)}{\left(1 + \frac{t}{273}\right) \cdot 760} \text{ kg} \dots \dots (7a)$$

Ist die Luft nicht voll gesättigt, sondern nur zu $p\%$ der absoluten Sättigung, so folgt:

$$G = \frac{1,293 \left(b - 0,377 \cdot \frac{p P_0}{100}\right)}{\left(1 + \frac{t}{273}\right) \cdot 760} \text{ kg} \dots \dots (7b)$$

als Gewicht des Gemisches pro 1 cbm.

I. Teil.

Die Ventilationsanlagen.

Kapitel III.

Der Luftwechsel in geschlossenen Räumen.

Die vielfache Güteverminderung, die die Luft geschlossener Räume durch den Aufenthalt der Menschen erfährt, muß mit Hilfe von zweckentsprechender Ventilation soweit verhindert werden, daß für die Insassen mit der Zeit keine hygienischen Nachteile entstehen. Den in einem Raume stattfindenden Luftwechsel beziehen wir immer auf die Stunde als Zeiteinheit und geben denselben entweder als Vielfaches des Rauminhaltes oder in Kubikmetern von Raumtemperatur an.

Man unterscheidet 1. den natürlichen Luftwechsel durch die Undichtigkeiten der Umfassungswände des Raumes, 2. die Fenster- und Türlüftung und 3. die künstliche Ventilation der Räume.

5. Leistung der Ventilation.

Die Aufgabe der Ventilation besteht zunächst in der hinreichenden Verdünnung der unvermeidlichen gasigen Verunreinigungen der Luft. Wie schon v. Pettenkofer betont hat, helfen alle Ventilationseinrichtungen wenig ohne durchgreifende Reinlichkeit. Hier gilt eben das oft zitierte drastische Wort v. Pettenkofers: »Wenn ein Misthaufen im Zimmer ist, wird man nicht versuchen, durch Lüftung den Geruch zu vertreiben, sondern man wird den Misthaufen

beseitigen.« Zur Herbeiführung der Reinlichkeit kann viel durch Erziehung getan werden, z. B. durch Errichtung von Brausebädern in Schulen, Kasernen, Fabriken. In Gewerbebetrieben, Laboratorien, in denen schädliche Gase entstehen, würde die kräftigste Ventilation machtlos sein, wenn diese Verunreinigungen nicht direkt von der Entstehungsstelle durch Aspirationskanäle abgesaugt würden; dasselbe gilt vom Wrasen in Küchen, von den staubförmigen Abfällen an Bearbeitungsmaschinen in Fabriken usw. Eine zweite wichtige Aufgabe der Ventilation ist nach Rietschel die Verhütung zu hoher Temperaturgrade, die im Winter leicht gelingt, im Sommer dagegen schwierig und mit großen Kosten verknüpft ist. Im engsten Zusammenhange mit dieser Forderung steht drittens die Fortleitung überschüssiger Feuchtigkeit. Viertens kommt die mögliche Entfernung des Staubes in Betracht; jedoch genügen hier die üblichen Lüftungseinrichtungen in keiner Weise, und nur bei unbesetzten Räumen gelingt es, durch kräftige Fenster- und Türlüftung, z. B. in Schulräumen während der Pausen, den Staub zu entfernen. Doch setzt sich der Staub stets in toten Winkeln zu Boden, wo keine hinreichende Luftbewegung stattfinden kann. Ebensowenig hat die Ventilation, fünftens, auf die Wegschaffung ansteckender Krankheitskeime Einfluß¹⁾. Diese Erkenntnis ist für die Lüftung von Krankenhäusern wichtig, da man früher glaubte, die Luft durch Ventilation keimfrei machen zu können. Aber selbst wenn es gelänge, die am Staube und an Tröpfchen haftenden Infektionserreger wegzuventilieren, so würden sie doch immer noch an den Gegenständen und Kleidern haften bleiben, von denen sie nur durch Wegwischen oder Abbürsten entfernt werden können.

6. Berechnung und Annahme des Luftwechsels.

Als brauchbaren Maßstab für den einzurichtenden Luftwechsel hatten wir einerseits die Kohlensäure zur Erhal-

¹⁾ Stern: Einfluß der Ventilation auf in der Luft suspendierte Mikroorganismen. Zeitschrift für Hygiene, Verlag Veit & Co., Leipzig 1889, Bd. 7.

tung einer gewissen chemischen Reinheit der Luft, und andererseits die Temperatur zur Verhütung der Wärmestauung erkannt. Beide Berechnungsweisen haben sich gegenseitig zu ergänzen insofern, als im Zweifelsfalle zu prüfen ist, welche von beiden den größten Luftwechsel fordert.

a. Der Kohlensäuremaßstab nach v. Pettenkofer.

Nach dem vorigen Kapitel darf die Luftverschlechterung in dauernd von Menschen benutzten Räumen nur einen solchen Grad erreichen, daß der Kohlensäuregehalt K höchstens 0,1 bis ausnahmsweise 0,15 ‰, d. h. 1—1,5 l/cbm beträgt. Bedeutet:

L den Luftwechsel des Raumes von Raumtemperatur in cbm/Std.,

k den Kohlensäuregehalt der Außenluft = 0,0004 cbm,

K den zulässigen Kohlensäuregehalt der Raumluft in cbm,

n die Anzahl der Kohlensäurequellen (Menschen und Beleuchtung) des Raumes,

p die Produktion einer Kohlensäurequelle in cbm/Std.,

so besteht für den Beharrungszustand die Beziehung, daß der Kohlensäuregehalt der Raumluft zu Anfang und Ende jeder Stunde ungeändert, nämlich = $L \cdot K$ sein muß, d. h. gleich der in den Raum eingeführten Kohlensäure $L \cdot k$ vermehrt um die im Raume erzeugte Kohlensäure $\Sigma (n \cdot p)$, also:

$$L \cdot K = L \cdot k + \Sigma (n \cdot p),$$

woraus der stündliche Luftwechsel folgt:

$$L = \frac{\Sigma (n \cdot p)}{K - k} \text{ cbm} \dots \dots \dots (8)$$

Bei der Ableitung dieser Formel ist angenommen, daß die Kohlensäure in der Raumluft vollkommen gleichmäßig verteilt ist. Trotzdem die Kohlensäure um die Hälfte schwerer ist als die Luft, so haben angestellte Messungen doch die obige Annahme bestätigt, zu deren Erklärung die fortwährende Durcheinanderwirbelung der Luft und die Diffusionserscheinung dienen. Nur in Schlafräumen, in denen die Luft über Nacht in Ruhe ist, kann der Kohlensäuregehalt dicht über Fußboden etwas größer sein als in höheren Luftschichten.

In Gl. (8) ist unter n nicht nur die Zahl der Menschen, sondern auch die Anzahl der kohlendioxidproduzierenden Flammen verstanden. Nach verschiedenen Autoren sind in folgender Tabelle Mittelwerte zusammengestellt, die sich auf normale Raumtemperatur beziehen.

		Kohlensäure- entwicklung cbm/Std.	Wärme- entwicklung WE/Std.	Wasserdampf- entwicklung kg/Std.	
Mann bei der Arbeit		0,036	200	0,130	
Mann in Ruhe		0,020	100	0,070	
Halberwachsener		0,016	90	0,040	
Kind		0,010	50	0,020	
Säugling		0,005	26	0,013	Licht- stärke Kerzen.
Gasbe- leuch- tung	Schnittbrenner	0,0047	80	0,017	12
	Argandbrenner	0,0035	60	0,013	25
	Regenerativbrenner		18		
	Glühlicht	0,0006	10	0,002	55
Kerzen	Stearin	0,0060	81	0,011	1
	Paraffin	0,0063	80	0,010	1
Petrol.	Flachbrenner	0,0050	62	0,008	4
	Rundbrenner	0,0028	34	0,005	25
Spiritusglühlicht		0,0026	10	0,004	45
Elektr. Be- leucht.	Kohlefadenglüh- licht	—	2,6	—	16
			1,3	—	25
			Spuren	0,4	—

Ist die zur Gasbeleuchtung erforderliche Menge Leucht-
gases gegeben, so kann man pro 1 cbm verbrannten Gases eine
stündliche Produktion von 1,3 kg Kohlensäure, 1 kg Wasser-
dampf und 5000 WE rechnen.

Natürlich ist die in obiger Tabelle angegebene Verun-
reinigung der Raumluft durch die Beleuchtung nur dann in
Ansatz zu bringen, wenn es sich um offene Beleuchtung
handelt, oder wenn die Verbrennungsgase nicht durch eine
dicht über der Entstehungsstelle angeordnete Ventilations-
einrichtung abgeführt werden.

Soll z. B. ein Schulzimmer von 220 cbm Inhalt mit
einer Besetzung von 46 Kindern und 1 Lehrer ventiliert

werden und der Kohlensäuregehalt nicht über 0,10% steigen, so sei gesetzt: $n_1 = 46$, $p_1 = 0,012$, $n_2 = 1$, $p_2 = 0,020$, $K = 0,0010$, $k = 0,0004$. Demnach berechnet sich der Luftwechsel bei Tage zu:

$$L_1 = \frac{n_1 p_1 + n_2 p_2}{K - k} = \frac{46 \cdot 0,012 + 1 \cdot 0,020}{0,0010 - 0,0004} = 953 \text{ cbm/Std.},$$

d. h. gleich dem 4,4fachen des Rauminhaltes.

Brennen in diesem Schulzimmer 8 Gasglühlichtkörper von je 40 Kerzen Lichtstärke, so ist $n_3 = 8$ und nach der Tabelle $p_3 = 40 \cdot 0,0006 = 0,024$, und der am Abend erforderliche Luftwechsel beträgt nach Gl. (8):

$$L_2 = 953 + \frac{8 \cdot 0,024}{0,0010 - 0,0004} = 953 + 320 = 1273 \text{ cbm/Std.},$$

d. h. es ist der 5,8fache Luftwechsel notwendig.

Läßt man einen Kohlensäuregehalt von 0,15% zu, so berechnet sich die zuzuführende Luftmenge zu:

$$L_3 = \frac{46 \cdot 0,012 + 1 \cdot 0,020 + 8 \cdot 0,024}{0,0015 - 0,0004} = \infty 700 \text{ cbm},$$

d. h. gleich dem 3,2fachen Luftwechsel.

Anmerkung. In Wirklichkeit dauert der Unterricht meistens nur $\frac{3}{4}$ Std., während der Kohlensäuregehalt der Raumluft zu Beginn der Stunde niedriger ist. Deshalb hat für diesen Fall die Gl. (8) nicht strenge Gültigkeit, doch kann die Abweichung vernachlässigt werden.

b. Der Wärmemaisstab nach Rietschel.¹⁾

Diese Berechnungsweise ist in allen denjenigen Fällen anzuwenden, in denen durch den Luftwechsel das Anwachsen der Raumtemperatur über eine gewisse höchste Grenze verhütet werden soll. Dies tritt in der Regel bei Versammlungsräumen, besonders des Abends bei Beleuchtung ein Als

¹⁾ Rietschel: Über die Bestimmung und die Grenzen des Luftwechsels in geschlossenen, von Menschen benutzten Räumen. Vierteljahrsschrift für öffentliche Gesundheitspflege 1890, Bd. 22, S. 225. — Derselbe: Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungsanlagen, Verl. J. Springer, Berlin 1902.

oder es muß der stündliche Luftwechsel betragen:

$$L = \frac{W \left(1 + \frac{t_m}{273} \right)}{0,306 (t_m - t')} \text{ cbm von } t_m^{\circ} \text{ C} . \quad (10)$$

wo W aus Gl. (9) zu berechnen ist.

Die Erzielung des Luftwechsels L bereitet im Winter meistens nur dann Schwierigkeiten, wenn es sich um Gasbeleuchtung handelt, die sehr bedeutende Wärmemengen produziert. Für diesen Fall schlägt Rietschel vor, die Gasbeleuchtung möglichst hoch anzubringen und die Produkte der Beleuchtung kurzerhand aus dem Lokale abzuführen. Alsdann kann die Ventilation für die Atemzone und für die Beleuchtungszone getrennt berechnet und angeordnet werden, und zwar für die letztere mit einer höheren zulässigen Temperatur.

Im Sommer hört der Luftwechsel auf wirksam zu sein, sobald Temperaturgleichheit zwischen Raumüberheizung und Außenwärme eingetreten ist, da alsdann die Luft nicht mehr kühler eingeführt werden kann. Hilft in diesem Falle auch nicht kräftige Luftzirkulation, etwa durch Fächerventilatoren, die Wärmestauung zu beheben, so muß künstliche Kühlung der einzuführenden Luft stattfinden, um die gestellten Bedingungen zu erfüllen.

Für unsere unter a) angefangene Ventilation einer Schulklasse betrage die stündlich nach außen transmittierte Wärme $W_3 = 8600$ WE bei $+ 18^{\circ}$ C Innen- und $- 20^{\circ}$ C Außentemperatur, $W_3 = 4000$ WE bei $\pm 0^{\circ}$, $W_3 = 2000$ WE bei $+ 10^{\circ}$. Nach der Tabelle Seite 49 beträgt die Wärmeproduktion der Insassen:

$$W_1 = 46 \cdot 50 + 1 \cdot 100 = 2400 \text{ WE/Std.},$$

die Wärmeerzeugung der Beleuchtung:

$$W_2 = 8 \cdot 40 \cdot 10 = 3200 \text{ WE/Std.},$$

und demnach die eventuell durch den Luftwechsel abzuführende Wärmemenge nach Gl. (9):

$$W = W_1 + W_2 - W_3, \text{ also bei:}$$

$\alpha)$	-20° C	bei Beleuchtg.:	$W = 2400 + 3200 - 8600 = -3000$	WE/Std.
$\beta)$	$\pm 0^\circ$, ,	$W = 2400 + 3200 - 4000 = +1600$,
$\gamma)$	$+10^\circ$, ,	$W = 2400 + 3200 - 2000 = +3600$,
$\delta)$	$+10^\circ$	ohne ,	$W = 2400 + 0 - 2000 = +400$,
$\epsilon)$	$+20^\circ$, ,	$W = 2400 + 0 - 0 = +2400$,

Diese Resultate besagen, daß bei $\alpha)$ noch 3000 WE durch die Heizung stündlich geliefert werden müssen, während bei $\beta)$ bis $\epsilon)$ die Beträge 1600, 3600, 400 und 2400 WE/Std. durch die Ventilation zu beseitigen sind.

Die größte durch den Luftwechsel zu beseitigende Wärmemenge $W = 3600$ WE/Std. erfordert schon einen sehr hohen Luftwechsel. Läßt man in diesem Falle ausnahmsweise die mittlere Klassentemperatur auf $t_m = 25^\circ \text{ C}$ ansteigen (in Kopfhöhe 22° und an der Decke 28° C angenommen) und führt die Luft mit $t' = 18^\circ \text{ C}$ in den Raum ein, so ergibt sich eine Luftmenge nach Gl. (10):

$$L = \frac{W \left(1 + \frac{t_m}{273}\right)^*}{0,306 (t_m - t')} = \frac{3600 \cdot \left(1 + \frac{25}{273}\right)}{0,306 \cdot (25 - 18)} = \approx 1800 \text{ cbm/Std.},$$

was einem 8fachen Luftwechsel entspricht. Ein so hoher Luftwechsel dürfte nach unseren Verhältnissen kaum mehr »zugfrei« einzurichten sein, weshalb wir auch den 5fachen Luftwechsel nicht gern überschreiten. Die Amerikaner wenden dagegen eine 8malige Lüfterneuerung in ihren Schulen auch bei Tage ohne Bedenken an, wohl weil sie körperlich abgehärteter sind als wir. Jedenfalls ist aus den Berechnungen ersichtlich, daß der mit dem Kohlensäuremaßstab berechnete Luftwechsel von 1273 bzw. 700 cbm nicht mehr ausreicht, um eine Überwärmung in den Abendstunden bei $+10^\circ$ Außentemperatur auszuschließen. Es ist daher dringend zu raten, die Gasbeleuchtung nicht in Anwendung zu bringen und dafür elektrische Beleuchtung einzurichten. Für den Fall $\beta)$, also außen $\pm 0^\circ$, $t_m = 23^\circ$ und $t' = 18^\circ$ berechnet sich $L = 1100$ cbm, was noch angängig ist.

*) Dieser Ausdruck $(1 + \alpha t)$ ist stets aus Fig. 7 zu entnehmen, also im vorliegenden Falle: $\left(1 + \frac{25}{273}\right) = 1,09$.

c. Kontrolle der Feuchtigkeit während der Ventilation.

Trotzdem die Außenluft in unserem Klima im Winter mit Feuchtigkeit fast gesättigt zu sein pflegt (die mittlere rel. F. beträgt 80 bis 90%), so ist doch ihr absoluter Feuchtigkeitsgehalt wegen ihrer niedrigen Temperatur sehr gering. Wird nun die Luft in einer Ventilationsanlage erwärmt und in die Räume übergeführt, ohne daß sie weitere Feuchtigkeit aufzunehmen Gelegenheit hat, so wird sie dadurch relativ trocken, da die ihr absolut beigemischte Wasserdampfmenge trotz des vergrößerten Luftvolumens dieselbe geblieben ist.

Es sei bezeichnet mit:

p_a der Prozentsatz der Sättigung der Außenluft in %,

p_i » » » » » Innenluft in %,

t_a die Temperatur der Außenluft in $^{\circ}\text{C}$,

t_i » » » » » Innenluft in $^{\circ}\text{C}$,

s_a der Wassergehalt der Außenluft von t_a $^{\circ}\text{C}$ bei voller Sättigung derselben in kg/cbm , siehe Fig. 7,

s_i desgl. der Innenluft von t_i $^{\circ}\text{C}$ in kg/cbm ,

L der Luftwechsel in $\text{cbm}/\text{Std.}$ von der Temperatur t_i $^{\circ}\text{C}$,
oder:

$$L = \frac{L \left(1 + \frac{t_a}{273} \right)}{1 + \frac{t_i}{273}} \text{ cbm von } t_a \text{ } ^{\circ}\text{C},$$

dann besteht die Beziehung:

Wassergehalt der Außenluft = Wassergehalt der Innenluft

$$L \cdot \frac{1 + \frac{t_a}{273}}{1 + \frac{t_i}{273}} \cdot \frac{s_a p_a}{100} = L \cdot \frac{s_i p_i}{100}.$$

Hieraus berechnet sich der Prozentsatz der Sättigung der Innenluft zu

$$p_i = \frac{s_a p_a}{s_i} \cdot \frac{1 + \frac{t_a}{273}}{1 + \frac{t_i}{273}} \text{ Prozent} \quad \dots \quad (11)$$

Hat z. B. die Außenluft bei $t_a = -15^\circ \text{C}$ eine relative Feuchtigkeit von $p_a = 80\%$, so kann sie nach der Kurve Fig. 7 im Maximum $s_a = 0,0016 \text{ kg/cbm}$ aufnehmen und bei $t_i = +18^\circ \text{C}$ Innentemperatur $s_i = 0,0153 \text{ kg/cbm}$; dann ergibt sich die relative Feuchtigkeit im Raume zu:

$$p_i = \frac{0,0016 \cdot 80}{0,0153} \cdot \frac{0,945}{1,066} = 10,8\%.$$

Die Luft wird also bei der Erwärmung relativ um so trockener, je weiter die Temperaturgrenzen auseinander liegen. Da aber nach S. 38 in bewohnten Räumen ein Feuchtigkeitsgrad von 30% das hygienische Mindestmaß ist, so muß in die den Räumen zugeleitete Luft vorher eine gewisse Wassermenge $A \text{ kg}$ in Dampfform übergeführt werden, damit sie einen gewünschten Sättigungsgrad p_i erlangt. Wir erhalten dann zur Berechnung von A den Ansatz:

Wassergehalt der Außenluft + zugeführte Wassermenge
= Wassergehalt der Innenluft.

$$L \frac{1 + \frac{t_a}{273}}{1 + \frac{t_i}{273}} \cdot \frac{s_a p_a}{100} + A = L \cdot \frac{s_i p_i}{100},$$

oder es ist:

$$A = \frac{L}{100} \left(s_i p_i - s_a p_a \frac{1 + \frac{t_a}{273}}{1 + \frac{t_i}{273}} \right) \text{ kg} \quad . \quad (12)$$

Sind in dem betreffenden Raume noch eine Anzahl dampfabgebende Quellen n (Menschen, Beleuchtung), die je $B \text{ kg}$ Dampf stündlich in die Luft überführen, so geht die letzte Gleichung über in die folgende:

$$A = \frac{L}{100} \left(s_i p_i - s_a p_a \frac{1 + \frac{t_a}{273}}{1 + \frac{t_i}{273}} \right) - \Sigma (n \cdot B) \quad . \quad (13)$$

Für unser Beispiel der Schulklasse war bei $t_a = \pm 0^\circ$ und $t_i = t_m = +23^\circ$ der zuletzt berechnete Luftwechsel L

= 1100 cbm bei Abendbeleuchtung. Die 46 Schulkinder produzieren nach der Tabelle S. 49 eine Wasserdampfmenge:

$$n_1 B_1 = 46 \cdot 0,02 = 0,92 \text{ kg,}$$

der Lehrer

$$n_2 B_2 = 1 \cdot 0,07 = 0,07 \text{ kg,}$$

die 8 Glühlichtkörper von je 40 Kerzen Lichtstärke

$$n_3 B_3 = 8 \cdot 40 \cdot 0,002 = 0,64 \text{ kg,}$$

$$\text{also } \Sigma(nB) = 1,63 \text{ kg/Std.}$$

Nehmen wir noch $p_a = 80\%$ an, bestimmen nach der Kurve (Fig. 7) $s_a = 0,0049$ und $s_i = 0,0204$ kg/cbm und verlangen, daß in den Klassen ein Feuchtigkeitsgehalt $p_i = 40\%$ aufrecht erhalten werde, so muß nach Gl. (13) stündlich eine Wassermenge A in die Ventilationsluft übergeführt werden:

$$A = \frac{1100}{100} \left(0,0204 \cdot 40 - 0,0049 \cdot 80 \frac{1,000}{1,084} \right) - 1,63 = 3,39 \text{ kg.}$$

Bei Tage hatte sich für dieselbe Klasse bei einem zulässigen Kohlensäuregehalt von $0,15\%$ der Luftwechsel $L = 700$ cbm ergeben. Für $t_i = 18^\circ \text{C}$ ist dabei $s_i = 0,0153$ und $\Sigma(nB) = 0,92 + 0,07 = 0,99$; während die übrigen Daten dieselben bleiben, ergibt sich:

$$A = \frac{700}{100} \left(0,0153 \cdot 40 - 0,0049 \cdot 80 \frac{1,000}{1,066} \right) - 0,99 = 0,72 \text{ kg.}$$

Aus den beiden letzten Werten für A ersehen wir, daß die der Luft künstlich zuzusetzende Wassermenge desto kleiner wird, je geringer der Luftwechsel L ist; ja es kann A negativ werden, wenn L einen gewissen Grenzwert unterschreitet oder bei höherer Außentemperatur. Z. B. würde sich für $t_a = +10^\circ \text{C}$ die Wassermenge A berechnen zu:

$$A = \frac{700}{100} \left(0,0153 \cdot 40 - 0,0094 \cdot 80 \frac{1,037}{1,066} \right) - 0,99 = -1,79 \text{ kg/Std.,}$$

d. h.: es müßte der Ventilationsluft 1,79 kg Feuchtigkeit stündlich entzogen werden, damit der geforderte prozentuale Feuchtigkeitsgehalt von 40% in der Klasse nicht überschritten wird. Um nun die Luft nicht erst künstlich trocknen zu müssen, begnügt man sich vorläufig damit, den Feuchtigkeitsgehalt der Innenluft und den Luftwechsel bis

an die zulässige Grenze anwachsen zu lassen. Es ergibt sich also für Räume, in denen sich viele Personen aufhalten, ein Minimum des Luftwechsels nach Maßgabe des Wasserdampfgehaltes der Luft aus folgender Gleichung, in der $A = 0$ sein kann:

$$L = \frac{100 (A + \sum n B)}{s_i p_i - s_a p_a} \frac{1 + \frac{t_a}{273}}{1 + \frac{t_i}{273}} \text{ cbm/Std, . . . (14)}$$

wobei freilich die Hygroskopizität der Umfassungswände und Gegenstände des Raumes unberücksichtigt blieb, weil sie sich der Rechnung entzieht.

In Anbetracht aller der schwankenden Verhältnisse und der vielfältigen den Wasserdampfgehalt beeinflussenden Faktoren ist die Anwendung zuverlässiger Hygrometer sehr zu empfehlen, wenn anders die Forderungen der Hygiene erfüllt werden sollen. Wollte man auch im Sommer in menschen erfüllten Lokalen auf dem hygienisch zulässigen Feuchtigkeitsgehalte der Luft bestehen, so müßte man die Luft künstlich trocknen, indem man sie zuerst bis unter den Taupunkt abkühlt, wobei sich Wasser ausscheidet, und dann wieder auf die zulässige Temperatur erwärmt.

d. Luftkubus und Ventilationsquantum.

Hat ein Raum, in dem sich n Personen aufhalten, J cbm Inhalt, so nennt man den auf jede Person entfallenden Raumanteil den Luftkubus C cbm:

$$C = \frac{J}{n} \text{ (15)}$$

Beträgt der stündliche Luftwechsel dieses Raumes L cbm, so heißt der Anteil, den jede Person an diesem Luftwechsel hat, das Ventilationsquantum Q cbm/Std.:

$$Q = \frac{L}{n} \text{ (16)}$$

Nach Gl. (8) würde sich letzteres berechnen, wenn jede Person pro Std. 0,02 cbm CO₂ produziert, und wenn der CO₂-Gehalt auf 0,1% ansteigen darf, zu:

$$Q = \frac{p}{K - k} = \frac{0,02}{0,001 - 0,0004} = 33,3 \text{ cbm/Std.}$$

In Krankenhäusern ist im allgemeinen ein CO₂-Gehalt von nur 0,07% zulässig, daher das Ventilationsquantum:

$$Q = \frac{0,02}{0,0007 - 0,0004} = 66,6 \text{ cbm/Std.}$$

Unter Zugrundelegung der Gleichungen für den erforderlichen Luftwechsel nach der Kohlensäure, der Wärme und der Feuchtigkeit und unter Berücksichtigung des üblichen Luftkubus haben sich in der Praxis gewisse Mittelwerte für das Ventilationsquantum eingebürgert, die etwa folgendermaßen angesetzt werden können:

	Ventilations- quantum <i>Q</i> cbm/Std.	Luftwechsel <i>L</i>
für einen gewöhnlichen Kranken . .	65—80	—
» » Kinderkranken	35—70	—
» » Verwundeten, eine Wöchnerin	80—100	—
» » Kranken bei Epidemien . .	120—180	—
» » Gefangenen	25—40	—
» » Anwesenden in Versamm- lungsräumen, Kasern. usw.	} 20—40	1—2 fach
» » Schüler bis 10 Jahre . . .	15—30	} 3—5 »
» » » über 10 Jahre . . .	20—40	
» Treppenhäuser, Korridore, Vor- räume	} —	1—4 »
» Küchen und Aborte	—	3—5 »

Bei gleichem Ventilationsquantum kann der Luftwechsel desto kleiner sein, je größer der Luftkubus gewählt wurde. Fällt also z. B. in manchen Fällen (Hörsälen) der Luftwechsel zu groß aus, so daß Zegerscheinungen zu befürchten wären, dann kann man sich durch Vergrößerung des Luftkubus, also Erhöhung des Saales, entsprechend helfen.

7. Natürlicher Luftwechsel.

Unsere Baumaterialien sind nicht vollkommen luftdicht, sondern mehr oder minder porös, und sie vermitteln deshalb bei eintretenden Druckdifferenzen zwischen der Innen- und Außenluft einen gewissen Luftwechsel, den man den natürlichen oder spontanen zu nennen pflegt. Besonders die Spalten und Ritzen der Fenster und Türen tragen ferner erheblich zu einem solchen Luftaustausche bei. Bereits Graf Rumford hatte den natürlichen Luftwechsel erklärt, aber erst durch v. Pettenkofer sind diese Anschauungen allgemeiner bekannt geworden. Pettenkofer zeigte, daß man mit der Vorrichtung Fig. 10 durch einen Ziegelstein hindurch ein Licht auszublases vermag, sobald die vier Außenflächen des Steines durch Firnis luftdicht gemacht sind.

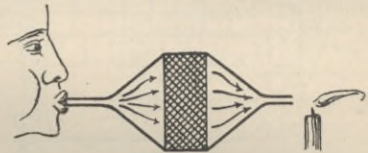


Fig. 10.

Nachweis der Porosität eines Bausteines.

Die zur Erzielung des Luftaustausches infolge der Permeabilität der Umfassungswände eines Hauses notwendige Druckdifferenz kann erfolgen: 1. durch Temperaturunterschiede zwischen der Innen- und Außenluft, 2. durch Windanfall und 3. durch künstliche, mechanische Erniedrigung oder Erhöhung der Pressung der Raumluft gegenüber der Atmosphäre. Vom Falle 3 wird ausführlich erst in § 14 die Rede sein.

a. Theorie von der neutralen Zone nach G. Recknagel.

Ein sehr anschauliches Bild von den bewegenden Kräften, die den Luftdurchgang durch die Wände hervorrufen, hat Recknagel gegeben.¹⁾ Wir nehmen nach Fig. 11 einen Raum *ABCD* von gleichmäßig porösen Wänden an, der innen auf eine konstante Temperatur geheizt und allseitig von kälterer Außenluft umgeben ist, wobei Windstille vorausgesetzt sei. Dann hat die warme Innenluft von der Temperatur t_i ein

¹⁾ Handbuch der Hygiene von v. Pettenkofer und v. Ziemssen, 1. Teil: Die Wohnung von Emmerich und Recknagel. Verlag Vogel, Leipzig 1894.

kleineres spezifisches Gewicht als die kalte Außenluft von der Temperatur t_a . Es findet also ein Auftrieb der inneren Luftsäule statt, d. h. die Innenluft wird durch die Decke des Raumes gepreßt, während durch den Fußboden Außenluft eindringt, die nach unserer Annahme dauernd auf die Temperatur t_i nachgeheizt wird. Da aber die Seitenwände ebenfalls luftdurchlässig sind, so muß die Innenluft auch durch den oberen Teil der Seitenwände austreten, die Außenluft durch den unteren Teil einströmen. Daraus folgt, daß in irgend einer Schicht NN ungefähr in der Mitte der Raumhöhe eine Umkehr der Drucke stattfinden muß, und man

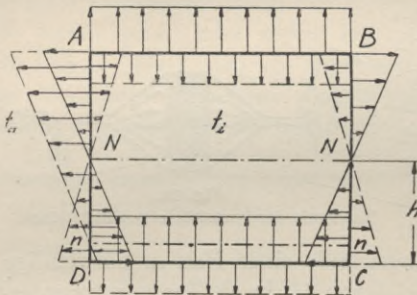


Fig. 11.

Darstellung der neutralen Zone.

nennt diese Zone des Spannungsgleichgewichtes zwischen innen und außen die neutrale Zone NN des Raumes. Von ihr aus nehmen die Druckkräfte nach oben und unten hin allmählich zu, und zwar annähernd linear, so daß sie graphisch durch das in Fig. 11 gezeichnete Diagramm dargestellt werden können.

Ist h der Abstand der neutralen Zone vom Fußboden in Metern, so ergibt sich der von außen nach innen gerichtete wirksame Druck p in Millimeter Wassersäule oder kg/qm an irgend einer Stelle a Meter vom Fußboden aus folgender, sofort verständlicher Gleichung:

$$p = 1,293 (h - a) \left(\frac{1}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{1}{1 + \frac{t_i}{273}} \right) \text{kg}/\text{qm}. \quad (17)$$

Es ist leicht einzusehen, daß bei Temperaturgleichheit zwischen innen und außen der Druck p verschwindet, d. h. die Druckbegrenzungslinien fallen mit AD bzw. BC zusammen. Ist im Sommer $t_i < t_a$, so pendeln die Diagrammlinien in die punktierten Lagen, d. h. die Druckverhältnisse sind nun gerade umgekehrt als im Winter.

Liegen mehrere Räume von gleicher Temperatur, z. B. von $+20^{\circ}$ wie in Fig. 12 gegen -10° Außentemperatur, übereinander, so addieren sich die für die verschiedenen Höhen berechneten Druckkräfte algebraisch. Bei gleichen Geschoßhöhen würde auf den Fußboden des höher gelegenen Raumes jedesmal der doppelte Druck wirken wie in derselben Höhenlage auf die Außenwand. In der Abbildung sind die Drucklinien zunächst getrennt eingetragen und dann die Druckkräfte addiert und schraffiert worden. Auf diese Weise ist auch die Wirkung des

danebenliegenden Treppenhauses, das $+5^{\circ}$ C Temperatur habe, kenntlich gemacht. Infolge der bedeutenden Höhe herrscht im Treppenhaus, falls die untere Eingangstür und die Bodentür geschlossen sind, unten ein beträchtlicher Unterdruck und an der Decke ein hoher Überdruck. Daraus geht hervor, daß die oberen Stockwerke vom Treppenhaus her Überdruck erhalten, die unteren dagegen Unterdruck. —

Eine Nutzanwendung aus

dieser Tatsache ist folgende: Es kommt oft vor, daß die Öfen des obersten Stockwerkes infolge zu geringer Auftriebhöhe der Verbrennungsgase schlecht »ziehen«. In einem solchen Falle hätte man weiter nichts zu tun, als eine Verbindung des betreffenden Raumes mit der Treppe durch Öffnen der Türen herzustellen: dann pflanzt sich der im oberen Teile des Treppenhauses herrschende Überdruck bis zum Roste des nicht ziehenden Ofens ungehindert fort und treibt die Rauchgase durch den Schornstein nach außen, wodurch dem Übelstande abgeholfen ist. In den unteren Räumen würde ein Öffnen der Verbindungstüren nach der Treppe natürlich hemmend

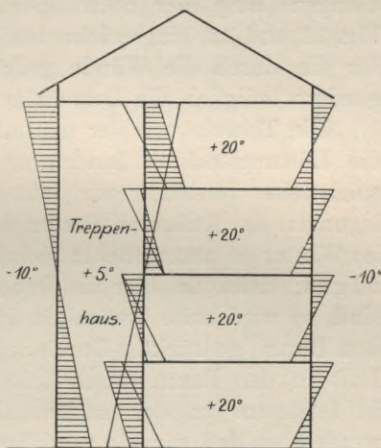


Fig. 12.
Darstellung der Luftdruckverteilung
in einem Hause.

auf den Schornsteinzug wirken. — Wird die Bodentür geöffnet, so rückt die neutrale Zone nach oben, beim Öffnen der Haustür findet das Umgekehrte statt. Dadurch ändern sich jedesmal die Drucke, die den Luftzufluß und -abfluß nach und von den Wohnräumen beeinflussen.

Vorstehende Betrachtungen, die sich für besondere Fälle noch weiter ausdehnen lassen, gelten nur für Windstille. Bei Windanfall auf die Wände eines Hauses können die gewonnenen Resultate oft beträchtlich geändert werden. Übrigens mag hier noch besonders betont sein, daß die in Fig. 11 und 12 eingezeichneten Pfeile noch keinen Maßstab für die durch die Wände gedrückten Luftmengen abgeben, sondern lediglich die Druckkräfte darstellen.

Die Theorie von der neutralen Zone hat naturgemäß für die Lüftungstechnik fundamentale Bedeutung erlangt. Beispielsweise verstehen wir jetzt aus vorangegangenen Überlegungen das Auftreten des an der Fensterwand eines Raumes im Winter so unangenehm sich bemerkbar machenden Luftzuges; denn da hier die Druckkräfte nach innen gerichtet sind, so wird kalte Außenluft durch die Poren und Ritzen in den Raum gedrückt. Durch künstliches Einpressen von Luft in den Raum durch Zuluftkanäle kann die Spannung in letzterem in der ganzen Höhe gleichmäßig vergrößert werden, so daß wir die punktierte Begrenzungslinie in Fig. 11 erhalten, wobei die neutrale Zone nach unten bis in die Höhenlage n verschoben ist. Durch weitere Erhöhung der Innenspannung kann die neutrale Zone sogar unter Fußboden, durch Absaugen — also Erniedrigung des Innendruckes — dagegen oberhalb der Decke verlegt werden. Im ersteren Falle haben wir im ganzen Raume Überdruck, im zweiten Falle Unterdruck. Wir kommen auf diese künstlich zu schaffenden Verhältnisse später zurück.

b. Messung der Druckverteilung in einem Raume.

Da die hier auftretenden Drucke sehr gering sind und oft nur Bruchteile von 1 mm WS betragen, so kann man ein gewöhnliches Wassermanometer zur Druckbestimmung nicht gebrauchen und verwendet statt dessen das empfind-

lichere Differentialmanometer nach G. Recknagel Fig. 13, ein Instrument, das in unvollkommenerer Ausführung schon Pécelet benutzt hat. Beim Recknagelschen Differentialmanometer wird der eine Schenkel durch ein Metallgefäß von 100 mm Durchmesser gebildet, mit dem der andere Schenkel, eine in beliebig geringer Neigung feststellbare Glasröhre von 2 bis 3 mm innerem Durchmesser, kommuniziert. Mit Hilfe einer Libelle wird das Instrument genau horizontal eingestellt. Als Sperrflüssigkeit verwendet man, da sich Wasser wegen seiner wechselnden Adhäsion als unbrauchbar erwiesen hat, reines Petroleum oder am besten 90proz. Alkohol. Einem in das Metallgefäß eingeleiteten Luftdrucke p mm WS. entspricht ein um so größerer Ausschlag n mm der Sperrflüssigkeit, je geringere Skalenneigung zur Verwendung kommt. Um das Instrument zu eichen, ersetzt man den Luftdruck p mm WS. durch Zugießen einer entsprechenden, auf der Chemikerwaage abgewogenen Menge p gr der Sperrflüssigkeit und beobachtet dazu den Ausschlag n mm der letzteren in der geneigten Glasröhre. Ist der Querschnitt des Metallgefäßes q qcm,

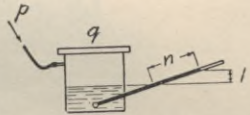


Fig. 13.
Differentialmanometer.

so erhält man durch Zugießen von p gr eine Wassersäulenhöhe $h = \frac{p}{q}$ cm = $10 \frac{p}{q}$ mm, der n mm Ausschlag entsprechen.

Diejenige vertikale Wassersäule, die 1 mm Ausschlag in der Skala entspricht, heißt der Reduktionsfaktor des Instrumentes, der sich demnach berechnet zu:

$$f = \frac{10 \cdot p}{n \cdot q} \text{ mm W. S. . . . (18)}$$

Wirkt nun auf den einen Schenkel ein Druck p mm WS., und ist infolgedessen der Flüssigkeitsfaden im Glasschenkel vom Nullpunkt n_0 bis zum Ausschlage n_1 vorgerückt, so besteht die Beziehung:

$$p = f(n_1 - n_0) \text{ (19)}$$

Krellsen hat die Konstruktion für die Praxis brauchbarer gestaltet und nennt sein Instrument, das von G. A. Schultze in Charlottenburg und R. Fueß in Steglitz gebaut

wird, Mikromanometer (Fig. 14). Dasselbe ist mit fester Neigung cef versehen, für welche der Eichungsfaktor direkt mitgegeben ist. Hinter der Glasröhre e ist eine Skala oq angebracht, auf der die dem Ausschlage entsprechende Druckhöhe in mm WS. unmittelbar abgelesen werden kann. Außerdem besitzt dieses Instrument Wechselhähne nn , so daß durch Umlegung einer Handhabe m die Saug- und Druckseiten leicht vertauscht werden können.

Um nun in einem Raume die augenblickliche Lage der neutralen Zone zu bestimmen, verbindet man die beiden Schenkel eines Mikromanometers M (Fig. 15) durch enge

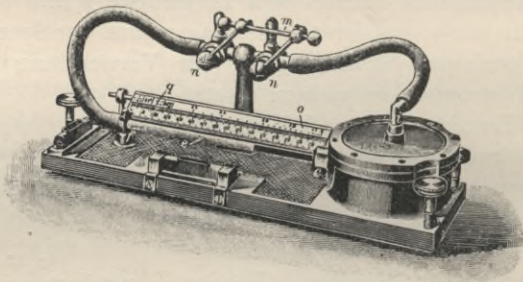


Fig. 14.

Mikromanometer nach Krell.

Schläuche oder Röhren von 2 bis 10 mm Durchmesser in gleichen Höhenlagen mit der Innenluft und Außenluft. Die bestehende Druckdifferenz bewirkt dann einen Ausschlag $(n - n_0)$ bzw. $(n_0 - n)$, und man erhält nach Gl. (19) für verschiedene Höhenlagen 1, 2, 3, 4 die wirksamen Drucke h_1, h_2, h_3, h_4 , die man graphisch aufträgt (Fig. 15). Die Verbindungslinie der Endpunkte ergibt eine nahezu gerade Linie, deren Schnittpunkt mit der Mauerbegrenzung die Höhenlage der neutralen Zone angibt. Bei windstillem Wetter erhält man leicht gute Resultate; herrscht jedoch Wind, so übt derselbe auf die Mündung des äußeren Schlauches außer dem statischen Drucke noch eine dynamische Wirkung aus, die je nach der Windrichtung und -stärke fortwährend stark wechselt und vollkommen ungenaue Meßresultate hervorruft. Um diesen Windeinfluß unschädlich zu machen, verwendet

man am besten den Kollektor von Nipher (Fig. 16), der aus zwei auf dem Ende des äußeren Rohres a sitzenden runden Platten s besteht, zwischen denen mehrere Schichten Drahtgewebe d sich befinden. Der

Wind wird dabei teils abgelenkt, teils verliert er im Maschengewirre seine Geschwindigkeit, und kann also seinen Geschwindigkeits-

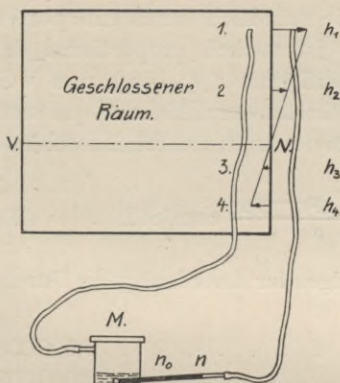


Fig. 15.

Experimentelle Bestimmung
der neutralen Zone.

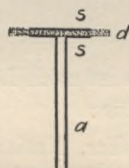


Fig. 16.

Nipherscher
Kollektor.

druck nicht auf das Manometer übertragen. — Durch probeweises gleichzeitiges Herauf- und Herunterfahren mit den beiden Rohrenden kann man die neutrale Zone direkt finden als diejenige Höhenlage, bei der das Manometer keinen Ausschlag gibt.

c. Die Luftdurchlässigkeit der Baumaterialien.

Diese ist, besonders von Lang¹⁾ und von Gosebruch²⁾, auf experimentellem Wege ermittelt worden. Unter Durchlässigkeit D (Permeabilitätskonstante) sei diejenige Luftmenge in cbm verstanden, die durch 1 qm des betreffenden Materiales von 1 m Dicke unter einer Druckdifferenz von 1 mm WS. zwischen den beiden Endflächen pro Std. hindurchtritt, wobei vorausgesetzt ist, daß die vier Seitenflächen

¹⁾ Lang: Über natürl. Ventilation und die Porosität der Baumaterialien, Verl. Meyer u. Zeller, Stuttgart 1877.

²⁾ Gosebruch: Über die Durchlässigkeit der Baumaterialien, Dissertation, Berlin 1897.

luftundurchlässig hergestellt sind. Dann ist eine poröse Wand als ein System kapillarer Röhren aufzufassen, für die das Bunsensche Gesetz der Gasströmung gilt, nach welchem die Ausflußgeschwindigkeit der Gase eine lineare Funktion des Spannungsunterschiedes ist. Die stündlich durch eine poröse Wand strömende Luftmenge L ist sonach proportional der Durchlässigkeit D , der Druckdifferenz $(p_1 - p_2)$ mm WS. zwischen den Endflächen, der Größe der Fläche F qm und umgekehrt proportional der Dicke des untersuchten Materiales d in m zu setzen:

$$L = \frac{D \cdot F (p_1 - p_2)}{d} \text{ cbm/Std. . . . (20)}$$

Hierin ist nach Lang in steigender Anordnung die Durchlässigkeit für:

Klinker, glasiert	0,000 000
Eichenholz über Hirn	0,000 007
Gips gegossen	0,000 041
Ziegel	0,000 087—0,000 383
(Mittel aus 4 Sorten = 0,000 201)	
Grünsandstein	0,000 124
Portlandzement	0,000 137
Klinker, unglasiert	0,000 145
Beton	0,000 258
Luftmörtel	0,000 907
Fichtenholz über Hirn	0,001 010
Schlackensteine, englische feinkörnige . . .	0,002 633
» von Zuffenhausen	0,004 169—0,006 666
(Mittel aus 4 Sorten = 0,005 514)	
Kalktuffstein	0,007 980

In vorstehender Aufzählung sind die Mörtelfugen der Wände nicht berücksichtigt. Im allgemeinen wird man annehmen können, daß eine Wand zu etwa $\frac{1}{10}$ aus Mörtel besteht, wonach sich dann die Durchlässigkeit berechnen läßt. Es ist klar, daß durchnäßte Wände bedeutend undurchlässiger sind als trockene; daher kann die natürliche Lüftung während oder nach längerem Regen um etwa 80 bis 100% verringert sein. Eine weitere Verminderung findet durch

die Tapeten und besonders durch den Anstrich der Wände statt, und zwar durch

Tapeten	um 18—40%
Anstrich mit Kalkfarbe	» 25%
» » Leimfarbe	» 50%
» » Wachs-, Paraffin usw. »	100%

Durch Ölfarbenanstrich wird die Durchlässigkeit sofort aufgehoben, durch Wasserglasanstrich verschwindet sie mit der Zeit.

Auf die Druckdifferenz ($p_1 - p_2$) hat vor allem der Winddruck den größten Einfluß. Die freie Windgeschwindigkeit beträgt im allgemeinen mindestens 0,5 m/sek und erreicht 20 m/sek bei starkem Sturm; das Jahresmittel der Windgeschwindigkeit kann für Deutschland zu etwa 5 m/sek angesetzt werden. Nimmt man nach Fig. 17 den günstigsten Fall, nämlich senkrecht

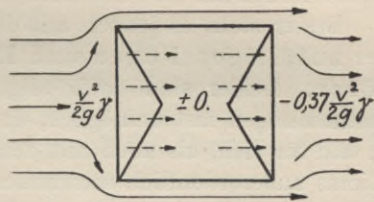


Fig. 17.

Winddruck auf ein Haus.

weniger als $\frac{v^2}{2g} \gamma$ kg/qm oder

mm/WS., wenn v die Windgeschwindigkeit in m/sek und γ das spezifische Gewicht der Luft bezeichnet. Gleichzeitig entsteht auf der Rückseite ein Unterdruck von der Größe $-0,37 \frac{v^2}{2g} \gamma$ gegenüber dem herrschenden Barometerstande.

Wird letzterer im Innern des Hauses vorausgesetzt, so kann die Druckdifferenz ($p_1 - p_2$) höchstens betragen:

$(p_1 - p_2) = 0,06$	1,50	6,00	24,00	mm/WS. für die dem Winde zugekehrte Seite
» = 0,02	0,56	2,22	8,88	mm/WS. für die dem Winde abgekehrte Seite
bei $v = 1$	5	10	20	m/sek Windgeschwindigkeit.

Unter den Verhältnissen der Fig. 17 würde also in die linksseitigen Zimmer Luft von außen eingepreßt, aus den rechtsseitigen dagegen abgesaugt werden. Bei mittlerer Windstärke würde also für die Vorderseite $(p_1 - p_2) = 1,5$ mm/WS. in Rechnung zu setzen sein. Nehmen wir ferner eine $F = 20$ qm große Wand aus Ziegelstein von $d = 0,38$ m Dicke an, so ist nach der Tabelle die Durchlässigkeit $D = 0,0002$ zu setzen. Somit würde sich der stündliche Luftwechsel nach Gl. (20) stellen auf:

$$L = \frac{0,0002 \cdot 20 \cdot 1,5}{0,38} = 0,016 \text{ cbm.}$$

Bei starkem Sturme würde sich $L = 0,25$ cbm/Std. ergeben. Dies sind Werte, die je nach der Tapete, dem Wandanstrich, der Verwendung von Mörtelfugen und nach der Durchnässung erheblich schwanken werden, jedoch niemals einen wesentlichen Einfluß auf die Ventilation des Raumes gewinnen können.

Besser steht es jedoch mit der Luftdurchlässigkeit der zufälligen Fugen und Ritzen der Fenster und Türen. Leider sind dafür allgemein gültige experimentelle Bestimmungen fast unmöglich, da die Undichtigkeiten sowohl an und für sich, als auch mit dem Einflusse des wechselnden Klimas außerordentlich schwanken. Jedenfalls sind aber die Luftmengen, die durch die zufälligen Undichtigkeiten in die Räume eindringen, bedeutend größer als die durch die Poren der Wände. Da nun die Fensterritzen einen sehr kleinen Querschnitt haben, so folgt daraus, daß die kalte Luft bei starkem Windanfall mit großer Geschwindigkeit in den Raum eintreten wird und dann im allgemeinen an der Außenwand einen belästigenden Zug verursachen kann.

Der gesamte natürliche Luftwechsel eines Raumes kann unter günstigen Verhältnissen, d. h. bei großer Temperaturdifferenz oder bei geringen Mauerstärken und großen Außenflächen, im Mittel etwa das Einfache des Rauminhaltes erreichen, wird aber im allgemeinen viel geringer sein.

d. Die Messung des natürlichen Luftwechsels.

Hat ein geschlossener Raum den Inhalt J cbm, so kann auf Grund der Kohlensäureabnahme zwischen Anfang und

Ende ($K_a - K_e$) mit der Zeit Z der natürliche Luftwechsel bestimmt werden, wenn der Anfangskohlensäuregehalt K_a bekannt ist, und wenn innerhalb der Versuchsdauer keine Kohlensäure im Raume entwickelt wird, während von außen ständig Luft mit dem Kohlensäuregehalt k infolge des natürlichen Luftwechsels in den Raum eintritt. Eine solche Messung bezeichnet man als anthrakometrische Bestimmung des Luftwechsels (*ἀνθρακόμετρον* = Kohle). Nimmt die eingeführte Luftmenge L um das Differential dL zu, so strömt damit $k \cdot dL$ Kohlensäure in den Raum ein und $K \cdot dL$ Kohlensäure ab. Die Differenz beider ist die Abnahme des Kohlensäuregehaltes des Raumes:

$$K \cdot dL - k \cdot dL = dL (K - k).$$

Während dieser selben Zeit nimmt der Kohlensäuregehalt pro cbm um dK ab, für den ganzen Raum also um $J \cdot dK$. Folglich besteht die Beziehung

$$dL (K - k) = J \cdot dK$$

oder

$$dL = \frac{J \cdot dK}{K - k}.$$

Durch Integration dieser Gleichung in den Grenzen ($K_a - K_e$) erhält man

$$L = J \int_{K_e}^{K_a} \frac{dK}{K - k},$$

woraus sich die Formel von Seidel ergibt:

$$L = J \cdot \ln \frac{K_a - k}{K_e - k} \text{ cbm in } Z \text{ Stunden,}$$

also ist der stündliche Luftwechsel:

$$L = \frac{J}{Z} \ln \frac{K_a - k}{K_e - k} \dots \dots \dots (21)$$

Zur Anwendung dieses Verfahrens bringt man einen hohen Kohlensäuregehalt K_a z. B. in Form von flüssiger Kohlensäure, oder mit Kerzen oder Leuchtgas in den Raum und bestimmt K_a nach der auf Seite 26 angegebenen Methode. Nach einer bestimmten Zeit Z , während welcher der Raum geschlossen gehalten wird, und sich keine Menschen in ihm befinden, wird der

Endkohlendioxidgehalt K_e ebenfalls festgestellt. Nimmt man noch den Kohlendioxidgehalt der Außenluft $k = 0,0004$ an, so hat man alle Daten zur Berechnung des stündlichen Luftwechsels L .

Es gibt noch eine Reihe ähnlicher Methoden¹⁾, jedoch ist die beschriebene wohl die bequemste.

8. Fenster- und Türlüftung.

Die einfachste, oft auch die bequemste und gesündeste, Lüftung eines Raumes wird durch Öffnen der Fenster erzielt. Solange es in der warmen Jahreszeit die Witterung und die Reinheit der Luft zulassen, wird man dauernd die Fenster offen halten und dadurch eine fortwährende Ergänzung der verbrauchten Luft durch frische erreichen.

Soll aber diese Art der Lüftung nur zeitweise zu Hilfe genommen werden, so müssen, damit eine hinreichende Wirkung stattfinden kann, gewisse Bedingungen erfüllt sein. Zunächst müssen Druckdifferenzen, also entweder innen und außen verschiedene Temperaturen, oder Wind vorhanden sein. Jedoch dauert es unter alleiniger Anwendung der Fenster auch dann immerhin noch sehr lange, bis die Luft im Raume wirklich vollkommen durch frische ersetzt ist. Im Winter kann unterdessen eine erhebliche Auskühlung der Raumwände eintreten. Wird jedoch gleichzeitig die Türe geöffnet, so findet innerhalb weniger Minuten ein vollständiger Luftwechsel statt, wobei in der kalten Jahreszeit zwar die Temperatur der Raumluft erheblich abfällt; doch wird dann die normale Temperatur bald wieder durch die Heizung hergestellt sein, da gleichzeitig die nicht ausgekühlten Wände als Wärmeakkumulator wirken und genügend Wärme an die nun kühlere Raumluft wieder abgeben. Die Wirkung der Lüftung ist also in diesem Falle die Zugluft, die voraussetzt, daß sich die anwesenden Personen aus ihrem Bereiche entfernen, um einer Erkältung zu entgehen.

¹⁾ Eine Zusammenstellung der anthrakometrischen Methoden findet sich bei Wolpert: Ventilation und Heizung, Bd. 3, S. 247 bis 306. Verlag W. & S. Loewenthal, Berlin 1901.

Von manchen Seiten taucht immer wieder die Behauptung auf, daß die Lüftung durch die Fenster, eventuell mit Zuhilfenahme der Türen, vollauf genüge, und daß eine künstliche Ventilation selbst in solchen Räumen nicht nötig sei, in denen sich viele Menschen aufhalten, beispielsweise in unseren Schulklassen. Dem ist entgegenzuhalten,¹⁾ daß Wind und Wetter, Staub und Straßenlärm es oftmals verbieten, auch nur auf kurze Zeit die Fenster ohne Störung oder Gesundheitsschädigung der Insassen zu öffnen. Ferner ist zu bedenken, daß der Luftwechsel durch zeitweiliges Fensteröffnen immer nur ein einmaliger sein kann, während wir im Vorhergehenden bereits des längeren die Notwendigkeit eines vielfachen Luftwechsels nachgewiesen haben.

Bei Überheizung eines Raumes ist oft das Öffnen des Fensters die einzige Rettung, da die hereinströmende Luft eine angenehme Entwärmung des Körpers hervorruft und somit die Wärmestauung verhindert oder aufhebt. In Schulen sollte es Vorschrift sein, daß während jeder Pause die Fenster und Türen geöffnet werden, nachdem die Schüler die Klasse verlassen haben; denn eine kräftige Zuglüftung hat auf die Entfernung des in der Schulluft überreichlich suspendierten Staubes immerhin eine sehr günstige Wirkung.

Kapitel IV.

Theorie und Praxis der Luftbewegung in Ventilationsanlagen.

Die in Paragraph 7 und 8 besprochenen Lüftungsarten, nämlich der natürliche Luftwechsel und die Lüftung mit Hilfe der Fenster und Türen, sind vollkommen abhängig von dem fortwährenden Wechsel der Witterung. Trotzdem kommt man mit diesen Lüftungsmethoden besonders für Einzelwohnräume, so gut oder so schlecht es geht, in den weitaus meisten

¹⁾ Dietz: Das Problem der Schullüftung nach dem Stande neuerer Forschungen. Gesundheits-Ingenieur 1906 Nr. 9, Verlag R. Oldenbourg, München.

Fällen aus. Für alle öffentlichen Aufenthaltsräume jedoch fordert die Hygiene einen bestimmten Luftwechsel, dessen Berechnung wir in Abschnitt 6 des vorigen Kapitels ausführlich kennen gelernt haben. Zur Erfüllung dieser Forderung müssen künstliche Ventilationsanlagen gebaut werden, deren Aufgabe es ist, jedem einzelnen Raume eines Hauses sein ihm zugemessenes Ventilationsquantum auf besonderen Luftwegen beliebig regelbar und unabhängig von allen äußeren Einflüssen jederzeit in einwandfreier Weise zuzuführen. Bis zu welchem Grade diese Forderung jeweils erfüllt werden kann, ist in letzter Linie nur mehr eine Energie- und Kostenfrage, die nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten im einzelnen Falle zu entscheiden ist.

9. Einteilung und allgemeine Einrichtung der Ventilationsanlagen.

Die Einteilung der künstlichen Ventilationsanlagen kann erfolgen:

1. nach der zur Verwendung kommenden Energieform in:
 - a) Anlagen, die auf Temperaturdifferenz beruhen (Auftriebs- oder Schwerkraftventilation),
 - b) Anlagen, die mit Hilfe des Windes arbeiten (Deflektorventilation),
 - c) Anlagen, die mittels Ventilatoren betrieben werden (mechanische Ventilation);
2. nach den Druckverhältnissen in den zu lüftenden Räumen in:
 - d) Druck- oder Pulsionslüftung,
 - e) Sauge- oder Aspirationslüftung.

Um einen ganz allgemeinen Überblick zu gewinnen, wollen wir uns nach Fig. 18 ein Schema denken, in dem alle Arten der Ventilation nebeneinander enthalten sind. Dieses Schema ist natürlich nicht im geringsten für alle vorkommenden Fälle maßgebend, sondern soll nur zur Veranschaulichung der Luftwege dienen. Aus der Atmosphäre wird an einer gemeinsamen Stelle bei *E* die Luft durch einen

Schacht entnommen und in die geräumige Staubkammer *S* geleitet, in der die Filter untergebracht sind. Die gröberen Beimengungen der Luft setzen sich in der Staubkammer infolge der sehr geringen Luftgeschwindigkeit zu Boden, die feineren werden durch das Filter zurückgehalten. Mit Hilfe eines Ventilators *V* wird die Luft durch den Heizkörper *H* gedrückt, auf entsprechende Temperatur vorgewärmt und in die horizontalen Luftleitungen *L* geblasen. Von hier

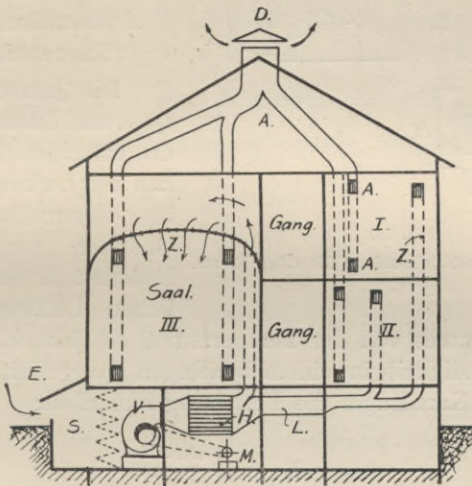


Fig. 18.

Schema der Ventilationsanlage eines Hauses.

strömt sie in senkrechten Zuluftkanälen *Z*, die in der Mauer untergebracht sind, nach oben und tritt durch Gitter in die Räume *I* und *II* ein. Die Luftzuführung in den Saal *III* erfolgt durch die hohl ausgeführte Decke. Von jedem Raume führen dann wieder senkrechte Abluftkanäle *A* zum Dachboden und von hier entweder getrennt über Dach oder, in einem gemeinsamen Kanale gesammelt, durch einen Deflektor *D* ins Freie.

10. Die Widerstände der künstlichen Luftbewegung.

Nehmen wir in der Darstellung Fig. 18 irgendeinen beliebigen Raum an, so können wir für denselben einen un-

unterbrochenen Kanalzug verfolgen, dessen Schema durch Fig. 19 wiedergegeben sein möge. Die Hauptteile dieses Luftweges sind:

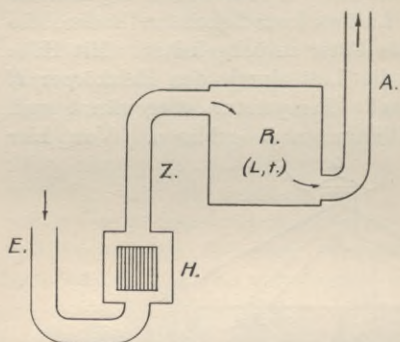


Fig. 19.

Schema der Ventilationsanlage für einen Raum.

- E* Luftentnahme aus dem Freien,
H Heizkammer,
Z Zuluftkanal,
R zu lüftender Raum,
A Abluftkanal, ins Freie ausmündend.

Die Querschnitte f_1, f_2, \dots und Luftmengen L der einzelnen Teilstrecken des Luftweges sind im allgemeinen voneinander verschieden. Bedeutet L den stündlichen Luftwechsel in

cbm des Raumes von der Temperatur t , so läßt sich für die Luftgeschwindigkeit in einem beliebigen Querschnitte f_n des zugehörigen Kanalzuges die Beziehung aufstellen:

$$v_n = \frac{L}{3600 f_n} \cdot \frac{1 + \frac{t_n}{273}}{1 + \frac{t}{273}} \text{ m/sek} \quad \dots \quad (22)$$

wobei die in den Lüftungsanlagen vorkommenden geringen Spannungsänderungen der Luft unberücksichtigt gelassen sind.

Zur Erzeugung einer Geschwindigkeit v m/sek eines freien Luftstromes ist nach den Gesetzen der Mechanik der Gase eine Geschwindigkeitshöhe nötig von der Größe eines Überdruckes:

$$\left. \begin{aligned} \text{oder} \quad p_v &= \frac{v^2}{2g} \text{ m Luftsäule} \\ p_v &= \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ mm WS.} = \text{kg/qm,} \end{aligned} \right\} \dots \dots (23)$$

wenn γ das spez. Gewicht der Luft in kg/cbm bedeutet. Ein Überdruck von 1 mm WS. = 1 kg/qm würde also imstande

726
 121
 1936

$$p_v = \frac{16}{20} \cdot 1,21 = \frac{19,56}{20} = \sim 1$$

sein, einen freien Luftstrom von 18°C mit einer Geschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2g p}{\gamma}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1}{1,21}} = 4 \text{ m/sek fortzubewegen.}$$

Ist der Luftstrom nicht frei, sondern bewegt er sich in irgendwie geformten Luftkanälen, so wird der Druck p größer sein müssen, so daß er außer zur Erzeugung der Geschwindigkeit v noch zur Überwindung aller im Rohrzuge auftretenden Bewegungswiderstände W ausreicht. Diese letzteren verzehren demnach einen Teil der Geschwindigkeitshöhe, d. h. sie verursachen eine Widerstandshöhe $W \frac{v^2}{2g}$. Wir erhalten also den zur Bewegung nötigen Überdruck

$$p = \frac{v^2}{2g} + W \frac{v^2}{2g} \text{ m LS.}$$

oder
$$p = \frac{v^2}{2g} \gamma + W \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ mm WS.} = \text{kg/qm.}$$

Der Widerstand W , den die Rohrleitung der Luftbewegung entgegenstellt, setzt sich aus dem stetigen Reibungswiderstande R und den einmaligen Widerständen Z , bestehend aus Richtungs- und Querschnittsänderungen der Kanäle, zusammen. Die letzte Gleichung des Druckhöhenaufwandes kann also geschrieben werden:

$$\begin{array}{l} \text{Wirksame} \\ \text{Druckhöhe} \\ p \end{array} = \begin{array}{l} \text{Geschwindig-} \\ \text{keitshöhe} \\ p_v \end{array} + \begin{array}{l} \text{Reibungs-} \\ \text{höhe} \\ p_R \end{array} + \begin{array}{l} \text{einmalige} \\ \text{Widerstandshöhe} \\ p_Z \end{array}$$

$$p = p_v + \frac{p_R + p_Z}{p_W}$$

oder

$$\left. \begin{array}{l} p_1 - p_2 = \frac{v^2}{2g} (1 + R + Z) \text{ m LS.} \\ p_1 - p_2 = \frac{v^2}{2g} \gamma (1 + R + Z) \text{ mm WS,} \end{array} \right\} \dots (24)$$

wenn p_1 und p_2 den Anfangs- und Enddruck in einer Rohrleitung von gleichem Querschnitt und gleicher Lufttemperatur bedeuten. In der Gl. (24) haben wir also auf der linken Seite die zur Erzeugung der gewünschten Luftbewegung erforderliche wirksame Druckhöhe, während auf der rechten

Seite die Geschwindigkeits- und Widerstandshöhe angegeben ist. Die letztere wollen wir nun in diesem Paragraphen zunächst näher untersuchen.

a. Reibungswiderstände.

Bei der Bewegung der Luft in Rohrleitungen treten zweierlei Arten von Reibung auf: 1. innere Reibung durch Wirbelbildung der Gasteilchen und infolge des Voreilens gewisser Teile des Luftstromes gegenüber anderen, 2. äußere Reibung zwischen der Rohrwandung und den anstoßenden Gasteilchen. Diese Reibung bewirkt eine ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung der Luft über den Querschnitt der Rohrleitung in der Weise, daß die die Rohrwandung berührenden Teilchen eine bedeutende Verzögerung, hervorgerufen durch eine Kraft, den sog. Reibungswiderstand, erfahren. In

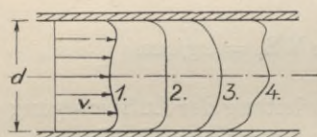


Fig. 20.

Geschwindigkeitsverteilung
in Luftkanälen.

Fig. 20 sind die gewöhnlich vorkommenden Geschwindigkeitsverteilungen 1 bis 4 über den Durchmesser eines Rohres graphisch aufgetragen. Dabei ergeben sich in den seltensten Fällen symmetrische Verteilungslinien wie 1, 2, 3, wobei die entstehende

Figur ein Rotationskörper wäre; sondern meistens findet man als Verbindungslinie der aufgetragenen Geschwindigkeiten ganz unregelmäßige Kurvenzüge wie bei 4, die von ungleichmäßiger Rohrführung, Krümmungen usw. herrühren.

Der Reibungswiderstand R wird analytisch durch Einführung eines Reibungskoeffizienten ρ ausgedrückt, dem der Reibungswiderstand proportional ist, und der den Einfluß der inneren und der äußeren Reibung gleichzeitig enthält. Aus der Betrachtung der Fig. 20 kann man ferner vermuten, daß der Reibungswiderstand mit dem gespülten Rohrumfange u und mit der Länge des Rohres l wachsen, mit größer werdendem Querschnitt f der Leitung dagegen abnehmen wird. Unter diesen Annahmen erhalten wir die durch Versuche in der Tat bestätigte Gleichung

$$R = \frac{\rho l u}{f} \dots \dots \dots (25 a)$$

Für einen quadratischen Querschnitt von der Seitenlänge d folgt $\frac{u}{f} = \frac{4d}{d^2} = \frac{4}{d}$, ebenso für einen runden Querschnitt $\frac{u}{f} = \frac{d\pi}{d^2 \frac{\pi}{4}} = \frac{4}{d}$, sodaß die letzte Gleichung übergeht in

$$R = \frac{4\rho l}{d} \dots \dots \dots (25 b)$$

oder auch

$$R = \frac{\rho l}{r}, \dots \dots \dots (25 c)$$

wenn wir unter $\frac{f}{u} = \frac{d}{4} = r$ den hydraulischen Radius verstehen.

Somit können wir den der Reibungshöhe entsprechenden Druckhöhenverlust unter Berücksichtigung von (24) schreiben:

$$p_R = \frac{v^2}{2g} \gamma \cdot \frac{\rho l u}{f} \text{ kg/qm oder mm WS.} \dots (26)$$

Der Wert des Reibungskoeffizienten ρ selbst hängt natürlich vom Rauheitsgrade der Leitung ab und ist für die hier in Betracht kommenden Mauerkanäle und Blechleitungen untersucht worden. Er wird von den Autoren teils als konstante Zahl angegeben, teils als Funktion des Durchmessers d , des Umfanges u der Leitung, und der Luftgeschwindigkeit v . Nach H. Fischer ist für gemauerte Kanalwände zu setzen:

$$\rho = 0,0007 \text{ bis } 0,0004 \left(\frac{1}{v} + 20 \right)$$

Rietschel hat für geringe Luftgeschwindigkeiten aus Versuchen mit sauber gemauerten und nur gefugten Kanälen bis herab zu $u = 48$ cm Umfang gefunden (u in cm!):

$$\rho = 0,0065 + \frac{0,0604}{u - 48}$$

Für Blechluftleitungen hat Rietschel ebenfalls sehr sorgfältig angestellte Versuche durchgeführt¹⁾ und eine

¹⁾ Rietschel: Versuche über den Widerstand bei Bewegung der Luft in Rohrleitungen. Gesundheits-Ingenieur, 1. Juli 1905.

Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten von der Luftgeschwindigkeit v und vom Kanalumfang u gefunden. Diese Abhängigkeit läßt sich analytisch in folgender Form¹⁾ ausdrücken, wobei u in Metern einzusetzen ist:

$$\rho = 0,00309 + \frac{0,00209}{v} + \frac{0,000337}{u} + \frac{0,000878}{v \cdot u} \quad (27)$$

Brabbée fand aus Versuchen an genieteten Tunnelleitungen von 500—800 mm ϕ , die bereits 3 Jahre in unausgesetztem Betriebe gestanden hatten²⁾, den konstanten Wert: $4\rho = 0,0195$ oder $\rho = 0,0049$ für $v = 5$ bis 17 m/sek. Die graphische Darstellung Fig. 21 gibt eine übersichtliche Orientierung über die Reibungskoeffizienten in Luftkanälen. Zusammenfassende theoretische Untersuchungen über den Druckhöhenverlust liegen endlich aus neuester Zeit vor.

Zunächst fand Biel eine Formel, die den Rauheitsgrad der Wandungen sowie die Zähigkeit des strömenden Mediums berücksichtigt und die für die kleinsten bis größten Leitungsquerschnitte bei Luft, Wasser und Dampf Geltung hat. Biels Gleichung lautet mit unseren Bezeichnungen³⁾:

$$p_R = \frac{v^2}{2g} \gamma \frac{l}{d} \cdot 0,0785 \left(a + \frac{2b}{\sqrt{d}} + \frac{2c}{v\sqrt{d}} \cdot \frac{[\gamma]}{\gamma} \right) \text{ kg/qm} \quad (28)$$

worin bedeutet

a eine konstante Zahl, den sog. Grundfaktor = 0,12

b den Rauheitsfaktor, der für die hier in Betracht kommenden Kanäle etwa nach folgenden Rauheitsgraden abgestuft werden kann:

I. $b = 0,0064$ bei nahtlos gezogenen Messing- und Kupferrohren;

¹⁾ Rietschel: Versuche über den Widerstand bei Bewegung der Luft in Rohrleitungen. Gesundheits-Ingenieur 1. Juli 1905.

²⁾ Brabbée: Die Lüftungsanlagen beim Baue der großen Alpentunnels in Österreich. Gesundheits-Ingenieur 1905, Nr. 28, 29 und 1906, Nr. 45.

³⁾ Biel: Über den Druckhöhenverlust bei der Fortleitung tropfbarer und gasförmiger Flüssigkeiten; Forschungsarbeiten, Heft Nr. 44, Verlag Jul. Springer, Berlin 1907.

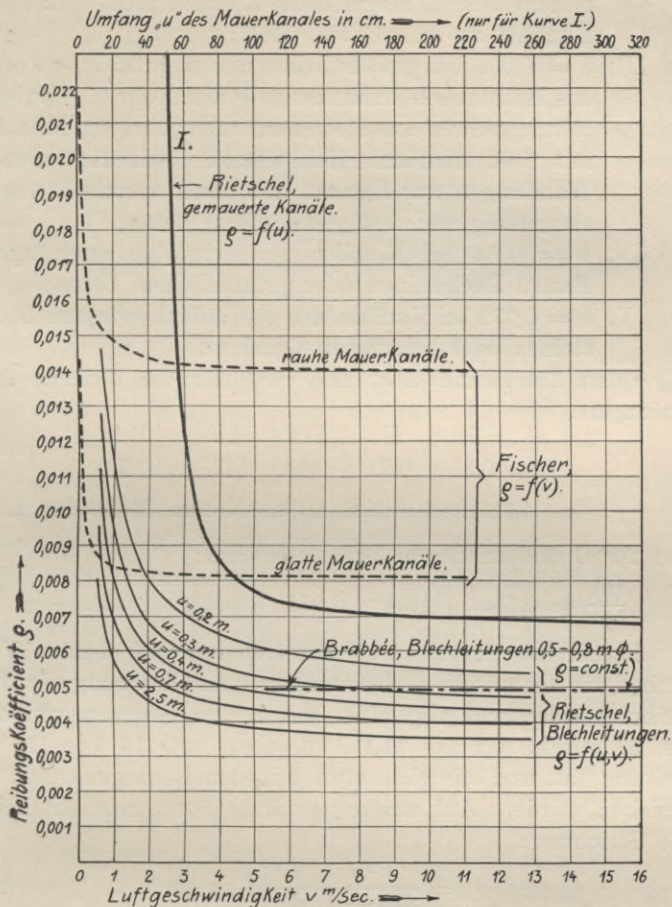


Fig. 21.

Reibungskoeffizienten für Luftkanäle nach verschiedenen Autoren.

II. $b = 0,018$ bei mit gewöhnlicher Sorgfalt gefugtem Weißblechrohr; genietetem, meist asphaltiertem Eisenblechrohr; gewöhnlichen Lüftungsrohren aus dünnem, unverbeultem, gestrichenem oder ungestrichenem oder verzinktem Blech; sorgfältig aus

reinem Zement hergestellten Rohren; rechtwinkligen Kanälen aus gehobeltem Holz;

III. $b = 0,036$ bei gewöhnlichen neuen gußeisernen oder aus Holzdauben zusammengesetzten Rohren; Grubenlüftungsrohren aus Holz, nach mehrjährigem Betriebe mit festhaftendem Kohlenstaub bedeckt; ebenen Wandungen aus Zement mit Sand vermischt; sehr ebenmäßig und fest gestampftem Beton;

IV. $b = 0,054$ bei Kanälen aus sorgfältig ausgefugten glatten Backsteinen oder gewöhnlichem Beton;

V. $b = 0,072$ bei Kanälen aus gewöhnlich gefugten Backsteinen oder behauenen Quadern.

c den Zähigkeitsfaktor, und zwar für die gleichen Abstufungen:

	I	II	III	IV	V
$c =$	0,95	0,71	0,46	0,27	0,27

$\frac{[\eta]}{\gamma}$ den Zähigkeitsmodul in absolutem Maße für Luft von 20°C und mittlerem Barometerstand:

$\frac{[\eta]}{\gamma} =$	0,152	0,114	0,074	0,043	0,043. —
---------------------------	-------	-------	-------	-------	----------

Ferner hat Fritzsche¹⁾ aus fremden und eigenen Versuchen für technische Rohrleitungen eine Gleichung für den Reibungswiderstand abgeleitet, die in den Grenzen von 2,5 bis 58 m/sek, 0,2 bis 11,1 Atm. abs., und 14 bis 115°C Geltung hat, und die sich etwa auf den Rauheitsgrad II beziehen würde. Auf unsere gewohnte Form gebracht heißt die Gleichung:

$$p_R = \frac{v^2 \gamma}{273 + t} \cdot \frac{l}{d} \cdot \varphi \text{ kg/qm} \dots (29)$$

Hierin haben die Bezeichnungen dieselbe Bedeutung wie früher, nur ist γ der mittlere Luftdruck in der Leitung in Atm. abs., während der Faktor φ in Abhängigkeit von d und $\frac{273 + t}{v \cdot \gamma}$ in folgender Tabelle¹⁾ berechnet ist:

¹⁾ Fritzsche: Untersuchungen über den Strömungswiderstand der Gase in geraden zylindrischen Rohrleitungen; Forschungsarbeiten, Heft 60, Verl. Jul. Springer, Berlin 1908.

$\frac{273+t}{v \cdot \gamma}$	1	2	4	8	15	30	60	100
$d = 0,1 \text{ m}$	0,0250	0,0277	0,0307	0,0341	0,0374	0,0414	0,0459	0,0495
$= 0,15$	0,0225	0,0249	0,0276	0,0305	0,0335	0,0371	0,0412	0,0444
$= 0,20$	0,0208	0,0230	0,0255	0,0283	0,0310	0,0344	0,0381	0,0411
$= 0,30$	0,0186	0,0206	0,0229	0,0254	0,0278	0,0308	0,0342	0,0368
$= 0,40$	0,0172	0,0191	0,0212	0,0235	0,0258	0,0285	0,0316	0,0341
$= 0,60$	0,0155	0,0171	0,0190	0,0210	0,0231	0,0256	0,0283	0,0306
$= 0,80$	0,0143	0,0159	0,0176	0,0195	0,0214	0,0237	0,0262	0,0283
$= 1,00$	0,0135	0,0149	0,0166	0,0183	0,0201	0,0223	0,0247	0,0266

Die Genauigkeit der letzten Druckhöhengleichung von Fritzsche beträgt nach seiner Angabe $\pm 10\%$, wenn man die tabellarisch berechneten Werte auf einen mittleren Rauigkeitsgrad der Rohrleitung bezieht.

Bisher haben wir den Reibungsverlust stets abhängig vom Quadrate der Luftgeschwindigkeit gesetzt. Diese Abhängigkeit gilt annähernd nur von einer gewissen Geschwindigkeit ab, unterhalb deren die so berechneten Werte zu groß sind. Diese Grenze heißt nach Reynolds die kritische Geschwindigkeit v_k , die abhängig ist vom Rohrdurchmesser, vom mittleren Luftdruck in der Leitung und vom Rauigkeitsgrad, und die für die großen Durchmesser sehr klein (0,3 bis 0,1 m) ist und für die ganz kleinen Rohre etwa bis zu 1,5 bis 4 m beträgt. Unterhalb dieser kleinen Luftgeschwindigkeiten gilt das Poiseuillesche Gesetz, wonach der Druckverlust proportional der Luftgeschwindigkeit v wächst. Diese Tatsache hatten wir bereits beim natürlichen Luftwechsel in § 7c angewendet und werden sie später bei der Filterung der Luft in § 13c bestätigt finden.

b. Einmalige Widerstände.

Die zweite Art Widerstände, die bei der Bewegung von Luft in Kanälen vorkommen, entstehen infolge plötzlicher Krümmungen und Querschnittsänderungen der Luftleitung, durch eingesetzte Klappen, Schieber, Gitter usw., nämlich:






$$Z = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \dots + \zeta_n = \Sigma \zeta \dots (30)$$

Der dadurch auftretende Druckhöhenverlust, die einmalige Widerstandshöhe, ist also mit Gl. (24) zu berechnen aus:

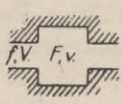
$$p_z = \frac{v^2}{2g} \gamma \cdot \Sigma \zeta \text{ mm WS. (31)}$$

Im Gegensatz zum Reibungskoeffizienten ρ sind die Koeffizienten ζ der einmaligen Widerstände unabhängig von der Geschwindigkeit der Luft. Allmähliche Leitungsübergänge und -Krümmungen, deren Radius mindestens gleich dem 6fachen des Leitungsdurchmessers ist, ergeben keinen einmaligen Widerstand, andernfalls treten nach den oben genannten Versuchen von Rietschel mitunter bedeutende Druckhöhenverluste ein.

Es ergaben sich u. a. folgende Werte des einmaligen Widerstandes:

1.  ein rechtwinkliges scharfes Knie . . . $\zeta = 1,1$
2.  eine scharfe Ablenkung mit 135° . . . $\zeta = 0,3$
3.  ein rechtwinkliger Bogen,
 dessen Radius gleich dem Leitungsdurchmesser $\zeta = 0,25$
 dessen Radius gleich dem 2—4fachen
 Leitungsdurchmesser $\zeta = 0,15$
 dessen Radius gleich dem 5—6fachen
 Leitungsdurchmesser $\zeta = 0,07$
4.  eine Bogenablenkung mit 135° . . . $\zeta = 0,15$
5.  ein Ausbiegestück $\zeta = 0,4—0,1$
6. ein Gitter, bei dem das Verhältnis der freien zur totalen Gitterfläche 0,5 ist
 - a) freier Querschnitt = Kanalquerschnitt $\zeta = 1,5$
 - b) » » = $1,5 \times$ » $\zeta = 0,75$
7. ein Gitter, bei dem das Verhältnis der freien zur totalen Gitterfläche 0,2 ist
 - a) freier Querschnitt = Kanalquerschnitt $\zeta = 2,0$
 - b) » » = $1,5 \times$ » $\zeta = 1,0$
8. ein weitmaschiges Gitter aus dünnen Drähten $\zeta = 0,0$
 Filter vgl. § 13 c.

- 9. Querschnittsänderungen, die klein sind und allmählich verlaufen $\zeta = 0$
- 10. plötzliche größere Querschnittsänderungen (z. B. bei einer Heizkammer, die nicht groß genug ist, um die Geschwindigkeit der Luft $= 0$ zu setzen. Fig. 22):



$$\left. \begin{aligned} \zeta &= \left(\frac{F}{f} - 1\right)^2 \text{ bezogen auf } v, \\ \zeta &= \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2 \text{ bezogen auf } V. \end{aligned} \right\} \dots (32)$$

Fig. 22.

Ferner ist zu setzen für:



- 11. eine Eintrittskontraktion (Fig. 23) in ebener Wand $\zeta = 1,0$

Fig. 23.



- 12. eine Eintrittskontraktion (Fig. 24) mit abgerundeter Mündung $\zeta = 0,5 - 0,2$

Fig. 24.



- 13. eine Eintrittskontraktion (Fig. 25) in ein scharfes Rohr $\zeta = 1,5$

Fig. 25.

- 14. für Ausströmen der Luft ins Freie oder in einen undichten großen Raum, wobei $v = 0$ wird $\zeta = 1,0$.

Erwähnt möge noch werden, daß der Druckhöhenverlust durch eingesetzte Führungsbleche nach Fig. 26 ganz bedeutend vermindert werden kann, wenn es in einem bestimmten Falle nicht möglich war, einen allmählichen runden Krümmungsübergang zu schaffen. Im allgemeinen soll man trachten, die einmaligen Widerstände durch richtige Anlage der Luftleitung so klein wie nur irgend möglich zu machen. Denn da dieselben mit dem Quadrate der Luftgeschwindigkeit wachsen, wie aus Gl. (31) hervorgeht, so bedeutet eine ungeschickte Kanalanordnung für eine größere Ventilationsanlage oft einen unverhältnismäßig großen Energieverlust. Wie groß unter Umständen

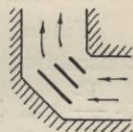


Fig. 26.
Leitbleche in einem Knie.

diese Verluste sein können, geht aus Messungen hervor, die Prandt¹⁾ an einer Entstaubungsanlage in einer Werkstatt der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg angestellt hat und die ergaben, daß der Kraftbedarf dieser Anlage von 110 auf 35 PS abnahm, nachdem die falsch angelegte Luftleitung in sachgemäßer Weise umgestaltet worden war. Die sorgfältige Beachtung solcher scheinbar nebensächlicher Fragen kann für die Wirtschaftlichkeit eines großen Fabrikbetriebes, wie aus diesem Beispiel hervorgeht, einschneidende Bedeutung erlangen.

Aus den zuletzt gegebenen Daten geht hervor, daß kein Verlust an Druckhöhe stattfindet, wenn man die Kanalübergänge in einem großen Raume so allmählich herstellt, daß keine Luftwirbelungen und Kontraktionen auftreten. Alsdann wird beim Überströmen der Luft in einen großen, dichten Raum die Geschwindigkeit $v = 0$, d. h.: die gesamte lebendige Kraft wird in nutzbaren Druck umgesetzt und der betreffende Klammerausdruck in Gl. (24) heißt einfach $(R_n + Z_n)$. Beim Wiederabströmen durch einen engeren Kanal (ohne Kontraktion) mit der Geschwindigkeit V steht also die gesamte Geschwindigkeitshöhe $\frac{V^2}{2g}$ zur Verfügung, um der Luft diese neue Geschwindigkeit V zu erteilen. Es vollzieht sich eine allmähliche Umwandlung von kinetischer in potentielle Energie und umgekehrt, ähnlich wie beim Spannen und Entspannen einer Feder. Eine Anwendung dieses Prinzipes finden wir bei der Konstruktion des Diffusors von Zentrifugalventilatoren.

Findet jedoch, wie meist in der Praxis, Eintrittskontraktion nach Nr. 11 statt, so ist ein Druckhöhenverlust $\zeta \cdot \frac{V^2}{2g}$ mit $\zeta = 1,0$ in Ansatz zu bringen, d. h. es ist eine Mehrpressung vorzusehen, die gerade genügt, um die Geschwindigkeit V von neuem zu erzeugen. In letzterem Falle ist also diese Mehrpressung nutzlos aufzuwenden, da

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. Deutsch. Ing. 1903, S. 1248 und 1249; ferner: Gumbart: Exhaustoranlagen, Zeitschr. »Sozial-Technik«, 1907, Heft 9, Verl.: Seydel, Berlin.

sich der entsprechende Energiebetrag durch Wirbelbildung in eine äquivalente Wärmemenge umsetzt.

Findet plötzliches Ausströmen der Luft ins Freie oder in einen vollständig undichten Raum statt, so tritt ebenfalls ein entsprechender Druckhöhenverlust auf. Für alle in solche Räume mündenden Kanäle ist dann die Geschwindigkeitshöhe in Ansatz zu bringen und der Klammerausdruck in Gl. (24) zu schreiben ($1 + R_n + Z_n$).

11. Messung von Druck und Geschwindigkeit bewegter Luft.

Für die Bestimmung des Effektes von Ventilationsanlagen ist die Messung von Druck und Volumen der geförderten Luft im Zusammenhange mit ihrer Temperatur notwendig. Durch diese drei Größen ist der augenblickliche Zustand der Luftförderung in einer Anlage bestimmt. Das Volumen wird aus dem Kanalquerschnitt und aus der Luftgeschwindigkeit berechnet. Man unterscheidet zwei Methoden der Luftgeschwindigkeitsmessung: die manometrische und anemometrische, die wir beide nach Orientierung über die Druckverhältnisse besprechen wollen¹⁾.

a. Druckmessung in Luftleitungen.

Nach Gl. (24) setzt sich der Gesamtdruck p kg/qm oder mm WS., den eine mit der Geschwindigkeit v m/sek sich in einer Leitung bewegende Luft auszuüben vermag, zusammen aus dem dynamischen oder Geschwindigkeitsdruck p_v und dem statischen oder Widerstandsdruck p_w :

$$p = p_v + p_w \dots \dots \dots (33)$$

Der Geschwindigkeitsdruck p_v kommt lediglich durch die kinetische Energie des Luftstromes zustande; er kann dementsprechend nur in der Richtung der Luftbewegung gemessen werden und hat die Größe

$$p_v = \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \text{ mm WS.} \dots \dots \dots (34)$$

¹⁾ Vgl. Krell jun.: Über Messung von statischem und dynamischem Druck bewegter Luft. Verl. Oldenbourg 1904. Marx: Über Messung von Luftgeschwindigkeiten. Gesundheits-Ing. 1904, Nr. 23—27.

Den Widerstandsdruck p_W können wir analog als die Wirkung der potentiellen Energie (genau so wie bei einem gehobenen Gewichte) auffassen: er wirkt expansiv in allen Richtungen des Luftstromes, wir können ihn als solchen jedoch nur senkrecht zur Luftrichtung messen, so nämlich, daß die Wirkung von v eliminiert ist. Strömt also z. B. in einer verschieden geformten Leitung mit widerstandslosen Übergängen die Luft aus einem großen Querschnitt in einen kleinen, so nimmt sie eine größere Geschwindigkeit an, d. h.

es wird ein äquivalenter Teil der vorhandenen potentiellen Energie in kinetische umgesetzt, weshalb im kleineren Querschnitt der Widerstandsdruck p_W abnehmen muß, was genau dem auf S. 84 Gesagten entspricht.

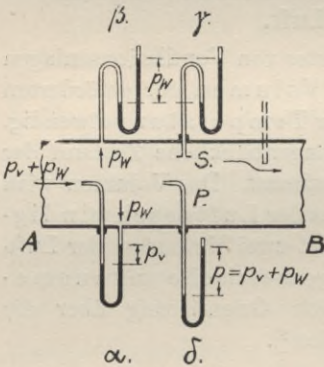


Fig. 27.

Druckmessung in Luftleitungen.

Bringen wir also nach Fig. 27 an einer Luftleitung, in der sich die Luft von A nach B mit der Geschwindigkeit v bewegt, ein Wassermanometer α derart an, daß beide offene Schenkel mit dem Luftstrome verbunden sind, und biegen wir die Öffnung des einen

Schenkels der Luftbewegung entgegen, während die des anderen senkrecht dazu ist, so wirkt auf die eine Seite des Manometers der Druck $(p_v + p_W)$ und auf die andere nur p_W . Da die Differenz $(p_v + p_W) - p_W = p_v$ ist, so messen wir mit dem Manometer α direkt den Geschwindigkeitsdruck p_v in mm WS. — Bohren wir die Wandung fein an, entfernen innen sorgfältig den Grat und setzen ein Wassermanometer β stumpschlauchförmig gegen die Bohrung von etwa 1 mm Durchmesser, so kommt p_v nicht zur Geltung, und wir lesen nur den Widerstandsdruck p_W mm WS ab. Oft ist die Rohrwandung innen nicht ganz eben, und es liegt dann die Gefahr nahe, daß eine Komponente des Geschwindigkeitsdruckes mitgemessen wird. Um dieses zu verhindern, bedient man sich vorteilhaft der Anordnung γ mit der Serschen-Scheibe S , die aus einer

möglichst dünnen, genau ebenen, runden Platte mit kleiner Bohrung von etwa 1 mm Durchmesser besteht, durch die auch etwa schief auftreffende Luftfäden wieder gerade geführt werden und nur mehr das reine p_W zur Wirkung gelangt. Das Manometerrohr nach der in Fig. 27 punktierten Art in die Luftleitung einzusenken, ist nicht angängig, weil die Luftfäden nach dem gekrümmten Pfeil abgelenkt werden und alsdann eine Saugwirkung auf die Rohrmündung ausüben. — Der Gesamtdruck p endlich wird in der Weise gemessen, daß der eine Schenkel des Manometers δ mit der freien Atmosphäre kommuniziert, während auf den anderen, der der Luftströmung entgegen gebogen ist, die Summe der Drucke $(p_v + p_W) = p$ wirkt. Das umgebogene Ende P der Vorrichtungen α und δ wird, um die Wirkung der sich bildenden Luftwirbel auszuschließen, zweckmäßig zu einer feinen Öffnung ausgezogen; ein solches Rohr führt die Bezeichnung Pitotsche Röhre.

Für Pressungen bis zu 20 mm empfiehlt es sich, wegen genauerer Ablesung das Mikromanometer von Krell (S. 64) anzuwenden¹⁾ und dasselbe durch Schläuche oder $\frac{3}{8}$ " Gasrohre mit den Manometerrohren zu verbinden. Die Entfernung von der Meßstelle kann beliebig groß sein, nur muß dafür Sorge getragen sein, daß beide Verbindungsrohre auf ihrer ganzen Länge gleichmäßig den Temperaturschwankungen ausgesetzt sind, also am besten eng nebeneinanderlaufend montiert werden.

Es möge noch erwähnt sein, daß öfters die Verteilung der statischen Pressung über den Rohrquerschnitt nicht gleichmäßig gefunden wurde, sondern daß p_W von der Rohrachse nach den Wandungen hin zunahm. Krell jun. erklärt diese Erscheinung aus einer schraubenförmigen Luftbewegung im Rohre, wobei infolge der Zentrifugalwirkung der Druck nach dem Umfange hin anwachsen muß.

¹⁾ O. Krell sen.: Hydrostatische Meßinstrumente, Verl. Springer, Berlin 1896.

b. Die manometrische Messung der Luftgeschwindigkeit.

Diese Methode ist von G. Recknagel¹⁾ ausgebildet worden. Recknagel fand durch Versuche, daß ein freier Luftstrom von der Geschwindigkeit v m/sek und dem spez. Gewichte γ kg/cbm in der Mitte einer ihm senkrecht entgegen gehaltenen runden Platte einen Staudruck

$$B + \frac{v^2}{2g} \gamma$$

erzeugt, wenn B den Druck der ruhenden Luft von gleicher Dichte bedeutet. Gleichzeitig entsteht nach Recknagel auf der Rückseite der Platte ein Saugdruck

$$B - 0,37 \frac{v^2}{2g} \gamma.$$

Da nun die Drücke dieser Gleichungen gemessen werden können, so bleibt die Geschwindigkeit v als Unbekannte übrig

und kann berechnet werden. Recknagel bohrte eine kreisförmige Scheibe von 10 bis 20 mm Durchmesser vorn und hinten in der Mitte an, wie Fig. 28 zeigt. Diese Bohrungen wurden getrennt seitlich bis zum Rande der Scheibe geführt und hier zwei dünne Röhrchen angelötet, die ihrerseits durch Schläuche mit der Vorder- und Rückseite eines Differentialmanometers verbunden wurden. Wird eine solche Stau-

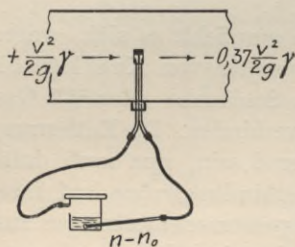


Fig. 28.

Geschwindigkeitsmessung in Luftleitungen.

scheibe in eine Luftleitung eingeführt (Fig. 28), so wirken die $+$ und $-$ Pressung auf die Flüssigkeitsspiegel des Differentialmanometers in demselben Sinne, wie die Pfeile zeigen. Die Differenz der beiden Pressungen kommt also in der vom Manometer angezeigten Pressung p zum Ausdruck:

$$p = \left(B + \frac{v^2}{2g} \gamma \right) - \left(B - 0,37 \frac{v^2}{2g} \gamma \right) = 1,37 \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ mm WS.}$$

¹⁾ G. Recknagel: »Lüftung des Hauses« im Handbuch der Hygiene von v. Pettenkofer und v. Ziemssen, 1. Teil, Verl. Vogel, Leipzig 1894.

Inwieweit der von Recknagel für freie Luftströme bestimmte Faktor 1,37 auch für engere Rohrleitungen Geltung besitzt, darüber fehlen noch genauere Messungen.

Aus der letzten Gleichung berechnet sich also vorläufig die gesuchte Luftgeschwindigkeit:

$$v = \sqrt{\frac{2g p}{1,37 \cdot \gamma}} = 3,78 \sqrt{\frac{p}{\gamma}}$$

γ hängt von der Temperatur, vom Barometerstand und vom Feuchtigkeitsgehalte der Luft ab; für die Praxis genügt es jedoch, wenn ein Mittelwert $\gamma = 1,2$ eingeführt wird, womit die letzte Gleichung übergeht in

$$v = 3,46 \sqrt{p} \text{ m/sek} \quad (35)$$

Nach Gl. (19) ist aber der Druck p gleich dem Produkt aus dem Reduktionsfaktor f und dem Fadenausschlage $(n - n_0)$, so daß wir auch schreiben können:

$$v = 3,46 \sqrt{f(n - n_0)} \text{ m/sek} \quad (36)$$

Da nun die Luftmenge L cbm/Std. gleich $3600 \cdot v$ mal dem Querschnitt F der Luftleitung ist, so ergibt sich

$$L = 3,46 \cdot 3600 \cdot F \sqrt{f(n - n_0)}$$

oder, wenn die konstanten Werte zu einem Faktor C zusammengefaßt werden:

$$L = C \sqrt{n - n_0} \text{ cbm/Std.} \quad (37)$$

Für ein gegebenes Mikromanometer mit festem Reduktionsfaktor kann der Wert C ein für alle Male bestimmt und somit die in jedem Augenblicke durch die Leitung strömenden Luftmengen L bei einem Ausschlage $(n - n_0)$ auf einer Skala direkt abgelesen werden, die hinter der geneigten Glasröhre des Manometers verschiebbar befestigt ist, so daß der Nullpunkt der Skala vor der Ablesung auf den Nullpunkt des Flüssigkeitsfadens eingestellt werden kann. Die Angaben der Skala können entweder auf die normal vorkommende mittlere Temperatur der Leitung bezogen werden oder sie können, um genauere Werte zu erhalten, auf 0° und 760 mm QS. reduziert werden. Eine praktische Anwendung dieses Verfahrens der Luftmengenmessung in einer Lüftungsanlage

beschreibt Krell sen.¹⁾ in einer Abhandlung über das Nürnberger Theater.

Wir wollen nicht unterlassen zu erwähnen, daß die Messung mit Hilfe der Stauscheibe mitunter ganz erhebliche Schwierigkeiten bereitet. Diese Methode setzt vor allen Dingen einen sehr gleichmäßigen Luftstrom voraus, dessen Luftfäden parallel gerichtet sind und keine groben Luftwirbel bilden. Von Natur aus neigt die Luft besonders in runden Leitungen zu schraubenförmigen Bewegungen; diese können durch Einschaltung eines Bündels dünnwandiger, den ganzen Querschnitt der Luftleitung anfüllender Messingrohre beseitigt werden, die etwa 20 bis 40 mm Durchmesser und 300 bis 500 mm Länge haben. Wirbelbildungen der Luft werden zweckmäßig durch in die Luftleitung eingespannte engmaschige Filter aus feiner Messinggaze vermindert. Diese Gaze bewirkt gleichzeitig eine gleichmäßigere Verteilung der Luftgeschwindigkeit über den Querschnitt der Luftleitung. Natürlich treten bei allen diesen Vorrichtungen oft sehr erhebliche Widerstände auf, die der Ventilator mit größerer Arbeitsleistung überwinden muß. Bei von vornherein höherer Luftpressung scheint sowohl die Wirbelbildung geringer als auch die Verteilung der Luftgeschwindigkeit eine bessere zu sein. Infolge der durch die Stauscheibe verursachten Querschnittsverengung soll der Durchmesser der Luftleitung nicht unter dem 10fachen der Stauscheibe betragen. Die letztere muß an der Stelle der mittleren Luftgeschwindigkeit angebracht sein, sonst könnten die erhaltenen Angaben bei ungleicher Luftgeschwindigkeit leicht bedeutend von der Wirklichkeit abweichen. Die mittlere Luftgeschwindigkeit v_m kann bei konstanter Umdrehungszahl des Ventilators und gleichbleibenden Widerständen dadurch gefunden werden, daß die Verteilung der Luftgeschwindigkeit über mehrere Durchmesser des Luftkanales gemessen, nach Fig. 29 graphisch aufgetragen und aus dem sich ergebenden Rotationskörper die Höhe v_m des volumgleichen Zylinders bestimmt wird. Aus der Schnittlinie der mittleren

¹⁾ Krell sen: Bau und Betrieb der Heizungs- und Lüftungseinrichtungen des neuen Theaters in Nürnberg, Gesundh.-Ing. 1907, Nr. 20, 21.

Geschwindigkeitsebene dieses Zylinders mit der oberen Begrenzung des Rotationskörpers ergibt sich der radiale Abstand a der Stauscheibe von der Mittelachse des Luftkanales. Da erfahrungsgemäß das Verhältnis der mittleren zur axialen Geschwindigkeit $\frac{v_m}{v_{ax}}$ trotz wechselnder Luftförderung bei derselben Leitung stets konstant bleibt¹⁾, so kann auch die Stauscheibe in der Mitte des Kanales angebracht sein, wenn nur ihre Angaben stets mit dem experimentell ermittelten Verhältnis $\frac{v_m}{v_{ax}}$ multipliziert werden. Statt dessen kann man auch eine Anzahl von etwa 5 Stauscheiben, über den (genügend großen!) Querschnitt verteilt, in dem Kanal anbringen, die dann durch eine gemeinsame Leitung mit dem Manometer verbunden sind und somit selbsttätig einen annähernden Mittelwert der Luftgeschwindigkeit zur Anzeige bringen. Daß die Stauscheibe nur auf gerader Strecke in die Leitung eingesenkt werden darf, ist selbstverständlich; denn an den Krümmungen treten stets Kontraktionen des Luftstromes auf, die das Meßresultat ganz bedeutend beeinflussen würden. Deshalb muß die Entfernung der Stauscheibe von den Kanalbiegungen mindestens 1 m betragen, und zwar sowohl nach vorwärts als auch nach rückwärts.

Eine andere manometrische Methode der Luftmengenmessung ist die mit Hilfe der Drosselscheibe²⁾ die als einfache Blechscheibe mit einer kleineren konzentrischen Öffnung in die Luftleitung eingesetzt wird. Die algebraische Summe der auf der Vorder- und Rückseite entstehenden Stau- und Unterpressung wird in der beschriebenen Weise auf ein Mikromanometer übertragen. Diese Methode erscheint zwar für die Messung bequemer, ergibt jedoch einen größeren Druckverlust, der auf Kosten der Wirtschaftlichkeit der Anlage

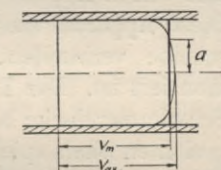


Fig. 29.
Mittlere Luftgeschwindigkeit in Kanälen.

¹⁾ Forschungsarbeiten, Heft 44, S. 26, Verl. Springer, Berlin 1907.

²⁾ O. Müller: Messung von Gasmengen mit der Drosselscheibe. Forschungsarbeiten Heft 49, Verl. J. Springer, Berlin 1908.

vom Ventilator dauernd überwunden werden muß. Demgegenüber ist es ratsamer, den durch vorherige Eichung festgestellten natürlichen Druckverlust zwischen zwei Punkten der Luftleitung als Maß für die geförderten Luftmengen zu benutzen.

Die Luftmengenmessung mit Hilfe des Mikromanometers erscheint für die Bedürfnisse der Praxis noch nicht bequem genug: der Maschinist ist gewohnt, die Anzeigen der Instrumente auf einem Zifferblatt abzulesen. Apparate, die diese Bedingung erfüllen, sind z. B. das Volumeter von R. Fieß in Steglitz nach Patent Ellinghaus, von de Bruyn in Düsseldorf, und von S. Elster in Berlin nach System Dietzius-Brabbée. Diese Apparate sind ebenfalls mit einer doppelseitigen Stauscheibe verbunden, die in dem zu messenden Luftstrom montiert ist. Der Differenz-Luftdruck wird zur Hebung einer Schwimmglocke benutzt, die ihre Bewegung einem auf einer geeichten Skala spielenden Zeiger mitteilt, so daß die in jedem Momente geförderte Luftmenge sofort abgelesen werden kann.

c. Die anemometrische Messung der Luftgeschwindigkeit.

Sie kommt für geschlossene Luftkanäle gegenüber der manometrischen Messung nur für kleine Geschwindigkeiten in Betracht, ist jedoch für freie Luftströme in der Ventilations-technik die einzig brauchbare Methode. Während die sog. Schalenkreuz-Anemometer zu meteorologischen Zwecken im Freien benutzt werden, kommen für Lüftungsanlagen nur die Flügelradanemometer in Frage. Fig. 30 stellt ein solches Instrument dar, das auf einen Stab aufgeschraubt und mit Hilfe desselben vor beliebige Luftöffnungen gehalten werden kann. Die durch den Luftstrom

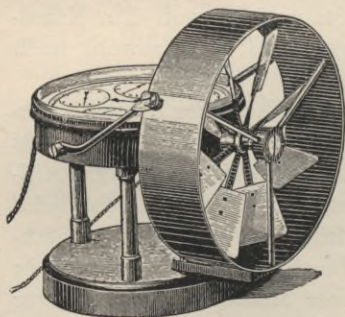


Fig. 30.
Flügelrad-Anemometer.

erfolgende Drehung der Flügel wird auf ein Zählwerk übertragen. Aus der Anzahl der Umdrehungen innerhalb einer bestimmten Zeit schließt man auf die Luftgeschwindigkeit.

Die Ein- und Ausrückung des Zählwerkes erfolgt mittels Schnüre. Für Kanalmessungen ist die Achse in einer Hülse nach der Außenseite des Kanales geführt, wo das Zählwerk angebracht ist. Gleichzeitig kann dabei eine Vorrichtung vorhanden sein, durch deren Betätigung der Zeiger jedesmal auf Null zurückspringt und sodann das Meßresultat nach genau einer Minute anzeigt. Die Flügelradanemometer dürfen nur bis zu etwa 10 m/sek Luftgeschwindigkeit verwendet werden, weil sonst eine Deformation der Flügel zu befürchten wäre.

Erfahrungsgemäß erhält man die Luftgeschwindigkeit v bei diesen Instrumenten als lineare Funktion der Umdrehungszahl n , nämlich:

$$v = a + bn, \dots \dots \dots (38)$$

wenn a und b Konstanten bedeuten, die durch empirische Eichung bestimmt werden. Die Resultate der Eichung können nach Fig. 31 graphisch aufgetragen werden, wobei statt v auch die Luftmenge L bestimmt werden kann. Aus der Fig. 31 erkennt man, daß der Zeiger erst eine Umdrehungszahl n anzeigt, wenn eine gewisse Luftgeschwindigkeit $v = a$ überschritten ist. Deshalb führt a die Bezeichnung »Trägheitskonstante« oder »Empfindlichkeit« des Anemometers (gewöhnlich: $a = 0,03$ bis $0,12$ m/sek), während $b = tg \alpha$ ist. Die Konstanten a und b werden jedem Instrumente vom Verfertiger beigegeben; da jedoch die Anemometer durch Stoß, Beschädigung, Abnutzung usw. leicht leiden, so muß eine öftere Eichung¹⁾ stattfinden. Prinzipiell kann man zwei Arten von Eichmethoden unterscheiden: die Zwanglauf- und die Freilaufeichung. Bei der Zwanglaufeichung wird das Anemometer auf das Ende eines Rohres aufgeschraubt, dessen Durchmesser gleich dem des Flügelringes ist, so daß die ganze das Rohr durchströmende Luftmenge auch das

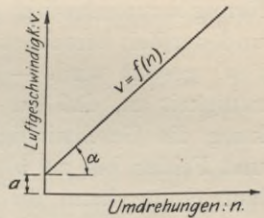


Fig. 31.
Eichkurve eines Anemometers.

1) Vgl. Stach: Die Anemometer-Prüfungsstation der Westfäl. Berggewerkschaftskasse in Bochum. Wochenschrift »Glückauf« 1902, Nr. 47 und 1903, Nr. 48, Verlag Baedeker, Essen a. Ruhr.

Anemometer zu passieren gezwungen ist. Diese Eichmethode ist zuerst in der Prüfungsanstalt für Heizungs- und Lüftungseinrichtungen der Techn. Hochschule zu Charlottenburg ausgebildet worden. Zu der aus einem Gasometer ausströmenden Luftmenge L werden die Umdrehungen beobachtet, dann wird nach Fig. 31 verfahren und daraus die Gl. (38) abgeleitet. Bei der Freilaufeichung wird das Anemometer in der freien Luft herumgeführt, so daß es in einer bestimmten Zeit eine gemessene Wegstrecke zurücklegt. Die Eichung wird in der Weise ausgeführt, daß das Anemometer an einem langen Arme mit Hilfe eines Rundlaufapparates im Kreise mit bekannter Geschwindigkeit v herumbewegt wird. In Ermangelung eines solchen Apparates kann man die Eichung zur Not so vornehmen, daß man das Anemometer an einem Stabende befestigt und um die eigene Körperachse möglichst gleichförmig herumschwingt. Aus dem Radius, der Zahl der Drehungen und der Zeit berechnet sich v , welches, wie beschrieben, gleich $f(n)$ gesetzt wird. — Der Freilaufeichung haftet die Ungenauigkeit an, daß ein »Mitwind« entsteht, durch dessen Wirkung die Geschwindigkeit v etwas zu klein gemessen wird und Fehler bis zu 5% entstehen können. Bei dieser Freilaufeichung kann die Luft, wenn sie im Anemometer einen zu hohen Widerstand findet, zum Teil seitlich abfließen. Soll also ein so geeichtes Instrument später innerhalb eines Kanales Verwendung finden, so muß derselbe wenigstens den 5fachen Durchmesser des Anemometers haben, damit auch hier die Luft seitlich bequem abfließen kann, wobei jedoch wiederum noch Fehler von etwa 5% zu gewärtigen sind. Mit der Größe des Kanales werden die Fehler kleiner. Im übrigen muß natürlich das Anemometer an derjenigen Stelle des Kanalquerschnittes angebracht sein, wo die mittlere Geschwindigkeit herrscht. Strömt die Luft frei aus einem Kanal aus, wie etwa bei Zuluftgittern, so muß das Anemometer vor der Mündung in einigen Zentimetern Abstand langsam über den ganzen Querschnitt hin und her bewegt werden. Obzwar durch das Gitter Luftwirbel entstehen, die sicher das Meßresultat beeinflussen, darf doch das Gitter während der Messung nicht entfernt werden, damit nicht andere Druck-

verhältnisse und somit andere Geschwindigkeiten in der Luftleitung geschaffen werden, als im normalen Betriebe vorhanden sind.

12. Mittel zur Erzielung der Luftbewegung.

Zur Berechnung einer Lüftungsleitung waren wir von der Grundgleichung (24) ausgegangen, die lautete:

$$p_1 - p_2 = \frac{v^2}{2g} (1 + R + Z) \text{ m LS.}$$

Die in der rechten Seite dieser Gleichung enthaltene Widerstandshöhe haben wir im § 10a und b berechnen gelernt. Es bleibt uns jetzt die Besprechung der linken Seite der obigen Gleichung übrig, d. h. die Erzeugung der wirksamen Druckhöhe $H = p_1 - p_2$, durch welche die Luftbewegung in der geforderten Weise ermöglicht wird. Da nun stets eine Luftmenge $Q = L \cdot \gamma$ auf die Druckhöhe H zu fördern ist, so haben wir einen theoretischen Energieaufwand $Q \cdot H$ mkg oder sein Äquivalent zu leisten. In unseren Ventilationsanlagen steht uns diese Energiequelle zur Verfügung in Form von: Temperaturdifferenzen, Wind, Ventilationsmaschinen und Strahlgebläsen, die wir der Reihe nach besprechen wollen. Je nach Art und Umfang der auszuführenden Ventilationsanlage ist dann unter diesen vier Möglichkeiten das entsprechendste System zu wählen oder auch nach Umständen eine Kombination der verschiedenen Fälle in Anwendung zu bringen.

a. Auftrieb durch Temperaturdifferenzen.¹⁾

Denken wir uns in einer Umgebung von nicht bewegter Luft mit der Außentemperatur t_a einen unten und oben offenen Schacht AB (Fig. 32) von der Höhe h Meter, dessen Innentemperatur ständig auf der Höhe $t_i > t_a$ gehalten werde, dann wird die innere warme Luftsäule mit dem kleineren spez. Gewicht γ_i von

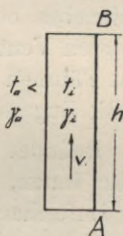


Fig. 32.

Auftrieb in einer vertikalen Luftleitung.

¹⁾ Siehe Rietschel: Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungsanlagen, Verlag Springer, Berlin 1902.

der äußeren mit dem größeren spez. Gewicht γ_a gehoben werden. Der in der Richtung AB erzeugte Auftrieb berechnet sich zu

$$h \cdot \gamma_a - h \cdot \gamma_i = h (\gamma_a - \gamma_i).$$

Da h eine Luftsäule vom Querschnitt 1 ist, so können wir auch die äußere und die innere Luftsäule mit Hilfe von Gl. (5) auf 0° reduzieren und erhalten als Differenz der beiden alsdann verschieden hohen Luftsäulen die wirksame Druckhöhe in m LS. von 0° :

$$H = \frac{h}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h}{1 + \frac{t_i}{273}} \text{ m LS. (39)}$$

Ebenso ist die rechte Seite der Gl. (24) in Luft von 0° auszudrücken, und wir finden somit für den Fall der Fig. 32 die Beziehung:

$$h \left(\frac{1}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{1}{1 + \frac{t_i}{273}} \right) = \frac{v^2}{2g \left(1 + \frac{t_i}{273} \right)} (1 + R + Z) \text{ m LS. (40)}$$

Dieses Lüftungsverfahren, welches den Gewichtsunterschied verschieden warmer Luft benutzt, heißt Ventilation mit Temperaturdifferenz oder Lüftung mittels natürlichen Auftriebes oder Schwerkraftlüftung; es wird fast stets neben anderen Ventilationsmethoden mit in Frage kommen, da die den Räumen zuzuführende Luft vorgewärmt werden muß, damit Zugerscheinungen vermieden werden können.

Befindet sich umgekehrt die warme Luft außen und die kalte innen, wie es oft im Sommer der Fall ist, oder wenn der Luftschaft zu sehr ausgekühlt ist, so tritt eine Abwärtsbewegung der Luft im Kanale ein. Diese Erscheinung führt oft ein »Umschlagen« der Lüftungswirkung herbei. Ist gar keine Temperaturdifferenz vorhanden, so hört jede Luftbewegung auf. Die Ventilation mittels Temperaturdifferenz hört also meistens in den Übergangsjahreszeiten auf zu wirken, wenn die Heizung nicht in Betrieb ist und die Notwendigkeit eines Luftwechsels gerade am dringendsten empfunden wird.

Vielfach kommt es vor, daß die Überdruckhöhe H nicht ausreicht, um die Widerstandshöhe zu überwinden, dann muß entweder ein Lockfeuer im Abluftschlote oder aber eine der anderen Lüftungsarten (Wind, Ventilatoren, Strahlgebläse) zu Hilfe genommen werden. Manchmal soll nach Maßgabe der verlangten Druckverhältnisse in den Räumen noch ein Überdruck $+ D$ oder ein Unterdruck $- D$ erzeugt werden, dann lautet die allgemeine Gleichung:

$$H \pm D = \frac{v^2}{2g} \left(\frac{1}{1 + \frac{t}{273}} \right) (1 + R + Z) \dots (41)$$

Soll die Luftbewegung in einem Kanalzuge von wechselnden Querschnitten und Temperaturen stattfinden, so ist die algebraische Summe der positiv und negativ wirkenden Druckhöhen gleich der Summe der Widerstands- und Geschwindigkeitshöhen zu setzen.

Es ist das Verdienst Rietschels, diese Beziehungen für die rechnende Praxis klargelegt zu haben. Beispielsweise sei ein komplizierterer Kanalzug nach Fig. 33 gegeben, dessen Buchstabenbezeichnungen dieselbe Bedeutung haben wie in Fig. 18. Die Zuluftleitung Z und der Abluftkanal A haben außer den Abzweigungen zu dem zu lüftenden Räume 4 noch andere Abzweigungen, die weitere Räume mit Luft versorgen. In der Heizkammer H

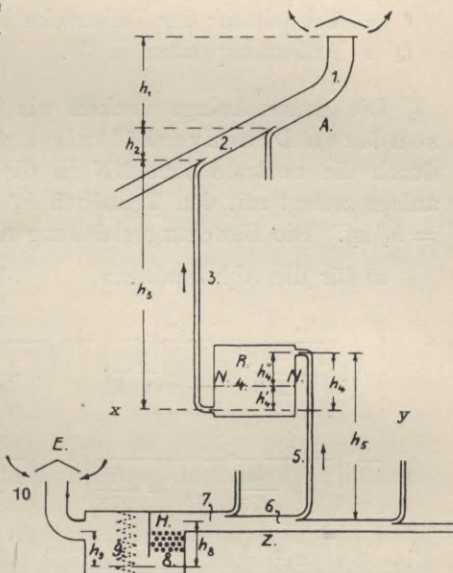


Fig. 33.
Schema für die Berechnung einer Ventilationsanlage.

zu lüftenden Räume 4 noch andere Abzweigungen, die weitere Räume mit Luft versorgen. In der Heizkammer H

wird die Wärme erzeugt, und wir nehmen zur leichteren Rechnung vollkommene Wärmeundurchlässigkeit aller Kanalwänden an.

Jeden Kanalzug mit sich gleich bleibendem Querschnitte und Luftquantum nennt man eine Teilstrecke. Diese Teilstrecken sind von rückwärts, d. h. von der Dachausströmung angefangen bis zur Entnahme der Luft, mit Ziffern 1 bis 10 bezeichnet, und es gelten mit den entsprechenden Indices die folgenden bekannten Benennungen, wie bisher:

- h die geometrische Höhe der betr. Teilstrecke in m,
 l die Länge der Teilstrecke in m, längs ihrer Mittellinie gemessen,
 v die Geschwindigkeit der Luft in der Teilstrecke in m/sek,
 t » Temperatur der Teilstrecke in C⁰,
 t_a » Außentemperatur in C⁰.

Die ganze Anlage denken wir uns, wenn keine besonderen Druckverhältnisse vorgeschrieben sind, durch die neutrale Zone NN in die Abluft- und die Zuluftanlage zerlegt mit den Teilhöhen $h_4' + h_4''$, so daß $h_4' + h_4'' = h_4$ ist. Die Bewegungsgleichung muß alsdann lauten:

a) für die Abluftanlage:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{h_1}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_1}{1 + \frac{t_1}{273}} \right) + \left(\frac{h_2}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_2}{1 + \frac{t_2}{273}} \right) \\ & + \left(\frac{h_3}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_3}{1 + \frac{t_3}{273}} \right) - \left(\frac{h_4'}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_4'}{1 + \frac{t_4}{273}} \right) \\ & = \frac{v_1^2}{2g \left(1 + \frac{t_1}{273} \right)} (1 + R_1 + Z_1) + \frac{v_2^2}{2g \left(1 + \frac{t_2}{273} \right)} (R_2 + Z_2) \\ & \quad + \frac{v_3^2}{2g \left(1 + \frac{t_3}{273} \right)} (R_3 + Z_3) + 0 \dots (42) \end{aligned}$$

b) für die Zuluftanlage:

$$\begin{aligned}
 & - \left(\frac{h_4''}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_4''}{1 + \frac{t_4}{273}} \right) + \left(\frac{h_5}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_5}{1 + \frac{t_5}{273}} \right) \\
 & + \left(\frac{h_8}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_8}{1 + \frac{t_8}{273}} \right) - \left(\frac{h_9}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_9}{1 + \frac{t_9}{273}} \right) \\
 = & \frac{v_5^2}{2g \left(1 + \frac{t_5}{273} \right)} (1 + R_5 + Z_5) + \frac{v_6^2}{2g \left(1 + \frac{t_6}{273} \right)} (R_6 + Z_6) \\
 & + \frac{v_7^2}{2g \left(1 + \frac{t_7}{273} \right)} (R_7 + Z_7) + \frac{v_8^2}{2g \left(1 + \frac{t_8}{273} \right)} (R_8 + Z_8) + \\
 & \frac{\text{Filterwiderstand}}{1 + \frac{t_9}{272}} + \frac{v_{10}^2}{2g \left(1 + \frac{t_{10}}{273} \right)} (1 + R_{10} + Z_{10}) . \quad (43)
 \end{aligned}$$

Im vorstehenden Falle sind die wirksamen Druckhöhen der Abluft- und Zuluftanlage bis zur neutralen Zone gerade aufgebraucht worden. Soll noch ein gewisser Druck übrig bleiben, d. h.: handelt es sich um eine Druck- oder Sauge-
lüftung, so empfiehlt Rietschel, den zu erzielenden Über- oder Unterdruck D in einer Grenzebene XY (Fig. 33) anzugeben, die durch die Mitte der unteren Abzugsöffnung der Räume hindurchgeht. Für diese Druckhöhe D , gegeben in Luftsäulenhöhe von Raumtemperatur, besteht dann die Beziehung:

$$D = \frac{D}{1 + \frac{t_i}{273}} \text{ m LS. von } 0^\circ = \frac{1,293 D}{1 + \frac{t_i}{273}} \text{ mm WS.} \quad (44)$$

Somit würden die Gleichungen lauten, wenn XY als Grenzebene für die Berechnung der Zu- und Abluftanlage angesehen wird,

a) für die Abluftanlage bei Drucklüftung:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{h_1}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_1}{1 + \frac{t_1}{273}} \right) + \left(\frac{h_2}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_2}{1 + \frac{t_2}{273}} \right) \\ & + \left(\frac{h_3}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_3}{1 + \frac{t_3}{273}} \right) + \frac{D}{1 + \frac{t_4}{273}} \\ = & \frac{v_1^2}{2g \left(1 + \frac{t_1}{273} \right)} (1 + R_1 + Z_1) + \frac{v_2^2}{2g \left(1 + \frac{t_2}{273} \right)} (R_2 + Z_2) \\ & + \frac{v_3^2}{2g \left(1 + \frac{t_3}{273} \right)} (R_3 + Z_3) \dots \dots (45) \end{aligned}$$

b) für die Zuluftanlage bei Drucklüftung:

$$\begin{aligned} & - \left(\frac{h_4}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_4}{1 + \frac{t_4}{273}} \right) + \left(\frac{h_5}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_5}{1 + \frac{t_5}{273}} \right) \\ & + \left(\frac{h_8}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_8}{1 + \frac{t_8}{273}} \right) - \left(\frac{h_9}{1 + \frac{t_a}{273}} - \frac{h_9}{1 + \frac{t_9}{273}} \right) - \frac{D}{1 + \frac{t_4}{273}} \\ = & \frac{v_5^2}{2g \left(1 + \frac{t_5}{273} \right)} (1 + R_5 + Z_5) + \frac{v_6^2}{2g \left(1 + \frac{t_6}{273} \right)} (R_6 + Z_6) \\ & + \frac{v_7^2}{2g \left(1 + \frac{t_7}{273} \right)} (R_7 + Z_7) + \frac{v_8^2}{2g \left(1 + \frac{t_8}{273} \right)} (R_8 + Z_8) \\ & + \frac{\text{Filterwiderstand}}{1 + \frac{t_9}{273}} + \frac{v_{10}^2}{2g \left(1 + \frac{t_{10}}{273} \right)} (1 + R_{10} + Z_{10}) \dots (46) \end{aligned}$$

Die umgekehrten Vorzeichen von D würden in den beiden letzten Gleichungen für Saugelüftung zu setzen sein.

Nach den gegebenen Erläuterungen wird es nicht schwer sein, für einen beliebigen in der Praxis vorkommenden Fall

der Ventilation mit Temperaturdifferenz die Berechnung richtig durchzuführen. Die Aufstellung der Gleichung läuft einfach darauf hinaus, daß die Summe aller wirksamen Druckhöhen H mindestens gleich der Summe aller Geschwindigkeits- und Widerstandshöhen sein muß, damit die Luftbewegung erfolgen kann:

$$\Sigma H \pm D = \Sigma \frac{v^2}{2g \left(1 + \frac{t}{273}\right)} (1 + R + Z). \quad (47)$$

Dabei ist zu beachten, daß jede wirksame Druckhöhe positiv in Ansatz zu bringen ist, wenn die wärmere Luft in der betreffenden Teilstrecke Aufwärtsbewegung hat, negativ dagegen, wenn die Bewegung der wärmeren Luft nach abwärts stattfindet. Ist die wärmere Luft außen, so gilt das Umgekehrte.

Übrigens mag nochmals betont werden, daß die vorstehende Berechnung nur für Windstille Giltigkeit hat. Stärkerer Wind kann die Wirkung einer Ventilationsanlage, die auf Temperaturunterschieden beruht, ganz empfindlich stören. Derartige unerwünschte Saug- oder Pressungswirkungen des Windes können in dreifacher Weise auftreten, nämlich: an den Umfassungswänden infolge der Luftdurchlässigkeit der letzteren, an der Luftentnahmestelle und an den Auslaßöffnungen über Dach. Infolge der Porosität der Baumaterialien können die berechneten Druckverhältnisse in den Räumen durch die Wirkung des Windes vollkommen umgedreht werden. Deshalb ist es ratsam, die Umfassungswände eines Hauses möglichst luftdicht herzustellen, sobald eine künstliche Ventilation geplant ist. Die Entnahmestelle der Luft empfiehlt es sich, in ihrer Lage so anzuordnen, daß der Einfluß störender Luftbewegungen möglichst eingeschränkt wird. Von dem Schutze der Abluftöffnungen soll unter § 12 b gehandelt werden.

Wegen Ermittlung der der Ventilationsluft zuzuführenden Wärmemengen wird auf den 2. Teil »Heizungsanlagen« dieses Buches verwiesen.

b. Ventilation mit Hilfe von Deflektoren.

Während die atmosphärischen Luftbewegungen, wenn man sie ungehindert wirken läßt, die Ventilation geschlossener Räume zu stören vermögen, so kann man im Gegenteil die kinetische Energie des Windes planmäßig zur Ventilation benutzen, wenn man die Lüftungsschlotte mit entsprechend geformten Aufsätzen ausstattet. Solche Aufsätze nennt man Preßköpfe, wenn sie dazu dienen, die Luft in die Räume

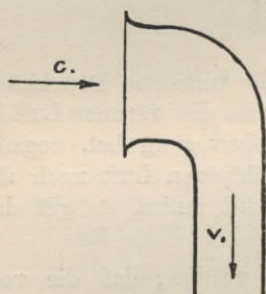


Fig. 34.
Preßkopf.

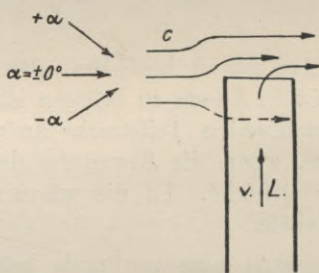


Fig. 35.
Saugende Wirkung des Windes auf ein
offenes Ventilationsrohr.

einzuführen, dagegen Saugköpfe oder Lufthauben, Windkappen, Luftsauger usw., wenn sie die Abführung der verbrauchten Luft aus den Räumen besorgen sollen. Gemeinschaftlich heißen die Apparate auch Deflektoren, weil sie den Wind aus seiner ungünstigen in eine nützliche Richtung ablenken. Auf den Gebäuden dienen die Deflektoren hauptsächlich als Bekrönung der Luftschächte, um Regen und Schnee aus diesen fernzuhalten. Deflektoren finden ferner ausgedehnteste Anwendung auf Fahrzeugen (Schiffen, Eisenbahnen usw.), um durch deren Eigenbewegung auch bei Windstille eine entsprechende Ventilation herbeizuführen.

Der Effekt der Deflektoren wird natürlich je nach der Windrichtung und -stärke ein außerordentlich wechselnder sein. Ist die Windgeschwindigkeit c m/sek, so ist der mittlere auf eine senkrecht entgegengestellte Fläche eines Preßkopfes ausgeübte spezifische Druck rund: $0,9 \frac{c^2}{2g} \gamma_a$ kg/qm, wenn γ_a das

spezifische Gewicht der Außenluft ist. Kommt der Wind unter dem Winkel α gegen die Fläche, so ist der Druck rund:

$$0,9 \frac{c^2}{2g} \gamma_a \sin \alpha \text{ kg/qm.}$$

Nach der schematischen Fig. 34 wird der Blechrand der Fangfläche des Preßkopfes gut abgerundet, damit die Eintrittskontraktion möglichst gering ausfällt.

Ist nun v m/sek die Geschwindigkeit der Luft im Kanale, ΣH die algebraische Summe aller wirksamen Druckhöhen und D der Unter- oder Überdruck in dem Raume, in Luft von 0° , so gilt nach Gl. (47) die Beziehung:

$$\frac{0,9 c^2 \sin \alpha}{2g \left(1 + \frac{t_a}{273}\right)} + \Sigma H \pm D = \Sigma \frac{v^2}{2g \left(1 + \frac{t_i}{273}\right)} (1 + R + Z) \quad (48)$$

Als Grenzfall der Saugköpfe¹⁾ kann die gerade offene Kanalöffnung gelten, Fig. 35. Der in der Pfeilrichtung mit c m/sek in horizontaler Richtung $\alpha = \pm 0^\circ$ ankommende Wind erleidet an der Mündung eine Ablenkung und ruft somit im Kanale eine Depression, also Luftbewegung v m/sek hervor. Auch bei der Windrichtung $-\alpha$ tritt Saugwirkung ein; bei $+\alpha$ dagegen übt der Wind Pressung aus, d. h. er würde in den Kanal hineinblasen. Die Umkehr zwischen Saug- und Preßwirkung findet jedoch nicht bei $\pm 0^\circ$, sondern erst bei $\alpha = \pm 22^\circ$ statt. Bei einem offenen Schornstein oder Luftkanal darf also der Wind noch unter einem Winkel bis zu 22° gegen den Horizont von oben gerichtet sein, ohne dabei den Auftrieb im Kanal in negativem Sinne zu beeinflussen! Die erzeugte Geschwindigkeit v oder die Luftmenge L cbm/Std. ist für jeden Winkel α eine lineare Funktion der Windgeschwindigkeit c m/sek, und zwar ist für ein Versuchsrohr aus Messing von 70 mm Durchmesser bei horizontalem Windanfall und für $c > 2,5$ annähernd:

$$L = 3 c - 1,45 \text{ cbm/Std.} \quad (49)$$

bei dem praktisch kleinsten Kanalwiderstande. In Fig. 36

¹⁾ Rietschel, Über die Wirkung von Saugern, Gesundh.-Ing. 1906 Nr. 29, Verlag R. Oldenbourg, München.

sind die geförderten Luftmengen L als Funktion der Windgeschwindigkeit c für verschiedene α graphisch aufgetragen.

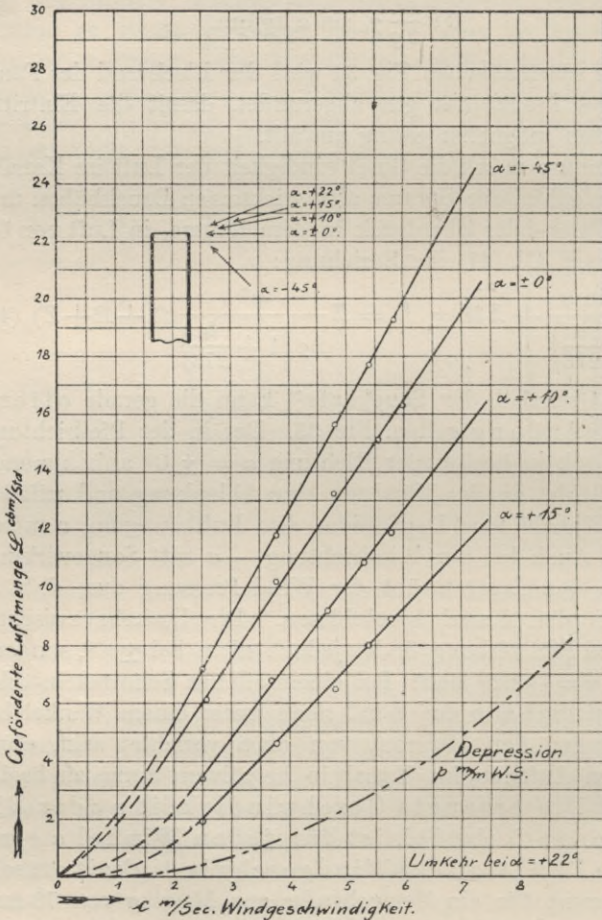


Fig. 36.

Fördermenge und erzeugte Depression eines offenen Luftkanales in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit.

Diese Luftmengen gelten für unveränderte Widerstände des Kanales; mit größerer Depression, d. h. größeren Widerständen, wird die Luftmenge kleiner und

umgekehrt. Die Depression p selbst wächst annähernd mit dem Quadrate der Windgeschwindigkeit c :

$$p = a \cdot c^2 \quad (50)$$

Die in Fig. 36 strichpunktiert gezeichnete Depressionskurve ist also mit hinreichender Annäherung eine Parabel mit dem Parameter $\frac{1}{a}$, dessen numerischer Wert von der Konstruktion der Mündung abhängt.

Die oben durch den Druck hervorgehobenen drei Sätze gelten in der gleichen Fassung für fast alle Saugköpfe.

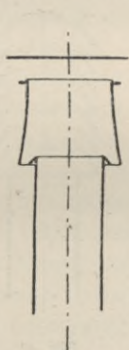


Fig. 37.
Wolperts Deflektor.

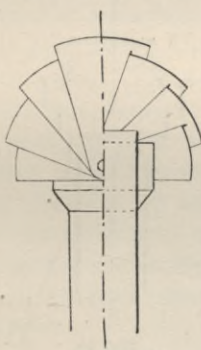


Fig. 38.
Groves Deflektor.

Aus dem ersten Satze folgt beispielsweise das bemerkenswerte Resultat, daß die Abteile eines mit Saugkappen ausgerüsteten Personenzuges annähernd¹⁾ die doppelte Ventilation erhalten, wenn die Geschwindigkeit des Zuges sich verdoppelt, oder die dreifache Ventilation, wenn die Fahrgeschwindigkeit sich verdreifacht usw., Windstille und gleiche Klappenstellung vorausgesetzt. Die folgenden Abbildungen (Fig. 37 bis 41) geben einige Ausführungsformen von Saugern. Näheres über diese und andere Deflektoren mit vergleichenden Versuchsergebnissen findet sich in der bereits als Anmerkung bezeichneten Abhandlung von Rietschel.

¹⁾ Nicht genau die doppelte Ventilation, da die Volumenkurven in Fig. 36 nicht geradlinig durch den Nullpunkt gehen.

c. Ventilatoren.

Die sicherste und vollkommenste Art der Luftbewegung wird auf mechanischem Wege mit Hilfe von Ventilatoren erzielt. Die richtige Wahl eines Ventilators macht den Betrieb der Lüftungsanlage vollkommen unabhängig von den atmosphärischen Einflüssen durch Wind und Wärme und gestattet die genaueste Regulierung des Druckes und der Luftmenge nach dem jeweiligen Bedarfe. Die Ventilatoren gehören zu den Gebläsen¹⁾, d. h. zu den Maschinen, die eine Ortsveränderung der Luft bewirken.

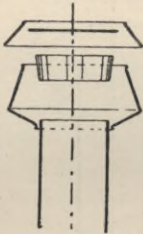


Fig. 39.
Johns Deflektor.

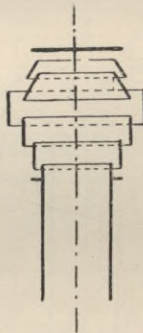


Fig. 40.
Aeolus-Deflektor.



Fig. 41.
Potsdamer Deflektor.

Ganz allgemein kann man die Ventilatoren im engeren Sinne nach dem zu überwindenden Luftwiderstande in Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckventilatoren einteilen, von denen in der Lüftungstechnik nur die letzteren zur Verwendung kommen, die nach ihrer Wirkung in Fächer-, Schrauben- und Zentrifugalventilatoren sich gliedern.

Die Fächerventilatoren bezwecken nur die Luftumwälzung innerhalb eines Raumes und haben deshalb nur die sehr geringe Pressung zu überwinden, die sich aus der Geschwindigkeitshöhe der Luft berechnet zu:

$$p = \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ mm WS.}$$

¹⁾ v. Ihering: Die Gebläse, Verl. J. Springer 1903.

Für eine schon nennenswerte Geschwindigkeit von 4 m/sek ergibt sich z. B. $p = 1$ mm WS. Zum Fortbewegen der Luft durch längere Kanäle sind also diese Art Ventilatoren nicht geeignet. Fig. 42 und 43 zeigen einen Tisch- und einen Deckenfächerventilator der Siemens-Schuckert-Werke in Berlin, mit Elektromotoren gekuppelt.

Die Schraubenventilatoren dienen zur Fortbewegung sehr großer Luftmengen in axialer Richtung gegen nur geringe Widerstände, gewöhnlich bis zu 10 mm, in Ausnahmefällen bis zu 20—25 mm WS. Die Flügel sind entweder gerade (Fig. 44 von Danneberg & Quandt, Schiele) oder entsprechend gebogen (Fig. 45 Blackman-Ventilator und Fig. 46 Sirocco-Propeller). In Fig. 47 ist ferner die neueste Konstruktion eines Doppel-Blackman-Ventilators dargestellt, der sich besonders zur Luftförderung in beiden Richtungen eignet, je nachdem man ihn links oder rechts betreibt.

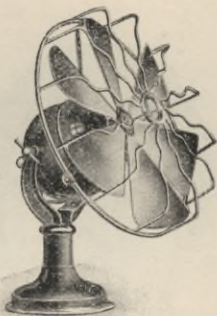


Fig. 42.
Tischfächer der Siemens-Schuckert-Werke.



Fig. 43.
Deckenfächer der Siemens-Schuckert-Werke.

Durch die Flügeldrehung wird die angesaugte Luft nach dem Umfange zu getrieben, wobei um die Achse herum eine geringere Pressung herrscht. Hier findet deshalb oft ein Rückströmen der Luft statt, das um so leichter auftritt, je größer die zu überwindenden Widerstände, je länger und

enger also die angeschlossene Luftleitung ist. Infolge der Wirbelbildungen und Rückströmarbeit, die nutzlos geleistet werden muß, kann man bei den Schraubenventilatoren im

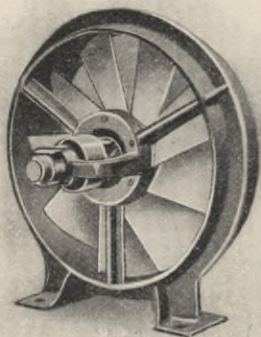


Fig. 44.

Schraubenventilator von Danneberg
und Quandt.

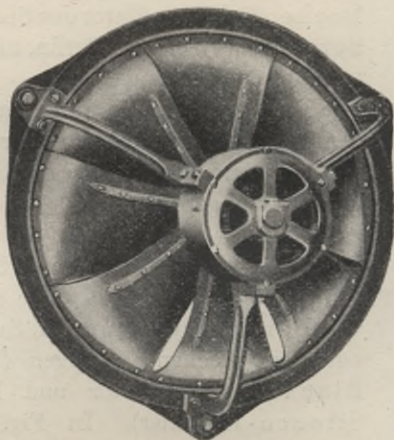


Fig. 45.

Blackman-Ventilator.

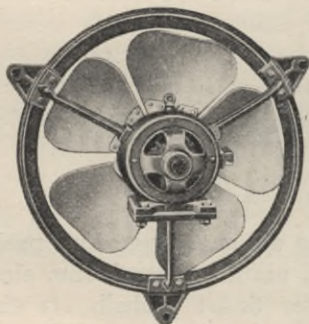


Fig. 46.

Sirocco-Propeller.

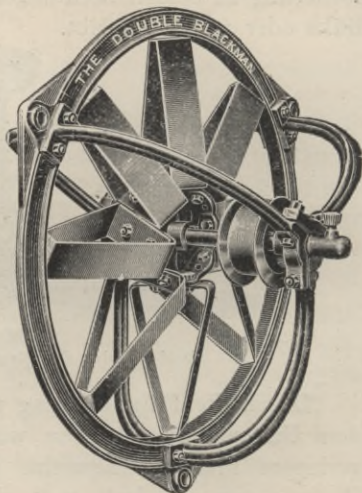


Fig. 47.

Doppel-Blackman-Ventilator.

allgemeinen nur mit sehr geringem Wirkungsgrade rechnen, nämlich $\eta = 0,2$ bis $0,5$. Es empfiehlt sich also stets, da die Widerstände mit dem Quadrate der Luftgeschwindigkeit wachsen, die Kanalquerschnitte reichlich groß zu wählen, um kleine Geschwindigkeiten anwenden zu können. Am richtigsten ist es, die Kanalquerschnitte vor und hinter dem Schraubenventilator bedeutend zu erweitern.

Im Gegensatze hierzu eignet sich die dritte Gattung, die Zentrifugalventilatoren oder Schleudergebläse, zur Luftförderung in engen Kanälen mit hoher Luftgeschwindigkeit gegen

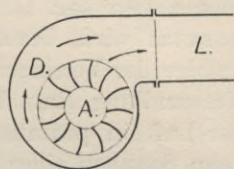


Fig. 48.
Zentrifugal-Ventilator.

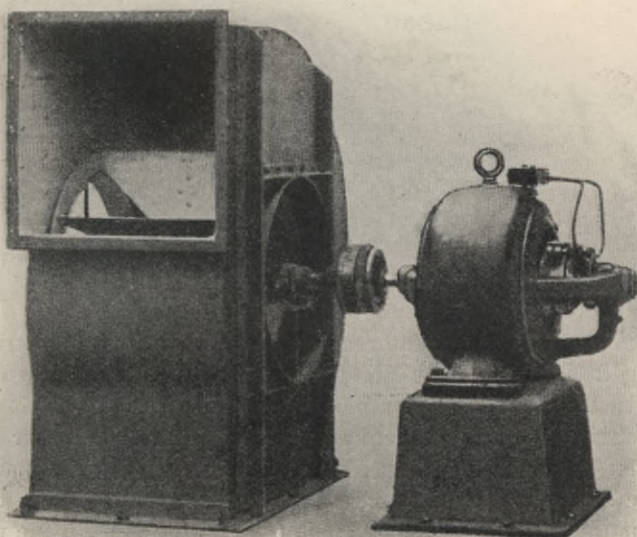


Fig. 49.
Zentrifugalventilator mit Elektromotor gekuppelt.

große Widerstände. Das charakteristische Merkmal der Zentrifugalventilatoren (Fig. 48) ist das axiale Ansaugen der

Luft durch die Öffnung *A* und das Wegschleudern in einer hierzu senkrechten Richtung, wobei die Geschwindigkeit der Luft in einem sich spiralförmig erweiternden Umfangsraume, dem sog. Diffusor *D*, allmählich in Druck umgesetzt wird, bevor die Luft in die Leitung *L* gelangt. Infolge der Verringerung der Luftgeschwindigkeit findet eine Verwandlung eines Teiles der erlangten kinetischen Energie der Luft in potentielle Energie statt, analog dem Vorgange beim Spannen einer Feder.

Die Flügel können gerade, vorwärts oder rückwärts gekrümmt ausgeführt werden. Die Abbildung (Fig. 49) zeigt

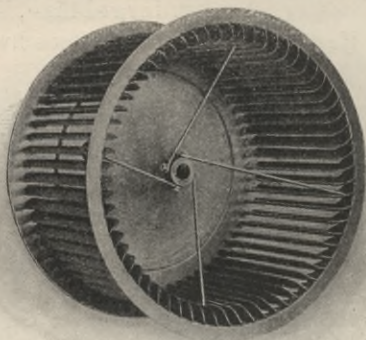


Fig. 50.

Flügelrad eines Sirocco-Ventilators.

einen Zentrifugalventilator mit Blechgehäuse von Danneberg & Quandt; ähnlich ist der Siemens-Schuckert-Ventilator u. a. Trotz der plötzlichen Ablenkung der Luft aus der axialen in die dazu senkrechte Richtung und trotz der lebhaften Wirbelbildung der Luft zwischen den Flügeln haben diese Zentrifugalventilatoren doch im allgemeinen einen besseren Wirkungsgrad wie die Schraubenventilatoren. Eine weitere Verbesserung der Flügelkonstruktion weist der Sirocco-Ventilator auf, dessen vorwärts gekrümmte Schaufeln (Fig. 50) in axialer Richtung sehr lang, in radialer dagegen sehr kurz, dafür aber in ganz geringen Zwischenräumen angeordnet sind. Die dadurch erzielten Vorteile sind: Verminderung der bei den großen Flügelflächen auftretenden Stoß-

wirkung und Reibungsverluste, Verringerung der Wirbelbildung und Rückströmung, weil die Zahl der Angriffsflächen ganz bedeutend vergrößert ist und die Luft in gleichmäßigerem Strome ausgeworfen wird, Vergrößerung des Saugraumes und somit Herabsetzung der Eintrittskontraktion. Der Wirkungsgrad dieser Ventilatoren kann deshalb unter günstigen Bedingungen bis zu 80% betragen. Abbildung 51 zeigt die

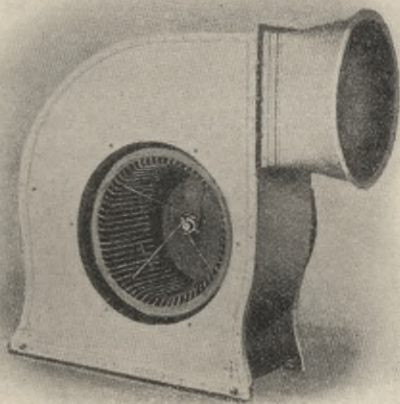


Fig .51.
Sirocco-Ventilator.

Ausführung eines Sirocco-Ventilators in der Perspektive, Fig. 52 im Querschnitt, mit Dampfmaschine gekuppelt, das Flügelrad fliegend auf der Welle befestigt.

In der Berechnung der Kanalanlage tritt durch die Anwendung eines Ventilators keinerlei prinzipielle Änderung ein. Nach früheren Bezeichnungen ist:

ΣH die algebraische Summe aller wirksamen Druckhöhen des längsten Kanalzuges, in m. LS. von 0°,

$\pm D$ der Über- oder Unterdruck, der im Raume in der Grenzebene zwischen Zu- und Abluftanlage herrschen soll, in m. LS. von 0°,

v die einzelnen Geschwindigkeiten im längsten Kanalzuge der Anlage in m/sek;

ferner:

H_F die Widerstandshöhe des Filters in m LS. von 0°.

H_V der durch den Ventilator zu erzeugende Druck in m LS. von 0°.

Bei Drucklüftung ist H_V der linken Seite der Gleichung für die Zuluftanlage, bei Saugelüftung der linken Seite der Gleichung für die Abluftanlage hinzuzufügen. Für ersteren Fall gilt demnach:

$$\Sigma H \pm D - H_F + H_V = \Sigma \frac{v^2}{2g \left(1 + \frac{t_i}{273}\right)} (1 + R + Z) \quad (51)$$

Um aus dieser Gleichung den Druck H_V des Ventilators berechnen zu können, werden am bequemsten sämtliche Kanalquerschnitte des betreffenden Kanalzuges unter Annahme der passend erscheinenden Luftgeschwindigkeiten festgelegt. Dann können sämtliche Glieder der Gl. (51) berechnet werden, sodaß sich die Größe von H_V ohne weiteres ergibt, das wohl den Wert von 100 mm WS. selbst bei den größten Ventilationsanlagen kaum überschreiten wird.

Bei der Annahme der Luftgeschwindigkeit v in

den Luftleitungen wird man sich zweckmäßig in den Grenzen bis 6 m/sek. halten müssen. Je höher v angenommen wird, desto kleiner werden die Luftkanäle, desto größer wird aber im quadratischen Verhältnis der Widerstand, also auch die Leistung des Ventilators. Es werden sich also bei jeder Anlage bestimmte wirtschaftlich günstigste Grenzwerte finden lassen, bei denen die Anlage- und Amortisationskosten der ganzen Einrichtung im richtigen Verhältnis zu den Betriebskosten des Ventilators stehen. Die letzteren hängen natürlich von der Wahl der Energiequelle ab. Es ist klar, daß

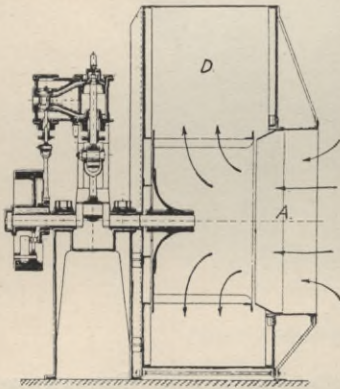


Fig. 52.

Sirocco-Ventilator mit Dampfmaschine gekuppelt.

die Kuppelung des Ventilators mit einer Dampfmaschine im Winter die günstigsten Betriebsresultate ergeben muß, wenn der Abdampf der Maschine ohne Kosten zur Vorwärmung der Ventilationsluft Verwendung finden kann.

Die Betriebsarbeit eines Ventilators berechnet sich aus der bekannten Beziehung:

$$N = \frac{L \cdot H}{\left(1 + \frac{t}{273}\right) \cdot 75 \eta} \text{ PS.} \quad (52)$$

worin bedeutet:

L die zu fördernde Luftmenge in cbm/sek,

$H = (H_v + H_w)$ die vom Ventilator zu überwindende Gesamtdruckhöhe in mm WS. (siehe § 11a),

η den Gesamtwirkungsgrad des Ventilators, d. h. das Verhältnis der vom Ventilator nutzbar gewonnenen Leistung N_e zu der vom Motor abgenommenen, also dem Ventilator zugeführten Leistung N_m :

$$\eta = \frac{N_e}{N_m} \quad (53)$$

Als Motoren können Dampfmaschinen, Wasserkraftmaschinen, Elektromotoren usw. dienen. Die letzteren werden am besten als Gleichstromnebenschlußmaschinen ausgeführt und bei großen Spannungsschwankungen im Netz mit Nebenschlußwiderstand zwecks Turenregulierung in weitesten Grenzen versehen.

Auf elektrischem Wege kann auch am bequemsten die Leistungsmessung eines Ventilators vorgenommen werden, indem ein Gleichstromnebenschlußmotor mit dem Ventilator gekuppelt wird. Die Fig. 53 gibt das Schaltungs-schema wieder. Die Effektbestimmung des Ventilators gliedert sich gemäß Gl. (53) in zwei Teile: in die vom Ventilator abgegebene und in die von ihm aufgenommene Arbeit.

1. Die Nutzleistung oder die vom Ventilator abgegebene Arbeit berechnet sich aus

$$N_e = \frac{L \cdot H}{\left(1 + \frac{t}{273}\right) \cdot 75} = \frac{F \cdot v (H_v + H_w)}{\left(1 + \frac{t}{273}\right) \cdot 75} \text{ PS,} \quad . . . (54)$$

worin F den Querschnitt in qm der Luftleitung möglichst dicht hinter dem Ventilator und v die dort herrschende mittlere Luftgeschwindigkeit in m/sek bedeutet. Nach den bei der Besprechung der Luftgeschwindigkeitsmessung gemachten Angaben suchen wir uns in gehöriger nicht zu großer Entfernung vom Ventilator einen auf gerader Strecke liegenden Querschnitt F aus (Fig. 53), messen mit der Stauscheibe die Geschwindigkeit v und notieren die Lufttemperatur t . Dann ist die vom Ventilator geförderte sekundliche Luftmenge bei 0^0 , abgesehen von den kleinen Spannungsänderungen:

$$L. = \frac{F \cdot v}{1 + \frac{t}{273}} \text{ cbm/sek.}$$

Gleichzeitig messen wir mit Hilfe von Serschen Scheiben die in möglichster Nähe des Ventilators erzeugte Saug- und Drückpression; deren algebraische Summe ist gleich der Widerstandshöhe H_w und wird am Manometer in mm WS. direkt abgelesen. Zur Bestimmung der Geschwindigkeitshöhe H_v bedienen wir uns der Gleichung

$$H_v = \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ mm WS.,}$$

indem wir für v den oben gefundenen Wert verwenden und ihn, wenn nötig, auf den Querschnitt, in dem p_w gemessen wurde, reduzieren. Somit berechnet sich N_e , wenn die gemessenen Größen in Gl. (54) eingesetzt werden.

2. Die vom Ventilator aufgenommene Arbeit ist bei gleichbleibender Turenzahl gleich der vom Elektromotor abgegebenen Leistung, nämlich

$$N_m = \frac{E \cdot J \cdot \eta_m}{736} \text{ PS} \dots \dots \dots (55)$$

worin bedeutet:

J den Ankerstrom des Motors in Ampère,

E die Klemmenspannung in Volt,

$E \cdot J$ die zugeführte Leistung in Watt,

$\frac{1}{736}$ PS. das Arbeitsäquivalent für 1 Watt in mechanischem

Maße,

η_m den Gesamtwirkungsgrad des Elektromotors

der aus der sog. Charakteristik des Motors zu entnehmen ist. In Fig. 54 ist eine solche charakteristische Wirkungsgradkurve, und zwar in Abhängigkeit von der prozentualen Belastung der Maschine gegeben. Die genaue Charakteristik ist für Dauerbetrieb von der Firma anzugeben, die den Motor ge-

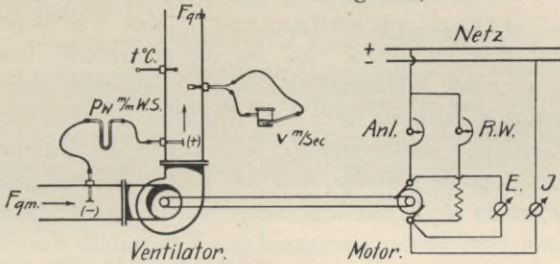


Fig. 53.
Schema zur Leistungsmessung eines Ventilators.

liefert hat. Die prozentuale Belastung des Motors ergibt sich aus dem Verhältnis der mit Hilfe von Gl. (55) näherungsweise berechneten Leistung N_m zu der auf dem Motorgehäuse aufgedruckten Angabe der normalen Leistung. Somit haben wir den Gesamtwirkungsgrad des Motors η_m gefunden, in dem die folgenden Verluste¹⁾ enthalten sind: Stromwärme im Anker und in der Schenkelwicklung, Hysteresis und Wirbelströme, Selbstinduktion, Lager-, Zapfen-, Bürstenreibung und Luftwiderstand. Ist der Motor mit dem Ventilator nicht direkt gekuppelt, sondern mittels Riemens verbunden, so ist η_m noch um 5% kleiner anzusetzen. Dabei ist noch voraus-

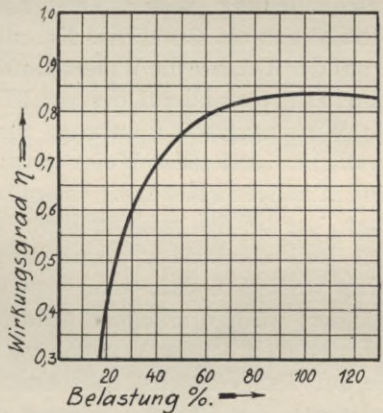


Fig. 54.
Wirkungsgradkurve eines Elektromotors.

¹⁾ Vorschriften und Normen des Verbandes Deutscher Elektrotechniker, Abschnitt C, § 34—44.

nur gebrauchte oder gestreckte Riemen verwendet werden sollen, wenn es nicht möglich ist, den Motor mit dem Ventilator direkt zu kuppeln. Haben wir E und J beobachtet, so ergibt sich aus Gl. (55) die Motorleistung N_m .

Aus dem Verhältnis der Gl. (54) : (55) erhalten wir schließlich den Gesamtwirkungsgrad η des Ventilators für gleichbleibende Turenzahl und für die gemessene Belastung. Nun ist aber der Wirkungsgrad eines Ventilators keineswegs eine konstante Zahl, sondern eine Funktion der drei veränderlichen Größen: Luftmenge L , Druckhöhe H , Turenzahl n . Daraus folgt ohne weiteres, daß der beste Wirkungsgrad für eine gewisse zu fördernde Luftmenge nur bei ganz bestimmtem Druck und bestimmter Turenzahl des Ventilators erzielt wird. Die Verfolgung des Verlaufes des Wirkungsgrades in Abhängigkeit von allen diesen Betriebsverhältnissen ist deshalb schwierig, und für die Vorstellung müßte man, wie es für einen Zentrifugalventilator O. Krell jun.¹⁾ getan hat, die räumliche Darstellung zu Hilfe nehmen (siehe Fig. 58): Krell hat zur Veranschaulichung seiner Versuchsergebnisse mit Zentrifugalventilatoren ein räumliches Koordinatensystem benutzt, indem er auf der X -Achse die Widerstandshöhe H_w , auf der Y -Achse die Turenzahlen n und auf der zur XY -Ebene senkrechten Z -Achse die Wirkungsgrade η auftrug, wie es die Abbildung 58 verdeutlicht. Auf diese Weise erhält man als Begrenzung für η eine räumliche Fläche, die einem Bergrücken verglichen werden kann, der bei den meisten Zentrifugalventilatoren einen ziemlich steil abfallenden Kamm zeigt. Somit kann man sich leicht vorstellen, daß, wenn eine der drei Größen L , H oder n geändert wird, η erheblich schnell absinkt. Hierin liegt die Schwierigkeit bei der Verwendung von Zentrifugalventilatoren, die auf dem Versuchsstande einen vorzüglichen Wirkungsgrad aufwiesen, im Betriebe dagegen mit einem viel geringeren, vielleicht mit $\eta = 0,2$ arbeiten. Der Betrieb von Ventilationsanlagen bietet eben derartig wechselnde Verhältnisse, daß ganz

¹⁾ O. Krell jun.: Die Erprobung von Ventilatoren, und Versuche über den Luftwiderstand von Panzergrätings. Jahrb. d. Schiffbautechn. Gesellschaft 1906, Verl. Springer, Berlin.

selten L , H und n gleichzeitig diejenigen Werte haben, für welche η ein Maximum ist.

Einen wichtigen Anhalt für die gegenseitige Änderung der drei Größen L , H und n bieten die experimentell vielfach bestätigten beiden Proportionalitätsgesetze bei Zentrifugalventilatoren:

1. Die in einer gewissen Zeit geförderte Luftmenge L ist annähernd proportional der Umdrehungszahl n in derselben Zeit;

2. bei gleichbleibender Luftmenge L ist die erzeugte Druckhöhe H proportional dem Quadrate der Umdrehungszahl n .

Daraus folgt, daß die Betriebsarbeit annähernd mit der dritten Potenz der Umdrehungszahl zunimmt.

Wollen wir die Betriebsverhältnisse eines Zentrifugalventilators experimentell im einzelnen kurz verfolgen¹⁾, so können wir bei gleichbleibender Umlaufzahl n den Widerstandsdruck H_W in der Luftleitung durch Verstellen eines Schiebers beliebig ändern und die sich damit

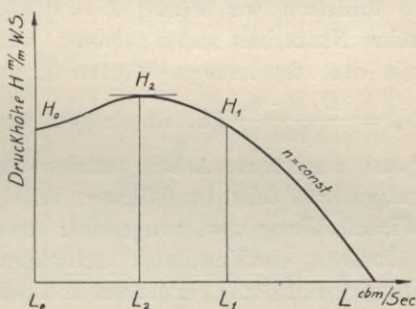


Fig. 55.
Charakteristische Kurve eines Zentrifugalventilators.

gleichzeitig ändernde Luftmenge L messen. Werden die so gefundenen zusammengehörigen Werte in einem Diagramm aufgetragen, so erhalten wir für $n = \text{konst.}$ eine $H \cdot L$ -Kurve, die sog. Charakteristik des Ventilators, die gewöhnlich einen der Fig. 55 ähnlichen Verlauf zeigt. Aus dieser Leistungskurve finden wir zunächst die bekannte Tatsache be-

¹⁾ Schütt: Die Wirkungsgrade von Ventilatoren und Zentrifugalpumpen, Z. d. V. D. Ing. 1906, Nr. 42. Biel: Die Wirkungsweise der Kreiselpumpen und Ventilatoren, Forschungsarbeiten, Heft 42, Verl. Springer. Blaß: Zur Theorie der Zentrifugalpumpen und Ventilatoren, Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1907, Verl. Oldenbourg. Wegen der speziellen Berechnung vgl. u. a. Lorenz: Neue Theorie und Berechnung der Kreislräder, Verl. Oldenbourg, 1906.

stätigt, daß L_{max} bei $H = 0$, d. h. bei freiem Ausblasen, geliefert wird. Drosseln wir jetzt den Schieber in der Luftleitung immer mehr, so wächst H allmählich an, während L im umgekehrten Verhältnis fast proportional abnimmt bis zu einem Punkte 1, von dem ab L_1 bedeutend schneller abnimmt, als H_1 zunimmt. Letzteres erreicht gewöhnlich einen höchsten Wert H_2 , um bei weiter abnehmender Luftmenge nur noch um ein geringes zu sinken, bis der Schieber ganz geschlossen ist. Dann ist $L = 0$, es wird keine Luft mehr gefördert, während der Druck bei gleich gehaltener Turenzahl immer noch einen Wert H_0 beibehält, der nicht viel niedriger ist als H_{max} . Würden wir die für diesen Zustand erhaltenen Werte in Gl. (54) einsetzen, so erhielten wir wegen $L = 0$ auch $N = 0$, d. h. es wird keine Nutzarbeit mehr geleistet, während doch nach Gl. (55) mit den abgelesenen Werten E und J noch eine Energie

$$N_m = \frac{E \cdot J \cdot \eta_m}{736} \text{ PS.}$$

übertragen wird. In der Tat wird die ganze zugeführte Arbeit nutzlos teils als Kompressionsarbeit aufgezehrt, teils in Wärme, teils in Rückströmarbeit und Wirbelbildung usw. umgesetzt: man sagt unter solchen Verhältnissen, der Ventilator »schwimmt«. Hätten wir nun einen Hauptstrommotor verwendet und bei der vorgenommenen vollständigen Absperrung der Luftleitung die Turenzahl mit Hilfe des Regulierwiderstandes nicht auf konstante Höhe nachreguliert, so hätte der sich selbst überlassene Motor wegen verminderter Arbeitsleistung des Ventilators von selbst angefangen immer schneller zu laufen: die Gefahr einer Überlastung hätte nahegelegen. Ebenso kann Überlastung und Durchbrennen bei verminderten Widerständen der Luftleitung auftreten, da nach Fig. 56 dabei der Kraftverbrauch stark ansteigt.

Aus dieser Überlegung geht hervor, daß Hauptstrommotoren zum Ventilatorbetriebe ungeeignet sind. Denn den bei Ventilationsanlagen vorkommenden Belastungsschwankungen muß beim Hauptstrommotor die Turenzahl durch Vorschaltwiderstände angepaßt werden, wobei Energie unnötig vernichtet wird. Nebenschlußmotoren dagegen behalten bei verschiedener Belastung annähernd ihre konstante Umdrehungszahl bei. —

Den Verlauf des Wirkungsgrades η von Zentrifugalventilatoren können wir zunächst in Abhängigkeit von der $H \cdot L$ -Kurve bei einer gleichbleibenden Umlaufzahl n darstellen. Fig. 56 gibt z. B. Leistungsversuche¹⁾ wieder, die an einem Rateau-Ventilator aufgenommen wurden. Wir ersehen daraus, daß der günstigste Wirkungsgrad $\eta = 86\%$ bei einer Druckhöhe $H = 63 \text{ m LS.} = 63 \cdot 1,2 = 75,7 \text{ mm WS.}$ und bei einer Förderung von $L = 20 \text{ cbm/sek}$ liegt.

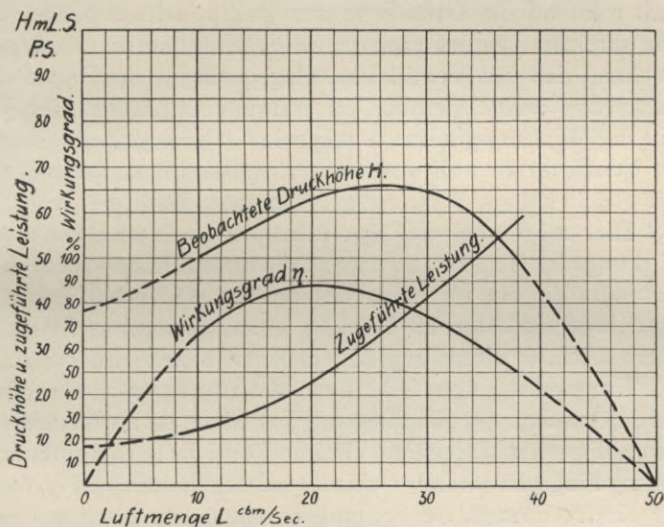


Fig. 56.

Leistungskurven eines Zentrifugal-Ventilators.

Daraus ergibt sich die zugeführte Leistung

$$N = \frac{LH}{\left(1 + \frac{t}{273}\right) 75 \eta} = \frac{20 \cdot 75,7}{1,07 \cdot 75 \cdot 0,86} = 22 \text{ PS.}$$

Behalten wir dieselbe Turenzahl bei und rechnen die Leistung für einen nur wenig geringeren Druck, z. B. $H = 55 \text{ m LS.}$ aus, so erhalten wir zwei Werte für N , da sich, je nachdem die Luftleitung geöffnet oder gedrosselt wird, eine größere

¹⁾ Biel: Die Wirkungsweise der Kreiselpumpen und Ventilatoren, Forschungsarbeiten, Heft 42, Verl. Springer, 1907.

oder kleinere Luftmenge zwangsweise einstellt; diese beiden Werte sind: $L = 36,5$ bzw. $13,5$ cbm/sek. Hierzu ergeben sich die beiden zugehörigen Leistungen:

$$N = \frac{36,5 \cdot 1,2 \cdot 55}{1,07 \cdot 75 \cdot 0,55} = 54,8 \text{ bzw. } \frac{13,5 \cdot 1,2 \cdot 55}{1,07 \cdot 75 \cdot 0,80} = 14 \text{ PS.}$$

Aus diesen Zahlen erkennen wir, daß bei derselben vom Ventilator zu überwindenden Druckhöhe das eine Mal eine viermal so große Betriebsarbeit notwendig ist wie das andere Mal, während die Luftmenge nur knapp den dreifachen Betrag erreicht. Ferner können wir aus Fig. 56 die Forderung ableiten, daß für Ventilationsanlagen, in denen Druck und Luftmenge außerordentlich zu schwanken pflegen, der Verlauf der Wirkungsgradkurve möglichst flach sein soll, damit der Ventilator in weit auseinanderliegenden Betriebszuständen mit gleich hohem Wirkungsgrad arbeiten kann. —

Hier möge auch auf den prinzipiellen Unterschied in der Wirkung der Schraubenventilatoren hingewiesen sein. Hat nämlich ein für einen bestimmten Widerstand gebauter Zentrifugalventilator im Betriebe einen geringeren Druck zu überwinden, so nimmt sein Arbeitsbedarf bei gleicher Umdrehungszahl zu. Umgekehrt zeigen Schraubenventilatoren in diesem Falle das der Anschauung näherliegende Verhalten, da ihr Kraftbedarf bei verringertem Widerstand abnimmt; bei Drosselung der Luftleitung hingegen nimmt — wieder im Gegensatze zu Fig. 56 — der Kraftverbrauch der Schraubenventilatoren rasch zu. —

Ein vollständiges Bild des Wirkungsgrades η für Zentrifugalventilatoren gibt noch die Darstellung Fig. 57: Es sei die Charakteristik eines Ventilators, d. h. die Leistungskurven ($H \cdot L$) für verschiedene konstante Umdrehungszahlen $n_1, n_2, n_3 \dots$ gegeben. Aus der vorhergehenden Fig. 56 können wir ferner entnehmen, daß der gleiche Wirkungsgrad stets für zwei bestimmte Zustände LH vorhanden ist, da die η -Kurve zuerst einen ansteigenden und dann einen abfallenden Verlauf hat. Denken wir uns nun je diese beiden Punkte gleichen Wirkungsgrades a und b, c und d, e und f usw. auf den einzelnen LH -Kurven in Fig. 57 markiert, so können wir durch diese Punkte eine Kurve $\eta = \text{konst.}$ legen, die den geometrischen Ort gleichen Wirkungsgrades darstellt. Dieses Verfahren

können wir für $\eta = 30, 40, 50, 60 \dots \%$ wiederholen und erhalten nach Fig. 57 auf diese Weise eine Schar Wirkungsgradkurven, die gewöhnlich offen sind, aber unter Umständen (wie z. B. für $\eta = 70\%$) geschlossen verlaufen können. Ein gewisser Mittelpunkt dieser letzteren geschlossenen Kurve würde demnach der höchste Wirkungsgrad η_{max} sein, dem also nur ein ganz bestimmter Zustand LH entspricht. Ein solches η_{max} können wir nun auf jeder LH -Kurve finden. Dabei können wir den Erfahrungssatz benutzen, daß für alle Zustände mit höchstem Wirkungsgrade sich die

geförderten Luftmengen verhalten wie die Umlaufzahlen.¹⁾ Zu demselben Resultat gelangen wir folgendermaßen: Verbinden wir die jeweiligen Berührungspunkte P der LH - mit den η -Kurven, so erhalten wir einen durch den Nullpunkt gehenden Linienzug OPQ , d. h. den geometrischen Ort, auf dem die relativen Höchstwirkungsgrade η_{max} liegen. Haben wir ein so vervollständigtes Kurvenblatt für einen untersuchten Ventilator zur Hand,

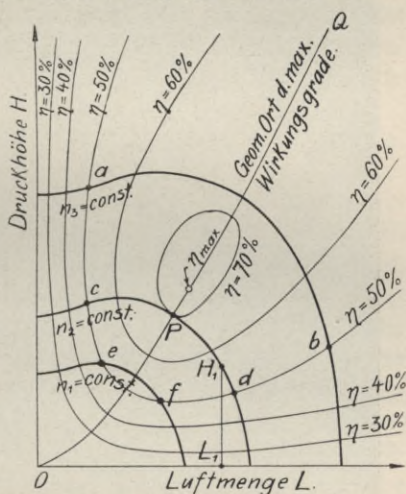


Fig. 57.

Kurve der maximalen Wirkungsgrade eines Ventilators bei verschiedenen Umdrehungszahlen.

und läuft derselbe mit einer beliebigen Turenzahl n_2 , so stellt sich bei einer Liefermenge L_1 zwangsweise der Druck H_1 ein, und wir können jetzt mit Hilfe unseres Graphikons Fig. 57 sofort angeben, daß der Wirkungsgrad für den augenblicklichen Betriebszustand $L_1 H_1$ zwischen 50 und 60%, nämlich bei etwa 56%, liegen muß. Man kann nun auch den jedesmaligen

¹⁾ Mit Hilfe dieses Satzes konnten auch schon die einzelnen LH -Kurven für die verschiedenen Umlaufzahlen $n_1, n_2 \dots$ konstruiert werden, wenn nur eine einzige Charakteristik vorliegt.

Wirkungsgrad η in einem räumlichen Koordinatensystem auf der Z-Achse auftragen und würde dann ein Gebilde ähnlich der Fig. 58 erhalten. Diese Darstellung stammt von Krell jun., der die zugehörigen Werte H , n und η als Koordinaten gewählt hat, was natürlich ziemlich auf dasselbe hinausläuft, da die Turenzahlen den Luftmengen proportional sind.

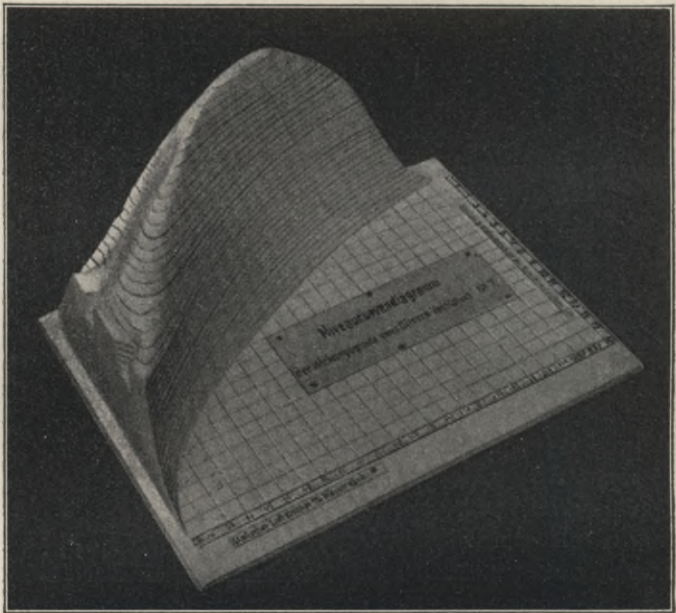


Fig. 58.

Niveaueffizienzkurve der Wirkungsgrade eines Sirocco-Ventilators.

(Aus: Jahrb. d. Schiffbautechn. Gesellschaft 1906.)

Im praktischen Betriebe werden diese Verhältnisse zurzeit noch in den allerseltensten Fällen genügend berücksichtigt. Daher kommt es auch, daß fast alle Ventilatoren mit einem außerordentlich niedrigen Wirkungsgrad arbeiten, und daß in einem größeren Gebäude die Kosten des Ventilationsbetriebes oft unverhältnismäßig hohe sind. Derartigen unwirtschaftlichen Zuständen könnte vielfach durch sorgfältige Leistungsmessungen und zielbewußte Änderungen der Anlage und ihrer Führung abgeholfen werden. Bei Neuanlagen muß aber jedenfalls

das Hauptgewicht auf genaueste Berechnung der Kanalanlage gelegt werden, so daß dem Ventilatorlieferanten vom Auftraggeber möglichst präzise Daten über den verlangten Ventilator vorgelegt werden können. Letzterer muß alsdann unter Garantie mit den zugehörigen Leistungskurven geliefert werden, die etwa auf Grund des äquivalenten Austrittsquerschnittes (siehe folgenden Absatz) in der Fabrik gewonnen sein können. Alsdann sollte durch einen gemeinschaftlichen Abnahmeversuch in der fertigen Anlage nachgewiesen werden, daß die gegebenen Garantieleistungen eingehalten werden können. Dazu ist allerdings Vorbedingung, daß nun im Betriebe auch wirklich die Bedingungen gegeben sind, für die der Ventilator gebaut wurde, daß es also möglich ist, bei einer bestimmten Luftförderung den verlangten Gegendruck zu schaffen.

Es wurde soeben der Ausdruck äquivalenter Austrittsquerschnitt erwähnt, der der Theorie der Grubenventilatoren entlehnt ist und dort nach dem Franzosen Murgue »äquivalente Grubenweite« heißt.¹⁾ Darunter versteht man einen freien Öffnungsquerschnitt in ebener dünner Wand, durch den die gleiche Luftmenge mit demselben Druckunterschiede vom Ventilator hindurchgetrieben wird, wie durch die fertige Luftleitung der später anzuschließenden Anlage. Die durch den äquivalenten Querschnitt a qm mit der Geschwindigkeit v m/sek. ausfließende Luftmenge ist $L = a \cdot v$ cbm/sek. Für den Ausfluß aus ebener Wand kann der Ausflußkoeffizient unter Berücksichtigung der Kontraktion nach Murgue zu $\approx 0,65$ angesetzt werden, so daß bei den niedrigen Ventilatorpressungen von H mm WS. geschrieben werden kann

$$L = a \cdot v = a \cdot 0,65 \sqrt{\frac{2gH}{\gamma}},$$

woraus der äquivalente Querschnitt mit $\gamma = 1,2$ folgt zu

$$a = \frac{L}{0,65 \sqrt{\frac{2gH}{1,2}}} = \frac{L}{2,63 \sqrt{H}}$$

oder

$$a = 0,38 \frac{L}{\sqrt{H}} \text{ qm} \dots \dots \dots (56)$$

¹⁾ Murgue: Über Grubenventilatoren. Deutsch von v. Hauer, Leipzig 1884.

Dieses ist eine Parabelgleichung von der Form $H = \text{konst. } L^2$ oder auch $= \text{konst. } v^2$. Läßt man also auf dem Versuchsstande in der Fabrik den Ventilator in einen geräumigen Druckkasten blasen, in dem die äquivalente Öffnung a angebracht ist, so kann man zunächst durch Variierung der Tourenzahl die parabelförmige Widerstandskurve OP aufnehmen (Fig. 59) und sodann bei konstanten Umdrehungen $n_1, n_2, n_3 \dots$ die Leistungskurven LH oder die Charakteristik des Ventilators feststellen. Ist dann nach der Voraussetzung OP der Widerstand, den auch die spätere Lüftungsanlage entgegengesetzt, so bestimmen die Durchschnittspunkte die einzelnen Liefermengen und Drucke, die im späteren

Betriebe bei den betreffenden Umlaufzahlen auftreten müssen. Somit können auch die Wirkungsgradkurven und das ganze Diagramm Fig. 57 auf dem Versuchsstande aufgenommen werden.

Es soll jedoch jetzt gezeigt werden, daß diese Methode mit der Parabelgleichung für Ventilationsanlagen nur angenähert richtig ist. Für letztere besteht der Widerstand 1. aus

einem linearen Teil (Fig. 60), nämlich der konstanten Druckhöhe ΣH infolge der Temperaturdifferenz, und dem Überdrucke D , der in den zu lüftenden Räumen innegehalten werden soll, 2. aus dem sich mit der Luftgeschwindigkeit ändernden Widerstandsdrucke H_W infolge der Kanalreibung und der einmaligen Widerstände, und 3. aus dem Drucke, der zur Erzeugung der Luftgeschwindigkeit v dient, der sog. Geschwindigkeitshöhe H_v , die einen parabolischen Verlauf zeigt. Es kann vorkommen, daß die lineare Druckhöhe negativ ist, nämlich dann, wenn der Anteil einer im Sinne der Luftbewegung mitwirkenden Temperaturdifferenz größer ist als der Druck D im Raume. Alsdann verlaufen die

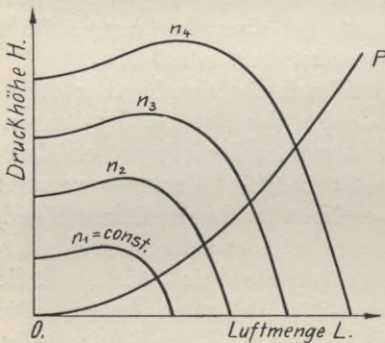


Fig. 59.

Pressungswiderstand bei verschiedenen Umdrehungen eines Zentrifugalventilators.

Drucklinien, wie in Fig. 60 punktiert, unterhalb der Nulllinie $0L$. Was nun den zweiten Teil anbetrifft, so ist derselbe nach Gl. (24) zu setzen:

$$H_W = H_R + H_Z,$$

worin nach Gl. (25) und (26)

$$H_R = \frac{v^2}{2g} \frac{\rho l}{d}$$

und ρ nach Fig. 21 für $v < 5$ m eine Funktion der Luftgeschwindigkeit ist. Dieser Teil des Widerstandes wird also der Gleichung $H = \text{konst. } L^2$ nicht mehr streng genügen und deshalb in der graphischen Darstellung etwas von der Parabel abweichen. Man kann die hierin liegende Schwierigkeit umgehen, indem man die Widerstände für verschiedene v ausrechnet und die daraus gezeichnete Widerstandskurve der ventilatorausführenden Firma zur Bestimmung des Wirkungsgrades ihres Ventilators übermittelt. —

Wirtschaftlich von Bedeutung ist ferner noch die Regulierung der elektrisch angetriebenen Ventilatoren¹⁾, die entweder durch in die Hauptluftleitung eingebaute Drosselorgane oder durch Veränderung der zugeführten elektrischen Energie mit Hilfe von Regulierwiderständen erfolgen kann. In der Hauptsache handelt es sich bei Ventilationsanlagen natürlich um die je nach der Benutzung der Räume wechselnde Lieferung einer bestimmten Luftmenge, mit deren Änderung jedoch, wie wir soeben ausführlich gesehen haben, sich auch der Kraftverbrauch des Ventilators

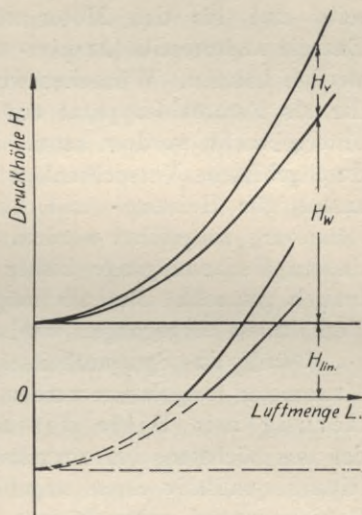


Fig. 60.
Widerstandskurven für Ventilationsanlagen.

¹⁾ Vergl. auch Brabbée: Drucklüftung in Gebäuden. Z. d. V. D. I. 1908, No. 9.

erheblich ändert, da je nach der Turenzahl der Druck sich zwangsweise von selbst einstellt und umgekehrt. Wünschen wir also eine ökonomische Betriebsführung, so müssen wir uns in jedem Augenblick über den Effekt der vorgenommenen Regulierung des Ventilators orientieren können. Aus alledem geht hervor, daß in diesem Falle Instrumente für den Ventilator zur Anzeige der geförderten Luftmenge (Volumeter) und des erreichten Druckes (Manometer) einerseits und für den Motor zur Ablesung der zugeführten Energie andererseits (Ampère- und Voltmeter) nicht entbehrt werden können. Wünschenswert ist ferner ein Turenzähler, der als Fernmeldeapparat auf der gemeinsamen Schalttafel untergebracht werden kann. Eine derartige, noch weiter durchgebildete Versuchsanlage ist in der neuen Prüfungsanstalt für Heizungs- und Lüftungseinrichtungen in Charlottenburg ausgeführt worden. Die Praxis dagegen hat von diesem Gedankengange bisher nur in wenigen Fällen Gebrauch gemacht. Deshalb möge hier etwas näher auf diese Verhältnisse eingegangen werden.

Würde aus Sparsamkeitsrücksichten das Volumeter und Manometer fortgelassen werden, so wären wir auf die Regulierung mit Hilfe des Ampèremeters angewiesen, das uns höchstens bei ungeändertem Widerstande der Luftleitung qualitativ einen ungefähren Anhalt über den neuen Betriebszustand geben könnte, während wir in quantitativer Hinsicht vollkommen ununterrichtet blieben. Dazu kommt, daß zwischen der Stromstärke und der geförderten Luftmenge an und für sich gar keine Proportionalität oder sonstige Abhängigkeit besteht. Würde aber noch irgend eine Klappenstellung in der Luftleitung vorgenommen, so würden wir mit der Regulierung nach der Stromstärke ganz und gar im Dunkeln tappen und unter Umständen das gerade Gegenteil von dem erreichen, was wir anstrebten.

Wollten wir, wieder unter Vermeidung des Volumeters und Manometers, lediglich nach der Klappenstellung regeln, so würde uns dieses absolut kein Maß für die zugeführte Luftmenge sein können, weil für die Lieferung einer bestimmten Luftmenge bei einer bestimmten Drosselung der

Druck maßgebend ist, unter dem die Luft gefördert wird. Dazu kommt, daß die Klappenstellung in den mittleren und oberen Grenzen sehr unempfindlich, in den unteren dagegen äußerst empfindlich ist. Auch hier ist also jegliche Kontrolle unmöglich.

Bei weitem besser ist schon die Regelung nach den Angaben eines Volumeters (selbst unter Weglassung der elektrischen Instrumente), denn hier sind wir wenigstens in jedem Augenblick über die tatsächlich geförderte Luftmenge orientiert. Und unter dieser Voraussetzung ist natürlich auch die soeben als unzulässig erklärte Klappenregelung vollkommen brauchbar (wenn auch unwirtschaftlich), da ja nun auf jede Änderung der Klappenstellung augenblicklich die Anzeige der Luftmenge erfolgt.

Bei dieser prinzipiell richtigen Regelungsmethode fehlt aber immer noch die Beobachtung der mit jeder Klappenstellung sich zwangsweise einstellenden Pressung. Würden wir also ein Manometer einbauen, so könnten wir aus Luftmenge und Druck unter Zuhilfenahme eines Diagrammes nach Fig. 57 erkennen, mit welcher Turenzahl und mit welchem Wirkungsgrade der Ventilator augenblicklich arbeitet. Kommt es dabei auf den Druck nicht an, der etwa eingehalten werden müßte, so könnten wir aus dem Diagramme leicht feststellen, ob vielleicht der augenblickliche Wirkungsgrad zu klein ist. Wir könnten in diesem Falle, unter Einhaltung der geförderten Luftmenge mit Hilfe der Klappe, die Turenzahl mit dem Regulierwiderstand unter Beobachtung des Druckanzeigers so lange steigern, bis wir aus dem Diagramme die Erreichung eines günstigsten Wirkungsgrades ersehen würden. Jedoch erfordert diese Methode zu viel Überlegung und Umsicht, als daß man ihre richtige Anwendung von einem Maschinisten erwarten könnte.

Für einen wirklich rationellen Betrieb bleibt also weiter nichts übrig, als neben dem Volumeter und Manometer auch noch das Ampère- und Voltmeter zu beobachten. Jetzt haben wir alle Größen L , H , E und J beisammen und können aus der gegenseitigen Änderung derselben leicht jeden beliebigen Betriebszustand herstellen. Kommt es dabei auf die Pressung nicht an, so kann nunmehr jede gewünschte

Luftförderung auf zwei Wegen eingestellt werden: einmal mit Hilfe der Klappenstellung und das andere Mal mit Hilfe des Regulierwiderstandes. In beiden Fällen werden Druck und Turenzahl natürlich verschieden sein; aber, was wichtiger ist, wir können nun unmittelbar aus der Beobachtung der zugeführten Energie aus Stromstärke und Spannung den gewünschten Betriebszustand herstellen, daß der Energieverbrauch ein Minimum ist. Würden wir beide Methoden, die mechanische durch Klappendrosselung und die elektrische durch Turenregulierung, nacheinander anwenden und jedesmal die zugeführte Energie feststellen, so würden wir sofort erkennen, daß die elektrische Regulierung bei weitem wirtschaftlicher ist als die Drosselung mit dem Luftschieber. Dies ist ja auch einleuchtend, wenn man bedenkt, daß durch Drosselung stets eine Druckerhöhung in der Luftleitung bewirkt wird, und daß somit immer ein erheblicher Teil der kinetischen Energie des Luftstromes nutzlos durch Stoß und Wirbelung vernichtet wird. Vielfach vorgenommene Versuche¹⁾ bestätigen diese Tatsache. Zur Beurteilung mag hier eine Gegenüberstellung der Resultate folgen, die Stach und Goetze bei Grubenventilatoren gefunden haben:

Wetter- menge <i>L</i>	Ventilatorleistung PS		Zugeführte KW		Umdrehungen	
	Turen- Reg.	Drosse- lung	Turen- Reg.	Drosse- lung	Turen- Reg.	Drosse- lung
5824	192	351,7	264	402	180	244
6715	298,5	405,5	364	444	210	244
7840	473,5	473,5	500	500	244	244

Aus dem Vergleiche der Zahlen geht auch unmittelbar hervor, daß die Regulierung durch Drosselung um so ungünstiger wird, je kleiner die Luftbelastung des Ventilators ist. Der Unterschied in der zugeführten Energiemenge beträgt für die kleinere Luftmenge im vorliegenden Falle 50%!

¹⁾ U. a. Stach und Goetze: Ventilatorenuntersuchungen, Zeitschr. Glückauf, 1907, Nr. 13. — Seidl: Veränderung der Wettermenge bei Ventilatoren mit unmittelbarem Drehstromantrieb. Berg- und hüttenmänn. Rundschau, 1908, S. 108 bis 113.

Die Angabe von Krell sen.¹⁾, daß die Regelung durch Drosselung derjenigen durch Türenverstellung vorzuziehen sei, würde also falsch sein, wenn man sie verallgemeinern wollte, und ist in seinem angeführten Falle wohl auf den Umstand zurückzuführen, daß eine Veränderung der Umdrehungszahl bei der in Rede stehenden Anlage um nur 15% möglich war.

d. Strahlapparate.

Gegen die Ventilatoren tritt die Verwendung von Strahlgebläsen zum Bewegen der Luft in Wohngebäuden zurzeit völlig in den Hintergrund. Nur in Gewerbebetrieben werden sie unter Umständen mit Vorteil verwendet. Als bewegendes Mittel kommen Druckwasser, Druckluft und Dampf in Frage. Das Prinzip geht aus der Abbildung Fig. 61 hervor: das gespannte Medium tritt aus einer Düse mit großer Geschwindigkeit in der Richtung des Luftstromes in die Ventilationsleitung ein und reißt die Luft mit sich fort, indem es unter Abgabe eines Teiles seiner eigenen kinetischen Energie diese an die Luft überträgt. Druckluft steht selten zur Verfügung. Druckwasser gelangt z. B. in einem Apparate von Mestern & Co. in Berlin zur Anwendung. Das gebrauchte Wasser kann zu anderweitiger Verwendung abgefangen werden. Die Luft sättigt sich natürlich mit Feuchtigkeit; deshalb ist der Apparat in Textilfabriken gut zu gebrauchen, die einen hohen Feuchtigkeitsgehalt der Luft aufweisen müssen. Der erzeugte Druck ist wenig größer als die Geschwindigkeitshöhe der Luft, also äußerst gering, so daß diese Apparate die Presung eines Luftkanales nicht zu überwinden vermögen. Dampfstrahlgebläse können natürlich nur in Abluftleitungen zur Verwendung kommen. Alle Strahlapparate machen Geräusch.

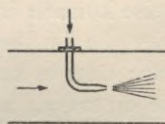


Fig. 61.
Strahlapparat.

¹⁾ Siehe: Gesundh.-Ing. 1907, S. 342, Verl. R. Oldenbourg.

Kapitel V.

Ausführung der Ventilationsanlagen.

Wir haben uns in § 9 bereits in großen Zügen ein allgemeines Bild von der Einrichtung einer Ventilationsanlage entworfen. Indem wir jetzt deren Ausführung im einzelnen näher kennen lernen wollen, besprechen wir die notwendigen Einrichtungen der Reihenfolge nach und behandeln nacheinander die Zuluftanlage, die Zu- und Abströmung der Luft in den Räumen und die Abluftanlage. Dabei besprechen wir alle Teile im Zusammenhange und lassen es vorläufig dahingestellt, ob im gegebenen Falle gewisse Einrichtungen wirklich ausgeführt werden oder nicht. Beispielsweise können in der Zuluftanlage unter Umständen die Filter oder die Luftbefeuchtung oder die Ventilatoren weggelassen sein; oder es kann eine Ventilationsanlage ausgeführt werden, die eigentlich nur aus der Zuluftanlage besteht, während eine besondere Kanalführung für die Abluft vollständig fehlt usw. Welche Umstände zu derartigen Abweichungen führen, soll bei der Erörterung über die Auswahl der Lüftungssysteme zur Sprache kommen.

Während in den beiden letzten Kapiteln bei der Berechnung des Luftwechsels rein hygienische Erörterungen und bei der Erzeugung der Luftbewegung maschinentechnische Untersuchungen im Vordergrund des Interesses standen, müssen wir bei der praktischen Ausführung stets darauf achten, daß die Lüftungs- und Heizungsanlage sozusagen einen organischen Bestandteil des Gebäudes ausmacht. Daher werden uns im folgenden vielfach bautechnische und architektonische Fragen beschäftigen. Leider versäumen aus Unkenntnis viele Bauherren, auf die Ventilationsanlage schon beim Rohbaue des Hauses die nötige Rücksicht zu nehmen, und lassen es bei der Ausführung der zur Ventilation in Beziehung stehenden Maurerarbeiten an der erforderlichen Sorgfalt und Aufsicht fehlen. Die Tätigkeit des Ingenieurs beginnt dagegen vielfach erst mit Vollendung des Rohbaues. Aus diesem Mangel des Zusammenwirkens erklärt es sich,

daß oft zu spät Fehler entdeckt werden, die während des Aufmauerns hätten vermieden werden können, die aber nach Fertigstellung der Maurerarbeiten entweder nur mit großen Kosten oder gar nicht zu beseitigen sind. Die bautechnischen Aufgaben¹⁾ liegen, insbesondere bei der Ausführung einer Ventilationsanlage, dem mehr auf das Statische und Architektonische gerichteten Empfinden des Architekten oft so fern, daß er es niemals versäumen sollte, von vornherein den Rat des Lüftungstechnikers in weitgehendem Maße in Anspruch zu nehmen. Oft sind es scheinbar Kleinigkeiten, die beim Baue verabsäumt werden, die aber den späteren Gang der Lüftungsanlage vielleicht auf das empfindlichste zu stören vermögen. Nur derjenige, der sich eingehend mit der Theorie und Praxis der Luftbewegung beschäftigt hat, kennt die Schwierigkeiten, die vielfach für die Entscheidung der Ausführung nach der einen oder anderen Richtung hin mit-sprechen.

Eine Bestätigung des erfolgreichen Zusammenwirkens zwischen Architekt und Ingenieur gewinnen wir z. B. aus der Schilderung von O. Krell sen.²⁾ über den Bau der Heizungs- und Lüftungsanlage des Neuen Theaters in Nürnberg. Einige Sätze dieses erfahrenen Fachmannes mögen zur Erläuterung hier angeführt sein. Es handelte sich in diesem Falle um die baulich-dichte Herstellung des Theaters:

»Die Hauptursache der Undichtigkeit der Theatergebäude besteht in dem mangelhaften Abschluß der nach preußischer Bauvorschrift an der Bühnen- und Zuschauerraumdecke verlangten großen Rauchklappen, welche eine Durchgangsöffnung von $\frac{1}{20}$ der ganzen Bühnengrundfläche freigeben müssen. Die allgemein für diese Klappen gebräuchliche Konstruktion gestattet nicht, dieselben gleichzeitig dichtschießend herzustellen. Sehr oft besteht die obere Bühnenhausabdeckung nur aus Eisendach mit Bretterverschalung, ja ich habe in dem zugigen Theater einer Universitätsstadt als Bühnenhausabdeckung ein

¹⁾ Dietz: Bautechnische und künstlerische Aufgaben bei Sammelheizungs- und Lüftungsanlagen. Gesundh.-Ing. 1905, Nr. 10 u. 12.

²⁾ Siehe: Gesundh.-Ing. 1907, Nr. 20 u. 21.

auf Latten verlegtes unverschaltes Ziegeldach gefunden. Auf die dichte Herstellung der Bühnendecke ist aber besonderes Gewicht zu legen, weil dort die größte Druckdifferenz zwischen der Innen- und Außenluft stattfindet. Der Heizungsingenieur hat keine Mittel, um durch Anordnung und Betrieb der von ihm gebauten Apparate für Heizung und Lüftung die Nachteile einer so fehlerhaften Bauweise auszugleichen. Es ist Sache des Architekten, ein Haus in so weit dichtem Zustand dem Heizingenieur zur Verfügung zu stellen, daß er imstande ist, mit mäßigen Luftmengen Überdruck zu erzielen. Ein drastisches Beispiel des Kampfes des Heizingenieurs mit den Verfehlungen des Baues wird vom Kollegen Herbst in Nr. 1 des Gesundh.-Ing. 1907 geliefert. Es ist in dem von ihm beaufsichtigten sehr undichten Kölner Theater trotz aller speziellen Vorkehrungen nur dadurch möglich, die Insassen des Theaters vor Zug zu bewahren, daß besondere Leute angestellt sind, deren Aufgabe ausschließlich darin besteht, während der Vorstellung für Schließung der Bühnentüren zu sorgen, und daß an die Logenschließer das strenge Gebot, für Schließung der Türen während der Vorstellung Sorge zu tragen, ergangen ist. Im Nürnberger Theater kann jede innere Tür ohne allen Nachteil offen gelassen werden — ein Verbot gibt es nicht,« und weiter: »Es ist jedoch erforderlich, festzustellen, daß der Heizingenieur nur dann eine Verantwortung für die zugfreie und zweckentsprechende Wirkung der Heizung und Lüftung eines Theaters übernehmen kann, wenn der Architekt dessen notgedrungen zu stellenden Anforderungen an die Dichtigkeit des Hauses entsprochen hat, und ihm schon bei Beginn des Baues der entsprechende Einfluß auch bezüglich der baulichen Anordnungen gewährt worden ist.«

Bei diesem Nürnberger Theaterneubau ist von Seiten der Bauleitung keine Mühe gescheut worden, die zur Erstellung einer guten Ventilation notwendigen, oft schwierigen Bauarbeiten sachgemäß auszuführen: der Erfolg ist denn auch eine Anlage, die allen Anforderungen, die vom Publikum gerechterweise überhaupt gestellt werden können, entsprochen hat. Ähnlich wichtige Fragen wie die hier nur angedeutete

harren bei den meisten Bauten der eingehenden Beratung zwischen der Bauleitung und der die Heizungs- und Ventilationsanlage ausführenden Firma. Sind solche Besprechungen versäumt worden, so rächt sich das bei der späteren Benutzung des Hauses oft auf das empfindlichste. Was hier an einem speziellen Beispiele nachgewiesen worden ist, läßt sich leicht verallgemeinern: je mehr Entgegenkommen, ja Anregung der Lüftungstechniker vonseiten des Architekten findet, desto behaglicher wird infolge besserer Heizungs- und Lüftungsanlagen der Aufenthalt in unseren Gebäuden werden. Dabei handelt es sich vorläufig gar nicht um Mehraufwendung an Kosten, obgleich auch dies oft wünschenswert erscheint, sondern lediglich um sachgemäße Ausführung der baulichen Arbeiten.

Noch eines kommt hinzu: je eingehender sich der Architekt von Anfang des Baues an mit den Heizungs- und Ventilations-einrichtungen beschäftigt hat, desto mehr bleiben ihm bei der Ausarbeitung der Innenarchitektur peinliche Überraschungen erspart, mit desto größerer Bereitwilligkeit und Freude wird er jedes Lüftungsgitter und jeden Heizkörper als willkommenen Anlaß zur künstlerischen Gestaltung seiner Räume begrüßen. Er wird diese technischen Einrichtungen, mit deren Vorhandensein er von Anfang an zu rechnen gelernt hat, nicht als störende Beigabe betrachten, sondern er wird der vom Ingenieur logisch entwickelten Zweckform durch eine architektonisch angepaßte Umrahmung zur ästhetischen Wirkung verhelfen. Die Zeiten, in denen die hygienischen Zwecken dienenden Heizungs- und Ventilationsgegenstände vom Architekten durch hinzugefügte »schöne« Verkleidungen in Schmutzwinkel der allerschlimmsten Art umgewandelt wurden, sollten für immer vorüber sein.

13. Die Zuluftanlage.

Die Führung der Zuluft bis in die Räume durchläuft folgende Stadien: Entnahme der Luft, Staub- und Filterkammer, Vorwärmkammer, Kanalnetz.

a. Die Entnahme der Luft aus dem Freien.

Die Schöpfstellen für die Entnahme der Frischluft müssen an hygienisch einwandfreien Teilen des Gebäudes unter-

gebracht werden. Besonders in Großstädten ist es oft schwer, Stellen zu finden, die vor schädlichen Gasen, Rauch, Staub usw. geschützt sind. Auch nach der Ausführung der Ventilationsanlage muß auf Reinhaltung der Umgebung der Luftentnahme gesehen werden. Der Hinweis hierauf erscheint nicht unnötig, da Verfasser vor einigen Jahren bei der Besichtigung einer Schule dicht neben der Schöpfstelle der Luft zwei gefüllte Abfuhrkästen stehen sah!

Die Luftentnahme kann lokal oder zentral erfolgen.

Die lokale Entnahme der Frischluft geschieht für jeden Raum einzeln entweder durch die Außenwand oder vom Korridor her. Die Benutzung der Fenster zur Lüftung der Räume haben wir bereits in § 8 gewürdigt und auch ihre Nachteile hervorgehoben. Oft werden unter den Fenstern

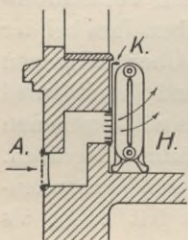


Fig. 62.

Lokale Luftentnahme.

Z-förmige Kanäle, wie in Fig. 62 gezeigt, angeordnet und an der Fassade des Gebäudes mit Außengittern *A* versehen. Diese Ausführung hat gegenüber der Fensterlüftung den Vorteil, daß die Luft vorgewärmt werden kann, wenn vor die Eintrittsöffnung ein Heizkörper *H* gestellt wird. Zwecks Regelung der Luftzufuhr werden Klappen oder Schieber *K* angebracht. Die ganze Anordnung bietet jedoch keinen Schutz vor dem Eindringen des Staubes, und bei Windanfall treten leicht Zugbelästigungen ein. Auch ist der Lüftungseffekt je nach der Windrichtung und -stärke sehr wechselnd. Man hat diese Nachteile zu vermeiden gesucht, indem man den Korridor durch Z-förmige Kanäle mit den Räumen verband. Jedoch hat diese Methode den Nachteil der Schallübertragung aus dem Innern des Gebäudes. Ferner ist die Korridorluft doch nicht immer als hygienisch einwandfrei zu betrachten. Endlich aber spielt bei der Korridorlüftung die Lage der neutralen Zone in den verschiedenen Stockwerken eine große Rolle: auf Seite 61 ist die Luftdruckverteilung besprochen und gezeigt worden, daß dieselbe bald nach den Zimmern hin, bald von denselben weg gerichtet ist. Je nach dieser Richtung wird also auch die Wirkung der

Luftentnahme durch die Außenwand oder vom Korridor her. Die Benutzung der Fenster zur Lüftung der Räume haben wir bereits in § 8 gewürdigt und auch ihre Nachteile hervorgehoben. Oft werden unter den Fenstern Z-förmige Kanäle, wie in Fig. 62 gezeigt, angeordnet und an der Fassade des Gebäudes mit Außengittern *A* versehen. Diese Ausführung hat gegenüber der Fensterlüftung den Vorteil, daß die Luft vorgewärmt werden kann, wenn vor die Eintrittsöffnung ein Heizkörper *H* gestellt wird. Zwecks Regelung der Luftzufuhr werden Klappen oder Schieber *K* angebracht. Die ganze Anordnung bietet jedoch keinen Schutz vor dem Eindringen des Staubes, und bei Windanfall treten leicht Zugbelästigungen ein. Auch ist der Lüftungseffekt je nach der Windrichtung und -stärke sehr wechselnd. Man hat diese Nachteile zu vermeiden gesucht, indem man den Korridor durch Z-förmige Kanäle mit den Räumen verband. Jedoch hat diese Methode den Nachteil der Schallübertragung aus dem Innern des Gebäudes. Ferner ist die Korridorluft doch nicht immer als hygienisch einwandfrei zu betrachten. Endlich aber spielt bei der Korridorlüftung die Lage der neutralen Zone in den verschiedenen Stockwerken eine große Rolle: auf Seite 61 ist die Luftdruckverteilung besprochen und gezeigt worden, daß dieselbe bald nach den Zimmern hin, bald von denselben weg gerichtet ist. Je nach dieser Richtung wird also auch die Wirkung der

Resultierenden, die die Luftströmung durch den Z-Kanal hervorruft, verschieden erfolgen müssen. Unvorsichtige Anwendung dieser Ventilationsmethode kann demnach zu den unliebsamsten Störungen führen.

Die zentrale Luftentnahme ist aus den angeführten Gründen in den meisten Fällen vorzuziehen. Damit soll jedoch nicht gesagt sein, daß es wünschenswert ist, für ein sehr ausgedehntes Gebäude die Luft nur an einer einzigen Stelle aus dem Freien zu entnehmen. In letzterem Falle würde die Luft oft 100 m und mehr in Kanälen zurückzulegen haben, ehe sie in den letzten ihr zugewiesenen Raum gelangt. Da nicht geleugnet werden kann, daß es oft schwierig ist, die Luftkanäle in gesundheitlich zulässigem Zustande zu erhalten, so wird die Luft desto mehr von ihrer reinen Beschaffenheit einbüßen, je länger der Kanalweg ist, den sie zu machen hat. In großen Verwaltungsgebäuden namentlich ist es oft angängig und wünschenswert, mehrere Schöpfstellen für die Luft vorzusehen, wodurch auch den Ansprüchen eines wirtschaftlichen Betriebes manchmal besser genügt wird. Gleichzeitig würde damit einer Forderung entsprochen, die aus hygienischen Gründen schon v. Pettenkofer erhoben hat: es solle die Luft nicht unnötig im Gebäude »spazieren« geführt werden.

Bei Ventilationsanlagen, die nur auf Temperaturunterschied beruhen, hat, wie wir gesehen haben, der Wind einen großen Einfluß auf die gute Verteilung der Luft nach den Bedarfsstellen; auch aus diesem Grunde lohnt es sich also, mindestens zwei Entnahmestellen an gegenüberliegenden Gebäudefronten vorzusehen, damit sie je nach der Windrichtung abwechselnd benutzt werden können.

Im allgemeinen ist die ebenerdige Luftentnahme nicht so gut wie die aus einer gewissen Höhe, da am Erdboden ein größerer Staubgehalt vorhanden zu sein pflegt und auch die Bodenausdünstungen von der Luft mit ins Gebäude geführt werden. In größerer Erhebung, also z. B. in Dachhöhe, ist dagegen die schmutzführende Luft bereits wieder genügend verdünnt, falls nun nicht Schornsteine oder Abzugsrohre aus Aborten usw. zur neuerlichen Verunreinigung beitragen. Bei

der Entnahme der Luft über Dach ist jedoch zu berücksichtigen, daß dann natürlich eine größere Kanalreibung zu überwinden, also z. B. der Ventilatorbetrieb teurer wäre, da die Vorwärmung aus technischen Gründen und auch wegen der leichteren Bedienung doch vorteilhaft im Keller angeordnet wird. In den weitaus meisten Fällen findet also die Luftentnahme wenig über Erdboden statt. Zweckmäßig ist es, die Schöpfstelle in Gartenanlagen anzuordnen, wo das Laub der Sträucher den größten Teil des Staubgehaltes und sonstige Verunreinigungen zurückhält und dann im Sommer die Luft schon beim Eintritt in die Kanalführung etwas gekühlt wird. Zum Schutze gegen das Eindringen von Regen und Schnee wird die Entnahmeöffnung zweckmäßig mit einem Dache versehen. Zur Verhinderung des unbefugten Einsteigens von dieser Stelle aus dienen Gitterstäbe, während Blätter, Getier und sonstige grobe Verunreinigungen durch ein Drahtnetz von entsprechender Maschenweite ferngehalten werden.

Des öfteren wird die Entnahme an einem Brunnen vorgeschlagen und auch ausgeführt derart, daß die Luft durch den Sprühregen des dicht niederfallenden Wassers zu ziehen gezwungen ist. Dadurch wird sie natürlich im Sommer angenehm gekühlt, nimmt jedoch bis zur Sättigung eine gewisse Wassermenge auf, die ihr wieder entzogen werden müßte.

Die Eintrittsgeschwindigkeit der Luft ist zu etwa 0,5 bis höchstens 1 m/sek zu wählen, damit nicht unnötig Staub in das Gebäude mitgerissen wird.

b. Die Staubkammer.

Beim Eintritt in das Gebäude ist der Luft zunächst Gelegenheit zu geben, die mitgeführten, nicht schwebenden Bestandteile möglichst vollkommen abzulagern. Das geschieht durch weitgehende Verringerung der Geschwindigkeit in einer geräumigen Staubkammer. Dieser Raum soll, wenn irgend zugänglich, durch Tageslicht erhellt sein, da hier gewöhnlich gleich die Filter untergebracht sind. Was über die sonstige Bauausführung hier anschließend gesagt ist, gilt gleichzeitig für die gesamte Kanalanlage.

Grundluft und Grundwasser sind durch geeignete Vorkehrungen fernzuhalten. Auf die sachgemäße Ausführung der Mauerflächen ist das größte Gewicht zu legen. Mörtelputz ist unzulässig, da derselbe beim Reinigen, Auswechseln der Filter usw. leicht abfällt und nun seinerseits zur Verstaubung der Zuluft führt. Die Mindestforderung ist: Anwendung von Klinkern bester Qualität, wobei die Fugen mit Zementmörtel sauber austreichen sind, aber nicht tief wie in Fig. 63 a, sondern flach nach Fig. 63 b, damit sich der Staub nicht ablagern kann, die Wände dagegen leicht zu waschen und zu reinigen sind. Wenn irgend zugänglich, sollte man dagegen über diese einfachste Ausführungsart noch hinausgehen. Wenn man sich vergegenwärtigt, daß die Mittel

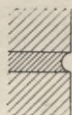


Fig. 63 a.

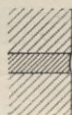


Fig. 63 b.

Fugen der Ventilationskanäle.
(falsch) (richtig)

für die Wandbekleidung der Toilettenräume mit Glasursteinen stets ohne weiteres zur Verfügung stehen, so sollte diese Ausgabe für diejenigen Räume, aus denen wir unsere Atemluft beziehen, ebenfalls nicht gescheut werden. Auch sorgfältig geglätteter Zementputz würde sich zur Ausführung für die Luftkammern empfehlen. Im Reichstagsgebäude ist für die Wandungen der Luftkanäle zunächst ein Untergrundputz aus Portlandzement, darüber ein Überputz aus englischem, weißem Zement, im trockenen Zustande geschliffen, angewendet worden, eine Ausführung, die sich ausgezeichnet bewährt.

Zwischen Luftentnahme und Staubkammer ist die Anbringung eines Hauptluftabschlußorganes zu empfehlen, damit bei strenger Außenkälte die Lüftung eingeschränkt oder unter Umständen ganz abgestellt werden und keine zu große Abkühlung der Luftkammern eintreten kann. Zweckmäßig werden gleichzeitig die Fenster zum bequemen Abschlusse benutzt, wie aus Fig. 78 zu ersehen ist. Für die Bedienung ist eine bequeme, mindestens $0,60 \times 1,60$ m große, dicht schließende Tür zur Luftkammer notwendig.

c. Die Filterung der Luft.

Im Anschluß an die Staubkammer werden die Filter aufgestellt, die entweder aus rauen Woll- oder Baumwoll-

geweben (Barchent, Nesseltuch) oder aus Koks, Watte usw. bestehen. Sie haben die Aufgabe, der Luft bei ihrem Durchgange durch die Maschen und Zwischenräume des Filterstoffes die in der Staubkammer noch nicht abgesetzten, schwebenden Unreinigkeiten (Staub, Ruß, Pflanzenfasern, Fliegen usw.) abzunehmen.

Was die Stofffilter betrifft, so darf, damit sich die Maschen nicht zu schnell zusetzen, die Beanspruchung keine zu große sein, und man rechnet etwa eine Luftmenge von

50—100 cbm pro qm/Std. bei gerauhetem Barchent,
100—200 » » » » Nesseltuch,

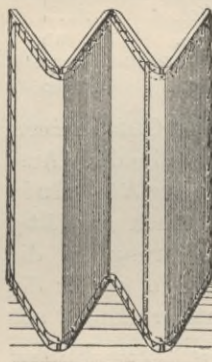


Fig. 64.
Filterrahmen von Haberl.

was einer sehr kleinen Luftgeschwindigkeit, nämlich $v = 0,014 - 0,06$ m/sek entspricht. Bei größerer Beanspruchung liegt die Gefahr nahe, daß die Unreinigkeiten nicht auf der Oberfläche des Filters haften bleiben, sondern in die Maschen hineingepreßt werden, so daß das Filter alsbald verstopft sein würde. Die deshalb notwendige große Filterfläche wird durch zickzackartige Anordnung des Filters erreicht. Fig. 64 zeigt eine der üblichen Ausführungen von Haberl in Berlin, wobei die Filtertücher auf auswechselbaren Holzrahmen aufgespannt sind.

Fig. 65 veranschaulicht die Ausführung der Firma Möller in Brackwede: die Filter sind in herausnehmbaren Rahmen taschenförmig aufgehängt, und die Luft geht von unten nach oben hindurch, so daß der an der Unterfläche abgesetzte Staub nach Herausnahme der Taschen leicht abgeburstet oder abgeklopft werden kann.

In Amerika sind zum Reinigen der Filter mit gutem Erfolge Vakuumreiniger angewendet worden, die durch Elektromotoren angetrieben werden und den Staub in den Aschen- und Kehrrichtaufzug befördern. Da dieses Verfahren bei großen Filteranlagen als äußerst bequem und zeitsparend zu bezeichnen ist, wogegen der Kraftaufwand zum Betriebe des Apparates gar nicht ins Gewicht fällt, so sei erwähnt, daß u. a.

die Siemens-Schuckertwerke in Berlin Entstäubungspumpen bauen, die sich zu dem beschriebenen Zwecke eignen. Vom Waschen der Filtertücher ist entschieden abzuraten, weil das Gewebe leidet und leicht fault. Aus diesem Grunde sind die folgenden unter e) besprochenen Befeuchtungseinrichtungen für die Luft stets nach der Filterung einzubauen. Andernfalls würde auch infolge der Durchnässung des Filters dessen Durchlässigkeit fast aufgehoben werden.

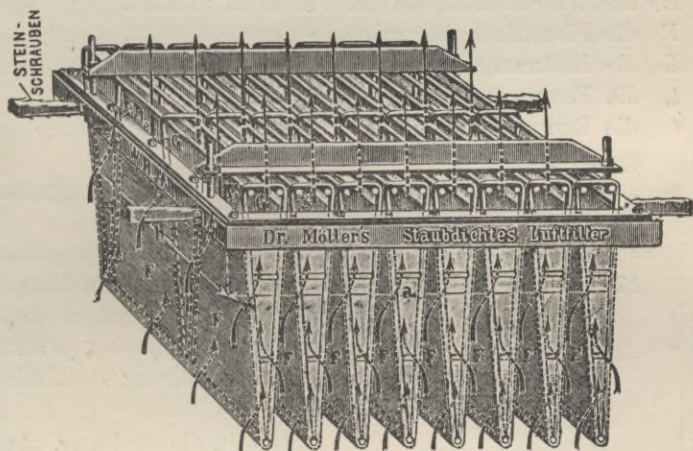


Fig. 65.

Möllers Luftfilter.

Der Widerstand H_F , den ein Filter der durchströmenden Luft entgegensetzt, wächst natürlich mit dem Quadrate der Luftgeschwindigkeit v , er ist ferner proportional der Beanspruchung m und umgekehrt proportional der Filterfläche F . Für die kleinen Geschwindigkeiten ist der Filterwiderstand von Rietschel¹⁾ untersucht worden. Dabei ist die Krümmung der Widerstandskurve, die nach Fig. 66 eine Parabel sein müßte, auf der kleinen Strecke zwischen a und b , d. h. unterhalb der kritischen Geschwindigkeit zwischen 0 und 0,1 m/sek, so gering, daß der Widerstand für dieses Intervall nahezu

¹⁾ Rietschel: Untersuchung von Filterstoffen für Lüftungsanlagen, Gesundh.-Ing. 1889, Nr. 4.

linear abhängig von L oder v gefunden wurde. Dieses Ergebnis ist in Übereinstimmung mit dem Gesetze von Bunsen S. 66 und von Poiseuille S. 81. Die Gleichung von Rietschel für den Filterwiderstand lautet also:

$$\frac{H_F}{1 + \frac{t_0}{273}} = \frac{m \cdot L}{F \left(1 + \frac{t}{273}\right)} \text{ m LS, . . . (57)}$$

worin bedeutet:

H_F die Widerstandshöhe des Filters in m Luftsäule,

F die Filterfläche in qm,

L die Luftmenge in cbm/Std.,

t_0 die Temperatur der zu filternden Luft in $^{\circ}\text{C}$,

t die Raumtemperatur in $^{\circ}\text{C}$, bei der die Luftmenge gegeben ist,

$m = 0,0015-0,002$ für gewöhnliches Nesseltuch (ungefähr 25 Faden auf 1 cm Länge),

$= 0,024-0,03$ für Möllersches Filtertuch (ungefähr 17 Faden Schuß und 27 Faden Kette auf 1 cm Länge),

wobei die Werte von m desto größer anzusetzen sind, je seltener eine Reinigung stattfinden soll.

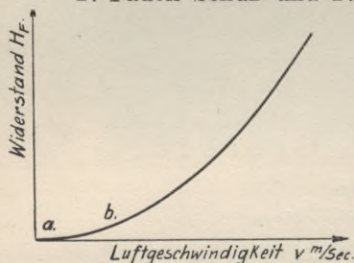


Fig. 66.
Filterwiderstand.

Die Zeit, die ein Filter, ohne gereinigt werden zu müssen, in ununterbrochenem Betriebe bleiben kann, wird natürlich in rußigen Großstädten viel kleiner sein als auf dem luftreineren

Lande. Im allgemeinen kann man in den rußreichen Städten mit nur einigen Wochen Benutzungsdauer rechnen. Verbindet man, wie von Rietschel vorgeschlagen, den Raum vor und hinter den Filtern durch dünne Röhren (unter der Annahme, daß die Luftgeschwindigkeit bei genügend großen Räumen sehr klein ist, so daß kein Geschwindigkeitsdruck auf die Rohrenden ausgeübt werden kann) mit einem Mikroanometer, so kann auf der geeigneten Glasröhre des letzteren eine Strichmarke angebracht werden, welche die durch das Filter hervorgerufene Höchstpressung bedeutet, die nicht

überschritten werden soll, damit der Ventilatorbetrieb nicht unwirtschaftlich wird. Hat die Sperrflüssigkeit bei steigender Verschmutzung des Filters diese Marke erreicht, z. B. Punkt *b* in Fig. 66, so heißt das für den Wärter, daß nunmehr die Filter zu reinigen sind, um die Betriebskosten des Ventilators herabzusetzen, und um die Filter zu schonen.

In neuerer Zeit kommen hier und da Koksfilter in Aufnahme. Nach einer Notiz¹⁾ werden dazu Koksstücke von etwa 4 cm Größe in Schichthöhen von etwa 0,5—1,5 m auf einem Roste verwendet, wobei die Luft von unten her durch die Koksschüttung nach oben zieht. Dabei soll der Widerstand des Koksfilters etwa 3 mm WS. bei 4 m/sek (?) Luftgeschwindigkeit betragen. Die Reinigung der Koksfilter von abgesetztem Staube erfolgt durch Spülen mit Druckleitungswasser von oben her.

Auch Filter aus Holzwolle, Filz und Watte werden ausgeführt. So sind beispielsweise in dem neuen Rudolf-Virchow-Krankenhaus in Berlin sämtliche Frischluftversorgungen mit Wattefiltern ausgerüstet worden.

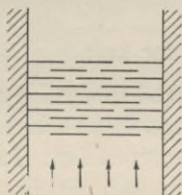


Fig. 67.

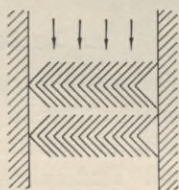


Fig. 68.

Streiffilter oder Staubfänger.

Für Lüftungsanlagen, die nur auf Temperaturunterschied beruhen, bieten gewöhnlich die beschriebenen Filter einen zu großen Widerstand. Deshalb läßt man sie hier fort oder verwendet sog. Streiffilter oder Staubfänger, deren Prinzip aus Fig. 67 und 68 hervorgeht: die Luft strömt in der Pfeilrichtung zwischen den aufgespannten, sehr rauhen Filtertüchern hindurch und streift dabei die meisten der mitgeführten Unreinigkeiten ab. Fig. 68 gibt gleichzeitig das Schema des Streiffilters von David Grove in Berlin wieder.

¹⁾ Gesundh.-Ing. 1905, No. 10.

d. Das Reinigen der Luft durch Wasserschleier.

Die Versuche, eine Reinigung der Frischluft durch Waschen zu erzielen, sind nur mittels des Sprühregens gelungen. Natürlich muß eine Vorwärmung der Luft vorausgehen, damit das Wasser bei Kältegraden nicht gefriert. Durch eine Reihe Brausen wird alsdann ein breiter Wasserschleier erzeugt, den die Luft zu passieren hat, und der die in ihr enthaltenen Verunreinigungen niederschlägt. Das Wasser kann in großen Auffangbecken den Schmutz absetzen und mittels Pumpe im Kreislaufe wieder zur Luftreinigung verwendet werden. Die Nachteile dieser Luftwaschung sind der teure Betrieb und die unvermeidliche Aufnahme von Wasser. Letzterer Umstand ist benutzt worden, um gleichzeitig eine Befeuchtung der Luft (siehe unter e) zu erzielen. Danach ist dann die Wassermenge so zu regeln, daß die Luft nach ihrer Nachwärmung gerade den verlangten Sättigungsgrad besitzt. Die Aufrechterhaltung dieses Normalzustandes wird bei größeren Anlagen in Nordamerika stets durch automatische Feuchtigkeitsregler gewährleistet.

e. Die Befeuchtung der Luft.

Nach den Ausführungen auf Seite 38 wird aus hygienischen Gründen eine Luftfeuchtigkeit verlangt, die sich in den Grenzen von 30—60% in den Räumen zu bewegen hat. In Gemäldegalerien und Textilfabriken soll ein höherer Feuchtigkeitsgehalt, und zwar je nach Erfordernis 50—75%, herrschen. Natürlich haben die Angaben einer relativen Feuchtigkeit nur dann Wert, wenn sie sich auf eine bestimmte Temperatur beziehen, und diese muß daher in jedem Falle, der vorliegt, berücksichtigt werden. Die von außen entnommene kalte Luft ist nun fast gesättigt; bei der Erwärmung auf Raumtemperatur nimmt jedoch der relative Feuchtigkeitsgehalt ab, und das Defizit muß bis zu dem verlangten Grade künstlich ersetzt werden. Dieses kann entweder in jedem einzelnen Raume lokal oder aber nach der Reinigung und einer erstmaligen Vorwärmung an einer gemeinsamen Stelle, also zentral geschehen.

Zur lokalen Befeuchtung sind die verschiedensten Methoden versucht worden. Von vornherein auszuschließen sind für Aufenthaltsräume jene Apparate, die den Dampf aus der Zentralheizungsanlage durch zeitweiliges Öffnen von Hähnen oder Ventilen benutzen, weil dieser Dampf stets einen eigentümlichen Geruch aus der Rohrleitung her besitzt. Die Wasserverdunstung in offenen Gefäßen über Heizkörpern ist oft nicht im entferntesten ausreichend, da die nötige Luftbewegung fehlt. Mehr zu empfehlen ist daher die Aufstellung der Verdunstungspfannen in oder vor den Mündungen der Zuluftkanäle. Auch die Verdunstung des Wassers von Flächen ist angewendet worden, indem Tücher oder Löschpapier nach System Katz in Waiblingen mit dem unteren Rande in Wasser getaucht wurden und letzteres durch kapillare Wirkung an der Stofffläche hochstieg. An den Stoffflächen setzt sich nach kurzer Benutzungsdauer bereits viel Staub ab. — Ferner werden unglasierte Tongefäße aufgestellt, durch deren Wandungen das Wasser auf die Außenoberfläche austritt und von hier an die Luft abdunstet (Keramische Kunstwerkstätten, Berlin W.). Fast alle diese Vorrichtungen leiden an dem Umstande, daß die Feuchtigkeit nicht regelbar ist. Wirkungsvoller und auch regelungsfähig sind Apparate, die ein Fortschleudern von Wassertröpfchen bewirken. Hierher gehören die auf Seite 129 erwähnten Strahlgebläse von Mestern & Cie., die unter gleichzeitiger Lieferung von Frischluft besonders für die Textilfabrikation zu empfehlen sind. Ferner sind Springbrunnen in ihren verschiedensten Ausführungen z. B. in Restaurants bei Vorhandensein der nötigen Luftbewegung, etwa durch Deckenfächer, äußerst zweckerfüllende Vorrichtungen. Für medizinische Zwecke im besonderen liefert die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft einen mittels

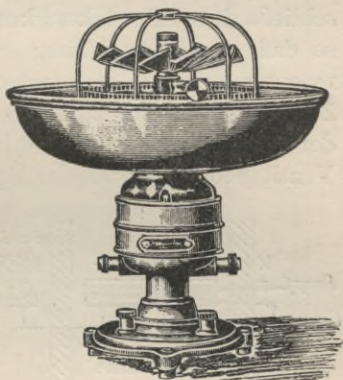


Fig. 69.
Luftbefeuchtungsapparat
nach Prött.

Elektroventilators betriebenen Tischluftbefeuchter nach System Prött, den die Abbildung 69 veranschaulicht. Derselbe befeuchtet und erfrischt die Raumluft durch Beimischung von Medikamenten in die Flüssigkeit nach ärztlicher Vorschrift, z. B. mit Tannenduft, Ozon, durch welches die Bakterien abgetötet werden. Auch für Fabriksäle eignet sich der Apparat.

Bei einem von Rietschel konstruierten automatischen Befeuchtungsapparate wird ein Wasserstrahl aus einer feinen Düse gegen ein Prellblech geschleudert und feinst zerstäubt. Bei Überschreitung der normal eingestellten Raumfeuchtigkeit längt sich das Haar eines Haarhygrometers und schließt durch Kontaktwirkung einen elektrischen Stromkreis, so daß durch Anziehung eines Ankers auf einen Elektromagneten ein mit dem ersteren verbundenes Wasserventil den Zutritt des Wassers zur Düse abschließt. Bei Unterschreitung der Zimmerfeuchtigkeit wird der Stromkreis und damit das Ventil geöffnet, und der Apparat tritt wieder in Tätigkeit.

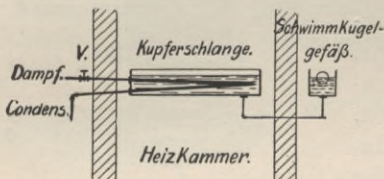


Fig. 70.
Verdunstungspfanne.

So geht das Spiel um einen Normalzustand hin und her.

Bei der zentralen Befeuchtung werden im allgemeinen dieselben Hilfsmittel in Anwendung gebracht wie bei der Einzelbefeuchtung. Eine sehr verbreitete und bewährte

Einrichtung sind die Wasserverdunstungsschalen (Fig. 70), bei denen durch eine eingelegte Heizschlange das Wasser zum Verdampfen gebracht wird. Durch ein Schwimmkugelgefäß wird der Wasserstand auf konstanter Höhe erhalten. Die Verdunstung erfolgt rascher oder langsamer, je nachdem die Heizschlange durch das außerhalb der Heizkammer sitzende Regulierventil *V* mehr oder weniger in Tätigkeit gesetzt wird. Die Verdunstungsschalen werden meist über der Heizung in der Heizkammer montiert und sollen mit Füll- und Entleerungshahn zum Ausspülen versehen sein. Als sehr wirksam sind die Zerstäubungsbefeuchter zu bezeichnen, bei denen Druckwasser von der Wasserleitung aus feinen

Düsen austritt und gegen Prellbleche geschleudert wird, wo es zerstäubt. Derselbe Effekt wird in größerer Weise durch die unter »Luftwaschung« beschriebenen Brauseapparate erzielt. Auch werden Wasserschleier in der Weise verwendet, daß das Wasser aus Düsen gegen ein Messingnetz geschleudert wird, das über den ganzen Querschnitt der Luftkammer vom Fußboden bis zur Decke ausgespannt ist (vgl. Fig. 85) und von der Luft durchzogen werden muß. Damit das ausgeworfene Wasser sich besser der Luft mitteilt, wird auch vielfach dieses Brausewasser erwärmt, indem es vermittelst einer Zentrifugalpumpe (»P« in Fig. 74) im Kreislaufe durch ein mit Heizschlangen versehenes Gefäß gepreßt wird. Trotzdem geht noch sehr viel Wasser in Form von Tröpfchen an die Ventilationsluft über und muß deshalb durch besondere Lufttrockner wieder ausgeschieden werden. Dies sind eine Anzahl Reihen von schräg gegen den Luftstrom gestellten Blechen, an denen sich die Luft beim Durchströmen stößt und das mechanisch mitgerissene Wasser auf diese Weise abschneidet. Fig. 71 stellt eine Reihe solcher Trockenbleche im Grundriß und Aufriß dar, von denen mehrere Reihen hintereinander angeordnet werden, so daß dieselben von der Luft im Zickzackwege durchstrichen werden müssen.

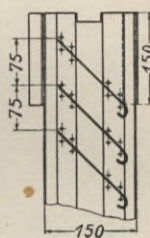
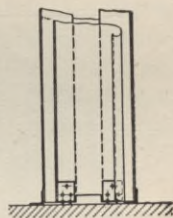


Fig. 71.
Lufttrocknungs-
bleche.

(Aus: The Eng. Rec. 1904)

In Fig. 72 ist eine Luftwasch- und Trockeneinrichtung der Buffalo Forge Co. in perspektivischem Schnitte dargestellt: Die Luft strömt von vorn nach hinten zunächst durch die Doppelreihe senkrechter Wasserröhren r , die aus je 10 Düsen d Wasser zerstäuben. Darauf muß der fast mit Feuchtigkeit gesättigte Luftstrom die dahinter sichtbaren, eng aneinander stehenden Trockenbleche b , von denen natürlich nur die vordere Reihe sichtbar ist, im Zickzack durchstreichen, um das mechanisch mitgerissene Wasser abzusondern. Die ganze Einrichtung ist in einem Blechkasten montiert.

Die Firma Gebr. Körting in Hannover führt eine Luftbefeuchtung mittels überhitzten Wassers nach System Sconfiatti¹⁾ aus. Das überhitzte Wasser, welches direkt aus einem Dampfkessel entnommen werden kann, verdampft beim Austritt aus Düsen und bewirkt eine fast vollständige Sättigung der Luft.

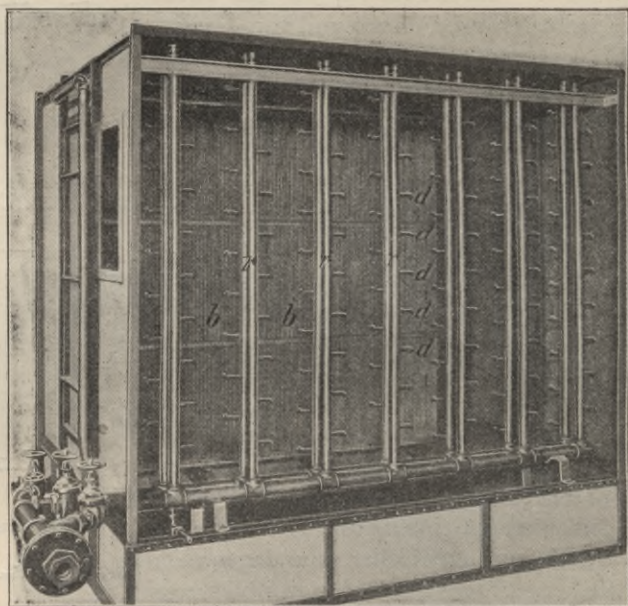


Fig. 72.
Luftwaschung mit Streudüsen.
(Aus: The Engineering Magazine 1908.)

Auf eine sichere Regelung der zuzuführenden Feuchtigkeit wird bei uns noch viel zu wenig geachtet. Dieselbe kann am einfachsten in der Weise durchgeführt werden, daß man die Luft bei einer bestimmten, unveränderlichen Vorwärmtemperatur voll mit Wasserdampf sättigt, so daß sie bei der darauf erfolgenden Nachwärmung auf Raum-

¹⁾ Luftbefeuchtungsanlagen nach Sconfiatti, Gesundh.-Ing. 1904, Nr. 26, Verl. R. Oldenbourg, München.

temperatur gerade den verlangten Prozentsatz der Sättigung hat. Dieser berechnet sich nach der früher abgeleiteten Gl. (11).

Jedoch ist die Regulierung von Hand nicht so einfach zu bewerkstelligen, wenn sie einigermaßen befriedigend ausfallen soll. Denn jede vorgenommene Änderung des Feuchtigkeitsgehaltes bedingt naturgemäß die längere Beobachtung eines an der Heizkammerwand von außen ablesbaren Hygrometers. Hinzu kommt, daß sowohl die Wassertemperatur als auch die Luftgeschwindigkeit einen Einfluß auf die Aufnahmefähigkeit der Luft für Wasserdampf haben, und daß demnach mit jeder Verstellung der geförderten Luftmenge zugleich eine Veränderung der zugeführten Feuchtigkeit erfolgen müßte. Daraus ergeben sich große Schwierigkeiten für die Bedienung.

Die Amerikaner haben als die ersten die automatische Regelung des Feuchtigkeitsgehaltes der Luft durchgeführt. Zum Beispiel hat Johnson einen Feuchtigkeitsregler »Humidostat« konstruiert, der auf demselben Prinzipie beruht wie die Johnsonschen automatischen Temperaturregler, wegen deren Konstruktion auf den zweiten Teil dieses Werkes verwiesen werden muß. Diese Apparate werden in Deutschland von der Gesellschaft für automatische Temperaturregelung in Berlin bezogen. Hier sei nur kurz erwähnt, daß der Humidostat ein feuchtigkeitsempfindlicher Aufnahmekörper ist, der in dem Raume montiert wird, dessen Feuchtigkeit automatisch auf konstanter Höhe erhalten werden soll. Ist letzteres für alle Räume gleichmäßig der Fall, so genügt für eine ganze Anlage ein einziger Regler, der in den auf die Lufttrocknung folgenden Raum gehängt wird. Ist ein solcher Humidostat, dessen äußere Ansicht Fig. 73 zeigt, mittels des Drehknopfes auf eine normale Feuchtigkeit eingestellt, so reagiert er auf kleinste Schwankungen der letzteren nach oben und unten. Durch die erfolgende Bewegung des empfindlichen Teiles wird dann eine Auslösevorrichtung in Tätigkeit gesetzt. Dadurch wiederum wird ein Ventil geschlossen oder geöffnet, das zur Heizschlange des Befeuchtungs-



Fig. 73.
Humidostat.

wassers gehört, so daß die Wasseraufnahme der Luft gehemmt oder beschleunigt wird, je nach der automatischen Steuerung durch den Humidostaten. Ist keine Heizschlange vorhanden, so wird durch die Auslösevorrichtung das Ventil für die Wasserzuführung zu den Düsen oder Brausen betätigt. Freilich ist auch die Anbringung des Humidostaten im Keller noch nicht exakt genug, wenn an der Ventilation Räume teilnehmen, die von vielen Menschen benutzt werden. Letztere produzieren auch große Mengen Feuchtigkeit, und es muß in einem solchen Falle der Humidostat im Raume selbst aufgehängt sein.

Diejenige Wassermenge, die der Luft beizumischen ist, damit sie bei Raumtemperatur den gewünschten Prozentsatz der Sättigung habe, ist aus den auf Seite 55 abgeleiteten Gl. (12) und (13) zu berechnen.

f. Die Erwärmung der Zuluft.

Die Frischluft kann in einer zentral angeordneten, sich an die Filterkammer anschließenden Heizkammer sofort auf die Temperatur erwärmt werden, mit der sie in die Räume strömen soll. Bei besseren Ventilationsanlagen wird jedoch aus zwei Gründen eine Trennung in Vorwärmung und Nachwärmung vorgenommen: Erstens wird, wie wir gesehen haben, die Befeuchtung bequemer, wenn sie bei gleichbleibender Temperatur, also nach der Vorwärmung, erfolgen kann; auch ist es in diesem Falle ausgeschlossen, daß die Befeuchtungseinrichtung einfriert. Zweitens kann aber auch ein Einfrieren der Vorwärmheizkörper nie erfolgen, da dieselben schon bei Temperaturen, die weiter über Null liegen, voll im Betriebe sind, während bei einer einzigen Luft-erwärmung und schon bei Kältegraden, die nur wenig unter Null liegen, stets ein Teil der Heizfläche ausgeschaltet und deshalb der Einfriergefahr ausgesetzt ist. In Fig. 84 und 85 sind die Vorwärme- und die Nachwärmeschlangen gekennzeichnet.

Auch die Regelung der Temperatur der Zuluft, die bei uns gewöhnlich noch durch den Heizer vorgenommen werden muß, ist in Amerika zuerst auf selbsttätige Weise ein-

gerichtet worden. Die dazu dienenden automatischen Temperaturregler sollen bezüglich ihrer konstruktiven Durchbildung wieder im zweiten Teile dieses Werkes Besprechung finden; hier genügt es, wenn wir ihre Anwendung kennen lernen: Soll die Zuluft mit stets gleichbleibendem Temperaturgrade in das Luftverteilungsnetz gelangen, so müssen ihr bei schwankender Außentemperatur verschieden große Wärmemengen zugeführt werden. Zu diesem Zwecke sitzt am Anfange des Hauptluftkanales ein automatischer Regler, der das Ventil der Nachwärmeheizfläche steuert und unter Umständen vollkommen geschlossen hält, so daß in letzterem Falle bei noch nicht zu niedriger Außentemperatur nur die Vorwärmung voll im Gange bleibt. Diese wird ihrerseits wieder durch einen Regler beeinflusst, der in der Luftentnahme angebracht ist. Der Aufnahmekörper dieses Reglers wird also stets von Außenluft umspült und bewirkt eine Öffnung des Ventiles zu den Luftvorwärmheizkörpern, sobald die Außentemperatur unter die normierte Grenze sinkt.

Die Anordnung einer Luftwasch- und Vorwärmanlage der amerikanischen Firma Buffalo Forge Co. ist in Fig. 74 wiedergegeben: Die ganze Einrichtung ist maschinell gestaltet und unabhängig vom Gebäude aufgestellt, im Gegensatze zu den Lüftungseinrichtungen auf unserem Kontinente, die bis in die neueste Zeit fast ohne Ausnahme gemauerte Luftkammern haben. In Fig. 74, deren innere Einrichtung aus dem Vergleiche mit Fig. 85 zu ersehen ist, tritt die Luft bei *E* in den Apparat ein; *V* ist die Dampfleitung zur Vorwärmung, *N* zur Nachwärmung; *Th* ist ein Thermostat; *W* ist die Wasserleitung zur Luftwaschung, *P* die Pumpe, die das aus der ersteren kommende Abflußwasser wieder zur erneuten Benutzung zurückpumpt. Der Ventilator wird elektrisch durch den Motor *M* betrieben. Die Einrichtung ist also fast die gleiche wie in Fig. 85, wobei jedoch der Ventilator einmal am Anfange, das andere Mal am Ende aufgestellt ist.

Die Heizkörper zur Lufterwärmung sind im zweiten Teile dieses Werkes besprochen. Hier sei darauf hingewiesen, daß Rippenheizkörper vermieden werden sollen, weil sich zwischen den Rippen der Staub ablagert, der dann

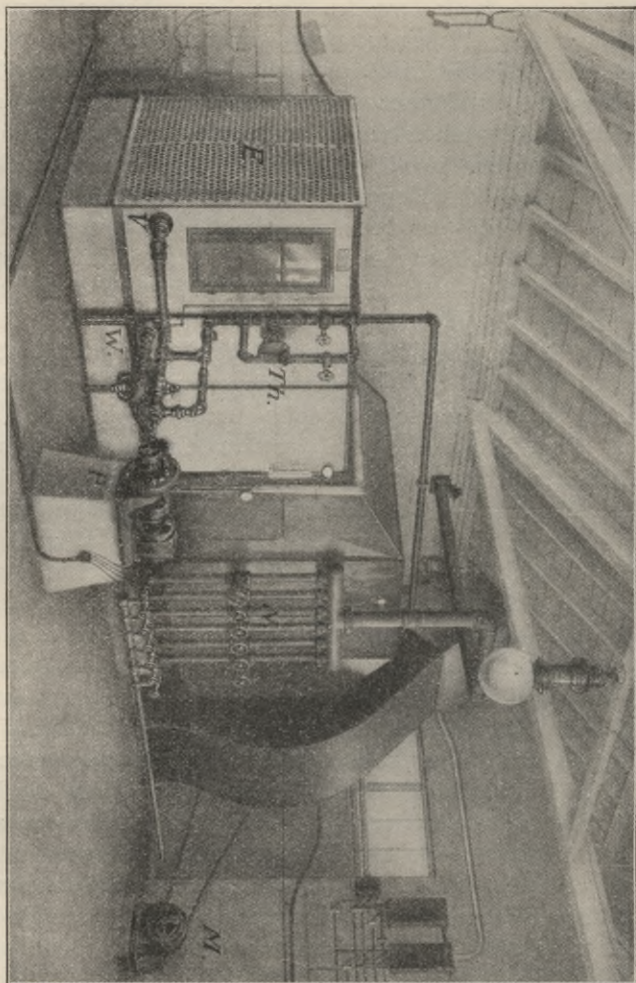


Fig. 74.

Ventilator-Anlage mit Luftwaschung und -befeuchtung.

(Aus: The Engineering Magazine 1908.)

nicht mehr zu entfernen ist. Am besten erscheinen glatte Röhren, die von Dampf oder Warmwasser geheizt und von der Luft umspült werden, das sog. Sturtevant-System; oder auch Röhrenkessel, deren Rohre von der Luft längs durchzogen, außen aber von Dampf oder warmem Wasser umgeben sind. Dabei ist die Wärmeabgabe desto größer, je höher die Luftgeschwindigkeit gewählt wird. Natürlich gibt es hier eine wirtschaftliche Grenze, da der Kraftbedarf mit dem Quadrate der Luftgeschwindigkeit wächst. Die Amerikaner wählen im allgemeinen Luftgeschwindigkeiten von 6 bis 9 m/sek, bezogen auf den zwischen den Röhren frei bleibenden Querschnitt. Näheres hierüber findet sich im zweiten Teile dieses Werkes. Infolge der erhöhten Luftgeschwindigkeit wird also die spezifische Wärmeabgabe der Heizfläche derartig gesteigert, daß notwendigerweise ihre Oberflächentemperatur abnehmen muß. Dies ist in hygienischer Beziehung ein sehr hoch einzuschätzender Vorteil, weil bei genügend hohen Luftgeschwindigkeiten die Heizfläche auch bei Dampfheizung eine so niedrige Temperatur annehmen wird, daß eine Versengung des etwa von der Luft mitgeführten Staubes nicht stattfinden kann.

Werden, wie neuerdings auch bei uns mit Erfolg versucht wurde, die in das Gebäude abzweigenden Luftleitungen aus Eisenblechen hergestellt, so wird ein erheblicher Teil der Wärme nach außen abgeleitet, der nach den Grundsätzen der Wärmetransmission (siehe zweiter Teil) zu berechnen ist. Um jedoch den Wärmeverlust zu ersparen, findet die Ausführung oft in der Weise statt, daß die Nachwärmung nicht zentral, sondern verzweigt, d. h. am Fuße eines jeden nach den Räumen aufsteigenden Kanales, erfolgt. Ja, unter Umständen wird die nur etwas vorgewärmte Luft bis in die Räume geleitet, wo sie sich an den vor der Ausströmung aufgestellten Heizkörpern erwärmt. Dabei ist in der Berechnung zu berücksichtigen, daß natürlich bei der Erwärmung im Keller ein größerer Auftrieb wirksam ist. Je tiefer also die letztmalige Erwärmung der Luft gelegt wird, desto wirtschaftlicher arbeitet die Anlage, wenn der Wärmeverlust der Kanäle durch schlecht leitende Umhüllung aufgehoben wird.

In der warmen Jahreszeit werden die eingebauten Heizflächen des öfteren als Kühlkörper benutzt, indem durch sie Leitungswasser hindurchgepumpt wird.

Dient die den Räumen zuzuführende Luft keinem anderen Zwecke als der Ventilation, so ist sie höchstens auf Raumtemperatur vorzuwärmen; soll sie dazu dienen, Wärme mitzuteilen, so muß sie über die Raumtemperatur hinaus erwärmt werden, ein Fall, der bei der Luftheizung zur Sprache kommen wird; soll jedoch durch den Luftwechsel L cbm/Std. dem Raume die Wärmemenge W WE/Std. gemäß Gl. (9) entzogen werden, so muß, wenn t_m die mittlere Raumtemperatur bedeutet, die Zulufttemperatur t' aus der früher abgeleiteten Gl. (10) berechnet werden:

$$L = \frac{W \left(1 + \frac{t_m}{273}\right)}{0,306 (t_m - t')}$$

woraus sich durch Umrechnung die Einströmungstemperatur ergibt zu:

$$t' = t_m - \frac{W \left(1 + \frac{t_m}{273}\right)}{0,306 \cdot L} \dots \dots \dots (58)$$

Da jedoch Zugerscheinungen unter allen Umständen vermieden werden müssen, so darf t' nicht weniger als 15 bis 18° C betragen. Dabei ist die Abkühlung, die eventuell in der Rohrleitung auftritt, zu berücksichtigen.

Für die Größenbestimmung der Heizfläche, die im zweiten Teile gegeben wird, muß die niedrigste äußere Temperatur, bei der der Luftwechsel noch voll erzielt werden soll, angegeben werden, die in der Regel zu — 10° C anzunehmen ist. Würde man jedoch für diese Temperatur die Luftkanäle berechnen, so würden die letzteren zu klein ausfallen, da der wirksame Auftrieb für die größte Temperaturdifferenz sein Maximum erreicht. Die Kanäle müssen vielmehr für die höchste Außentemperatur berechnet werden, bei der noch voll ventiliert werden soll. Nach Rietschel sind die höchsten Außentemperaturen wie folgt anzunehmen:

$t_a = + 25^{\circ}$ C, sofern der Luftwechsel durch die Anlage sowohl im Winter als im Sommer erzielt werden soll, wie bei mehrstöckigen Krankenhäusern, Theatern, Parlamenten usw.

Da hier keine Temperaturdifferenz zur Erzeugung des nötigen Auftriebes vorhanden ist, so kommt dabei nur mechanische Ventilation in Frage;

$t_a = + 10^{\circ} \text{C}$, sofern nur während der Heizperiode die volle Lüftung verlangt wird, wie bei einstöckigen Krankenhäusern, Schulen, Gerichtsgebäuden, Gesellschafts-, Konzert-, Versammlungs-, Verhandlungs-, Kassenräumen usw. Auch hier ist für größere Anlagen nur mechanische Ventilation anzuwenden, für kleinere Anlagen genügt bereits Auftriebslüftung;

$t_a = 0$ bis $+ 5^{\circ}$, sofern die volle Lüftung nur durchschnittlich im Winter erzielt zu werden braucht, wie in Wohnräumen, gering besetzten Geschäftsräumen usw. Hier genügt meistens die Ventilation mit natürlichem Auftrieb.

g. Die Aufstellung der Ventilatoren.

Die Ventilatoren können entweder vor oder nach der vollständigen Luftreinigung und Erwärmung eingebaut werden. Beide Arten haben ihre Vor- und Nachteile. Bei der Aufstellung am Anfange der Luftreinigung wird, falls ein direkt gekuppelter Elektromotor den Antrieb besorgt, der Motor durch den Luftstrom stets gekühlt; dafür ist er den in der Luft noch enthaltenen Unreinigkeiten voll ausgesetzt. Letzterer Übelstand läßt sich durch Verkapselung oder durch Riemenantrieb zwischen Motor und Ventilator vermeiden, wobei der Motor in einem abgetrennten Nebenraume aufgestellt ist.

Bei der Frage, ob direkte Kuppelung oder Riemenübertragung gewählt werden soll, ist zu beachten, daß bei Riemenübersetzung die schnellaufenden Normaltypen der Elektromotoren verwendet werden können, weshalb bei Betriebsunfällen leichter Ersatz zu schaffen ist. Dagegen bedarf der Riemenbetrieb stets eines größeren Raumes und größerer Wartung, er verursacht bei zu starker Nachspannung einseitigen Lagerdruck und Heißlaufen der Lager. Auch ein Durchgehen infolge Abfallens des Riemens ist bei Hauptstrommotoren nicht ausgeschlossen.

Während bei Riemenbetrieb durch entsprechende Übersetzung angemessen kleine Umlauffrequenzen des Ventilators sich erzielen lassen und damit störendes Brummen des letzteren

vermieden wird, verursacht unter Umständen gerade wieder das Schlagen des Riemens ein unvermeidliches Geräusch. Die Übertragung der Geräusche in die Stockwerke durch Mauerleitung kann zunächst durch von den übrigen Mauern vollkommen isoliert ausgeführte Fundamente außerordentlich vermindert werden. Sodann empfiehlt es sich, zur weiteren Schalldämpfung und Verhütung von Erschütterungen einen gepreßten Filz als Unterlage für die Maschinen zu verwenden, etwa von der Art wie ihn die Filzfabrik Adlershof bei Berlin in den Handel gebracht hat. Eine weitere Übertragung des Ventilatorgeräusches findet durch die Zuluftkanäle und die darin sich bewegende Luft statt. In dieser Beziehung ist also wieder die Aufstellung des Ventilators am Anfange der Luftreinigung vorzuziehen, da diese Geräusche durch die folgenden Heizröhren, Filter usw. erheblich abgeschwächt zu werden pflegen.

Die Anordnung des Ventilators am Ende der Erwärmung der Luft hat den großen Vorzug, daß ungleichmäßig erwärmte Luftschichten durch die Flügeldrehung noch einmal energisch durcheinander gewirbelt werden. Letzteres ist besonders in den Fällen wichtig, in denen neben der Luftvorwärmung noch eine Umgehungsclappe vorgesehen ist, so daß zur Herstellung einer beliebigen Temperatur in den Zuluftkanälen eine Mischung von warmer und kalter Luft vorgenommen werden muß. Ferner arbeitet der Motor in dieser Anordnung in gereinigter Luft und ist somit weniger dem Verschmutzen, und die reibenden Teile sind weniger dem Verschleiß unterworfen. Im übrigen sind die Geräusche, die sich wegen der kleineren Entfernung zu den Räumen fortpflanzen würden, durch die oben angedeuteten Maßnahmen zu vermeiden. Gegen das Brummen des Ventilatorgehäuses, das als ein Mitschwingen der Blechwandungen zu erklären ist, läßt sich durch Beschwerung des Gehäuses oder durch die Ausführung des letzteren nicht in Blech, sondern in Zement, oft mit Erfolg ankämpfen. Auch die Einschaltung eines elastischen Mittels, z. B. einer Lederverbindung, zwischen Ventilator und Hauptluftleitung, sofern letztere aus Blech besteht, ist zu empfehlen, um die Fortleitung der Geräusche zu verhindern. Schließlich

ist das beste Mittel die möglichste Herabsetzung der Turenzahlen und Wahl eines größeren Raddurchmessers.

h. Das Ozonisieren der Zuluft.

Auf der in durchgreifender Weise luftreinigenden Wirkung des Ozons, von der wir S. 28—30 bereits gesprochen haben,

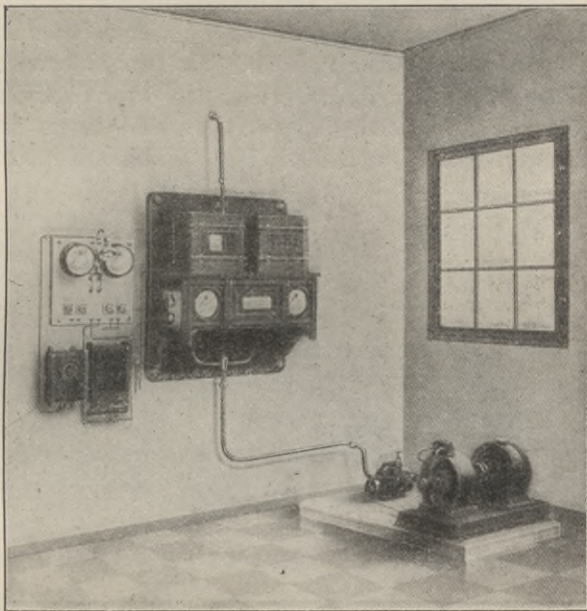


Fig. 75.
Ozonanlage für zentrale Ventilation.

beruht die Anwendung von Ozonapparaten in der Ventilationstechnik. Die Brauchbarkeit derartiger Ozonisatoren, die ja schon auf dem Gebiete der Trinkwasserreinigung so Glänzendes geleistet haben, scheint durch viele Versuche in den verschiedensten Aufenthaltsräumen bewiesen zu sein. Im Hoftheater zu Stuttgart¹⁾ hat sich der Ozonapparat System Elworthy-Kolle²⁾ der Stuttgarter Ozonapparate-Gesell-

¹⁾ Vgl. Gesundh.-Ing. 1907, Nr. 49, S. 799/800.

²⁾ Desgl. S. 796.

schaft durchaus bewährt. Solche Apparate werden an passender Stelle in den Luftzuführungskanälen untergebracht, wobei die Luft das entwickelte Ozon aufnimmt und in die zu lüftenden Räume trägt.

Die Ausführung und Anwendung von Ozonisatoren der Firma Siemens & Halske hat Erlwein¹⁾ beschrieben: Handelt es sich um große Ventilationsanlagen, so wird das Ozon in konzentrierter Form an einer außerhalb der Anlage befindlichen Zentralstelle hergestellt. Die Ozonisatoren haben dann Entladungselektroden entweder aus zwei Glaszylindern (Fig. 75) oder aus einem äußeren Glas- und einem inneren Aluminiumzylinder. Durch die Felder der stillen Entladungen

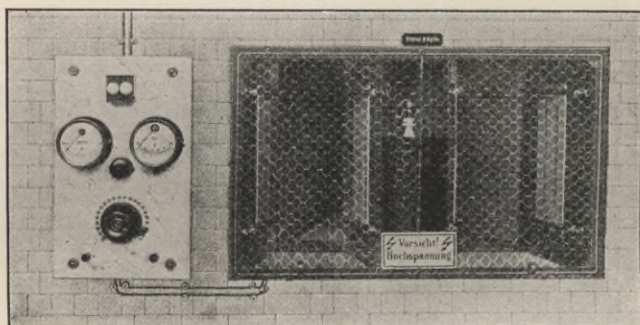


Fig. 76.

Ventilationssschacht mit eingebauter Ozonapparatur.

der Elektroden wird die Ventilationsluft mittels des Ventilators getrieben, wobei die Ozonbildung stattfindet. Diese Apparate werden mit Wechselstrom betrieben, der entweder direkt aus dem Netz entnommen oder mittels Gleichstrom-Wechselstromumformers wie in Fig. 75 gewonnen wird. Der Kraftbedarf für den Betrieb der letzteren Anlage mit zwei Kastelementen beträgt nur etwa 2 KW, da nur geringe Ozonkonzentrationen von 0,05 bis 0,5 mg Ozon pro cbm Luft nötig sind. Auch zum Einbau in einzelne Luftschächte haben Siemens & Halske entsprechende Apparate konstruiert, wie die Fig. 76 und 77

¹⁾ Erlwein: Luftreinigung durch Ozon, Gesundh.-Ing. 1908, Nr. 13; ferner: Journ. f. Gasbel. u. Wasserversorg. 1903, Nr. 43 u. 44.

in der Ansicht und im Schnitt zeigen. Hier sind Platten-
elektroden angewendet, die mit dem dazu gehörigen Hoch-
spannungstransformator mittels eines Rahmens im Luftschachte
so untergebracht sind, daß
die Luftströmung zur gün-
stigsten Ausnutzung ge-
langt. Auch andere Ozone-
elemente kommen noch
zur Anwendung. Der Ener-
gieverbrauch ist gering und
beträgt ca. 100—400 Watt
für Luftmengen von 2000
bis 8000 cbm/Std. Auch für
einzelne größere Räume,
Krankensäle, Markt- und
Schlachthallen usw. werden
transportable Ozonisatoren,
verbunden mit Ventilator-
betrieb, gebaut, die einfach
frei in diesen Räumen auf-
gestellt werden.

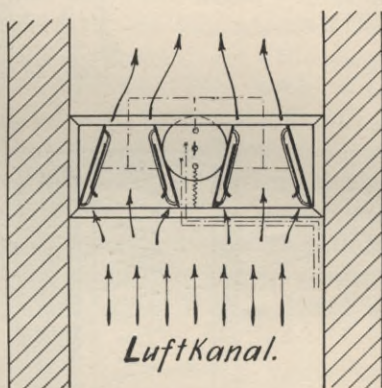
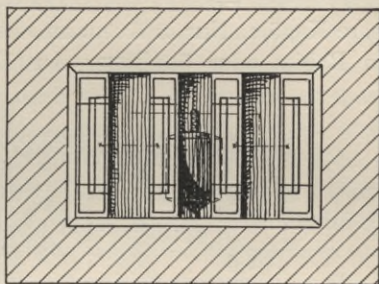


Fig. 77.

Ozonelemente nebst Transformator
in einem Ventilationsschachte.

Bemerkenswert ist auch
die Wirkung des Ozons auf
Zigarrenrauch, der bei der
Anwendung statisch ge-
ladener Elektrodenplatten
aus der Luft vollständig
niedergeschlagen wird. Na-
türlich ist eine Regulierung
der zu erzeugenden Ozone-
mengen augenblicklich entweder durch Ein- und Ausschalten
einzelner Ozonelemente oder aber durch Änderung der
Spannung möglich.

i. Die Kanalführung bis zu den Räumen.

Wie bereits angedeutet, werden die Luftwege in den
Gebäuden unseres Kontinentes fast ausnahmslos gemauert,
wobei die natürlichen, durch die Baukonstruktion des Gebäudes

gegebenen Kellerräume und Gänge zu Luft- und Heizkammern, Luftkanälen usf. unter möglicher Anpassung an ihre ursprüngliche Gestalt benutzt werden. Daraus ergeben sich dann in den meisten Fällen große, begehbare oder wenigstens beschlupfbare Kanäle. Nur in Ausnahmefällen werden die Luftleitungen in Rabitz oder ähnlicher Ausführung an die Mauern und

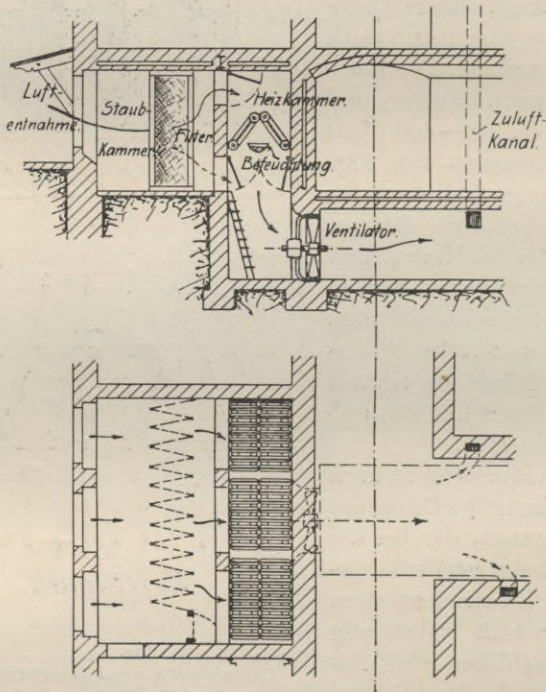


Fig. 78.

Zentralluftkammer.

Decken angehängt. Die Folge dieser gemauerten Kanalführung sind also geringe Luftgeschwindigkeiten, die in den Hauptluftkanälen 2 m/sek selten erreichen. Beispielsweise sind in Fig. 78 drei Kellerfensterschächte als Luftentnahme ausgebildet. Daran schließt sich die geräumige Staubkammer mit den Filtern und weiterhin die Heizkammer mit den Heizkörpern an. Verbunden sind diese Luftkammern durch

die oberen Luftöffnungen und durch die untere Umgehung, die im Sommer benutzt wird, wenn die Heizung abgestellt ist, um die Heizkörper vor dem Rosten zu bewahren und um den unnötigen Heizkammerwiderstand auszuschalten. Die Umschaltung wird durch eine Klappe bewerkstelligt. Auch als Mischklappe kann die letztere während der Heizperiode benutzt werden: wenn sie je nach Bedarf ein wenig geöffnet gehalten wird, so strömt kalte Luft zu und vermischt sich mit der von oben kommenden erwärmten, so daß auf solche Weise die Möglichkeit der Einstellung einer beliebigen Zulufttemperatur gegeben ist. Sämtliche Luftkammern sind durch dicht schließende, bequeme Türen begehbar. Nachdem die Luft noch aus der Befeuchtungspfanne die notwendige Wasseraufnahme erfahren hat, wird sie durch einen Ventilator in den Hauptluftkanal geblasen, der, ebenfalls gemauert, begehbar und zwischen den Fundamentmauern der Kellergänge oft durch das ganze Gebäude hindurchgeführt wird. Von diesem Hauptkanale, in dem meistens die Dampf- und Kondensleitungen der Heizung mit untergebracht werden, zweigen endlich die einzelnen kleinen Mauerkanäle wie angedeutet nach den darüber gelegenen Räumen hin ab. Infolge der zunehmenden Zahl der Abzweigkanäle könnte der Hauptluftkanal eigentlich allmählich im Querschnitte kleiner werden; jedoch wird meistens davon abgesehen und dieser Kanal in derselben Breite bis zu Ende geführt.

Die beschriebene Anordnung kann nach den gegebenen Umständen die allerverschiedenste Abänderung erfahren. Bei Lüftung mit Temperaturdifferenz würde es notwendig sein, daß die Heizröhren von unten nach oben durchströmt werden, daß überhaupt jegliche Abwärtsbewegung der warmen Luft in den Kanalzügen vermieden wird. Hier muß man sich also etwa mit an der Kellerdecke angehängten Rabitzkanälen behelfen, die mit gehöriger Steigung verlegt werden und gewöhnlich nicht länger als 10 m in horizontaler Richtung geführt werden dürfen, da der zur Verfügung stehende Auftrieb durch Temperaturdifferenz zu gering ist, als daß ein Umschlagen längerer Kanäle mit Sicherheit verhütet werden könnte. Aus diesem Umstande folgt dann ohne

weiteres meistens die Notwendigkeit, mehrere Luftkammern anzulegen, von denen die einzelnen Kanäle gruppenweise zusammengefaßt nach den Bedarfsstellen hinführen. Bei der Temperaturlüftung bedarf es einer guten Berechnung der Kanalanlage nach den in der voraufgegangenen Theorie der Luftbewegung erörterten Gesetzen, da sonst zu leicht eine umgekehrte, nicht gewollte Bewegung der Luft, z. B. direkt aus den Erdgeschoßräumen in die Räume der oberen Stockwerke hinein, erfolgen kann. Begünstigt wird ein solches Umschlagen bei zu langen horizontal geführten Kanälen, in denen dann unterwegs leicht eine Abkühlung der Luft eintritt. Eine umgekehrte Luftbewegung kann für die Bewohner des Hauses lebensgefährlich werden, wenn z. B. aus einem Krankenraume ansteckende Krankheitskeime in andere Räume übertragen werden. Aber selbst wenn eine Ansteckung nicht zu befürchten steht, ist es ekelerregend, die von anderen Personen bereits geatmete Luft noch einmal atmen zu müssen, während es ja gerade der Zweck der Ventilationsanlage ist, für den Ersatz reiner Luft zu sorgen.

Deshalb geht man immer mehr von der einfachen Temperaturlüftung zur mechanischen Ventilation mittels Ventilatoren über. Dann ist ein Umschlagen der Kanäle mit Sicherheit ausgeschlossen, und die ganze Anlage ist auch von den äußeren, besonders den Windeinflüssen, unabhängig. Die mechanische Ventilation gestattet eine Zusammenfassung der sonst notwendigen vielen kleinen Luftkammern in eine einzige Zentralluftkammer, von der nun Kanäle von beliebiger Länge mit Steigung und Gefälle abzweigen können. Hier wird dann meistens der oben erwähnte unterirdische Hauptluftkanal ausgeführt. Um bei langer Luftführung die eingetretene Abkühlung zu ersetzen, werden oft am Fuße der nach oben abzweigenden Mauerkanäle Nachwärmenischen eingerichtet; jedoch kommen diese mehr bei der später zu besprechenden Luftheizung, als hier bei der Ventilation in Frage. Die in einem weitverzweigten Kanalnetze zu erwartende Abkühlung der Luft ist nach den im zweiten Teil angegebenen Grundsätzen der Wärmetransmission zu berechnen und bei der Bemessung der Heizfläche in Rücksicht zu ziehen.

Die einzelnen zu ventilierenden Räume erhalten nun je einen oder mehrere Zuluftkanäle, die vom Hauptluftkanal abzweigen und in den Mauern nach oben geführt sind. Bei den Abzweigungen der Kanäle sollen scharfe Ecken wie in Fig. 79 vermieden werden. Da es trotz genauer Berechnung selten gelingen wird, daß jeder Zweigkanal genau die ihm zugeschriebene Luftmenge auch wirklich zugeführt erhält, so empfiehlt es sich, jeden Kanal mit einer Widerstandsklappe wie in Fig. 79 oder auch mit einer Schöpfklappe wie in Fig. 80 auszuführen, an deren Stellung, nach erfolgter Einregulierung auf die notwendige Luftmenge, im Betriebe nichts mehr geändert wird. Vorzuziehen ist noch die Abrundung der Abzweigungen nach Fig. 81 und 82, weil auch die Widerstände geringer sind.

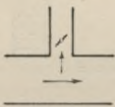


Fig. 79.

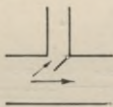


Fig. 80.

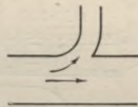


Fig. 81.

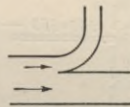


Fig. 82.

Ventilationsleitungen mit Abzweigen.

Zur Berechnung der Abzweigkanäle ist zu bemerken, daß für die senkrechte Abzweigung (Fig. 79) nur der reine Widerstandsdruck p_W in Rechnung zu setzen ist, da die senkrechte Komponente des Geschwindigkeitsdruckes p_v gleich Null ist (vergl. § 11 a). Bei Fig. 80 schneidet der Abzweigkanal mit dem Klappenwinkel α an den Hauptluftkanal an, so daß außer dem Widerstandsdrucke p_W noch die Komponente $p_v \cdot \cos \alpha$ wirksam ist. Für diesen Fall ist also für die weitere Berechnung des Abzweiges als Gesamtdruck die Summe $(p_W + p_v \cdot \cos \alpha)$ anzunehmen. Ähnliches gilt für Fig. 81. Endlich ist bei Fig. 82, wie leicht einzusehen, der Gesamtdruck $(p_W + p_v)$ für den Abzweigkanal in Rechnung zu stellen.

Das Mauern und Fugen der Luftkanäle kann aus hygienischen Gründen gar nicht sauber genug erfolgen: die Kanalwände sollen innen vollkommen glatt sein, Ungleichheiten des Steinmaterials können außen durch den Verputz

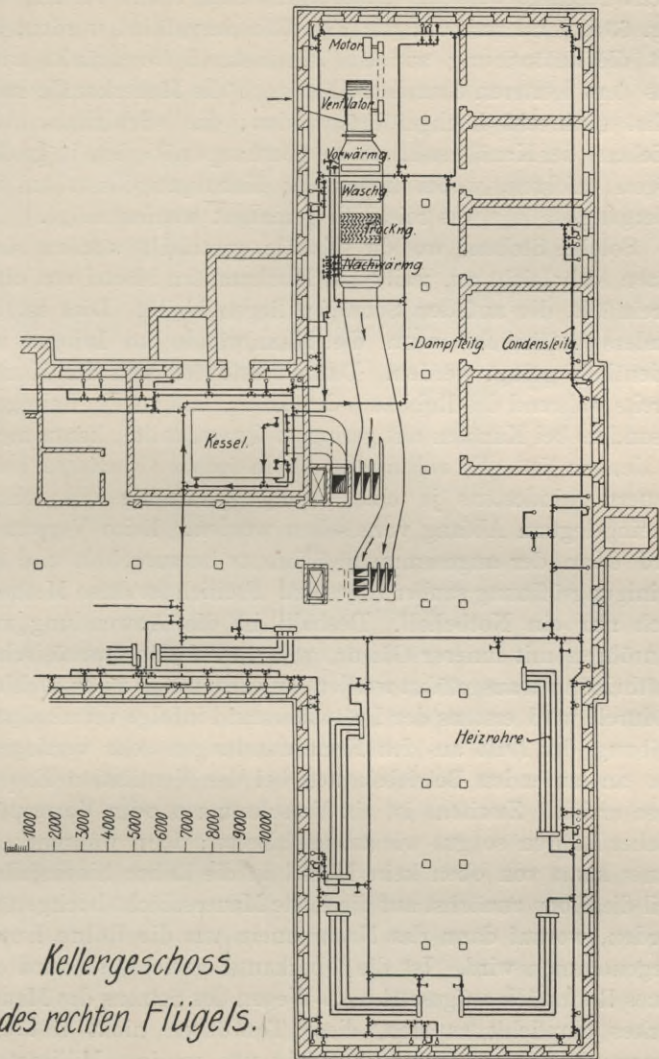


Fig. 84.

•American Bridge Company• in Ambridge, Pa.

Record 1904.)

leicht beseitigt werden. Die Fugen sollen nicht vertieft wie Fig. 63 a, sondern voll wie Fig. 63 b ausgeführt werden, damit die Luftreibung auf ein Mindestmaß beschränkt wird. Aus dem letzteren Grunde sollen auch die Mauerkanäle möglichst senkrecht hochgeführt werden; das »Schleifen« oder »Ziehen« der Kanäle soll, wo es überhaupt nötig ist, in großen Bögen erfolgen, wobei lieber der Kanalquerschnitt an der Übergangsstelle etwas reichlich gemauert werden möge.

Solche Stellen, wo die Kanäle geschleift worden sind, setzen sich leicht zu, weil beim Hochmauern Mörtel von oben hereinfällt, der auf den Schrägen liegen bleibt. Dies ist besonders gefährlich, wenn die Kanalwände im Innern unordentlich gefugt werden. Dann verstopfen sich die Kanäle bereits während des Rohbaues dermaßen, daß an ein Reinigen, besonders bei Kanälen mit geringem Querschnitte, kaum mehr zu denken ist. Es sollte deshalb in jedem Geschosse beim Mauern mindestens je eine Reinigungsöffnung mit schräg hineingelegtem Abfang vorgesehen werden. Beim Verputzen wird dann der angesammelte Schmutz herausgeholt und die Reinigungsöffnung sauber zugesetzt. Freilich ist diese Methode auch nur ein Notbehelf. Deshalb ist die Anwendung von Tonröhren mit innerer Glasur, wie sie bei den französischen Luftheizungen ausgeführt werden, angelegentlich zu empfehlen. Dadurch wird erstens der Luftwiderstand infolge verminderter Reibung der Luft an den Kanalwandungen sehr verringert, also an laufenden Betriebskosten bei der Ventilation Ersparnisse erzielt. Zweitens ist ein Verschmutzen oder Verstopfen solcher Röhren so gut wie ausgeschlossen; denn während des Baues kann von oben kein Mörtel in die Rohre hineinfallen, weil dieselben zunächst auf die letzte Mauerschicht hochgestellt werden, worauf dann das Nachmauern um die Rohre herum vorgenommen wird. Ist die Oberkante erreicht, so wird ein neues Rohrstück aufgesetzt usf. Wegen des Setzens des Mauerwerkes empfiehlt es sich, diese Tonröhren nicht fest einzumauern, sondern eine Luftschicht von wenigen Millimetern um das Rohr herum frei zu lassen. Die einzelnen Rohrstöße müssen natürlich mit Zement gut gedichtet werden, um Störungen in der Luftführung zu vermeiden.

Einen Weg, der die Anforderungen der Hygiene und Technik gleichzeitig noch besser erfüllt, haben die Amerikaner eingeschlagen. Wir sahen bereits in den Abbildungen 72 und 74, daß die amerikanischen Ingenieure bemüht sind, ihre technischen Einrichtungen möglichst unabhängig von der baulichen Ausführung der Gebäude zu machen, indem sie die Heizungs- und Ventilationsanlagen sozusagen als fertige Maschinen in den Bau einfügen. Dadurch hat es der Konstrukteur in der Hand, seine ganze Anlage so vollkommen wie

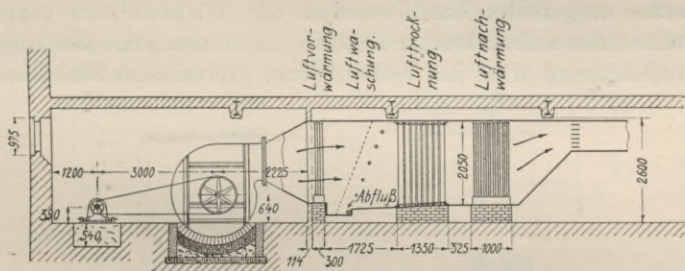


Fig. 85.

Ventilatoranlage in der «American Bridge Company».

(Aus: The Engineering Record 1904.)

möglich einzurichten, und ist nicht wie bei uns auf die Mitwirkung des Architekten und fremder Bauhandwerker angewiesen. Es ist nur notwendig, im Rohbau den nötigen Raum zu lassen. Beispielsweise stellen die dem Engineering Record 1904, Nr. 20, entnommenen Fig. 83 bis 85 einen Teil der Heizungs- und Ventilationsanlage des Verwaltungsgebäudes der American Bridge Company in Ambridge dar, das ein Erdgeschoß und drei Stockwerke besitzt. Fig. 83 zeigt einen Teil des linken Flügels des ersten Stockes, Fig. 84 einen Teil des rechten Flügels des Erdgeschosses, und Fig. 85 gibt die Ventilatoranlage mit Luftreinigung und Vorwärmung im Einzelnen wieder. Der durch einen Elektromotor angetriebene Zentrifugalventilator bläst die angesaugte Luft zunächst durch Vorwärmeschlangen, dann durch ein Messingdrahtnetz und Wasserbrausen, durch Lufttrockenbleche und schließlich durch die Nachwärmeröhren in die Hauptluftleitung. Das Äußere haben wir uns ähnlich vorzustellen wie in Fig. 74. Die ganze

Anordnung ist in Blechkonstruktion ausgeführt und in der Fabrik fertig zusammengepaßt. Die Arbeit auf dem Baue beschränkt sich also auf das Wiederaufstellen und Zusammenschrauben der einzelnen Teile. Die Luftkanäle, deren Führung aus Fig. 83 und 84 klar hervorgeht, sind aus Blechen in sehr geschickter Weise zusammengesetzt. Bei uns werden Blechlufftleitungen bis jetzt selten in Landgebäuden, wohl aber auf Schiffen verwendet. Über die praktische Herstellung solcher Blechkanäle, für die sich in Nordamerika eine eigene Praxis ausgebildet hat, berichtet uns Ohmes¹⁾ in einem Artikel, der aufrechter Aufmerksamkeit empfohlen sei. Bei guten Ausführungen wird das beste weiche, galvanisierte Stahlblech



Fig. 86.

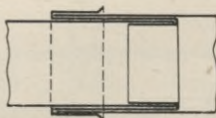


Fig. 87.

Herstellung von Luftkanälen aus Stahlblech.

verwendet; dasselbe läßt sich, ohne brüchig oder rissig zu werden, leicht biegen und zusammenhämmern. Die Blechstärke beträgt $\frac{5}{8}$ mm, wenn die Seitenlänge des Kanalquerschnittes nicht größer als 250 mm ist, $\frac{4}{5}$ mm für Seitenlängen von 250 bis 1100 mm, 1 mm für Dimensionen von 1100 bis 2000 mm, darüber hinaus ebenfalls 1 mm mit guten Verstärkungen aus 25 mm L-Eisen. Die Kanäle sind aus Schüssen von 2 bis 3 m Länge zusammengesetzt. Die einzelnen Kanalschüsse werden fix und fertig in der Werkstatt hergestellt. Bei der gesamten Kanalkonstruktion werden alle Nietungen als zu umständlich und undicht möglichst vermieden. In den folgenden Figuren sind einige wenige Beispiele der im übrigen mannigfaltigen Ausführung für die Anfertigung der Kanäle gegeben: Fig. 86 zeigt die Herstellung

¹⁾ Ohmes: Einiges über Stahl- oder Eisenblechkonstruktionen für Heizungs- und Ventilationsanlagen in den Vereinigten Staaten von Amerika. Gesundh.-Ing. 1906, Nr. 15.

eines Kanalquerschnittes, wobei durch das eigenartige Zusammenbiegen nur eine einzige Längsnaht (für größere Kanäle allerdings deren mehrere) entsteht, die durch Zusammenhämmern vollkommen dicht gemacht wird. Die so vorbereiteten Schüsse werden an Ort und Stelle durch ebenfalls in der Werkstatt hergestellte stopfbüchsenartige Verbindungen, z. B. nach Fig. 87, zusammengesteckt. Dadurch ist gleichzeitig auf die Ausdehnung längerer Rohre durch Temperaturänderungen Rücksicht genommen. Fig. 88 gibt die Anfertigung eines Kanalabzweiges wieder, die ebenfalls in der Werkstatt vorgenommen wird. Fig. 89 zeigt die Konstruktion eines



Fig. 88.

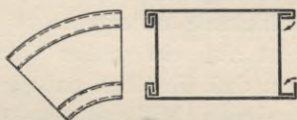


Fig. 89.

Herstellung von Luftkanälen aus Stahlblech.

Krümmers. Weitere Angaben über die verschiedenartigste Herstellung und Unterbringung der Blechkanäle enthält der angegebene Aufsatz von Ohmes. Die fertiggestellte Rohrleitung wird dann unter Zuhilfenahme von Drahtnetzen mit einer Isoliermasse bedeckt und letztere mit Segeltuch umspannt. Die Fig. 83 und 84 endlich geben ein übersichtliches Bild von der bei amerikanischen Anlagen typischen Führung der Luftleitungen.

Die Vorteile der Blechluftleitungen sind: geringe Luftreibung an den Kanalwandungen und geringe einmalige Widerstände, weil Richtungsänderungen in großen Bögen ausgeführt werden; daher ist die Anwendung größerer Luftgeschwindigkeiten, also kleiner Kanalquerschnitte, und leichtere Unterbringung im Gebäude möglich; Blechleitungen sind vollkommen luftundurchlässig, weshalb eine Luftverderbnis durch Eindringen schädlicher Gase während des Stillstandes der Ventilationsanlage ausgeschlossen erscheint. Die Verstaubung ist auf das erreichbare geringste Maß reduziert; eine Ver-

schmutzung schon beim Rohbau ist gänzlich ausgeschlossen; beim Hochmauern des Rohbaues kommt das leidige, zeitraubende und so oft doch mit negativem Erfolg ausgeführte Fügen der Luftkanäle in Fortfall; das ganze Mauerwerk kann in Rohbau hochgeführt werden, wobei nur die Hohlräume für die späteren Blechleitungen frei zu lassen sind. Bei unseren kontinentalen Heizungs- und Ventilationsanlagen wird meistens der unter Kellerfußboden angelegte Hauptluftkanal zur Unterbringung der Rohrleitungen für die Heizung mit benutzt. Dieser Umstand verführt oft dazu, daß auch noch die Wasserleitungen die elektrischen Kabel für die Licht- und Kraftleitung usw., ja in manchen Fällen [die Gasleitungen (!) im Hauptluftkanale untergebracht werden. Auch in dem Umstande ist also ein großer Vorzug der Blechlufteleitungen zu erblicken, daß dieselben naturgemäß von der eben erwähnten unangenehmen Mitbenutzung verschont bleiben. Die Verlegung der Rohrleitungen im Hauptluftkanal sollte schon aus hygienischen Gründen unterbleiben, da die verschiedenen Isolierungen, Anstriche und Dichtungsmaterialien der Zuluft Gerüche mitteilen, die natürlich eine bedenkliche Güteverminderung der Luft zur Folge haben. Auch durch die im Laufe der Jahre unvermeidlichen Reparaturarbeiten an den Leitungen werden dann störende Geräusche in die Aufenthaltsräume übertragen. Beim Undichtwerden eines Dampfrohres kann durch die senkrechten Abzweigkanäle Dampf in die oberen Geschosse gelangen usw. Die Herstellungskosten der Blechlufteleitungen dürften im Vergleiche mit sauber gemauerten und gefugten Kanälen mit Klinkerverblendung kaum teurer zu stehen kommen. Die Blechkanäle können endlich keine Änderungen im Feuchtigkeitsgehalte der Luft hervorbringen, wie dies bei der Absorption der Feuchtigkeit bei Stein- und Rabitzkanälen stets der Fall sein wird.

Durch die Anwendung von Blechkanälen auf unseren Schiffen sowie durch eine Reihe neuerer Ventilationsanlagen an Land, besonders in Fabriken, endlich durch Entstaubungsleitungen in Werkstätten ist die gute Brauchbarkeit solcher Lufteleitungen auch bei uns erwiesen.

14. Die Ventilations-Einrichtungen innerhalb der Räume.

Bei der Ventilation eines von Menschen benutzten Raumes ist die eigentliche Schwierigkeit nicht so sehr die, dem Raume auch wirklich die geforderte Luftmenge pro Stunde zuzuführen, als vielmehr ist sie darin zu suchen, daß diese Luftmenge gut verteilt an allen Stellen des Raumes zur Wirkung kommt, ohne Zegerscheinungen hervorzurufen¹⁾.

Wir müssen uns also im folgenden zunächst Klarheit über das anzuwendende System, ob Saug- oder Drucklüftung, zu verschaffen suchen. Alsdann wird es sich darum handeln, die in einem benutzten Raume auftretenden Luftströmungen kennen zu lernen, die durch äußere Verhältnisse, durch die anwesenden Personen und durch die Zuluft entstehen. Schließlich werden wir dann unter Berücksichtigung der Eintrittsgeschwindigkeit und Lufttemperatur die Anlage der Ventilationsöffnungen in den Räumen kennen lernen.

a. Drucklüftung und Sauglüftung.

Soll ein Raum ventiliert werden, so muß natürlich stets frische Luft zu- und die gleiche Menge verbrauchter Luft abgeführt werden. Damit ist noch keineswegs behauptet, daß auch stets besondere Zu- und Abluftkanäle angelegt werden müßten; denn wir haben S. 59 bereits gesehen, daß ein Raum unter Umständen auch durch die Poren und Ritzen der Umfassungswände, Fenster und Türen einen natürlichen Luftwechsel erhalten kann. Dabei wird die neutrale Zone im allgemeinen in der Mitte zwischen Fußboden und Decke des Raumes sich einstellen. Infolgedessen kann auch die Luft aus einem Raume entweichen, dem durch Zuluftkanäle frische Luft zugeführt wird, der aber keine besonderen Abluftkanäle erhalten hat (Fig. 83). Dann wird natürlich die Raumluft unter

¹⁾ Vergl. auch Hermann Fischer: Heizg., Lüftg. u. Beleuchtg. der Theater u. sonstigen Versammlungssäle. Darmstadt 1894. — Rietschel: Leitf. z. Ber. u. Entw. v. Lüftgs.- u. Heizgs.-Anlagen. 1902.

Erhöhung ihrer Spannung alle kapillaren Luftwege der Umfassungswände suchen, um nach außen zu gelangen: man spricht in diesem Falle von Überdruck- oder Pulsionslüftung. Dabei rückt, wie wir früher lernten, die neutrale Zone nach unten. Der entgegengesetzte Fall, Saug- oder Aspirationslüftung, liegt vor, wenn für die Luft wohl wirksame Abluftkanäle, aber keine besonderen Zuluftkanäle vorhanden sind: dann strömt während des Ganges der Anlage die Außenluft durch alle Poren und Ritzen in den unter Unterdruck stehenden Raum nach, wobei die neutrale Zone nach oben rückt.

Leider ist die Durchlässigkeit der Umfassungswände so sehr von allen möglichen wechselnden Verhältnissen abhängig, daß der dabei auftretende Widerstand auch nicht annähernd als bekannt in die Rechnung eingeführt werden kann. Man verfährt deshalb praktisch bei der Berechnung so, wie bereits in Gl. (46) zum Ausdrucke gebracht, d. h. man nimmt an, daß der beim Einströmen der Zuluft in den Raum entstehende Druck der Luft vollkommen durch die Undichtigkeiten der Umfassungswände wieder verloren geht, sodaß also die Geschwindigkeitshöhe beim Überströmen der Luft in den Raum in Ansatz gebracht werden muß. Der im Raume selbst zu erzeugende Überdruck D muß alsdann besonders in die Rechnung eingeführt werden, woraus sich weiter der Querschnitt des Abflußkanales ergibt. Dieser wird bei gehörigem Überdrucke gewöhnlich sehr klein; dabei kann jedoch der Fall eintreten, daß die Umfassungswände dermaßen undicht sind, daß es trotzdem unmöglich ist, den verlangten Überdruck D zu halten: deshalb müssen in die Abluftkanäle Drosselklappen eingebaut werden, die unter Umständen eine erhebliche Drosselung der Luftabfuhr zu bewirken haben, sodaß der Druck D durch Stellung der erwähnten Klappe nach Belieben einreguliert werden kann. Oft wird der Fall eintreten, daß die natürlichen Undichtigkeiten des Gebäudes so bedeutend sind, daß der berechnete Luftwechsel selbst bei geschlossenen Abluftkanälen schon voll erzielt wird. Die letzteren brauchen alsdann, solange es sich darum handelt, Überdruck im Raume zu halten, gar nicht benutzt werden.

Gerade das Umgekehrte von dem, was eben gesagt wurde, tritt natürlich bei Saugelüftung ein.

Bezüglich der Wahl des Systemes, ob Überdruck- oder Unterdrucklüftung anzuwenden ist, ist folgendes zu sagen. Da infolge von Druckdifferenzen zwischen dem Innern eines Raumes und der Außenluft ein Luftaustausch durch die Baumaterialien hindurch stattfindet, so werden im Winter kalte Luftströme durch die Poren und Ritzen der Außenwände in den geheizten Raum hinein ziehen, solange die Druckkräfte von außen nach innen gerichtet sind, d. h., wenn die neutrale Zone sich in höherer Lage im Raume befindet, unterhalb derselben. Diese kalten Luftströme verursachen Zugluft, und zwar um so empfindlicher, je höher der betreffende Raum ist, und je höher die neutrale Zone liegt. Bei längerem Sitzen an der Fensterwand eines solchen Raumes führt diese einseitige Wärmeentziehung des Körpers leicht zu Erkältungen. Hauptsächlich in Schulen, die womöglich noch starkem Windanfall ausgesetzt sind, haben die an der Fensterwand sitzenden Kinder unter diesem Übelstande zu leiden. Die Wirkung der Zugluft verspüren wir besonders unangenehm auch in manchen Theatern, wenn beim jedesmaligen Öffnen der unteren Türen des Zuschauerraumes kalte Luftwellen sich in das Innere ergießen, ebenso in Kirchen, hohen Festsälen und so fort.

In allen diesen Fällen muß das Streben des Lüftungstechnikers darauf gerichtet sein, durch Tieflegung der neutralen Zone, möglichst in die Nähe des Fußbodens, Überdruck im Raume zu schaffen, sodaß die Luft gezwungen ist, ihren Weg von innen nach außen zu nehmen. Diese Forderung ist bei hohen Räumen oft keineswegs leicht zu erfüllen. Wenn dieselben nicht baulicherseits besonders dicht hergestellt werden, so bedarf es unter Umständen einer ganz bedeutenden Maschinenarbeit und großer Luftmengen, um den erforderlichen Überdruck zu halten. Nach Versuchen von O. Krellsen. z. B. sollen 100 000 cbm/Std. in den größten Theatern hinreichen, wenn das Gebäude entsprechend dicht ausgeführt ist. Gelingt es, die neutrale Zone durch eine Überdrucklüftung in tiefer Lage unter dem Fußboden zu

halten, so können in solchen Theatern, Kirchen usw. die unteren Eingangstüren zeitweilig geöffnet werden, ohne daß Zugerscheinungen zu befürchten wären.

In Räumen jedoch, von denen Gerüche ausgehen, z. B. in Küchen, Aborten, Lagerräumen, muß das umgekehrte Prinzip Platz greifen. Hier muß durch eine Saugelüftung Unterdruck im Raume geschaffen werden, so daß die mit Gerüchen beladene Innenluft sich nicht in die Nebenräume zu ergießen vermag. Derselbe Fall liegt auch für diejenigen Krankenzimmer vor, die mit ansteckenden Kranken belegt sind. Zugerscheinungen sind alsdann durch möglichst dichte Herstellung der Umfassungswände und sorgfältige Dimensionierung und Anordnung der Zuluftkanäle auszuschließen. (Alle gewöhnlichen Krankenzimmer sind natürlich mit Überdrucklüftung zu versehen.) Ein weiteres Mittel zur Verhütung von Erkältungen bietet in diesem Falle die Aufstellung der Heizkörper längs der Außenwände, wodurch die hereinziehenden Luftströme vorgewärmt werden.

b. Die Luftströmungen in beheizten und ventilerten Räumen.

Innerhalb unserer Aufenthaltsräume ist die Luft nie ganz in Ruhe; stets sind, wenn auch meistens unfühlbar, Luftbewegungen vorhanden, die durch Temperaturdifferenzen oder unmittelbar durch Druckunterschiede hervorgerufen werden.

Die Heizkörper bewirken einen Auftrieb der sich an ihnen erwärmenden Raumluft, letztere steigt nach der Decke, gelangt zu Abkühlungsflächen, z. B. zu den Außenwänden, wird spezifisch schwerer und sinkt nach dem Fußboden, um wieder zum Heizkörper zurückzuströmen. Auch durch Temperaturunterschiede zwischen der Zuluft und der Raumluft selbst werden Zuglufterscheinungen verursacht. Empfindlicher können diese Luftströme werden, wenn sehr große und hohe Abkühlungsflächen vorhanden sind, wie z. B. in Kirchen, in denen von der Kuppel kalte Luft oft mit großer Geschwindigkeit auf die Köpfe der Gemeinde herabfällt. Hier bilden sich leicht geschlossene Luftströme, die die warme Zone durchbrechen und an bestimmten Stellen des Raumes ganz unerträglichen Zug verursachen. Dasselbe ist

in Theatern der Fall, wo das hohe Bühnenhaus ebenfalls ringsherum großer Abkühlung ausgesetzt ist. Ferner können viele dicht versammelte Personen zu erheblichen Luftströmungen Veranlassung geben, da sie alsdann ebenso wie ein großer Heizkörper wirken und einen energischen Auftrieb der Raumluft hervorrufen. Deshalb ist es beispielsweise ganz falsch, diesen Auftrieb noch dadurch zu verstärken, daß die Heizung in Form von Heizröhren unter den Bänken verlegt wird.

Ferner sind Druckunterschiede zwischen benachbarten Luftpartieen die Ursache von Luftströmungen. Beim Öffnen von Verbindungstüren wird die Luft stets von der Stelle höheren zur Stelle niederen Druckes strömen. Besonders deutlich bemerken wir diese Erscheinung, wenn in einem Theater nicht dafür gesorgt ist, daß vor und hinter dem Vorhange derselbe Luftdruck herrscht: dann treten beim Beginn eines jeden Aktes oft außerordentlich lebhaft, lästige Luftströmungen auf.

Endlich kann freie, strömende Luft infolge des Geschwindigkeitsdruckes zu Zegerscheinungen führen. Besonders bei falscher und unachtsamer Anlage der Zuluftmündungen tritt dieser Übelstand ein, während die Luftbewegung in der Nähe der Abluftgitter nicht wahrgenommen wird, da die Luft von allen Seiten gleichmäßig zuströmt und somit eine sehr kleine Geschwindigkeit besitzt. Ist die Geschwindigkeit der in den Raum eingeführten Zuluft zu groß angenommen, so kann sie um die Einmündungsstelle herum eine Aspirationswirkung auf die Raumluft ausüben. Dann wird die letztere mitgerissen, und es entstehen fühlbare sekundäre Luftumwälzungen im Raume.

Durch Kombination dieser verschiedenen Möglichkeiten entstehen innerhalb der Räume meistens ganz komplizierte Luftströmungen. Zur Feststellung derselben ist man oft genötigt, Pulverdampf oder Zigarrenrauch zu verwenden¹⁾, dessen Bewegungen nun leicht beobachtet werden können.

¹⁾ Rietschel: Lüftung und Heizung von Schulen. Verlag Jul. Springer, Berlin 1886.

c. Die Anlage der Zuluft- und Abluftmündungen.

Aus den letzten Ausführungen wird sich leicht der Schluß ziehen lassen, daß es in vielen Fällen, besonders wenn es sich um große Räume handelt, in denen sich viele Menschen versammeln, keineswegs leicht ist, die Zuluft so in den zu ventilierenden Raum einzuführen, daß einerseits der volle Luftwechsel mit Sicherheit erzielt wird, daß aber andererseits keinerlei unangenehme Zugluft auftreten kann. Wir Deutschen scheinen besonders empfindlich auch gegen nur geringfügige Luftbewegungen innerhalb unserer Räume zu sein. Vielfach

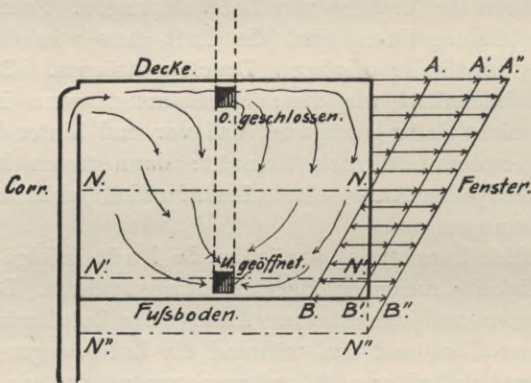


Fig. 90.

Zuluft- und Abluftkanal in einem Raume.

ist diese Empfindlichkeit wirklich unangebracht, oft spielt die Einbildung mit. In den meisten Fällen aber kann man sagen, daß wir durch unsere guten, modernen Ventilations- und Heizungsanlagen mehr verwöhnt sind als andere Nationen, die noch dazu, wie die Schweden, Engländer und vor allem die Nordamerikaner, ihren Körper durch Sportbetätigung und Leibesübungen aller Art abgehärtet haben.

Nichtsdestoweniger bleibt unsere Aufgabe bestehen, nämlich nach Möglichkeit »zugfrei« zu ventilieren. Dabei ist zunächst ein prinzipieller Unterschied zu machen, je nachdem Warmhaltung des zu lüftenden Raumes beabsichtigt ist, oder aber die Abführung von überschüssigen Wärmemengen durch die Ventilation in Frage kommt.

Am besten ist es, die warme Luft dicht unter der Decke einzuführen, falls diese keine störenden Vorsprünge hat; dann kann sich die Luft an der Decke, wie in Fig. 90, ausbreiten und, den ganzen Raum erfüllend, in dem Maße ihrer erfolgenden Abkühlung nach unten sinken.

Zu gewissen Zeiten, wenn eine Überwärmung des Raumes eintritt, wird natürlich immer das Bedürfnis bestehen, die überschüssige Wärme vorübergehend abzuführen. Deshalb sollte jeder Raum auch mit einer oberen Abluftmündung versehen sein. Aus Zweckmäßigkeitsgründen führt man die untere und die obere Abluftöffnung in denselben aufsteigenden Kanal, wie es Fig. 91 zeigt, und versieht die beiderseitigen Mündungen

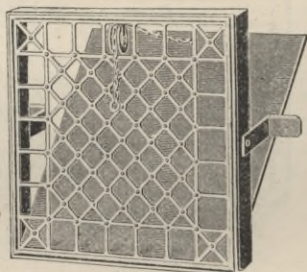


Fig. 92.
Ventilationsgitter mit Klappe.

mit Klappen oder Jalousieen, die mit Hilfe einer in bequemer Höhe an der Wand angebrachten Stellvorrichtung geöffnet oder geschlossen gehalten werden. Man hat die untere Luftöffnung auch wohl kurz »Winterlüftung«, die obere dagegen »Sommerlüftung« genannt, um auszudrücken, daß die letztere zur Abführung von Wärme dient. Fig. 92 zeigt eine praktische Ausführung einer Abluftklappe. Die Abbildung 93 veranschaulicht die Ausmündung von Blechlufteleitungen, nach amerikanischem Muster, in einem Fabriksale zwecks Zuführung der Frischluft.

Die Gitter der Zuluft- und Abluftmündungen sollen möglichst weitmaschig sein, um der durchströmenden Luft den geringsten Widerstand entgegenzusetzen. Ein bequemes Mittel, die Wirkung irgend eines Kanales sichtbar zu machen, bietet der Ventilations-Kontrollflügel von H. Recknagel. Derselbe

besteht aus einem dünnen, schmalen, schwingenden Blechstreifen, der vor der Luftmündung aufgehängt wird, und aus dessen Lage die Luftrichtung zu beurteilen ist. Es muß mit Hilfe dieses Kontrollflügels sofort bemerkt werden, wenn die Luftrichtung »umschlägt«.

Bei weitem schwieriger ist die Frage der zugfreien Ventilation für den Fall, daß es sich darum handelt, durch die Lüftung beträchtliche Wärmemengen aus Ver-

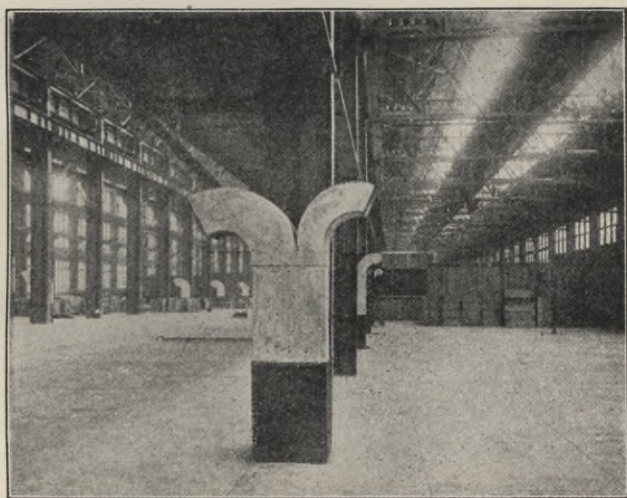


Fig. 93.

Zuluftkanäle in einem Fabriksaale.

(Aus: The Engineering Magazine 1908.)

sammlungsräumen abzuleiten, in denen sich, besonders des Abends, viele Menschen aufhalten. Hier ist die Temperatur der Zuluft niedriger als die der Raumluft. Das einfachste wäre also, die kühle Luft unten eintreten zu lassen; dieselbe würde sich erwärmen und die warmen Luftschichten gleichmäßig zur Decke heben, von wo sie mit Hilfe von Abluftkanälen weiter zu befördern wären. Jedoch ist eben die direkte Einführung der kühlen Luft am Fußboden wegen der unfehlbar eintretenden Zugerscheinungen nicht ohne besondere Vorichtsmaßregeln statthaft.

Will man trotzdem diese Aufwärtslüftung anwenden, so hat man dafür zu sorgen, daß erstens die Zuluft nur um etwa 2 bis höchstens 3 Grade kälter ist als die Raumluft, daß zweitens die Luftgeschwindigkeit sehr gering ist, d. h. nur wenige Zentimeter bis höchstens 0,3 m in der Sekunde beträgt, und daß drittens die Luft in möglicher Verteilung über den ganzen Raumgrundriß hereintritt. Die letzte Bedingung bietet die größten Hindernisse. In Zuschauerräumen hat man die Zuluft unter den Sitzen feinst verteilt eingeführt, oder man hat die Gegentritte der Balkons usw. zur Anbringung sehr zahlreicher kleiner Zuluftöffnungen benutzt. Dabei muß natürlich der Fußboden zur Aufnahme der Luftverteilung zum Teile hohl ausgeführt werden. Die Luft strömt nun senkrecht nach oben, bestreicht die einzelnen Personen und bewirkt bei gelungener Ausführung in der Tat eine angenehme Entwärmung des Körpers. An der Decke tritt dann die Luft in die Abluftleitung ein. Eine ganze Reihe großer, bekannter Theater sind nach dieser Methode gelüftet worden¹⁾, die den Vorteil bietet, daß die Atmungsgase sofort aus dem Bereiche der Menschen nach oben abgeführt werden. Hierzu tritt jedoch der Nachteil, daß Staubaufwirbelungen unvermeidlich sind, die dann in die Atmungszone der Personen hineingelangen. Auch ist es unmöglich, sehr hohe Räume mit bedeutenden Abkühlungsflächen auf diese Art zu ventilieren, weil von den abkühlenden Flächen kalte Luftströme an den Wänden herunterfallen und den Fußboden überfluten, was durch eine andere Lüftungsart vermieden werden kann. Die Gleichmäßigkeit der Temperaturverteilung in senkrechter Richtung läßt bei der Ventilation von unten nach oben oft auch zu wünschen übrig.

Eine zweite Methode für den Fall der Wärmeabführung aus den Räumen ist die entgegengesetzte Luftführung, nämlich die Abwärtslüftung. In Versammlungssälen ist diese die bei weitem am häufigsten angewendete Art. Man läßt die Luft, einige Grade kühler als die Raumluft, unter der Decke in den Saal eintreten, aber nicht in geschlossenem Strome, sondern so verteilt wie möglich. Die Luftströmung

¹⁾ Pfützner: Die Lüftung der Theater, Gesundh.-Ing. 1906, Nr. 3.

findet bei geschickter Anordnung in gleichmäßiger Weise nach unten statt. Für die Anbringung der Zuluftgitter müssen die vorhandenen Vorsprünge an der Decke, die Voüten usw. in der richtigen Weise ausgenutzt werden, so daß sich nirgends geschlossene kalte Luftströme bilden können. Die Umspülung der einzelnen Personen durch die Luftbewegung erfolgt bei der Abwärtslüftung natürlich nicht in dem ausgiebigen Maße wie bei den aufwärts gerichteten Luftströmungen. Jedoch bietet die Abwärtslüftung in den meisten Fällen eine staubreinere Atmungsluft und den großen Vorteil, daß der Luftwechsel reichlicher gehalten werden darf, so daß doch die nötige Entwärmung der Menschen gesichert bleibt.

Für viele Fälle empfiehlt Rietschel die Lüftung von oben nach oben, vorausgesetzt, daß sich in höheren Luftschichten keine Menschen aufhalten, und daß die Luft erheblich kühler als die Raumtemperatur eingeführt wird. Die Zuluft sinkt dann nach unten, durchbricht die aufwärts gerichteten Luftströme, und es findet eine lebhaftete Durcheinanderwirbelung der Luftmassen statt, die dann unter der Raumdecke in die Abluftgitter strömen.

15. Die Abluftanlage.

Die Abführung der Luft aus den Räumen hat unter Berücksichtigung einer guten Luftverteilung in den letzteren zu erfolgen. Wir haben über die Anlage der Abluftöffnungen bereits in § 14 das Notwendigste mitgeteilt und wollen noch hinzufügen, daß Abluftkanäle nicht in den Außenwänden untergebracht werden dürfen, wenn es sich nur um Ventilation durch natürlichen Auftrieb handelt; die Luft würde zu stark abgekühlt werden, und der Effekt der Anlage könnte unter Umständen ein Umschlagen der Kanäle, also verkehrte Luftströmung, sein.

In Bädern, Trockenanlagen und Küchen sind die Abluftöffnungen wegen Abführung des aufsteigenden Wasserdampfes kurz unter der Decke anzuordnen. In Laboratorien empfiehlt es sich, etwa entstehende Gerüche dadurch abzufangen, daß die Ventilationsleitungen bis an die Quelle der Verunreinigung hingeführt werden, ähnlich wie bei den Staubabsaugevor-

richtungen in gewerblichen Betrieben. Auch in Klosetts ist dieses Prinzip durch direkten Anschluß der Luftleitung an die Sitze versucht worden.

a. Die Führung der Abluftkanäle.

Die Abluftkanäle werden innerhalb der Mauerwände in derselben Weise ausgeführt, wie dies bei der Zuluftanlage beschrieben wurde. Man kann nun die Kanäle entweder einzeln direkt über Dach führen, oder sie in den Dachraum münden lassen, oder sie in einen gemeinschaftlichen Sammelkanal leiten.

Die getrennte Hochführung der Abluftkanäle über Dach ist in vielen Fällen notwendig, besonders in Krankenhäusern, wo eine Übertragung der Luft eines Raumes in einen anderen unter allen Umständen ausgeschlossen bleiben muß. Ferner führt man die Abluft von Aborten, Toiletteräumen, Küchen usw. je getrennt über Dach. Einen Nachteil bei der einzelnen Ausmündung der Luftkanäle auf dem Dach erblicken die Architekten zumeist in der Verunstaltung der Dacharchitektur.

Die Abluftkanäle gleichartiger, gewöhnlicher Aufenthaltsräume kann man zweckmäßig einzeln innerhalb des Dachraumes ausmünden lassen. Durch einen auf den First aufgesetzten »Dachreiter« findet die Luft dann ihren Weg ins Freie. Der Hauptvorteil dieser Anordnung ist der, daß bei Temperaturlüftung die einzelnen Kanäle unter vollkommen gleichen Druckverhältnissen arbeiten können. Als Nachteil ist anzuführen, daß der Dachraum im Winter temperiert ist, so daß bei einer Schneeschmelze und darauffolgendem Froste leicht eine Zerstörung der Dachverdeckung auftreten kann. Auch schlägt sich bei Unterschreitung des Taupunktes der Dachluft der Wasserdampf an dem Gebälke nieder und kann zum Faulen der Hölzer bzw. Verrosten der Eisenbinder führen. In Berlin ist außerdem die Einmündung der Kanäle unter Dach wegen der damit verbundenen Feuersgefahr verboten.

Endlich kann man die Kanäle in den Mauern getrennt nach dem Dache oder nach dem Keller führen und in einen gemeinschaftlichen Sammelkanal münden lassen.

Diese Anordnung zeigen Fig. 18 und 33. Die Sammelkanäle bestehen aus Rabitz oder aus verzinktem Eisenblech in der bereits besprochenen Ausführung. Die Sammlung der Luft im Keller ist für die Bedienung bequemer, weil in die einzelnen Kanäle leicht Thermometer eingeführt werden können, wonach dann die Regelung der Ventilation in den Räumen erfolgen kann. Dies gilt jedoch nur für den Fall, daß keine zentrale Regelung der Ventilationsanlage durchgeführt ist, wie sie im folgenden Kapitel beschrieben werden soll.

Bei der Sammlung der Abluft im Keller und Hochführung derselben in einem gemeinsamen Schacht über Dach ist zu berücksichtigen, daß infolge des längeren Luftweges und der Abwärtsleitung der warmen Luft, entgegen dem Auftriebe, eine größere wirksame Druckhöhe für die Luftbewegung zur Verfügung gestellt werden muß. Die Anlage wird deshalb in den meisten Fällen unwirtschaftlicher arbeiten als bei der andern Ausführung, wo die Abluft direkt nach oben geleitet wird. Zur Sicherung des Effektes kann im Keller am Fuße des gemeinsamen Abluftschachtes entweder ein Lockfeuer oder ein Heizkörper oder auch eine mechanische Absaugevorrichtung angebracht werden. Eine Rentabilitätsberechnung hat zu entscheiden, welche Ausführungsform in jedem einzelnen Falle zur Anwendung zu bringen ist. Im allgemeinen wird die direkte Hochführung der Abluftkanäle die größeren Vorteile bieten, schon aus baulichen Gründen, weil dabei die unteren, tragenden Mauern weniger durch die vielen Luftkanäle geschwächt werden.

b. Die Mündung der Abluft ins Freie.

In allen besprochenen Fällen wird schließlich die Luft durch Abluftschächte über Dach geführt. Bei vorheriger Sammlung der Abluft ist es zweckmäßig, in den Hauptschacht noch eine Drosselklappe einzubauen, teils um die gesamte Ablüftung ganz abstellen zu können, teils um eine Art genereller Regelung der Druckverhältnisse durch Stellung dieser Klappe zu ermöglichen.

Die Ausmündungen über Dach müssen sodann gegen Regen durch eine Überdachung geschützt sein. Dazu ver-

wendet man bei großen Schächten sog. Dachreiter mit jalousieartig angebrachten Lammellen; im übrigen aber kommen vorteilhaft die S. 102 besprochenen Lufthauben oder Deflektoren zur Verwendung, um das Eindringen des Regens zu verhindern.

Kapitel VI.

Kontrolle und Regelung der Ventilationsanlagen.

Mit der Messung und Kontrolle der zugeführten Luftmenge haben wir uns eingehend bereits bei der Besprechung der Luftbewegung beschäftigt. Aufgabe des zur Bedienung der Heizungs- und Ventilationsanlagen angestellten Maschinisten ist es nun, die geforderte Luftmenge so in die Räume einzuführen, daß deren zulässige Temperatur nicht überschritten wird, und daß der etwa für die einzelnen Säle vorgesehene Luftdruck erhalten bleibt. In ausgedehnten Gebäuden würde die für diesen Zweck zu leistende Arbeit eine außerordentlich mühsame und dabei unvollkommene und störende sein, wenn immer erst die betreffenden Räume durch das Personal betreten werden müßten, damit die Kontrolle ausgeübt werden kann. Die Industrie hat diesem Mangel

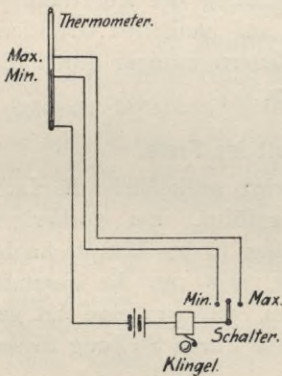


Fig. 94.

Quecksilber-Fernthermometer
mit eingeschmolzenen Kontakten.

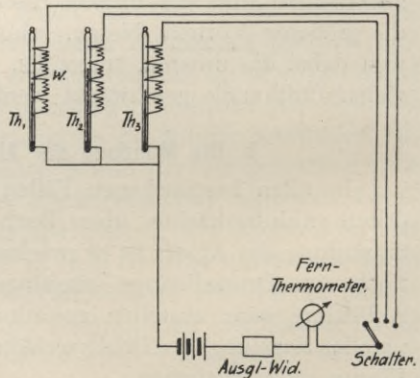


Fig. 95.

Quecksilber-Fernthermometer
mit eingeschmolzenen Widerständen.

durch Konstruktion von Fernmeßapparaten und Fernstellwerken abgeholfen. Deren Anwendung bietet den unersetzlichen Vorteil, daß es durch Unterbringung dieser Apparate in einem gemeinschaftlichen Raume nahe der Kesselanlage für den Maschinisten möglich ist, den Effekt der jeweils vorgenommenen Regulierung sofort verfolgen zu können, ohne den Bedienungsraum verlassen zu müssen.

16. Fernmeß- und Fernstellapparate.

a. Fernthermometer.

Eine der einfachsten Fernübertragungen von Temperaturen ist schematisch in Fig. 94 gezeichnet. Das in dem zu beobachtenden Raume befindliche Quecksilberthermometer hat drei in das Glas eingeschmolzene Platinkontakte, und zwar einen im Quecksilbergefäße sowie je einen für die Minimal- und Maximaltemperatur. Der Hauptstromkreis enthält im zentralen Regulierungsraume für die Bedienung die Batterie, eine Klingel und einen Schalter. Die Minimum- und Maximumklemmen des letzteren sind durch je einen Draht mit den bezüglichen Kontakten des Fernthermometers verbunden. Hat nun der Faden des letzteren den Minimumkontakt erreicht, so ertönt die Glocke beim Einrücken des Schalters auf »Min.«; ist der Maximumkontakt erreicht, so ertönt sie auch bei der Schaltung auf »Max.«. Ist die Temperatur im Raume noch unter der minimalen, so folgt bei der Einrückung kein Glockenzeichen. Diese Einrichtung läßt sich leicht für mehrere Fernthermometer vervielfältigen; dabei ergeben sich ebensoviele Drähte, wie Kontakte vorhanden sind. Statt der Klingel kann ein Klappentableau eingerichtet werden, ähnlich wie bei der Zentralisierung der Hausklingeln. Es fällt dann jedesmal diejenige Klappe vor, für welche die betreffende Temperatur erreicht ist. Diese Vorrichtung muß mit Relais ausgestattet sein, damit der Strom nicht eingeschaltet bleibt, weil sonst beim Zurückgehen des Quecksilberfadens und Abreißen desselben vom Kontakte Funkenbildung eintritt, wodurch ein Oxydieren der Kontakte bedingt ist, und deshalb der Stromschluß nicht mehr stattfinden kann.

Beim Maximum- und Minimum-Signalthermometer nach Rietschel werden zwei Thermometer mit flachen Quecksilbergefaßen verwendet, die zwischen Bügeln mit Stellschrauben zusammengedrückt werden können. Dadurch kann der Quecksilberfaden in der Kapillare hoch oder niedrig eingestellt und somit die Grenztemperaturen beliebig geändert werden, bei denen durch die Berührung der Kontakte Stromschluß erfolgt. Diese Einrichtung wird von G. A. Schultze in Charlottenburg geliefert.

Von derselben Firma ist das in Fig. 95 dargestellte Widerstandsfernthermometer konstruiert worden: Die Quecksilberthermometer Th_1 , Th_2 , Th_3 . . . befinden sich in den betreffenden Räumen und enthalten beliebig viele eingeschmolzene Kontakte, die untereinander durch kleine Widerstände w verbunden sind. Die obersten Kontakte führen einzeln zu einem Schalter in der Zentrale, während die Kontakte der Quecksilbergefaße mit nur einem Draht in Verbindung stehen, der über die Batterie und einen Ausgleichswiderstand zum Fernthermometer-Galvanometer führt. Je nach dem Vorrücken der Quecksilberfäden in den einzelnen Thermometern werden nun die kleinen Widerstände w nacheinander kurz geschlossen und somit der Gesamtwiderstand im Hauptstromkreise nach Maßgabe der erreichten Temperatur geändert. Beim Einrücken des Schalters auf den Kontakt des betr. Raumes wird also der Zeiger des empirisch als Fernthermometer geeichten Galvanometers sofort auf die bezügliche Temperatur springen, die im Raum erreicht ist. Die Anordnung hat den Vorteil, daß, außer dem Hauptzuleitungsdrahte, für jedes Thermometer nur je ein Draht zum Reguliererraume geführt zu werden braucht, trotz beliebig vieler Kontakte in den Kapillaren der Thermometer. Als Nachteil ist die mit der Zeit eintretende Oxydation der Kontakte anzuführen, da der Faden beim Zurückgehen von einem Kontakte während des Stromschlusses Funkenbildung bewirkt. Im allgemeinen ist außerdem sämtlichen Quecksilberfernthermometern eine vielfach störend wirkende Trägheit nachzusagen, die besonders bei der Kontrolle vieler Instrumente schwer ins Gewicht fällt und durch den entstehenden Zeitverlust die Regulierung erschwert.

Diese Nachteile vermeidet das neue Metall-Widerstandsfernthermometer nach Koepsel¹⁾, das ebenfalls von G. A. Schultze gebaut wird, und das außerdem eine vollkommen kontinuierliche und sofortige Fernablesung der Temperaturen gestattet. In Fig. 96 ist das Metallthermometer abgebildet, das in dem Raume aufgehängt wird, dessen Temperatur ferngemeldet werden soll. Das damit verbundene



Fig. 96
Metallwiderstands-Fernthermometer nach Koepsel mit Schaltbrett.



Fig. 97.

Quecksilberthermometer dient nur zur lokalen Temperaturablesung für die Insassen des Raumes und hat mit dem Fernthermometer keinerlei innere Verbindung. Das eigentliche Metallthermometer besteht aus enggewundenen Spiralen von dünnem Nickeldraht, die innerhalb des perforierten Blechzylinders ausgespannt sind. Ein solches Metallthermometer ist sehr empfindlich; sein Empfindlichkeitskoeffizient (vgl. S. 35) beträgt um 8 bis 10 Sekunden. Dieser mit der Temperatur veränderliche Thermometerwiderstand t ist nun in eine Differentialschaltung nach Fig. 98 eingebaut. Mit ihm in Reihe geschaltet sind der konstante Widerstand w und zwei

¹⁾ Koepsel: Über neue Fernmeßapparate der Firma G. A. Schultze-Charlottenburg. Zeitschr. f. chem. Apparatenkunde 1907, Nr. 7, Verlag Mückenberger, Berlin.

Akkumulatoren E und E' ; ein Galvanometer g bildet die Brücke, wie gezeichnet. Ist $E = E'$ und $t = w$, so heben sich die entgegengesetzt gerichteten Ströme gegenseitig auf. Ändert sich jedoch die Temperatur im Raume, so wird da-

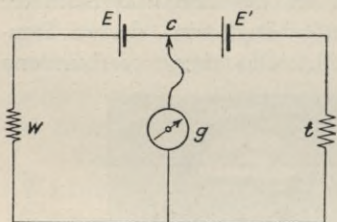


Fig. 98.

Differentialschaltung zum Koepsel-
schen Widerstandsthermometer.

durch der elektrische Widerstand t des Metalldrahtes geändert, und das Galvanometer g gibt einen Ausschlag. Die Galvanometeranzeigen werden empirisch auf Temperaturen geeicht, so daß am Ausschlage des Zeigers direkt die Raumtemperaturen abgelesen werden. Eine etwaige Verschiedenheit der elektromotorischen Kräfte E und E' wird vorher durch einen Schleifkontakt c ausgeglichen, der so lange verschoben wird, bis die Nadel des Galvanometers g (Fig. 97) auf R_0 zeigt. Auch für den Fall der Entladung der Stromquellen E und E' ist ein Schleifwiderstand vorgesehen, nach dessen Einschaltung die Nadel auf die Reguliermarke R einspielen muß. Dieselben Bezeichnungen sind auf dem Schaltbrett in Fig. 97 enthalten, während 1, 2, 3... die Temperaturen der einzelnen Räume bezeichnen. Die Ablesung erfolgt also für Fig. 97 folgendermaßen. Zuerst wird der Schalter S auf R_0 gerückt und der Knopf K_0 so lange gedreht, bis der Zeiger des Galvanometers g ebenfalls auf R_0 zeigt; dann wird der Schalter S auf die Reguliermarke R gestellt, der Knopf K gedreht und gleichfalls ein Einspielen des Zeigers auf R herbeigeführt. Alsdann kann jede beliebige Temperatur der Räume 1, 2, 3... durch Einstellen des Schalters auf diese Zahlen bei g direkt abgelesen werden. Da das Instrument kontinuierliche Temperaturangaben liefert, so können die Änderungen der einzelnen Temperaturen am Vorrücken des Zeigers bequem verfolgt werden.

Ein sehr empfehlenswertes elektrisches Widerstandsfernthermometer wird auch von Hartmann & Braun hergestellt, wobei die Wheatstonesche Brückenschaltung zur Anwendung gebracht ist.

Nicht bewährt hat sich dagegen in der Praxis das Mönichsche Fernthermometer, bei dem die Änderung der Induktionswirkung zur Verwendung gelangt, die zwei Drahtspulen mit veränderlichem Neigungswinkel ihrer Windungsebenen auf zwei gleiche Sekundärspulen ausüben. Bei gleicher Stellung der Windungsebenen verschwindet der induzierte Strom, was durch das Verstummen eines eingeschalteten ans Ohr zu legenden Telephons festgestellt wird. So sinnreich die Konstruktion in physikalischer Beziehung ist, so umständlich ist das Abhören des Telephons, wenn wie meist in der Praxis eine ganze Reihe von Temperaturen kontrolliert werden sollen.

c. Fernmanometer.

Bei der Fernmeldung von Luftdrucken in Ventilationsanlagen kommt es in der Hauptsache darauf an, in bestimmten Räumen einen gewissen Über- oder Unterdruck von höchstens einigen Millimetern Wassersäule durch den Lüftungsbetrieb aufrecht zu erhalten. Dabei handelt es sich um die auf Seite 60—65 und 170—172 dargelegten Verhältnisse, also im wesentlichen um die Kontrolle der Lage der neutralen Zone. Zur Fernmeldung gelangt stets die durch Fig. 15 wiedergegebene Anordnung in Anwendung, d. h. es wird die Druckdifferenz zwischen innen und außen an einer bestimmten Stelle des Raumes durch zwei parallel geführte Leitungen zum Regulierraum übertragen. Um richtige Angaben zu erhalten, müssen diese Leitungen stets dicht neben einander liegen, am besten in gemeinsamer Isolierung gebettet sein, damit sich eventuelle Temperatureinflüsse aufheben. Bei langen Leitungen müssen größere Rohrdurchmesser, mindestens $\frac{3}{8}$ " bis $\frac{1}{2}$ ", angewendet werden, damit ein etwaiger innerer Wasserniederschlag keine Verstopfung infolge Tropfenbildung herbeiführen kann.

Diese Leitungen werden dann mit den beiderseitigen Druckräumen eines Mikromanometers verbunden. Als solches kann entweder ein Instrument mit geneigter Glasröhre verwendet werden (Fig. 14) oder aber ein Apparat mit Zeigerablesung auf runder Skala.

Zu der letzteren Art gehört z. B. der Druckmesser von de Bruyn in Düsseldorf, Fig. 99, der sich auch zur Luftmengenmessung eignet (vgl. S. 92), jedoch bisher hauptsächlich als Zugmesser bei Kesselanlagen verwendet worden ist. Ein Hohlswimmer *C* trennt zwei Druckräume *a* und *b* durch eine Sperrflüssigkeit (Glyzerin). Unter dem Schwimmer mündet das Rohr *B* in den Raum *a*, während der Raum *b* hinten angebohrt und mit dem zweiten Rohre verbunden ist; die

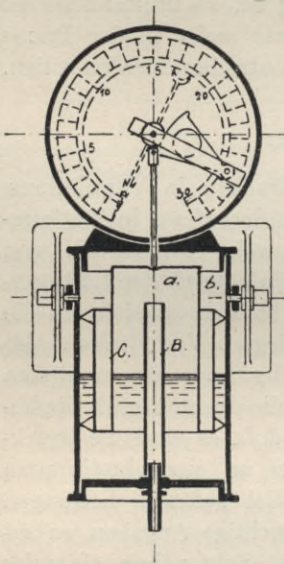


Fig. 99.

Luftmengen- und Druckmesser
von de Bruyn.

beiden Rohre führen dann in der beschriebenen Weise zu den Meßstellen. Die Bewegung des Schwimmers wird durch ein Zahnsegment auf den Skalenzeiger übertragen. Da also ein gewisses Luftvolumen zur Hebung oder Senkung der Glocke durch die Leitung strömen muß, so empfiehlt es sich, lange Leitungen für diesen Fall noch weiter als eben angegeben zu machen, um die zu überwindende Reibungsarbeit auf ein Minimum herabzudrücken. Obgleich dieser Apparat ein äußerst bequemes Instrument für die Ablesung darstellt, so ist seine Empfindlichkeit für die kleinsten Drucke aus dem genannten Grunde doch nicht so groß wie bei dem Mikromanometer mit der geeigneten Glasskala.

Sind mehrere Drucke in verschiedenen Höhen desselben Raumes oder verschiedener Räume fernzumelden, so können die Leitungen mit Hilfe von Wechselhähnen dennoch abwechselnd mit demselben Druckmesser verbunden werden.

d. Fernstellvorrichtungen.

Wird durch irgendeinen Fernmeßapparat eine Änderung im Gange der Ventilation gemeldet, so ist es wichtig, daß der Maschinenwärter nun auch sofort Abhilfe schaffen kann,

ohne den Bedienungsraum verlassen zu müssen. Dazu dienen ihm die Fernstellvorrichtungen, als welche außer den Regulierwiderständen der Ventilatoren in der Hauptsache die Fernstellklappen in Frage kommen. Man kann eine Fernstellung von Klappen auf pneumatischem und elektrischem Wege sowie durch Seilübertragung erreichen.

Die pneumatischen Einrichtungen haben sich für kontinuierliche Klappenstellung nicht bewährt, da die vielen in den Kolben- und Stopfbüchsenführungen auftretenden Undichtigkeiten sowie die Ausdehnung der Flüssigkeit mit der Temperatur Unzuträglichkeiten ergaben und die Einstellung der Klappen auf bestimmte Zwischenstellungen unmöglich machten.

Am verbreitetsten und sichersten ist die mechanische Fernstellung der Klappen mit Hilfe von Drahtseilen, die aus Litzen gedreht und über Rollen geführt sind. Man nehme als Rollendurchmesser die 30 bis 40fache Drahtseilstärke an. Das Drahtseil wird über eine Trommel gewickelt und mittels Hebels bewegt. Ein durch Zahnradübersetzung betätigter Zeiger muß die erreichte Stellung der Klappe genau erkennen lassen. Die Klappe selbst empfiehlt es sich durch Gegengewicht am Ende des Seiles auszubalancieren, damit der Hebel in jeder Lage ohne besondere Feststellung stehen bleibt, und damit die Bewegung leicht und sanft erfolgt. Ein Nachteil der Seilübertragung ist die Längung der Seile mit der Zeit und mit der Temperatur. Deshalb ist ein öfteres Nachstellen erforderlich, und zwar bei derselben Temperatur, bei welcher der Betrieb erfolgt.

Die elektrische Klappenfernstellung schließt irgendwelche störenden Änderungen aus. Diese Methode ist von G. A. Schultze in Charlottenburg ausgebildet worden; ihre Einrichtung und ihr Betrieb ist natürlich teurer als der mechanische und bisher auch wenig in Benutzung.

Neben der Fernklappenstellung von Hand führt sich in neuerer Zeit auch die automatische Klappenregulierung ein. Diese kann z. B. in Verbindung mit der Johnson-Temperaturregelung (vgl. 2. Teil dieses Buches) gebracht werden, deren Einrichtung von der Gesellschaft für selbst-

tätige Temperaturregelung in Berlin geliefert wird. Als bewegende Kraft dient dabei Druckluft von 1 Atm. Spannung, die durch einen mittels Leitungswassers betriebenen Kompressor erzeugt wird. Die Steuerung für das Öffnen oder Schließen einer solchen Klappe erfolgt durch den sog. Thermostaten, der je nach der Über- oder Unterschreitung der Temperatur an einer bestimmten Stelle (z. B. eines Saales) der Druckluft den Weg zur Wirkung auf Membranhebel freigibt oder versperrt. Für Zuluft sind derartige automatische Klappen mit Vorsicht anzuwenden, da durch plötzliches Einströmen von Luft in den Raum Zegerscheinungen auftreten können; für die oberen Abluftkanäle ist jedoch die Einrichtung brauchbar. Die Verwendung der Druckluft in der beschriebenen Weise ist natürlich auch zur Klappenfernstellung von Hand geeignet und durch Einbauen von Umschalthähnen möglich, wenn nur vollständiges Öffnen und Schließen der Klappen, jedoch keine Zwischenstellung verlangt wird.

Bei der Klappenstellung ist zu berücksichtigen, daß dieselbe in der Nähe von »Auf« sehr unwirksam ist, d. h. einer großen Klappenbewegung entspricht nur eine geringe Änderung des Luftwiderstandes und somit der Luftmenge. In der Stellung nahe bei »Zu« ist das Umgekehrte der Fall, da eine sehr geringe Klappenstellung bereits eine außerordentlich große Änderung der Luftförderung hervorruft. Es empfiehlt sich, diese Eigentümlichkeit bei der Zeigerbewegung zu berücksichtigen oder aber die Skalenteilung ungleichmäßig zu machen. Im ersteren Falle kann man z. B. durch Anwendung exzentrischer Seiltrommeln, also Veränderung des Radius bei der Trommeldrehung, zum Ziele gelangen.

17. Zentrale Bedienung von Ventilationsanlagen.

Nur als Ausnahme wird es vorkommen, daß eine Ventilationsanlage für sich allein zu bedienen ist; in den meisten Fällen wird eine Heizungsanlage mit ihr verbunden sein. Der Maschinist hat dann beide Anlagen gleichzeitig zu beaufsichtigen. Bei größeren Anlagen ist auch ein entsprechend zahlreiches Bedienungspersonal erforderlich, das unter Umständen — wie z. B. beim Reichstaghause oder in Anlagen, die

sich auf mehrere Gebäude erstrecken — einem Betriebsingenieur unterstellt ist. Die gesamte Bedienung erfolgt dann von einem zentralen Regulierungsraum aus, der unter Umständen mit einer Haustelevonzentrale auszurüsten ist. Die Einrichtung des letzteren kann so getroffen werden, daß die Apparate für Ventilation und Heizung nach den durch die Eigenart des Gebäudes bedingten Gruppen zusammengefaßt sind, oder aber auch so, daß die Ventilation von der Heizung getrennt wird. Wir wollen für das Folgende diese letztere Anordnung voraussetzen; die erstere wird sich später bei der Besprechung der Heizungsanlagen ergeben.

a. Einrichtung der Schalttafel.

Die sämtlichen zur zentralen Regelung einer Lüftungsanlage notwendigen Kontroll-, Fernmeß- und Fernstellapparate können auf einer gemeinsamen Schalttafel übersichtlich angeordnet werden. Die Reichhaltigkeit der Ausstattung richtet sich natürlich nach der Bedeutung der Anlage, und wird demgemäß die Anordnung von Fall zu Fall von der hier zu gebenden Beschreibung verschieden gestaltet werden müssen. In Betracht zu ziehen sind zusammenfassend folgende Apparate:

1. Ampère- und Voltmeter, eventuell Wattmeter, nebst Fernturenzähler für den oder die Ventilatoren, dazu die verschiedenen Schalthebel, Sicherungen, Anlaß- und Regulierwiderstände;

2. Volumeter zur Messung der gesamten Luftmenge der Anlage bzw. für die Einzellieferung nach den wichtigeren Teilen des Gebäudes, den Sälen usw., und für die Abluffförderung;

3. Manometer zur Ablesung des Druckes kurz vor und hinter den Ventilatoren, event. in besonderen Druckkammern, zur Verfolgung des Filterwiderstandes, zur Kontrolle des Über- oder Unterdruckes in den wichtigeren Räumen meistens über Fußboden, in Sälen, Küchen, bei Theatern in verschiedenen Höhen im Zuschauerraume und auf der Bühne usw.;

4. Fernthermometer für die Außentemperatur, für die erste Vorwärmung, für den Hauptzuluftkanal, für den am schwersten zu heizenden Raum, für sonstige wichtigere

Räume, bei Versammlungslokalen in verschiedenen Höhenlagen, in Kopfhöhe, auf den Tribünen und unter der Decke, ferner im Abluftschachte;

5. Klappenfernstellwerke für die Hauptluftklappen der Zu- und Abluftkanäle, für die Abzweige nach und von den bevorzugten Räumen.

Zum Betriebe der Fernthermometeranlage ist eine Stromquelle notwendig, für die meistens eine Akkumulatorenbatterie in Frage kommt. Dazu ist eine Ladevorrichtung auszuführen.

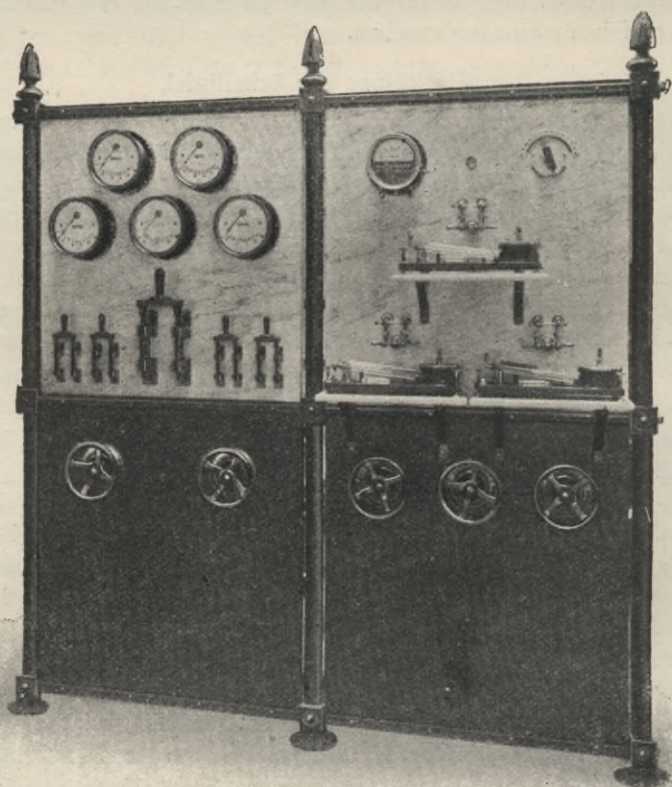


Fig. 100.

Schalttafel für die Ventilationsanlage im Stadttheater zu Rio de Janeiro.

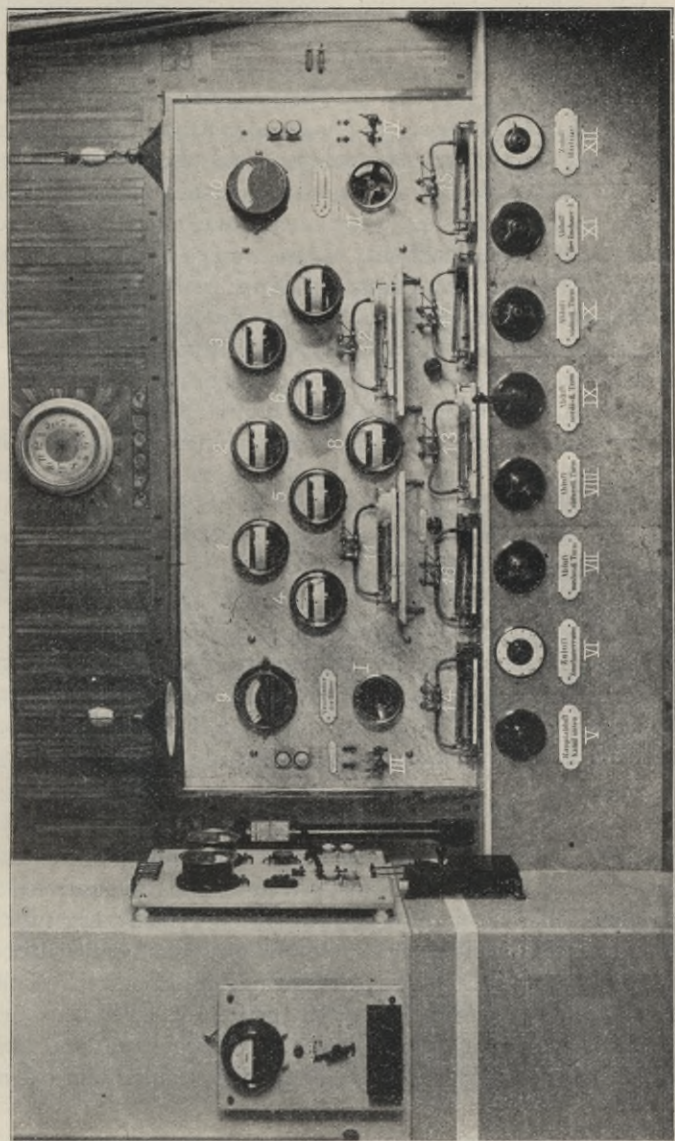


Fig. 101.
Schalttafel für die Ventilationsanlage im Neuen Stadttheater zu Nürnberg.

Wie solche Schalttafeln praktisch angeordnet werden, zeigen die umstehenden Abbildungen. Fig. 100 ist eine von den Siemens-Schuckert-Werken für das Stadttheater in Rio de Janeiro ausgeführte Schalttafel. Sie enthält links die Schalthebel nebst Ampère- und Voltmeter für die Ventilatoren, rechts die Volumeter, Manometer und Fernthermometer, unten die Handräder für die Regulierwiderstände. In Fig. 101 ist die Schalttafel für die Ventilationsanlage des Nürnberger Stadttheaters veranschaulicht. Diese Anlage¹⁾ ist in muster-giltiger Weise von der Firma Kelling in Berlin nach den Vorschlägen von Krell sen. gebaut worden. In der Mitte sitzen acht Fernthermometer System Härtmann & Braun mit kontinuierlicher Zeigerablesung, darunter sieben Pneumometer bzw. Manometer System Krell, rechts und links Ampère- und Voltmeter, Schalthebel, Regulierwiderstände und Sicherungen; ganz unten sind acht Drehvorrichtungen mit Steckhebel für die Fernbetätigung der Luftklappen angebracht. Links auf der Wand ist noch einzeln ein Fernthermometer System Koepsel sichtbar.

Die ganze Anordnung eines solchen Schaltbrettes muß wohl durchdacht und übersichtlich sein. Sämtliche Apparate sind unter Bezeichnung der Räume, zu denen sie gehören, genau zu bestimmen und mit Kontrollmarken zu versehen. Der Raum vor der Schalttafel muß durch Tageslicht oder künstliche Beleuchtung gut erhellt sein.

b. Regelung der Ventilationsanlagen.

Die Bedienung und Regulierung einer Ventilationsanlage kann auf die allerverschiedenste Weise erfolgen, und es ist unmöglich, hier bestimmte Richtlinien zu geben. Eigentlich ist die gesamte Regelung jeder einzelnen Anlage bereits durch ihr Projekt bzw. durch die Ausführung festgelegt. Deshalb ist die ausführende Firma anzuhalten, bei der Übergabe oder kurze Zeit nach der Inbetriebnahme eine genaue und ausführliche Bedienungsvorschrift auszuarbeiten und diese dem

¹⁾ Gesundheits-Ingenieur 1907, Nr. 20 u. 21, Verl. R. Oldenbourg, München.

Bauherrn zwecks Aushändigung an den Maschinisten zu überreichen. Auch ist das Bedienungspersonal durch die ausführende Firma zur richtigen Behandlung der Anlage anzuleiten und mit der Handhabung der Apparate vertraut zu machen. Denn die best erdachte und sorgfältigst ausgeführte Ventilationsanlage muß notwendigerweise versagen, sobald sie unrichtig bedient wird.

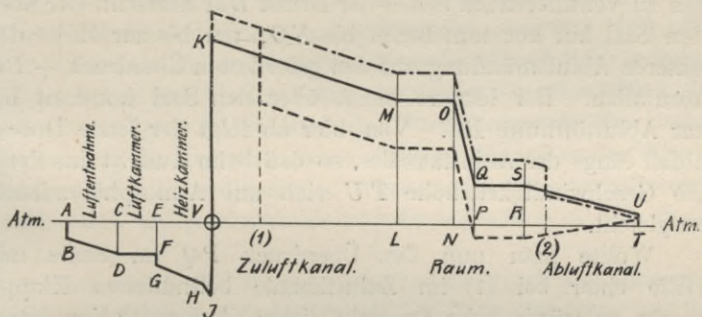


Fig. 102.

Druckverhältnisse in einer durch Ventilator betriebenen Überdrucklüftungsanlage.

Was zunächst die in den Räumen einzuhaltenenden Druckverhältnisse anbetrifft, so ist wohl ohne weiteres klar, daß ein geforderter Überdruck mit Hilfe der Abluftklappe zu regeln ist, nicht etwa durch Drosseln der Zuluft. Denn bei jeder Überdrucklüftung herrscht von der Wärmequelle im Keller bzw. vom Ventilator ab ein positives Druckgefälle, das durch den Zuluftkanal, über den zu ventilierenden Raum und längs des Abluftschachtes bis zum Austritt ins Freie allmählich und sprungweise bis auf Atmosphärendruck abnimmt. In Fig. 102 sei die Summe des Geschwindigkeits- und Widerstandsdruckes längs der Luftleitung aufgetragen, so daß die Senkrechten unter der Horizontalen die negativen Drucke, die Ordinaten über der Horizontalen die positiven Drucke darstellen. Beim Lufteintritt wird zunächst die Geschwindigkeitshöhe AB erzeugt. Dann fällt der Druck im Luftentnahmeschacht allmählich bis CD , bleibt in der Luftkammer konstant bis EF und sinkt infolge des Filterwiderstandes bis EG . In der Heizkammer kommt dann die

algebraische Summe aus positivem Auftriebsdruck infolge Erwärmung und negativem Druckverlust durch die Heizkörperwiderstände von G bis H zur Geltung. Sodann kommt der kurze Saugkanal bis zum Ventilator V , wobei der Druck sein Minimum VJ annimmt, um im Ventilatorgehäuse auf sein Maximum VK erhöht zu werden. Alsdann folgt der Druckverlust längs der Zuluftleitung, so daß beim Eintritt an der Decke des zu ventilierenden Saales der Druck LM herrscht, der über den Saal hin konstant bleibt bis NO , um bis zur Höhe der unteren Abluftmündung auf den geforderten Überdruck $+PQ$ abzufallen. Der letztere bleibt über den Saal konstant bis zur Abluftöffnung RS . Von hier ab folgt der letzte Druckabfall längs des Abluftkanales, so daß beim Austritt ins Freie die Geschwindigkeitshöhe TU sich auf Atmosphärendruck ausgleicht.

Wollte man nun den Überdruck PQ im Saale mit Hilfe einer bei (1) im Zuluftkanale befindlichen Klappe regeln, so würde beim Drosseln dieser Klappe der Ventilatordruck VK zwar bis zur punktierten Höhe ansteigen, dann aber durch die Drosselung in (1) plötzlich stark absinken und nun nach der unteren punktierten Diagrammlinie verlaufen, d. h. unter Umständen im Saale sogar Unterdruck hervorrufen. Findet dagegen die Drosselung im Abluftkanale mit Hilfe einer bei (2) sitzenden Klappe statt, dann erhöht sich der Druck vor der letzteren, d. h. im Saale bis zur oberen strichpunktierten Linie, so daß am Ventilator vielleicht derselbe Druck herrscht, wie früher bei der Drosselung mit der Zuluftklappe. Der Unterschied ist nur der, daß bei der Drosselung mit Klappe (1) der Saaldruck sinkt, während bei der Drosselung mit Klappe (2) der Luftdruck im Saale steigt. Im ersteren Falle erhebt sich die neutrale Zone, so daß in den unteren Teil des Saales Außenluft eintreten kann, im letzteren Falle sinkt die neutrale Zone unter Fußboden, und alle Druckkräfte sind von innen nach außen gerichtet.

Ähnliche Überlegungen gelten für den Fall der Unterdrucklüftung, wobei die Größe des zu erzielenden Unterdruckes natürlich mit der Zuluftklappe einzustellen wäre.

Bei den nach Fig. 102 vorgenommenen Drosselungen würde beide Male der Ventilatordruck sich erhöht haben. Dabei wird im allgemeinen die Luftmenge bei gleichbleibender Turenzahl abnehmen, wenn sich der Ventilator (vgl. Fig. 55) vorher in einem Zustande rechts von $L_2 H_2$ befand. Dieses würde nach Fig. 56 einer Abnahme der Leistung entsprechen. Da nun aber die durch den Saal zu führende Luftmenge auch nach der Drosselung die gleiche bleiben soll, so muß die Turenzahl des Ventilators erhöht werden, was mit Hilfe des auf der Schalttafel angebrachten Regulierwiderstandes so lange zu geschehen hat, bis das Volumeter wieder die geforderte Luftmenge anzeigt. Dabei wird das Fernmanometer des Saales gleichzeitig die Druckzunahme melden. So hat es der Wärter in der Hand, bei wechselnden Wärme- oder Windverhältnissen doch stets die gewünschten Druckverhältnisse in dem Saale zu halten.

Steigt nun die Saaltemperatur durch die Ansammlung der Menschen oder durch die Wärmeabgabe der Beleuchtung, was am Fernthermometer beobachtet werden kann, so muß die Luftmenge erhöht werden. Dadurch würde vielleicht die neutrale Zone sich weiter als unbedingt notwendig senken, und es kann nun, um den Widerstand zu vermindern, d. h. den Ventilator — unter entsprechender Regelung des Nebenschlußwiderstandes — mit geringerer Umdrehungszahl laufen zu lassen, die Abluftklappe mit Hilfe des Fernstellhebels am Schaltbrette langsam so lange geöffnet werden, bis die geforderten Druckverhältnisse im Saale wieder bestehen.

Wird nun im Saale stark geraucht — was dem Maschinisten telephonisch gemeldet werden müßte — so würde es sich nicht empfehlen, mit der unteren Abluftklappe weiter zu ventilieren, weil dadurch der Rauch stets wieder in die Atemzone herabgezogen werden würde. Es ist in diesem Falle vorzuziehen, die obere Abluft zu öffnen und die neutrale Zone ansteigen zu lassen.

Sind die genügende Zahl von Kontroll- und Fernstellapparaten eingebaut, so kann mit deren Hilfe z. B. in Theatern vor dem Hochziehen des Vorhanges stets dafür gesorgt werden, daß im Zuschauerraum und auf der Bühne in derselben Höhe

der gleiche Luftdruck und die gleiche Temperatur herrschen. Würde dies nicht der Fall sein, so würden bei Beginn des Aktes unangenehme Zugscheinungen durch den Ausgleich der Luftmassen eintreten.

In Küchen kann mit Anwendung der Fernmanometer stets Unterdruck gegenüber den angrenzenden Räumen gehalten werden.

Endlich ist es möglich, mit Hilfe der in genügender Anzahl vorgesehenen Fernmeßinstrumente den Ventilatorbetrieb so zu regeln, daß sich seine Kosten innerhalb der durch die Wirtschaftlichkeit gezogenen Grenzen halten. Dazu ist vor allen Dingen die Einhaltung derjenigen Betriebsbedingungen notwendig, unter denen die Ventilatoren mit dem günstigsten Wirkungsgrad arbeiten. So kann unter Umständen der Fall eintreten, daß bei nur geringer Luftförderung der Gegendruck künstlich erhöht werden muß, damit die Energiezufuhr des Zentrifugalventilators ein Minimum werde. Sind in einer Anlage viele Ventilatoren vorhanden, die lange unter derartigen Verhältnissen zu arbeiten haben, so können erhebliche Ersparnisse erzielt werden, wenn der Wärter angeleitet wird, bei einer bestimmten Luftförderung den Gegendruck mit Hilfe der Zu- und Abluftklappen so einzustellen, daß ihm Volt- und Ampèremeter oder Wattmeter den geringsten Energieverbrauch anzeigen.

II. Teil.

Die Heizungsanlagen.

Kapitel VII.

Die leitenden Prinzipien der Raumheizung.

Der normale Verlauf der Lebenstätigkeit unseres Organismus ist von Natur an den sog. Kraftwechsel gebunden. Diesen messen wir nach Rubner, indem wir die Verbrennungswärme sämtlicher in 24 Stunden umgesetzten Nahrungsstoffe addieren. Danach ergibt sich für einen Erwachsenen bei Ruhe oder nur mäßiger Bewegung ein Kraftwechsel von 2300 bis 3300 WE pro 24 Stunden im Mittel, bei stärkerer Arbeit mehr. Dieser Wärmeerzeugung steht ein gleich großer Energieaufwand des Organismus, nämlich innere und äußere Arbeitsleistung und Wärmeabgabe an die Umgebung, gegenüber, so zwar, daß die Eigen-temperatur des Körpers vermöge seiner physikalischen und chemischen Wärmeregulation (§ 4) auf konstanter Höhe von etwa 38° C erhalten bleibt. Auf thermodynamischer Grundlage könnte man also den animalischen Organismus als eine Wärmekraftmaschine auffassen, die mit automatischer Temperaturregelung ausgestattet ist. Der Gesamtwirkungsgrad dieses menschlichen Motors wird je einen günstigsten Wert bei einer gewissen Differenz zwischen seiner eigenen und der umgebenden Lufttemperatur haben. Sinkt die Umgebungstemperatur während des Winters unter eine normale Grenze, so muß die dem in Ruhe befindlichen menschlichen Körper jeweils behaglichste Temperatur der Luft künstlich wieder

hergestellt werden. Dieses bedingt die Schaffung von Heizungsanlagen in unseren Wohnstätten, da letztere ihre Wärme wiederum an die kühlere Außenluft verlieren.

Wir haben also ein doppeltes Temperaturgefälle: 1. Körpertemperatur minus Raumtemperatur und 2. Raumtemperatur minus Außentemperatur. Da Wärme ohne Arbeitsleistung nur vom einem höher auf einen niedriger temperierten Körper übergehen kann, so müssen wir zur dauernden Erhaltung dieser beiden Zustände Energie in doppelter Weise aufwenden: 1. durch Zuführung von Nahrungstoffen, die durch chemische Umsetzung im Körper dem Organismus die Lebenswärme und die Befähigung zur Arbeitsleistung verleihen, und 2. durch Freimachung der in den Brennstoffen latenten Wärmemengen zur Ersetzung der ständig verloren gehenden Raumwärme. Die Lösung dieses zweiten Problems — der Raumheizung — auf wirtschaftlicher Grundlage nach Maßgabe der hygienischen Forderungen und im Rahmen technisch-architektonischer Formen bildet im folgenden unsere Aufgabe.

18. Die Verbreitung der Wärme.

Die Ausbreitung der Wärme findet nach physikalischen Gesetzen auf dem Wege der Strahlung, der Leitung und der Konvektion statt. Die richtige Anwendung dieser Erscheinungen ist in der Heizungstechnik von höchstem Werte; deshalb wollen wir sie zunächst in kurzer Übersicht betrachten.

a. Die Wärmeübertragung durch Strahlung.

Die wärmende Strahlung wurde am frühesten zur Heizung mittels des offenen Feuers benutzt und findet heute noch bei den Kaminen und der Gasheizung, zum Teil auch bei der elektrischen Heizung Anwendung. Außer diesen sichtbaren Strahlen empfinden wir dunkle Strahlung als Wärme, die von jeder Heizquelle ausgeht.

Wir fassen die Strahlung als Schwingungsenergie des Äthers auf. Dabei besteht zwischen den sichtbaren (Licht-) Strahlen und den dunkeln (Wärme-) Strahlen qualitativ kein Unterschied, nur daß die letzteren eine größere Wellenlänge

haben als die sichtbaren Strahlen. Wegen der nachgewiesenen Identität dieser Strahlengattungen ist die frühere Unterscheidung der dunkeln Strahlung als »Wärmestrahlung« in der neueren Physik nicht mehr korrekt. Die in der Heiztechnik besonders interessierenden dunkeln Strahlen gehören dem infraroten Teile des Spektrums an und haben eine Wellenlänge von 0,76 bis 60 μ (= 0,00076 bis 0,06 mm). Gibt also ein nicht leuchtender warmer Körper Wärme ab, so geht ein Teil der Molekularbewegung desselben an seiner Oberfläche in transversale Ätherschwingungen, d. h. strahlende Energie, über, die beim Auftreffen auf einen kälteren Gegenstand je nach der Oberfläche desselben in Körperwärme sich zurückverwandeln oder als dunkle Strahlung reflektiert oder auch hindurchgelassen werden kann. Die dazwischen liegende Luft verhält sich bei diesem Vorgange diatherman, d. h. sie erwärmt sich, durch Strahlung selbst, nicht merkbar. Den experimentellen Beweis dafür können wir sofort erbringen: Befinden wir uns in der Nähe des Ofens, so empfinden wir dessen intensive wärmende Strahlung, die jedoch sofort aufhört, wenn wir eine Platte vorhalten. Durch ein hinter die Platte gebrachtes Thermometer finden wir bestätigt, daß die Luft dahinter in der Tat ebenso kalt ist wie die der übrigen Umgebung, die nicht von der Strahlung getroffen wurde.

Gleichzeitig bemerken wir, daß im allgemeinen die vorgehaltene Platte, wie die meisten festen Körper, atherman, d. h. für dunkle Strahlung undurchlässig ist. Dies gilt z. B. auch für Glas, das nur die sichtbaren Strahlen durchläßt. Die Glaswände der Gewächshäuser absorbieren also die von innen kommende dunkle Strahlung zum größten Teile, lassen jedoch die Sonnenstrahlung, die zum Leben der Pflanzen notwendig ist, herein.

Die Strahlungsintensität ist umgekehrt proportional dem Quadrate der Entfernung. In der dreifachen Entfernung von der Wärmequelle ist also z. B. nur der neunte Teil der Strahlung wirksam. Ferner ist nach Newton der Wärmeverlust eines Körpers durch Strahlung bei kleinen Temperaturdifferenzen bis 40° annähernd proportional dem

Temperaturunterschiede zwischen der strahlenden und der bestrahlten Materie. Bei größeren Temperaturunterschieden besteht diese Proportionalität mit der Differenz der 4. bis 5. Potenz der absoluten Temperaturen. Nach dem Stefan-Boltzmannschen Gesetze gilt für die Wärmemenge W , die ein schwarzer Körper von der Oberfläche F und der Temperatur t_1 durch Strahlung an einen anderen Körper von der Temperatur t_2 verliert, die Beziehung:

$$W = F \cdot c \left[\left(\frac{t_1 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_2 + 273}{100} \right)^4 \right] \text{ WE/Std.} \quad (59)$$

worin der Wert des Strahlungskoeffizienten c um etwa 10% größer anzusetzen ist als in der Tabelle von Péclet S. 229.

Das Emissionsvermögen der Körper für dunkle Strahlung hängt von der Beschaffenheit ihrer Oberfläche ab. Je rauher und dunkler die letztere, desto mehr strahlt sie, je heller oder glänzender sie ist, desto weniger Strahlung geht von ihr aus. Das beste Beispiel haben wir an dem weiß glasierten Kachelofen, in dessen nächster Nähe kaum eine Strahlung fühlbar ist, während der gewöhnliche, schwarze eiserne Ofen bereits durch Strahlung belästigen kann, lange bevor er zu glühen beginnt. Dasselbe Gesetz gilt vom Absorptionsvermögen des bestrahlten Körpers. Ein Körper mit dunkelm Anstrich wird also bedeutend mehr Strahlen absorbieren als etwa einer mit weißlackierter Oberfläche; bei letzterer ist die absorbierte wie die emittierte Strahlung kaum merkbar, und glanzpolierte Metalle strahlen praktisch gar nicht, selbst wenn ihre Oberfläche dunkel ist wie beim Kupfer. Die Kenntnis dieser Tatsachen sollte in der Heiztechnik noch besser benutzt werden. In Schulklassen beispielsweise ist es aus Gründen, die wir noch kennen lernen werden, vorteilhaft, die Heizkörper an der Fensterwand aufzustellen. Hiergegen wird bei Dampfheizung oft eingewendet, daß die Kinder zu sehr unter der Strahlung der Dampfheizkörper zu leiden hätten. Es gibt jedoch zwei Mittel, diese fast unfühlbar zu machen: Erstens dürfen die Heizflächen nicht auf einen kleinen Raum zusammengezogen werden, sondern sie sollen in Form von Rohrschlangen über die ganze Länge der Fensterwand verteilt

sein, wodurch zunächst jedes Kind einen kleineren Teil der Strahlung empfängt. Zweitens aber muß die Oberfläche der Heizkörper hellglänzend gestrichen sein, und es können dann unter solchen Umständen ganz unbedenklich Dampfschlangen in nächster Körpernähe zur Anwendung kommen. Die Farbe hat also auch auf die Wärmeabgabe der Heizkörper Einfluß; die heizende Oberfläche eines dunkeln Heizkörpers kann bei derselben Wärmelieferung kleiner sein als die eines hellen.

Ganz analog beeinflußt der Wandanstrich oder die Farbe der Tapete die Wärmeemission der Wand. Dunkelrote Wände emittieren die dunkeln Strahlen gut, von hellen oder hellblauen Wänden wird die Strahlung minder gut ausgesandt. Bei gleicher Lufttemperatur werden wir also in einem Zimmer mit dunkeln Wänden ein stärkeres Wärmegefühl haben, während hellere Wände kälter wirken.

Die Reflexion der strahlenden Energie ist bei den Gasöfen mit »Strahlungsreflektoren« aus poliertem Kupferblech nutzbar gemacht worden, um den Fußboden nach Möglichkeit warm zu halten. Auch hier folgt die wärmende Strahlung denselben Gesetzen wie die Lichtstrahlung. Allerdings ist die Brechbarkeit der unsichtbaren Strahlen weniger groß als die der roten.

b. Wärmeleitung.

Die zweite Art der Ausbreitung der Wärme ist die durch Wärmeleitung. Diese erfolgt durch direkte Berührung der Luftteilchen mit der wärmenden Oberfläche einerseits und durch Übertragung der Molekularbewegung von Schicht zu Schicht der ruhend gedachten Luft andererseits. Da die Luft zu den schlechten Wärmeleitern zählt, so kommt auch der Wärmeübertragung infolge wirklicher Leitung durch die Luftschichtungen hindurch kein erheblicher Anteil zu. Nur die direkte Überleitung der Wärme von der Heizkörperoberfläche aus ist natürlich bedeutend und nimmt mit der Temperaturdifferenz zwischen wärmender Wand und berührender Luft zu. Die Überleitung der Wärme von der Heizfläche wird also in dem Maße erheblich gesteigert, als durch Bewegung der Luft immer neue noch nicht erwärmte Luftteilchen mit der Heizkörperoberfläche in Berührung kommen.

Auf die gleiche Weise gibt die erwärmte Luft ihre Wärme an die Raumwände ab; letztere leiten sie wiederum nach außen an die Atmosphäre über. Auch die Entwärmung des menschlichen Körpers findet zum einen Teil auf diesem Wege statt. Die Wärmeüberleitung des Körpers an feuchte Luft ist größer als die an trockene Luft. — Bei diesen Vorgängen sind jedoch, wie in der hygienischen Einleitung gezeigt wurde, die physiologischen Wärmeempfindungen des Organismus scharf von den physikalischen Vorgängen am toten Substrate zu trennen. — Sturm und Regen kann unter Umständen bewirken, daß der Wärmeverlust eines Hauses durch Leitung bei nicht so tiefer Außentemperatur größer ausfällt als bei kaltem, ruhigem, trockenem Wetter.

c. Konvektion der Wärme.

Der dritte Weg der Wärmeübertragung ist der, den man Konvektion nennt, hervorgerufen durch die gegenseitige (nicht molekulare) Bewegung der Luftmassen infolge Änderung ihres spezifischen Gewichtes durch Erwärmung und darauf folgende Abkühlung. Die konvektive Bewegung der Wärme spielt eine wichtige Rolle bei der Erwärmung eines jeden Raumes als Folge der Luftströmungen und Mischung bewegter Luftpartien.

Wählen wir zur Betrachtung dieses Vorganges z. B. ein Klassenzimmer, wie es in Fig. 103 im Querschnitte¹⁾ schematisch dargestellt sei. An der Korridorwand befinde sich der geheizte Ofen. Dieser erwärmt durch Leitung die Luftschichten, die ihn berühren. Die dadurch spezifisch leichter gewordene Luft wird zur Decke emporgehoben. Zu gleicher Zeit kühlt sich die Raumluft an der kalten Fensterwand ab und sinkt nach unten zum Fußboden herab. Die Folge davon ist, wie die Untersuchungen von Meidinger²⁾ lehren, daß sich ein geschlossener Luftstromkreis vom Heizkörper

¹⁾ Fig. 103 und 104 entnommen aus: Dietz, Über Heizung und Lüftung der Schulräume, Sonderabdruck der Zeitschrift »Das Schulzimmer«, 1905, Verlag P. J. Müller & Co., Charlottenburg.

²⁾ Meidinger, Vierteljahrsschr. f. öff. Ges.-Pfleger 1898, Bd. 30.

zur Decke, an der Decke entlang zur Fensterwand, an letzterer nach unten und am Fußboden entlang zum Heizkörper zurück herstellt. Zu diesem Luftstromen gesellen sich die durch die Körperwärme der Schüler erzeugten Konvektivströme, wie es die Pfeile in Fig. 103 andeuten. Die an der Fensterwand abgekühlte Luft kann im Verein mit der (je nach Lage der neutralen Zone) von außen hereindringenden kalten Luft auf ihrem Wege unter den Schulbänken hinweg für die Kinder lästig werden und als Zugluft wirken.

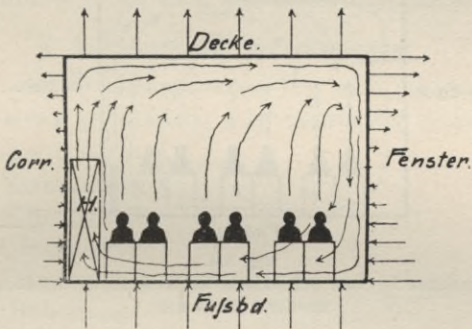


Fig. 103.

Luftströmungen in einer Schulklasse bei Aufstellung der Heizkörper an der Innenwand.

Man vermindert diesen Übelstand durch Aufstellung der Heizkörper an der Fensterwand, wie Fig. 104 zeigt. Hier haben wir ebenfalls eine Strömung der Luft vom Heizkörper zur Decke, nach der gegenüberliegenden Wand, und am Fußboden entlang zur Heizquelle zurück. Der Unterschied gegen die erste Anordnung fällt jedoch sofort auf; er besteht darin, daß die vom Fenster herabfallende abgekühlte Luft von der am Heizkörper erwärmten unmittelbar wieder emporgehoben wird, so daß von den an der Fensterwand sitzenden Schülern kein kalter »Zug« empfunden werden kann.

Die Luftbewegung wird im zweiten Falle langsamer vor sich gehen als im ersten, weil die Wirkungen des wärmenden Heizkörpers und der kühlenden Fenster gegenläufig sind. Unter Umständen genügt der Auftrieb am Heizkörper gar

nicht, um die Luft zur Decke zu treiben; alsdann strömt Luft mit Mischtemperatur über den Heizkörper horizontal ins Rauminnere. Aus der Betrachtung der beiden Abbildungen folgt auch unmittelbar, daß die Wärmeverteilung im Raume infolge dieser Konvektionsströme der Luft im zweiten Falle viel gleichmäßiger¹⁾ ist als im ersten, weil am Fenster bereits eine Mischtemperatur zustande kommt. Modifiziert werden diese Luftströme noch durch die Bewegung der Zuluft und Abluft.

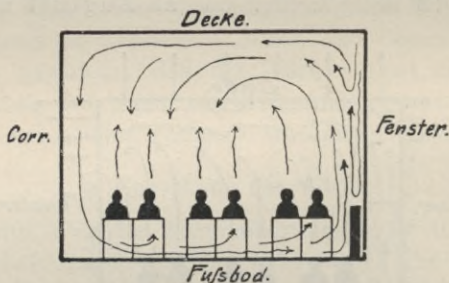


Fig. 104.

Luftströmungen in einer Schulklasse bei Aufstellung der Heizkörper an der Außenwand.

Jedenfalls findet durch die gegenseitige Verschiebung der Luftströme ein Wärmetransport statt, der an der gleichmäßigen Verteilung der Wärme in einem Raume den Hauptanteil hat.

19. Übersicht über die Heizungsanlagen.

Die Beheizung eines Raumes kann prinzipiell auf zweierlei Art geschehen: Entweder wird die Wärme für jeden Raum einzeln erzeugt, sei es innerhalb oder außerhalb desselben; oder aber die Heizung aller Räume eines Hauses wird von einer gemeinsamen Heizstelle besorgt und von hier aus die Wärme nach den einzelnen Räumen übertragen. Im ersteren Falle spricht man von Einzel- oder Lokalheizung, im letzteren von Sammel- oder Zentralheizung. Werden von einer Zentralheizstelle aus mehrere Häuser, entweder in weiten

¹⁾ v. Esmarch, Versuche über Fensternischenheizung, Gesundheits.-Ing. 1901, Nr. 18, Verl. R. Oldenbourg, München.

Entfernungen oder in zusammenliegenden Gruppen, mit Wärme gespeist, so bezeichnet man diese Art mit dem Namen Fernheizung oder auch Distriktheizung.

Bei der Zentralheizung und Fernheizung wird die erzeugte Wärme zunächst auf ein geeignetes Wärmemedium übertragen, als welches Luft, Wasser oder Dampf dienen kann, und mit diesen zur Verbrauchsstelle geleitet. Davon ist die Fernleitung des Heizmaterials selbst wohl zu unterscheiden. Als solches können entweder Flüssigkeiten und Gase oder in diesem Zusammenhange auch die Elektrizität dienen.

a. Einteilung und Anforderungen.

Nach diesen Gesichtspunkten läßt sich das gesamte Gebiet der Heizung gegenwärtig folgendermaßen einteilen:

I. Lokalheizung.

1. Kaminheizung.
2. Kanalheizung.
3. Ofenheizung.
4. Petroleumheizung.
5. Gasheizung.
6. Elektrische Heizung.

II. Zentralheizung.

7. Luftheizung.
 - a) Feuerluftheizung mit natürlichem Auftrieb.
 - b) Feuerluftheizung mit Ventilatorbetrieb.
8. Wasserheizung.
 - a) Warmwasserheizung.

<ol style="list-style-type: none"> α) Niederdruck- β) Mitteldruck- γ) Schnellumlauf- 	}	Warmwasserheizung.
---	---	--------------------
 - b) Heißwasserheizung.

<ol style="list-style-type: none"> α) Mitteldruck- β) Hochdruck- 	}	Heißwasserheizung.
--	---	--------------------
9. Dampfheizung.

<ol style="list-style-type: none"> a) Hochdruck- b) Niederdruck- c) Unterdruck- 	}	Dampfheizung.
--	---	---------------

 - d) Abdampfheizung.

10. Kombinierte Heizung.
 - a) Dampfwarmwasserheizung.
 - b) Dampfwasserheizung.
 - c) Dampf- und Wasserluftheizung usw.

III. Fernheizung.

11. Hochdruckdampffernheizung.
12. Warmwasserfernheizung.
13. Abdampffernheizung.

Die große Anzahl der verschiedensten Heizsysteme macht natürlich die richtige Wahl im gegebenen Einzelfalle oft schwierig, da jedes System seine besonderen Vorzüge und Nachteile hat. Ganz allgemein müssen an eine gute Raumheizung eine Reihe von Anforderungen gestellt werden, die sich etwa folgendermaßen aussprechen lassen:

In hygienischer Beziehung muß die Forderung erhoben werden, daß die entsprechende normale Temperatur mit möglichst kurzer Anheizdauer sicher erreicht und auf gleichmäßiger Höhe erhalten werden kann. Eine Überheizung des Raumes muß durch rasche Anpassung der Wärmelieferung an die wechselnden atmosphärischen Verhältnisse vermieden werden. Die Heizung darf in keiner Weise die Atemluft verschlechtern. Deshalb sollten vor allem die Heizkörper eine Oberflächentemperatur besitzen, die — nach den bisherigen Forschungen — etwa 80°C nicht überschreitet, um Zersetzungen des auf den Heizflächen abgelagerten organischen Staubes zu vermeiden. Aus demselben Grunde sind auch Verkleidungen unangebracht, die leicht zur Bildung von Schmutzwinkeln Veranlassung geben. Belästigungen der Bewohner durch den Transport von Kohle und Asche, durch Verbreitung von Rauch und Geräusch müssen nach Möglichkeit vermieden werden. Die Stellung der Heizeinrichtung im Raume muß so getroffen sein, daß Zugbelästigungen nicht auftreten.

Die technische Durchbildung der Heizung soll derartig geschehen, daß sie mit dem geringsten Materialaufwande den beabsichtigten Zweck erreichen läßt. Die Montage muß einfach und, falls eine Heizung in ein fertiges

Haus eingebaut werden soll, ohne große Umbauten möglich sein. Die Heizkörper müssen bequem und leicht gereinigt werden können. Die Bedienung darf, sofern nicht besonderes Personal dafür angestellt ist, nicht kompliziert sein. Die Regelung der Wärmeerzeugung und Wärmeabgabe soll möglichst selbsttätig sich vollziehen und schnell genug auf äußere Einflüsse antworten, um gröbere Temperaturschwankungen auszuschließen. Die ganze Heizung soll dauerhaft, betriebssicher und ungefährlich sein.

Hinzu tritt die architektonische Gestaltung der Heizvorrichtungen. Sie hat, soweit letztere in den Räumen in die Erscheinung treten, den Eigentümlichkeiten der betreffenden Heizungsart Rechnung zu tragen, eine Forderung, die — besonders bei den Zentralheizungssystemen — nicht immer leicht zu erfüllen ist. Dabei ist zu unterscheiden: 1. die Formgebung des Heizkörpers selbst und 2. die ästhetisch befriedigende Einfügung der Heizstelle in den Rahmen der Inneneinrichtung des Raumes. Als vorbildliches Beispiel dafür möge etwa an die Kaminarchitekturen der Franzosen und Engländer erinnert sein. Jedoch ist nicht die äußerliche Nachahmung historisch-architektonischer »Motive« gemeint, sondern der in die jedermann verständliche Formensprache der Kunst übersetzte Geist des Werkes soll uns durch die Symbolik der Architektur verständlich gemacht, sinnenfällig mitgeteilt werden. Nicht die Vergewaltigung der Zweckschöpfung des Ingenieurs durch »architektonische« Verkleidungen darf das Ziel des Architekten sein, sondern die kunstgemäße Weiterbildung des konstruktiv Richtigen und seine Abstimmung auf das Raumganze, wobei auch die Forderungen der Hygiene ihre wahrhaftige Berücksichtigung finden sollen.

Schließlich gehört die Wirtschaftlichkeit des Heizbetriebes zu den selbstverständlichen Anforderungen, die jederzeit erfüllt werden müssen. Durch fortlaufende Aufzeichnungen und Messungen, besonders bei der Feuerungs- und Kesselanlage der Zentralheizungen, lassen sich oft überraschende Ersparnisse erzielen. Die richtige Wahl des Brennstoffes spielt dabei eine große Rolle. Ferner hat die bautechnische Ausführung des Hauses auf die Wärmeökonomie

den einschneidendsten Einfluß: je wärmedurchlässiger die Umfassungswände, desto teurer die Heizung; Doppelfenster machen sich immer in kurzer Zeit durch entsprechende Wärmeersparnis bezahlt. In Fabrik- und Gewerbebetrieben ist im finanziellen Interesse das Augenmerk besonders darauf zu richten, daß etwa vorhandene Abwärme von Kraftmaschinen zu Heizungszwecken so weit wie möglich ausgenutzt werde. Und bei den Fernheizwerken werden wir sehen, daß die Verkuppelung des Kraft-, Licht- und Heizbetriebes aus Rentabilitätsrückichten anzustreben ist.

Bis zu welchem Maße die aufgeführten Grundsätze von den einzelnen Heizungsgattungen erfüllt werden, das wird uns deren Studium lehren. Wir wenden uns zunächst mit wenigen Worten den Systemen der Lokalheizung zu, um dann in den folgenden Kapiteln die Zentralheizung genauer kennen zu lernen.

b. Kaminheizung.

Der Kamin in seiner primitiven Anordnung war eine rechteckige Maueröffnung, in der ein Holzfeuer unterhalten wurde, wobei die Rauchgase unausgenutzt durch einen Schlot abzogen. Das Charakteristische der Kaminheizung ist somit das offene Feuer, dessen Strahlung fast ausschließlich den Raum zu erwärmen hat. Der Nutzeffekt dieser einfachen Kamine ist also sehr gering, und fast alle im Brennstoff enthaltene Wärme geht zum Schornstein hinaus.

Die Vervollkommnungen waren deshalb neben der architektonischen Ausgestaltung möglichst auf Verbesserung der Wärmeausnutzung gerichtet: Die Kaminöffnung wurde zunächst aus der Wand vorgebaut und mit einem dekorativen Steinrahmen umgeben; die Holzscheite erhielten zur Unterlage den Rost; in den Abzug wurde zwecks Regelung der Verbrennung eine Klappe eingebaut.

Dann wurde über den Kaminen der Rauchmantel angebracht, der zur Wärmeübertragung durch Leitung diente. Graf Rumford verbesserte die Wärmeausnutzung der Kamine, indem er alle Umfassungswände aus ornamentierten Gußplatten herstellen ließ, die die aufgenommene Wärme an die Raumluft

gut übertragen konnten. Zur Heizung verwendete er Kohlen statt des sonst üblichen Holzes. Weiter wurde nach einer englischen Konstruktion von Dalton die Luft des Raumes zur Zirkulation durch den Kamin gezwungen, indem ein weiter Kanal in der Mauer vom Kamine bis zur Zimmerdecke ausgeführt wurde und dort ein Ausströmgerüst erhielt. In dem Kanale befand sich der eigentliche Rauchabzug als Eisen- oder Tonrohr, durch dessen Wände ein Teil der Wärme der Rauchgase an die Zirkulationsluft abgegeben wurde. Durch Öffnen oder Schließen der oberen Klappe konnte somit die Wärmeabgabe geregelt werden. Statt aus dem Raume selbst kann bei dieser Anordnung die Luft auch aus dem Freien entnommen, und dem Raume vorgewärmte Frischluft zugeführt werden. Nach einem Vorschlage von Pécelet wurde die Frischluft in einem von den Kamingasen umspülten Eisenrohre im Schornsteine hochgeführt und strömte durch ein Gerüst in das Zimmer ein.

In neuerer Zeit endlich kombinierte man den Kamin mit einem Ofen, wodurch der Ofenkamin bzw. der Kaminofen entstand. Bei ersterem ist das Feuer noch sichtbar, bei letzterem nicht mehr.

In Deutschland werden, im Gegensatze zu England und Frankreich, Kamine nur noch des Luxus halber ausgeführt. In der Tat kann durch imposanten Aufbau im Verein mit dem Spiele des offenen Feuers eine überwältigende Stimmung ausgelöst werden. Demgegenüber müssen alle Versuche, das Feuer künstlich vorzutäuschen, als verfehlt und vom ästhetischen Standpunkt aus als verwerflich bezeichnet werden. Dasselbe ist von denjenigen »Kaminen« zu sagen, die nicht feuerbar sind, in denen vielmehr ein Ofen oder Zentralheizungskörper versteckt ist.

Durch die Kaminheizung wird meistens eine gute Lüftung des Raumes, jedoch eine oft mangelhafte Heizung erreicht. Die einseitige intensive Strahlung, die ungleichmäßige Erwärmung des Raumes, das sofortige Erkalten des letzteren nach Auslöschung des Feuers sowie das leichte Zurücktreten der Rauchgase in den Raum sind die Hauptnachteile der Kaminheizung.

c. Kanalheizung.

Kanalheizungen kommen ebenfalls nur mehr in Ausnahmefällen zur Anwendung in kleineren Kirchen, Gewächshäusern u. dgl. Die Hauptteile, aus denen sich die Kanalheizung zusammensetzt, sind der Feuerherd zur Erzeugung der Wärme, die Kanalzüge, welche die Rauchgase durchströmen, um ihre Wärme durch Überleitung an den Raum abzugeben, und der Schornstein, der den zur Bewegung der Gase erforderlichen Auftrieb zu sichern hat. Meistens tritt dazu noch das Lockfeuer am Fuße des Schornsteines, das zur Vorwärmung des letzteren während des Anheizens und damit zur Sicherung des Effektes bei der Inbetriebsetzung dient.

Der Feuerherd liegt entsprechend vertieft und erhält Planrost- oder Füllfeuerung, je nachdem unterbrochener oder kontinuierlicher Betrieb beabsichtigt ist.

Die Rauchkanäle bestehen entweder aus Mauerwerk oder aus glatten bzw. gerippten Gußröhren. Die schlechteste Ausführung ist die, bei der die gemauerten Rauchkanäle im Erdreich liegen, weil alsdann ein großer Teil der Wärme an letzteres verloren geht und nur die Kanaldecke zur Wärmeübertragung ausgenutzt wird. Am richtigsten führt man die Rauchzüge dicht über Fußboden frei durch den zu beheizenden Raum, so daß die Raumluft die Kanäle von allen Seiten umspülen kann. Gußröhren können auch in mit Gittern abgedeckten Fußbodenkanälen liegen, so daß die Luft in letzteren unbehindert zirkuliert. Alsdann darf die Wärmeübertragung pro Stunde und Quadratmeter Oberfläche der Rauchzüge angenommen werden:

für gemauerte Kanäle	800—1000 WE.
» gerippte Gußrohre	1100—1200 »
» glatte	» 1500 »

Dabei ist vorausgesetzt, daß die Verbrennungsgase beim Eintritt in den Schornstein noch wenigstens 300° C warm sind, um einen sicheren Zug aufrecht zu erhalten.

Die Verlegung der Rauchzüge muß mit Steigung von etwa 2 cm pro laufenden Meter nach dem Schornstein hin

erfolgen. Fugen, durch welche die Rauchgase bei schlechtem Schornsteinzug in den Raum austreten könnten, müssen vermieden werden. Eiserne Rauchkanäle müssen wegen ihrer Ausdehnung auf Rollen und an den Enden im Mauerwerk entsprechend verschiebbar gelagert sein. Die Länge eines Rauchkanales führt man in der Praxis nicht über 35 m aus. Ergibt die Berechnung größere Längen, so werden entsprechend mehrere Züge angelegt.

Der Schornstein berechnet sich nach den im Abschnitt 26 erfolgenden Angaben. Das Lockfeuer kann entweder am Fuße des Schornsteines in einer Erweiterung des letzteren untergebracht sein, oder aber in einem Umgehungskanale, nach dem Schornstein durch Klappe oder Schieber absperrbar, liegen.

Die Nachteile der Kanalheizung sind zum Teil in ihrer Feuergefährlichkeit, zum Teil in ihrer schweren Regelungsfähigkeit und dem schlechten Nutzeffekte begründet. Auch die hohe Oberflächentemperatur der eisernen Heizflächen bildet einen hygienisch unzulässigen Übelstand dieser Heizung.

d. Ofenheizung.

Die zurzeit in Deutschland bei weitem häufigste Heizmethode für Wohnräume ist die durch Öfen¹⁾. Dieselben zeichnen sich vor den Kaminen, abgesehen von den minderwertigen überholten Ausführungen, durchweg durch einen höheren Nutzeffekt aus, der durchschnittlich bis zu 50% und mehr, bei den besten Öfen bis 80% beträgt. Diese bessere Ausnutzung des Brennmaterials hat ihren Grund darin, daß den Rauchgasen auf einem längeren Wege, in den Zügen, Gelegenheit gegeben wird, ihre Wärme an die Ofenwandungen zu übertragen, die sie weiter an die Raumluft überleiten.

Das Material der Öfen war, wie wir in der Einleitung sagten, seit dem Mittelalter zunächst Ton, aus dem die Kacheln, glasiert oder unglasiert, hergestellt werden. Seit der Mitte des 19. Jahrhunderts verwendet man daneben auch das Eisen. Hieraus ergibt sich die Einteilung in Kachel-

¹⁾ Haase: Der Ofenbau. Berlin 1902.

öfen und eiserne Öfen, sowie ferner deren prinzipiell verschiedenes Verhalten in bezug auf die Erwärmung: Eisen ist ein sehr guter Wärmeleiter, es nimmt die Wärme schnell auf und leitet sie ebenso gut an die Raumluft über. Ton dagegen ist ein schlechter Wärmeleiter, er erwärmt sich also nur langsam, speichert jedoch infolge seiner bedeutenden Wärmekapazität eine große Wärmemenge im Material auf und gibt sie langsam an die berührende Luft ab.

Handelt es sich also darum, einen Raum langsam, aber nachhaltig zu erwärmen, so sind die Kachelöfen am Platze, bei denen man die Berliner Öfen mit dünnen Kacheln von 2 cm Dicke und die schwedischen und russischen Öfen mit dicken Kacheln von 20 cm Stärke unterscheidet. Erstere werden mit Braunkohlenbriketts, letztere mit Holz gefeuert. Beide Arten von Öfen sind sehr umfangreich und werden meistens bis zu der beträchtlichen Höhe von mehreren Metern ausgeführt. Innen sind die Öfen in eine große Anzahl von senkrechten und wagerechten Feuerzügen eingeteilt, aus deren oberstem die Gase in den Schornstein entweichen. Beim Anheizen wird die Feuertür so lange offen gehalten, bis alles Brennmaterial vollständig in Glut übergegangen ist; dann wird die Ofentür fest und möglichst luftdicht verschlossen. Die Ofenwandungen nehmen nun langsam eine bedeutende Wärmemenge auf und sind also fähig, eine sehr nachhaltige milde Erwärmung des Raumes aufrecht zu erhalten, selbst nachdem das Feuer längst erloschen ist. Aus diesem Grunde läßt allerdings auch der Kachelofen keine Regelung der Wärmeabgabe zu, und er ist den Schwankungen der Witterung in keiner Weise anpassungsfähig. Bei Überheizung des Raumes bleibt also kein anderes Mittel als das Öffnen der Fenster oder der Ofentüre, letzteres zum Auskühlen der Rauchzüge. Die Strahlung dieser Öfen ist, wenn sie mit einer Glasur versehen sind, auf ein Minimum reduziert.

Im Gegensatz zu den Kachelöfen eignen sich die eisernen Öfen vorzüglich zur schnellen, dafür aber nicht nachhaltigen Erwärmung von Räumen. Die einfachste Konstruktion ist der 1861 eingeführte sog. Kanonenofen, der

aus einem einfachen stehenden Eisenrohre besteht, in dessen unterem Teile die Kohle auf einem Roste brennt, und von dessen oberstem Punkte die Rauchgase in den Schornstein münden. Schlechte Ausnutzung der Gase, weil ihr Weg zu kurz, ferner das häufige Glühen der Ofenwände, die Strahlungsbelästigung und der schlechte Nutzeffekt führten dazu, den Feuerherd aus Steinen herzustellen, den oberen eisernen Teil dagegen im Zickzack anzuordnen, um den Weg der Rauchgase zu verlängern. So entstand u. a. der Eremitagenofen.

Läßt man das Feuer in einem eisernen Ofen ausgehen, so hört auch die Erwärmung sofort auf, und so sind diese Öfen leichter den Schwankungen der Witterung anzupassen als die Kachelöfen, wozu allerdings eine unausgesetzte Aufmerksamkeit in der Bedienung erforderlich ist, ein Umstand, der den eisernen Ofen in seinen eben beschriebenen Formen keineswegs empfehlenswert erscheinen läßt.

Eine Kombination der eisernen mit den Kachelöfen führt zu den Kachelöfen mit eisernem Einsatz und zu den ausgemauerten eisernen Öfen. Beide Arten eignen sich zu schneller Erwärmung und längerem Nachheizen eines Raumes.

Die bisher besprochenen Öfen waren Konstruktionen für unterbrochenen Betrieb. Im Jahre 1877 führten sich die amerikanischen Dauerbrandöfen mit Regulierfüllung des Brennmaterials in Europa ein. Dieselben eignen sich einerseits für kontinuierlichen Betrieb, weil im Brennmaterial, das in einem geräumigen Füllschacht lagert, eine bedeutende Wärmereservation vorhanden ist. Andererseits war aus diesem Grunde mittels Stellvorrichtungen eine Regulierung der Verbrennung durch vermehrte oder verminderte Luftzufuhr zum Brennmaterial erforderlich. Zur Erfüllung beider Umstände ist ein kurzflammiges, nicht backendes Heizmaterial mit geringem Aschengehalte notwendig, wozu sich nur Anthrazit, allenfalls bester Koks eignet. Wegen seiner hohen Verbrennungstemperatur darf dieses Material nicht an den Ofenwandungen anliegen und wird in einem Füllschacht auf sog. Korbrosen gelagert, so daß ein Glühendwerden der Öfen ausgeschlossen ist. Von außen ist das Feuer durch Glimmerscheiben sichtbar.

Die Verbrennung in den Füllöfen¹⁾ ist bei schwacher Glut und hohen Brennstoffschichten nahezu vollkommen, daher der Nutzeffekt ein außerordentlich großer. An europäischen Originalkonstruktionen von Rugulierfüllöfen sind vor allem bekannt die von Cadé, Meidinger, Keidel, Warstein, Lönholdt, der Pfälzer Ofen u. a.

Einige der genannten Konstruktionen werden mit einem Ofenmantel umgeben und führen dann den Namen Ventilationsöfen. Hierher gehört auch der Röhrenofen von A. Wolpert²⁾. Zweckmäßig verbindet man den Mantelzwischenraum verstellbar mit der Außenluft, um auf diese Weise dem Raume vorgewärmte Frischluft zuführen zu können, die dann am oberen Rande ins Zimmer austritt. Um nun eine Ventilation des letzteren zu erreichen, ist für die Abführung der verbrauchten Luft aus dem Raum ein Abluftkanal vorzusehen, solange nicht die natürlichen Undichtigkeiten der Außenwände genügen.

Zur Berechnung der Ofenheizfläche können nach Rietschel für eiserne glatte Öfen bei unterbrochenem Betriebe 2500 WE/Std., bei kontinuierlichem Betriebe 1500 bis 2000 WE/Std. angesetzt werden, für gerippte eiserne Öfen entsprechend 2000 WE/Std. und 1000 bis 1300 WE/Std., für Kachelöfen ca. 500 bis 600 WE/Std. Jedoch lassen sich alle Öfen durch entsprechende Feuerung bedeutend forcieren, natürlich auf Kosten des guten Nutzeffektes.

e. Petroleumheizung.

Petroleum- und Spiritusöfen kommen als Hilfsheizung in Frage, wenn ein Raum auf kurze Zeit schnell erwärmt werden soll. Dabei ist kein Fortschaffen von Asche notwendig, wohingegen die Öfen selbst leicht transportabel sind und wenig Platz in Anspruch nehmen. Letzteres erklärt sich aus dem hohen Heizwerte des Petroleums von etwa 10 200 WE/kg.

¹⁾ Meidinger, Feuerungsstudien. Braunsche Hofbuchhandlung, Karlsruhe 1878.

²⁾ Wolpert: Theorie und Praxis der Ventilation und Heizung, 4. Bd.: Die Heizung.

Der Hauptnachteil dieser Öfen ist der, daß die Verbrennungsgase meistens in die Räume austreten und durch Verunreinigung und teilweise auch durch schlechten Geruch zur Güteverminderung der Wohnluft erheblich beitragen. Auch eine Explosionsgefahr ist nicht ausgeschlossen. Ein regelrechter Heizbetrieb mit dieser Art Heizung ist also in keiner Weise empfehlenswert.

f. Gasheizung.

Die große Bequemlichkeit und Sauberkeit, welche die Heizung mit Leuchtgas bietet, hat in den beiden letzten Jahrzehnten eine außerordentlich hohe Zahl von Gasheizöfen entstehen lassen. Dazu kommen noch Vorteile anderer Art, wie: Fortfall des Brennmaterial- und Aschentransportes, sofortige Betriebsbereitschaft, sehr schnelles Anheizen, geringste Beaufsichtigung, leichte Regelung, geringe Frostgefahr, bequeme Montage, billige Anlage. Diesen bestechenden Vorteilen stehen jedoch eine Anzahl Bedenken gegenüber, die vor der Anwendung einer Gasheizung wohl erwogen werden sollen: Neben dem teuren Betrieb ist es besonders die Explosionsgefahr, die infolge Verlöschens der Flammen und Entstehens eines explosibeln Gasgemisches bei minderwertigen Gasöfen leicht eintreten kann, und die das Anwendungsgebiet der Gasheizung wesentlich einschränkt. Da es aus hygienischen Gründen nicht zugänglich ist, die Verbrennungsprodukte des Gases frei in den Raum austreten zu lassen, so müssen dieselben durch Mauerkanäle ins Freie geführt werden. Das sichere Funktionieren dieser Abzüge und im Falle des Versagens das Vorhandensein einer Sicherung gegen Explosion ist also Voraussetzung für die Anwendung einer Gasheizung. In einem Vortrage hat Rietschel¹⁾ auf diese Gefahr bei mangelhaft konstruierten Gasheizöfen hingewiesen, und die Heizkommission des Deutschen Vereines von Gas- und Wasserfachmännern hat daraufhin für die Konstruktion und Installation von Gasheizöfen die folgenden Grundsätze aufgestellt:

¹⁾ Rietschel: Empfehlenswerte Sicherheitsmaßregeln bei Heizungsanlagen. *Gesundh.-Ing.* 1903, Nr. 26.

1. Gasheizöfen sind an eine gut wirkende Einrichtung zur Abführung der Abgase anzuschließen;
2. die Gasheizöfen sind derart zu konstruieren bzw. zu installieren, daß unabhängig von der Wirksamkeit der Abzugsvorrichtung auch bei einem zeitweiligen Versagen derselben weder eine unvollständige Verbrennung des Gases, noch gar ein Verlöschen der Flammen eintreten kann.

Es soll nicht unerwähnt bleiben, daß die Explosionsgefahr¹⁾ meist überschätzt wird, und daß die neueren Gasöfen eine größere Gewähr für sicheren Betrieb bieten.

Der Abzugskanal darf nicht im Dachboden ausmünden (wie es bei Ventilationsschächten öfter ausgeführt wird) weil das bei der Verbrennung des Gases entstehende Wasser sich am Dachgebälke niederschlagen und letzteres zur Zerstörung bringen würde. Die Abzüge sollten stets aus innen glasierten Tonröhren bestehen, um eine Durchnässung der Wände auszuschließen.

Die verschiedenen Konstruktionen von Gasöfen können in zwei Gruppen eingeteilt werden, je nachdem sie hauptsächlich durch Lufterwärmung oder durch Strahlung wirken. Jede dieser Gruppen kann wieder Verbrennung mit leuchtender oder mit entleuchteter Flamme haben, wobei die erzielte Wärmemenge beide Male die gleiche ist²⁾. Besonderer Beliebtheit erfreuen sich die nach dem Reflektorprinzip gebauten Öfen; bei ihnen ist die damit verbundene Erwärmung des Fußbodens hygienisch beachtenswert. Eigenartig wegen Raumersparnis und in hygienischer Hinsicht sind die Hängegasöfen von Junkers.

Hauptsächlich wird die Gasheizung für Besitzer von Gasanstalten, also z. B. für städtische Gebäude, Bedeutung haben, die sich das sonst teure Gas zum Selbstkostenpreise rechnen

¹⁾ Franz Schäfer: Die angebliche Gefährlichkeit des Leuchtgases im Lichte statistischer Tatsachen. 1906. — Ders.: Kein Haus ohne Gas. 7. Aufl. 1908. Verlag R. Oldenbourg, München.

²⁾ Eine eingehendere Beschreibung von Einzelkonstruktionen der Gasöfen findet sich bei Wolpert, 4. Bd.

können. Für nicht oft benutzte Räume, als Hilfsheizung, in Wartehallen, Vorsälen usw. kann das Gasheizsystem alsdann gute Dienste tun.

Vorteilhaft ist es, die Gasöfen mit selbsttätigen Verbrennungsreglern auszustatten, die bei Überschreitung der normalen Raumtemperatur die Verbrennung unterbrechen, bei Unterschreitung dieselbe wieder in Betrieb setzen. Die dazu nötige Betätigung des Gaszuleitungsventiles erfolgt vermittelst eines Ausdehnungskörpers, auf den die Schwankungen der Raumtemperatur einwirken können. Derartige Temperaturregler werden z. B. ausgeführt: nach System Böhm von dem Gas- und Wasserleitungsgeschäft Stuttgart G. m. b. H., ferner andere Konstruktionen von den Firmen R. Kutzscher in Leipzig, Danneberg & Quandt in Berlin u. a. Durch Anbringung solcher Apparate wird eine Überheizung der Räume vermieden, wobei bedeutende Ersparnisse im Betriebe dieses teuren Heizsystemes gemacht werden können.

Für die Feststellung der Betriebskosten kann man annehmen, daß nach Abzug der mit den Verbrennungsgasen in den Schornstein entweichenden Wärmemengen pro 1 cbm Gas ca. 3500 bis 4500 WE/Std. für die Raumheizung nutzbar gemacht werden. Aus dem Preise des Gases, der sich nach dem Orte richtet, lassen sich dann die Heizkosten für einen bestimmten Fall leicht berechnen. Rechnet man für 1 cbm Gas etwa 8 bis 16 Pf., so kann man in Kleinstädten für 1 Pf. rund 220, in Großstädten bis 560 nutzbare Wärmeinheiten pro Stunde haben.

g. Elektrische Heizung.

Die Kosten der elektrischen Energie sind zurzeit noch so bedeutende, daß die Anwendung der elektrischen Heizung nur in Ausnahmefällen in Frage kommen kann. Dieses trifft besonders da zu, wo Wasserkräfte ausgenutzt werden können, oder wo der Verbrauch an Elektrizität zu Heizzwecken gegenüber den sonstigen Aufwendungen für Beleuchtung und Kraftübertragung nicht ins Gewicht fällt. In Amerika liefern z. B. die elektrischen Zentralen der Niagarafälle einen Teil des

Stromes zu Heizzwecken, und in der Schweiz existieren mehrere elektrisch geheizte Hotels, die den elektrischen Strom aus der billig zur Verfügung stehenden Energie der Gebirgs-wässer erzeugen. Auch in elektrischen Bahnen findet sich die elektrische Heizung angewendet.

Nach dem Jouleschen Gesetz ist die in einem Leiter entwickelte Stromwärme proportional der Zeit, dem elektrischen Widerstande des Leiters und dem Quadrate der Stromstärke:

$$W = \alpha \cdot R \cdot J^2 \cdot z, \quad (60)$$

worin bedeutet:

W die erzeugte Wärmemenge WE/sek,

α das elektrische Wärmeäquivalent = 0,00024,

R den elektrischen Widerstand des Leiters in Ohm,

J die Stromstärke in Ampère,

z die Zeit in Sekunden, während welcher der Strom wirkte.

Bezeichnen wir noch mit E die Spannung des Stromes in Volt, so haben wir nach dem Ohmschen Gesetze die Beziehung:

$$J = \frac{E}{R}$$

Diesen Wert in Gl. (60) eingesetzt, ergibt die pro Stunde erzeugte Wärmemenge zu:

$$W = 3600 \cdot 0,00024 \cdot R \cdot \frac{E}{R} \cdot J$$

oder

$$W = 0,86 \cdot E \cdot J \text{ WE/Std} \quad (61)$$

d. h. die in einem elektrischen Heizofen entwickelte Wärmemenge ist dem Stromeffekt oder der Anzahl der verbrauchten Watt ($E \cdot J$) proportional.

Bedeutet ferner:

F die Heizfläche des wärmeabgebenden Körpers in qm,

T seine Temperatur in C⁰,

t die Raumtemperatur in C⁰,

c den Überleitungskoeffizienten,

und beachten wir, daß im Beharrungszustande die erzeugte Wärme gleich der an die Luft abgegebenen ist, so haben wir:

$$0,86 EJ = Fc (T - t),$$

woraus die Heizfläche des Heizkörpers folgt zu:

$$F = \frac{0,86 EJ}{c(T - t)} \text{ qm} \dots \dots \dots (62)$$

Man unterscheidet hauptsächlich 3 Ausführungsformen der elektrischen Heizung: Entweder werden Freidrähte an Isolatoren befestigt und in Spiralforn in einem Rahmen ausgespannt, oder es werden isolierte Leiter auf einzelnen Elementen befestigt, die zu Heizkörpern zusammengesetzt werden, oder die Widerstände bestehen aus Leuchtkörpern, also z. B. aus Glühlampen, die die Wärme zum größeren Teile durch Strahlung übertragen¹⁾.

Bei der elektrischen Heizung kommt die ganze erzeugte Wärmemenge dem zu heizenden Raum zugute, da keine Wärme durch Abgase weggeführt wird. Die Montage ist die denkbar einfachste, die Anlagekosten sind gering, ein Schornstein ist unnötig. Dazu kommt in architektonischer Beziehung der Vorteil des leichten Anpassungsvermögens der Heizung an den Raum, nach der technischen Seite der Vorteil der exakten Regulierfähigkeit und in hygienischer Hinsicht die größte Reinlichkeit des Betriebes. Auch kann die Oberflächentemperatur beliebig niedrig gewählt werden, wenn die Heizfläche entsprechend groß angenommen wird.

Die Betriebskosten der elektrischen Heizung werden nach Kilowattstunden berechnet, von denen jede einer Wärmemenge von 864 WE/Std. äquivalent ist. Da im Mittel eine KW/Stunde in Großstädten 16 Pf. kostet, so sind für 1 Pf. nur 54 WE/Std. zu erhalten. Die elektrische Raumheizung ist demnach bislang die teuerste Heizmethode und im Mittel etwa 8mal so teuer wie die Gasheizung und 20mal so teuer wie gewöhnliche Steinkohlenheizung — falls nicht, wie eingangs erwähnt, besonders günstige Verhältnisse vorliegen, die das Preisverhältnis verschieben.

¹⁾ Heepke: Die elektrische Raumheizung, Verl. Marhold, Halle a. S., 1904.

20. Die Vorzüge der Zentralheizung.

Scheiden wir die Gas- und elektrische Heizung vom Vergleich aus, da sie ihres teuren Betriebes wegen für die große Mehrzahl der Fälle nicht in Betracht kommen, so bietet die moderne Zentralheizung gegenüber der Einzelheizung eine ganze Reihe von Vorzügen, die etwa folgendermaßen zusammengefaßt werden können.

Durch die zentrale Erzeugung der Wärme in einem gemeinschaftlichen Kesselraume kann der Verbrennungsvorgang rationeller gestaltet werden, als es in den vielen Einzelfeuerstellen möglich wäre. Die Rauch- und Rußplage, an der in den Großstädten erfahrungsgemäß die Feuerungen der Stubenöfen den Hauptanteil haben, wird also wesentlich gemildert. Dazu trägt auch die bei den Zentralheizungen übliche Verwendung von gasarmen Kohlensorten, besonders die Koksfeuerung bei, die an und für sich fast rauchlos brennt.

Innerhalb des Hauses wird bei der Zentralheizung der Brennmaterial- und Aschentransport und somit die Verunreinigung der Luft und der Räume durch Ofengase, Kohlenstaub und Asche vermieden. Das zeitraubende Anheizen und die lästige Bedienung der Öfen in den einzelnen Räumen fällt fort. Statt dessen ist die zentrale Wartung der Feuerung zu besorgen, für die bei kleinen Anlagen kein besonderes Personal angestellt zu werden braucht, sondern im Nebenamt von einem Bediensteten geleistet werden kann, da die Verbrennung durch selbsttätige Regulatoren beeinflußt wird. Daraus folgt unmittelbar die Möglichkeit einer zentralen Regelung der Wärmeabgabe, die z. B. bei der Warmwasserheizung in hervorragendem Maße vorhanden ist. Daneben können die Heizkörper einzeln durch die Zimmerinsassen bequem in ihrer Leistung, je nach dem Wärmebedürfnis, durch einfaches Stellen des Regulierventiles geregelt werden. Endlich ist die in den letzten Jahren bei der Zentralheizung mit Erfolg eingeführte automatische Temperaturregelung hervorzuheben, durch welche die Raumtemperatur auf gleichmäßiger Höhe erhalten bleibt — trotz größter Veränderlichkeit der Außentemperatur. Einer Überheizung der

Räume wird damit wirksam vorgebeugt, und die erzielte Ersparnis an Brennmaterial ist auf 5 bis 10⁰/₀ veranschlagt worden.

Den größten hygienischen Wert bietet der Umstand, daß bei der Zentralheizung die Heizkörper vor den abkühlenden Flächen des Raumes angebracht werden können, während die lokal gefeuerten Öfen in der Nähe der Schornsteine, also an der Innenwand, aufgestellt werden müssen, da die Schlotte in den Außenwänden zu großer Abkühlung ausgesetzt sein und deshalb nicht ziehen würden. Die richtige Aufstellung der Heizkörper ist für die gleichmäßige Durchwärmung des Raumes von unschätzbarem Werte, besonders in sehr hohen Räumen mit bedeutender Abkühlung, z. B. in Kirchen, wo unter der Kuppel zur Vermeidung von Zugerscheinungen noch Heizrohre untergebracht werden müssen. Auch Räume, die bei der Lokalheizung nicht mit geheizt werden können, wie Aborte, Treppen, Vorräume, sind durch passende Zentralheizungskörper mit Leichtigkeit zu erwärmen.

Die geringe Platzinanspruchnahme der Heizkörper, ihre niedrige Oberflächentemperatur, der Wegfall der Feuergefahr sind ebenfalls schätzenswerte Eigenschaften der Zentralheizung.

Dazu kommt die bequeme Versorgung des Gebäudes mit vorgewärmter Luft, die an zentraler Stelle im Keller mit Leichtigkeit auf die gewünschten Temperaturgrade gebracht werden kann. Im Zusammenhange damit steht die Möglichkeit der zentralen Luftbefeuchtung.

Endlich hat die Zentralheizung mit den eisernen Regulierfüll- oder Dauerbrandöfen den Vorzug gemein, daß sie ununterbrochen betrieben werden kann. Die Zentralheizkessel werden zu diesem Zwecke mit einem geräumigen Füllschachte zur Aufnahme einer so großen Menge von Brennmaterial versehen, daß letzteres über Nacht, ohne die geringste Bedienung zu erfordern, schwach brennen kann. Der Dauerbetrieb der Heizung ist entschieden vom hygienischen Standpunkt aus zu bevorzugen, da sich die Raumwände auf eine größere Tiefe zu erwärmen vermögen, als wenn über Nacht eine jedesmalige Auskühlung des Raumes stattfindet. Daraus folgt, daß die Oberflächentemperatur der Wände eine höhere sein wird als bei unterbrochenem Betriebe der Heizung. Der

dadurch verminderte Wärmeverlust der Personen durch Strahlung an die Wände würde nun bei gleicher Lufttemperatur des Raumes eine zu geringe Entwärmung des Organismus bewirken. Um einer dadurch bedingten Verweichlichung vorzubeugen, ist es gut, die Lufttemperatur kontinuierlich beheizter Räume um 1 bis 2 Grade tiefer zu halten als unter gleichen Umständen bei unterbrochenem Heizbetriebe (vgl. S. 32). Durch die Erfahrung wird diese Ansicht unmittelbar bestätigt. Der aus hygienischen Gründen für den Menschen wünschenswerte Temperaturwechsel soll durch verschieden hohe Erwärmung der einzelnen Räume (Vorhallen, Treppen) möglich sein.

Trotz all der angeführten großen Vorzüge kann eine Zentralheizung nur dann vollkommen befriedigen, wenn sie sachgemäß und auf Grund einer genauen Berechnung ausgeführt ist. Dazu gehört aber unter allen Umständen ein bestimmter Kostenaufwand, der meistens beträchtlich größer ist als bei einer Lokalheizung. Allerdings können auch billige Zentralheizungen hergestellt werden, aber nur auf Kosten einerseits der Güte des Materiales und der Ausführung, andererseits der Vollständigkeit der Anlage. Derartige Heizungen, die besonders gern von Spekulanten in Mietshäusern eingerichtet werden, lassen vielfach alles zu wünschen übrig. Eines der leider sehr beliebten Mittel zur Erstellung billiger Zentralheizungen bildet die Anwendung der in hygienischer und ästhetischer Beziehung so verwerflichen Rippenheizkörper. Auf diesen lagert sich der nur schwer zu entfernende Staub ab, welcher durch Erwärmung auf höhere Temperaturgrade jene bekannte Luftverderbnis (Seite 24) hervorruft, die gewöhnlich von Laien mit dem durch nichts begründeten Ausspruche charakterisiert wird: »die Dampfheizung trockne die Luft aus«. Es kann daher nur von der Anlage einer Zentralheizung abgeraten werden, die durch Abstriche auf das niedrigste Maß der Anlagekosten gebracht worden ist. In einem solchen Falle sollte man stets lieber eine gute Lokalheizung einrichten, die noch billiger in der Anlage ist, die aber ihren Zweck weit besser erfüllen würde als eine beschnittene Zentralheizung.

Kapitel VIII.

Der Wärmebedarf geschlossener Räume.

Durch die Heizung wird die Lufttemperatur t_i eines geschlossenen Raumes auf eine Höhe gebracht, die größer ist als die Außentemperatur t_a . Infolge der Temperaturdifferenz ($t_i - t_a$) besteht das Bestreben des Wärmeausgleiches durch die Umschließungswände des Raumes. Dieser Wärmeverlust muß durch Zuführung einer gleichen Wärmemenge, nämlich durch Heizung, immer wieder aufgehoben werden. Man unterscheidet das Hochheizen des Raumes, bis der Beharrungszustand eingetreten ist, und nach Abstellung der Wärmequelle die Abkühlung des Raumes.

Während im Beharrungszustande die durch die Umschließungswände nach außen abgegebene Wärmemenge gleich der dem Raum im Innern zugeführten ist, muß beim Hochheizen außerdem noch diejenige Wärmemenge durch die Heizung geliefert werden, die zur Erwärmung des Luftinhaltes, der Gegenstände des Raumes und der Umfassungswände dient.

21. Die Wärmetransmission von Gebäuden.

Wir betrachten zunächst den Beharrungszustand. Dabei findet durch die Begrenzungswände eines Raumes eine stationäre Wärmeströmung statt, die sich in drei Stadien abspielt, nämlich die Strömung 1. der von der Luft in die Innenfläche der Wand eintretenden Wärme W_1 , 2. der durch das Material bis zur Außenfläche der Wand hindurchgeleiteten Wärme W_2 und 3. der von der Außenfläche der Wand an die Außenluft austretenden Wärme W_3 . Diese Wärme $W_1 = W_2 = W_3$ ist die während des Beharrungszustandes durch die Wand verlorene Wärmemenge des Raumes, die man kurz die Wärmetransmission nennt.

a. Die Ableitung der Transmissionsformel.

Die Wärmetransmission¹⁾ ist nun, außer vom Temperaturunterschiede und von der Dicke der Wand, in vielfacher

¹⁾ Vgl. auch Pécelet: *Traité de la chaleur*, 3. Aufl., übersetzt von Hartmann.

Weise abhängig vom Material, von der Beschaffenheit der Oberflächen, von der Bewegung der berührenden Luftschichten, von dem Feuchtigkeitsgehalte der Luft, von der Bestrahlung usw. Diese verschiedenen Einflüsse, deren Größe noch dazu fortwährend wechselt, machen es unmöglich, den Transmissionsvorgang durch einen genauen mathematischen Ausdruck wiederzugeben. Um daher zu

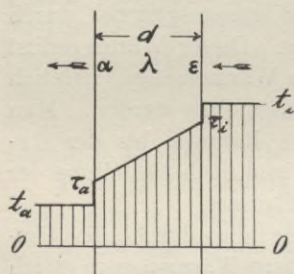


Fig. 105.

Wärmeübertragung durch eine Wand.

Um daher zu einer für die Praxis brauchbaren, möglichst sicheren und einfachen Gleichung zu gelangen, schließen wir uns dem Newtonschen und Fourierschen Gesetze des Wärmeüberganges an und setzen die Wärmeübertragung proportional den Temperaturdifferenzen. Die praktische Unzulänglichkeit dieser Annahme gleichen wir durch Erfahrungskoeffizienten aus, die nur

innerhalb der hier praktisch vorkommenden Grenzen Giltigkeit haben.

Es bezeichnen also in Übereinstimmung mit Abbildung 105:

F die Größe der wärmeaufnehmenden bzw. der wärmeabgebenden Fläche in Quadratmetern,

t_i die Temperatur der Luft auf der einen (Innen-) Seite der Fläche in Graden Celsius,

t_a desgl. auf der anderen (Außen-) Seite der Fläche,

τ_i die Oberflächentemperatur auf der Innenseite in Graden Celsius,

τ_a desgl. auf der Außenseite,

d die Wandstärke in Metern,

ϵ den Übergangskoeffizienten für den Eintritt, d. h. diejenige Wärmemenge, die in die Wand pro 1 Std. und pro 1 qm bei der Temperaturdifferenz von 1° C aus der Luft übertritt,

α den Übergangskoeffizienten für den Austritt, d. h. diejenige Wärmemenge, die pro 1 qm/Std. bei 1° C

Temperaturdifferenz aus der Wand in die Umgebung austritt (α und ε heißen auch Koeffizienten der äußeren Wärmeleitung),

- λ den Koeffizienten der inneren Wärmeleitung des Materiales, d. h. diejenige Wärmemenge, die pro 1 qm/Std. bei 1° C Temperaturdifferenz durch 1 m Stärke der Wand hindurchfließt.

Dann ist bei stationärer Wärmeströmung für $t_i > t_a$ unter Annahme der oben gemachten Voraussetzungen nach Fourier:

- a) die in die Wand eintretende Wärmemenge pro Stunde:

$$W_1 = F\varepsilon (t_i - \tau_i);$$

- b) die durch das Innere der Wand von Oberfläche zu Oberfläche hindurchgeleitete Wärme, wenn wir homogenes Material voraussetzen, wobei die Wärmeleitung im umgekehrten linearen Verhältnis zur Wanddicke d steht:

$$W_2 = \frac{F\lambda (\tau_i - \tau_a)}{d};$$

- c) die aus der Wand austretende Wärme:

$$W_3 = F\alpha (\tau_a - t_a).$$

In diesen drei Gleichungen sind die Oberflächentemperaturen τ_i und τ_a unbekannt. Diese sind nicht etwa ohne weiteres gleich den umgebenden Lufttemperaturen zu setzen; denn es besteht beim Überfließen der Wärme von der Oberfläche eines Körpers an die begrenzenden Luftschichten und umgekehrt ein Übergangswiderstand und somit eine Unstetigkeit in der Wärmeströmung, ein plötzlicher, unvermittelter Sprung, wie auch in Fig. 105 bereits graphisch angedeutet ist. Rechnen wir nun τ_i und τ_a aus a) und c) aus unter Berücksichtigung, daß $W_1 = W_2 = W_3$ gleich der transmittierten Wärmemenge W ist, so erhalten wir

$$\text{aus a):} \quad \tau_i = t_i - \frac{W}{F\varepsilon}$$

$$\text{aus c):} \quad \tau_a = t_a + \frac{W}{F\alpha}$$

und durch Subtraktion

$$d): \quad \tau_i - \tau_a = t_i - t_a - \frac{W}{F} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\alpha} \right).$$

Ferner ist aber aus b)

$$e): \quad \tau_i - \tau_a = \frac{W}{F} \cdot \frac{d}{\lambda}$$

so daß wir durch Gleichsetzung von d) und e) erhalten:

$$\frac{W}{F} \left(\frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\alpha} \right) = t_i - t_a$$

oder

$$W = \frac{F (t_i - t_a)}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} \quad \dots \quad (63)$$

Da nun ε , λ und α experimentell für jedes Material bestimmbare Größen sind, so können wir die Summe unter dem Bruchstrich zu einer gemeinsamen Konstanten $\frac{1}{k}$ zusammenfassen und schreiben:

$$\frac{1}{\varepsilon} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha} = \frac{1}{k} \quad \dots \quad (64)$$

Die Gleichung (63) geht dann über in die Form:

$$W = Fk (t_i - t_a) \text{ WE/Std.}, \quad \dots \quad (65)$$

worin k der Wärmetransmissionskoeffizient heißt, dessen Bedeutung wir erkennen, wenn wir F und $(t_i - t_a)$ einzeln gleich eins setzen. Dann wird nämlich $k = W$, d. h.: k ist diejenige Wärmemenge, die stündlich bei 1° C Temperaturdifferenz der Luft durch eine Wand von 1 qm Querschnittsfläche hindurchströmt.

b. Die Berechnung des Transmissionskoeffizienten.

Die Gleichung (64) gibt die Möglichkeit, den für die Heizungstechnik wichtigen Transmissionskoeffizienten k zu berechnen. Im allgemeinen sind die in der Praxis vorkommenden Wände nicht einfach, sondern aus Schichten zusammengesetzt, z. B. eine Außenwand: Tapete, Innenputz,

Mauerwerk mit Mörtelfugen, Luftschicht, Mauerwerk, Außenputz; oder eine Decke: Putz, Holzschalung, Luftraum, Blindboden zwischen den Balken, Zwischenfüllung, Dielen, Linoleum. Wiederholt man für eine beliebige Anzahl Schichten (Fig. 106)

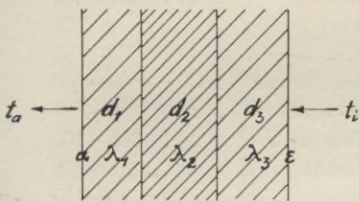


Fig. 106.

Wärmeübertragung durch eine zusammengesetzte Wand.

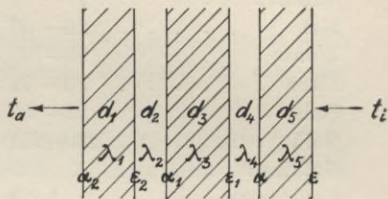


Fig. 107.

Wärmeübertragung durch eine Wand mit zwei Luftschichten.

die Ableitung, die zur Formel (64) geführt hat, so erhält man für n sich berührende Schichten die analoge Beziehung:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\epsilon} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{d_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha} \quad \dots \quad (66)$$

oder z. B. für eine dreifache Wand mit zwei Luftschichten wie in Fig. 107:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{d_3}{\lambda_3} + \frac{d_4}{\lambda_4} + \frac{d_5}{\lambda_5} + \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \quad \dots \quad (67)$$

Für den Fall, daß die Luftschichten hoch genug sind, um annehmen zu können, daß sich in ihnen Konvektionsströme bilden, findet also keine eigentliche Wärmeleitung durch die Luft statt; dann fallen aus Gl. (67) die Glieder $\frac{d_2}{\lambda_2}$ und $\frac{d_4}{\lambda_4}$ heraus.

Für einen gegebenen Fall sind die Dicken d der einzelnen Medien und die Temperaturen t_i und t_a der Luft gegeben; ϵ und α müssen besonders bestimmt werden, während λ aus der folgenden Tabelle zu entnehmen ist.

Tabelle über Koeffizienten λ der inneren Wärmeleitung ¹⁾

WE/1 Std./1 qm/1 C °/m

(nach Neumann, Forbes, Péclet, Lorenz, H. F. Weber u. a.)

Metalle:

Aluminium	123—175	Messing	55—110
Antimon	14— 16	Neusilber	26— 32
Blei	26— 30	Nickel	50
Bronze	90—100	Platin	33— 60
Eisen	50— 72	Schweißeisen	50— 60
Stahl	22— 50	Quecksilber	6— 7
Gold	200—250	Silber	360—400
Guß Eisen	40	Wismut	6
Konstantan	20	Zink	92—105
Kupfer	260—396	Zinn	51— 55

Andere Körper:

Backsteinmauerwerk	0,69—0,70	Leroysche Masse	0,091
Baumwolle (gepreßt)	0,01—0,04	Linoleum	
Bruchsteinmauerwerk	1,3—2,1	Luft (eingeschlossen)	0,02—0,07 ²⁾
Dachpappe	0,12	Marmor (feinkörnig)	3,48
Fichtenholz(Faserrichtung)	0,21	› (grobkörnig)	2,78
Eis	0,8 —2,0	› (n. Forbes)	0,43 —0,65
Filz	0,03—0,05	Papier	0,034—0,043
Flaum	0,04	Pappe	0,16
Gips (Stuck)	0,33—0,63	Quarzsand	0,27
Gipsdiele	0,4 —0,52	Quarz	0,035
Glas	0,35—0,88	Sägemehl	0,05—0,065
Holzasche	0,06	Sandstein	1,3
Holzkohlenpulver	0,08	Schiefer	0,29
Isolierbims (lose)	0,066	Seidenabfall (Isolier- mittel)	0,045
Isolierbimssteine	0,083	Steinkohle	0,11
Kalkstein (feinkörn.)	1,7 —2,1	Tannenholz (Faser- richtung)	0,17
Kesselstein	2,0	Tannenholz (senkr. z. Faserrichtung)	0,10
Kieselguhrkomposition	0,136	Ton (gebrannt)	0,5 —0,7
Koks (dicht)	5,0	Wolle	0,04
Kokspulver	0,16	Zement	0,6
Kork	0,14—0,26		
Korkmasse	0,08		
Kreidepulver	0,09		

¹⁾ Nach Landolt und Börnstein: Physik.-chem. Tabellen. Kohlrausch: Prakt. Physik. H. Recknagel: Kal. f. Gesundheitstechniker.

²⁾ Vergl. die von Nusselt gefundenen Werte S. 236.

Flüssigkeiten:¹⁾

Äther	0,15	Maschinenöle	0,1
Alkohol	0,18	Olivenöl	0,15—0,49
Glyzerin	0,24	Petroleum	0,13
Kochsalzlösung (spezifisch. Gewicht 1,178)	0,14	Wasser	0,51

Die Ein- und Austrittskoeffizienten ϵ bzw. α hängen nach Péclet bei Temperaturüberschüssen zwischen 25 und 65° von folgenden Größen ab:

1. von dem Temperatursprung ($t - \tau$) bzw. ($\tau - t$), den man nach Rietschel für die höchste Innen- und niedrigste Außentemperatur zu schätzen hat, und zwar:

Für Backsteinmauern von 0,12 m Stärke	($t - \tau$) bzw. ($\tau - t$) =	8°
» » » 0,25 » » » » »		7°
» » » 0,38 » » » » »		6°
» » » 0,51 » » » » »		5°
» » » 0,64 » » » » »		4 ⁰²
» » » 0,77 » » » » »		3°
» » » 0,90 » » » » »		2°
» » » 1,03 » » » » »		1°
» » » über 1,05 » » » » »		0°
» einfache Glasfenster		20°
» doppelte »		10°
» Außenholztüren		2°
» Decken mit Füllung		1°
» Innenwände		0°

2. von der Wärmeüberleitung L zwischen Wand und Luft, und zwar:

$$L = l (\tau - t) [1 + 0,0075 (\tau - t)], \quad \dots \quad (68)$$

wobei der Wärmeüberleitungskoeffizient nach Ser gesetzt werden kann:

$l = 3$ für ruhende,
bis $l = 6$ für bewegte Luft.

¹⁾ Nach H. F. Weber. Die Werte gelten nur, wenn die Flüssigkeit nicht zirkuliert (z. B. Erwärmung von oben).

²⁾ Dieser Wert stimmt mit Intzes Messungen ungefähr überein. Vgl. H. Fischer, Hdb. d. Arch. III. 4. S. 137, Verlag Kröner, Leipzig 1908.

3. von der Strahlung S , und zwar nach Péclet:

$$S = s(\tau - t) [1 + 0,0056(\tau - t)], \quad . . . \quad (69)$$

wobei der Strahlungskoeffizient s die Werte hat:

Tabelle über Strahlungskoeffizienten s (WE/1 Std./1 qm/1° C).

Absolut schwarzer Körper	4,61	Metalle:	
Baumwollenzeug	3,65	Messing, poliert	0,26
Bausteine	3,60	Silber	0,13
Glas ¹⁾	2,91	Zink	0,24
Gips	3,60	Zinn	0,22
Holz	3,60	Ölanstrich	3,7
Kohlenpulver	3,42	Papier, gewöhnlich	3,8
Kohlenstaub	3,42	› versilbert	0,42
Kreide, zerpulvert	3,32	› vergoldet	0,23
Metalle:		Ruß	4,0
Eisen, oxydiert	3,36	Sand, feiner	3,62
Eisenblech, gewöhnlich	2,77	Sägespähne	3,53
› poliert	0,45	Seidenstoff	3,7
› verbleit	0,65	Wasser	5,3
Guß Eisen, neu	3,17	Wollstoff	3,7
Kupfer	0,16		

Durch Zusammenfassung von 1., 2. und 3. erhalten wir endlich den Ein- bzw. Austrittskoeffizienten als die Summe des Leitungs- und Strahlungsanteiles ($L + S$) für 1° C Temperaturdifferenz, nämlich:

$$\varepsilon \text{ bzw. } \alpha = l [1 + 0,0075(\tau - t)] + s [1 + 0,0056(\tau - t)] \quad (70)$$

Unter Einführung dieser Werte in die Gleichungen (64) bis (67) können nun die Gesamttransmissionskoeffizienten k der einzelnen Baumaterialien berechnet werden.

c. In der Praxis gebräuchliche Transmissionskoeffizienten.

Für die wichtigsten in der Praxis vorkommenden Baumaterialien sind die Transmissionskoeffizienten k der Gleichung (65) auf die vorbeschriebene Weise durch Rechnung

¹⁾ Wo auf den Glasflächen Schwitzwasserbildung zu gewärtigen ist, setze man $s = 5,3$ d. h. den Strahlungskoeffizienten für Wasser! Die Ritzen bei Fenstern berücksichtige man dadurch, daß man für die Fläche den Fensterrahmen mitrechne!

bestimmt worden. Die graphische Fig. 108 sowie die folgende Tabelle enthalten Mittelwerte der Transmissionskoeffizienten, wie sie teils von Rietschel angegeben, teils in der »Anweisung zur Herstellung und Unterhaltung von Zentral-

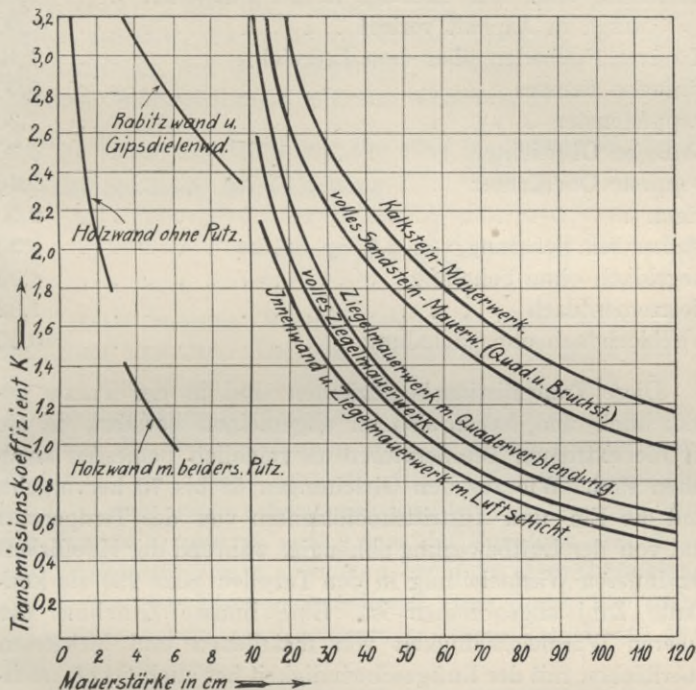


Fig. 108.

Wärmetransmissionskoeffizienten k WE/qm/Std./C° der Umfassungswände von Gebäuden.

heizungs- und Lüftungsanlagen in den unter Staatsverwaltung stehenden Gebäuden Preußens²⁾ vom Jahre 1901 enthalten sind:

Balkenlagen mit halbem Windelboden:

als Fußboden	$k = 0,35$
» Decke	0,50

²⁾ Verlag Wilh. Ernst u. Sohn, Berlin 1901.

Gewölbe mit massivem Fußboden	$k = 1,60$
» » Dielung darüber:	
als Fußboden	0,45
» Decke	0,70
Hölzerner, über dem Erdreich hohler Fußboden	0,80
desgl. in Asphalt verlegt	1,00
Massiver Fußboden über dem Erdreich	1,40
Einfache Fenster	5,00
Doppelfenster	2,30
Einfache Oberlichter	5,30
Doppelte Oberlichter	2,40
Türen	2,00
Dächer mit Schalung von 2,5 cm Stärke	2,20
Ziegeldach ohne Schalung	4,90
Holzzementdach	1,32
Wellblechdach ohne Schalung	10,40

Diese Transmissionskoeffizienten sind in der Praxis gebräuchlich und haben sich im allgemeinen bewährt, da sie für die extremen Temperaturen als reichlich bemessen anzusehen sind. Wie aus den Gleichungen 68 bis 70 hervorgeht, sind die Ein- und Austrittskoeffizienten von der Temperatur und von der Luftbewegung abhängig, während der Koeffizient der inneren Wärmeleitung in den Tabellen Seite 230 als konstante Zahl angenommen ist. Eine lineare Zunahme der äußeren Wärmeleitfähigkeit von metallenen und lackierten Oberflächen mit der Luftgeschwindigkeit hat auch Ott¹⁾ nachgewiesen.

Wie erheblichen Anteil unter Umständen die Sonnenstrahlung an der Wärmetransmission haben kann, hat Verfasser an einem konkreten Fall experimentell gezeigt²⁾: Es bestand bei einem Raum eine Temperaturdifferenz ($t_i - t_a$) = 9° C, und trotzdem fand keine Wärmetransmission durch

1) Ott: Untersuchungen zur Frage der Erwärmung elektrischer Maschinen. Mitteilungen üb. Forschungsarbeiten, Heft 35/36. Verl. Jul. Springer, Berlin 1906.

2) Dietz: Beitrag zur Kenntnis des Wärmetransmissionskoeffizienten, Ges.-Ing. 1909, Nr. 12. Verl. Oldenbourg. München.

die Wand statt, weil die Oberflächentemperaturen der Wand $\tau_t = \tau_a$ waren, d. h. durch Wärmeabsorption der Sonnenstrahlen wurde der Fehlbetrag der Transmission gedeckt.

Ferner wurde aus den eingehenden Untersuchungen, die Nusselt¹⁾ über die Wärmeleitfähigkeit von Wärmeisolistoffen anstellte, die annähernd lineare Zunahme der inneren Wärmeleitung mit der Temperatur erwiesen. Es ergab sich, daß der Wärmeleitungskoeffizient zwischen 0 und 100° für 1 Grad Temperaturerhöhung um etwa $\frac{1}{273}$ seines Wertes bei 0° zunimmt nach der Gleichung:

$$\lambda_t = \lambda_0 \left(1 + \frac{t}{273} \right) \dots \dots \dots (71)$$

Da die meisten Baumaterialien in ihrem wärmephysikalischen Verhalten dem der Isolistoffe verwandt sind, so besteht eine ähnliche Abhängigkeit zweifellos auch für die Umfassungswände der Gebäude. Daraus folgt dann unmittelbar, daß die Wärmeströmung in einer Wand im stationären Zustande nicht linear verläuft, wie in Fig. 105 gezeichnet, sondern nach einer schwachgekrümmten Parabel, die durch die Punkte τ_t und τ_a geht. Aus der Zunahme des k mit der Temperatur ergibt sich dann ebenfalls eine Abhängigkeit des λ von der Temperaturdifferenz, was durch die soeben angeführte Arbeit des Verfassers in einem gegebenen Falle sich bestätigt fand.

Nusselt¹⁾ hat ferner die Isolistofffähigkeit von Luftschichten untersucht; er fand bei kleineren Temperaturdifferenzen ($< 20^\circ$) und bei annähernd Atmosphärentemperatur die gesamte durch den Luftmantel gegangene Wärmemenge:

$$W = F \left(\frac{\lambda'}{d} + \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c}} \right) (\tau_1 - \tau_2) \dots \dots (72)$$

¹⁾ Nusselt: Die Wärmeleitfähigkeit von Wärmeisolistoffen. Dissertation, Kgl. Tech. Hochschule München, Z. d. V. D. Ing. 1908, und Forschungsarbeiten Heft 63, Verlag Springer 1909.

worin bedeutet:

F die Fläche der Begrenzung des Luftmantels in Quadratmetern,

λ' eine fingierte Wärmeleitzahl, und zwar

für Luftschichten von $d = 0,04$ bis $0,14$ m Abstand

$\lambda' = 0,070$

» » » $d = 0,015$ m $\lambda' = 0,035$

» noch engere Luftschichten nähert sich λ' der reinen Wärmeleitzahl der Luft: $\lambda = 0,02$,

c_1 und c_2 die Strahlungskoeffizienten der Oberflächen,

c die Strahlungskonstante des »absolut schwarzen« Körpers = $4,61$,

$\tau_1 - \tau_2$ die Temperaturdifferenz der den Luftmantel begrenzenden Flächen.

Mit zunehmender Temperatur nimmt also die Isolierwirkung des Luftmantels rasch ab. Den mit der Dicke des Zwischenraumes wachsenden Konvektionsströmen ist durch λ' bereits Rechnung getragen; eine Unterteilung des Luftmantels durch eingemauerte Stege wirkt hemmend auf die Konvektion, also verbessernd auf die Isolierwirkung des Luftmantels.

Inwieweit nach den angeführten Forschungen die auf Seite 233—234 angegebenen Transmissionskoeffizienten für die Praxis zu berichtigen wären, würde sich einer besonderen Untersuchung lohnen.

Dazu kommt noch eine andere Tatsache, die ebenfalls in den obigen Tabellen für die innere Wärmeleitung nicht berücksichtigt worden ist: je nach der angewendeten Ventilationsart, ob Druck- oder Saugelüftung, hat die in den Poren der Umfassungswände eingeschlossene Luft eine Bewegungsrichtung von innen nach außen oder umgekehrt. Es findet also innerhalb der porösen Umfassungen eines Gebäudes eine konvektive Wärmeströmung neben der reinen Wärmeleitung statt, die den Transmissionskoeffizienten ebenfalls in bisher noch nicht geklärter Weise verändert. Daß endlich die Durchnässung einer Wand, d. h. die Erfüllung der Poren durch

Wasser mit dessen großer spezifischer Wärme und hohen inneren Leitfähigkeit gegenüber Luft die Wärmetransmission ganz bedeutend vermehrt, bedarf kaum der Erwähnung.

d. Aufstellung der stündlichen Wärmeverluste eines Raumes.

Wie bereits erwähnt, sind die im letzten Abschnitt angegebenen Transmissionskoeffizienten als sichere Werte zu betrachten, sobald für die Wärmetransmissionsberechnung eines Raumes die höchste Innen- und die niedrigste Außentemperatur angesetzt werden. Als letztere gilt für Deutschland allgemein -20°C , in exponierten Gegenden -25°C . Die hygienisch wünschenswerten Innentemperaturen für die verschiedenen Raumgattungen sind bereits auf Seite 51 angegeben worden. In bezug auf denjenigen Raum, dessen Wärmebedarf berechnet werden soll, sind die Temperaturen aller angrenzenden Räume ebenfalls als Außentemperaturen zu betrachten und dafür die für sie bestimmten Werte in Ansatz zu bringen. Für unbeheizte oder nicht täglich geheizte Räume sind nach der ministeriellen »Anweisung«¹⁾ im Mittel etwa folgende Temperaturen zu setzen:

für abgeschlossene Räume im Keller und in den übrigen Geschossen	$\pm 0^{\circ}\text{C}$
» öfter von der Außenluft bestrichene Räume, wie Durchfahrten, Vorhallen, Vorflure	$- 5^{\circ}\text{C}$
» unmittelbar unter der Dachfläche liegende Räume bei Metall- und Schieferdächern	$- 10^{\circ}\text{C}$
» desgl. bei dichteren Bedachungsarten, wie Ziegel, Holzzement usw.	$- 5^{\circ}\text{C}$
» die Erdbodentemperatur	$+ 5$ bis $+ 7^{\circ}\text{C}$

Mit Hilfe der Gleichung (65): $W = Fk(t_i - t_a)$ sind nun für den Beharrungszustand die stündlichen Wärmeverluste der Abkühlungsflächen jedes Raumes einzeln zu bestimmen, wie es in der folgenden Tabelle für die Räume Nr. 1 und 2

¹⁾ Anweisung zur Herstellung und Unterhaltung von Zentralheizungs- und Lüftungsanlagen in den unter Staatsverwaltung stehenden Gebäuden Preußens. Verlag Wilh. Ernst u. Sohn, Berlin 1901.

der Fig. 109 geschehen ist: Man beginnt die Berechnung stets mit den Fenstern und Türen, deren Flächen dann von denen der Wände abzuziehen sind. Bei den Flächen der Fenster sind nicht nur die Glasflächen, sondern um die Undichtigkeiten zu berücksichtigen,

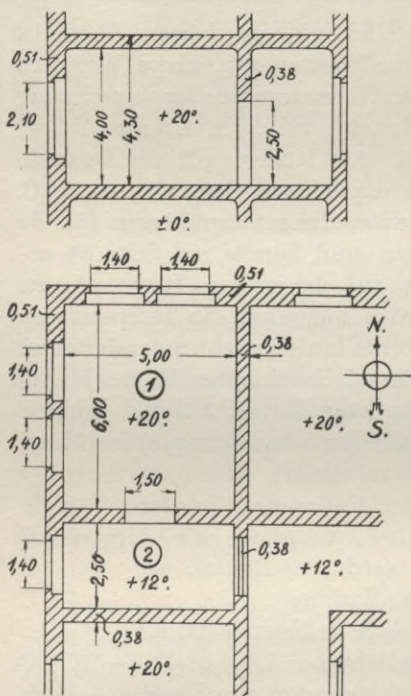


Fig. 109.

Berechnung der stündlichen Wärmeverluste von Räumen.

keiten zu berücksichtigen, die vollen Wandöffnungen in die Rechnung einzusetzen. Für die Flächen der Wände rechne man die lichte Länge bzw. Breite des Raumes, dagegen die ganze Stockwerkshöhe von Oberkante Fußboden zu Oberkante Fußboden. Für die Fußböden und Decken sind die Lichtmaße des Raumes ausreichend. Grenzt der zu berechnende Raum an ein auf die gleiche Temperatur zu beheizendes Nachbarzimmer, so fällt die Wärmetransmission für die betreffende Trennungsfläche aus. Ist jedoch die Temperatur des angrenzenden Raumes höher, so wird für diesen Fall ($t_i - t_a$) negativ, d. h. der zu berechnende Raum gibt keine Wärme ab, sondern erhält von dieser Seite eine Wärmemenge $W = Fk (t_i - t_a)$, die von seinem Wärmeverlust abzuziehen ist, vgl. Spalte 7b der Tabelle. Die algebraische Summe der Wärmeabgabe und des Wärmegewinnes wird in Spalte 7c eingetragen.

Um die Witterungseinflüsse genügend zu berücksichtigen, sind nach den Vorschlägen des Verbandes Deutscher Zentralheizungsindustrieller mindestens folgende Zuschläge

Anlage D. 1)

Berechnung der stündlichen Wärmeverluste.

1 Nummer	2 Raum			3 Abkühlungsfläche						4			5 Temperatur in Grad Celsius			6 Transmissionskoeffizient	7 Wärme- einheiten ohne Zuschläge			8 Zu- schläge		9 Gesamtsumme der W. einshl. der Zuschläge	10	
	a Nummer des Raumes	b Länge	c Breite	d Höhe	e Inhalt	a Bezeichnung	b Himmelsrichtung	c Länge	d Höhe und Breite	e Fläche	f Anzahl	g abzuziehen	h in Rechnung gestellt	a innen	b außen		c Unterschied	a Abgabe	b Gewinn	c im Ganzen (a-b)	a für Himmelsrichtung			b für Betriebs- unterbrechung bzw. Windanfall
1	Bera- tungs- zimmer (Eck- zimmer)	5,00	6,00	4,00	120	E.F. N.	1,4	2,1	2,94	2	—	—	5,88	+	20	+	40	5,00	1176	—	—	Die Zahl in Spalte 7 wird erhalten durch Multiplikation der Zahlen in den Spal- ten 3b, 5c und 6. Am Schlusse der Berech- nung ist die Summe der Rauminhalte und der Wärme- verluste sämtlicher Räume nach Heiz- arten getrennt in den Spalten 2e, 7c und 9 zu ermitteln. Die Summe in Spal- te 9 ist den statisti- schen Berechnun- gen (Anlage J) zu- grunde zu legen.		
		—	—	—	—	E.F. W.	1,4	2,1	2,94	2	—	—	5,88	+	20	+	40	5,00	1176	—	—			
		—	—	—	—	J.T.	1,5	2,5	3,75	1	—	—	3,75	+	20	+	12	82,00	60	—	—			
		—	—	—	—	A.W. N.	5,0	4,3	21,50	1	5,88	15,62	51	51	20	+	20	+	40	1,10	687		—	—
		—	—	—	—	A.W. W.	6,0	4,3	25,80	1	5,88	19,92	51	51	20	+	20	+	40	1,10	876		—	—
		—	—	—	—	J.W.	5,0	4,3	21,50	1	3,75	17,75	38	38	20	+	12	+	12	81,30	185		—	—
2	Vor- raum	5,0	2,5	4,0	50	E.F. W.	1,4	2,1	2,94	1	—	—	2,94	+	12	—	20	32,50	470	—	—	4370		
		—	—	—	—	J.T.	1,5	2,5	3,75	1	—	—	3,75	+	12	—	20	82,00	—	60	—		—	
		—	—	—	—	A.W. W.	2,5	4,3	10,75	1	2,94	7,81	51	51	12	+	20	+	32	1,10	275		—	—
		—	—	—	—	J.W.	5,0	4,3	21,50	1	3,75	17,75	38	38	12	+	20	+	81,30	—	185		—	—
		—	—	—	—	J.W.	5,0	4,3	21,50	1	21,50	38	38	12	+	20	+	81,30	—	224	—		—	
		—	—	—	—	F.B.	5,0	2,5	12,50	1	12,50	—	—	—	12	+	0	+	12	0,35	53		—	—
																	798	469	→	329				

Es bedeutet: E. F. Einfache Fenster, D. F. Doppelfenster, J. T. Innentüren, A. T. Außentüren, J. W. Innenwände, A. W. Außenwände, F. B. Fußböden, D. Decken, E. O. Einfache Oberlichter, D. O. Doppelte Oberlichter. Für die Höhe einer senkrechten Wand ist die ganze Geschoßhöhe, zwischen den Fußböden-Oberkanten gemessen, einzusetzen.

1) Anweisung zur Herstellung und Unterhaltung von Zentralheizungs- und Lüftungsanlagen in den unter Staatsverwaltung stehenden Gebäuden Preußens, Verlag Wilh. Ernst u. Sohn, Berlin 1901.

auf die betreffenden Außenflächen zu machen und in Spalte 8a einzutragen:

für Abkühlungsflächen nach N	20 %
» » » NO, NW, O	15 %
» » » W	5 %
» » , die dem Windanfalle besonders ausgesetzt sind	15 %
» Eckräume und solche mit einander gegenüberliegen- den Außenwänden sind vorstehende Zuschläge je 10 % höher anzusetzen.	
» Räume von über 4 m Höhe sind für jeden an- gefangenen Meter Überhöhe auf die berechneten Wärmemengen zuzuschlagen	2,5 % (jedoch im ganzen nicht über 20 %).

Bis hierher gilt die Transmissionsberechnung für den Beharrungszustand. Deshalb müssen für Anheizen und für Betriebsunterbrechung außerdem mindestens noch folgende Zuschläge auf den bis hierher berechneten Gesamtwärmeverlust des betreffenden Raumes gemacht werden:

für Räume, die bis abends geheizt werden, bei denen jedoch die Kesselanlage während der Nacht unter Feuer bleibt, so daß sie in der Nacht wenig auskühlen, wie Wohn- und Krankenzimmer, Restaurants und Gefängniszellen usw.	5 %
» Räume, die nur bis zum späten Nachmittag beheizt werden und infolgedessen während der Nacht mehr auskühlen, wie Geschäfts- und Fabrikräume, Schulzimmer usw.	15 %
» Räume, die nur selten geheizt werden, bei 5 Stunden Anheizdauer	25 %
» 4 » »	30 %
» 3 » »	40 %
» 2 » »	50 %

Treppen und Korridore erhalten nur die Witterungszuschläge, aber keine Zuschläge für Anheizen und Raumhöhe. Für etwaige Ventilation oder Luftbefeuchtung sind die betreffenden Wärmemengen getrennt zu bestimmen.

Sehr große Räume, wie z. B. Kirchen, können nicht nach den vorstehenden Angaben berechnet werden, da sie meistens außergewöhnlich starke Umfassungswänden haben. Die Durchwärmung dieser gewaltigen Mauer Massen würde unter Umständen ganz enorme Wärmemengen ergeben. Deshalb verzichtet man für solche Fälle lieber auf die Erreichung des Beharrungszustandes. Zur Berechnung des Wärmebedarfes schlägt dann Fischer¹⁾ folgendes Verfahren vor: Man berechne zunächst die Wärmemenge W_1 , die erforderlich ist, um eine Innenschicht von 120 bis 150 mm Stärke der Umfassungswände und des Fußbodens auf die verlangte Innentemperatur zu erwärmen, wobei die spezifische Wärme pro $\text{cbm}/^\circ\text{C}$ zu 270 bis 500 angenommen werden kann. Bei z Stunden Anheizdauer ist dann $\frac{W_1}{z}$ die erforderliche Wärmemenge in 1 Stunde. Ferner berechne man ebenfalls für die Anheizdauer z diejenige Wärmemenge W_2 , die zur Erwärmung des Luftinhaltes der Kirche auf Innentemperatur nötig ist. Dies ergibt $\frac{W_2}{z}$ WE/Std. Endlich ermittle man die Wärmemenge W_3 pro Stunde, die im Beharrungszustande durch Fenster, Türen usw. nach außen verloren geht. Die Summe dieser drei Wärmemengen liefert alsdann brauchbare Werte für den stündlichen Gesamtwärmebedarf mittlerer Kirchen, die meistens nur auf wenige Stunden benutzt werden, wobei keine höhere Innentemperatur als 10 bis 12° gewünscht wird.

Für derartige Räume kann auch der Wärmebedarf W nach folgenden empirischen Formeln berechnet werden, die von Rietschel²⁾ auf statistischer Grundlage gewonnen wurden und hier in vereinfachter Form gegeben werden,

bei Wasser- oder Dampfheizung mit sehr gut verteilter Heizfläche:

$$W = 84 [EF] + \left(23 + \frac{60}{z}\right) [AW + JW + D + FB], \quad (73)$$

¹⁾ H. Fischer: Heizung und Lüftung der Räume. Handbuch d. Architektur, 3. Teil, 4. Bd., Verl. Kröner, Leipzig 1908.

²⁾ Rietschel: Leitfad. z. Ber. u. Entw. v. Lüftungs- u. Heizungsanlagen. Verl. Springer, Berlin 1902.

bei Luftheizung und bei Heizungen mit nicht gut verteilter Heizfläche:

$$W = 84 [EF] + \left(40 + \frac{120}{z}\right) [AW + JW + D + FB]. \quad (74)$$

In diesen Gleichungen, die den Wärmebedarf direkt pro Stunde liefern, bedeutet $z = 5-10$ Stunden, nach Umständen auch mehr, die Anheizdauer. Bei Luftheizung ist dabei für jedes Meter über 12 m Raumhöhe noch 5% zum Wärmebedarfe zuzuschlagen. Die in den eckigen Klammern stehenden Bezeichnungen bedeuten die Abkühlungsflächen in qm, nämlich: einfache Fenster, Außen- und Innenwände, Decken und Fußböden.

e. Erwärmung und Abkühlung der Räume.

Durch die auf S. 240 nach praktischen Erfahrungen gemachten Anheizzuschläge zu der im Beharrungszustande erforderlichen Wärmemenge eines Raumes haben wir bereits dem Umstande Rechnung getragen, daß während des Hochheizens die Umfassungswände zu ihrer eigenen Erwärmung eine gewisse Wärmemenge verschlucken, die durch die Heizquelle zu decken ist. Wird später der Heizkörper abgestellt, so wird — unveränderte atmosphärische Verhältnisse vorausgesetzt — die oft bedeutende in den Wänden aufgespeicherte Wärmemenge¹⁾ zum Teile nach dem Raum hin wieder frei und verhütet ein zu schnelles Erkalten des letzteren. Bei Schwankungen in der Wärmelieferung wirken somit die Wände infolge ihrer großen Wärmekapazität als Wärmeregulatoren. Wir können uns ihre Wirkung analog vorstellen wie beim Vorgange der gedämpften Schwingungen.

In Fig. 110 sei der Querschnitt einer Mauer dargestellt, und von einer Nulllinie ab seien die Temperaturen in den Wandquerschnitten 1, 2, 3, 4 und 5 als Ordinaten aufgetragen. Für den Fall des Beharrungszustandes ergibt sich dann nach den besprochenen Regeln der Wämetransmission der stark

¹⁾ De Grahl: Wärmeaufnahme u. -abgabe der Umfassungswände von Gebäuden. Gesundheits-Ingenieur v. 2. Juni 1907. Verl. R. Oldenbourg, München.

gezeichnete Kurvenzug $a-a$, wobei auf der rechten Seite der geheizte Innenraum und links die Außenluft gedacht ist. Die Linie $a-a$ ist gemäß Gl. (71) schwach parabelförmig gekrümmt.

Diese Temperaturkurve $a-a$ läßt sich experimentell bestätigen, indem wir in der Wand Thermometer so anbringen, daß die Quecksilbergeläße in den Abständen 1, 2, 3, 4, 5 eingebettet sind, d. h. ohne Luftschichten dicht im Mauerwerk

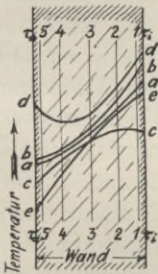


Fig. 110.

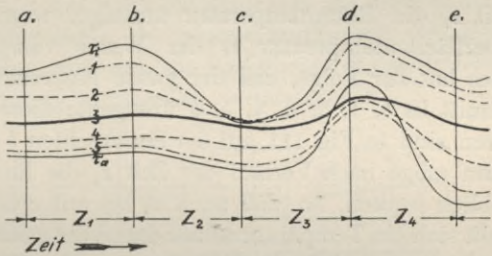


Fig. 111.

Ortlicher und zeitlicher Temperaturverlauf innerhalb einer Mauer.

anliegen. Die Kapillaren müssen so weit aus der Wand hervorragen, daß die höchsten und niedrigsten zu erwartenden Temperaturen noch ablesbar sind. Bequemer und genauer sind jedoch Thermoelemente, deren Lötstellen in den Abständen 1—5 in der Wand liegen. Die Thermodrähte müssen von den Lötstellen ab erst mindestens je 10 cm auf einer Temperaturebene parallel den Wandflächen, ohne sich zu berühren, gelagert sein und werden von hier ab gut isoliert nach dem Räume hereingeführt. Hier sind sie mit den zu einem Umschalter führenden Kupferdrähten verlötet. Diese zweiten Lötstellen liegen zweckmäßig in Glasröhren und diese wiederum in schmelzendem Eisen. Dadurch werden die betreffenden Wandtemperaturen annähernd direkt proportional der elektromotorischen Kraft gefunden. Durch entsprechendes Umlegen des Umschalters, der mit dem Galvanometer bzw. mit einer Kompensationsschaltung verbunden ist, kann dann auf die einfachste Weise der Temperaturverlauf 1—5 in der Wand mit Hilfe einer Eichungskurve bestimmt werden. Natürlich

wird sich die Kurve $a-a$ nur ergeben, wenn während vieler Stunden ein stationärer Zustand der Innen- und Außentemperaturen voraufgegangen ist. Durch Extrapolation der erhaltenen Kurve bis zum beiderseitigen Schnittpunkte mit der Wandbegrenzung erhalten wir die auf andere Weise kaum meßbaren Oberflächentemperaturen τ_i und τ_a für die Innen- und Außenflächen der Mauer. Nach Fig. 111 sind die Punkte $\tau_i, 1, 2, 3, 4, 5, \tau_a$ auf die Senkrechte a projiziert.

Jetzt nehmen wir an, daß im Verlaufe einer gewissen Zeit z_1 die Raumtemperatur ansteige, womit sich auch die Oberflächentemperatur τ_i der Wand von a bis b erhebt. Dies hat zur Folge, daß der ganze Kurvenzug im Wandquerschnitt in $b, 1, 2, 3, 4, 5, b$ übergeht; diese sieben Temperaturen sind in Fig. 111 auf der Senkrechten b verzeichnet. Als dann möge nach Verlauf der Zeit z_2 die Raumtemperatur erheblich sinken, so daß auch τ_i bis auf c fällt. Naturgemäß stellt sich ein Temperaturabfall durch die ganze Wand hindurch ein, so zwar, daß die Temperaturen im Wandinnern träger folgen, so daß eine entgegengesetzte Krümmung der Temperaturkurve $c, 1, 2, 3, 4, 5, c$ eintritt, deren Punkte wieder nach Fig. 111 auf die Senkrechte c projiziert sind. Wir sind jetzt in einem nicht stationären Zustande der Temperaturbewegung und wollen annehmen, daß im weiteren Verlaufe der Zeit z_3 die Außentemperatur ziemlich plötzlich steige, so daß die Oberflächentemperatur τ_a bis d sich erhebt. Wir werden dann mit Hilfe der Thermolemente mit Leichtigkeit die Kurve $d, 5, 4, 3, 2, 1, d$ aufnehmen können, deren Punkte in Fig. 111 wieder auf die Senkrechte d projiziert sind. In dieser Fig. 111 ergibt sich nunmehr bereits je ein Linienzug für den zeitlichen Temperaturverlauf in den einzelnen Wandtiefen, und es zeigt sich, daß nach Ablauf der Zeit z_3 die Kurve der Oberflächentemperatur τ_a bereits die Innenwandtemperaturen 5, 4 und 3 überschneidet. Diese Erscheinung erklärt sich einfach daraus, daß die Wand, als schlechter Wärmeleiter, im Innern die plötzlichen Temperaturschwankungen nicht schnell genug mitmachen kann. Sinkt nun die Außentemperatur, so erhalten wir beispielsweise nach der Zeit z_4 die Kurve $e, 5, 4, 3, 2, 1, e$ in Fig. 110, deren Punkte auf

der Senkrechten e in Fig. 111 zur weiteren Fortführung des zeitlichen Temperaturverlaufes dienen.

Wir erkennen aus Fig. 111, daß der Verlauf der innersten Wandtemperatur 3 eine nur sehr schwach gewellte Linie ergibt, während die Schwankungen desto größer werden, je mehr wir uns den Wandoberflächen nähern, und daß sie für die letzteren am stärksten sind. Je dicker die Wand ist, desto kleiner sind naturgemäß die Abweichungen der Temperaturen im Wandinnern von der geraden Linie; und je dünner die Wand und je besser ihre Wärmeleitfähigkeit ist, desto weniger werden die Schwingungen der Temperaturkurven gedämpft, und desto schneller muß sich die Raumheizung den Schwankungen der Witterung anzupassen vermögen.

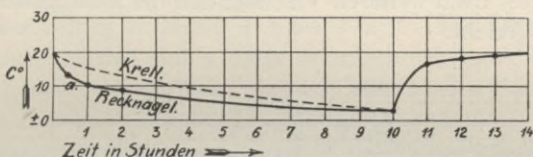


Fig. 112.

Abkühlung und Erwärmung eines Raumes.

Interessant und von höchster Wichtigkeit für die zu schaffende Größe der Heizfläche — die ja, wie wir sahen, von der Anheizdauer abhängt — ist nun die Frage nach der Abkühlung bzw. Erwärmung eines Raumes, in dem die Heizung periodisch, z. B. des Morgens an- und des Abends abgestellt wird. Die Frage ist heute noch nicht gelöst. Sie hat zuerst Recknagel¹⁾, auf den Theorien Fouriers fußend, analytisch zu behandeln versucht. Die Ableitung ist jedoch für eine Wiedergabe an dieser Stelle zu kompliziert, deshalb mögen nur die Resultate der Theorie für einen praktischen Fall mitgeteilt sein: Für einen Raum von 5 m Länge, 5 m Breite

¹⁾ G. Recknagel: Abkühlung und Erwärmung geschlossener Lufträume, Gesundh.-Ing. 1901 Nr. 17 und Z. d. V. D. Ing. 1901 Nr. 51; ferner: Separatabdruck aus d. Sitz.-Ber. d. Kgl. Bayer. Ak. d. Wissenschaften Bd. XXXI Heft II. München 1901 (in Komm. d. G. Franzschen Verleges).

und 4 m Höhe, der nur eine einzige homogene, 50 cm starke Abkühlungswand an die Außenluft von -20°C kehrt, errechnete Recknagel für windiges Wetter die in Fig. 112 graphisch eingezeichneten Werte der ausgezogenen Kurve. Nachdem der Raum zuerst im Dauerbetriebe geheizt war, wird zur Zeit 0 der Heizkörper abgestellt, so daß er keine Wärme mehr überträgt, und der Raum der Abkühlung überlassen; dann sinkt seine Lufttemperatur von 20°C , wie die Kurve zeigt, zunächst steil abfallend, dann langsam innerhalb 10 Stunden bis auf $3,3^{\circ}$. Wird nun die Heizung wieder in Betrieb gesetzt, so ergibt die Rechnung eine steil ansteigende Erwärmungskurve, die (mit der angenommenen kontinuierlichen Wärmelieferung einschließlich des Anheizzuschlages) nach weiteren vier Stunden die Anfangstemperatur wieder erreicht.

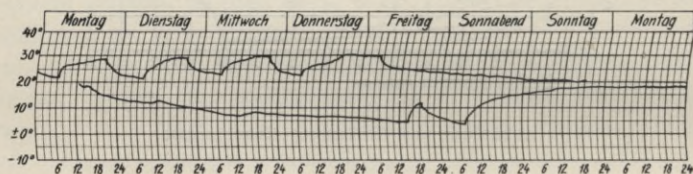


Fig. 113.

Registrierte Temperaturkurven bei der Erwärmung und Abkühlung von Räumen.

Mit der Praxis scheint Recknagels Theorie in qualitativer Beziehung gut übereinzustimmen. Fig. 113 gibt zwei Temperaturkurven wieder, die mit Thermographen (Fig. 6) aufgenommen wurden. Die obere Kurve ist von Meter mitgeteilt¹⁾ und bezieht sich auf die Heizung des 77 m langen, 14 m breiten und 19 m hohen Büchersaales der Wiener Hofbibliothek, dessen Mauern 2,50 m, zum Teil über 3 m dick sind. Dieser Saal erhielt zu dem Besuche des deutschen Kronprinzen eine interimistische Heizung, die, innerhalb dreier Tage

¹⁾ Meter: Die Erwärmung des Prunksaales der k. k. Hofbibliothek in Wien anlässlich des Besuches des Deutschen Kronprinzen am 14. April 1901, Gesundh.-Ing. 1901, Nr. 18. Verl. R. Oldenbourg, München.

montiert, 14 Tage lang in Benutzung gehalten und dann wieder entfernt wurde. Die ersten vier Kurvenzüge lassen die tägliche Abkühlung und Erwärmung von Montag bis Donnerstag erkennen, wobei die Temperatur der Innenluft bis auf 30°C stieg; am Freitag früh sechs Uhr wurde das Heizungsprovisorium vollständig entfernt, und nun folgt die Abkühlung des Saales über Freitag, Sonnabend und Sonntag — an welchem Tage der beabsichtigte Empfang des Kronprinzen stattfand — bis auf $+ 20^{\circ}\text{C}$ Raumtemperatur. Die durchschnittliche Außentemperatur während dieser Zeit betrug $+ 8,5^{\circ}\text{C}$.

Ein anderes Beispiel aus der Praxis des Verfassers gibt die untere Kurve der Fig. 113: Der beobachtete Raum war 11 m lang, 7 m breit und ca. 4 m hoch, und grenzte mit allen vier Außenwänden von 13 cm Stärke an die Außenluft; die Außentemperatur betrug im Mittel $+ 1$ bis $+ 2^{\circ}\text{C}$. Die Temperaturkurve zeigt zunächst eine 4 tägige ununterbrochene Abkühlung des Raumes, dann ein Anheizen, wieder eine Abkühlung und endlich ein kontinuierliches Hochheizen über 2 Tage bis zum Übergang in den Dauerbetrieb mit $+ 18^{\circ}\text{C}$ Innentemperatur.

Alle solche aus der Praxis entnommenen Kurven zeigen also bei plötzlicher Außerkraftsetzung der Heizung denselben charakteristischen, von Recknagel aus der Theorie abgeleiteten Verlauf. Daß sowohl auf die Abkühlung als auch auf die Erwärmung der Räume die Witterungsverhältnisse, besonders die Intensität der Sonnenstrahlung einen erheblichen Einfluß haben, und daß deshalb keine Theorie einen absolut befriedigenden Anhalt zu geben vermag, muß beachtet werden. Unter diesem Vorbehalte sind auch die Ableitungen von Krell¹⁾ aufzunehmen, der die Abkühlung der Gebäude auf derselben Grundlage behandelt wie die Abkühlung der Thermometer (vgl. S. 35). Nach Krell heißt die Zeit in Stunden, die verfließt, bis die Anfangstemperaturdifferenz eines Raumes oder Gebäudes zwischen innen und außen bei gleichbleibender Außentemperatur sich auf die Hälfte vermindert, der Abkühlungskoeffizient β . Dieser soll für jedes Gebäude oder

¹⁾ Krell sen.: Abkühlung von Gebäuden, Gesundh.-Ing. 1907, Nr. 1. Verl. R. Oldenbourg, München.

für jeden Raum eine konstante Zahl sein. Nach den meisten dem Verfasser vorliegenden Abkühlungsdiagrammen ergeben sich jedoch Abweichungen von den tatsächlichen Verhältnissen, die ihren Grund wohl darin haben, daß β nicht konstant bleibt, da die registrierten Abkühlungskurven zu Anfang bedeutend schneller abfallen als die nach Krell berechneten. Daß dies so sein muß, ist einleuchtend: denn nach dem plötzlichen Aufhören der Heizwirkung sinkt naturgemäß zuerst die Raumtemperatur, infolge der geringen Wärmekapazität der Luft und infolge des Zuströmens von Außenluft, ziemlich steil abfallend — wie die Kurven der Fig. 112 und 113 beweisen — bis unter die Oberflächentemperatur der Innenwand. Von diesem Zeitpunkt an findet eine allmähliche Wärmeabgabe von seiten der Wand an die Raumluft statt, deren Temperatur nun erst mit der Zeit langsamer abnimmt. (Nur beim Beginne der unteren Abkühlungskurve der Fig. 113 ist der steile Abfall nicht vorhanden; dies liegt jedoch daran, daß das Abstellen der Heizung gerade zu Mittag vorgenommen wurde, wo die Einwirkung der Sonne den normalen Verlauf der Kurve gestört hat, wie auch aus den folgenden Tageskurven hervorgeht). Die Krellsche Methode ergibt also erst von dem Moment annähernd brauchbare Resultate, in welchem die Temperaturen der Wandinnenfläche und der Raumluft annähernd gleich geworden sind. Darin liegt der Unterschied zwischen der Abkühlung eines Thermometers und eines Raumes, d. i. eines Körpers ohne und mit Luftinhalt. Ohne Berücksichtigung dieses Unterschiedes würde also die Krellsche Kurve in Fig. 112 wie punktiert verlaufen. Wird jedoch der Beginn der Kurve in den Ausgleichspunkt a , für den $t_i = \tau_i$ ist, verlegt, so fällt die Kurve mit der Recknagel-schen ungefähr zusammen.

Dagegen wird die Krellsche Abkühlungskurve ein ungefähr richtiges Bild liefern, wenn die Heizfläche im Raume zwar abgestellt ist, das Wärmemedium jedoch noch eine lang anhaltende, erst allmählich nachlassende Wärmelieferung gestattet, wie bei Kachelofen- oder Warmwasserheizungen.

Krell hat für einige Gebäude den Abkühlungskoeffizienten β festgestellt und kann mit seiner Hilfe eine Reihe

von Aufgaben bezüglich der Abkühlung und Erwärmung von Räumen lösen, die ohne die Kenntnis von β nicht möglich wären. Bevor jedoch die Verhältnisse nicht durch genauere Versuche geklärt und eine größere Anzahl dieser Koeffizienten β gewonnen sind, wollen wir hier nicht näher auf jene Rechnungen eingehen.

22. Die Deckung der Wärmeverluste durch Raumheizkörper.

Die Wärmemengen, die stündlich durch die Umfassungswände der Räume verloren gehen, einschließlich der Witterungs- und Anheizzuschläge, müssen mit Hilfe der Heizkörper ersetzt werden. Zur Wärmeübertragung bedienen wir uns dabei der drei Wärmemedien: Luft, Wasser und Dampf. Die Wärmemitteilung durch die Luft erfolgt durch Einführung erwärmter Luft in die Räume und direkte Mischung mit der Raumluft. Im Gegensatz dazu werden das erwärmte Wasser und der Dampf durch besondere Heizkörper geführt, die im Raume aufgestellt sind, und durch deren Wandungen die Wärmeabgabe an die Raumluft erfolgt.

Wir lassen die erstere Art, die Luftheizung, welche keine Raumheizkörper benötigt, beiseite und beschäftigen uns mit der Ausführung und Wärmeabgabe der Wasser- und Dampfheizkörper.

a. Die Ausführung der Heizkörper.

Für Wasser- und Dampfheizung werden zum größten Teile Heizkörper gleicher Konstruktion benutzt, die in der mannigfaltigsten Weise gestaltet werden. Man unterscheidet glatte, verzierte und gerippte Heizflächen. Die hauptsächlichsten Ausführungsformen der Heizkörper sind im folgenden beschrieben.

Der in der heutigen Heizungstechnik beliebteste Heizkörper ist zweifellos der Radiator¹⁾, dessen Konstruktion

¹⁾ Der aus dem Englischen übernommene Name »Radiator« ist schief gewählt, da die Wärmeabgabe ja nicht allein durch Strahlung erfolgt. Die deutsche Übersetzung »Strahler«, die hier und da angetroffen wird, hat sich nicht eingebürgert.

aus Amerika stammt. Er wird in bezug auf gute Anpassungsfähigkeit an alle möglichen Verhältnisse, hinsichtlich vielfältigster Formgebung und technischer Brauchbarkeit von keinem anderen Heizkörper übertroffen und erfüllt dabei gleichzeitig die hygienischen Anforderungen in fast vollkommenem Maße. Die Abbildung 114 gibt einen Radiator mit glatter Oberfläche wieder, während später bei der Dampfheizung noch andere Anwendungsformen folgen. Die Radiatoren werden

in Höhen von 300 bis 1500 mm ausgeführt und aus einzelnen Elementen, je nach Erfordernis der berechneten Heizfläche, zusammengesetzt. Vor dem Versand werden die fertig zusammengesetzten Radiatoren mit Wasserdruck von

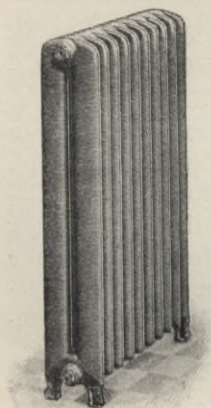


Fig. 114.
Zweikanaliger
Radiator.

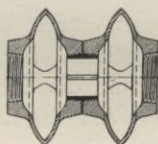


Fig. 114a.
Verbindung der Radiatoren mit konischen Rechts- und Linksgewindenippeln.

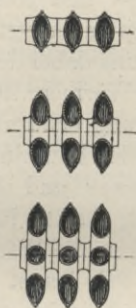


Fig. 114b.
Grundrisse ein-, zwei- und dreikanaliger Radiatoren mit je drei Elementen.

gewöhnlich 7 Atm. auf ihre Dichtigkeit geprüft. Die Verbindung der Elemente erfolgt, wie nach der Ausführung 114a der Nationalen Radiatorgesellschaft in Berlin, an den unteren und oberen Stutzen am besten durch konische Gewindenippeln mit Rechts- und Linksgewinde, wodurch eine haltbar metallische Dichtung und eine durchlaufende Verbindung zur Zirkulation des Heizmediums erzielt wird. Je nach der Anzahl der senkrechten Kanäle eines einzelnen Gliedes unterscheidet man 1-, 2-, 3 und 4kanalige Radiatoren, wie Fig. 114 b veranschaulicht. Mit der Anzahl der Kanäle nimmt die Wertigkeit des Radiators bezüglich Wärmeabgabe, leichter Reinigungs-

fähigkeit und geringer Rauminanspruchnahme ab. Aus hygienischen Gründen ist auf gute Zugänglichkeit aller Teile der Oberfläche Rücksicht zu nehmen, damit die Reinigung bequem vorgenommen werden kann. Deshalb sind auch Verzierungen der Heizfläche nicht erwünscht und im allgemeinen nur bei niedrig temperierten Wasserheizkörpern zulässig, auf deren Oberfläche der Staub nicht in trockene Destillation übergehen kann (vgl. Seite 24). Beim technischen

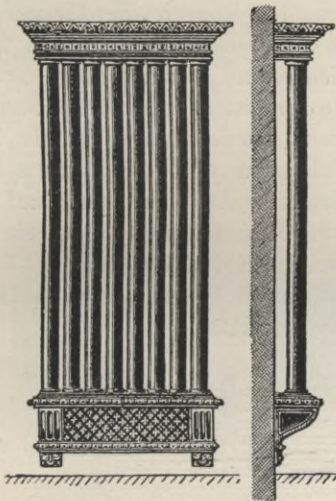


Fig. 115.

Doppelrohrregister von Käuffer & Co.

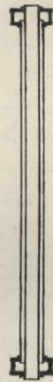


Fig. 115 a.

Querschnitt durch ein
Doppelrohrregister.

Entwurf ist darauf zu achten, daß sich über den oberen durchlaufenden Verbindungen keine Luftsäcke in den einzelnen Elementen bilden dürfen, die besonders bei Wasserheizungen schon manchen Anlaß zu Störungen der Wasserzirkulation gegeben haben. Die Aufstellung der Radiatoren erfolgt entweder auf angegossenen Füßen oder, unabhängig von der Beendigung des Fußbodens beim Baue, auf Wandkonsolen. Daß die Heizkörper ohne Verkleidung aufgestellt werden sollen, ist auf Seite 209 bereits aus hygienischen und ästhetischen Rücksichten verlangt worden; dazu kommt noch als

technischer Grund die Verminderung der Wärmeabgabe durch die Verkleidung.

Durch ihre ruhige, architektonische Wirkung zeichnen sich die Doppelrohrregister (Fig. 115) aus, die oft in Höhen von über 2,50 m zur Ausführung kommen und sich daher besonders für Säle eignen. Diese Heizkörper bestehen aus je einem oberen und unteren Endkasten, in die eine oder zwei Reihen doppelt ineinander geschobener Röhren eingewalzt sind, Fig. 115 a. Während in den Verbindungskästen und in dem Ringraume zwischen den Röhren das Heizmedium zirkuliert, wird die Raumluft durch die inneren Röhren wie in einem Schornstein hochgetrieben und kommt oben erwärmt zum Ausflusse. Die Doppelrohrregister haben den Nachteil, daß sie bei schwachem Betriebe, wo der untere Teil des Heizkörpers kalt bleibt, den Fußboden und die unteren Luftschichten ungenügend erwärmen. Auch in bezug auf ihre spezifische Wärmeabgabe und Preisstellung stehen sie den Radiatoren nach, ebenso wie durch den Umstand, daß ihre Heizfläche im Notfalle nicht durch Wegnahme oder Hinzufügen von Elementen sich ändern läßt. —

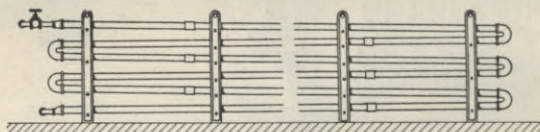


Fig. 116.
Rohrschlängenheizkörper.

Statt der senkrechten Doppelröhren können auch liegende, einfache Rohre in Anwendung kommen, die entweder auch in Endkästen eingewalzt sind oder in Schlangenform hin und her geführt werden. Ein solcher Schlangenheizkörper (Fig. 116) hat vor der ersteren Anordnung den Vorzug der leichteren Ausdehnung durch die Wärme. Besonders für Krankenhäuser und Schulen, in denen die Hygiene eine sehr gleichmäßige Verteilung der Heizfläche über die ganze Außenwand der Räume fordert, eignen sich die Schlangenheizkörper vorzüglich. Die Anordnung wirkt bei guter Montage trotz ihres

natürlich nüchternen Aussehens durchaus nicht häßlich, wenn ihr Farbanstrich auf den der Raumwände gut abgestimmt ist.—

Gegenüber den besprochenen Heizkörpern sind die nun folgenden Rippenöfen, Fig. 117 bis 120, in jeder Beziehung im Nachteil, obzwar sie im allgemeinen den geringsten Raum beanspruchen. Die Rippen können meistens nicht sehr sauber gegossen werden; infolgedessen setzt sich auf den Seitenflächen zwischen den Rippen der Staub ab, der nun kaum mehr entfernt werden kann und in die bekannte trockene Destillation übergeht (Seite 24). Dazu kommt, daß in allen bewohnten Räumen aus Schönheitsgründen eine Verkleidung der Rippenöfen sich als notwendig erweist. Dadurch wird sowohl der Vorteil der Billigkeit der gerippten Heizfläche wieder aufgehoben als auch der Verstaubung der beste Vorschub geleistet, ganz abgesehen von der verminderten Heizkraft (s. Seite 224).

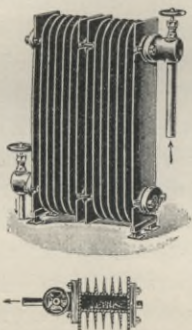


Fig. 117.

Vertikaler Rippenkastenheizkörper von Kaeferle.

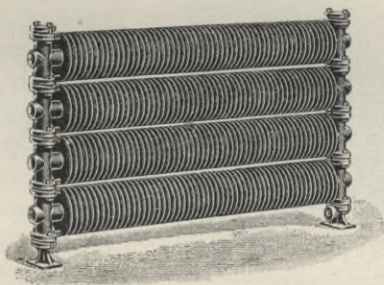


Fig. 118.

Rippenheizkörper von Körting.

Am besten ist es noch mit den vertikalen Rippenheizgliedern (Fig. 117) bestellt, die leichter zu reinigen sind und auch zur Not ohne Ummantelung aufgestellt werden können. Die Heizfläche derselben kann sowohl durch Übereinanderbauen mittels Krümmen an den Stirnflächen als auch durch Nebeneinanderfügen der Rippenglieder vergrößert werden.

In Fig. 118 ist ein aus H -förmigen Elementen zusammengesetzter Rippenheizkörper abgebildet. Diese Heizkörper

werden meistens in Längen von 500 bis 1500 mm hergestellt und können durch beliebige Anzahl aufeinandergeschraubter Rippenelemente vergrößert werden. Oft greifen die Rippen versetzt ineinander, eine Konstruktion, die aber wegen schlechterer Wärmeabgabe und verminderter Reinigungsfähigkeit nicht befürwortet werden kann.



Fig. 119.
Rippenrohr.

Rippenrohrstränge werden aus einzelnen Rippenröhren (Fig. 119) von gewöhnlich 2 m Länge und 70 oder 100 mm lichtigem Durchmesser zusammengeschraubt. Solche Rippenrohre finden in längerer Ausdehnung besonders in Werkstätten Anwendung und können unter den Fenstern entlang geführt oder an der Decke aufgehängt werden.

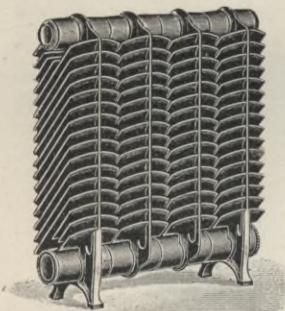


Fig. 120.
Rippen-Batterieelemente
von Körting.

In Fig. 120 sind Rippen-elemente mit schrägen Rippen abgebildet. Die Schrägstellung hatte den Zweck, die emporsteigende Luft aus ihrer Richtung abzulenken und sie zu zwingen, schräg zwischen den Rippen emporzuströmen. Die beabsichtigte bessere Wärmeabgabe hat sich jedoch nicht herausgestellt. Dagegen hat der Staub eine leichtere Ablagerung gefunden.

Im allgemeinen ist von der Verwendung der Rippenheizkörper, vor allem aus hygienischen Gründen, entschieden abzuraten. Auch statt der Rippenheizstränge (Fig. 119) in Fabriken und Werkräumen können glatte Heizröhren, eventuell aus genieteten Blechen, zur Anwendung kommen.

b. Die Bestimmung der Wärmeabgabe der Raumheizkörper.

Die Wärmeüberführung vom Heizmedium durch die Heizkörperwandung an die Umgebung erfolgt prinzipiell nach den

im Abschnitt 21a besprochenen physikalischen Gesetzen der Wärmetransmission.

Bei dem Wärmeübergange von den Oberflächen der Heizkörper muß zwischen der Ausstrahlung an die umgebenden Körper und der Wärmeableitung an die Raumluft unterschieden werden.

Die Wirkung der Strahlung (vgl. auch S. 200) kann bei demselben Heizkörper verschieden ausfallen, d. h. man hat es in der Hand, durch matten, schwarzen Anstrich die Strahlung zu erhöhen oder durch glänzende, helle Farbe zu vermindern. An und für sich strahlt die glatte Heizfläche am wenigsten, die verzierte mehr, und am meisten die gerippte. Die Strahlung der Heizkörper kommt außer den im Raume sich aufhaltenden Personen fast ausschließlich den Begrenzungswänden desselben zugute. Für die im Raume vorhandenen Möbel ist eine zu intensive Strahlung oft verhängnisvoll, da das Holz austrocknet und leicht Risse bekommt. Auch von den Menschen wird die Strahlung meistens als unangenehm empfunden; jedoch hängt dies von der jeweiligen körperlichen Disposition ab. Auch kann man sich vor zu großer Strahlungsbelästigung durch die bekannten Ofenschirme hinreichend schützen, die jedoch nicht zu nahe dem Heizkörper aufgestellt werden dürfen, da sie sich sonst, je nach ihrer Absorptionsfähigkeit, ebenfalls erwärmen und nun ihrerseits strahlen würden. Im allgemeinen wird man also durch hellen Anstrich der Heizkörperoberflächen bestrebt sein, die Strahlung in mäßigen Grenzen zu halten. In manchen Fällen kann die möglichste Ausschaltung der Strahlung für den Architekten sogar zur Pflicht werden. Wie unsachlich dabei aber manchmal vorgegangen wird, zeigt folgender Fall: In einer neueren, größeren Schule traf Verfasser die Anordnung, daß in jeder Klasse ein einziger Rippenheizkörper an der Innenwand aufgestellt war. Natürlich war die Strahlung für die in der Nähe sitzenden Kinder bald unerträglich geworden, und um gleichzeitig die häßliche Wirkung der Rippenöfen aufzuheben, hatte die Bauverwaltung diese mit eisernen Verkleidungen umgeben lassen, die unten und oben Öffnungen zum Zwecke der Luftzirkulation besaßen. Die Wirkung war lediglich die, daß sich

die Verkleidungen infolge Absorption der Heizkörperstrahlung ebenfalls erwärmt und ihrerseits durch — wenn auch etwas verminderte — Strahlung belästigten. Bei dieser Anordnung ist es jedoch geblieben, obgleich dadurch der weitere Mißstand geschaffen wurde, daß nunmehr die Schule durch die schönsten Schmutzwinkel bereichert war. Denn da die Verkleidungen festgeschraubt waren und keine Türen besaßen, so ist natürlich eine Reinigung der Heizflächen von Staub zur Unmöglichkeit gemacht worden. Auch beliebten ja die Kinder diese Stätten gern zur Ablagerung ihres Frühstückspapieres zu benutzen. Von welcher Beschaffenheit die Luft der Klassenzimmer, ganz abgesehen von der Verschlechterung durch den Atmungsprozeß, sein muß, kann man sich leicht vorstellen. — Natürlich strahlen die Heizkörper von Warmwasserheizungen unter gleichen Verhältnissen weniger wie die von Dampfheizungen, da die Strahlung proportional der vierten Potenz der Temperatur ist. Es mag jedoch darauf aufmerksam gemacht sein, daß ein mattschwarzer Warmwasserheizkörper, der etwa mit Wasser von 70° gefüllt sein möge, mehr durch Strahlung belästigt als derselbe Niederdruckdampfheizkörper mit glänzendheller Oberfläche.

Ebenso wie die Strahlung hängt auch die Wärmeableitung von der Beschaffenheit der Oberfläche ab, nur in umgekehrtem Maße: die Rippenheizflächen ergeben die geringste Ableitung der Wärme. Ausschlaggebend ist auch die Geschwindigkeit, mit der die Luft an den Heizflächen vorbei streicht; mit zunehmender Luftgeschwindigkeit erhöht sich die Wärmeabgabe durch Leitung erheblich. Aus diesem Grunde können beispielsweise die Heizflächen in Fabrikbetrieben kleiner als normal gehalten sein, weil die Luft durch die Bewegung der Menschen, Maschinen und Transmissionen in starker Bewegung sich befindet. Auch bei der Einrichtung der Vorwärmeflächen macht man von dieser Tatsache ausgiebig Gebrauch, indem man der Luft künstlich eine hohe Geschwindigkeit erteilt. Eine fernere Steigerung der Wärmeabgabe findet mit größerer Temperaturdifferenz statt.

Die beiden letzten Erscheinungen geben die Erklärung dafür, daß es für jede Heizkörperform eine gewisse Höhe geben

muß, bei der die Gesamtwärmeabgabe ein Optimum wird, da mit der Höhe einerseits die Auftriebsgeschwindigkeit zunimmt, während andererseits die Temperaturdifferenz sich vermindert. Allgemein haben die niedrigen Heizkörper eine um wenige Prozente bessere Wärmeabgabe. Die Geschwindigkeit der Luft infolge Auftriebes wird auch durch die Entfernung der Heizkörper von der Wand beeinflusst, wobei sich als günstigste für Radiatoren etwa 10 cm ergeben hat, während sie bei Rippenheizkörpern mit senkrechten Rippen auf die Hälfte ermäßigt werden kann. Dies hängt von dem Reibungswiderstande ab, den die aufsteigende Luft in dem Zwischenraume zwischen Heizkörper und Raumwand findet. In den gleichen Zusammenhang ist die Wärmeabgabe der Heizkörper innerhalb einer Verkleidung zu bringen: je nach dem Widerstande, den die Luft in dem Zwischenraume zu überwinden hat, erhöht oder ermäßigt sich ihre Geschwindigkeit und Wärmeaufnahme. Wird am Fuße und über dem Heizkörper die genügende Ein- und Austrittsfläche für die Luft freigelassen, so ist bei günstigem Abstände der Ummantelung die Wärmeabgabe gleich der des frei vor der Wand stehenden Heizkörpers. Ist die Abdeckung der Ummantelung nicht durchbrochen, sondern voll, und befinden sich reichliche Luftöffnungen nur auf der Vorderfläche der Verkleidungen, so verringert sich die Wärmeabgabe um etwa 10%. Ebenso wie die Bewegung der umgebenden Luft hat auch die Wasser- bzw. Dampfgeschwindigkeit innerhalb des Heizkörpers auf die Wärmeabgabe einen kleinen Einfluß, der jedoch bei Raumheizkörpern nicht ins Gewicht fällt.

Alle diese Verhältnisse sind durch umfassende Versuche in der Prüfungsanstalt für Heizungs- und Lüftungseinrichtungen der Kgl. Technischen Hochschule in Charlottenburg klargelegt worden. Da es trotz bester Einsicht in die Verhältnisse dennoch wegen der vielen mitspielenden Faktoren bisher nicht möglich ist, die spezifische Wärmeabgabe eines gegebenen Heizkörpers allein durch Rechnung zu finden, so muß der Versuch an deren Stelle treten. Auch ist es aus den angegebenen Gründen nicht lohnend, die verschiedenen bei Heizflächen geltenden Formeln für Gegenstrom, Parallelstrom und Einstrom (siehe später) unter Anwendung des

natürlichen Logarithmus für die Wärmeabgabe zu benutzen. Es genügt vielmehr für die Praxis auch im vorliegenden Falle die im Abschnitte 21a abgeleitete einfache Gleichung der stündlichen Wärmetransmission:

$$W = F \cdot k (t_m - t_i) \text{ WE/Std.}, \quad (75)$$

worin für den Fall der Raumheizkörper bedeutet:

F qm die Heizfläche, d. h. die äußere, wärmeabgebende Oberfläche des Heizkörpers,

k den Transmissionskoeffizienten, d. h. die stündliche Wärmeabgabe in WE pro qm und für 1°C Temperaturunterschied zwischen Heizmedium und umgebender Luft, einschließlich des Strahlungsanteiles,

t_m die mittlere Temperatur in $^\circ\text{C}$ des Heizmediums, d. h. wenn dessen Eintrittstemperatur = t_e , seine Austrittstemperatur = t_a ist:

$$t_m = \frac{t_e + t_a}{2} \quad (76)$$

t_i die Innentemperatur des Raumes in $^\circ\text{C}$.

Für die experimentelle Ermittlung des Transmissionskoeffizienten k bedient man sich zweckmäßig folgender von Rietschel angegebener Methoden¹⁾, die in der Prüfungsanstalt für Heizungs- und Lüftungseinrichtungen zu Charlottenburg der Bestimmung der Wärmeabgabe von Heizkörpern zugrunde gelegt werden:

1. Für Warmwasserheizkörper wird nach Fig. 121 ein wassergefülltes, gut gegen Wärmeabgabe isoliertes Gefäß mittels einer Dampfschlange auf eine bestimmte Temperatur geheizt, dann die Heizung abgestellt und das Wasser mittels eines Rührwerkes gut gemischt. In der Zuflußleitung, in dem mit Entlüftung versehenen Heizkörper und in der Abflußleitung wird sich dann bei einer gewissen Einstellung des Drosselventiles V ein bestimmter stationärer Zustand des Wasserflusses im System einstellen, da die verfügbare Druck-

¹⁾ Rietschel: Bericht über das Ergebnis des Preisausschreibens betr. Wärmeabgabe von Heizkörpern, Gesundheitsingenieur 1896 Nr. 20. Verl. R. Oldenbourg, München.

höhe mit Hilfe eines Schwimmkugelgefäßes konstant erhalten bleibt. Das Abflußventil wird so gedrosselt, daß die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf derjenigen gleichkommt, für die die Wärmeabgabe bestimmt werden soll. Wird nun die in einer Stunde in ein Wägegefäß ausgeflossene Wassermenge Q kg durch Wägung festgestellt, und werden in Intervallen während der gleichen Zeit die Temperaturen t_e und t_a abgelesen¹⁾, so ergibt sich aus deren Mittelwerten die abgegebene Wärmemenge W des Heizkörpers zu:

$$W = Q \cdot c_m (t_e - t_a),$$

wenn c_m die mittlere spezifische Wärme des Wassers für $\frac{t_e + t_a}{2}$ bedeutet. Da ferner nach Gl. (75)

$$W = Fk (t_m - t_i)$$

ist, so folgt durch Gleichsetzung der beiden letzten Formeln der Transmissionskoeffizient k für die beobachtete Raumtemperatur t_i und mit $c_m = 1$ zu:

$$k = \frac{Q \cdot (t_e - t_a)}{F \left(\frac{t_e + t_a}{2} - t_i \right)} \text{ WE/Std/}^\circ\text{C/qm} \dots (77)$$

Auf die Erhaltung eines möglichst vollkommen stationären Zustandes ist dabei das größte Gewicht zu legen, da sonst die erhaltenen Werte für k leicht erheblich abweichen würden. Es ist ferner notwendig, daß diese Versuche, wenn sie brauchbare Vergleichswerte liefern sollen, in einem Raume vorgenommen werden, der keinen Wärmeschwankungen unter-

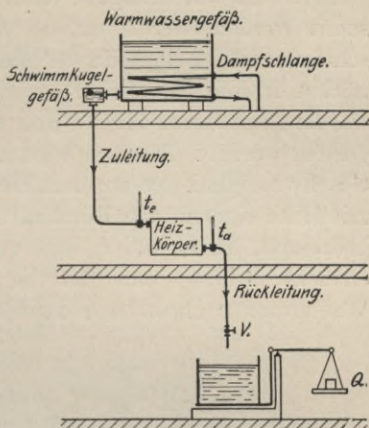


Fig. 121.
Experimentelle Bestimmung der Wärmeabgabe von Warmwasserheizkörpern.

¹⁾ Es versteht sich, daß alle Temperaturen zur Erhaltung genauer Werte auf $\frac{1}{10}$ Grade genau abzulesen sind und die Korrektur für den herausragenden Faden gemacht werden muß.

liegt, die von äußeren Witterungseinflüssen, Windstörungen u. dgl. herrühren. Rietschel hat deshalb einen Isolierraum benutzt, der vollkommen von einem andern auf konstanter Temperatur gehaltenen Raume umgeben war.

Soll die Wärmeabgabe eines Warmwasserheizkörpers untersucht werden, der innerhalb einer fertigen Anlage angeschlossen ist, so kann in der Weise verfahren werden, daß zunächst in die Zu- und Rückleitung Thermometer eingebaut werden, mit deren Hilfe t_e und t_a bei normalem Betriebe festgestellt werden. Alsdann wird die Rückleitung gelöst und die Geschwindigkeit des aus dem Heizkörper ausfließenden Wassers mit Hilfe eines in den Rücklauf eingebauten Ventiles so lange gedrosselt, bis t_e und t_a ihre vorher bestimmte Größe wieder erreicht haben. Aus der in einer Stunde aufgefangenen Wassermenge ergibt sich dann k nach Gl. (77).

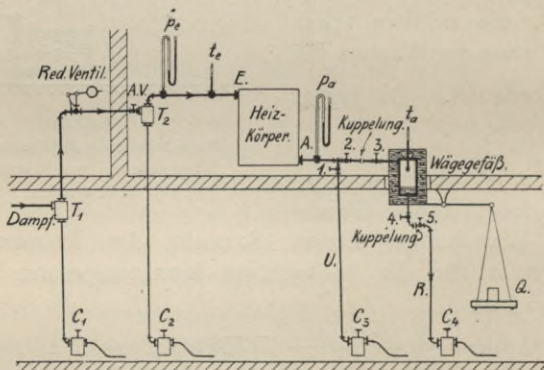


Fig. 122.

Experimentelle Bestimmung der Wärmeabgabe von Dampfheizkörpern.

2. Für Dampfheizkörper wird zur Aufnahme des Heizkörpers für die Untersuchung ebenfalls der genannte Isolierraum verwendet. Die dabei zur Bestimmung der Wärmeabgabe benutzte Methode ist folgende. Der gespannte Dampf durchströmt gemäß Fig. 122 einen Dampftrockner T_1 und gelangt durch ein Absperrventil und Reduzierventil, nach nochmaliger Trocknung T_2 in die Zuleitung E des Heizkörpers, wobei die Eintrittsspannung p_e und Tempe-

ratur t_e gemessen werden. Aus dem Heizkörper fließt das Kondensat samt dem Dampfe von der Spannung p_a in ein vorzüglich isoliertes und entlüftetes Gefäß, das auf einer Wagschale steht und ein Thermometer zur Messung der Austrittstemperatur t_a des Dampfes trägt. Durch eine Rückleitung kann das Kondensat abgelassen werden, während nach Öffnen des Absperrventiles 1 und Schließen von 2, 3 und 4, sowie Lösung der oberen und unteren Kuppelungen der Dampf durch eine Umgehungsleitung U geführt werden kann. Das von den einzelnen Stellen abfließende Kondenswasser geht durch die Kondensstöpfe C_1, C_2, C_3 und C_4 weg. — Der Gang der Untersuchung ist nun folgender. Das Ventil 1 wird geschlossen, 2, 3, 4 und 5 dagegen geöffnet, sodaß der Dampf durch den Heizkörper und durch das Wägegefäß über die Rückleitung R abströmt. Nachdem nach Verlauf mehrerer Stunden der Beharrungszustand eingetreten ist, darf angenommen werden, daß das Gefäß gut durchwärmt ist und nur mehr eine zu vernachlässigende Wärmemenge nach außen abgibt. Deshalb werden 2, 3, 4 und 5 geschlossen, 1 geöffnet, die Kuppelungen gelöst und durch Wägung das Anfangsgewicht Q_a kg festgestellt. Alsdann wird die obere Kuppelung sowie 1 geschlossen, 2 und 3 geöffnet und eine Stunde lang der Dampf in das Gefäß geleitet. Nach Ablauf dieser Zeit wird wieder 2 und 3 geschlossen, 1 geöffnet, die Kuppelung gelöst und das Endgewicht Q_e kg bestimmt. $Q_e - Q_a$ ist dann das in einer Stunde durch die gesamte Anordnung kondensierte Wasser, daher die abgegebene Wärmemenge

$$W_1 = (Q_e - Q_a) \cdot r_m \text{ WE/Std.},$$

wenn r_m die latente Wärme für die mittlere Temperatur $\frac{t_e + t_a}{2}$ nach den Dampftabellen bedeutet, und wenn die geringe Wasserabkühlung im Gefäße vernachlässigt bzw. durch den Differenzversuch als aufgehoben betrachtet wird. Wird nämlich der Heizkörper ausgeschaltet und eine direkte Verbindung der Zu- und Ableitung E und A hergestellt, so kann in einem zweiten Versuche von einer Stunde Dauer bei der gleichen mittleren Dampfspannung wie vorher die Wärmeabgabe der Anordnung ohne Heizkörper

$$W_2 = (Q'_e - Q'_a) r_m \text{ WE/Std.}$$

bestimmt werden. Die Wärmeabgabe W des Heizkörpers allein ist dann die Differenz

$$W = W_1 - W_2.$$

Diese ist nach Gl. (75), wenn F die Heizfläche in qm und t_i die Innentemperatur des Raumes bedeuten:

$$W_1 - W_2 = F k \left(\frac{t_e + t_a}{2} - t_i \right),$$

woraus der Transmissionskoeffizient folgt:

$$k = \frac{W_1 - W_2}{F \left(\frac{t_e + t_a}{2} - t_i \right)} \text{ WE/Std./}1^\circ\text{C/qm} . \quad (78)$$

Annähernd kann auch die Wärmeabgabe eines an eine fertige Heizanlage angeschlossenen Dampfheizkörpers auf folgende Weise festgestellt werden: Die Rückleitung wird gelöst und das Kondensat in einem Meßgefäß aufgefangen, wobei natürlich mit Hilfe des Regulierventiles der Dampfdruck dauernd von Hand so eingestellt werden muß, daß der ganze Heizkörper dampfheiß ist, ohne daß jedoch zu viel Dampf am Austritt verloren geht. Dabei muß der Dampf trocken in den Heizkörper eintreten. Werden die Zu- und Rückleitung entsprechend kurz gehalten und ihre Oberfläche der Heizfläche des Heizkörpers zugezählt, so ist ein Differenzversuch zur Er-

rechnung von k für diesen angenäherten Versuch nicht notwendig.

c. Werte des Transmissionskoeffizienten für Heizkörper.

Die beiden beschriebenen Untersuchungsmethoden liefern mit Hilfe der Gleichungen (77) und (78) im allgemeinen die Werte der Transmissionskoeffizienten für verschie-

dene mittlere Temperaturen t_m des Heizmediums und der Raumtemperatur t_i . Tragen wir nun k als Funktion von $(t_m - t_i)$

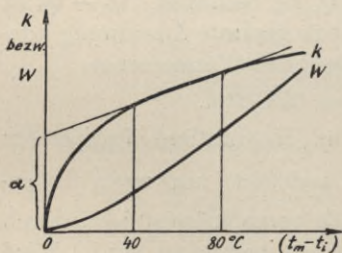


Fig. 123.

Wärmeabgabe eines Heizkörpers als Funktion der Temperaturdifferenz.

in einer graphischen Darstellung auf, so erhalten wir nach Fig. 123 eine Kurve für k , die bei 0° zunächst senkrecht aufsteigt, um dann einen parabelförmigen, immer flacheren Verlauf zu nehmen. Bei Warmwasserheizungen kann die so erhaltene Kurve zwischen $(t_m - t_i) = 40$ bis 80° , bei Dampfheizungen zwischen 80 und 100° mit größter Annäherung als gerade Linie angenommen werden, so daß sich innerhalb dieser Grenzen der Transmissionskoeffizient k in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz $(t_m - t_i)$ analytisch darstellen läßt durch die Beziehung: $k = \alpha + \beta (t_m - t_i)$ (79)

Diese Gleichung entspricht der in Fig. 123 gezeichneten geraden Linie, welche die Ordinatenachse im Abstand α

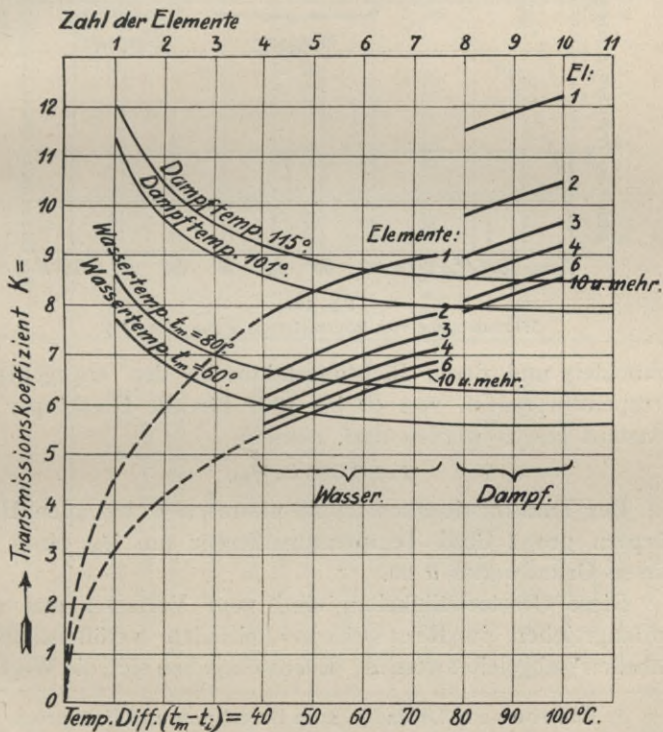


Fig. 124.

Wärmeabgabe eines Radiators (siehe Abb. 114).

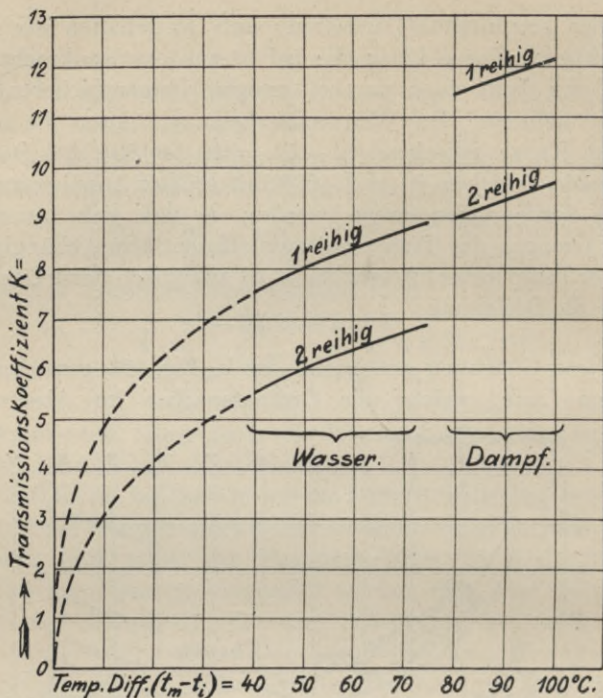


Fig. 125.

Wärmeabgabe von Rohrregistern (siehe Abb. 115).

schneidet, und deren Richtungsfaktor in den angegebenen Temperaturgrenzen von 40 bis 100° für alle Heizkörper als konstant gesetzt werden darf, nämlich

$$\beta = 0,033 = 1/30.$$

Der Transmissionskoeffizient nimmt also bei allen Heizkörpern pro 1 Grad Temperaturdifferenz um $1/30$ eines gewissen Grundwertes α zu.

Diese Gesetzmäßigkeiten sind vom Verfasser aus den umfangreichen in Rietschels Leitfaden veröffentlichten Tabellen¹⁾ abgeleitet worden. Ebenso ergaben sich die Werte α ,

¹⁾ Rietschel: Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungsanlagen, 2. Teil. Verl. Julius Springer, Berlin 1902.

die aus der Zusammenstellung Seite 265 zu entnehmen sind. Mit deren Hilfe kann nun der Transmissionskoeffizient der gebräuchlichen Heizkörper aus Gl. (79) für jede Temperaturdifferenz in den Grenzen von 40 bis 100° unmittelbar berechnet werden. Die so erhaltenen Werte von k stimmen mit den von Rietschel angegebenen überein; sie können außerdem direkt aus den in Fig. 124 bis 130 abgebildeten Kurven entnommen werden.

Die aus vorstehender Tabelle ersichtliche Abnahme des Transmissionskoeffizienten mit der Elementenzahl ist in den Kurven 124 bis 130 ebenfalls zum Ausdruck gebracht. Zu bemerken ist für sämtliche Werte noch, daß sie sich auf eine

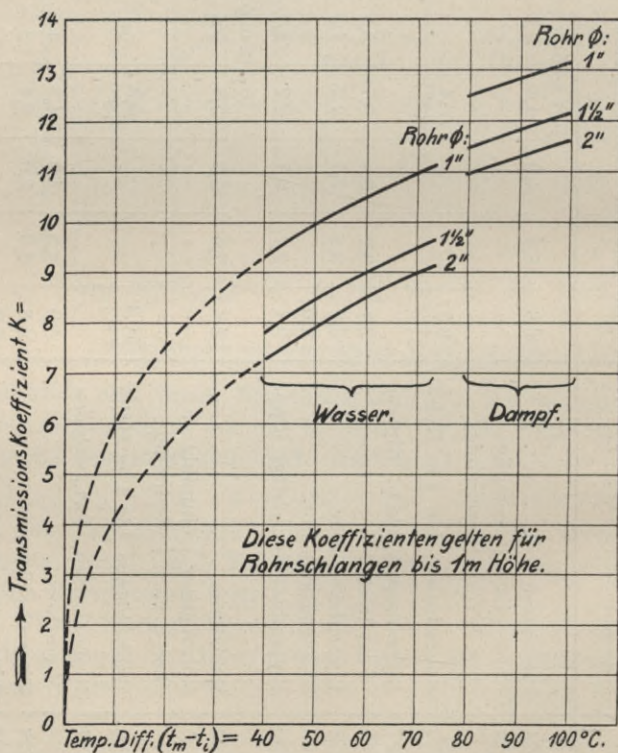


Fig. 126.

Wärmeabgabe von Rohrschlangen (siehe Abb. 116).

Bewegung des Wassers im Heizkörper von oben nach unten und auf natürlichen Auftrieb der Luft von unten nach oben, d. h. auf das Gegenstromprinzip, beziehen. Zur Untersuchung kamen lediglich Heizkörper mit nicht gestrichener Oberfläche; für mattdunkle Anstriche sind also die berechneten Werte von k etwas zu vergrößern, bei hellem Anstrich erheblich zu verkleinern. Für drei- und vierkanälige Radiatoren sind die Werte außerdem ebenfalls um ein Geringes kleiner anzusetzen. Als Abstand der Heizkörper von der Wand sind 10 cm anzunehmen. Die Temperaturdifferenz ($t_m - t_i$) ist aus der mittleren Temperatur des Heizmediums $\frac{t_e + t_a}{2}$ und aus der Raumtemperatur t_i zu bilden. Die Geschwindigkeit der abkühlenden Luft ist die durch den natürlichen Auftrieb infolge Erwärmung bedingte. — Angaben über die Wärmeabgabe der Heizkörper in Vorwärm-

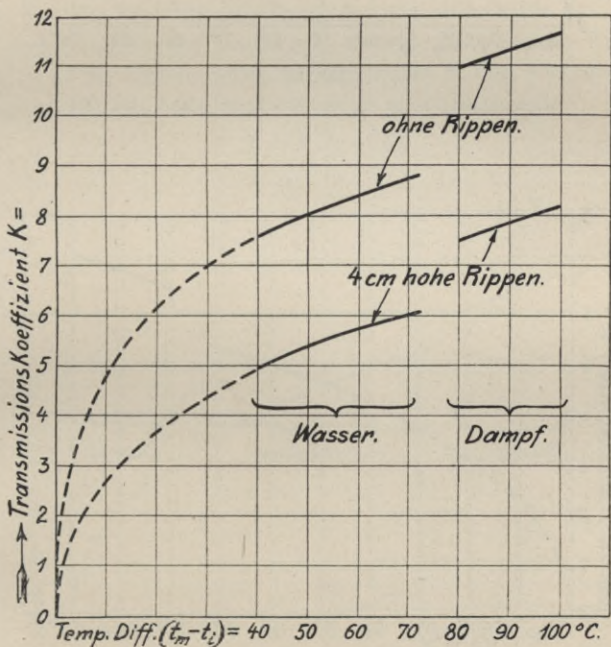


Fig. 127.

Wärmeabgabe eines vertikalen Rippenkastens (siehe Abb. 117).

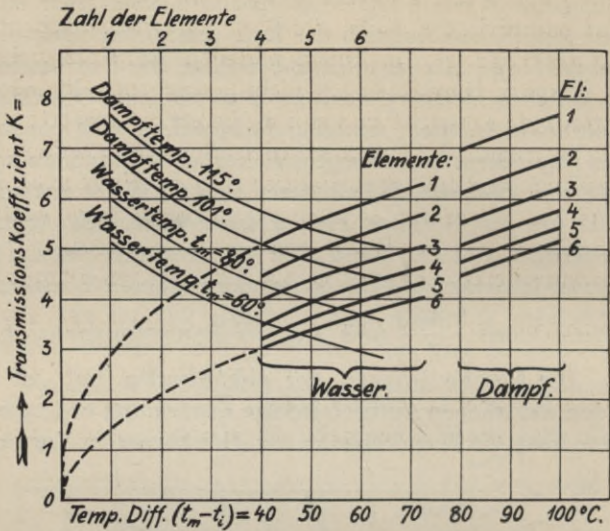


Fig. 128.

Wärmeabgabe eines Rippenheizkörpers (siehe Abb. 118).

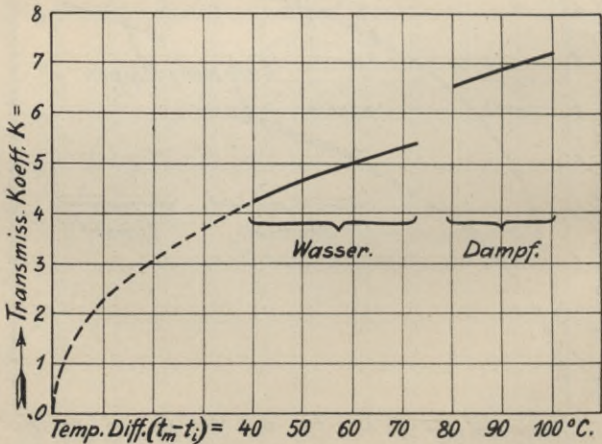


Fig. 129.

Wärmeabgabe eines Rippenrohres mit runden Rippen (siehe Abb. 119).

kammern bei Erhöhung der Luftgeschwindigkeit folgen in den Kapiteln über die Wasser- und Dampfheizung. — Im übrigen sind die gewonnenen Zahlen natürlich sichere Mittelwerte, die nach der Verschiedenheit der Konstruktionen der Heizkörper veränderlich sind.

Zu bemerken ist noch, daß eine Änderung in der Wärmeabgabe der Heizkörper durch Strahlung zu berücksichtigen ist, je nachdem sie an der Innen- oder Außenwand aufgestellt werden. Bei der Aufstellung an der Innenwand kommt die Erwärmung der hinter dem Heizkörper liegenden Wandfläche durch Strahlung dem anstoßenden Raume wieder zugute, während dieser Wärmebetrag bei der Aufstellung der Heizkörper an der Außenwand dauernd an die Außenluft abgeführt wird.

In Anbetracht aller dieser wechselnden Verhältnisse kann man für die Projektbearbeitung gewisse Mittelwerte des Transmissionskoeffizienten einführen und in Gl. (75) das Produkt $k(t_m - t_i)$ zu einem neuen Koeffizienten K der Wärmeabgabe zusammenfassen, so daß:

$$K = k(t_m - t_i)$$

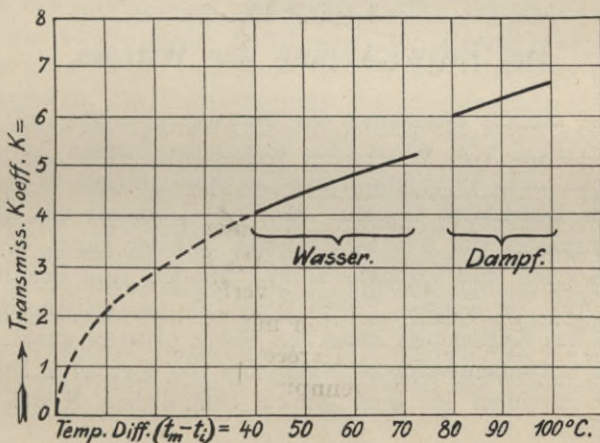


Fig. 130.

Wärmeabgabe eines Rippen-Batterieelementes von Körting (s. Abb. 120).

wird. Der Verband Deutscher Zentralheizungsindustrieller schreibt für unverkleidete Heizkörper und für 20° Raumtemperatur die folgenden Werte der Wärmeabgabe K vor:

a) für Warmwasserheizung

bei einer höchsten Wassertemperatur von 95° und bei einer Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf von 20°, d. h. bei $(t_m - t_i) = 65°$

für Radiatoren $K = 450$ WE/Std.

» Rippenheizkörper » = 250 » »

» glatte Rohrheizfläche » = 500 » »

b) für Niederdruckdampfheizung

für Radiatoren $K = 700$ WE/Std.

» Rippenheizkörper » = 450 » »

» glatte Rohrheizfläche » = 800 » »

Diese Zahlen sind Höchstwerte für 20° C Raumtemperatur, für andere Raumtemperaturen sind sie umzurechnen.

Kapitel IX.

Die Entwicklung der Wärme.

Die direkte Benutzung der Sonnenstrahlung¹⁾ zur Entwicklung von Wärme für technische Zwecke ist über Versuche nicht hinausgekommen, zu denen Linsen und parabolische Reflektoren dienten. Mouchot brachte mit einem Sonnenspiegel von 4 m Durchmesser 35 Liter kaltes Wasser zum Kochen und erzeugte in 1½ Stunden eine Spannung von 8 Atm. im Kessel. Pifre verfertigte parabolische Hohlspiegel aus Kupfer, die innen mit Silber plattiert waren. Er erzielte mit einem solchen »récepteur« von über 3,7 m Durchmesser in einem im Brennpunkte befindlichen Kessel mit

¹⁾ Vergl.: Gesundheits-Ingenieur 1881 u. 1882. Verlag R. Oldenbourg, München.

50 Litern Wasser in 40 Minuten 6 Atm. Spannung, in je 8 Minuten um 1 Atm. steigend.

Auch die Erdwärme ist in Amerika durch Sammlung heißen Quellenwassers und Fortleitung desselben zur Heizung benutzt worden.

Im Folgenden soll nur die in den Brennmaterialien aufgespeicherte Energie für die Wärmeentwicklung zur Behandlung kommen, wobei die Feuerungsanlagen, die Übertragung der entwickelten Wärme und die Abführung der Rauchgase besprochen werden müssen. Dabei soll das Hauptgewicht auf die Kontrolle des Feuerungsbetriebes zur Erzielung möglicher Wirtschaftlichkeit der Heizanlage gelegt werden.

23. Die Brennstoffe.

Für die Wärmeerzeugung stehen feste, flüssige und gasförmige Brennmaterialien¹⁾ zur Verfügung. Welcher Brennstoff im gegebenen Falle mit Vorteil zu verwenden ist, wird unter Berücksichtigung der Beschaffungskosten, des Heizwertes, der Bedienung und sonstiger Nebenumstände festzustellen sein.

a. Die flüssigen und gasförmigen Brennmaterialien.

Die flüssigen Brennstoffe kommen nur ausnahmsweise zur Anwendung. Außer der lokalen Petroleumheizung für Wohnräume kann Rohöl auch für zentrale Feuerungsanlagen in Frage kommen. Das Öl wird dann in Druckleitungen in den Feuerungsraum der Hochdruckdampfkessel befördert und hier zerstäubt, worauf es entzündet wird. In Süd-Rußland stehen ergiebige Naphthaquellen zur Verfügung, die zum Teile für direkte Kesselfeuerungen von Zentralheizungen Ausnutzung finden. Gebrüder Körting haben Naphthaölfeuerungen für normale Warmwasserheizungen vielfach in der Weise ausgeführt, daß ein Gemisch von Naphthaöl und Wasser auf eine glühende Schale tropft und so zur Entzündung gelangt. Dagegen ist die Naphthafeuerung für Niederdruckdampfkessel wegen der Schwierigkeit der automatischen Verbrennungsregelung weniger geeignet.

¹⁾ Ferd. Fischer: Chemische Technologie der Brennstoffe. Verl. Vieweg & Sohn, Braunschweig 1897 u. 1901.

Von den gasförmigen Brennstoffen ist in erster Linie das Leuchtgas für lokale Feuerungsstätten zu nennen; über seine Anwendung ist im Abschnitte 19 f bei der Gasheizung bereits gesprochen worden.

Da die Gase infolge ihrer innigen Vermischung mit dem Luftsauerstoffe beim Verbrennungsprozeß sich am meisten der vollkommenen Verbrennung nähern, so hat man sie mit Vorteil in Generatoröfen durch Vergasung von glühenden festen Brennstoffen eigens zum Zwecke der Verfeuerung erzeugt. Diese Generatorgase, deren Hauptbestandteil das Kohlenoxyd ist, sind das Luft- und das Wassergas, je nachdem der Sauerstoff zur Bildung des Kohlenoxydes aus Luft oder aus Wasserdampf entnommen wurde. Wirtschaftlich wichtig ist die Verwendung gasförmiger Brennstoffe, wenn sie als Nebenprodukte in der Industrie gewonnen werden. Als solche sind hauptsächlich die aus den Hochöfen abziehenden Gichtgase zu nennen, soweit sie nicht zum Betriebe von Gasmotoren benutzt werden. Endlich kommen brennbare Gase als sog. Naturgase an einzelnen Stellen in der Erde vor, besonders in Amerika. Diese Gase werden, da sie zum Teil unter hohem Druck ausströmen, direkt in Röhren gefaßt und den Feuerungs- bzw. Heizungsanlagen zugeleitet.

Die weitaus meiste Verwendung finden jedoch die festen Brennstoffe, die wir deshalb im folgenden gesondert besprechen.

b. Die festen Brennmaterialien.

Die Wirtschaftlichkeit eines Betriebes hängt unter Umständen wesentlich davon ab, ob unter den vielen verfügbaren festen Feuerungsmaterialien das richtige ausgewählt wurde und verwendet wird. Man kann eine Einteilung in natürliche Brennstoffe, künstliche Erzeugnisse und feuerbare Abfallprodukte treffen.

Die festen, natürlichen Brennmaterialien werden außer den vegetabilischen (Holz, Stroh usw.) von den mineralischen, nämlich Torf einerseits sowie Braunkohle und Steinkohle andererseits gebildet. Die letzteren sind nacheinander durch lange, fossile Umwandlungsprozesse ebenfalls aus Pflanzen-

stoffen hervorgegangen, wobei die vormals in ihnen enthaltenen gasförmigen Verbindungen mit der Zeit sich verminderten, während der Gehalt an festem Kohlenstoffe zunahm. Die jüngere Braunkohle ist daher gasreicher als die ältere Steinkohle.

Das Gleiche gilt im besonderen von der Steinkohle: die junge Steinkohle ist gasreicher wie die ältere und verbrennt infolgedessen langflammig. Je älter die Steinkohlenlager, desto gasärmer ist die gewonnene Steinkohle, desto kurzflämmiger brennt sie. Eine Steinkohle, die sehr gasarm geworden ist, bezeichnet man als Anthrazit, weil sie annähernd nur noch aus reinem Kohlenstoff besteht, der fast ohne Flamme verbrennt (*ἀνθραξ* = Kohle).

Ihr Verhalten im Feuer läßt ferner eine Einteilung der Steinkohle in Back-, Sinter- und Mager- (oder Sand-) kohle zu, je nachdem sie in der Hitze bäckt d. h. zu größeren Klumpen zusammenschmilzt, oder sintert d. h. weniger zu Stückenbildung neigt, oder mager d. h. zusammenhanglos bleibt. Da diese Dreiteilung sowohl bei den langflammigen als auch bei den kurzflämmigen Steinkohlen besteht, so ergibt sich folgende nach steigendem Kohlenstoffgehalt und fallendem Gasreichtume geordnete Einteilung derselben hinsichtlich Flammbarkeit und Schmelzbarkeit:

junge gasreiche	{	Magerkohlen = magere Flammkohlen	}	lang- flammig
		Sinterkohlen = sinternde »		
		Backkohlen = backende »		
alte gasarme	{	Backkohlen = Fettkohlen	}	kurz- flammig
		Sinterkohlen = Eßkohlen		
		Magerkohlen = Anthrazitkohlen		

Wie aus dieser Zusammenstellung ersichtlich, sind die kohlenstoffärmsten (81%) und -reichsten (92%) Steinkohlen magere Kohlen, während die backenden Steinkohlen einen mittleren Kohlenstoffgehalt von 87% aufweisen und eine mittlere Flammenlänge haben.

Ferner kann man die für Deutschland zumeist in Betracht kommenden Kohlen nach ihren Lagerstätten bezeichnen als Ruhr- und Saarkohle, englische, böhmische, sächsische, schlesische, oberbayerische usw. Kohle.

Eine ungefähre Vorstellung von der chemischen Zusammensetzung einiger Kohlsorten aus verschiedenen Revieren gibt folgende Tabelle nach Börnstein:

	C	H	N	O	S	Wasser	Asche
Holz	58,7	6,5	0,6	40,7	0,08	3,2	0,1
Torf	43,7	4,2	2,3	24,6	0,27	17,1	7,9
Märkische Braunkohle	32,98	2,5	0,6	21,8	1,9	33,4	6,8
Böhmische >	63,9	5,0	0,8	21,7	0,45	1,8	6,2
Oberschles. Steinkohle	77,1	4,4	1,08	11,66	0,9	2,85	1,9
Niederschles. >	82,7	5,1	0,8	5,3	1,5	0,89	3,6
Westfälische Eßkohle	85,5	4,28	0,9	2,9	2,2	0,6	3,5

Wie man leicht einsieht, ist der Wasserstoff- und Sauerstoffgehalt typisch für eine Kohle bezüglich deren Gasreichtum und Flammpbarkeit. Jedoch kommen für die Gütebeurteilung nur der Kohlenstoff, Wasserstoff und Wassergehalt in Frage.

Zur Feuerung für Dampfkessel werden hauptsächlich die sinternden und backenden Flammkohlen, Fettkohlen und Eßkohlen verwendet. Anthrazit ist das schwerst entzündbare Brennmaterial, da es sehr gasarm ist. Es ist außerdem auf unserem Kontinente selten und deshalb teuer und kommt in mächtigeren Lagern hauptsächlich in Nordamerika vor. Dort wurde aus diesem Grunde auch Anthrazit als willkommenen Brennstoff für Dauerbrandöfen benutzt, in denen backendes Material unverwendbar ist. —

Feste künstliche Brennmaterialien sind entweder die aus Verkokungsprozessen gewonnenen Koks, oder die in Pressen hergestellten Preßkohlen, oder endlich der durch Vermahlen erhaltene Kohlenstaub.

Die erste Methode besteht darin, daß die natürlichen Kohlen unter Luftabschluß erhitzt und auf diese Weise die flüchtigen Gase ausgetrieben werden, während fast reiner Kohlenstoff zurückbleibt. Auf diese Weise wird Holzkohle in Kohlenmeilern oder Retorten aus dem Holze gewonnen. Die Eigenschaften der Holzkohlenfeuerung haben wir im ersten

Kapitel gelegentlich der Besprechung der Heizungseinrichtungen bei den Alten bereits kennen gelernt. Aus Torf und Braunkohle werden die Torfkohle und der Braunkohlenskokk (Grudekokk) als Nebenprodukte bei der Paraffin- und Solarölherstellung gewonnen. Heiztechnisch hat (neben dem neuerdings auch verwendeten böhmischen Braunkohlenskokk, der jedoch eine große Luftmenge, also bedeutenden Zug braucht) nur der aus der Verkokung einer backenden Steinkohle gewonnene Steinkohlenskokk größere Bedeutung. Er ist einerseits das Nebenprodukt der Leuchtgasfabrikation als Gaskokk, andererseits das Hauptzeugnis eines Aufbereitungsprozesses als Hütten- oder Schmelzkokk. Daraus geht schon hervor, daß Schmelzkokk das wertvollere Produkt darstellt, da die zu seiner Erzeugung verwendete Steinkohle gut sortiert und gewaschen zur Verkokung kommt und somit einen größeren Kohlenstoffgehalt und bei der Verbrennung geringeren Schlackengehalt zeigt. Demgemäß ist also auch der spezifische Kohlenstoffgehalt des Hüttenkokkes größer als der des Gaskokkes. Trotzdem wird in den meisten Zentralheizungskesseln mit Füllschächten gewöhnlich Gaskokk geheizt, der billiger und bequemer zu beschaffen ist. Am meisten zur Kontaktfeuerung geeignet ist dagegen der kurzflämmige Schmelzkokk wegen seiner höheren Verbrennungstemperatur und minder backenden Schlacke.

Die Preßkohlen, Torf- und Kohlenbriketts werden gewöhnlich aus den pulverförmigen und feinkörnigen Kohlenabfällen hergestellt und unter Zusatz von geeigneten Bindemitteln mit Hilfe von Maschinen zu Kohlenziegeln geformt. Sie werden mit Vorliebe zur Heizung von Kachelöfen benutzt. Aber auch für den Dampfkesselbetrieb und in Zentralheizkesseln finden Braunkohlenbriketts in den letzten Jahren größere Anwendung.

Der Kohlenstaub muß künstlich in besonderen Mühlen gemahlen werden, um dann in den sog. Kohlenstaubfeuerungen Verwendung zu finden. Die so verursachten Herstellungskosten und auch der mechanische Betrieb der Feuerungen sind wohl mit daran schuld, daß die Kohlenstaubfeuerung nicht weitere Verbreitung gefunden hat. —

Ebenso wie wir als Nebenerzeugnisse den Gaskoks und die Gichtgase zur Feuerung benutzen, so stellt die Verwendung gewisser Abfallprodukte als Brennstoffe einen wirtschaftlich gleichfalls hoch einzuschätzenden Faktor dar. Als solche Abfallstoffe erkennen wir z. B. Stroh, vor allem aber Holzspäne aus Holzbearbeitungswerkstätten und das Müll, wie es in gewaltigen Mengen aus den Haushaltungen der Städte hervorgeht.

Vorrichtungen zur Verfeuerung von Späne- und Holzabfällen sind für Hochdruckdampfkessel seit langem in Gebrauch. Für gewöhnliche Zentralheizungen eignen sich besonders gewisse Typen der gußeisernen Gliederkessel, z. B. vom Strebelwerk Mannheim und vom Eisenwerk Strehla zur Beschickung mit Sägespänen.

Die Frage der vorteilhaftesten Müllbeseitigung¹⁾ spielt sowohl vom hygienischen und ästhetischen als auch vom wirtschaftlichen Standpunkt aus für größere Gemeinwesen eine hervorragend wichtige Rolle. Bis vor wenigen Jahren wurde das Müll zum Teile der Landwirtschaft zugeführt, teils diente es zum Terrainausgleiche, oder es wurde an Stapelplätzen außerhalb der Stadt abgelagert. Mit der Zeit machte sich aber für viele Städte wegen ihrer peripheren Ausdehnung der Mangel an geeigneten Abfuhrplätzen unangenehm fühlbar. Deshalb schritt man zuerst in England in Manchester im Jahre 1876 zur Anwendung eines neuen Verfahrens, nämlich zur Müllverbrennung. Dieses hat sich im Laufe der Zeit für viele Fälle als sehr rationell erwiesen, da die gewonnene Wärme zur Dampf-, Kraft- und Lichterzeugung sowie weiter zu Heizungszwecken Ausnutzung finden kann, während die Schlackenrückstände Material zur Herstellung von Beton, Mörtel, Wegeplatten usf. abgeben. Natürlich ist

¹⁾ Berlitz: Der Bau der Kehrrechtverbrennungsanstalt in Wiesbaden, Ges.-Ing. 1906, Nr. 34. Verlag R. Oldenbourg, München. — Thiesing: Neuere Erfahrungen auf dem Gebiete der Müllbeseitigung, Ges.-Ing. 1908, Nr. 30. — Harder: Verbrennungsversuche mit verschiedenen Müllarten im Dörrschen Müllverbrennungsöfen, Ges.-Ing. 1908, Nr. 42.

das Verfahren nur dann mit Vorteil anzuwenden, wenn das Müll genügend brennbare Stoffe enthält. Durch Versuche ist z. B. festgestellt worden, daß das Berliner und Charlottenburger Müll nur schwer brennt und geringwertig ist, weil zumeist in den Berliner Öfen Braunkohlenbriketts ohne Rost gefeuert werden, die bis auf den letzten Rest verbrennen, so daß hier die anderswo durch die Rostspalten fallenden unverbrannten Kohlentelchen im Müll fehlen. In ähnlichen Fällen ist es deshalb angebracht, von Haus aus ein Trennsystem einzuführen, wobei Asche, Nahrungsrückstände und alle sonstigen Abfälle getrennt werden. Dabei können dann die Speisereste nach vorheriger Behandlung mit Wasserdampf zur Schweinefütterung Verwendung finden, während die Asche als Düngemittel der Landwirtschaft dient und der Kehrriech endlich nach Absiebung der größeren festen Beimengungen verbrannt und zur Dampferzeugung verwendet wird. Durch Abgabe von Kraft und Elektrizität oder Heizdampf haben sich die Verbrennungsöfen in Wiesbaden, Miskolcz und anderen Orten bereits rentabel gemacht.

c. Der Heizwert der Brennmaterialien.

Die mittlere chemische Zusammensetzung der einzelnen Klassen der Brennmaterialien ist nach den von Grashof¹⁾ vorgenommenen Zusammenstellungen die folgende, wobei die geringen wechselnden Mengen von Sauerstoff, Schwefel und Phosphor vernachlässigt sind. (Siehe Seite 279.)

Die aus den verschiedenen Gruben stammenden Kohlen bzw. die einzelnen gasigen und flüssigen Brennstoffe werden natürlich unter Umständen eine erheblich andere Zusammensetzung als die angegebene normale haben. Die genauen Bestandteile können dann durch eine chemische Analyse bestimmt werden. Da nun die Wärmemengen bekannt sind, die bei vollkommener Verbrennung von 1 kg Kohlenstoff, Wasserstoff usw. entstehen, bzw. durch Verdampfung des chemisch gebundenen und hygroskopisch in 1 kg Brenn-

¹⁾ Grashof: Theoretische Maschinenlehre, I.-Band, Verlag Voß, Leipzig 1875.

material enthaltenen Wassers verbraucht werden, so stellt deren Summe, bezogen auf 1 kg, den theoretischen Heizwert oder totalen Heizeffekt E dar, nämlich für feste Brennstoffe:

$$E = 8000 C + 29060 H - 680 H_2O - 600 W \text{ WE/kg} . \quad (80)$$

und für gasige Brennstoffe:

$$E = 29060 H + 11710 CH_4 + 11090 C_2H_4 + 10840 C_4H_8 + 2400 CO \text{ WE/kg} \quad (81)$$

Experimentell läßt sich der Heizwert der festen Brennstoffmaterialien mit Hilfe der (Krökerschen) Bombe und derjenige der gasförmigen und flüssigen Brennstoffe mit dem (Junkerschen) Kalorimeter bestimmen.¹⁾ In der Praxis fährt man am bequemsten, indem man eine Probe des Brennstoffes zur Feststellung des Heizwertes an eines der diesem Zwecke dienenden Institute bei den Hochschulen oder Dampfkessel-Revisionsvereinen oder beim Materialprüfungsamt in Gr.-Lichterfelde b. Berlin einsendet. Allgemein stellt man den sog. »unteren« Heizwert in Rechnung und nimmt gemäß Gl.(80) an, daß das in Dampfform entweichende Wasser die entsprechende Wärmemenge gebunden und unausgenutzt mitfortträgt.

Die so erhaltene, aus den Gleichungen berechnete oder experimentell unter vollkommener Verbrennung d. h. bei genügender Sauerstoffzufuhr bestimmte Wärmemenge ist unabhängig von dem beim Verbrennungsprozesse verbrauchten Luftüberschuß und heißt auch theoretischer kalorimetrischer Heizeffekt. Wird jedoch gerade nur diejenige Luft bzw. Sauerstoffmenge verbraucht, die zur vollkommenen Verbrennung notwendig ist, dann entsteht gleichzeitig die höchst erreichbare Verbrennungstemperatur, die über die Anfangstemperatur der Luft erreichbar ist, und die der theoretische pyrometrische Heizeffekt genannt wird, nach der Anzahl Grade Celsius, die ein eingesetztes Pyrometer anzeigen würde.

¹⁾ Brand: Techn. Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle. 1907. — Gramberg: Techn. Messungen, insbesondere bei Maschinenuntersuchungen. Verlag Springer, Berlin 1905.

Mittlere chemische Zusammensetzung von Brennstoffen nach Grashof.

	Kohlenstoff C	Wasserstoff H	Chem. gebund. Wasser $H_2 O$	Hygroskop. Wasser W	Asche A	Stumpfgas CH_4	Athylen $C_2 H_4$	Butylen $C_4 H_8$	Kohlenoxyd CO	Stickstoff N	Kohlensäure CO_2
Lufttrock. Holz	0,39	—	0,40	0,195	0,015	—	—	—	—	—	—
" Torf	0,35	0,01	0,29	0,25	0,10	—	—	—	—	—	—
" Braunkohle	0,50	0,015	0,205	0,20	0,08	—	—	—	—	—	—
Magere Flammkohle	0,809	0,035	0,156								
Sinternde „	0,834	0,039	0,127								
Backende „	0,848	0,039	0,113	0,03	0,04	—	—	—	—	—	—
Fettkohle	0,890	0,044	0,066								
Elbkohle	0,907	0,040	0,053								
Anthrazit	0,919	0,035	0,046								
Holzkohle	0,85	0,01	0,03	0,06	0,05	—	—	—	—	—	—
Steinkohlenkoks	0,87	0,005	0,015	0,05	0,06	—	—	—	—	—	—
Steinkohlenleuchtgas	—	0,05	—	—	—	0,54	0,10	0,08	0,15	0,08	0,15
Gichtgase von Steinkohlen	—	0,01	—	—	—	0,04	0,02	—	0,22	0,56	0,06
" " Holzkohlen	—	—	—	—	—	0,01	—	—	0,30	0,63	0,01
" " Koks	—	—	—	—	—	—	—	—	0,35	0,64	0,12
Generatorgase aus Holz	—	0,01	—	—	—	—	—	—	0,34	0,53	0,14
" " Torf	—	0,01	—	—	—	—	—	—	0,22	0,63	0,01
" " Holzkohle	—	—	—	—	—	—	—	—	0,34	0,65	0,01
" " Koks	—	—	—	—	—	—	—	—	0,34	0,65	0,01

Die zur vollkommenen Verbrennung mindestens notwendige Luftmenge L ist nun von Grashof berechnet und in der folgenden Tabelle aufgenommen worden; ebenso sind für die einfache und doppelte Luftmenge L kg und $2L$ kg die folgenden Werte darin enthalten:

G = Gewichtsmenge der gasförmigen Verbrennungsprodukte von 1 kg eines festen oder gasförmigen Brennstoffes,

d = Dichtigkeit der Verbrennungsgase (Luft = 1),

c = spezifische Wärme der Heizgase,

t = theoretisch pyrometrischer Heizeffekt in C^0 ,

E = theoretisch kalorimetrischer Heizeffekt in WE/kg.

Als theoretischer Heizwert der für uns in Betracht kommenden Kohlen werden auch in der Zeitschrift d. Bayer. Revisionsvereins 1908 Nr. 13 die folgenden Zahlen mitgeteilt:

Ruhrkohle einschließlich Anthrazit	7000—8000 WE/kg	
Briketts aus Ruhrkohle	7500—7800	»
Saarkohle und englische Kohle	6300—7500	»
Böhm. Steinkohle, sächs. u. schles. Kohle	5700—6900	»
Oberbayerische gewaschene Kohle	4800—5500	»
Briketts aus Braunkohle	4800—6500	»
Gute böhmische Braunkohle	4500—5500	»
Mittelgute böhmische Braunkohle	3800—4500	»
Geringwertige böhmische Braunkohle	3000—3800	»
Holz und Torf	3000—4000	»
Junge Braunkohle, Lignit u. Sägemehl	2000—3000	»

Ferner gibt der Magdeburger Verein für Dampfkesselbetrieb käufliche, ausführliche Listen heraus, die eine Sammlung von ca. 300 Heizwerten nebst Wasser- und Aschebestimmungen von über 100 Kohlensorten enthalten.

24. Die Feuerung und die Vorkehrungen zur Rauchverminderung.

Wie aus den vorangehenden Überlegungen und Tabellen hervorgeht, sind die festen Brennstoffe in der Hauptsache durch ihren Gehalt an Kohlenstoff und Wasserstoff charak-

Tabelle der theoretischen Verbrennungsluftmengen, der pyrometrischen und kalorimetrischen Heizeffekte von Brennmaterialien nach Grashof.

	L kg	für L kg			für 2 L kg			E WE/kg
		G	d	c	G	d	c	
Lufttrock. Holz	4,52	5,50	1,003	0,266	10,02	1,002	0,254	2731
„ Torf	4,41	5,31	0,993	0,268	9,72	0,996	0,256	2743
„ Braunkohle	6,32	7,24	1,023	0,258	13,56	1,012	0,250	4176
Steinkohle	10,67	11,63	1,043	0,250	22,30	1,022	0,245	7483
Holzkohle	10,20	11,15	1,071	0,244	21,35	1,036	0,242	7034
Koks	10,26	11,20	1,077	0,242	21,46	1,039	0,241	7065
Steinkohlenleuchtgas	14,19	15,19	0,957	0,270	—	—	—	10113
Gichtgase von Steinkohle	1,89	2,89	1,016	0,257	—	—	—	1509
„ „ Holzkohle	0,92	1,92	1,080	0,242	—	—	—	837
„ „ Koks	0,87	1,87	1,090	0,240	—	—	—	840
Generatorgase von Holz	1,19	2,19	1,062	0,250	—	—	—	1107
„ „ Torf	0,89	1,89	1,042	0,251	—	—	—	819
„ „ Holzkohle	0,84	1,84	1,087	0,240	—	—	—	816
„ „ Koks	0,84	1,84	1,087	0,240	—	—	—	816

terisiert. Der aus der vollkommenen Verbrennung¹⁾ dieser Elemente zu Kohlensäure und Wasser berechnete theoretische Heizwert wird nun in einer praktisch ausgeführten Anlage nie erreicht. Denn erstens gelingt es nicht, die Verbrennungsluft in so vollkommener Verteilung durch die Brennstoffschichten zu leiten, daß der gesamte zugeführte Sauerstoff ausgenutzt wird. Es muß also zweitens eine größere Luftmenge als die einfache theoretische zur Verfügung gestellt werden, und zwar um so mehr, je backender die Kohle, je zerklüfteter also die Brennstoffschicht ist; dies hat eine Temperaturerniedrigung zur Folge, d. h. es muß die zur Erwärmung der Luft erforderliche Wärme mit aus der Verbrennungswärme gedeckt werden. (Bei den gasigen Brennstoffen vollzieht sich die Vermischung mit dem Luftsauerstoff in nahezu vollkommener Weise, so daß die Gasfeuerungen eine sehr hohe Ausnutzung unter Einhaltung der theoretischen Luftmenge zeigen). Drittens strömt beim jedesmaligen Öffnen der Feuertür ein Überschuß von Luft in die Feuerung. Dieses bewirkt ungenügende Verbrennung, und die Rauchgase ziehen mit zu niedriger Temperatur nach dem Schornsteine hin ab. Viertens entsteht durch Wärmeleitung und Ausstrahlung des Verbrennungsraumes nach außen hin ein entsprechender Verlust. Fünftens ist es nicht zu vermeiden, daß kleine Stücken des Brennstoffes durch die Rostspalten fallen und unverbrannt in die Asche gelangen.

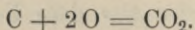
a. Der Verbrennungsvorgang.

Bezüglich des eigentlichen Verbrennungsvorganges können wir einen Unterschied zwischen der Verbrennung der gasarmen und der gasreichen Brennmaterialien machen.

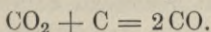
Die gasarmen Brennstoffe (Anthrazit, Holzkohle, Koks) bestehen fast ganz aus reinem Kohlenstoffe, dessen Entzündungstemperatur rund 700° C beträgt. Bei dieser Temperatur

¹⁾ Grashof: Theoretische Maschinenlehre. Verlag Voß, Leipzig 1875. — Haier: Dampfkesselfeuerungen zur Erzielung einer möglichst rauchfreien Verbrennung. Verlag Springer, Berlin 1899.

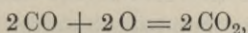
vereinigt sich je 1 Atom Kohlenstoff mit 2 Atomen Sauerstoff zu Kohlensäure nach der chemischen Gleichung



In den seltensten Fällen wird die so gebildete Kohlensäure mit dem etwa überschüssig vorhandenen Sauerstoff und mit dem Stickstoffe der Verbrennungsluft direkt in den Schornstein abziehen. Sie muß vielmehr auf ihrem Wege zuerst durch oder über die folgenden glühenden Kohlen-schichten streichen, wobei eine teilweise Reduktion in Kohlenoxyd stattfindet nach der Gleichung



Ist nun reichlich Verbrennungsluft vorhanden, so kann dieses Kohlenoxyd bei genügend hoher Temperatur, die nur 300° beträgt und wohl stets im normalen Betriebe vorhanden ist, wiederum zu Kohlensäure verbrennen:



andernfalls gelangt es unverbrannt in den Schornstein. Dies kann jedoch durch genügende Verbrennungsluftzufuhr vermieden werden, so daß hier die Verbrennung leicht vollkommen gestaltet werden kann. Wir sehen also, daß es außerordentlich leicht ist, für den besonders in der Zentralheizungstechnik für Warmwasser- und Niederdruckdampfheizungen fast ausschließlich benutzten Koks eine vollkommene, rauchschwache Verbrennung zu erzielen; es genügt eben hier, nur für genügende Verbrennungsluftzufuhr Sorge zu tragen.

Komplizierter sind die Verbrennungsvorgänge bei den in Hochdruckdampfkesselanlagen meist verfeuerten gasreicheren Steinkohlen, Braunkohlen, Torf und Holzabfällen. Dabei findet zunächst durch die Erhitzung eine Entgasung des Brennstoffes statt, so daß die eigentliche Verbrennung in zwei nebeneinander verlaufenden Prozessen besteht: erstens in der Verbrennung der zurückbleibenden festen kohlenstoffreichen Bestandteile und zweitens in der Verbrennung der durch die Vergasung gewonnenen gasförmigen Verbindungen.

Die entgasten kohlenstoffhaltigen festen Bestandteile verbrennen nun nach denselben Gesichtspunkten, wie sie oben

für Anthrazit, Koks und Holzkohle dargelegt wurden. Sie bilden also keine Flamme, sondern glühen nur.

Die Verbrennung der aus dem Entgasungsprozesse hervorgegangenen Schwefel-, Stickstoff- und Kohlenwasserstoffverbindungen dagegen geschieht unter starker Flammenbildung auf längerem Wege. Aus den Kohlenwasserstoffen verbrennt zunächst der Wasserstoff zu Wasser, so daß der Kohlenstoff frei wird. Dieser verbrennt entweder, wenn er genügende Mengen Sauerstoff trifft, zu Kohlensäure, andernfalls zu Kohlenoxyd, oder aber er scheidet sich in feinverteiltem Zustand als Ruß ab, falls nicht genügend Sauerstoff vorhanden bzw. die Entzündungstemperatur unterschritten ist — wie letzteres beispielsweise leicht beim Öffnen der Feuertür einzutreten pflegt. Mit den ebenfalls ausgetriebenen Teernebeln und dem verdampften Wasser zusammen bildet dann der Ruß den dunkeln undurchsichtigen Rauch, der den Schornsteinen entströmt, der jedoch größtenteils verhütet werden kann, wenn dafür gesorgt wird, daß dauernd die genügende Luftmenge an der richtigen Stelle mit genügend hoher Temperatur zuströmt, so daß sie sich mit den Kohlenwasserstoffen gut mischen kann. Das Mitreißen von Flugasche kann durch geschickte Anlage von Aschenkammern vermieden werden.

b. Die Rauchbekämpfung.

Eine Belästigung durch unvollkommene Verbrennung kann nach zwei Richtungen erfolgen, nämlich innerhalb und außerhalb des Hauses. Im ersteren Falle ist es die Bildung offensiver Gase, namentlich von giftigem Kohlenoxyd, die durch ungenügenden Zug des Schornsteines oder nachlässiges Schließen des Rauchschiebers in das Hausinnere überzutreten gezwungen werden. Aus diesem Grunde ist die Anwendung der früher üblichen Ofenklappen bei den Stubenöfen verboten worden. Auch bei Zentralheizungskesseln ist darauf zu achten, daß die Verbindungen des Fuchses mit dem Schornsteine dicht sind, und daß insbesondere der letztere durch sorgfältiges Ausstreichen der Fugen genügend undurchlässig hergestellt werde. Auch wenn im Schornstein Unterdruck herrscht, so kann dieser durch einen noch größeren

Unterdruck im anstoßenden Raume — z. B. infolge plötzlichen Öffnens einer dicht schließenden Tür — momentan in Überdruck verwandelt werden. Ein Durchdringen des gefährlichen Kohlendunstes durch poröse dünnwandige Kaminmauern und Zwischendecken ist denn auch wiederholt beobachtet worden.

Im Freien¹⁾ dagegen ist es nicht das Kohlenoxyd, sondern unverbrannter Kohlenstoff, d. i. der Ruß, in Verbindung mit den unverbrannten Gasen, Teernebeln und schwefeliger Säure, die zusammengenommen eine Schädigung der menschlichen Gesundheit, des pflanzlichen Gedeihens und die Verwitterung der Denkmäler und Bauwerke herbeiführen. Durch die Rauchplage wird die Wirkung der lebenspendenden Sonnenstrahlen geschwächt und eine dauernde Trübung der Himmelsbeleuchtung in den Städten hervorgerufen. Die dichten Nebel Londons und der englischen Fabrikstädte sind berüchtigt und werden begünstigt durch das Zusammentreffen der relativ hohen Luftfeuchtigkeit mit den dicken Auswürfen der Schornsteine.

In hygienischer Beziehung sind die Ansichten noch nicht vollständig geklärt, doch konstruiert Ascher¹⁾ einen Zusammenhang zwischen der Häufigkeit der Tuberkulose und dem Rauchgehalte der Luft in den großen Städten. Er weist auf die deutliche Abnahme der Lungenkrankheiten und Sterbefälle in englischen Städten seit Anfang der 90er Jahre des vergangenen Jahrhunderts hin und findet die Erklärung in den energischen Maßregeln, die seit dieser Zeit gegen die Rauchplage getroffen wurden. In kultureller Hinsicht ist die rasche Schwärzung der Kunstdenkmäler durch den Ruß und die Teernebel, sowie ihre langsam-sichere Zerstörung unter der Einwirkung der schwefeligen Säure zu beklagen. Aber auch in wirtschaftlicher Beziehung bedeutet die schlechte

¹⁾ Rubner: Über trübe Wintertage, nebst Untersuchungen zur sog. Rauchplage der Großstädte, Archiv für Hygiene, Bd. 57, Heft 4, und Bd. 59, Heft 2, Verlag R. Oldenbourg, München 1906.

¹⁾ Ascher, Rauchbekämpfung in England und in Deutschland, Deutsche Vierteljahrsschrift f. öff. Gesundheitspflege, Bd. 39, Heft 2, 1907, Verlag Vieweg u. Sohn, Braunschweig.

Ausnutzung der Kohle für jeden Staat eine jährliche Vergeudung an Nationalvermögen.

Dabei haben Erhebungen fast überall ergeben, daß an der Rauchplage weniger die industriellen Anlagen (abgesehen von ausgesprochenen Industriezentren), sondern zum größten Teile die Feuerungen der Haushaltungen beteiligt sind. In Berlin entfielen 1907 beispielsweise 80 % des jährlichen Kohlenverbrauches auf die Hausfeuerungen und die Betriebe der Kleingewerbe, die natürlich eine relativ ungünstigere Ausnutzung der Kohle ergeben als die Großfeuerungen der Industrie. Diese Tatsache hat sich ferner auch für die Stadt Königsberg herausgestellt. Dort hat Ascher¹⁾ die Verteilung des Rußes durch Untersuchung von Proben des in verschiedenen Stadtteilen gefallenen Schnees festgestellt, den er in vier gleich großen weithalsigen Flaschen aufsammlte. Schon das Schmelzwasser ließ eine verschiedene Färbung deutlich erkennen, und die chemische Analyse ergab, daß in je 1 Liter Schnee die folgenden Beimengungen enthalten waren:

Flasche Nr.	Sammelort	Rußgehalt		Schwefelige Säure	
		Gesamt- unlösliches mg	An- orga- nisches mg	SO ₂ mg	SO ₃ mg
1	Außerhalb der Stadt an der Ostseeküste	4,0	3,5	0,42	0,52
2	Am Stadtrand (Lokomotivfabrik und Gasanstalt in der Nähe)	51,0	32,0	6,7	8,4
3	Im Zentrum der Stadt (Kliniken)	49,5	25,0	4,4	5,5
4	In bester Wohngegend im Innern der Stadt (qualmender Schornstein in der Nähe) . .	99,0	54,5	2,9	3,6

¹⁾ Erster Bericht der Kommission zur Bekämpfung des Rauches in Königsberg i. Pr., verfaßt von Ascher, Kobbert, Rolin, Hurdelbrink. Sonderabdruck aus den Schriften d. Physikal.-Ökon. Gesellschaft, Jahrg. 48, Heft 2, Königsberg i. Pr.

Man erkennt leicht aus der Tabelle, daß der in der Luft gefundene Rußgehalt mit der Annäherung an die Stadt zunimmt und innerhalb dieser bis zum Zentrum, also mit der Zunahme der häuslichen Feuerstätten, ganz bedenklich hoch ansteigt.

Eine genauere Methode der Luftuntersuchung auf Rauch ist übrigens die nach Rubner, wobei größere Mengen durch Gasmesser angesaugt und die festen Bestandteile durch Filter aufgefangen und gewogen werden, während die gasigen Beimengungen ihre Bestimmung durch die chemische Analyse erfahren. Nach Liefmann¹⁾ kann der Rußgehalt auch kalorimetrisch bestimmt werden.

Die dauernde Beobachtung rauchender Schornsteine durch Beamte ist in verschiedenen Städten eingeführt. Dabei muß gewöhnlich eine Schätzung der Rauchstärke Platz greifen. Bei genaueren Untersuchungen bleibt kaum ein anderes Mittel als die Zuhilfenahme eines Photometers, dessen praktische Anwendung für diesen Zweck Haier²⁾ beschrieben hat. Für die Bedienung einer Feuerung ist es unerläßlich, die Bauanlage so zu treffen, daß die Heizer entweder den Schornsteinkopf direkt sehen, oder daß sie ihn durch Winkelspiegel bequem beobachten können.

Zur Bekämpfung der Rauchplage sind in allen beteiligten Staaten in den letzten Jahren erhebliche Anstrengungen gemacht worden, deren Erfolge bereits deutlich bemerkt werden. Die preußische Regierung hat die Einrichtung von Heizerkursen mit theoretischer Belehrung und praktischer Unterweisung durch Lehrheizer in die Wege geleitet; in den größeren Städten bestehen private und städtische Verbände; in Hannover hat der Verein für öffentliche Gesundheitspflege ein »Merkheft in Sachen der Rauch- und Rußplage« heraus-

¹⁾ Liefmann: Über die Rauch- und Rußfrage, Sonderabdruck d. Deutsch. Viertelj.-Zeitschr. f. öff. Gesundh.-Pflege, Bd. 49, Heft 2, Verlag Vieweg u. Sohn, Braunschweig.

²⁾ Haier: Feuerungsuntersuchungen des Vereines für Feuerungsbetrieb und Rauchbekämpfung in Hamburg, Verlag Springer, Berlin 1906.

gegeben, das über die zweckmäßige Auswahl der Kohlen und die richtige Behandlung der Haushaltungsfeuerungen belehrt; in Hamburg hat sich 1902 der Verein für Feuerungsbetrieb und Rauchbekämpfung gebildet, der u. a. systematische Versuche mit den verschiedenen Arten von rauchverzehrenden Feuerungen anstellt; einige Städte, z. B. München, haben bereits scharfe polizeiliche Vorschriften erlassen; vielfach sind in den staatlichen, städtischen und größeren privaten Feuerungsetablissemments Prämien für die Heizer ausgesetzt in der richtigen Berechnung, daß das sicherste Mittel der Rauchverminderung neben einer guten Anlage die dauernd pflichteifrige und sachgemäße Bedienung ist. Zu dieser Erkenntnis könnten die Verbände viel beitragen, wenn sie darauf hinwirkten, daß in den verschiedenen Feuerungsbetrieben nur geschulte Heizer eingestellt werden.

c. Technische Einrichtungen zur rauchschwachen Verbrennung.

Auf Grund des bisher Vorgetragenen sollte jede Feuerung, sowohl häusliche als auch industrielle, mit Rücksicht auf rauchschwache Verbrennung konstruiert werden.

Am besten wird die Rauchverbrennung bei den Gasfeuerungen erreicht, und es wird deshalb von mancher Seite als zu erstrebendes Ideal angesehen, alle gasreichen Kohlen zuerst in Zentralen zu verkoken und dann das erzeugte Gas zu Feuerungszwecken in großen Druckleitungen zu den einzelnen Verbrauchsstellen zu schicken.

Aber auch Anthrazit und Koks brennen rauchschwach. Anthrazit kommt hauptsächlich auf Korbrosten für die amerikanischen Dauerbrandöfen in Anwendung. Auch Koks kann für einige Regulieröfen verwendet werden, z. B. beim Meidingerofen, wo das Brennmaterial den Füllschacht vollständig ausfüllt und von oben nach unten brennt, während die Verbrennungsluft den Koks von unten nach oben durchströmt und somit die für den Verbrennungsprozeß wünschenswerte Vorwärmung erfährt.

Wo in Hausfeuerungen minderwertiges Brennmaterial verwendet wird und oft ein Nachlegen desselben stattfindet, da kann es von Nutzen sein, wenn auf dem

hintersten Teile des Rostes stets eine Schicht Koks in Glut gehalten wird. Beim Aufgeben von frischem Brennstoffe müssen dann die Gase des letzteren über die Glut streichen, und die sonst unverbrannt abziehenden Kohlenwasserstoffe können durch Entzündung noch nutzbar gemacht werden. Besonders in Bäckereien, über deren qualmende Schornsteine von der Nachbarschaft viel geklagt wird, ist dieses Verfahren der Rauchverhütung angewendet worden.

Zur Verminderung des Rußens der Haushaltungsfeuerungen kann ferner in ausgezeichneter Weise durch Anwendung von gemischten Kohlen, z. B. Fett- und Magerkohlen oder Fettkohlen und Koks beigetragen werden. Als Fortschritt für häusliche Feuerungsherde ist auch die Unterschubfeuerung nach Stier zu nennen, die von der Hildesheimer Sparfabrik Senking gebaut wird.

Sehr günstig liegen die Verhältnisse in den gewöhnlichen Niederdruckdampf- und Warmwasserheizungen, die zum allergrößten Teile mit Koks gefeuert werden, und deren Kessel über dem Planrost mit geräumigem Füllschachte zum ununterbrochenen Dauerbetrieb versehen sind. Der Feuerraum bleibt also fast ständig geschlossen, nur zum Abschlacken des Rostes braucht hin und wieder die Aschenfalltür geöffnet zu werden. Die Verbrennungsluftzufuhr erfolgt automatisch durch Verstellen einer Zuluftklappe mit Hilfe des Dampfdruckes oder der Wassertemperatur. In dem Maße, wie das Brennmaterial unten wegbrennt, rutscht das obere von selbst nach, bis der Schacht erst nach mehreren Stunden frisch zu füllen ist. Eine unvollkommene Verbrennung infolge Auskühlens des Verbrennungsraumes ist also hier im normalen Betriebe ganz ausgeschlossen; ja, man kann sogar unter diesen Umständen den gesamten Feuerraum mit wasserkühlenden Heizflächen umgeben, ohne eine Abkühlung unter die Entzündungstemperatur herbeizuführen. Auf diese Weise kann man also eine Kontaktfeuerung wie in den Gliederkesseln schaffen, ohne das Entstehen von Kohlenoxyd befürchten zu müssen, wie z. B. durch die Versuche von Bunte an den Strebelkesseln nachgewiesen wurde. Im Gegenteil entsteht infolge der großen Temperaturdifferenz und infolge der voll-

aufgenommenen Strahlung der glühenden Kohlenmassen an allen Teilen der Kontaktheizfläche eine äußerst günstige Wärmeübertragung. Die Kurzflamigkeit des Koks, wodurch keine langen Rauchzüge bedingt werden, kommt dieser Art Feuerung in außerordentlich glücklicher Weise entgegen.

Je gasreicher aber eine Kohle ist, desto riskanter wird es, die Wärmeentziehung so sehr in eine Kontaktheizfläche zusammenzudrängen, weil nach erfolgter Entgasung des Brennstoffes die zur Verbrennung der gebildeten Kohlenwasserstoffe notwendige Entzündungstemperatur nicht unterschritten werden darf, ohne daß Rußbildung eintritt. Erst nach stattgehabter vollkommener Verbrennung kann dann den Gasen Gelegenheit gegeben werden, die ihnen innewohnende Wärme in entsprechend langen »Zügen« abzugeben.

Beim intermittierend von Hand beschickten Planroste, auf dem bei den Hochdruckkesseln gewöhnlich die gasreichere Steinkohle gefeuert wird, kann durch folgende Maßnahmen eine genügend rauchschwache Verbrennung erzielt werden. Beim Aufwerfen von Kohle muß verhütet werden, daß eine zu große Abkühlung des Verbrennungsraumes durch den plötzlichen Eintritt erheblicher Luftmengen erfolgt; deshalb ist eine Kuppelung des Essenschiebers mit der Feuertür angezeigt, so daß beim jedesmaligen Öffnen der letzteren der Rauchschieber zwangsweise fast geschlossen wird. Das Aufgeben frischen Materiales geschieht am besten vorn auf dem Roste, damit die entstehenden Kohlenwasserstoffgase beim Passieren der hinteren Glut sich entzünden und verbrennen können. Kurz nach jeder Beschickung entsteht das Maximum an Vergasungsprodukten, weshalb der Rauchschieber zur Abfuhr derselben sofort ganz zu öffnen ist; mit fortschreitendem Abbrande wird die Gasentwicklung geringer, und der Schieber ist dementsprechend langsam zu schließen. Zur sicheren Herbeiführung dieses allmählichen Schlusses sind automatische Feuerzugregler auch für Hochdruckkessel konstruiert worden, so z. B. von Hörenz in Dresden.

Die Beschickung des Rostes darf weder zu stark noch zu schwach erfolgen, da im ersteren Falle leicht Mangel an

Sauerstoff, also Kohlenoxydbildung eintritt, zu schwacher Betrieb aber ein teilweises Leerbrennen des Rostes, und — infolge Ansaugung zu großer Luftmengen durch die unbedeckten Roststellen — zu niedriger Temperatur der Verbrennungsgase und somit Rußbildung zur Folge haben kann.

Verschiedene Einrichtungen zur Rauchverminderung für den Planrost sind erfunden und mit Erfolg angewendet worden. Zu erwähnen sind das Aufbringen des frischen Brennstoffes durch lange Muldenschaufeln bei geschlossener Feuertür, besondere Schür- und Abschlackmethoden bei bis auf einen Spalt geschlossener Feuertüre, gekühlte Roststäbe, die schnelleres Abschlacken ermöglichen.

Das Bestreben, eine Herabminderung der Temperatur beim periodischen Beschicken zu verhüten, führte zur Vorfeuerung und Einfassung des Feuerraumes mit Material von großer Wärmekapazität. Ferner kam man auf die regelbare Zuführung von sekundärer, vorgewärmter Verbrennungsluft. Statt der periodischen Handbeschickung wurde dann mit großem Erfolge die kontinuierliche Einführung des Brennmaterials durch verschiedene Konstruktionen verwirklicht, die jedoch mechanischen Antrieb erfordern.

Einen Übergang hierzu bildete die Anwendung des Schrägrostes, wobei das am oberen Ende aufgegebene Material von selbst in dem Maße des Abbrandes nachrutscht und eine allmähliche Entgasung erfährt. Eine Erweiterung dieser Konstruktion liegt noch in der sog. Halbgasfeuerung von C. Reich in Hannover vor, die einen besonderen Füllschacht und regelbare Zuführungen von vorgewärmter Sekundärluft besitzt.

Bei Feuerung mit minderwertiger Braunkohle, Sägespänen usw. muß der Treppenrost zur Anwendung gelangen, wobei die Vorfeuerung mit Sekundärluftzuführung in der eben beschriebenen Weise erfolgt, um eine nochmalige Entzündung der gebildeten Kohlenwasserstoffe zu ermöglichen.

25. Untersuchung und Kontrolle der Feuerungsanlagen.

In ökonomischer Beziehung liegt es im Interesse eines jeden Besitzers von Feuerungsanlagen, nach Möglichkeit einen rauchschwachen Betrieb zu erzielen. Doch fällt selten

die größte Betriebsersparnis mit der besten Rauchverzehung genau zusammen. Diese Erscheinung hat, wie wir sahen, ihren Grund darin, daß wohl bei reichlichem Luftüberschuß eine vollständige Verbrennung, d. h. der höchste kalorimetrische Effekt erzielt wird; dieses geschieht jedoch stets auf Kosten der Temperatur, d. h. des pyrometrischen Effektes. Das Optimum der Brennstoffausnutzung tritt also meistens für einander bestimmt zugeordnete Werte der Luftmenge und Verbrennungstemperatur ein, wobei die Verbrennungsgase im Fuchse keine unverbrannten Bestandteile

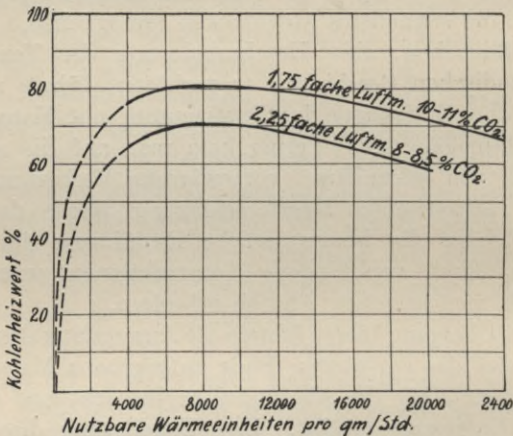


Fig. 131.

Ausnutzung der Kohle bei zunehmender Belastung eines Kessels.

mehr enthalten, und wobei der prozentuale Gehalt der Abgase an Kohlensäure desto größer wird, je kleiner der Luftüberschuß ist. Diesen Zustand also, der sich für jede Belastungsstufe des Kessels etwas verschiebt, soll der Heizer jeweils aufrechtzuerhalten instand gesetzt werden. Es leuchtet ohne weiteres ein, daß dies ohne ausreichende Meßapparate, die den Erfolg irgendeiner vorgenommenen Einstellung sofort erkennen lassen, nicht möglich ist.

Die Verluste, welche die ungenügende Ausnutzung des Heizwertes der Kohle bedingen, ergeben sich durch unvollkommene Verbrennung, durch Strahlung und Leitung, durch

unverbrannte Rückstände, durch Abwärme zur Erhaltung des Schornsteinzuges und infolge zu hohen Luftüberschusses.

Diese Verluste sind wechselnd und in hohem Maße vom Brennstoff, von der Art der Feuerung und von der Belastung des Kessels abhängig. Im allgemeinen halten sich die Verluste durch Rückstände und unvollkommene Verbrennung in den Grenzen von 1—6%. Der Hauptverlust ist fast immer in der Abwärme der Rauchgase mit etwa 15—25% enthalten; er wächst noch erheblich mit zunehmender Forcierung des Kessels. Umgekehrt verhalten sich die Verluste durch Leitung und Strahlung, die bei normalem Betriebe in runden Zahlen 5—8% betragen können und mit zunehmender Anstrengung des Kessels gewöhnlich kleiner werden oder höchstens um ein Geringes zunehmen, während sie bei noch nicht erreichter Normalleistung des Kessels einen bedeutenden Anteil der Verluste (20% und mehr) ausmachen können.

Der Gesamtwirkungsgrad eines Kessels beträgt somit unter sehr günstigen Umständen selten mehr als 80%, gewöhnlich bei normaler Belastung 70 bis 60%, oft noch weniger, besonders bei stark wechselnder Beanspruchung und nachlässiger Bedienung bis herab zu 30%.

In welcher Weise sich die Ausnutzung der Kohle mit dem Luftüberschuß und der Belastung einer Feuerungsanlage ändert, können wir auch aus den sehr wertvollen Versuchen entnehmen, die Haier¹⁾ in Hamburg mit einem Galloway-Zweiflammrohrkessel von 73 qm wasserberührter Heizfläche angestellt hat. Auf einem Planroste wurde z. B. in einem Falle westfälische Magerkohle verfeuert. In Fig. 131 ist die Brennmaterialausnutzung als Funktion der Belastung des Kessels, wachsend von 4000 auf 24000 WE/qm/Std., aufgetragen, und zwar einmal für 75% Luftüberschuß und das andere Mal für 125% Luftüberschuß; im ersteren Falle war der Kohlensäuregehalt der Abgase 10—11%, im zweiten Falle 8—8,5%. Wir erkennen, daß die prozentuale Ausnutzung

¹⁾ Haier: Feuerungsuntersuchungen des Vereins für Feuerungsbetrieb und Rauchbekämpfung in Hamburg, Verlag Springer, Berlin 1906.

der Kohle mit zunehmender Belastung zunächst erheblich schnell anstieg, um bei etwa 8400 WE. langsam ihr Maximum mit 81% zu erreichen und bei weiterer Anstrengung nahezu linear wieder abzufallen. Ferner sehen wir, daß die Ausnutzungskurve bei geringerem Luftüberschusse bedeutend über derjenigen mit großem Luftüberschusse liegt. Die Rolle, welche die Verbrennungsluftmenge spielt, ist dann noch deutlicher aus Fig. 132 erkennbar: hier ist die Kohlenausnutzung in

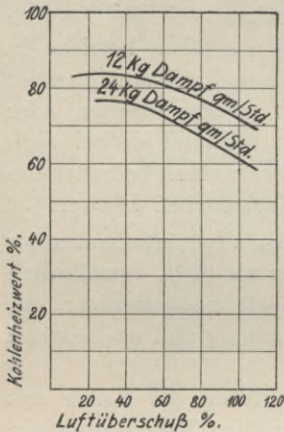


Fig. 132.
Wärmeverteilung mit Zunahme
des Luftüberschusses einer
Feuerung.

Abhängigkeit vom Luftüberschusse dargestellt, und zwar für zwei Belastungsstufen des Kessels, nämlich für 12 und 24 kg Dampferzeugung pro qm/Std. Hier sehen wir, daß mit zunehmendem Luftüberschusse die Brennmaterialausnutzung zunächst fast konstant blieb, um dann von etwa 40% Luftüberschuß an erheblich abzusinken. Diese Abnahme der Ausnutzung des Kohlenheizwertes ist dadurch bedingt, daß mit zunehmendem Luftüberschusse auch der Abwärmeverlust entsprechend steigt, da eine zu große Luftmenge nutzlos auf die Temperatur der Abgase erwärmt wird. Der Verlust durch unvollkommene Verbrennung, der bei

geringem Luftüberschusse noch vorhanden ist, nimmt mit vermehrter Luftzufuhr ab und wird schließlich Null bei gasarmer Kohle. Ein Minimum wird dieser Verlust jedoch gewöhnlich nicht bei der höchsten Ausnutzung der Kohle, sondern erst bei größerem Luftüberschusse.

Wir können die Verhältnisse auch so beleuchten, daß wir sagen: mit wachsendem Luftüberschusse nimmt der pyrometrische Heizeffekt ab, von dem im wesentlichen die Wärmeübertragung an das Kesselwasser beeinflusst wird. Beispielsweise habe eine Steinkohle einen kalorimetrischen Heizeffekt von 7500 WE.; dann beträgt der pyrometrische Heizeffekt bei

der theoretischen (einfachen) Verbrennungsluftmenge 2500°C , bei der doppelten Luftmenge jedoch nurmehr 1200° . Diese Temperaturen liegen praktisch gewöhnlich noch tiefer. Je höher aber die Anfangstemperatur der Verbrennungsgase desto günstiger wird die Wärmeübertragung. Wie die letztere vom Anfang bis zu Ende der Kesselheizfläche erst ziemlich steil und dann langsamer abnimmt,¹⁾ zeigt Fig. 133. Von einem gewissen Punkt *a* ab ist die Temperaturdifferenz zwischen Rauchgasen und Wasser bereits so klein geworden, daß die Wärmeübertragung nur noch gering ist. Dieser Punkt liegt

bei Hochdruckdampfkesseln etwa bei $250\text{--}300^{\circ}\text{C}$, mit welcher Temperatur die Rauchgase in den Schornstein eintreten. Bei den Niederdruckdampf- und Warmwasserkesseln der Zentralheizungen kann die Temperaturdifferenz zwischen Rauchgasen und Flüssigkeit bis auf etwa 100 bis 80°C getrieben werden. Eine

weitere Vergrößerung der Züge hat dann keinen praktischen Wert mehr, außerdem muß in jedem Falle eine gewisse Temperatur zur Erzeugung des nötigen Schornsteinzuges vorhanden sein. Bei ungünstigen Zugverhältnissen werden aber die Abwärmeverluste infolge höherer Temperatur der abziehenden Rauchgase größer ausfallen als bei richtig bedientem Zuge.

Wie sich die Höhe der Abgastemperatur zum Kohlen säuregehalte der Rauchgase verhält, erkennen wir aus folgender Überlegung: Mit kleiner werdendem Luftüberschusse nimmt neben dem prozentualen Kohlen säuregehalt auch die Verbrennungstemperatur zu. Daraus würde zunächst folgen, daß die Abgastemperatur ebenfalls steigen müßte. Da jedoch andererseits bei den gleichen Voraussetzungen das abziehende Gasvolumen abnimmt, so verringert sich auch die Gas-



Fig. 133.

Wärmeaufnahme der Kesselheizfläche mit zunehmender Länge.

¹⁾ Fuchs: Der Wärmeübergang und seine Verschiedenheiten innerhalb einer Dampfkesselheizfläche. Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1904, Nr. 11, Verl. Springer, Berlin.

geschwindigkeit. Damit stellt sich aber — infolge besserer Wärmeübertragung — ein größeres Temperaturgefälle der Rauchgase ein, und es ergibt sich als Resultat, daß mit zunehmendem prozentualen Kohlensäuregehalte die Abgastemperatur sinkt.

Diese Beziehungen liegen der Formel von Dosch zugrunde, nach welcher der Abwärmeverlust V aus der Formel bestimmt werden kann:

$$V = 0,66 \frac{T - t}{\text{CO}_2} \text{ Prozent, (82)}$$

worin bedeutet:

T die Abgastemperatur in $^{\circ}\text{C}$,

t die Temperatur der zuströmenden Verbrennungsluft,

CO_2 die in den Rauchgasen gemessenen Prozente Kohlensäure.

Der Abwärmeverlust wird also um so geringer ausfallen, je kleiner die Abgastemperatur ist. Diese darf jedoch nicht etwa künstlich durch Hinzutreten »falscher« Luft durch den Rauchschieber oder durch schlecht gefugtes oder im Betriebe undicht gewordenes Kesselmauerwerk herabgedrückt werden, sonst würde im Gegenteil der Abwärmeverlust in einer Weise ansteigen, die durch die Formel (82) nicht mehr kontrolliert werden kann. Bei Zentralheizungskesseln erfolgt oft die Verminderung der Wärmeerzeugung automatisch in der Weise, daß kalte Luft in die Rauchgaszüge durch den Verbrennungsregler eingelassen wird. Daß dieses Prinzip falsch ist, folgt aus dem Gesagten ohne weiteres. Auch der übliche, stets undichte Rauchschieber sollte lieber durch eine Drehklappe ersetzt werden, deren Spindel durch eine gedichtete Stopfbüchse nach außen geführt ist.

Die Erhaltung einer möglichst großen Temperaturdifferenz zwischen Verbrennungsraum und Fuchs ist natürlich an die Bedingung des richtigen Verhältnisses zwischen Rostgröße und Kesselheizfläche geknüpft.

Eine bessere Ausnutzung der niedrigen Abgastemperaturen ist durch den Einbau von Ekonomisern zu erzielen, weil dabei die Wärmeübertragung an das Kesselspeisewasser

infolge der vorhandenen größeren Temperaturdifferenz bedeutender ist. Voraussetzung ist dabei das Vorhandensein eines noch ausreichend großen Schornsteinzuges.

Aus vorstehend Gesagtem geht nun deutlich hervor, daß wir im Interesse sowohl der Sparsamkeit des Feuerungsbetriebes als auch der Rauchverminderung unbedingt auf die Verwendung von Meßinstrumenten angewiesen sind, die eine dauernde Kontrolle der Temperaturen im Verbrennungsraum und im Fuchse, des Luftüberschusses bzw. des Schornsteinzuges und der Rauchgasanalyse gewährleisten. Für die kleinen Koksfüllfeuerungen der gewöhnlichen Zentralheizungen mag die Erfüllung dieser Forderung in aller Strenge aus schon besprochenen Gründen nicht so dringend erscheinen; immerhin ist auch bei ihnen der Einbau entweder eines Gasanalysators oder eines Fernthermometers in den Fuchs zur dauernden Kontrolle der Abgase geboten. Die genannten Instrumente müssen dann als registrierende Apparate ausgeführt sein, da die Verbrennung ohne Aufsicht mit Hilfe eines automatischen Verbrennungsreglers erfolgt.

a. Die pyrometrischen Methoden.

Zur Messung der Rauchgastemperatur ist das einfache Quecksilberthermometer — da der Siedepunkt des Quecksilbers bei 360° liegt — nicht mehr brauchbar. Unter Anwendung des schwerer schmelzbaren Jenaer Borosilikatglases 59^{III} ist es gelungen, das Quecksilberthermometer bis 550° C brauchbar zu machen. Um dabei eine Verdampfung des Quecksilbers zu verhüten, wird der darüber befindliche Raum mit Stickstoff oder Kohlensäure unter einer Spannung bis zu 20 Atm. gefüllt. Temperaturen über 550° hält das Borosilikatglas nicht stand, da es mit Überschreitung dieser Grenze zu erweichen beginnt. Solche Stickstoff- bzw. Kohlensäurethermometer oder -pyrometer werden dann mit einem Eintauchrohr je nach Zweck bis zu 2 m Länge versehen, das unten das Quecksilbergefäß enthält und zum Schutze gewöhnlich mit einem Stahlrohr umgeben wird.

Bei der Anwendung dieser hochgradigen Thermometer ist besonders auf die Art der Eichung zu achten. Gewöhn-

lich werden sie in der Weise geeicht, daß der ganze Quecksilberfaden in die zu messende Temperatur eintaucht. Ist dies beim Gebrauche nicht der Fall, sondern hat ein Teil des Fadens eine niedrigere Temperatur, so muß die aus der Physik bekannte sog. Fadenkorrektion zu der abgelesenen Temperatur addiert werden, nämlich:

$$\text{Korrektion} = \frac{n(t-t')}{6300}, \dots \dots \dots (83)$$

worin bedeutet:

- n die Länge des herausragenden Fadens in C⁰ ausgedrückt,
- t die abgelesene Temperatur in C⁰,
- t' die Temperatur der Umgebung, gleich der Faden-temperatur in C⁰.

Manchmal ist für eine bestimmte Eintauchtiefe und bekannte Umgebungstemperatur die Abkühlung des herausragenden Fadens bei der Eichung bereits in Rücksicht gezogen.

Quecksilberthermometer mit Kohlensäurefüllung werden von G. A. Schultze in Charlottenburg nach Fig. 134 als registrierende Pyrometer ausgeführt: Eine sich drehende Trommel trägt einen lichtempfindlichen Registrierstreifen, auf welchen der jeweilige Stand des Quecksilbers durch einen Spalt des Thermometerkörpers hindurch mit Hilfe einer davor befindlichen Lichtquelle fortlaufend photographiert wird. Auf diese Weise wird eine zeitliche Temperaturkurve erhalten. Bei der Konstruktion des Fernpyrometers von Schäffer und Budenberg wird die Bewegung des Quecksilbers durch eine von der Empfangs- bis zur Anzeigestelle reichende enge Rohrleitung mittels einer Stahlrohrfeder auf eine Hebelübersetzung übertragen und auf eine Schreibtrommel automatisch aufgezeichnet.

Bis zu Temperaturen von 700⁰ C ist das Quarzglas-Widerstandsthermometer von Heraeus in Hanau anwendbar und besonders bemerkenswert. Seine Konstruktion beruht auf dem Anwachsen des elektrischen Leitungswiderstandes der Metalle bei Temperaturerhöhung; diese Widerstandsänderung wird mit der Wheatstoneschen Brückenschal-

tung gemessen. Als Widerstand wird bei dem Thermometer von Heraeus ein chemisch reiner Platindraht verwendet, der unter Erwärmung spiralförmig auf eine Quarzglaskapillare aufgewickelt wird. Diese wird dann wiederum in eine engpassende Quarzglasröhre geschoben, letztere luftleer gemacht und erhitzt, bis das Quarzglas erweicht. Dabei schmilzt die

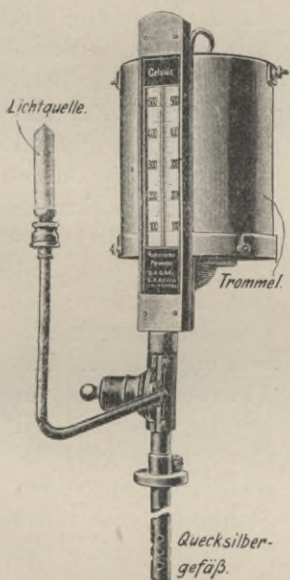


Fig. 134.

Registrierendes Quecksilber-Kohlensäure-Thermometer von G. A. Schultze.

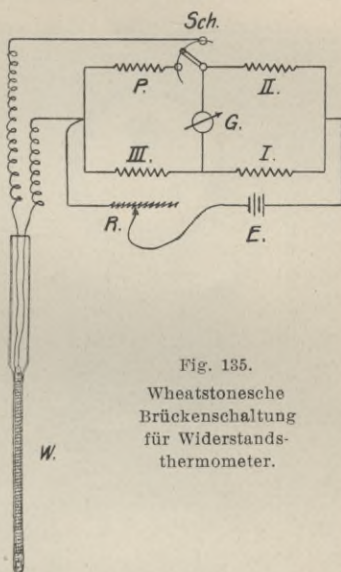


Fig. 135.

Wheatstonesche Brückenschaltung für Widerstandsthermometer.

äußere Quarzglasröhre fest auf die innere Spirale auf. Die Fig. 135 läßt diese Ausführung des Widerstandsthermometers W erkennen und gibt gleichzeitig das Schaltungsschema: Die Brückenarme werden durch die Widerstände I , II , III und durch den Prüfwiderstand P gebildet. In die Brücke ist das nach Celsiusgraden geeichte Galvanometer G eingeschaltet. E ist eine Batterie und R ein Regulierwiderstand mit Schleifkontakt. Die Widerstände I , II und III sind gleich dem Thermometerwiderstand W bei 0° . An Stelle des letzteren kann nun mit Hilfe des Schalters Sch zunächst der Prüfwider-

stand P eingeschaltet werden, der gleich dem Widerstande W bei einer bestimmten, auf dem Galvanometer rot markierten Temperatur ist. Nach der Beziehung der Wheatstoneschen Brücke

$$P \cdot I = II \cdot III$$

wird also durch Verschieben mit R die Galvanometernadel auf die rote Marke eingestellt, so daß die Brücke stets kon-

stante Spannung erhält, alsdann mit dem Schalter Sch das Thermometer W statt P eingeschaltet und nun am Ausschlage des Galvanometers G die richtige Temperatur direkt abgelesen. — Die Fig. 136 gibt die äußere Ansicht der gesamten Einrichtung wieder. Das Thermometer ist an seinem oberen Teil zum Schutze gegen Beschädigung mit einem Stahlrohr umgeben, das einen Porzellankopf mit den Anschlußklemmen trägt. Die Länge der Zuleitungsdrähte ist beliebig, so daß das Schaltbrett an irgendeiner passenden Stelle aufgestellt werden kann, wo der Verlauf der Temperatur durch den Heizer bequem zu ver-

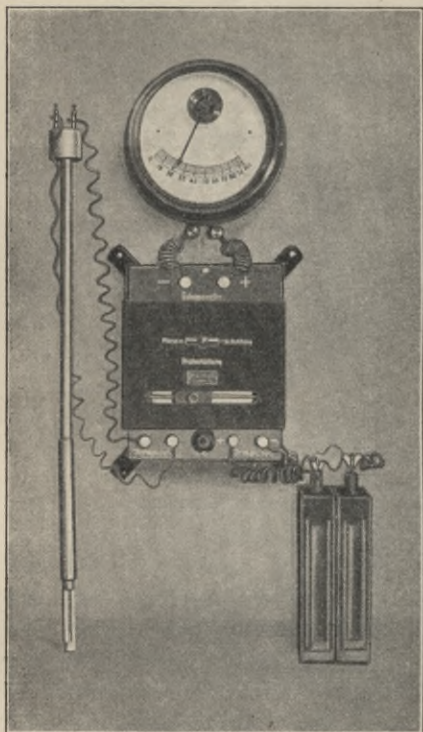


Fig. 136.

Quarzglas-Widerstandsthermometer
von Heraeus.

folgen ist. Ein besonderer Vorteil des Quarzglaswiderstandsthermometers ist der, daß es dem schroffsten Temperaturwechsel ausgesetzt werden kann, ohne daß das Quarzglas

springt. Von der Umgebungstemperatur sind die Angaben dieses Thermometers unabhängig. Durch eine einfache Schaltvorrichtung können beliebig viele Thermometer an eine gemeinsame Schalttafel angeschlossen werden. Durch Umlegen des Schalters werden dann nacheinander die Temperaturen der verschiedenen angeschlossenen Meßstellen in den Rauchgaskanälen angezeigt. Auch mit selbsttätiger Registriervorrichtung können diese Thermometer versehen werden.

Für höhere Temperaturen von etwa 700 bis 1600° ist die thermoelektrische Methode sehr beliebt, auf der die Konstruktion des Pyrometers Le Chatelier beruht, wie es von Keiser u. Schmidt-Berlin, Hartmann u. Braun - Frankfurt a. M., Heraeus - Hanau u. a. ausgeführt wird. Letztere Firma verwendet für technische Zwecke Thermo-

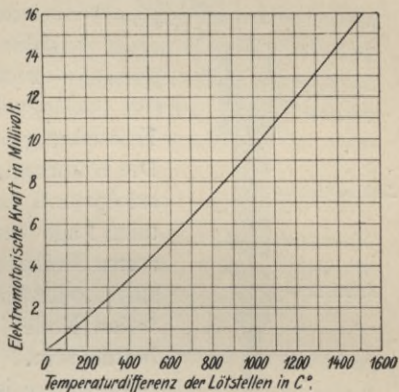


Fig. 137.

Elektromotorische Kraft des Thermo-
elementes Platin-Platinrhodium.

drähte von 0,6 mm Durchmesser, von denen der eine aus chemisch reinem Platin, der andere aus einer Legierung dieses Platins mit 10% chemisch reinem Rhodium besteht. Beide Drähte sind mit ihren Enden zusammengeschmolzen und mit den anderen Enden an die zum Galvanometer führenden kupfernen Meßdrähte angelötet. Durch Erwärmung der Schweißstelle entsteht im geschlossenen Kreise ein Thermostrom, der annähernd proportional der Temperaturdifferenz zwischen der Schweißstelle (T) und den Anschlußklemmen (t) ist. Als Klemmentemperatur kann bei sachgemäßem Anschlusse des Pyrometers die Umgebungstemperatur eingesetzt werden. Eichungen der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt ergaben nach Kohlrausch als Abhängigkeit der erzeugten Thermokraft (in Millivolt) von der Temperaturdifferenz (in C°), die in Fig. 137

gezeichnete Kurve. Für dauernde Messung hoher Temperaturen hinter dem Verbrennungsraum ist besonders die Ausführung von Heraeus nach Fig. 138 geeignet: Die Elementendrähte liegen voneinander isoliert und gegen die Einwirkung schädlicher Gase geschützt in zwei ineinander geschobenen

Porzellanrohren aus sog. Marquardscher Masse, die bis 1600° Hitze beständig ist, jedoch bei raschem Temperaturwechsel leicht springt. Deshalb muß das Pyrometer sehr langsam der zu messenden Temperatur ausgesetzt werden und ist vor der

Einwirkung von Stichflammen zu schützen. Die Einbringung in den heißen Meßraum erfolgt am besten vertikal; bei horizontaler Lage muß das Pyrometer an mehreren Stellen gegen Durchbiegung unterstützt oder bis auf einige Zentimeter vom freien Ende in einem Chamotterohre gebettet sein. Das äußere Ende des Porzellanrohres ist ferner gegen mechanische Einflüsse durch ein Stahlrohr geschützt; zwischen beiden ist eine Asbestwicklung eingefügt. Auf dem Stahlrohre sitzt endlich wieder ein Porzellanflansch, der die Klemmen für den Anschluß der Galvanometerdrähte trägt. Das Galvanometer ist bei mittlerer Raumtemperatur empirisch

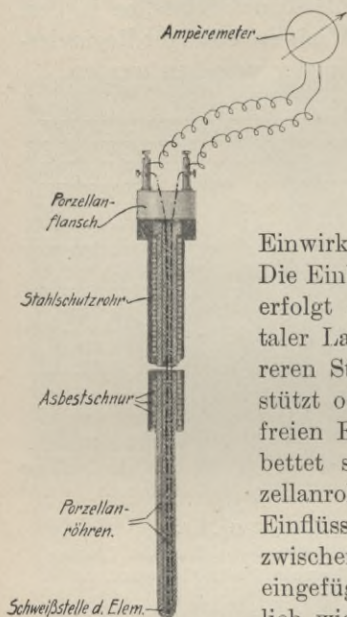


Fig. 138.
Le Chatelier-Pyrometer.

auf Celsiusgrade geeicht, so daß die durch das Pyrometer gemessene Temperatur auf der Galvanometerskala direkt abgelesen werden kann. Je reiner die zu den Thermodrähten verwendeten Metalle sind, desto unveränderlicher bleiben die Temperaturangaben des Instrumentes, dessen Nacheichung sich jedoch in Zwischenräumen von einigen Jahren empfiehlt. Bei der Anwendung des Le Chatelier-Pyrometers sind einige Vorsichtsmaßregeln geboten: es muß lange genug der zu messenden Temperatur ausgesetzt sein, weil seine Empfindlichkeit keine sehr

hohe ist; es muß weit in den Rauchgaskanal hineinragen, damit durch die Wärmeableitung nach außen kein erheblicher Fehler entsteht; in Fällen, wo das ganze Pyrometer von einem Stahl-schutzrohr umgeben ist, muß das letztere während der Mes-sung entfernt werden, damit das Thermoelement schnell die richtige Temperatur annimmt und also Temperaturschwan-kungen sicher anzuzeigen vermag. Krell fand für ein armiertes Le Chatelier-Pyrometer von Heraeus einen Empfind-lichkeitskoeffizienten (vgl. Seite 35) $\beta = 470$, also einen der schlechtesten Werte aller untersuchten Thermometer. Das Pyrometer darf deshalb nur ohne Eisenhülse dem Rauch-gasstrom ausgesetzt werden, da es andernfalls die Temperatur-änderungen dauernd zu spät anzeigen würde. Dabei ist die Meßgenauigkeit ca. $\pm 5^{\circ}$ C. Die Wärmequelle selbst muß natürlich im Verhältnis zur Masse des Pyrometers reichlich groß sein; deshalb gelingt es z. B. nicht, die Temperatur einer Gasflamme mit einem armierten Le Chatelier-Pyrometer auch nur annähernd genau festzustellen, weil so viel Wärme abgeleitet wird, daß leicht Fehler von mehreren 100 Graden entstehen können.

Von Siemens und Halske werden die Le Chatelier-Pyrometer mit einer automatischen Vorrichtung zur zeitlichen Registrierung des Temperaturverlaufes ausgestattet.

Obwohl das Thermoelement Le Chatelier einen vorzüg-lichen Gradmesser für hohe Temperaturen darstellt, so leidet es doch, wenn es der Flamme direkt ausgesetzt wird, und zeigt überdies nur diejenige Temperatur an, die eben gerade an der Meßstelle herrscht. Es läßt über die Temperatur-verteilung bzw. über die mittlere Temperatur im Feuerraume Zweifel bestehen. Diesen Mängeln ist in glänzender Weise durch die optische Pyrometrie abgeholfen worden. Als bestes Instrument ist das optische Pyrometer nach W a n n e r seit dem Jahre 1902 gebräuchlich.

Die Konstruktion des optischen Pyrometers beruht auf der photometrischen Vergleichung der Strahlung des absolut schwarzen Körpers mit der bekannten Strahlung einer konstanten Lichtquelle. Unter dem »absolut schwarzen Körper« versteht die Physik nach Kirchhoff einen Hohl-

raum, der von allen Seiten mit innen vollkommen reflektierenden Wänden umgeben ist, die keine Wärme nach außen ableiten. Die Innentemperatur des Hohlraumes kann jede beliebige Höhe haben. Ist in einer solchen Wandung eine kleine Öffnung vorhanden, so wird alle durch diese nach innen gelangende Strahlung vollkommen absorbiert. Umgekehrt senden die Innenwände der Umhüllung oder die innerhalb des Hohlraumes befindlichen Körper durch die kleine Öffnung das Maximum der Strahlung aus: diese Strahlung ist also »absolut schwarz.« Ein im Innern befindlicher glühender Körper wird demnach sichtbare Strahlen von jeder Wellenlänge aussenden, wie der absolut schwarze Körper von der gleichen Temperatur. Das nach außen gelangende Licht kann spektral zerlegt werden. Wird nun aus diesem Spektrum durch Abblenden ein homogener Teil von der Temperatur t mit bekannter Wellenlänge λ abgesondert, so kann seine Strahlungsintensität J nach dem Wienschen Gesetze berechnet werden zu:

$$J = c_1 \cdot \lambda^{-5} \cdot e^{-\frac{c}{\lambda(273+t)}},$$

worin c und c_1 Konstanten bedeuten. Diese Strahlung wird nun mit einer Lichtquelle J_0 von bekannter Temperatur t_0 verglichen, deren Strahlung ist:

$$J_0 = c_1 \cdot \lambda^{-5} \cdot e^{-\frac{c}{\lambda(273+t_0)}}.$$

Der Vergleich der beiden Intensitäten liefert also:

$$\frac{J}{J_0} = e^{-\frac{c}{\lambda} \left(\frac{1}{273+t} - \frac{1}{273+t_0} \right)}$$

oder

$$\ln \frac{J}{J_0} = \frac{c}{\lambda} \left(\frac{1}{273+t_0} - \frac{1}{273+t} \right), \dots \dots (84)$$

woraus t zu berechnen ist. Aus einer Tabelle kann die gesuchte Temperatur t auch direkt entnommen werden, wenn das Verhältnis $\frac{J}{J_0}$ durch Vergleich festgestellt worden ist.

Zum Wannerschen optischen oder Photopyrometer gehören nach Fig. 139 folgende Teile: eine Normal-Amylacetat-

lampe L , das Photometer P mit einer eingeschlossenen Glühlampe G und einer Kreisscheibe K , eine Akkumulatorenbatterie A zur Speisung der Glühlampe und ein Voltmeter V zur Kontrolle der Spannung der Akkumulatoren.

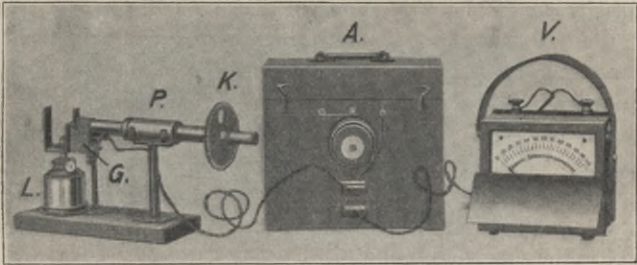


Fig. 139.

Optisches Pyrometer nach Wanner.

Die innere Einrichtung des Photometers wird leicht durch die Fig. 140 im Aufriß und Grundriß deutlich: Bei S_1 treten durch zwei übereinander liegende Spalten die Strahlen der zu vergleichenden Lichtquellen ein, und zwar durch a die bekannte konstante Strahlung der mit sechs Volt

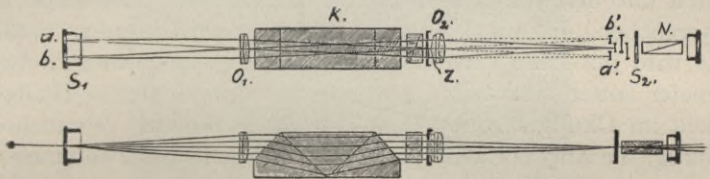


Fig. 140.

Photometereinrichtung des optischen Pyrometers Wanner.

betriebenen Glühlampe, durch b die Strahlung beispielsweise eines Feuerraumes, auf den das Photometer gerichtet ist. In der Entfernung ihrer Brennweite folgt dann die Linse O_1 , welche die beiden Strahlenbündel parallel macht. Die Strahlen durchlaufen ferner das geradsichtige Prisma K , durch welches sie spektral zerlegt werden. Darauf werden beide Strahlen durch einen Kalkspat in je zwei zueinander senkrechte Rich-

tungen polarisiert, von denen nur die eine zur Wirkung kommt, um durch ein Biprisma Z in zwei Teile zerlegt und beiderseits nach der Achse zu abgelenkt zu werden. Durch die Linse O_2 werden die Strahlen gesammelt und vor dem Okularspalt S_2 je zwei Bilder von a und b erzeugt. Das Doppelprisma Z ist nun derartig, daß zwei Bilder von a und b vor dem Okularspalt S_2 zusammenfallen, die senkrecht zueinander polarisiert sind und in unserem Falle der Fraunhoferschen Linie C im Spektrum entsprechen. Die zwei äußeren Bilder a' und b' sind dagegen durch S_2 abgeblendet worden. Vor S_2 erscheint also monochromatisches Licht in einem geteilten Gesichtsfelde derart, daß die obere Hälfte von a , d. h. von der Glühlampe, die untere von b , d. h. von der zu messenden Strahlung beleuchtet ist. Durch Drehung des Okularnikols N wird nun infolge Schwächung bzw. Stärkung der einen oder anderen Hälfte des Gesichtsfeldes gleiche Helligkeit der beiden Hälften eingestellt. Aus dem auf der Kreisscheibe abgelesenen Drehungswinkel kann also mit Hilfe der beigegebenen Tabelle die Temperatur des glühenden Körpers ermittelt werden.

Vor jedesmaligem Gebrauche muß der Apparat auf Normallichtstärke eingestellt werden. Zu diesem Zwecke wird die Amylacetatlampe L angezündet, deren Licht durch b einfällt, und mit dem durch a einfallenden Lichte der Glühlampe A verglichen, die mit 6 Volt Spannung gespeist werden muß. A wird mit Hilfe einer Regulierschraube so lange vom Photometer entfernt bzw. ihm genähert, bis a und b gleiche Helligkeit im Okular zeigen. Dann ist das Pyrometer gebrauchsfertig, die Amylacetatlampe wird ausgelöscht, das Photometer — eventuell mit Hilfe eines Statives — auf die zu messende glühende Kohlschicht gerichtet und die Teilkreissskala K so lange gedreht, bis wieder die beiden Teile des Gesichtsfeldes a und b gleich hell erscheinen: der abgelesene Drehungswinkel ergibt dann aus der Tabelle direkt die Temperatur der Brennstoffschicht. Die Handhabung des Apparates ist also außerordentlich einfach, wie dies auch die Fig. 141 erkennen läßt. Der Hauptvorteil des Pyrometers Wanner ist der, daß es gar nicht in die Meßstelle eingesenkt zu werden braucht, daß vielmehr die Temperatur von außerhalb

der Feuerung aus beliebiger Entfernung bestimmt werden kann, sobald das Photometer auf das geöffnete Schauloch gerichtet wird. Der ganze Apparat ist leicht transportabel und deshalb ganz besonders für Abnahmeversuche geeignet, um schnell und sicher den augenblicklich erzielten pyrometrischen

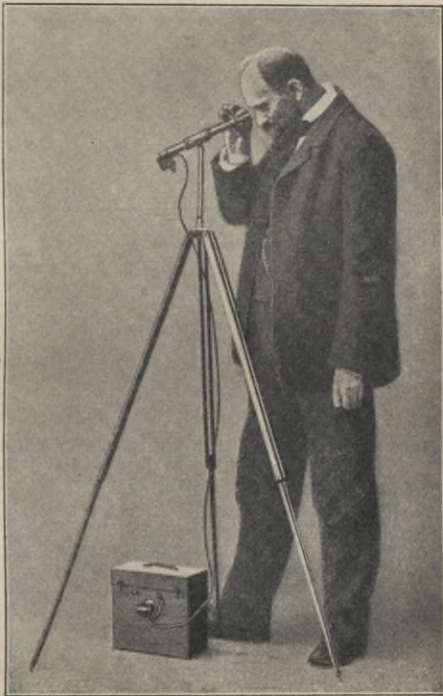


Fig. 141.

Gebrauch des Wannerschen optischen Pyrometers.

Effekt festzustellen, für dessen Ermittlung alle andern Hilfsmittel versagen. Die zu erreichende Meßgenauigkeit kann auf etwa $\pm 10^0$ geschätzt werden. Diese Angabe hat jedoch nur für den theoretischen absolut schwarzen Körper Gültigkeit, dem der geschlossene Feuerherd mit einem Schauloch sehr nahe kommt. Für offene, glühende feste oder flüssige Körper sind die Fehler größer, wenn auch noch zulässig.

Für offene durchsichtige Flammen dagegen ist das Pyrometer Wanner nicht mehr brauchbar, da für diese das ihm zugrunde liegende Gesetz von Wien keine Giltigkeit hat.

Für Temperaturen von 700—1000 ° C. hat Wanner neuerdings die Konstruktion seines Photopyrometers weiter vereinfacht. Beide Apparate, nach der einen wie nach der andern Ausführung, sind von Dr. R. Hase in Hannover zu beziehen. —

Als weitere Methoden zur Bestimmung hoher Temperaturen seien der Vollständigkeit halber noch die bekannten Seegerschen Brennkegel und das Wasserkalorimeter genannt. Beide Hilfsmittel sind billig in der Anschaffung. Jedoch ist die Methode der Brennkegel zu ungenau, während die Handhabung des Kalorimeters umständlich ist und eine gewisse Geschicklichkeit voraussetzt. Auch nimmt die Temperaturbestimmung mit beiden Methoden stets eine gewisse Zeit in Anspruch, während die früher besprochenen Apparate die Temperatur ohne Mühe augenblicklich anzeigen.

b. Kontrolle des Zuges und des Luftüberschusses.

Abgesehen von dem selteneren Falle der Unterwindgebläse erfolgt die Zuführung der Verbrennungsluft zur Feuerung durch den natürlichen Schornsteinzug, hervorgerufen durch den Auftrieb der heißen, leichteren Rauchgase. Wir können also die Gasbewegung unter denselben mechanischen Gesichtspunkten betrachten wie die im Abschnitte 12 a besprochene Ventilation mittels natürlichen Auftriebes. An Hand des Schemas Fig. 142 lassen sich die Zugverhältnisse längs des ganzen Gasweges verfolgen. Beim Eintritt der Verbrennungsluft wird der Druck AB zur Erzeugung der Geschwindigkeitshöhe verbraucht. Es folgt ein geringer Druckabfall bis zur Größe CD , wo Rost und Brennmaterial den ersten größeren Widerstand bieten, so daß der Unterdruck zunimmt und beim Passieren der Gase über die Feuerbrücke bis EF sinkt. Alsdann folgt die stetige Druckabnahme längs der drei Züge mit dem jedesmaligen Abfalle GH , IK , bei der Umkehr der Gase. Schließlich bietet der Essenschieber den

letzten plötzlichen Druckabfall bis zur Größe LM . Hinter dem Rauchschieber findet zunächst ein Druckanstieg wegen zutretender falscher Luft durch die Schieberspalten statt, woran sich endlich der stetige Druckverlust längs des Fuchses und Schornsteines anschließt.

Es leuchtet hiernach ohne weiteres ein, daß unter der Voraussetzung gleicher Fuchstemperatur die Zugwirkung durch Drosseln des Rauchschiebers geschwächt, durch Öffnen desselben verstärkt werden kann. Beim Drosseln nimmt der Unterdruck in den Zügen ab, die Linie BM verläuft näher

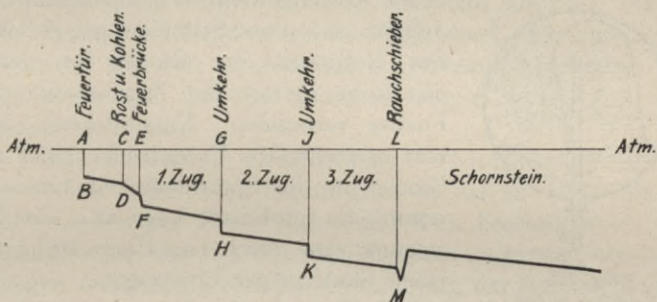


Fig. 142.

Druckverhältnisse in einer Feuerungsanlage.

der Atmosphärenlinie, die Bewegung der Gase wird langsamer, es tritt weniger Verbrennungsluft zur Feuerung; beim Öffnen des Rauchschiebers vergrößert sich der Zug, die Kurve BM entfernt sich von der atmosphärischen Linie, die Verbrennungsluft tritt lebhafter zur Feuerung. Die Größe des maximalen Unterdruckes im Fuchse kurz vor LM ist also ein Maß für die Verbrennungsluftzufuhr. Verbindet man also diesen Raum durch einen Schlauch mit einer U-förmig gebogenen, mit Wasser gefüllten Glasröhre, deren anderer Schenkel mit der Atmosphäre kommuniziert, so läßt die Differenz der Wasserspiegel jederzeit die Zugstärke in Millimetern Wassersäule erkennen. Um die Ablesung genauer zu machen, kann der eine Schenkel der Glasröhre, wie bei dem Unterdruckmesser von Krell, geneigt sein; oder es kommen Flüssigkeiten von wenig verschiedenem spezifischem Gewichte

als Differentialmanometer zur Anwendung. Neben diesen einfachsten Zugmessern gibt es solche, bei denen der Druck entweder durch eine Feder oder durch einen Schwimmer auf einen Skalenzeiger übertragen wird. Zu der letzteren Art gehört z. B. der Druckmesser von de Bruyn, Fig. 99. Eine andere bekannte Konstruktion ist die nach Dürr, welche von G. A. Schultze in Charlottenburg ausgeführt wird. Ein Schema des Dürrschen Zugmessers gibt die Fig. 143: Ein zylindrisches Gehäuse *H* ist zur Hälfte mit einer Sperrflüssigkeit (Paraffinöl) gefüllt, auf der die Glocke *G* schwimmt, die mit einem Gegengewicht *W* verbunden und drehbar auf einer Schneide gelagert ist. Der Hohlraum der Glocke ist durch das Rohr *R* mit der Zugmeßstelle im Fuchse verbunden. Entsprechend dem hier herrschenden Unterdrucke sinkt die Glocke in die Sperrflüssigkeit ein und nimmt die punktierte Lage an. Die Bewegung wird durch eine Übersetzung auf einen Skalenzeiger übertragen.

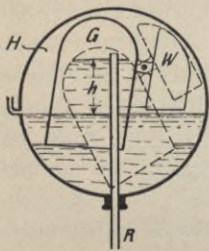


Fig. 143.

Kesselzugmesser
nach Dürr.

Die Messung der Zugstärke auf die vorbeschriebene Art, wie sie vielfach geübt wird, ist aber nicht einwandfrei, da sie voraussetzt, daß der Widerstand, den die Verbrennungsluft beim Durchströmen durch die Rostspalten und durch das Brennmaterial findet, konstant bleibt. Dieses ist jedoch keineswegs der Fall; im Gegenteil, der Widerstand des Brennmaterials ist nach dem Aufgeben von Kohle und bei starker Schlackenbildung groß und nimmt mit fortschreitendem Abbrande ab. Während sich im gleichen Sinne der erzeugte Unterdruck in den Zügen ändert, verhält sich die Luftmenge gerade umgekehrt.

Zu welch falschen Maßnahmen dabei die Verwendung eines einfachen Zugmessers führen kann, zeigt folgendes Beispiel: Ist die Verbrennung auf dem Roste weit vorgeschritten, so ist infolge vergrößerter Luftdurchlässigkeit der Brennstoffschicht die Luftzufuhr zu groß geworden, während der Zugmesser unter die normale Zugstärke zurückgegangen ist. Um

die letztere wiederherzustellen, würde nun der Heizer den Rauchschieber weiter öffnen. Dadurch würde jedoch noch mehr Verbrennungsluft zum Roste treten, der Luftüberschuß würde zu groß werden und der Kohlensäuregehalt sinken. Aber auch der Zugmesser würde, statt mehr anzuzeigen, stehenbleiben oder sogar zurückgehen, da eben mit vermehrter Zugkraft auch eine größere Gasmenge angesaugt wird. Der Heizer würde also indirekt darauf hingewiesen werden, frisches Brennmaterial aufzugeben. Sofort würde wegen vermehrten Widerstandes auf dem Roste der Zugmesser ansteigen, obgleich die Gasmenge zugenommen hat. Je nachdem also die Widerstände durch die Stellung des Rauchschiebers oder durch den Brennstoff geändert werden, treten gegenläufige Anzeigen des Zugmessers auf, die den Heizer zu irrigen Maßnahmen veranlassen können.

Diesem Übelstande wird durch die Differenzzugmessung abgeholfen, welche sich darauf gründet, daß der Druckverlust BM zwischen der Feuerbrücke und dem Essenschieber (vgl. Fig. 142) nur von der durchströmenden Gasmenge abhängt, dagegen unabhängig von der Veränderung der äußeren Widerstände ist. Verbinden wir also die beiden Druckseiten eines der beschriebenen Zugmesser je mit dem Raume dicht hinter der Feuerbrücke und dicht vor dem Rauchschieber, so haben wir einen sog. Differenzzugmesser, dessen Angaben ein untrügliches Maß für die augenblicklichen Gasmengen sind. Es kommt also hier dasselbe Verfahren zur Anwendung, das wir (auf S. 92 oben) für die Luftmengenmessung in Ventilationsanlagen kennen gelernt haben. Der Differenzzugmesser kann deshalb direkt als Volumeter ausgebildet werden, wobei einem Steigen seiner Anzeige auch eine Zunahme des Gasvolumens, also der Verbrennungsluft, entspricht. Da nun die Verbrennung desto ökonomischer erfolgt, je kleiner der Luftüberschuß ist, so muß der Heizer mit einer möglichst niedrigen Anzeige seines Differenzzugmessers auszukommen suchen, bei der gleichzeitig der prozentuale Kohlensäuregehalt ein Maximum ist. Zur Vermeidung unvollkommener Verbrennung ist natürlich ein Minimum des Luftüberschusses noch erforderlich.

Auf Grund von Untersuchungen empfiehlt Dosch¹⁾ in einer neueren Arbeit die gleichzeitige Beobachtung des Unterdruckes im Feuerraum und des Druckunterschiedes zwischen der Anzeige der Strecke *BM* minus Druck im Feuerraum.

Zur Erzielung kontinuierlicher Anzeigen werden die Zug- und Differenzzugmesser auch als registrierende Instrumente nach der bekannten Methode der Zeigeraufschreibung auf rotierender Trommel ausgeführt. Fig. 144 zeigt z. B. den registrierenden Differenzzugmesser nach Dürr, wie er von G. A. Schultze in Charlottenburg hergestellt wird.

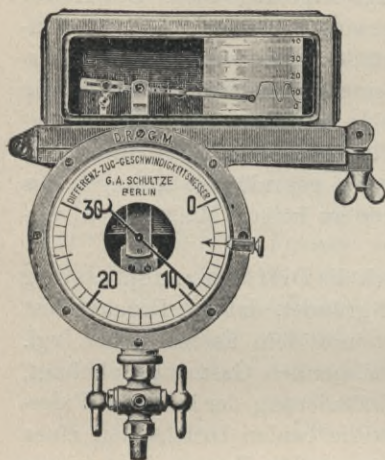


Fig. 144.
Registrierender Differenzzugmesser
nach Dürr.

c. Die Rauchgasanalyse.

Die dauernde Kontrolle des Kohlensäuregehaltes der Abgase ist die wichtigste Maßnahme zur Aufrechterhaltung eines ökonomischen Betriebes. Die graphische Darstellung in Fig. 145 gibt z. B. für eine Kohle mit 7000 WE. Heizwert die Abnahme des

prozentualen Kohlensäuregehaltes der Abgase mit zunehmendem Luftüberschusse und gleichzeitig das Anwachsen des Kohlenverlustes, der unter gewöhnlichen Verhältnissen zu erwarten ist. Es liegt also im Interesse eines jeden Kesselbesitzers, einen möglichst hohen Kohlensäuregehalt zu erzielen, der jedoch gewöhnlich bei 14—16% seine Grenze findet, weil darüber hinaus infolge zu geringen Luftüberschusses leicht unvollständige Verbrennung entsteht.

Einen praktischen Wert gewinnt aber die Kohlensäurebestimmung erst durch die Anwendung automatischer

¹⁾ Dosch: Verbrennungsvorgänge in den Feuerungen und der Verbundzugmesser. Verlag Dr. Max Jänecke, Hannover 1909.

Rauchgasanalysatoren. Man unterscheidet die chemische Analyse und die Gewichtsanalyse. Die chemische Analyse beruht auf der Zusammenführung der Rauchgase mit Absorptionsflüssigkeiten. Als selbsttätige Apparate sind zu nennen: der Ados der Feuerungstechnischen Gesellschaft zu Aachen, der Ökonograph der Allgemeinen Feuer Technischen Gesellschaft zu Berlin, der selbstregistrierende Gasprüfer von Julius Pintsch. Die gewichtsanalytische Methode beruht

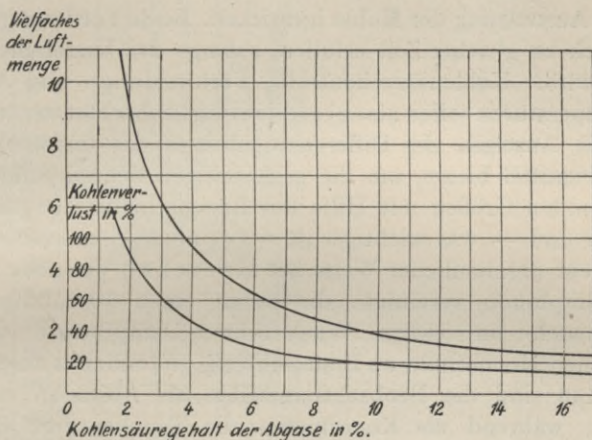


Fig. 145.

Abhängigkeit des Kohlenverlustes vom Kohlensäuregehalt und vom Luftüberschuß.

auf der Zunahme des spezifischen Gewichtes der Rauchgase mit wachsendem Kohlensäuregehalte. Diese Anzeige findet automatisch durch den Rauchgasanalysator Schultze-Krell statt, für dessen Konstruktion das Krellsche Mikromanometer Fig. 14, S. 64 Verwendung findet.

Näheres über die Durchführung der Rauchgasanalysen kann im Rahmen dieses Buches nicht gegeben werden, weshalb auf die Werke von Fuchs¹⁾ und Brand²⁾ verwiesen sei, in denen diese Methoden ausführlich beschrieben sind.

¹⁾ Fuchs: Generator-, Kraftgas- und Dampfkesselbetrieb, Verlag Springer, Berlin 1905.

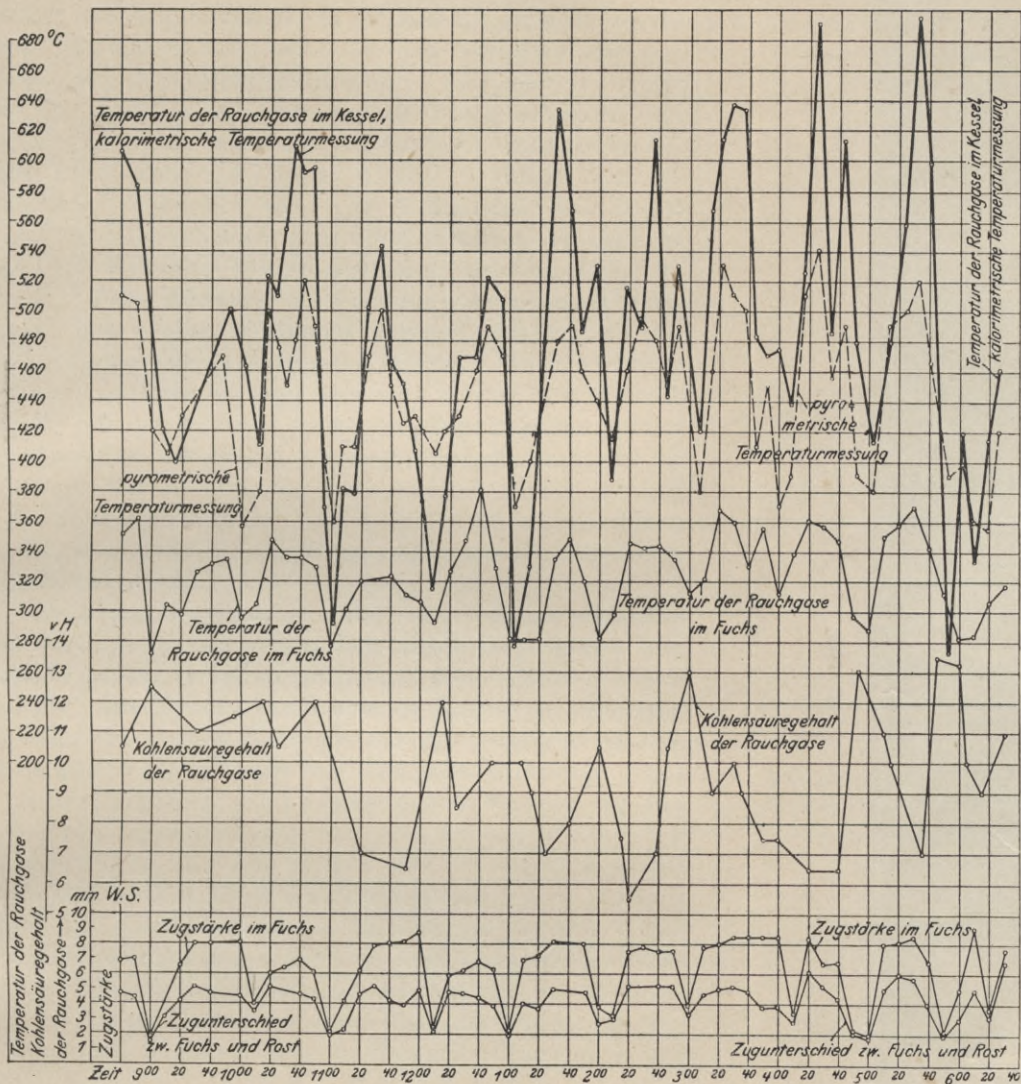
²⁾ Brand: Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle, Verlag Springer, Berlin 1907.

d. Die Verwendung der Feuerungskontrollapparate in der Praxis.

Es war bereits auf Seite 292 gesagt worden, daß die Kohlensäurekontrolle allein noch kein zuverlässiges Bild von der Güte einer Feuerungsanlage ergibt: es kommt dabei noch auf den pyrometrischen Effekt und auf möglichst geringe Austrittstemperatur der Abgase an. Auf Seite 295 erfuhren wir, daß im allgemeinen ein hoher Kohlensäuregehalt und eine niedrige Temperatur der Abgase zusammen auf die Verbesserung der Ausnutzung der Kohle hinwirken. Beide Forderungen lassen sich zu gleicher Zeit erfüllen, solange der Kessel nicht forciert wird. Kohlensäurekontrolle, Verbrennungs- und Abgangstemperaturen sollen also gleichzeitig beobachtet werden, wobei die Anzeigen des Differenzzugmessers das unentbehrliche Hilfsmittel bieten, um die gegenseitigen Veränderungen der genannten Größen mit Hilfe des Rauchschiebers bequem verfolgen und — was wichtiger ist — beeinflussen zu können.

In sehr anschaulicher Weise hat Maercks¹⁾ Versuche zu einem Graphikon vereinigt, die durch einen 10stündigen Kesselversuch an einem Wasserröhren-Dampfkessel der Technischen Hochschule zu Braunschweig gewonnen wurden: In Fig. 146 sind die Beobachtungszeiten als Abszissen aufgetragen, während als Koordinaten die Temperaturen der Rauchgase im Kessel und im Fuchse, der Kohlensäuregehalt der Rauchgase, die Zugstärke im Fuchs und der Differenzdruck zwischen Fuchs und Rost dargestellt sind. Die Einzelbeobachtungen sind durch gerade Linien verbunden. Zunächst ist zu erkennen, daß die Temperaturen der Rauchgase im Kessel und im Fuchse stets in derselben Richtung sich ändern, also beide fallen oder ansteigen. Beim jedesmaligen Aufgeben frischen Brennmaterials auf den Planrost und beim Abschlacken war die Feuertür geöffnet, wobei die Zugstärke regelmäßig fiel und die Gastemperatur ganz erheblich sank. Genau entgegengesetzt verhält sich der Kohlensäuregehalt der Abgase, so daß also in der Tat von der Abgastemperatur

¹⁾ Maercks: Feuerungskontrolle und Dampfkesseluntersuchung, Zeitschr. d. V. D. I. 1909 Nr. 4, Verlag Springer, Berlin. Diesem Aufsätze ist die Fig. 146 entnommen.



auf den Kohlensäuregehalt ein Rückschluß gemacht werden kann. Besonders interessant ist das Verhalten des einfachen und des Differenzzugmessers. Beispielsweise wurde von 1⁵⁰ Uhr bis 2¹⁰ Uhr bei geöffneter Feuertür abgeschlackt, wobei nach der einfachsten Heizerregel der Zugschieber etwas geschlossen wurde. Während des Abschlackens vermindert sich der Widerstand des Brennmaterials, es strömt mehr Luft durch den Rost, der einfache Zugmesser fällt, der Differenzzugmesser dagegen steigt bis 2¹⁰ Uhr. Nach Schließen der Feuertür steigen zuerst beide Kurven und bleiben annähernd konstant, bis um 3⁰⁰ Uhr wieder frische Kohlen aufgegeben werden. Nach wiederum geschlossener Feuertür folgt nun eine längere Brandperiode von 3¹⁰ Uhr bis 4⁰⁰ Uhr, wobei der Zugwiderstand infolge Verschlackung des Rostes zunimmt: deshalb muß, da die Luftmenge kleiner wird, der Differenzdruck sinken, der Zug im Fuchs dagegen ansteigen. Da hiergegen ein weiteres Öffnen des Rauchschiebers nicht half, so mußte um 4¹⁰ Uhr wieder abgeschlackt werden.

Alle Kontrollinstrumente sollten also, um ein wirkliches Bild der ganzen, sich äußerst kompliziert abspielenden Vorgänge zu gewinnen, selbstregistrierend sein. Denn einerseits ist jeder vom Heizer vorzunehmende Eingriff in den Gang des Prozesses weniger abhängig von der jeweiligen Anzeige der Apparate als vielmehr von der augenblicklichen Tendenz des Vorganges: jeder augenblickliche Zustand, der von irgendeinem Instrument angezeigt wird, kann entstanden sein aus dem Fallen, aus dem Steigen oder aus der horizontalen Fortsetzung der betreffenden aufgezeichneten Kurve. Danach richtet sich aber der Sinn, die Richtung, in der eine vorzunehmende Beeinflussung stattfinden muß. Andererseits bietet das Studium der aufgezeichneten Kurven für den Betriebsleiter den besten Anhalt zur Beurteilung des Heizers und für letzteren wiederum den Ausweis für eventuell zu beanspruchende Heizerprämien.

Genau wie bei den Ventilationsanlagen so liegt auch hier der Gedanke nahe, sämtliche Kontrollinstrumente auf einer gemeinsamen Schalttafel unterzubringen. Jedenfalls ist eine

gute Übersicht deshalb geboten, weil gerade bei Heizungsanlagen der Wärmebedarf je nach der Witterung und Tageszeit ein außerordentlich schwankender ist. Im Interesse eines rationellen Feuerungsbetriebes liegt es dagegen, die Beanspruchung der Kesselanlage nach Möglichkeit gleichmäßig zu gestalten. In größeren Betrieben wird man deshalb einen Ausgleich zu schaffen suchen, der am zweckmäßigsten in der Kuppelung von Kraft-, Licht- und Heizbetrieben gegeben ist. Alsdann können mit den Feuerungskontrollapparaten zusammen auch noch Dampfmesser und Manometer für die verschiedenen abzweigenden Dampfleitungen montiert werden. Auf diese Weise ist dann Verbrauch und Erzeugung in einwandfreier Weise zu regeln und ein wirtschaftlicher Betrieb zu erzielen.

26. Berechnung der Feuerungs- und Kesselanlagen.

a. Rostgröße und Füllschacht.

Die Rostgröße muß für den maximalen Brennstoffverbrauch noch ausreichend sein. Dieser tritt jedoch bei Heizungsanlagen nur in Ausnahmefällen auf, so daß für alle übrigen Belastungen die Rostfläche erheblich zu groß wäre, wollte man sie für die größte Anstrengung berechnen. Im reinen Heizungsbetriebe wird man mit der Annahme der halben maximalen Wärmemenge im allgemeinen die passendste Rostfläche erhalten, bei der die Ausnutzung der Kohle am wirtschaftlichsten stattfindet. Alsdann kann man auf 1 qm totaler Rostfläche zweckmäßig verbrennen:

	nach Rietschel	nach H. Recknagel			
Holz	47— 53	70—120 kg/Std.			
Torf	47— 53	80—120 »			
Braunkohle	42— 50	100—200 »			
Steinkohle	{ Magerkohle 71— 83 } { Backkohle . 55— 66 } { Anthrazit . 33— 40 }	50—120 »			
			Koks	90—110	70—140 »

Die kleineren Werte gelten für geschonte Kessel.

Dabei nimmt man allgemein folgendes Verhältnis der freien zur totalen Rostfläche an:

für Holz . . .	$\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{6}$
» Torf . . .	$\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{7}$
» Braunkohle .	$\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{5}$
» Steinkohle .	$\frac{1}{2}$ — $\frac{1}{3}$
» Koks . . .	$\frac{1}{2}$ — $\frac{1}{3}$

Die Schichthöhe der Brennstoffe auf dem Rost beträgt gewöhnlich:

für Holz . . .	20—25 cm
» Torf . . .	20 »
» Braunkohle .	15 »
» Steinkohle .	12—15 »
» Koks . . .	15—20 »

Je höher die Schichtung des Brennstoffes, desto größer muß unter sonst gleichen Verhältnissen der Schornsteinzug sein, da der Widerstand, den die Kohlen dem Luftdurchgang entgegensetzen, nach Grashof mit dem Quadrate der Schichthöhe wächst, unter der Voraussetzung, daß die Verbrennungsluft die ganze Schichthöhe durchstreichen muß. Bei den gewöhnlichen Zentralheizungskesseln mit Füllschacht ist dieses nicht der Fall, sondern die Schütthöhe beträgt hier oft bis zu 2 m. Zu so bedeutenden Schichtungen eignet sich nur ein lockeres, nicht backendes, großstückiges Brennmaterial: der Koks. Die Füllschachthöhe ist leicht auszurechnen aus der Brennstoffmenge und der Zeit, während welcher nicht nachgeschüttet werden soll, für den sog. Dauerbetrieb, unter der Annahme, daß 1 hl Koks etwa 1 Ztr. wiegt.

Der voraussichtliche Jahresbedarf B einer Heizung an Brennmaterial berechnet sich ebenfalls für eine mittlere Kälte von $\pm 0^{\circ}$ als die Hälfte des maximalen Bedarfes unter der Annahme von rund 200 Heiztagen.

Bedeutet ferner

n in Stunden die tägliche Benutzungsdauer,

W die stündliche maximal erforderliche Wärmemenge,

E den theoretischen Heizwert des Brennmaterials (S. 280 bis 281),

η die Ausnutzung desselben, im normalen Betriebe
 $\eta = 0,5$, höchstens $0,7$,

so ergibt sich

$$B = \frac{200 n \cdot W}{2 \cdot E \cdot \eta}$$

oder

$$B = 100 \frac{n \cdot W}{E \cdot \eta} \text{ kg/Jahr. (85)}$$

Hin und wieder wird die ungebührliche Forderung an den Heizungsfabrikanten gestellt, er solle diesen Kohlenverbrauch garantieren. Das ist natürlich eine unmögliche Garantie, da der Kohlenverbrauch ja ganz von der Witterung und Benutzung abhängig ist. Wohl aber kann der Abnehmer eine Garantie bezüglich der Ausnutzung der Verbrennungsgase fordern in der Form, daß eine bestimmte Rauchgas-temperatur nicht überschritten werde.

b. Schornstein und Zugkraft.

Den Schornsteinquerschnitt berechnet man mangels genauerer Grundlagen meistens an der Hand statistisch gewonnener Formeln, von denen die folgenden im allgemeinen befriedigende Werte liefern.

Nach v. Reiche betrage der Schornsteinquerschnitt

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Steinkohlen } f = \frac{R}{4} \text{ qm} \\ \text{für Braunkohlen } f = \frac{R}{6} \text{ qm} \end{array} \right\} \text{ (86)}$$

wenn R die totale Rostfläche in qm bedeutet. Dabei soll die Schornsteinhöhe mindestens gleich dem 25fachen lichten Durchmesser sein.

Bei der Annahme einer künftigen Betriebsvergrößerung um 30% wird der lichte Durchmesser des runden oder die Seite des quadratischen Schornsteines nach v. Reiche:

$$d = 0,1 B^{0,4} \text{ Meter, (87)}$$

wo B die pro Stunde verfeuerte Brennstoffmenge in kg bedeutet.

Ferner ist unter der gleichen Voraussetzung die Höhe h des Schornsteines vom Rost bis zur Mündung:

$$h = 0,00277 \left(\frac{B}{R} \right)^2 + 6 d \text{ Meter. (88)}$$

Nach Redtenbacher kann gesetzt werden

$$f = \frac{G \cdot B}{924 \sqrt{h}} \text{ qm, (89)}$$

worin außer den früheren Bezeichnungen bedeutet:

G das Gewicht der bei der Verbrennung von 1 kg des Brennmaterials entstandenen Gase in kg, vgl. S. 281.

Die Größe des von einem Schornstein erzeugten Zuges ist eine Funktion der Schornsteinhöhe und der Temperaturdifferenz zwischen Rauchgasen und umgebender Luft. Diesen hauptsächlichsten Faktoren gegenüber haben die Reibungs- und Krümmungswiderstände der Gase in den Zügen, sowie die Wirkung des Windes auf die Schornsteinmündung um so weniger Einfluß, als sie sich zum Teil aufheben. Auch bei unbewegter Luft wirkt die über der Schornsteinmündung gerade hochsteigende Gassäule auf Aufhebung der Bewegungswiderstände. An Stelle der genauen Berechnung der Zugwirkung (zu deren hinreichender Feststellung die Annahmen fehlen) kann deshalb die angenäherte auf Grund des statischen Gleichgewichtes der kalten und warmen Gassäule treten.

Bezeichnet:

h die Höhe des Schornsteines in m vom Rost bis zur Mündung,

T die mittlere Temperatur der Rauchgase innerhalb des Schornsteines in $^{\circ}\text{C}$,

t die Temperatur der äußeren Luft in $^{\circ}\text{C}$,

Z die Zugwirkung am Fuße des Schornsteines in mmWS.,

γ das spezifische Gewicht der Luft,

δ » » » » Rauchgase,

so haben wir die Beziehung für das statische Gleichgewicht der Gassäulen, also nach unserer Annahme die Zugstärke:

$$Z = h \left(\frac{\gamma}{1 + \frac{t}{273}} - \frac{\delta}{1 + \frac{T}{273}} \right) \text{ mm WS.} \quad (90)$$

Setzen wir die mittlere Wintertemperatur $t = 0^{\circ}$ und für mittelfeuchte Luft $\gamma = 1,287$, ferner nach der Tabelle S. 281 die Dichte der Rauchgase im Mittel $\delta = 1,04 \cdot 1,287$, ferner in runden Zahlen $T = 180$ bis 300° , so wird die Zugstärke

$$Z = 0,5 h \text{ bis } 0,65 h \text{ mm WS.} \quad (91)$$

In diesen Gleichungen kommt die Gasgeschwindigkeit nicht vor, und in der Tat ergaben die Versuche von Haier, daß die Zugstärke sich bis zu Abgasgeschwindigkeiten von etwa 6 m/sek prozentual sehr wenig ändert¹⁾, wenn die Kanalwiderstände an sich dieselben bleiben. Letztere lassen sich aber durch Bewegung des Essenschiebers in den weitesten Grenzen ändern, und somit kann jede beliebige Zugstärke je nach der Verbrennung eingestellt werden.

Die erforderliche Zugstärke hängt nun ferner vom Brennmaterial, von seiner Korngröße und Schichthöhe ab. Für Koks z. B. können als Minimum etwa 6 mm WS. für normale Kesselbeanspruchung gerechnet werden, so daß sich nach Gl. (91) als unterste Grenze eine Schornsteinhöhe von etwa 12 m ergibt, die zur Erzeugung dieses Zuges gerade noch ausreichen dürfte. Für große Anlagen dürfte eine Zugstärke von 25 mm in den seltensten Fällen überschritten werden.

c. Berechnung der Kesselheizfläche.

Die Wärmeübertragung von den Heizgasen an das Kesselwasser nimmt zu mit der Reinheit der Kesselwandungen, mit der Größe der Temperaturdifferenz und mit der Zirkulations-

¹⁾ Die Versuche von Haier sind an einem Blechschornstein ausgeführt worden. Es ist jedoch anzunehmen, daß die Schlüsse auch für gemauerte Schornsteine gültig sind, sofern die letzteren nach Möglichkeit luftdicht hergestellt werden.

geschwindigkeit des Wassers an den Kesselwandungen; sie nimmt dagegen ab mit der Geschwindigkeit der Rauchgase und mit der Länge der Kesselzüge. Ferner sind nicht alle Teile der Heizfläche eines Kessels gleichmäßig an der Wärmeübertragung beteiligt. Es ist allgemein bekannt, daß die Kontaktheizfläche in bezug auf Wärmeaufnahmefähigkeit am günstigsten dasteht. Nach dieser Richtung sind die Versuche von de Grahl¹⁾ äußerst lehrreich, der folgende Resultate mitteilt.

1. Eingemauerter, stehender Kessel mit Füllschacht und vertikalen Rauchröhren, von 9,05 qm Heizfläche (ohne Schüttrichter):

spezifische Leistung

des unteren Kesselbodens (Kontaktheizfläche)	38 200 WE/qm
des Rauchröhrenbündels	3 265 »
des oberen Kesselbodens und Außenmantels	1 575 »

2. Eingemauerter, horizontaler Sattelkessel mit Füllschacht und horizontalen Rauchröhren von 36,6 qm Heizfläche (ohne Schüttrichter):

spezifische Leistung

der Kontaktheizfläche	98 700 WE/qm
des unteren Kesselbodens	69 300 »
der Röhrenheizfläche	1 500 »
der Seitenzüge	600 »

Aus diesen beiden Beispielen ist die enorme Wärmeaufnahmefähigkeit der Kontaktheizfläche sowie die geringe Leistung der Rauchröhrenheizfläche klar ersichtlich. Ebenso erkennen wir, wie nach dem Fuchs hin der Wert der Heizfläche sehr schnell abnimmt. Natürlich richten sich die einzelnen Leistungen vor allem nach der Belastung des Kessels: mit zunehmender Forcierung nehmen die angegebenen Werte zu und umgekehrt.

Aus der hohen Wertigkeit der Kontaktheizfläche erklärt sich die sehr große Leistungsfähigkeit mancher guß-

¹⁾ de Grahl: Die spezifische Leistung der Heizkesselheizflächen. Gesundheits-Ingenieur 1906, Nr. 44, Verl. R. Oldenbourg, München.

eiserner Gliederkessel, die bei genügender Forcierung leicht 20000 WE/qm als mittlere Leistung der ganzen Heizfläche ergeben, natürlich auf Kosten des Wirkungsgrades. Um letzteren im Betriebe möglichst günstig zu erhalten, soll die Belastung des Kessels selbst bei der größten Wärmelieferung einen gewissen Betrag nicht überschreiten.

Als normale Leistung für die Berechnung der Kesselheizfläche können deshalb die folgenden Werte angenommen werden, die für mittlere Abgastemperaturen gelten:

	Flammrohrkessel WE/qm	Rauchrohrkessel WE/qm	Röhrenkessel mit Oberkessel WE/qm	Gußeiserne Gliederkessel WE/qm	
Hochdruck-Dampfkessel	10 000 bis 12 000	5000 bis 6000	8000	—	
Niederdruck-Dampfkessel	9000 bis 10 000	7000 bis 8000	—	9000 bis 12 000	mit Füllschacht und
Warmwasser-Heizkessel	9000 bis 10 000	7000 bis 8000	—	9000 bis 12 000	teilweiser Kontakt- heizfläche

Mit vorstehenden Zahlen wird die maximale Heizfläche berechnet, die natürlich im Betriebe bei reinen Heizungskesseln selten voll ausgenutzt wird. Würde man also nur einen einzigen Heizkessel aufstellen, so würde daraus folgen, daß dieser für den normalen Betrieb viel zu groß ist, also unökonomisch arbeiten müßte. Wir hatten aus der Fig. 131 schon erkannt, daß der Nutzeffekt sogar ganz bedeutend schnell absinkt, sobald eine — für jeden Kessel sich ändernde — bestimmte Belastungsgrenze unterschritten wird. Dies ist offenbar die Folge davon, daß bei sehr schwachem Betriebe einer Feuerung die Strahlungs- und Leitungsverluste einen prozentual großen Verlustanteil ausmachen. Kessel mit reiner Innenkontaktheizfläche (gußeiserne Gliederkessel) sind hier

sehr im Vorteil gegenüber eingemauerten Kesseln mit Vorfeuerung oder mit langen Zügen. Deshalb empfiehlt es sich bei einigermaßen großen Anlagen, vielleicht von 5 qm Kesselheizfläche an aufwärts, in jedem Falle die Heizfläche zu teilen und mindestens 2 oder 3 Kessel aufzustellen. Bei Annahme von nur 2 Kesseln ist es ratsam, deren Größe verschieden, vielleicht im Verhältnis 1:2 anzunehmen. Damit werden in doppelter Weise Vorteile erzielt. Nämlich erstens kann stets die der jeweiligen Außentemperatur entsprechende Feuerung in Betrieb genommen werden, und zweitens werden die Kessel auch rein mechanisch geschont, da für den größten Teil der Heizperiode ein Kessel außer Betrieb zur Reserve verbleibt.

Die gesamte Kesselheizfläche ist alsdann reichlich zu wählen, also für den Maximalwärmebedarf beim Anheizen zu berechnen. Es ist somit diejenige Wärmemenge W zugrunde zu legen, die sich mit Einschluß aller auf S. 239—240 angegebenen Zuschläge Z ergibt. Hierzu pflegt man gewöhnlich noch 10 % Verlustzuschlag zu geben. Dann ist die Kesselheizfläche

$$F = \frac{1,1(W + Z)}{K} \text{ qm, (92)}$$

worin K die aus vorangehender Tabelle zu entnehmende Kesselleistung bedeutet. Oder man kann in der Weise verfahren, daß man die Wärmemenge pro Stunde ausrechnet, die notwendig ist, das gesamte Wassergewicht G_1 und Eisengewicht G_2 der Heizanlage innerhalb der Anheizzeit n von der Auskühlungstemperatur t auf Betriebstemperatur T zu bringen und zugleich die Abkühlungsverluste V zu decken. Dazu ist die spezifische Wärme des Eisens mit rund 0,12 in Ansatz zu bringen. Für diesen Fall erhält man die Kesselheizfläche:

$$F = \frac{W + [(T - t)(G_1 + 0,12 G_2) + V] \cdot \frac{1}{n}}{K} \text{ qm . (92a)}$$

Für kleinere Heizungen wird im allgemeinen die erste Gl. (92) ausreichende Werte liefern, für größere Anlagen dagegen empfiehlt sich stets die genauere Berechnung nach der letzten Gl. (92a).

Kapitel X.

Die Fortleitung der Wärme.

Die in der Heizzentrale entwickelte und auf den Wärmeträger — Luft, Wasser, Dampf — übertragene Wärme wird mit Hilfe dieser Medien in besonderen Kanälen und Leitungen zu den Verbrauchsstellen, d. h. in die Wohnräume geführt, um hier zum Teil an die Raumluft überzugehen, während der Wärmeträger mit entsprechend vermindertem Wärmegrad in besonderen Rückleitungen zur Zentrale zurückgeführt wird, wo er seinen Kreislauf von neuem beginnt. Dieser Wärmetransport wird durch einen gewissen Energiebetrag geleistet, der zur Bewegung des betreffenden Wärmemediums in der vorgeschriebenen Weise dauernd aufgewendet werden muß. Zum Teil wird die in den Räumen erfolgende Abkühlung der Medien, also die dadurch hervorgerufene Änderung des spezifischen Gewichtes der ankommenden und zurückkehrenden Stoffe als treibende Kraft für die Bewegung benutzt: dann spricht man von einer Heizung mit natürlichem Auftrieb oder von Schwerkraftheizung. Zum andern Teil wird dem Heizmedium, in diesem Falle dem Dampfe, eine entsprechende Spannung im Kessel mitgeteilt, die ihn vermöge seiner ihm innewohnenden Expansionskraft befähigt, die Leitungswiderstände zu überwinden; dies ist stets nur bei der Dampfheizung der Fall. Zum Teil endlich müssen mechanische Antriebsmittel — Ventilatoren, Pumpen — zu Hilfe genommen werden, um die gewollte Bewegung des Wärmeträgers zu erzielen; dann haben wir mechanisch betätigte Heizanlagen oder Ventilator- bzw. Pumpenheizungen.

Es leuchtet ein, daß einerseits die zur Bewegung benutzte Kraft — Gewichts-differenz, Spannung, mechanischer Antrieb — den in der Leitung herrschenden Widerständen entsprechend bemessen werden muß. Andererseits muß der Transport derart erfolgen, daß auf seinem Wege ein möglichst geringer Wärmeverlust stattfindet. Als dritte, selbstverständliche Forderung tritt hinzu, daß kein Stoffverlust auf dem Transportwege stattfindet. Wir können somit von einem manometrischen,

thermischen und volumetrischen Wirkungsgrad jeder Wärmeleitung sprechen. Der volumetrische Wirkungsgrad kommt kaum in Frage, da er praktisch gleich 100 % gesetzt werden kann, also keinen Verlust bedeutet. Ganz anders steht es jedoch mit den Spannungs- und Wärmeverlusten, die in der Heizungstechnik eine ganz bedeutende Rolle spielen, und von denen die Wirtschaftlichkeit eines jeden Betriebes zum großen Teil abhängig ist.

Die Ausführung der Leitungen und Kanäle für die Luftheizung können wir hier übergehen, da diese bereits im 1. Teile bei den Ventilationsanlagen ihre Besprechung gefunden haben. Es bleiben also zunächst die Rohrleitungen für Wasser und Dampf zu besprechen.

27. Die Rohrleitung für Wasser- und Dampfheizung.

a. Die Ausführung der Rohrleitung.

Als Material für den Bau der Rohrleitungen kommt Gußeisen, Schmiedeeisen, Stahl und Kupfer in Betracht. Gußeisen wird seiner schwierigen Bearbeitungsfähigkeit und Gefährlichkeit wegen als Leitungsmaterial heute nicht mehr verwendet und kommt nur mehr für Ventile und Verbindungsstücke in Betracht, wobei für hohe Drucke Stahlguß anzuwenden ist. Kupfer ist seines teuren Preises wegen in der Mehrzahl der Fälle ebenfalls ausgeschlossen. Es wird jedoch mit Vorliebe da verwendet, wo Rostgefahr zu befürchten ist, oder wo sehr enge Leitungen in Betracht kommen, z. B. hin und wieder für Heizkörperanschlüsse, oder wo eine möglichst gute Wärmeübertragung gewünscht wird, also hauptsächlich als Heizschlangen in Warmwasserkesseln und Reservoirs. Genietet oder gelötete Blechröhren werden ihrer Billigkeit wegen öfter für niedrige Dampfspannungen als Heizrohre in Fabriken ausgeführt, hauptsächlich von der Firma Dörfel in Kirchberg i. S.

Die schmiedeeisernen Röhren sind die für gewöhnlich angewendeten und bestehen am besten aus Schweißisen. Man unterscheidet gezogene, stumpfgeschweißte sog. Gasröhren, die mit Gewinde und Muffenverbindung zusammengesetzt

werden, und überlappt patentgeschweißte sog. Siederöhren, deren Verbindung und Dichtung mit Hilfe von Flanschen ausgeführt wird. Auf Veranlassung des Verbandes Deutscher Zentralheizungs-Industrieller werden die beiden letztgenannten Rohrarten seit einigen Jahren für Heizungsanlagen in besonders guter Qualität als »Verbandsrohr« von verschiedenen, zu einem Syndikate vereinigten Rohrwalzwerken hergestellt. Dabei sind die äußeren Durchmesser die gleichen wie bei den gewöhnlichen Gasröhren, so daß also auch die Gasgewinde beibehalten sind; die inneren Durchmesser dagegen sind wegen der größeren Wandstärken um ein geringes kleiner als bei den gewöhnlichen Gasröhren. Die Verbandsrohre erhalten an den Enden das Verbandswarenzeichen als Stempel aufgedrückt. Vor dem Versand müssen die Muffenrohre nach Vorschrift mit kaltem Wasser auf 15 Atmosphären, die Siederöhre ebenso auf 25 Atmosphären probiert werden.

Die Dimensionen der Verbandsröhren sind die folgenden:

a. Muffenrohr mit Gewinde.

Bestellnummer	Innerer Durchmesser		Äußerer Durchmesser mm	Wandstärke ca. mm	Gewicht kg/m	Oberfläche qm/m	Querschnitt qcm	Inhalt l/m
	engl. Zoll	ca. mm						
1	$\frac{3}{8}$	11 $\frac{1}{4}$	16 $\frac{1}{2}$	2,6	0,88	0,052	1,00	0,10
2	$\frac{1}{2}$	14 $\frac{1}{2}$	20 $\frac{1}{2}$	2,95	1,26	0,064	1,65	0,17
3	$\frac{3}{4}$	20	26 $\frac{1}{2}$	3,25	1,87	0,083	3,15	0,32
4	1	25 $\frac{1}{2}$	33	3,75	2,68	0,104	5,11	0,51
5	1 $\frac{1}{4}$	34	42	4,0	3,74	0,132	9,08	0,91
6	1 $\frac{1}{2}$	39 $\frac{1}{2}$	48	4,3	4,62	0,150	12,25	1,23
7	1 $\frac{3}{4}$	43 $\frac{1}{4}$	52	4,4	5,06	0,163	14,68	1,47
8	2	49 $\frac{1}{2}$	59	4,75	6,38	0,185	19,24	1,92
26 a	2 $\frac{1}{2}$	65 $\frac{1}{2}$	76	5,25	9,10	0,239	33,70	3,37
26 b ¹⁾	2 $\frac{1}{2}$	66 $\frac{1}{4}$	76	4,9	8,5	0,239	34,44	3,44

Die Verbindung der Muffenrohre erfolgt mit Hilfe von Gewindefassons oder Gewindefittings aus Temper- oder Weich-

¹⁾ Außer dem stumpfgeschweißten Rohre Nr. 26a wird noch das patentgeschweißte Rohr Nr. 26b hergestellt.

b. Siederohr mit Flanschen.

Bestellnummer	Innerer Durchmesser	Äußerer Durchmesser	Wandstärke	Gewicht ohne Fl.	Oberfläche	Querschnitt	Inhalt
	mm	mm	mm	kg/m	qm/m	qcm	
9	57,5	63,5	3,0	4,45	0,199	25,97	2,60
10	64	70	3,0	4,90	0,200	32,17	3,22
11	70	76	3,0	5,35	0,239	38,48	3,85
12	76,5	83	3,75	6,35	0,261	45,96	4,60
13	82,5	89	3,25	6,78	0,280	53,46	5,35
14	94,5	102	3,75	9,01	0,320	70,14	7,01
15	106,5	114	3,75	10,10	0,358	89,08	8,91
16	119	127	4,0	12,03	0,399	111,22	11,12
17	131	140	4,5	14,10	0,440	134,78	13,48
18	143	152	4,5	16,22	0,478	160,61	16,06
19	156	165	4,5	17,65	0,518	191,13	19,11
20	169	178	4,5	19,08	0,559	224,32	22,43
21	192	203	5,5	26,60	0,638	289,53	28,95
22	216	229	6,5	35,30	0,719	366,44	36,64
23	241	254	6,5	39,50	0,798	456,17	45,62
24	264	279	6,5	49,60	0,877	547,39	54,74
25	290	305	7,5	54,70	0,958	660,52	66,05

guß. Dazu werden die folgenden Stücke benutzt: Muffen; Teestücke, Kreuzstücke, Winkel, Bögen, Doppelbögen, Reduktionsmuffen, Nippel, Doppelnippel, Reduktionsnippel, Verschlusskapseln, Konterringe. Diese Fittings haben zum größten Teil Innengewinde und werden auf die Rohrenden fest aufgeschraubt, wobei die Dichtung mit Hanf und Dichtungskitt (Mennige, Mangankitt) erfolgt. Bei Langgewindeverschraubung geschieht die Dichtung durch gegengeschraubten Konterring. Eine rein metallische Dichtung kann durch Rechts- und Linksgewinde hergestellt werden, wobei das eine Rohrende stumpf abgefeilt, das andere schneidenartig zu-gefräst und auf das stumpfe Ende fest aufgedreht wird. Kupferringdichtung ist weniger zu empfehlen, weil sich das weiche Kupfer zusammendrückt und wegen mangelnder Elastizität die Verbindung mit der Zeit undicht wird.

Die Verbindung der Siederöhren geschieht mit Flanschen, zwischen welche eine Dichtscheibe gelegt wird. Als solche haben sich für Warmwasserheizung am besten Gummiringe mit Drahteinlage bewährt, die für hohe Drucke auf beiden Seiten mit einer Mischung aus Mennige und Graphit bestrichen werden. Für Niederdruckdampf können Dichtscheiben aus Asbest mit Einlage verwendet werden, die vorher in Firnis genäßt wurden. Bei hochgespanntem Dampfe wird am besten Klingeritdichtung verwendet, ein lederartiges Erzeugnis, das sich auch bei überhitztem Dampfe bestens bewährt hat. Für Hochdruckdampfleitungen sind die Flanschen vorteilhaft mit Eindrehungen (Feder und Nut) zu versehen, in welche die Dichtscheibe zwecks Verhinderung des seitlichen Herausschleuderns eingelegt wird. Auch Metalldichtungen aus Wellblech sind mit Vorteil angewendet worden. Für Hochdruckdampf müssen auch die Gasröhren durch Flanschen gedichtet werden.

Die Flanschen können lose oder fest auf den Rohrenden angebracht werden. Die erstere Methode liefert die lose oder Überwurfflansche. Sie kann auf doppelte Weise erzielt werden. Entweder werden die Flanschen lose über das Rohr geschoben und dann das Rohrende umgebördelt; diese Art ist die schlechteste Rohrverbindung, kann jedoch, wenn sie sauber und gewissenhaft ausgeführt wird, für niedrige Drucke bei Wasser- und Dampfleitungen in Frage kommen, wenn die Billigkeit ausschlaggebend ist. Besser und solider ist die Ausführung der losen Flanschen, die sich gegen Bordscheiben legen, die auf das Rohrende hart aufgelötet oder aufgewalzt werden. Die festen Flanschen werden auf die Rohre entweder ebenfalls hart aufgelötet oder aufgewalzt. In letzterem Falle müssen die Flanschen an den Aufwalzflächen mit eingedrehten Nuten versehen sein, in die das Rohr fest und dicht mit der Rohrwalze eingepreßt wird. Für Leitungen mit hohem Drucke genügen einfache Flanschen nicht mehr, weil die Verbindungsfläche zu klein ist; es müssen alsdann Winkelflanschen zur Anwendung kommen, die auf längerer Strecke mit Nuten versehen werden können. Über die Zweckmäßigkeit von Feder und Nut auf der ebenen

Dichtfläche der Flanschen sind die Meinungen geteilt: zweifellos wird die Dichtung solider und das Herausschleudern des Dichtmaterials mit Sicherheit verhindert, während andererseits die Schwierigkeit des Auseinandernehmens langer Leitungen besteht, da die letzteren axial bewegt werden müssen, wozu oft große Kräfte nötig sind. Es versteht sich, daß Gußflanschen von der Anwendung ausgeschlossen sind: für niedrige Drucke genügt Temperguß, besser ist Schmiedeeisen oder für große Beanspruchung Stahl.

In neuerer Zeit werden die Rohrverbindungen mit großem Erfolg auch nach dem autogenen Schweißverfahren hergestellt. Dabei ist nur darauf zu achten, daß die Schweißung auch wirklich über die ganze Dicke der Rohrwandung erfolgt und nicht nur auf der äußeren Oberfläche. Alsdann ist die erzielte Verbindung für immer und absolut dicht. Besonders bewährt haben sich die Wasserstoff-Sauerstoffschweißung und die Acetylen-Sauerstoffschweißung, die nicht nur für die Geradföhrung der Rohre, sondern auch für alle Abzweigungen zur Anwendung kommen können. Dieses Verfahren ist im ganzen genommen billiger wie die Flanschenverbindungen und hat den großen Vorteil, daß Gußeisen bzw. Stahlguß nur mehr für die Ventile und für einzelne auseinandernehmbare Stellen der Rohrleitung übrigbleibt.

b. Die Verlegung und Kompensation der Rohrleitung.

Die Lagerung der Rohre erfolgt entweder in horizontaler Richtung als Verteilungsleitung, die an der Decke aufgehängt, vor der Wand entlang geföhrt und in Kanälen gelagert wird, oder als vertikale Steige- und Fallstränge, die frei vor der Wand hochgeföhrt bzw. in Mauerschlitzen untergebracht werden.

Die Hauptschwierigkeit bei der Rohrmontage¹⁾ besteht in der Beseitigung der durch die Wärme erfolgenden Ausdehnung der Rohre, der unter allen Umständen Rechnung getragen

¹⁾ Westphal: Praktische Erfahrungen und Mitteilungen über Rohrleitungen, insbesondere über Dampfrohrleitungen. Z. d. Ver. Deutsch. Ing. 1904, Nr. 17, Verlag Springer, Berlin.

werden muß. Andernfalls entstehen Undichtigkeiten an den Verbindungsstellen oder auch Rohrbrüche, die bei Dampfleitungen lebensgefährdend sind, jedenfalls aber den Betrieb der Heizanlage empfindlich stören können.

Bei der Erwärmung von Eisenrohren um 100°C ist pro laufenden Meter mit einer Ausdehnung von 1,3 mm zu rechnen. Unter gewöhnlichen Verhältnissen würden sich also bei 25° Umgebungstemperatur je 50 m Rohrlänge um folgende Beträge auszudehnen vermögen: bei Warmwasserheizung um 40 mm, bei Niederdruckdampfheizung um 50 mm, bei Hochdruckdampf von 3 Atm. um 80 mm, bei Hochdruckdampf von 8 Atm. um 100 mm. Diese Rohrausdehnung muß also durch entsprechende Vorrichtungen aufgehoben oder unschädlich gemacht werden. Zu diesem Zwecke werden die Rohre



Fig. 147.
Rohrausdehnungsbogen.

in gehörigen Entfernungen durch feste Rohrschellen mit dem Mauerwerke verankert. Zwischen je zwei derartigen Fixpunkten erfolgt nun die Rohrdehnung, die in sog. Kompensatoren aufgefangen wird. Für Warmwasser und Niederdruckdampf haben sich die bekannten Ω förmigen kupfernen Ausdehnungsbögen nach Fig. 147 gut bewährt, die einen Schub von etwa 40 mm aufzunehmen vermögen. Bei höheren Temperaturen hält jedoch das Kupfer den fortwährenden Zug- und Druckbeanspruchungen nicht stand, es wird an der betreffenden Stelle hart und bricht. Deshalb hat man die schmiedeeisernen Röhren selbst mit Vorteil in der durch Fig. 147 veranschaulichten Schleifenform gebogen. Der Schleifendurchmesser muß dann aber entsprechend größer gehalten werden als bei Anwendung von Kupfer, da der Widerstand bedeutender ist, den die Festschellen zu leisten haben. Beim Biegen darf die

Schweißnaht der Rohre nicht beansprucht werden, d. h. sie darf nicht in der Biegungsebene liegen.

Statt der Federrohre haben sich in neuerer Zeit die Metallschlauchkompensatoren bis hinauf zu den größten Drücken gut bewährt. Fig. 148 gibt die Konstruktion der Metallschlauchfabrik Pforzheim wieder. Der Vorteil dieser Ausgleicher ist der, daß sie praktisch der Rohrdehnung gar keinen Widerstand entgegensetzen.

Gegenüber den besprochenen Ausgleichern bedürfen die Stopfbüchsenkompensatoren der dauernden Beaufsichtigung und Wartung, da die Führungen leicht festbrennen und die Packung von Zeit zu Zeit erneuert werden muß. Fig. 149

zeigt einen Stopfbüchsenkompensator der Firma Seiffert & Co. in Berlin mit gußeisernem Gehäuse, Bronzegarnitur und schmiedeeisernem Degenrohr. Die Abbildungen

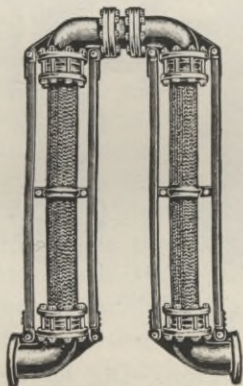


Fig. 148.
Metallschlauch-Kompensator.

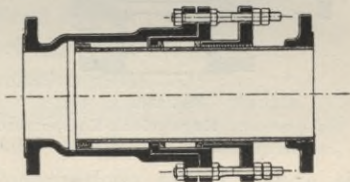


Fig. 149.
Stopfbüchsen-Kompensator.

Fig. 150 und 151 veranschaulichen die Konstruktion und Verwendung eines Kugelgelenkkompensators, wie ihn dieselbe Firma in Lichtweiten von 100—350 mm ausführt. Der Kraftaufwand für die Drehung bei dieser Ausführung ist geringer als bei der Anwendung von Stopfbüchsen.

Von allen Methoden der Kompensation von Rohrdehnungen ist schließlich diejenige die einfachste, bei der alle besonderen Konstruktionen vermieden sind und durch eine entsprechende Lagerung und Anordnung der Rohrführung dafür gesorgt ist, daß sich die Rohre in sich selbst

frei ausbiegen können. Dabei ist lediglich eine sachgemäße Anordnung von Fixpunkten zu treffen und eine öftere Biegung und absichtliche Zickzackführung der Rohrleitung vorzunehmen.

Die Befestigung der Rohre richtet sich nach ihrer Lage. Die senkrechten Steige- und Fallstränge werden in Schlitzfenstern und frei vor der Wand mit Hilfe von losen Rohrschellen gehalten. Ist das Gebäude ausnahmsweise hoch, so werden im mittleren Stockwerke zweckmäßig feste Schellen vorgesehen, so daß die Hälfte der Rohrausdehnung nach oben,

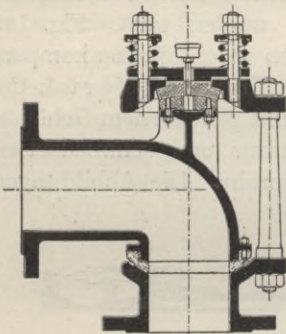


Fig. 150.

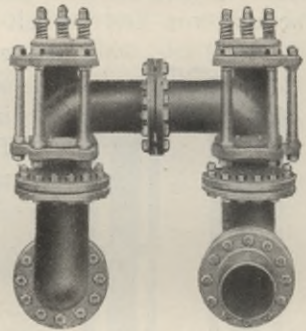


Fig. 151.

Kugelgelenk-Kompensator von Seiffert & Co.

die andere Hälfte nach unten erfolgen kann. Die an der Decke zu montierenden Leitungen werden in sog. Hängeeisen aufgehängt, das sind Metallbänder, die mit Hilfe einer Traverse und Gewinde an einem in die Decke eingegipsten oder einzementierten Rundstahl in ihrer Höhe verstellbar werden können. Auf diese Weise kann ein bestimmtes Gefälle der Rohre bei der Montage mit Sicherheit erzielt werden. Bei den längs der Wand in horizontaler Richtung anzubringenden Rohren ist ein Unterschied bezüglich der Leitungslänge und des Durchmessers zu machen. In einfachen Fällen genügen einfache Wandhaken oder auch lose Schellen. Ist jedoch auf Längskompensation besondere Rücksicht zu nehmen, so müssen, besonders bei größeren Rohrdimensionen, besondere Wandlager angewendet werden. Fig. 152 zeigt eine ent-

sprechende Konstruktion von Seiffert, bei der die obere Konsole nur eine axiale Verschiebung, die untere auf Kugeln gelagerte eine Längs- und Querbewegung der Rohrleitung gestattet. Zur genauen Verlegung im gewünschten Gefälle können die Konsolen in einem senkrechten Schlitz der Führung mit Hilfe von Schrauben beliebig hoch oder tief festgestellt werden.

Bei der Durchführung der Heizleitungen durch Mauerwände dürfen die Rohre niemals fest eingemauert werden, sondern es ist stets auf freie Bewegung Rücksicht zu nehmen. Am vorteilhaftesten für Wand- und Deckendurchführungen sind verzinkte Rohrhülsen, die fest eingesetzt werden und in denen sich die Rohre mit einigen Millimetern Spiel leicht bewegen können. In den Räumen wird der Rohraustritt aus der Mauer oder dem Fußboden am zweckmäßigsten mit einer Wandrosette verkleidet. Rohrverbindungen, besonders Flanschen, dürfen nie innerhalb der Mauer unzugänglich liegen; denn andernfalls würde bei etwa eintretender Undichtigkeit sofort die ganze benachbarte Mauerpartie durchnäßt werden. Ebenso dürfen die Mauerschlitze nicht etwa mit samt den Röhren festgemauert werden, sondern sie sind zugänglich zu halten, entweder durch vorgeschraubte Schlitzbleche, die mit dem Putze bündig sitzen und mit der Wandfarbe überstrichen bzw. mit der Tapete bedeckt werden, oder durch Gipsdielen, die bündig mit dem Mauergrund eingegipst und dann mit eingeputzt werden können.

28. Der Wärmeschutz.

Ein besonderer Schutz der Leitungen gegen Wärmeverlust braucht nur dann vorgesehen zu werden, wenn die Fortleitung der Wärmemedien in metallenen, d. h. gut leitenden Kanälen bzw. Röhren erfolgt. Bei der Führung der Luft in Mauerkanälen, Tonröhren oder Rabitzkanälen genügt es, wenn nur bei größeren Entfernungen eine Luftschicht vorgesehen wird. Metalleitungen dagegen sind im Interesse

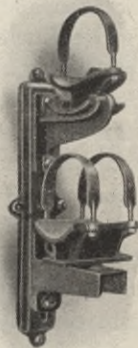


Fig. 152.
Rohrlagerung auf
Wandkonsolen.

einer guten Wärmewirtschaft mit irgendeinem Isoliermaterial zu umkleiden.

Zwar kommt der Wärmeverlust innerhalb eines Gebäudes dem letzteren wieder zugute, jedoch an der unrichtigen, nicht gewollten Stelle. Deshalb müssen die Wärmeverluste auf dem Transportwege so klein wie möglich gehalten werden. Dafür spricht auch der Umstand, daß die nicht isolierten Leitungen bei milderer Außentemperatur sehr leicht zur Überheizung der betr. Räume führen, da ja irgendwelche Regelung der Wärmeabgabe der Leitungen unmöglich ist.

Die Ersparnis, die unter Umständen durch Anwendung einer Isolierung zu erzielen ist, erhellt am besten aus einem drastischen Beispiel: Eberle hat nachgewiesen, daß bei einer umhüllten Dampfleitung von 175 mm Durchmesser lediglich durch Isolierung von 16 Flanschen und eines Ventiles noch weitere 23 000 WE/Std. erspart werden können. Bei 300 Tagen und zwölfstündiger Benutzungszeit macht dies pro Jahr 82 800 000 WE. Rechnet man zur Erzeugung von je 100 000 Dampfwärmeeinheiten rund 40 Pf. Kohlenkosten, so ergibt sich allein durch die Flanschenumhüllung eine jährliche Kohlenersparnis von $828 \cdot 0,40 = 331,20$ M. Die Kosten der Isolierung von 16 Flanschen und eines Ventiles betragen höchstens 150 M., so daß also diese Summe bereits durch die Kohlenersparnis einer halben Heizperiode wieder gewonnen wird.

Die Erkenntnis, daß durch sorgfältige Vermeidung aller unnötigen Wärmeverluste in ausgedehnten Betrieben jährlich ganze Kapitalien erspart werden können, würde in vielen Fällen zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit und Erzielung eines größeren Gewinnes führen können. Im Interesse der Rentabilität ist also jedem Besitzer von Heiz- und Kraftanlagen die zielbewußte Durchführung eines guten Wärmeschutzes dringend zu empfehlen.

a. Wärmeverlust der nackten Rohrleitung.

Man pflegt die durch Anwendung von Wärmeisolatoren erzielte Ersparnis in Prozenten der Wärmeabgabe der nicht isolierten, nackten Rohrleitung anzugeben. Deshalb soll letz-

tere hier zunächst in bezug auf ihre Wärmeverluste von Luft an Luft, Wasser an Luft und Dampf an Luft untersucht werden.

Die Wärmeübertragung von erwärmter Luft durch eine dünne Metallwand an die äußere Luft, wenn letztere nur die durch den Auftrieb bedingte Bewegung hat, ist nach Rietschel in Fig. 153 graphisch aufgetragen, und zwar für Luftgeschwindigkeiten von 0,5, 2, 6 und 10 m/sek innerhalb des Rohres. Wir sehen, daß auch hier das der Fig. 123 zugrunde liegende Gesetz befolgt wird, wonach der Wärme-transmissionskoeffizient k mit wachsender Differenz $t_m - t_i$ zwischen der Innen- und Außenluft zunimmt.

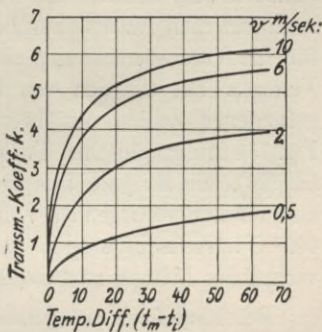


Fig. 153.

Wärmeübertragung k WE/qm/Std./C° von Luft durch eine dünne Metallwand an Luft.

Bei nackten Wasser- und Dampfleitungen kann zur Berechnung von k die Gl. (79) benutzt werden:

$$k = \alpha + 0,033 (t_m - t_i) \text{ WE/qm/Std./C}^\circ, \dots (93)$$

wobei die Grundwerte α aus Fig. 154 entnommen werden

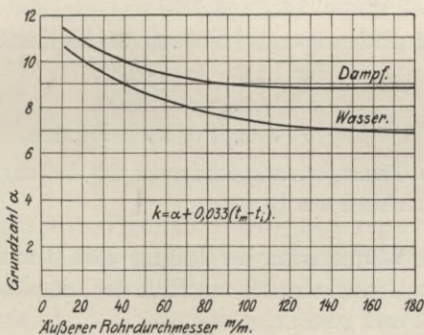


Fig. 154.

Grundwerte α zur Berechnung des Transmissionskoeffizienten k für Dampf- und Warmwasserrohre.

$K = 9 + (0,033 \cdot 20)$
 $\underline{\underline{9,66}}$
 $N = 9,66 \cdot 20 =$
 $\underline{\underline{193,2 \text{ WE}}}$

können. Bei der Berechnung der Wärmeabgabe von Dampfleitungen müßte eigentlich ein Unterschied zwischen Satt- und Heißdampf gemacht werden; in Anbetracht der praktisch stets vorhandenen Luftströmungen, die sehr verschieden sein können und auf die Wärmeübertragung einen veränderlichen Einfluß ausüben, kann indessen k auch hier für die Vorausberechnung einheitlich angenommen werden. Verfasser hat aus den von Rietschel und von Eberle gefundenen Zahlen Mittelwerte für α ausgerechnet und in Fig. 154 zur graphischen Darstellung gebracht. Mit Hilfe der Gl. (93), die für jede Temperaturdifferenz ($t_m - t_i$) gültig ist, und für den vorliegenden Fall z. B. auch bei Heißdampf bis 400° C ausgedehnt werden darf, ist sodann leicht der Wärmeverlust der Leitung zu berechnen.

Bezeichnen wir zusammenfassend mit:

t_e die Eintrittstemperatur des Wärmemediums in C°,

t_a die Austrittstemperatur » » » »

$t_m = \frac{t_e + t_a}{2}$ die mittl. Temp. des » » »

t_i die Temp. der umgebenden Luft in C°,

F die äußere Oberfläche der Leitung mit Einschluß der Flanschenoberfläche in qm,

G das durch die Leitung zu fördernde Gewicht des Wärmemediums in kg/Std.,

c_m die mittlere spezifische Wärme des Mediums, und zwar
für Luft $c = 0,237$,

» Wasser $c = 1,000$,

» Dampf c_p nach Fig. 155,

k den Transmissionskoeffizienten der Leitungswand, zu berechnen aus Gl. (93),

so kann der Wärmeverlust der Leitung sowohl mit Hilfe der Transmissionsformel als auch mit Hilfe des Temperaturabfalles ausgedrückt und geschrieben werden:

$$F k \left(\frac{t_e + t_a}{2} - t_i \right) = G c_m (t_e - t_a) \quad . \quad . \quad . \quad (94)$$

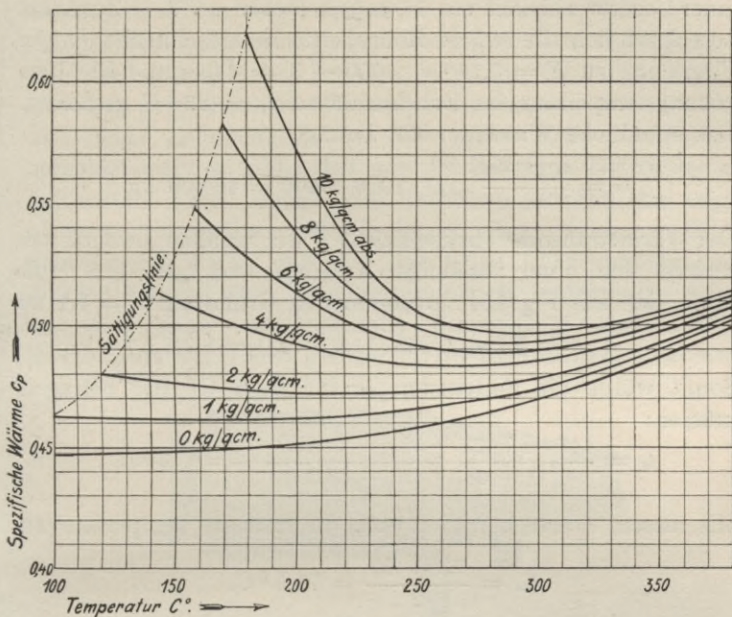


Fig. 155.

Spezifische Wärme c_p des gesättigten und überhitzten Wasserdampfes nach Knoblauch und Jacob.¹⁾

In den meisten Fällen ist die Wärmemenge am Ende der Leitung bzw. die Austrittstemperatur t_a gegeben, so daß aus dieser Gleichung die Eintrittstemperatur sich berechnen läßt zu:

$$t_e = \frac{F k \left(t_i - \frac{t_a}{2} \right) - G c_m t_a}{\frac{F k}{2} - G c_m} \quad \dots \quad (95)$$

Beispielsweise sei eine Fernwarmwasserleitung von 131/140 mm Durchmesser und 1000 m Länge gegeben. Welche Wärmemenge geht durch die nackte Leitung verloren, wenn die Austrittstemperatur $t_a = 70^\circ \text{C}$ betragen und das Wasser mit

¹⁾ Knoblauch und Jacob, Forschungsarbeiten, Heft 36, Verl. Springer, Berlin, 1906.

einer Geschwindigkeit von 1,0 m/sek fließen soll? — Zunächst berechnet sich die äußere Rohroberfläche einschließlich 3 qm Flanschen zu $F = 0,14 \cdot \pi \cdot 1000 + 3 = 443$ qm. Die Umgebungstemperatur im Rohrkanale sei $t_i = 23^\circ \text{C}$ geschätzt. Das stündliche Wassergewicht beträgt

$$G = \frac{0,131^2 \pi}{4} \cdot 1,0 \cdot 1000 \cdot 3600 = 48\,600 \text{ kg.}$$

Der Wärmetransmissionskoeffizient k der nackten Leitung berechnet sich unter vorläufiger Annahme von $t_m = 71,8^\circ$ mit Hilfe der aus Fig. 154 entnommenen Grundzahl $\alpha = 7,1$ zu

$$k = 7,1 + 0,033 (71,8 - 23) = 8,7.$$

Somit würde die Eintrittstemperatur nach Gl. (95) betragen müssen:

$$t_e = \frac{443 \cdot 8,7 (23 - 35) - 48\,600 \cdot 70}{0,5 \cdot 443 \cdot 8,7 - 48\,600} = 73^\circ \text{C.}$$

Mit diesem Werte korrigiert sich die mittlere Temperatur zu

$$t_m = \frac{73 + 70}{2} = 71,5^\circ \text{C,}$$

statt 71,8 wie angenommen; k ändert sich dadurch so wenig, daß der Unterschied zu vernachlässigen ist; sonst müßte die Rechnung wiederholt werden.

Mit Hilfe von t_m kann jetzt der Wärmeverlust bestimmt werden, den die nackte Rohrleitung erleiden würde, nämlich:

$$V = F k (t_m - t_i) = 443 \cdot 8,7 (71,5 - 23) = 187\,000 \text{ WE/Std.}$$

b. Wärmeersparnis durch Isolierung.

Die Isoliermaterialien¹⁾ scheiden sich in zwei Gruppen: organische (Seide, Filz, Kork, Wolle usw.) und anorganische (Kieselgur, Asbest usw.). Die organischen Isolierungen bieten einen besseren Wärmeschutz als die anorganischen; am besten isolierend wirken Seide und Filz. Diese Stoffe

¹⁾ Rietschel: Mitteilungen über Versuche mit Wärmeschutzmitteln, Gesundheits-Ingenieur 1903, Nr. 28, Verl. R. Oldenbourg, München.

haben jedoch den Nachteil, daß sie bei höheren Temperaturen mit der Zeit verkohlen, ja sich unter günstigen Bedingungen wohl selbst entzünden können. Bis zu 100° Temperatur, also bei gewöhnlichen Warmwasserheizungen, können Filz und Seide unbedenklich auf das nackte Rohr unmittelbar aufgelegt werden, ohne daß mit der Zeit eine Zerstörung zu befürchten wäre. Gegen das Verkohlen werden die organischen Schutzmittel vielfach imprägniert. Besser verfährt man in der Weise, daß auf das heiße Rohr zunächst ein dünner Asbest- oder Kieselgurunterstrich aufgetragen wird, um den dann die Isolierung herumgelegt wird. Nach Rietschels Versuchen genügt für Niederdruckdampf bis etwa

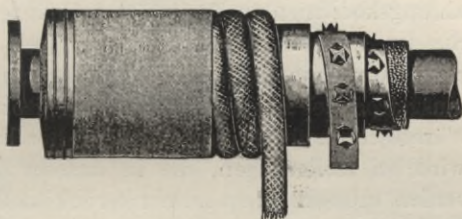


Fig. 156.

Seidenzopfisolierung mit 2 Luftschichten der Firma Pasquay.

105° ein Unterstrich von 10 mm Stärke, für Hochdruckdampf bis 5 Atm. oder rund 160° wahrscheinlich eine Schicht von 20 mm. Bei noch höheren Temperaturen bis etwa 200° oder 12 Atm. Dampfdruck wird zunächst um den Unterstrich noch eine Luftschicht angeordnet, was vorteilhaft durch spiralförmiges Aufwickeln von ausgestanzten Weißblechstreifen erzielt wird, deren Spitzen nach außen gebogen sind. Hierauf wird dann die eigentliche Isolierung mit Hilfe eines Weißblechmantels aufgetragen. Die Firma E. & C. Pasquay in Wasselnheim verwendet nach ihren Erfahrungen bei überhitztem Dampfe für Temperaturen von $280\text{--}400^{\circ}$ mit gutem Erfolge die durch Fig. 156 dargestellte Methode. Hier liegen folgende Schichten übereinander:

1. Rohrwand,
2. Unterstrich von Asbestmasse 20 mm,

3. Luftmantel, hergestellt aus gestanzten Weißblechspiralen 12—14 mm,
4. Weißblechmantel,
5. Luftmantel, wie vorher, 12—14 mm,
6. Weißblechmantel, wie vorher,
7. Seidenzopfwicklung von 20 mm Stärke,
8. Leinwandbandagierung oder Kartonbandage,
9. doppelter Öl- oder Wasserglasanstrich.

Der äußere Abschluß, also die Bandagierung mit Anstrich, muß gegen mechanische Einflüsse genügend sicher sein und muß eine Oberfläche haben, die gegen Nässe unempfindlich ist, dem Eindringen von Ungeziefer standhält und einen geringen Strahlungskoeffizienten besitzt, d. h. glänzend und von heller Farbe ist. Dieser Anstrich darf jedoch erst aufgetragen werden, wenn die Isolierung nach tagelangem Heizen möglichst ausgetrocknet ist, da die Nässe die isolierende Wirkung des Wärmeschutzmittels ganz erheblich herabsetzt. Dieser Umstand wird bei Isolierungen, die in nassem Zustand aufgetragen werden müssen, nicht immer berücksichtigt und muß dann im Betriebe zu merkbaren Wärmeverlusten Veranlassung geben.

Was nun die Wirksamkeit der verschiedenen Isolierungen betrifft, so kann man unter Einsetzung der inneren Wärmeleitahlen λ für die einzelnen Schichten sowie unter Zugrundelegung bestimmter Wärmeüberleitungskoeffizienten α und ϵ gemäß Gl. (67) den jeweiligen Transmissionskoeffizienten k berechnen. Mit Hilfe des so gefundenen k würde sich dann der Wärmeverlust der isolierten Leitung und schließlich die Wärmersparnis gegenüber dem nackten Rohr ergeben.

Umfassende Versuche über die Wärmeleitzahl λ und über die isolierende Wirkung von Luftmänteln hat Nusselt¹⁾ angestellt und die bereits Seite 235 erwähnten Resultate gefunden, die in Fig. 157 graphisch aufgetragen sind.

¹⁾ Nusselt: Die Wärmeleitfähigkeit von Wärmeisolistoffen, Forschungsarbeiten, Heft 63, Verl. Springer, Berlin, 1909.

Ferner hat Eberle¹⁾ ausgedehnte Versuche mit Dampfleitungen von 70 und 150 mm Durchmesser für gesättigten und überhitzten Dampf angestellt, wodurch die Nusseltschen Resultate bestätigt werden. Unverhüllte Flanschen können bezüglich der Wärmeabgabe gleichwertig dem nackten Rohre gleicher Oberfläche gerechnet werden. Der Wärmeverlust eines nackten Ventiles ist gleich dem von 1 m nackter Leitung. Bei gesättigtem Dampf sowohl als auch bei Heißdampf

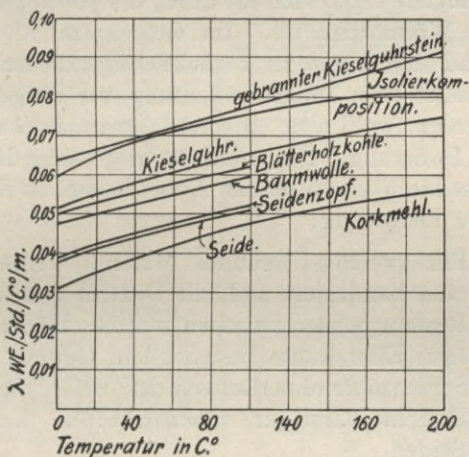


Fig. 157.

Wärmeleitkoeffizienten λ verschiedener Wärmeschutzmittel nach Nusselt.

hat die Dampfgeschwindigkeit auf den Wärmeverlust praktisch keinen Einfluß. Bei der Fortleitung überhitzten Dampfes kann Kondenswasser nicht entstehen, solange die Temperatur der äußeren Rohrwandung über der Sättigungstemperatur des Dampfes liegt, d. h. solange der Dampf überhitzt ist. Die Wärmeersparnis durch Rohrumhüllung steigt bei Heißdampf wesentlich langsamer als bei Sattedampf.

Die Versuche Eberles stimmen bezüglich der Isolierfähigkeit der Wärmeschutzmittel in qualitativer Beziehung vielfach

¹⁾ Eberle: Wärme- und Spannungsverlust bei der Fortleitung des gesättigten und überhitzten Wasserdampfes, Zeitschr. d. Bayer. Rev.-Vereines, München 1908, Nr. 6—20.

mit denen überein, die bereits früher Rietschel²⁾ mit Isoliermaterialien an einem Warmwasserrohre von 25/33 mm Durchmesser angestellt hat. Diese letzteren Versuche ergaben naturgemäß für die Dampfleitungen keine absoluten Werte, aber doch jedenfalls zuverlässige Vergleichszahlen für die Güte der verschiedenen Isolierungen. Die Untersuchungen wurden in der auf Seite 259 beschriebenen Weise durchgeführt; durch Subtraktion des Wärmeverlustes des isolierten Rohres von dem des nackten ergab sich die durch die jeweilige Isolierung gewonnene Wärmeersparnis. Im Gegensatze zu den Heizkörpern fand sich keine zu berücksichtigende Zunahme des Wärmeverlustes einer isolierten Leitung bei steigender Temperaturdifferenz, wohl aber eine Abnahme mit abnehmender Stärke der Isolierung. Die folgende graphische Darstellung, Fig. 158, gibt hierüber Aufschluß. Dabei haben die Ziffern 1—9 die folgende Bedeutung:

- 1 = Filz (weiches, braunes Material) ohne Bandage, oder bandagiert und mit Dextrin gestrichen,
- 2 = Remanitpolster zwischen weitmaschigem, aus dünnem Eisendrahte bestehendem Gewebe,
- 3 = Seidenzöpfe ohne Luftschicht; Seide, darunter eine Schicht Kieselgur; Remanit zöpfe (karbonisierte Seide),
- 4 = Korkschalen,
- 5 = Kunststoffsteinschalen,
- 6 = Kieselgur ohne Fremdkörper, kalziniert d. h. die organischen Bestandteile verbrannt,
- 7 = Strohseil mit Lehm,
- 8 = Asbest (Schnur aus Asbestklöppelung mit Asbestfaserfüllung),
- 9 = Asbestschlauch mit Kieselgurfüllung,
- 0 = Seidenpolster mit Luftschicht; letztere durch reib-eisenartige, auf das Rohr gewickelte Blechstreifen hergestellt; Stärke der Luftschicht $\sim 30\%$ der Gesamtstärke der Umwicklung.

²⁾ Rietschel: Leitf. z. Ber. u. Entw. v. Lüftungs- u. Heizungsanlagen, 1902.

Aus den Kurven der Fig. 158 ist also zu entnehmen, daß zunächst die Wärmeersparnis mit zunehmender Stärke der Isolierung größer wird. Eine in Fig. 158 nach dem Nullpunkt verlängerte Kurve von Rietschel mit 15—30 mm Stärke der Seidenisolierung und 33 mm Rohrdurchmesser geht über in die von Eberle erhaltenen Werte mit 30—60 mm Stärke der Umhüllung und 76 mm Rohrdurchmesser,

wenn die letztere Kurve um 5 % parallel nach oben verschoben wird, wie bereits in Fig. 158 gezeichnet. (Dieses Verfahren ist zulässig, da die beiderseits untersuchte Isolierung nicht die gleiche war, und da es sich augenblicklich nicht um die absoluten Zahlenwerte, sondern um den Kurvencharakter handelt.) Sämtliche gezeichneten Kurven haben die Tendenz, mit stärker werdender Umhüllung schließlich horizontal abzubiegen. Daraus geht hervor, daß eine Verstärkung der Isolierung über eine bestimmte Grenze

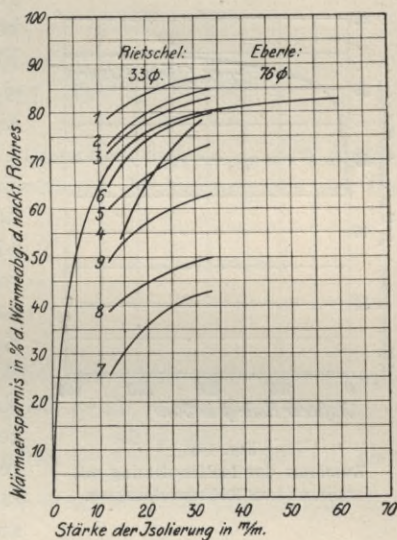


Fig. 158.

Wärmeersparnis durch verschiedene Isolierungen mit zunehmender Schichtstärke.

hinaus keinen wirtschaftlichen Vorteil mehr zu bringen vermag, da die Kurve im weiteren Verlaufe immer flacher wird und schließlich horizontal verläuft. Ein ähnliches Verhalten fand Eberle bezüglich der Zunahme der Isolierwirkung einer Umhüllung von gleichbleibender Stärke mit wachsendem Rohrdurchmesser, wie Fig. 159 zeigt. Mit steigender Dampftemperatur bis 200° fand dagegen auch Eberle bei isolierten Rohrleitungen mit ebenfalls umhüllten Flanschen eine fast gleichbleibende oder nur unwesentlich zunehmende Wärmeersparnis. Diese steigt bei überhitztem Dampfe und

weiter bis 400 °C zunehmender Temperatur noch langsamer an als bei Satttdampf.

Nach alledem läßt sich zusammenfassend sagen, daß bei einigermaßen planvollem Vorgehen eine Wärmeersparnis von 70—80 % gegenüber den Wärmeverlusten der gleichen nackten Rohrleitung mit Sicherheit erzielt werden kann. Unter günstigen Umständen und bei sorgsamer Isolierung aller Flanschen und Ventile lassen sich diese angegebenen Werte bis etwa 87 % steigern.

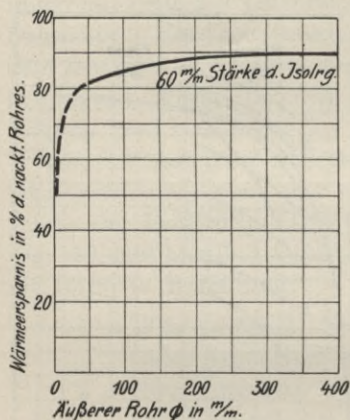


Fig. 159.

Zunahme der Isolierwirkung mit wachsendem Rohrdurchmesser.

Auf die Wärmeverluste einer Rohrleitung hat natürlich die mehr oder minder wärmedurchlässige Ausführung des Kanales, in dem das Rohr montiert ist, einigen Einfluß. Denn bei guter Wärmeableitung von den Kanalwänden an den angrenzenden Keller oder das Erdreich wird die Kanaltemperatur verhältnismäßig niedrig ausfallen, und ein entsprechen-

der Ersatz der durch die Kanalwände verlorenen Wärme durch vermehrte Wärmeabgabe der Rohrleitung an die Kanalluft wird die Folge sein müssen.

29. Die Berechnung der Rohrleitungen.

a. Warmluftleitungen.

Die rechnerische Bestimmung der Abmessungen von Heizluftleitungen ist in nichts verschieden von den im ersten Teile gegebenen Berechnungen bei Ventilationsanlagen. Der Unterschied besteht lediglich in den bei den höheren Lufttemperaturen zu vermeidenden Wärmeverlusten, die es nötig machen, daß die Luft mit einer der Abkühlung entsprechenden höheren Temperatur in die Luftleitung eingeführt wird.

Wird beispielsweise am Ende einer 40 m langen Blechluftleitung eine stündliche Förderung von $W = 20\,000$ WE bei $t_a = 32^\circ\text{C}$ Lufttemperatur verlangt, so fragt es sich: Wie groß ist die Menge und die Temperatur der in die Leitung hineinzuschickenden Luft? — Zunächst berechnet sich das stündliche Luftgewicht aus der Gleichung

$$W = G c t \text{ WE/Std.}$$

$$\text{zu } G = \frac{W}{c t} = \frac{20\,000}{0,237 \cdot 32} = 2650 \text{ kg/Std.}$$

Wählen wir eine mittlere Luftgeschwindigkeit $v_m = 5$ m/sek, so erhalten wir den Querschnitt der Luftleitung aus der Beziehung

$$L = f \cdot v_m \cdot 3600 = \frac{G}{\gamma} (1 + \alpha t_m) \text{ cbm/Std.}$$

von der mittleren Temperatur t_m °C.

Nehmen wir probeweise an, die Luft kühle sich beim Durchströmen der ganzen Leitung um 8° ab, wenn die Umgebungstemperatur 20° beträgt, so ist $t_m = \frac{32 + 40}{2} = 36^\circ\text{C}$; also ist nach Fig. 7 der Wert $(1 + \alpha t_m) = 1,13$, und es folgt der Leitungsquerschnitt

$$f = \frac{2650}{1,293} \cdot 1,13}{5 \cdot 3600} = 0,129 \text{ qm} = 0,45 \cdot 0,29 \text{ m.}$$

Weiter haben wir für eine Temperaturdifferenz zwischen Kanal- und Umgebungsluft $t_m - t_i = 36 - 20 = 16^\circ\text{C}$ nach Fig. 153 für 5 m einen Transmissionskoeffizienten $k = \infty 4$ einzusetzen. Nach Gl. (95) folgt alsdann die Eintrittstemperatur der Luft in den Kanal zu:

$$t_e = \frac{F k \left(t_i - \frac{t_a}{2} \right) - G \cdot c \cdot t_a}{\frac{F k}{2} - G \cdot c}$$

oder mit Einsetzung der gefundenen Werte:

$$t_e = \frac{40 (2 \cdot 0,45 + 2 \cdot 0,29) \cdot 4 (20 - 16) - 2650 \cdot 0,237 \cdot 32}{0,5 \cdot 40 \cdot 1,48 \cdot 4 - 2650 \cdot 0,237}$$

$$t_e = \frac{+ 920 - 20000}{+ 2,96 - 626} = 37,4^\circ \text{ C.}$$

Die Schätzung der Abkühlung der Luft in der Leitung war also zu hoch. Wir führen dieselbe Berechnung mit $t_m = 35^\circ \text{ C}$ durch und erhalten

$$1 + \alpha t_m = 1,13$$

$$f = 0,129 = 0,45 \cdot 0,29 \text{ m}$$

$$t_m - t_i = 15,0$$

$$k = 3,80$$

$$t_e = \frac{+ 325 - 20000}{+ 2,96 - 626} = 38,8^\circ \text{ C,}$$

welcher Temperatur eine mittlere Kanaltemperatur $t_m = 35,4$ entspricht. Da dies mit der Annahme nahezu übereinstimmt, so behalten die letzten Zahlen ihre Giltigkeit. Der Gesamtwärmeverlust der nackten Leitung beträgt also

$$W = G \cdot c (t_e - t_a) = 2650 \cdot 0,237 \cdot 6,8$$

$$W = 4250 \text{ WE/Std.}$$

Verwenden wir aber eine Rohrisolierung, die 80 % Wärmersparnis sichert, so würde der Wärmeverlust nur $4250 - 0,8 \cdot 4250 = 850 \text{ WE/Std.}$ betragen, und die Eintrittstemperatur berechnet sich dann unter Benutzung der Gl. (94) aus der Beziehung:

$$2650 \cdot 0,237 (t_e - 32) = 850$$

zu $t_e = 33,3^\circ \text{ C}$, so daß nur $1,3^\circ$ (gegenüber $6,8^\circ$ bei der nicht isolierten Leitung) zwischen Eintritt und Austritt der Luft verloren gehen.

Zum Hindurchpressen der Fördermenge durch den Kanal mit zwei Bögen von je $\zeta = 0,15$ und einem Eintrittswiderstande $\zeta = 0,3$ würde nach Gl. (24), (26) und (30) eine Druckdifferenz nötig sein von

$$p_e - p_a = \frac{v^2}{2g} \gamma \left(1 + \frac{\rho l u}{f} + \Sigma \zeta \right) \text{ mm WS.}$$

Nach Fig. 21 wäre $\rho = 0,004$ für $v = 5$ und $u = 1,48$ zu wählen, wonach sich der aufzuwendende Druck berechnet zu:

$$p - p_a = \frac{5^2}{19,62} \cdot 1,14 \left(1 + \frac{0,004 \cdot 40 \cdot 1,48}{0,129} + 2 \cdot 0,15 + 0,3 \right)$$

$$p_e - p_a = 1,45 (1 + 1,84 + 0,6) = 5 \text{ mm WS.}$$

b. Warmwasserleitungen.

In prinzipieller Beziehung ist die Berechnung von Wasserleitungen dieselbe wie die der Luftleitungen.

Es bedeute:

- l die Länge der Rohrleitung in m,
- d den lichten Rohrdurchmesser in m,
- v die mittlere Wassergeschwindigkeit im Rohre in m/sek,
- ρ den Reibungskoeffizienten,
- p die wirksame Druckhöhe in m WS zur Überwindung aller Bewegungswiderstände in der Rohrleitung,
- γ_m das mittlere spezifische Gewicht des Wassers in kg/l in der Rohrleitung.

Wir können dann allgemein die Bewegungsgleichung wie früher analog den Formeln (24) bis (30) schreiben:

$$p = \frac{v^2}{2g} \gamma_m \left(1 + \frac{\rho l}{d} + \Sigma \zeta \right) \text{ m WS} \quad . . . \quad (96)$$

Der Reibungskoeffizient ρ des Wassers nimmt — analog dem der Luft, vgl. Fig. 21 — bei den kleinen Geschwindigkeiten erheblich zu. Aus Fig. 160 ist diese Abhängigkeit zu erkennen, die durch die bisher gebräuchliche Weisbachsche punktierte Kurve zum Ausdruck kommt. Eine von H. Lang¹⁾ aus Versuchen abgeleitete Formel liefert aber zweifellos die genaueren Werte, weil sie neben der Wassergeschwindigkeit auch dem Rohrdurchmesser und dem Rauigkeitsgrade der Rohrleitung Rechnung trägt. Die Formel von Lang lautet:

$$\rho = a + \frac{b}{\sqrt{v d}}.$$

¹⁾ Vgl.: Taschenbuch Hütte 1908, I, S. 271.

Unter Zugrundelegung des Bielschen Rauigkeitsgrades II mit $a = 0,02$ (vgl. Seite 79 u. 80) und des Temperaturfaktors $b = 0,001$ für eine mittlere Wassertemperatur von 65°C wurde die letzte Formel vom Verfasser zur Berechnung der sechs ausgezogenen Kurven in Fig. 160 für kleine bis große Rohrdurchmesser benutzt. Für alle dazwischen liegenden

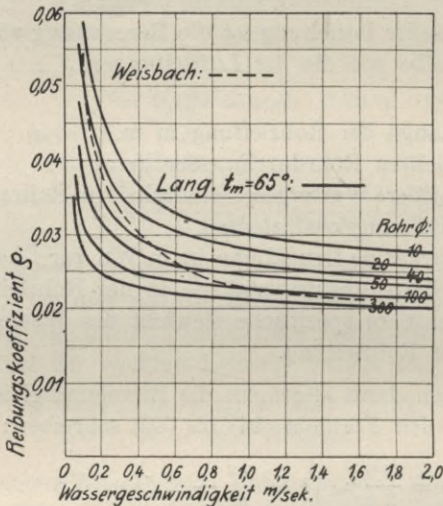


Fig. 160.

Reibungskoeffizient ρ des Wassers in schmiedeeisernen Rohrleitungen.

Durchmesser kann ρ leicht mit großer Genauigkeit extrapoliert werden. Ganz ähnliche Werte für ρ erhält man aus der bereits als Gleichung (28) mitgeteilten erweiterten Formel von Biel.

Die einmaligen Widerstandskoeffizienten ζ infolge von Querschnitts- und Richtungsänderungen sowie für eingeschaltete Ventile und Hähne sind aus folgender Zusammenstellung zu entnehmen:

rechtwinkeliges Knie	$\zeta = 1,0$
rundes Knie (Bogen)	$= 0,5$

Doppelbogen	$\zeta = 0,8$
Querschnittsänderung durch Kessel, Heizkörper	$= 1,0$
geöffnete Hähne und Schieber, die den vollen Kreisquerschnitt freigeben	$= 0,1-0,3$

ferner nach Versuchen von Weisbach, Bach und Lang ohne Rücksicht auf den Einfluß des Gehäuses:

Hahn mit gerader, rechteckiger Durchgangsöffnung, den vollen Rohrquerschnitt freigebend	$= 0,0$								
Muschelschieber mit scharfen Durchflußkanten und eckiger Muschel, voll geöffnet	<table> <tr> <td>Einlaßöffnung</td> <td>$= 2,2$</td> </tr> <tr> <td>Auslaßöffnung</td> <td>$= 2,6$</td> </tr> </table>	Einlaßöffnung	$= 2,2$	Auslaßöffnung	$= 2,6$				
Einlaßöffnung	$= 2,2$								
Auslaßöffnung	$= 2,6$								
Muschelschieber mit etwas gebrochenen Durchflußkanten, voll geöffnet	<table> <tr> <td>Einlaßöffnung</td> <td>$= 0,24$</td> </tr> <tr> <td>Auslaßöffnung</td> <td> <table> <tr> <td>eckige Muschel</td> <td>$= 1,0$</td> </tr> <tr> <td>runde Muschel</td> <td>$= 0,5$</td> </tr> </table> </td> </tr> </table>	Einlaßöffnung	$= 0,24$	Auslaßöffnung	<table> <tr> <td>eckige Muschel</td> <td>$= 1,0$</td> </tr> <tr> <td>runde Muschel</td> <td>$= 0,5$</td> </tr> </table>	eckige Muschel	$= 1,0$	runde Muschel	$= 0,5$
Einlaßöffnung	$= 0,24$								
Auslaßöffnung	<table> <tr> <td>eckige Muschel</td> <td>$= 1,0$</td> </tr> <tr> <td>runde Muschel</td> <td>$= 0,5$</td> </tr> </table>	eckige Muschel	$= 1,0$	runde Muschel	$= 0,5$				
eckige Muschel	$= 1,0$								
runde Muschel	$= 0,5$								

mit Rücksicht auf den Einfluß der Gehäuseform üblicher Konstruktionen, bei vollständiger Öffnung:

kugelförm. Ventilgehäuse, schlanke Form	$= 5,3$
desgl., aber sehr kurz, Tellerventil	$= 16,6$
Eckventilgehäuse	$= 2,6$

Bögen mit großem Krümmungsradius geben keinen Widerstand. Unter Benutzung vorstehender Werte ist alsdann die jeweilige einmalige Widerstandshöhe einer zusammengesetzten Leitung, wie früher bei den Luftleitungen:

$$p_s = \frac{v^2}{2g} \gamma_m \sum \zeta \text{ m WS} \quad \quad (97)$$

Das mittlere spezifische Gewicht γ_m des Wassers kann als Mittel zwischen Anfangs- und Endtemperatur in der Rohrleitung aus Fig. 161 ermittelt werden. Es hat jedoch nur Einfluß bei den kleinen Wassergeschwindigkeiten der Heizungen, die auf dem Schwerkraftsysteme beruhen, bei denen also die Temperaturdifferenz die treibende Kraft liefert; bei Pumpenheizungen kann $\gamma = 1$ eingeführt werden, ohne Rücksicht auf die Temperatur.

Mit Hilfe der mitgeteilten Daten können wir jetzt das auf Seite 338 angefangene Berechnungsbeispiel weiterrechnen. Wir fanden für die nackte Rohrleitung

ein stündliches zu bewegendes Wassergewicht

$$G = 48\,600 \text{ kg,}$$

eine Eintrittstemperatur $t_e = 73^\circ \text{ C,}$

eine Austrittstemperatur $t_a = 70^\circ \text{ C,}$

eine verlorene Wärmemenge von 187 000 WE/Std.

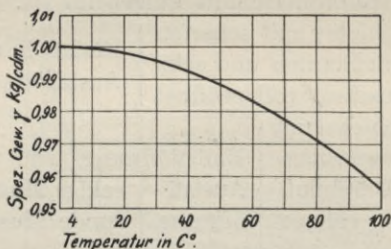


Fig. 161.

Spezifisches Gewicht des Wassers als Funktion der Temperatur.

Hiervon können durch eine gute Isolierung 75 %, d. h.

$$0,75 \cdot 187\,000 = 140\,000 \text{ WE/Std.}$$

erspart werden, so daß $187\,000 - 140\,000 = 47\,000$ WE/Std. von der isolierten Leitung nach außen abgegeben werden. Es besteht also die Beziehung

$$48\,600 \cdot t_e - 48\,600 \cdot 70 = 47\,000,$$

woraus sich die Eintrittstemperatur berechnet zu

$$t_e = \frac{47\,000 + 48\,600 \cdot 70}{48\,600} = 70,9^\circ \text{ C}$$

statt 73° wie beim nackten Rohre.

Es ist ferner gegeben:

der Rohrdurchmesser $d = 0,131 \text{ m,}$

die Rohrlänge $l = 1000 \text{ m,}$

die Wassergeschwindigkeit $v = 1 \text{ m/sek,}$

2 kupferne Ω förmige Ausdehnungsbögen in der Leitung mit je einem Widerstandskoeffizienten $\zeta = 1,0.$

Nehmen wir nun die gleiche Leitungslänge für die Rückleitung bis zur Pumpe, d. h. eine Ringleitung von 2000 m Länge an, so können wir nach Gl. (96) die zur Bewegung des Wassers aufzuwendende Druckhöhe einschließlich der Geschwindigkeitshöhe berechnen aus:

$$p = \frac{v^2}{2g} \gamma_m \left(1 + \frac{\rho l}{d} + \Sigma \zeta \right).$$

Mit $\gamma_m = 0,98$ für $t_m = 65^\circ$ und mit $\rho = 0,022$ nach Fig. 160 wird dann die Druckdifferenz:

$$p = \frac{1,0^2}{19,62} \cdot 0,98 \left(1 + \frac{0,022 \cdot 2000}{0,131} + 4 \cdot 1,0 \right) = 17 \text{ m WS.}$$

c. Dampfleitungen.

Auf den Spannungsverlust des Dampfes in Rohrleitungen hat bereits Fischer und später Gutermuth¹⁾ in seiner experimentellen Preisarbeit die bekannte auch von uns für Luft- und Wasserleitungen benutzte Gleichung angewendet:

$$p = \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \rho \frac{l}{d} \text{ kg/qcm, (98)}$$

worin bedeutet:

- p den Druckverlust der gesamten Leitung in kg/qcm oder Atm.,
- l die Länge der Leitung in m,
- d den lichten Durchmesser der Leitung in m,
- v die Dampfgeschwindigkeit in m/sek,
- γ das spezifische Gewicht des Dampfes,
- ρ den Reibungskoeffizienten.

Die Giltigkeit dieser Gleichung ist bei mäßigem Spannungsabfalle durch die bereits mehrfach genannten Versuche von Eberle für Rohrdurchmesser von 70—150 mm und für Spannungen von 3—10 Atm. sowie für gesättigten und überhitzten Dampf bei Dampfgeschwindigkeiten von 10—74 m/sek

¹⁾ Gutermuth: Über die zweckmäßigste Dampfgeschwindigkeit in Dampfleitungsröhren, Zeitschr. d. Ver. Deutsch. Ingenieure 1887, S. 670—732, Verl. Springer, Berlin.

nachgewiesen worden. Gleichzeitig wurde dadurch der Reibungskoeffizient für den genannten Untersuchungsbereich als konstante Zahl gefunden und der Wert

$$\frac{\rho}{2g} = \frac{10,5}{10^8} \dots \dots \dots (99)$$

festgelegt. Bis dahin wurde allgemein mit dem von Guter-muth gefundenen, um mehr als 40 % höheren ρ gerechnet, womit die Dampfleitungen erfahrungsgemäß meistens zu groß ausgeführt wurden.

Bei Dampfleitungen machen die Krümmungswiderstände einen sehr geringen Prozentsatz des Reibungsverlustes aus; sie können deshalb, da sie in Gl. (98) nicht vorkommen, dadurch berücksichtigt werden, daß der berechnete Rohrdurchmesser für die Ausführung auf Handelsmaß abgerundet wird. Mit einer Vergrößerung des Rohrdurchmessers um wenige Millimeter sind diese Verluste meistens reichlich gedeckt. Der Widerstand eines Ventiles kann nach Eberle gleich dem von 16 m Rohrlänge des gleichen Durchmessers gesetzt werden.

Der vorstehenden Berechnung liegt ferner die bei gut umhüllten Dampfleitungen praktisch erfüllte Annahme zugrunde, daß das Dampfgewicht am Eintritt und Austritt der Leitung nahezu das gleiche ist. Bei der nackten Leitung trifft diese Voraussetzung nicht zu. Bedeutet daher:

- G_e das Dampfgewicht am Eintritt in kg,
- G_a » » » Austritt » »
- V die Wärmeverluste der nackten Leitung in WE,
- i_e den Wärmeinhalt des Dampfes am Eintritt,
- i_a » » » » » Austritt,
- i_w die Flüssigkeitswärme am Austritt,

so beträgt das entstandene Kondenswasser ($G_e - G_a$) kg, und es besteht unter der Voraussetzung, daß der Dampf trocken gesättigt in die Leitung eintritt, die Gleichheit:

$$G_e \cdot i_e - V = G_a \cdot i_a + (G_e - G_a) i_w. \dots (100)$$

Natürlich besteht die Giltigkeit dieser Gleichung auch bei der Anwendung für isolierte Rohre.

Im übrigen gelten auch hier die Gl. (94) und (95).

Die Resultate der von Eberle durchgeführten Versuche bestätigen in befriedigender Weise die bereits früher mitgeteilten Gl. (28) von Biel und (29) von Fritzsche, in denen allerdings der Reibungskoeffizient in geringem Maße als Veränderliche auftritt. Will man die Dampfleitungen nach Gl. (29) berechnen, so hat man nur in der auf Seite 81 gegebenen Zahlentafel für φ den Wert

$$\varphi' = 0,00315 \varphi$$

einzusetzen. — Bei sehr großem Spannungsabfall und großer Abkühlung können alle diese Berechnungsmethoden nicht ohne weiteres angewendet werden¹⁾, sondern es sind dabei die folgenden Gesichtspunkte zu berücksichtigen.

Die im Vorstehenden angegebene Berechnung von Dampfleitungen gilt, wie bereits hervorgehoben, bei kleinem Spannungsabfall und unter der Annahme, daß der Dampf annähernd ohne Expansion strömt. Bei größerem Spannungsabfall wurde vorausgesetzt, daß das ein und aus tretende Dampfgewicht dasselbe sei. Ist dieses nicht der Fall, wird z. B. in der Leitung viel Wasser niedergeschlagen, so findet mit abnehmender Spannung eine Zunahme des spezifischen Dampfvolomens und der Geschwindigkeit statt. Letztere kann wiederum, wenn aller Dampf in der Leitung kondensiert wird, wie bei Heizschlangen, am Ende der Leitung Null werden. Wir sind in diesen Fällen nicht mehr berechtigt, die für eine kleine Rohrstrecke geltende und nach einer Polytrope $p \cdot v^m = \text{const.}$ erfolgende Expansion einfach auf die ganze Leitungslänge zu übertragen. Das Expansionsgesetz wird sich im Gegenteil dauernd ändern, so daß v und γ in der Gl. (100) als Veränderliche eingeführt werden müssen.

Für diesen allgemeineren Fall hat nach dem Vorgange Fischers²⁾ Rietschel³⁾ eine Gleichung aufgestellt, die —

¹⁾ Trautmann: Über die strömende Bewegung nasser Dämpfe in langen Leitungen. Gesundh.-Ingenieur 1908, Nr. 25.

²⁾ H. Fischer: Dinglers Polytechn. Journal, Band 236, und Handbuch der Architektur III, 4.

³⁾ Rietschel: Leitfaden z. Berechnen u. Entwerfen von Lüftungs- und Heizungsanlagen, Seite 303. Verl. Springer, Berlin 1902.

unter Vertauschung des Gutermuthschen Reibungskoeffizienten gegen den von Eberle gefundenen — ohne Berücksichtigung der einmaligen Widerstände lautet:

$$p_e = \sqrt{\frac{0,267 l}{(100 d)^5} [W(W + V)] + (p_a + 3060)^2 - 3060}, \quad (101)$$

worin außer den bisherigen Bezeichnungen bedeutet:

p_e und p_a die Eintritts- und Austrittsspannungen in kg/qm absolut,

D den äußeren Rohrdurchmesser in m,

V den Wärmeverlust der isolierten Leitung in WE/Std.

Beispiel: Durch eine Dampfleitung von 100 m Länge sollen am Ende derselben stündlich 1 000 000 WE übertragen werden; der Druck am Eintritt betrage 6 kg/qcm absolut, am Austritt wird eine Spannung von 3 kg/qcm absolut verlangt. Der Durchmesser und die Wärmeverluste der gut umhüllten Leitung sind zu berechnen.

a) Nach Molliers Tabellen (Hütte I, Seite 335) ist die Verdampfungswärme des Dampfes von 3 kg Spannung am Austritt der Leitung $r_a = 518,1$ WE/kg, also das zu fördernde Dampfgewicht am Austritt der Leitung

$$G_a = \frac{1\,000\,000}{518,1} = 1930 \text{ kg/Std.}$$

Ferner ist nach Mollier das spezifische Volumen des Dampfes von einer mittleren Spannung $\frac{6+3}{2}$ oder 4,5 kg absolut:

$$\frac{1}{\gamma} = 0,422 \text{ cbm/kg,}$$

also die mittlere Dampfgeschwindigkeit:

$$v = \frac{G_a \cdot \frac{1}{\gamma}}{3600 \cdot \frac{d^2 \pi}{4}} = \frac{1930 \cdot 0,422}{3600 \cdot \frac{d^2 \pi}{4}} \text{ m/sek.}$$

Diesen Wert führen wir in Gl. (98) ein und erhalten den Spannungsverlust:

$$p_e - p_a = \frac{v^2}{2g} \gamma \varrho \frac{l}{d} = \left(\frac{1930 \cdot 0,422}{3600 \cdot \frac{d^2 \pi}{4}} \right)^2 \frac{1}{0,422} \cdot \frac{10,5}{10^8} \cdot \frac{100}{d}$$

$$6 - 3 = \frac{1930^2 \cdot 0,422 \cdot 10,5 \cdot 100}{3600^2 \cdot d^5 \cdot \frac{\pi^2}{16} \cdot 100\,000\,000}$$

Daher ist der lichte Rohrdurchmesser:

$$d = \sqrt[5]{\frac{1930^2 \cdot 0,422 \cdot 10,5 \cdot 100 \cdot 16}{3 \cdot 3600^2 \cdot \pi^2 \cdot 100\,000\,000}}$$

2 · log 1930 =	3,28556		
	3,28556	log 3 =	0,47712
log 0,422 =	0,62531 - 1	2 · log 3600 =	3,55630
log 10,5 =	1,02119		3,55630
log 100 =	2,00000	2 · log π =	0,99386
log 16 =	1,20412	log 100 000 000 =	8,00000
	+ 10,42174		= 16,58358
	- 9,58358 - 7		= 9,58358 + 7

$$d = N \log 0,83816 - 7 / 5 = 0,76763 - 2$$

oder $d = 0,0586$ m.

Hierfür wird nach Seite 327 ein Handelsrohr vom Durchmesser 64/70 mm ausgeführt, womit sich die Spannungsverhältnisse ein wenig verschieben würden.

Die Dampfgeschwindigkeit v berechnet sich dabei zu

$$v = \frac{1930 \cdot 0,422}{3600 \cdot \frac{0,064^2 \pi}{4}} = \sim 70 \text{ m/sek im Mittel.}$$

b) Man könnte meinen, es sei unrationell, im Kessel 6 Atm. Spannung zu erzeugen, da am Ende der Leitung nur 3 Atm. gebraucht werden. Um diesen Fall zu untersuchen, wählen wir den Durchmesser $d = 94,5/102$ mm und erhalten

dann eine kleinere Anfangsspannung. Zur Berechnung der mittleren Geschwindigkeit v sei die mittlere Spannung $p_m = 3,2$ geschätzt, wofür wir $\frac{1}{\gamma} = 0,570$ finden. Mit diesen Werten ist dann wie vorhin

$$v = \frac{1930 \cdot 0,570}{3600 \cdot \frac{0,0945^2 \pi}{4}} = 43 \text{ m/sek.}$$

Es berechnet sich dann der Druck am Eintritt:

$$p_e = 3 + \frac{1930^2 \cdot 0,570 \cdot 10,5 \cdot 100}{3600^2 \cdot 0,0945^5 \cdot \frac{\pi^2}{16} \cdot 100\,000\,000} = 3,37 \text{ kg/qcm absolut.}$$

c) Schließlich wollen wir den anderen extremen Fall heranziehen und den Rohrdurchmesser berechnen, wenn für die im übrigen gleichen Verhältnisse eine Kesselspannung von 9 kg/qcm absolut zugrunde gelegt wird. Dann ist die mittlere Spannung 6 kg , wozu wir $\frac{1}{\gamma} = 0,322$ finden. Der Rohrdurchmesser ergibt sich dann zu $0,0483 \text{ m}$, wofür das Handelsmaß $d = 49,5/59 \text{ mm}$ ausgeführt werde. Die mittlere Dampfgeschwindigkeit für diesen Fall berechnet sich zu $v = \sim 90 \text{ m/sek.}$

Da es für diesen Fall 3) wegen des sehr großen Spannungsabfalles nach den früheren Ausführungen fraglich erscheinen könnte, ob die Gl. (98) angewendet werden darf, so wollen wir zur Berechnung der Eintrittsspannung p_e eine Probe mit der Gl. (101) von Rietschel machen und erhalten:

$$p_e = \sqrt{\frac{0,267 \cdot 100}{(100 \cdot 0,0495)^5} [1\,000\,000 (1\,000\,000 + 10\,800)]} \\ + (3 \cdot 10\,330 + 3060)^2 - 3060 \\ p_e = 98\,040 \text{ kg/qm} = 9,5 \text{ kg/qcm absolut,}$$

d. h. $0,5 \text{ kg}$, d. h. $5,5 \%$ mehr als nach der ersten Berechnung. Wir erkennen also in der Tat, daß der Fall c) bereits die Grenze für die Anwendbarkeit der Gl. (98) darstellt.

Vergleichen wir nun für diese drei Fälle die eintretenden Wärmeverluste, so erhalten wir folgendes:

Fall a). Mit Hilfe von Fig. 154 berechnet sich der Transmissionskoeffizient für ein Dampfrohr vom äußeren Durchmesser von 70 mm mit $\alpha = 9,3$ und bei einer Umgebungstemperatur $t_i = 20^0$ zu:

$$k = \alpha + 0,033 (t_m - t_i) = 9,3 + 0,033 (147,1 - 20) = 13,5.$$

Die äußere Oberfläche der geschweißten Leitung (also ohne Flanschen) beträgt $F = 100 \cdot 0,07 \cdot \pi = 22$ qm. Nehmen wir an, daß durch die angewendete Umhüllung der Leitung 70% Wärmeverluste gegenüber der nicht umhüllten Leitung erspart werden, so haben wir einen Wärmeverlust der isolierten Leitung von

$$V = F k \left(\frac{100 - 70}{100} \right) (t_m - t_i) = 22 \cdot 13,5 \cdot 0,30 (147,1 - 20)$$

$$V = 11\,500 \text{ WE/Std.}$$

Zur weiteren Übersicht wollen wir aus Gl. (100) das in der isolierten Leitung niedergeschlagene Kondenswasser berechnen. Die Gleichung (100) lautete:

$$G_e i_e - V = G_a i_a + (G_e - G_a) i_w.$$

Für den Fall a) sind hierin die folgenden Werte bereits berechnet worden bzw. aus den Mollierschen Tabellen, Hütte I, S. 335 gegeben:

$$G_a = 1930 \text{ kg; } V = 11\,500 \text{ WE;}$$

$$i_e = 660,2; i_a = 652,0; i_w = 133,9.$$

Somit läßt sich das Anfangsdampfgewicht finden zu:

$$G_e = \frac{G_a (i_a - i_w) + V}{i_e - i_w} = \frac{1930 (652,0 - 133,9) + 11\,500}{660,2 - 133,9}$$

$$= 1922 \text{ kg/Std.}$$

Da das Endgewicht des Dampfes 1930 kg war, so besagt also das Resultat, daß fast kein Kondenswasser in der Leitung entstanden ist, und daß der Dampf denselben Feuchtigkeitsgehalt, den er beim Eintritt in die Leitung hatte, am Ende derselben ebenfalls besitzt, d. h. daß er trocken gesättigt ankommt.

daß diejenige Leitung die vorteilhafteste sein wird, bei der der Dampf am Ende trocken gesättigt ankommt, also Fall a). Für Fall b) ist zwar die Anfangsspannung p_e bedeutend geringer, jedoch ergibt eine einfache Rechnung, daß der Kohlenmehraufwand für die Erzeugungswärme des Dampfes von 6 Atm. bedeutend kleiner ist als der für die laufenden großen Wärmeverluste des Falles b). Außerdem ist die engere Leitung des Falles a) bequemer zu verlegen und billiger.

Es möge noch bemerkt werden, daß alle im Vorhergehenden angestellten Rechnungen natürlich nur angenäherte Resultate liefern können. Die Fehler werden um so kleiner, je genauer die Schätzung der Isolierwirkung der gewählten Rohrumhüllung gelingt.

d. Niederdruckdampfleitungen.

Der auf Seite 353 erwähnte allgemeinere Fall tritt auch in Niederdruckdampfleitungen ein, in denen die Spannung von 0,12 kg/qcm Überdruck bis zur Atmosphärenspannung herab zu variieren pflegt, der Dampf sich also in großer Nähe des Kondensationspunktes befindet. Das in bedeutender Menge entstehende Niederschlagswasser vermehrt ferner den Strömungswiderstand erheblich, und da der von Eberle gefundene Wert der Reibung $10,5 \cdot 10^{-8}$ für Niederdruckdampf noch nicht bestätigt worden ist, so wollen wir die bisher gebräuchliche, von Gutermuth gefundene Zahl $15 \cdot 10^{-8}$ beibehalten und den Widerstandskoeffizienten mit

$$\frac{\rho}{2g} = 0,0015 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (102)$$

einführen, wobei in der Berechnung zu beachten ist, daß die Spannung in kg/qm eingesetzt worden ist. Alsdann können wir die auf Fischers Theorie von Rietschel abgeleiteten Gleichungen benutzen, und rechnen:

für den Druck am Eintritt:

$$p_e = \sqrt{\frac{0,268 l}{(100 d)^5} [W \cdot (W + V)] + (p_a + 3060)^2} - 3060 \quad (103)$$

für den Rohrdurchmesser:

$$d = 0,01 \sqrt[5]{\frac{0,268 l [W (W + V)]}{(p_e - p_a) (p_e + p_a + 6120)}} \quad (104)$$

Für den Fall, daß der Dampf am Austritt aus der Dampfleitung vollkommen kondensiert sein soll, ist die Endspannung gleich dem höchsten vorkommenden Atmosphärendrucke, also = 10 540 kg/qm, in die Gleichung einzuführen, und man erhält dann nach Rietschel den Anfangsüberdruck über die Atmosphäre:

$$p_e = \sqrt{\frac{25\,160 G_H^2 l}{(100 d)^5} + 13\,600^2} - 13\,600 \quad (105)$$

In diesen Gleichungen gelten folgende Bezeichnungen:

p_e = Dampfdruck beim Eintritt in die Leitung in kg/qm abs.,

p_a = desgl. beim Austritt,

l = Länge der Leitung in m,

d = innerer Rohrdurchmesser in m,

W = Wärmemenge, die am Ende des Rohres p. Std. gefordert wird,

V = Wärmemenge, die längs der Rohrleitung nach außen verloren geht, in WE/Std.,

$G_H = \frac{W_H}{530}$ = stündl. Dampfgewicht, entsprechend der Wärmemenge W_H , die durch den Heizkörper (Rohrschlange) übertragen wird.

30. Die Kontrolle der fortgeleiteten Wärmemengen.

Oft tritt bei Zentralheizanlagen der Fall ein, daß die in gemeinsamer Kesselanlage erzeugte Wärme an verschiedene Abnehmer abgegeben wird. In solchen Fällen fragt es sich dann, in welchem Verhältnis die Betriebskosten an die einzelnen Mieter zu verteilen sind. Tritt zu der Wärmelieferung noch eine Kraftlieferung, wie bei Pumpenheizungen, so kommt außerdem noch der Teilbetrag der abgegebenen Arbeit zu den Heizungskosten hinzu.

Zur direkten Messung bzw. Registrierung der Wärmemengen fehlen bisher zuverlässige Meßinstrumente. Die durch irgendeine Leitung geförderte Wärmemenge ist deshalb aus dem Produkte: Stoffmenge \times mittlere spezifische Wärme \times Temperatur bzw. Temperaturdifferenz zu berechnen. In den meisten Fällen kommt es nur auf die prozentuale Kostenverteilung nach Maßgabe der verbrauchten Stoffmengen an.

Die Aufgabe läuft also auch hier wieder auf die Messung bzw. Registrierung der Temperaturen, der Drucke und Geschwindigkeiten der durch die Leitungen geförderten Medien hinaus.

a. Temperaturmessung in Wasser- und Dampfheizungen.

Die Messung der Temperaturen ist prinzipiell nicht verschieden von den bereits früher besprochenen Methoden. Bei der Anwendung von Quecksilberthermometern werden die Quecksilbergefäße zweckmäßig nicht direkt in das Wasser oder den Dampf eingeführt, sondern in eine abgedichtete dünnwandige Hülse aus Stahl eingesteckt, die in die Wandung eingeschraubt und mit Quecksilber oder Eisenfeilicht gefüllt ist. Auf diese Weise wird zwar die Empfindlichkeit der Temperaturanzeige vermindert, dafür aber mit Sicherheit ein Herausschleudern des Thermometers infolge zu hohen Druckes vermieden. Registrierend können solche Thermometer nach der Schultzeschen Methode (Fig. 134) ausgeführt werden.

Metallthermometer haben den Vorteil der bequemen automatischen Aufzeichnung des Temperaturverlaufes ohne Energiequelle. Jedoch ändert sich die Hebelübersetzung durch mancherlei äußere Einflüsse mit der Zeit, so daß eine öftere Nacheichung dieser Instrumente erfolgen muß.

Die thermoelektrische Methode gestattet eine direkte Messung der Temperaturdifferenz, indem die eine Lötstelle in den Vorlauf, die andere in den Rücklauf bei Warmwasserleitungen eingeführt werden kann. Da die Temperaturen t_e und t_a annähernd direkt proportional der er-

zeugten elektromotorischen Kraft e sind, so ist die in jedem Moment übertragene Wärmemenge

$$W = Q (t_e - t_a) = Q \cdot \alpha \cdot e \dots \dots (106)$$

Bemerkenswert ist, daß in starken horizontalen Warmwasserleitungen bei geringer Geschwindigkeit eine sehr unregelmäßige Temperaturverteilung auftreten kann, wie Fig. 163

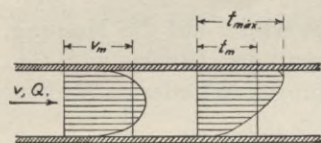


Fig. 163.

Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung in einem horizontalen Warmwasserrohr bei sehr kleiner Geschwindigkeit.

zeigt. Dies rührt daher, daß sich das wärmere Wasser über dem kälteren lagert, so daß es nicht gleichgültig ist, in welchem Abstände von der Wandung die Temperatur gemessen wird: die richtige mittlere Temperatur t_m muß jedenfalls vorher durch Versuche ermittelt werden. —

Im Gegensatze hierzu ist nach den experimentellen Feststellungen von Eberle¹⁾ in Dampfleitungen die Temperaturverteilung über den ganzen Rohrquerschnitt praktisch konstant.

Um von dem zentralen Bedienungsraum aus eine generelle Regelung der Heizung durchführen zu können, wird es z. B. in Fernheizwerken nötig, die Temperatur des in den einzelnen Gebäuden oder wenigstens im entferntesten Gebäude ankommenden Wassers jederzeit verfolgen zu können. Dazu können Fernthermometer in der bereits beschriebenen Art zur Anwendung kommen, vgl. Seite 183.

Zu erwähnen sind auch die Thalpotasimeter von Schäffer & Budenberg, deren Tauchrohr für Temperaturen von 35—180° mit Äther, für 360—750° mit Quecksilber gefüllt ist. Bei der Temperatursteigerung verdampfen die Flüssigkeiten zum Teil und übertragen ihre Spannung auf ein Metallfedermanometer. Die eindeutige Beziehung zwischen

¹⁾ Eberle: Wärme- und Spannungsverlust bei der Fortleitung des gesättigten und überhitzten Wasserdampfes. Zeitsch. d. Bayer. Rev.-Veréines, 1908, Nr. 6—20, München.

Spannung und Temperatur dieser gesättigten Dämpfe wird dazu benutzt, um die Zeigerangaben auf einem Zifferblatte nach Temperaturen zu eichen.

b. Ermittlung des Druckes und Druckverlustes in Wasser- und Dampfleitungen.

Genau so wie bei der Druckmessung in Luftleitungen müssen wir auch bei Wasserleitungen streng zwischen dem Geschwindigkeitsdruck und dem Widerstandsdruck unterscheiden. Auf den letzteren kommt es hier allein an, und wir messen ihn, wie bereits in Fig. 27 bei β angegeben, in der Weise, daß wir mit einem Druckrohr senkrecht von der Rohrwandung abzweigen, wobei die Mündung, die nur wenige Millimeter Durchmesser haben soll, im Rohrinne sorgfältig von jedem vorstehenden Grate befreit sein muß, um jegliche von der Wassergeschwindigkeit herrührende Saug- oder Druckwirkung auszuschließen.

Betrachten wir gemäß Fig. 164 in einer nach oben und unten fortgesetzt zu denkenden Rohrleitung R , die in der Pfeilrichtung von Wasser durchflossen werde, die Strecke $A B$. Dann herrscht infolge Druckverlustes von A nach B in Punkt A ein höherer Widerstandsdruck als in B . Denn im Punkt A ist bis zum Ende der Leitung der Gesamtdruck

$$p_v + p_{w1} = \frac{v^2}{2g} (1 + W_1)$$

zu überwinden, in B nur noch der Gesamtdruck

$$p_v + p_{w2} = \frac{v^2}{2g} (1 + W_2),$$

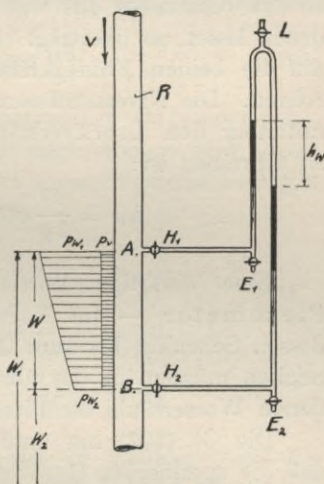


Fig. 164.
Druckmessung mit dem geschlossenen Piezometer.

vorausgesetzt, daß die beiden Meßquerschnitte der Leitung gleich groß sind. Der Druckverlust zwischen A und B ist also:

$$p_{w1} - p_{w2} = \frac{v^2}{2g} (W_1 - W_2),$$

da sich der Geschwindigkeitsdruck bei der Subtraktion heraushebt. In graphisch übersichtlicher Weise sind diese Verhältnisse in Fig. 164 eingezeichnet.

Schließen wir also in A und B Manometerröhren an, die oben durch einen gemeinsamen Luftraum verbunden sind, so daß beiderseits auf den Wasserspiegeln der gleiche Luftdruck lastet, so überträgt sich die berechnete Druckdifferenz auf die beiden Flüssigkeitssäulen in den senkrechten Glasröhren. Die Niveaudifferenz der Wasserstände muß also unmittelbar den Druckverlust h_W in mm WS angeben, so daß zu schreiben ist:

$$h_W = \frac{v^2}{2g} (W_1 - W_2) \text{ mm WS} \quad . . . \quad (107)$$

Eine derartige Vorrichtung heißt ein geschlossenes Piezometer — im Gegensatze zum offenen Piezometer, dessen Schenkel bis zum Oberwasserspiegel der Rohrleitung reichen müssen, da das übrig bleibende Gewicht der vorhandenen Wassersäule die Piezometerstände nach oben schiebt.

Die Gl. (107) hat natürlich nur für den Fall Giltigkeit, daß die spezifischen Gewichte der beiden Wassersäulen in den Schenkeln des Instrumentes gleich sind. Bei der Druckmessung an Warmwasserheizungen müssen deshalb die horizontalen Abzweigrohre so lang ausgeführt werden, daß bei der Druckübertragung unter keinen Umständen warmes Wasser aus der Leitung in den linken Schenkel des Piezometers geschoben werden kann. Bei der praktischen Ausführung werden ferner an der Leitung die beiden Hähne H , oben der Lufthahn L und unten die Entwässerungshähne E vorgesehen. Werden H_1 und H_2 geschlossen und L geöffnet, so können die Wasserstände in den Schenkeln durch Wasserabfluß aus E_1 und E_2 in bequeme Ableshöhe gebracht werden. Überhaupt ist die Anzeige h_W von der Höhenlage der Piezometerstände voll-

kommen unabhängig, da der auf den Schenkeln lastende Wasserdruck jederzeit durch den über den Wasserständen eingeschlossenen Luftdruck vollkommen aufgehoben wird.

Für sehr kleine Druckdifferenzen von wenigen Millimetern Wassersäule ist die Genauigkeit des beschriebenen Instrumentes nicht ausreichend. Es wird alsdann der Luft-raum über den Wasserständen mit einem spezifisch nicht viel leichteren Öle (Paraffinöl $\gamma = 0,9$, Rizinusöl $\gamma = 0,96$, Petroleum $\gamma = 0,8$) gefüllt. Dadurch wird der Ausschlag n -mal so groß, weil nur die Differenz der spezifischen Gewichte $(1 - \gamma)$ des Wassers und Öles wirksam ist, und wir erhalten den Druckverlust

$$h_W = n(1 - \gamma) \text{ mm WS} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (108)$$

Deshalb heißt ein solches Instrument Differentialmanometer. Je kleiner $(1 - \gamma)$ angenommen wird, desto größer wird die Übersetzung n . Bei 1 mm Wassersäule ergibt sich z. B. das Übersetzungsverhältnis:

$$\text{für Petroleum } n = \frac{1}{1 - 0,8} = 5$$

$$\text{» Paraffinöl } n = \frac{1}{1 - 0,9} = 10$$

$$\text{» Rizinusöl } n = \frac{1}{1 - 0,96} = 25$$

Dieses Differentialmanometer ist in neuerer Zeit von Danckwerts¹⁾ in sehr geschickter Weise praktisch vervollkommen worden und wird in dieser Ausführung von der Firma Fueß in Steglitz bei Berlin hergestellt. In dieser Anwendung haben Temperaturverschiedenheiten in den Glaschenkeln naturgemäß eine noch viel größere Ungenauigkeit zur Folge, da die Anzeigen um so empfindlicher werden, je kleiner $(1 - \gamma)$ gewählt ist; auch ändert sich das Übersetzungsverhältnis n mit der Temperatur der Flüssigkeit. Aus

¹⁾ Danckwerts: Ölheber zur Messung geringer Wassergeschwindigkeiten und Wasserhöhen. Zentralblatt der Bauverwaltung, 1909, Nr. 13, herausgeg. vom Ministerium d. öff. Arbeiten, Berlin.

einer Berechnung kann für alle Temperaturen leicht eine Eichungskurve aufgezeichnet werden, die dann der Auswertung zugrunde zu legen ist.

Für große Druckdifferenzen, wie sie z. B. bei Pumpenheizungen vorkommen, bedarf es dagegen einer Verkleinerung des Ausschlages der Flüssigkeitsspiegel. Zu diesem Zweck eignet sich die Verwendung von Quecksilber vom spezifischen Gewichte $\gamma = 13,6$.

Soll z. B. der Druckunterschied h_W zwischen der Saug- und Druckseite einer Zentrifugalpumpe nach Fig. 165

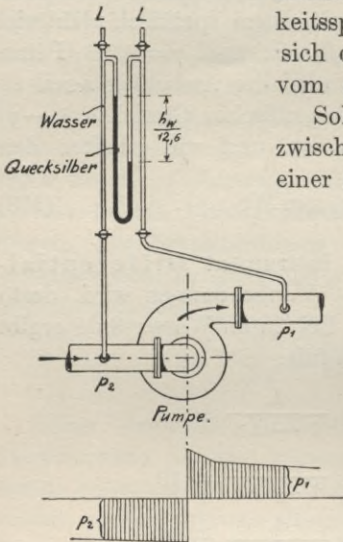


Fig. 165.

Druckmessung mit dem Quecksilbermanometer.

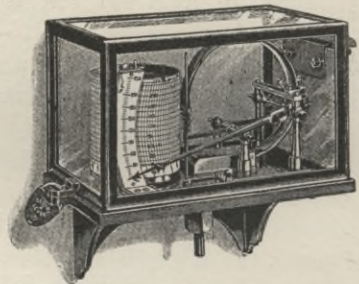


Fig. 166.

Registrierendes Metallfederanometer von Schäffer & Budenberg.

gemessen werden, so haben wir die Beziehung:

$$h_W = n (\gamma - 1) = n (13,6 - 1) \text{ mm WS,}$$

oder es ist für 1 mm WS die Übersetzung

$$n = \frac{1}{12,6}.$$

Bei Drucken bis zu 20 oder 30 mm WS wird man zweckmäßigerweise ein Differentialmanometer wählen; von da ab bis zu etwa 1000 mm WS kommt man mit dem geschlossenen Piezometer aus; für höhere Drucke eignen sich dann die Quecksilbermanometer.

Je erheblicher die zu messenden Drucke sind, mit desto größerem Vorteil können auch die bekannten Metallfedermanometer mit Zeigerspiel auf runder Skala in Anwendung kommen. Die Fig. 166 zeigt ein solches Manometer von Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau, dessen Zeigerbewegung gleichzeitig dazu benutzt wird, eine Zeitdruckkurve auf eine rotierende Trommel aufzuzeichnen.

Wasser-, Quecksilber- und Metallmanometer werden ebenso zur Druckmessung bei der Niederdruckdampfheizung verwendet. Für Hochdruckdampf kommen in der Praxis nur Metallmanometer in Betracht, sofern es sich nicht um kleine Spannungsdifferenzen handelt, die genauer mit Flüssigkeitsmanometern gemessen werden müssen.

c. Registrierung der geförderten Wassermenge.

Für Versuchszwecke kommt die Wassermessung mittels Wägung, Ausflußdüse und Wehrüberfall in Frage. Wir sehen von der Beschreibung dieser Apparate ab und beschränken uns auf diejenigen Apparate, die zur Betriebskontrolle fließenden Wassers dienen. Dabei unterscheiden wir offene und geschlossene Wassermesser.

In Fig. 167 ist ein offener Wassermesser der Firma L. u. C. Steinmüller in Gummersbach dargestellt, wie er

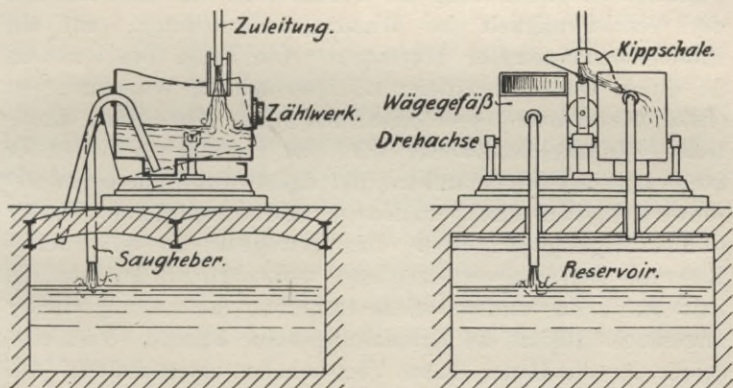


Fig. 167.

Speisewassermesser von Steinmüller.

sich zur Messung des Kesselspeisewassers eignet. Das durch die Zuleitung ankommende Wasser fließt über eine Kipp- schale in eines der beiden Wägegefäße und füllt es bis zu einer bestimmten Höhe an. Ist eine bestimmte Marke erreicht, so kantet das gefüllte, auf Schneiden ruhende Wäge- gefäß um seine Drehachse und entleert das Wasser durch einen Saugheber in das gemeinschaftliche Kondenswasser- reservoir, aus dem es mit Hilfe der Kesselspeisewasserpumpe in die Kessel zurückgedrückt wird. Durch das Kanten des Wägegefäßes wird automatisch und gleichzeitig die Kipp- schale nach der andern Seite umgesteuert, so daß das an- kommende Wasser in das andere Wägegefäß überfließt. So geht das Spiel hin und her. Die Anzahl der Hübe wird durch Hebel auf ein registrierendes Zählwerk übertragen, das durch einen Vorversuch empirisch auf das Gewicht des ge- förderten Wassers in Kilogramm geeicht ist. Ähnliche Appa- rate werden auch z. B. von Eckardt in Stuttgart und von Schatz in Oberursel gebaut.

Die Messung kontinuierlich fließenden Wassers in Rohr- leitungen gliedert sich in die manometrische und in die volumetrische Methode.

Bei der manometrischen Wassermessung wird gemäß den Abbildungen Fig. 164 und 165 zwischen zwei Punkten der Rohrleitung der Druckverlust, der sich nur mit der Geschwindigkeit des Wassers ändern kann, auf ein Flüssigkeitsmanometer übertragen. Die Skala des letzteren ist durch einen besonderen Eichversuch in Wassermengen (Liter, Kubikmeter) pro Zeiteinheit (Std., Min., Sek.) einzu- teilen. Zu diesem Zwecke wird die Leitung an passender Stelle auseinandergenommen und das bei verschiedenen Ge- schwindigkeiten durch ein Drosselventil ausfließende Wasser durch Wägung gemessen. Das gewogene, in ein zweites Reservoir sich entleerende Wasser wird während der gleichen Zeit durch das andere offene Rohrende der Leitung wieder angesaugt. Besitzt die Kreisleitung keine Pumpe, so ist eine solche für die Dauer dieses Vorversuches einzuschalten. Da die Wassertemperatur auf den Reibungsverlust Einfluß hat, so ist der Eichversuch entweder für die mittlere im Betriebe

vorkommende Wassertemperatur vorzunehmen oder für verschiedene Temperaturstufen durchzuführen. Die Resultate sind dann durch eine Tabelle oder Kurve festzulegen. Nach beendeter Eichung wird die Leitung wieder zusammengeschaubt, und das Flüssigkeitsmanometer zeigt bei den gleichen Bewegungszuständen des Wassers auch im normalen Betriebe dieselben Ausschläge wie bei der Eichung an.

Auf der Änderung des Geschwindigkeits- und Widerstandsdruckes in verschieden großen Querschnitten beruht das Prinzip des im Jahre 1887 von Herschel in New York erfundenen und nach dem italienischen Gelehrten Venturi benannten Venturi-Wassermessers. Strömt nach Fig. 168 Wasser durch eine Rohrleitung aus dem großen Querschnitt F in den kleinen f über, so ändert sich der Ge-

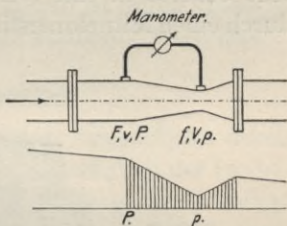


Fig. 168.

Venturi-Wassermesser.

schwindigkeitsdruck von $\frac{v^2}{2g} \gamma$ in $\frac{V^2}{2g} \gamma$. Da aber die Summe $p_v + p_w$ oder der Gesamtdruck, zuzüglich eines geringen Druckverlustes h gleich bleiben muß, so folgt daraus eine bestimmte Änderung der Widerstandsdrucke p und P , die nur mehr von der Wassergeschwindigkeit abhängen und sich bestimmen aus:

$$\frac{V^2}{2g} \gamma + p = \frac{v^2}{2g} \gamma + P + h \gamma \quad . . . \quad (109)$$

In dem unter der Fig. 168 gezeichneten Diagramm ist der sich ergebende Druckabfall ($P - p$) in der Rohrein-schnürung zu erkennen, der nach der Einschnürung wieder ansteigt. Durch vorherige Bestimmung dieser Abhängigkeit zwischen den Größen der Gl. (109) lassen sich die Anzeigen des Manometers nach Geschwindigkeiten oder Wassermengen bei verschiedenen Wassertemperaturen, also veränderlichem γ , eichen. Die Druckänderungen können auf ein Registrierwerk übertragen werden.

Gegenüber der folgenden Methode haben die beiden beschriebenen manometrischen Verfahren den großen Vorteil,

daß mit der Messung gar kein oder doch nur ein verschwindend kleiner Druckverlust für die Wasserbewegung verbunden ist.

Die zweite, volumetrische Wassermessung beruht auf der Umdrehungsanzeige eines in die Wasserleitung eingeschalteten Flügelwerkes oder auf der Zählung der Hübe von hin und her gehenden Kolben oder Scheiben. Die Fig. 169 zeigt den Wassermesser von Siemens & Halske. Das durch ein Sieb in den Meßraum eintretende Wasser versetzt eine Scheibe in eine oszillierende Bewegung, deren Perioden durch einen Mitnehmerstift auf ein Zählwerk übertragen werden.

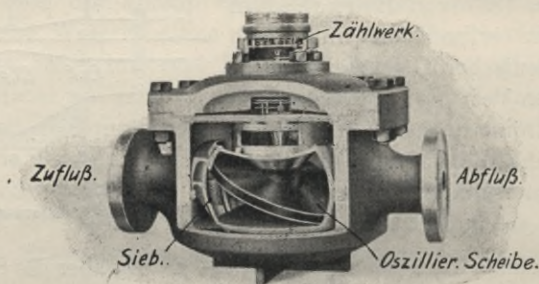


Fig. 169.

Scheibenwassermesser von Siemens & Halske.

Kolbenwassermesser ergeben nur bei sorgfältiger Wartung befriedigende Resultate und veranlassen, wie alle geschlossenen volumetrischen Wassermesser, einen großen Druckverlust des sie durchfließenden Wassers. Diese volumetrischen Methoden sollten daher nur in Leitungen mit hohem Druck angewendet werden, sodaß der entstehende Druckverlust einen prozentual nur geringen Anteil des Gesamtdruckes ausmachen kann. Auf eigenartige und einfache Weise ist die Wassermessung bei Kolbenpumpen durch einen Registrierapparat gelöst, der von Schmidt in Berlin vertrieben wird¹⁾. Hier wird die Kolbenantriebs-

¹⁾ Mehrhardt, Registrierapparat für die von einer Pumpe geförderten Wassermengen und Turenzahlen. Journal f. Gasbeleuchtung und Wasserversorgung, 1908. Verl. R. Oldenbourg, München.

pumpe selbst zur Wassermessung benutzt unter Zugrundelegung ihrer theoretischen Leistung. Durch einen Exzenter werden die Umdrehungen der Kolbenpumpe mit Hilfe einer Schneckenübersetzung als fortlaufende Diagrammlinie der Wasserförderung auf eine rotierende Trommel aufgezeichnet. Für Zentrifugalpumpen ist dieser Registrierapparat bei Zentralheizungen nicht zu gebrauchen, weil die Leistung der Zentrifugalpumpe bei gleicher Umdrehungszahl eine Funktion der Druckhöhe ist. Bei Kolbenpumpen dagegen ist durch Hubzahl und Wassertemperatur die Liefermenge eindeutig festgelegt.

d. Dampfmengenmessung.

Die zuverlässige Messung der in jedem Augenblicke durch eine Leitung strömenden Dampfmenge ist bezüglich der rechtzeitigen Anpassung der Dampferzeugung an die jeweilige Dampfnahme von großer Wichtigkeit, vgl. Seite 316 oben. Besonders bei Heizungsanlagen wechselt ja der Wärmebedarf je nach den Witterungsverhältnissen in außerordentlich hohem Maße. Trotzdem ist bisher auf die Verwendung von Dampfmessern wenig Wert gelegt worden. Nachdem diese Apparate aber in den letzten Jahren zu praktisch brauchbaren Meßgeräten vervollkommen worden sind, ist ihre Einführung in verzweigten Betrieben zur weiteren rationellen Dampferzeugung sicher.

Die Dampfmeßapparate können in Schwimmerdampfmesser und Strömungsdampfmesser eingeteilt werden. Eine Zusammenstellung der heute gebräuchlichen Konstruktionen hat Bendemann¹⁾ in einer verdienstvollen Arbeit gegeben.

Zu der erstgenannten Art gehört der Dampfmesser der Farbenfabriken Bayer & Co. in Elberfeld (Fig. 170). Der Dampf strömt von *e* aus in das Gehäuse *a* und dann von oben her durch den konischen Hals *b* über den Teller *c*, der

¹⁾ Bendemann, Über den Ausfluß des Wasserdampfes und über Dampfmengenmessung. Forschungsarbeiten, Heft 37, Verlag Springer, Berlin, 1907.

Ders., Dampfmesser. Zeitschr. d. Ver. D. Ing., 1909, Nr. 1 u. 4.

durch ein Gewicht d beschwert ist, nach dem Austrittstutzen. Der Teller c bleibt bei seiner Auf- und Abwärtsbewegung in derjenigen Ruhelage schweben, für die Gleichgewicht zwischen dem Strömungsdrucke des Dampfes und der Gewichtsbelastung herrscht. Für diesen Zustand bleibt für den Durchgang des stündlichen Dampfgewichtes G kg der Ringquerschnitt F qm frei. Es hat sich gezeigt, daß für jede Stellung des Tellers die Dampfmenge proportional dem freien Querschnitt F ist. Dieser kann wiederum leicht so geformt werden, daß die durchströmende Dampfmenge eine lineare Funktion des Hubes ist. Ist v die Dampfgeschwindigkeit und γ das spezifische Gewicht des Dampfes, so besteht also die Beziehung:

$$G = F v \gamma \text{ kg/Std. (110)}$$

Da nun nach demselben Gesetze wie bei den Gasen und Flüssigkeiten die Geschwindigkeit sich proportional der Quadratwurzel aus der Druckänderung ergibt, so gehört zu jedem Werte $\sqrt{p_e - p_a}$ eine bestimmte Tellerstellung, die mittels einer Feder auf die rotierende Trommel f als Zeitkurve aufgezeichnet wird. Außerdem wird durch das Federmanometer g auf denselben rotierenden Papierstreifen der Dampfdruck aufgezeichnet. Beide Kurven müssen planimetriert werden, so daß sich aus der ersteren der Querschnitt F , aus der letzteren das spezifische Gewicht γ unter der Voraussetzung trocken gesättigten Dampfes ermittelt. Für ein bestimmtes γ ist aber aus dem schon oben beschriebenen Zusammenhang v konstant. Also kann nach Gl. (110) das Dampfgewicht G berechnet werden. Diese Berechnung findet nach den täglichen Mittelwerten der aufgenommenen Diagramme statt. Bemerkenswert ist übrigens das von Bendemann gefundene Resultat, daß auch bei nassem Dampfe der Wärmewert der durchströmenden Gesamtmenge (Dampf + Wasser) nahezu der gleiche ist, wie wenn nur trocken gesättigter Dampf den Ausschlag bedingt hätte. Dieser Satz, der besonders für Heizungsanlagen wichtig ist, gilt für alle auf dem Ausflußverfahren beruhenden Dampfmesser.

Das zeitraubende Planimetrieren wird durch eine sinnreiche kinematische Konstruktion von dem Dampfmesser-Gehre der Gehre-Dampfmesser-Gesellschaft in Berlin automatisch besorgt. Dieser Meßapparat, der in Fig. 171 dargestellt ist, gehört zu den Strömungsdampfmeßern. In die Dampfrohrleitung ist eine Drosselscheibe eingebaut, bei deren Durchströmen ein Spannungsabfall auftritt, der durch zwei dünne

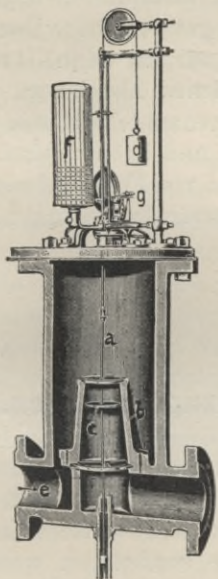


Fig. 170.
Registrierender Dampfmesser
von Bayer & Co.

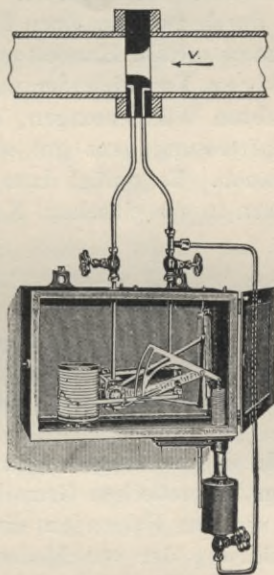


Fig. 171.
Registrierender Dampfmesser
von Gehre.

Leitungen auf eine geeignete Meßvorrichtung übertragen wird. Mit diesen Apparaten soll eine Meßgenauigkeit von $\pm 5\%$ gewährleistet sein.

Andere einfache Dampfmesser, die ebenfalls auf dem Strömungsprinzip beruhen, sind die von Hallwachs & Co., Malstadt-St. Johann a. d. Saar, und von Eckardt in Cannstadt. Der letztere Apparat beruht auf der Messung des Spannungsabfalles, der nach Stodola im Anfange von konisch erweiterten Dampfdußen eintritt.

Eine zweite Methode der Messung von gelieferten Dampf- bzw. Wärmemengen besteht in der Registrierung des aus den betreffenden Kondensleitungen abfließenden Niederschlagswassers. Diese Methode kann aber unter Umständen zu großen Ungenauigkeiten führen, da sie voraussetzt, daß der Dampf am Anfange der Dampfleitung trocken gesättigt ist. Für die Kontrolle eines solchen Zustandes fehlen jedoch noch die entsprechenden Meßapparate. Annähernd wird die Bedingung aber durch zweckmäßigen Einbau eines gut wirkenden Dampftrockners erfüllt. Handelt es sich daher nur um verhältnismäßigen Vergleich der von verschiedenen Abnehmern verbrauchten Wärmemengen, so ist die genannte Methode der Dampfmesung ganz gut anzuwenden und auch vielfach in Gebrauch. Es genügt dann der Einbau von Flügelradwassermessern in die einzelnen Kondenswasserrücklaufleitungen.

Kapitel XI.

Ausführung der Zentralheizungsanlagen.

In den voraufgehenden Kapiteln haben wir die gemeinsamen theoretischen Grundlagen der Heizung behandelt, so daß nun im Folgenden die praktische und wirtschaftliche Ausführung der verschiedenen Systeme beschrieben werden kann. Wir übergehen dabei alle veralteten Konstruktionen, wie z. B. die Mitteldruckwasserheizung, die Perkins-Heißwasserheizung sowie die im übrigen sehr interessanten Stadien in der Entwicklung der Niederdruckdampfheizung, um dagegen ein möglichst treffendes Bild von dem gegenwärtigen Stande der Heiztechnik und ihrer neuzeitlichen Systeme zu geben.

31. Die Luftheizung.

In ihrer prinzipiellen Durchführung und konstruktiven Anordnung stellt die Luftheizung weiter nichts als eine mit höherer Lufttemperatur betriebene Lüftungsanlage dar. Des-

halb gilt alles das, was im ersten Teil über die Ventilationsanlagen ausführlich dargelegt wurde, auch für die Luftheizungen. Insbesondere können die Abbildungen 18 und 33 auch für die Luftheizung in ungeänderter Weise als Schemata dienen.

Auch können wir ebenso wie bei den Ventilationsanlagen Luftheizungen mit natürlichem Auftrieb und solche mit Ventilatorbetrieb unterscheiden. Je nach der Art der Lufterwärmung — ob mittels direkt gefeuerter Öfen, mittels Warmwasser- oder Dampfheizungskörper — ergibt sich ferner die Einteilung in Feuerluftheizung, Wasserluftheizung und Dampfluftheizung.

Eine Erweiterung der Ausführung gegenüber den Lüftungsanlagen besteht endlich darin, daß die Abluft sowohl direkt ins Freie geleitet als auch durch Umschaltung mit Hilfe eines besonders angelegten Kanales wieder zur Heizstelle zurückgeführt werden kann. Dieser Umluftkanal ist bereits seit Meißner¹⁾ bekannt. Die so ausgeführten Heizungen führen den Namen Zirkulationsluftheizungen, weil ständig die gleiche, in den Räumen abgekühlte Luft im Kreislauf von neuem zur Erwärmung gelangt. Zum Unterschiede heißen diejenigen Anlagen, bei denen die verbrauchte Luft abgeführt und dauernd durch frisch geheizte ersetzt wird, Ventilationsluftheizungen. Es ist ohne weiteres einleuchtend, daß vom hygienischen Standpunkte der dauernde Betrieb mit einer Zirkulationsluftheizung für benutzte Räume unzulässig ist, da die bereits verdorbene Luft den Räumen wiederholt zugeführt wird. Deshalb kann diese Anordnung auch lediglich als Hilfsheizung in Frage kommen, als solche aber allerdings zu wesentlichen Kohlenersparnissen führen. Denn da die Zirkulationsluft bereits auf Raumtemperatur vorgewärmt dem Heizapparate zuströmt, ist die zu ihrer Erwärmung nötige Wärmemenge wegen der geringeren Temperaturdifferenz erheblich kleiner, als wenn Frischluft auf die gleiche Temperaturstufe geheizt werden müßte. Man wird deshalb zweckmäßig die Umluftheizung zur Schaffung des

¹⁾ Vergl. Seite 10 und 11.

beim Anheizen vor Benutzung der Räume erforderlichen größeren Wärmebedarfes verwenden, um den Heizapparat nicht unnötig forcieren zu müssen. Beim Erscheinen der den Raum benutzenden Menschen wird alsdann die Umluft abgestellt und die Anlage als Ventilationsluftheizung weiter betrieben. In Kirchen und Sälen, die nach der Betriebsunterbrechung eine längere Anheizdauer beanspruchen, kann auf diese Weise ein sehr ökonomischer Betrieb erzielt werden.

Nach dem Gesagten ergibt sich also folgende Einteilung:

m. nat. Auftrieb	$\left\{ \begin{array}{l} \text{Feuerluftheizung} \\ \text{Wasserluftheizung} \\ \text{Dampfluftheizung} \end{array} \right\}$	m. Zirkulation
» Ventilatorbetrieb		» Ventilation

Innerhalb dieser drei Gruppen ist jede Kombination möglich. Welche Zusammenstellung im gegebenen Sonderfall anzuwenden ist, ergibt sich teils aus der zur Verfügung stehenden Wärmequelle, teils aus den Forderungen, die zu erfüllen sind. Dies wird aus der folgenden Besprechung noch klar werden.

a. Feuer- oder Kaloriferluftheizung.

Die Feuerluftheizung hat heute nicht mehr entfernt die Bedeutung, die ihr um die Mitte des 19. Jahrhunderts zukam. Durch den Umstand, daß ihre Ausführung damals fast nur auf empirischer Grundlage und vielfach rein handwerksmäßig erfolgte, entstanden ebenso viele verfehlte Anlagen, die dieses Heizsystem in argen Mißkredit gebracht haben, so daß es heute in Deutschland fast gänzlich durch die Warmwasser- und Niederdruckdampfheizungen verdrängt ist. Dennoch kann die Luftheizung in manchen Fällen, z. B. in abgelegenen Dorfgegenden für Wohnhäuser, kleinere Kirchen u. dgl. Gebäude auch heute noch eine sehr zweckmäßige Heizung darstellen, wenn sie von sachkundigen Ingenieuren ausgeführt wird. Ihr Betrieb ist dann verhältnismäßig leicht zu handhaben, und im Notfalle kann eine Reparatur, wenn eine solche überhaupt nötig wird, von jedem Handwerker ausgeführt werden.

Die Wärme wird in einem im Keller aufzustellenden Ofen, dem sog. **Kalorifer** erzeugt, dessen Züge von den Heizgasen durchstrichen und von der zugeführten Luft umspült werden. Früher wurde der Kalorifer vielfach gemauert, heute besteht meistens nur der Anfang der Züge, um das Glühendwerden zu vermeiden, aus Schamotte, der eigentliche Ofen aber aus Gußeisen. Die Züge werden aus einzelnen Elementen zusammengesetzt und hintereinander oder parallel geschaltet.

Die Oberfläche der Wandungen kann gerippt oder besser glatt sein. Jedenfalls muß die Konstruktion eine leichte Reinigungsfähigkeit zulassen, damit etwa abgelagerter Staub leicht entfernt werden kann. Horizontale Heizflächen sollen deshalb möglichst vermieden werden. Damit nicht doch an einzelnen Stellen, besonders an Ecken, ein Glühen der Wandungen eintreten kann, soll für möglichst gleichmäßige Luftströmung, d. h. Kühlung der Oberflächen, gesorgt werden. Große Luftgeschwindigkeiten am Heizapparate sind aus diesem Grunde und auch wegen besserer Wärmeausnutzung der Heizfläche angezeigt. Durch die hohe Erwärmung seitens der Heizgase ist meistens eine beträchtliche Ausdehnung der Kaloriferwandungen bedingt. Deshalb ist den Dichtungen besondere Sorgfalt zuzuwenden, um bei vorkommenden ungünstigen Zugverhältnissen ein Übertreten der Rauchgase in die Warmluftkanäle mit Sicherheit zu vermeiden. Wegen dauernd guter Wärmeübertragung muß auf eine leichte Reinigungsmöglichkeit des Kaloriferinnern besonders Bedacht genommen werden. Diese Reinigung soll von außerhalb der Heizkammer erfolgen können, damit Ruß und Flugasche nicht etwa in die Atemluft überzugehen vermögen. Als Brennmaterial ist am meisten Koks oder eine wenig backende Steinkohle zu empfehlen. Braunkohle muß wie üblich auf Schrägrosten verfeuert werden. In allen Fällen ist die Anwendung eines Füllschachtes zur Aufspeicherung eines genügend großen Brennmaterialvorrates ratsam. Alsdann ist der Ofen zum Dauerbetriebe geeignet, und das Feuer kann schwach über Nacht gehalten werden, wenn für die Luftzufuhr nur ein Spalt offen gelassen wird.

Die Abbildung 172 gibt den Längsschnitt durch einen Zentralschachtofen vom Eisenwerk Kaiserslautern, der aus mehreren nebeneinander liegenden schmalen Rippenelementen der gezeichneten Form besteht. Von der über dem Schamottehals gelagerten Verteilungskammer aus durchziehen die Rauchgase gleichzeitig alle Elemente und

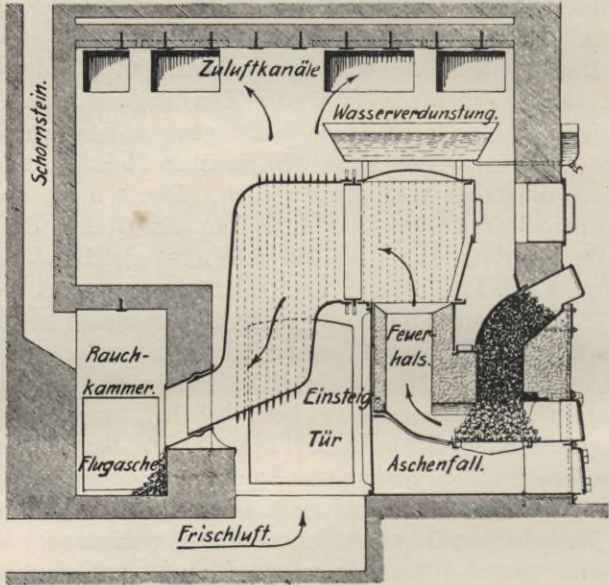


Fig. 172.

Zentralschachtofen vom Eisenwerk Kaiserslautern.

werden sodann in der hinteren Fuchskammer gesammelt, um gemeinsam durch den anschließenden Schornstein abzugehen. Die Frischluft tritt von links her durch den unteren Kanal in die Heizkammer ein und umspült die einzelnen Elemente von unten nach oben längs der Rippen, um an der Decke der Heizkammer durch die vier Luftmündungen in die nach den Räumen führenden Zuluftkanäle einzutreten. Über dem Kalorifer ist ein Wasserbehälter zur Luftbefeuchtung gelagert, der von außen mittels Schwimmkugelhahnes kontinuierlich

gespeist wird. Die Heizkammer kann zwecks Reinigung durch die in der hinteren Seitenwand gezeichnete Türe betreten werden. Die innere Reinigung der Elemente findet durch eine über dem Füllschacht in der Stirnwand vorgesehene Türe statt.

Der Luftheizofen der Firma Kelling in Berlin ist in Fig. 173 im Längsschnitt und Grundriß dargestellt. Die Verbrennungsgase durchströmen vom Rost aus zunächst vertikal den Schamottehals und treten von oben her in die Koloriferelemente über, die nacheinander von oben nach unten durchströmt werden. In der Abbildung sind zwei Vertikalreihen rohrförmiger Elemente mit glatter Oberfläche gezeichnet, die unten durch einen gemeinsamen Stutzen mit dem Schornsteine verbunden sind. Über den Elementen ist wieder eine Verdunstungsschale angeordnet, die von außen durch ein Schwimmkugelgefäß gespeist wird. Der mit Schrägrost und Füllhals versehene Luftheizofen ist für Braunkohlen-, Steinkohlen- und Koksfeuerung eingerichtet und mit Sekundärluftzuführung zur Rauchverzeherung ausgestattet.

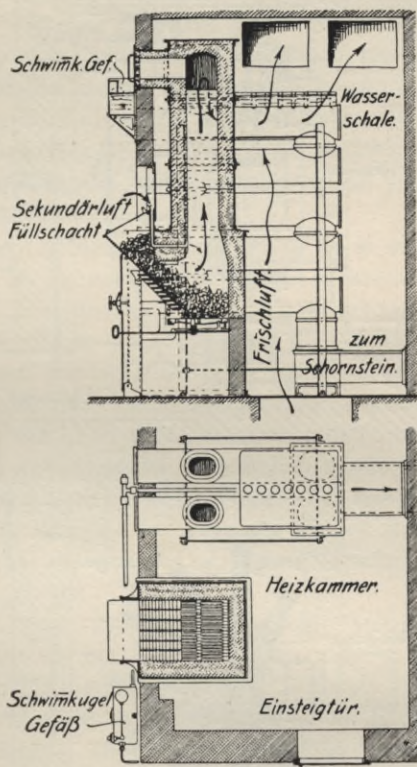


Fig. 173.

Kalorifer von Emil Kelling.

Ein sehr zweckmäßig konstruierter Luftheizofen ist ferner der von Kori in Berlin, Fig. 174, der eine äußerst komp-

diöse Form aufweist. Das Brennmaterial gelangt aus dem Füllschacht auf einen mit Schamottefütterung rings umgebenen Planrost. Die Heizgase ziehen in dem Zentralkörper nach

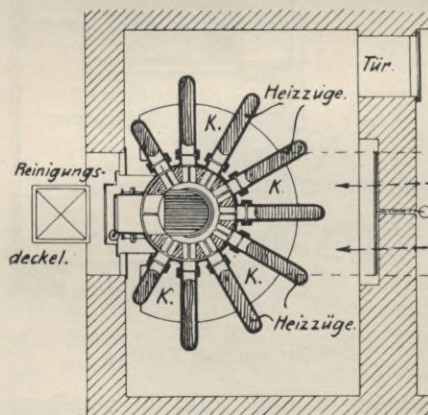
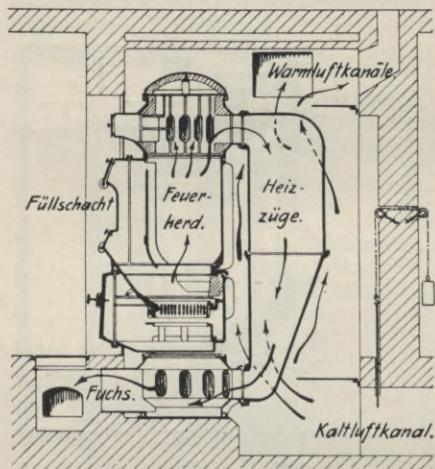


Fig. 174.
Kalorifer von Kori.

oben und treten hier in die einzelnen strahlenförmig angeschlossenen Elemente. Aus letzteren werden die Rauchgase unten in einer gemeinsamen Fuchskammer gesammelt, um schließlich in den Schornstein zu entweichen. Der obere Verteilungsdeckel ist zur Verhinderung des Glühendwerdens mit Formsteinen ausgesetzt. Die Frischluft tritt von unten rechts her in die Heizkammer ein, wird durch Bleche zur innigen Berührung der Kaloriferwände gezwungen und strömt an letzteren im Gegenstrom nach oben zu den Warmluftkanälen. —

Die Heizkammer soll innen möglichst glatt ausgeführt sein. Die Mauerfugen müssen mit Zement flach ausgestrichen werden. Die

Heizkammerwände werden vor Wärme-

abgabe durch Luftschichten geschützt, ebenso die Decke. Von letzterer zweigen die Warmluftkanäle ab, die bei reiner

Auftriebswirkung ohne starke Krümmungen möglichst nicht mehr als 10—12 Meter weit in horizontaler Richtung mit wenig Steigung geführt werden, um mit einer Abrundung in die vertikalen Kanäle überzugehen.

Von hier ab gleicht dann die Luftheizung vollkommen einer Ventilationsanlage. Ebenso wie bei letzterer erfolgt auch bei der Luftheizung die Einströmung der Zuluft unter der Zimmerdecke. Vor der Benutzung der Räume ist es unter Umständen zweckmäßiger, die Luft dicht über Fußboden einströmen zu lassen. Die Zuluftkanäle werden für diesen Zweck mit zwei Mündungen versehen, die beide Regulierorgane zur Einstellung der Luftmenge erhalten.

In Frankreich ist die Luftheizung auch heute noch ein beliebtes Heizsystem und ist dementsprechend mehr verbreitet als in Deutschland. Die Zuluftkanäle führen die Franzosen mit innen glasierten Tonröhren aus, während die Abluftkanäle meistens fortgelassen werden. Die ziemlich hoch erwärmte Zuluft muß sich also nach erfolgter Abkühlung ihren Weg durch Spalten und Ritzen in den Fenstern und Türen nach außen suchen, wozu sie infolge des ihrer hohen Eintrittstemperatur entsprechenden Auftriebes befähigt ist. Wir haben somit einen Überdruck im Raume, der aber auf Kosten der hygienischen Nachteile geht, die aus der zu hohen Vorwärmtemperatur der Luft entspringen.

In Deutschland legt man der Berechnung eine Zulufttemperatur von höchstens 40 bis 50° zugrunde. Soll bei dieser Temperatur ebenfalls Überdruck in den Räumen erzielt werden, so müssen einerseits die Umfassungswände nach Möglichkeit dicht hergestellt, andererseits aber die Heizkammer möglichst tief angelegt werden, um die gleiche wirksame Druckhöhe zu erzielen, wie bei hoher Zulufttemperatur. Bedingung ist dann ferner, daß die Widerstände im Frischluftsaugekanal gering gehalten werden. Diese Ausführung ist als besonders wichtig von Rietschel¹⁾ für Kirchen in Vor-

¹⁾ Rietschel: Über Beheizung von Kirchen, insbesondere über die Beheizung des Ulmer Münsters. Gesundheits-Ingenieur 1899 Nr. 17—18.

schlag gebracht worden. In Kirchen besteht, infolge ihrer bedeutenden Höhe und Undichtigkeit der Decke, im unteren Teil ein erheblicher Unterdruck, der nur dadurch aufgehoben werden kann, daß der Außenluft möglichst ungehinderter Zutritt in den unteren Kirchenraum, also dicht über Fußboden, gewährt wird. Zu diesem Zwecke muß, damit Zugscheinungen vermieden werden, die Zuluft vorgewärmt werden. Es ergibt sich somit die Forderung einer möglichst tief liegenden Heizkammer mit geringen Widerständen, also großen Luftmündungen.

Unterstützt kann die Überdruckwirkung naturgemäß mit Hilfe eines Ventilators werden, der die Luft in den Raum einpreßt. Feuerluftheizungen mit Ventilatorbetrieb sind in Frankreich bereits im Jahre 1886 von d'Anthonay eingeführt worden, der in Paris die größten Gebäude, u. a. auch die großen Säle des Louvre, mit mehr als 200000 cbm Inhalt, durch diese »Aero-Kalorifers« geheizt hat.¹⁾ Durch Anwendung des Ventilatorbetriebes kann natürlich die Luft auf beliebig weite Strecken in Kanälen geführt werden.

Der Berechnung der gewöhnlichen Feuerluftöfen kann eine Wärmeabgabe zugrunde gelegt werden:

bei gerippter Heizfläche $K = 1200$ bis 1800 WE/Std/qm

» glatter » $K = 1500$ » 2000 » » » .

Bei genügend starker Luftbewegung längs der Heizfläche können die vorstehenden Werte auf das Doppelte und mehr erhöht werden. Die Größe des Heizofens muß alsdann so bemessen sein, daß er zu liefern vermag: 1. die Wärmemenge W_1 zur Erwärmung der maximalen Luftmenge von -20° auf die angenommene oder berechnete Einströmungstemperatur der Luft, 2. die Wärmeabgabe W_2 für die Verdampfung des zur Luftbefeuchtung erforderlichen Wasserquantums und 3. die Wärmemenge W_3 zur Deckung der Wärmeverluste des Kalorifers und der Leitungen nach außen, wofür 10% Zu-

¹⁾ Debesson: Le Chauffage des Habitations. Dunot et Pinat Editeurs, Paris 1908.

schlag reichlich gerechnet sind. Demnach beträgt die Kaloriferheizfläche:

$$F = \frac{W_1 + W_2 + W_3}{K} \text{ qm} \dots \dots (111)$$

Als obere Grenze gelten praktisch etwa 50 qm für einen Apparat. Bei größerem Heizflächenbedarfe sind entsprechend mehrere Öfen aufzustellen. Die Berechnung des Kanalnetzes erfolgt sodann genau in derselben Weise, wie bei den Ventilationsanlagen bereits auseinandergesetzt wurde.

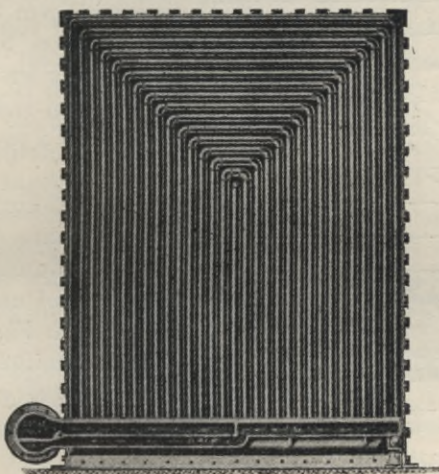


Fig. 175.

Heizröhren nach dem Sturtevant-System.

b. Dampf- und Wasserluftheizung.

Statt durch direkt gefeuerte Öfen kann die Erwärmung der Luft an Dampf- oder Warmwasserheizkörpern stattfinden. Als solche werden in der üblichen Ausführung angewendet:

1. Glatte Heizröhren von etwa $\frac{3}{4}$ bis $1\frac{1}{2}$ " , in denen das Heizmedium zirkuliert, und die von der Luft umspült werden, nach Fig. 85. Diese Dampfheizkörper werden hauptsächlich von den Amerikanern nach dem Sturtevant-System angewendet. Fig. 175 zeigt die Anordnung: Der Dampf strömt in

den Dampfsammler und verteilt sich von unten her an die Heizröhren, durchströmt die linke Hälfte derselben von unten nach oben, kommt aus der rechten Hälfte von oben her zurück und fließt als Kondenswasser aus dem unteren Teile des Sammlers wieder ab. Je nach der Höhe der gewünschten Lufterwärmung werden zwei und mehr Rohrreihen hintereinander montiert. Das ganze Röhrensystem wird nach Art der Fig. 75 und 85 in einem Blechkasten untergebracht. Von Rietschel¹⁾ ist die Wärmeabgabe von Röhren bis etwa 33 mm

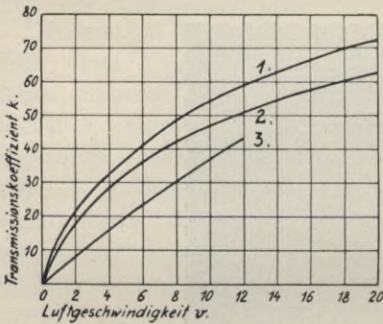


Fig. 176.

Wärmeabgabe von Heizkörpern
bei erhöhter Luftgeschwindigkeit.

äußerem Durchmesser mit gegenseitigem Zwischenräume von 5 mm bei Dampf untersucht worden, wobei sich die Kurven 1 bis 2 der Fig. 176 ergeben;

2. Röhrenluftkessel, deren Rohre längs von der Luft durchzogen und vom Dampf umspült werden, nach Fig. 18. Für diese ermittelte Rietschel¹⁾ bei einem lichten Durchmesser von 96 mm die Wärmeabgabe nach Kurve 3 Fig. 176. Genau die gleiche Kurve fand Josse an einem Rohre von 23 mm innerem Durchmesser²⁾ bei Atmosphärendruck und bis zu 10 m Geschwindigkeit der Luft.

3. Radiatoren, die nach Art der Fig. 78 schräg gegeneinander gestellt sind. Für diese Zusammenstellung hat Hüttig³⁾ bei Warmwasser Koeffizienten gefunden, die bis

¹⁾ Rietschel: Leitfaden z. Berechn. u. Entw. v. Lüftungs- u. Heizungsanlagen, 2. Teil. Verl. Springer, Berlin 1902.

²⁾ Josse: Versuche über Oberflächenkondensationen. Zeitschr. d. Ver. Deutsch. Ing. 1909, Nr. 9, Fig. 16.

³⁾ Hüttig: Versuche über Wärmeabgabe von Warmwasserheizkörpern bei Luftzuführung mittels Ventilators. Gesundh.-Ing. 1908 Nr. 1 und 39.

zu 2,5 m Luftgeschwindigkeit zwischen den Kurven 1 und 2 in Fig. 176 liegen.

Zu diesen drei Anordnungen ist zu bemerken, daß die Wärmeabgabe durch gute Wirbelung der Luft noch erheblich vermehrt werden kann, weil dadurch eine innigere Berührung der Luftmoleküle mit den Heizflächen erzielt wird. Ferner ist zu beachten, daß wohl mit der Zunahme der Luftgeschwindigkeit die Wärmeabgabe wächst, daß aber andererseits mit dem Quadrat der Luftgeschwindigkeit der Widerstand zunimmt. Von einer gewissen Geschwindigkeit ab würde also die Betriebsarbeit des Ventilators unverhältnismäßig stark anwachsen. Somit wird sich eine bestimmte Luftgeschwindigkeit finden lassen, bei der die Wirtschaftlichkeit der Anlage ein Optimum wird, d. h. bei der die laufenden Betriebskosten noch nicht so hohe werden, daß sie die Amortisation und die Verzinsung des Anlagekapitales in Frage stellen. Leider fehlen noch jegliche Versuche über den Kraftbedarf für die genannten drei Heizflächenanordnungen. Man ist also vorläufig auf Schätzungen angewiesen und wird die Luftgeschwindigkeit im Mittel nicht höher als etwa 6 bis höchstens 10 m/sek. treiben.

Die Anwendung einer hohen Luftgeschwindigkeit an der Heizfläche hat neben der Billigkeit der Anlage noch einen hygienischen Vorteil: je schneller die Luft an der heißen Oberfläche vorbeigeführt wird, desto mehr Wärme wird der letzteren pro Flächeneinheit entzogen, desto stärker wird die Oberfläche gekühlt, desto niedriger wird also die Oberflächentemperatur ausfallen. Diese sollte, um die Anforderungen der Hygiene (vgl. S. 24) streng zu erfüllen, nicht über 70 bis 80° C betragen. Ob eine solche Oberflächentemperatur auch bei Dampfheizkörpern, deren Dampftemperatur über 100° liegt, zu erreichen ist, das müssen genauere Versuche erst noch lehren. Rippenheizkörper sind jedenfalls bei Dampfheizung auszuschließen, da sie verstauben und schwer wieder zu reinigen sind.

Die Dampfpluftheizung ist in Nordamerika in hervorragender Weise vervollkommenet und in weitgehendem Maße automatisch regelbar gestaltet worden, letzteres sowohl in

bezug auf die Erwärmung als auch in bezug auf die Befeuchtung der zuzuführenden Luft (vgl. hierüber I. Teil, S. 147 u. f.).

Ein Hauptnachteil der Luftheizung, wie sie meistens bei uns noch ausgeführt wird, ist der, daß bei bestimmter Zulufttemperatur die zuzuführende Luftmenge eine Funktion des Wärmebedarfes ist. Da letzterer in weitesten Grenzen

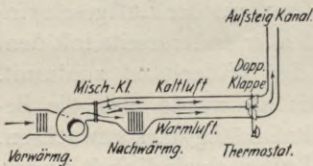


Fig. 177.

Automatische Klappenstellung.

schwankt, so führt eine Regelung der Zuluftklappen für die verschiedenen Räume oft zu Unzuträglichkeiten, weil durch die Änderung einer Klappenstellung auch die Luftförderung für die übrigen Räume geändert wird. Eine Regelung der Wärmezufuhr durch Veränderung der Zuluft-

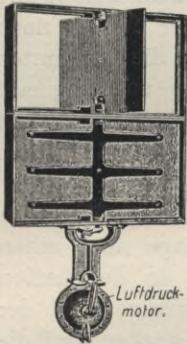


Fig. 178.

Doppel-Umstellklappe
mit Johnson-
Membranventil.

temperatur ist noch unbequemer, weil dann jeder Zimmerkanal seine besondere Erwärmung haben müßte. Die Amerikaner sind allen diesen Schwierigkeiten dadurch aus dem Wege gegangen, daß sie nach dem Schema der Fig. 177 jeden nach oben führenden Luftkanal doppelt ausführen, und zwar einmal als Wärmeluftkanal, das andere Mal als Kaltluftkanal. Ersterer ist durch die Heizkammer hindurch, letzterer an ihr vorüber geführt. Beide gehen neben oder übereinander getrennt bis zum Fuße des senkrecht nach dem betreffenden Raume führenden Kanales. An der Vereinigungsstelle ist eine

Doppelklappe (Fig. 178) eingebaut, die durch einen automatischen Temperaturregler betätigt wird. Der Aufnahmekörper des letzteren sitzt in dem betreffenden Raume und öffnet oder schließt je nach der Innentemperatur selbsttätig eine Druckluftleitung, die zu dem Druckluftmotor (Fig. 178) führt. Beim Schließen der Druckluftleitung wirkt die Druckluft auf eine im Motorgehäuse angeordnete Membran, die niedergedrückt wird und ihre Bewegung auf den Klappenhebel überträgt.

Die Doppelklappe wird also um 90° gedreht. War ihre Stellung vor der Drehung so, daß der Warmluftkanal geöffnet war, so ist nach der Betätigung durch die Membran der Warmluftkanal geschlossen, der Kaltluftkanal dagegen geöffnet. Durch abwechselndes Öffnen und Schließen der Warm- und Kaltluftkanäle wird also der eingestellte Temperaturzustand in den Räumen aufrecht erhalten. Haben beide Kanäle denselben Querschnitt, so wird also durch die Änderung der Klappenstellung der Gesamtkanalwiderstand ungeändert bleiben, also auch die dem Raume zugeführte Luftmenge stets die gleiche sein. Die Lüftung ist also vollständig unabhängig von der Heizung geworden, und durch Stellung einer Klappe werden die übrigen Luftförderungen nicht beeinflußt. Ein Nachteil ist jedoch damit verbunden, nämlich der, daß die Temperatur der in den Raum einströmenden Luft beim jedesmaligen Umstellen der Klappe sich plötzlich stark ändert. Dieser Umstand, der bei den in dieser Beziehung nicht empfindlichen Amerikanern in keiner Weise zu Störungen des Wohlbefindens führt, kann bei uns gegebenenfalles zu lebhaften Klagen über Zugerscheinungen führen.

c. Kritik und Anwendung der Luftheizung.

Die einfache Feuerluftheizung mit natürlichem Auftrieb ist außerordentlich von Windeinflüssen abhängig, und zwar in doppelter Weise. Erstens übt der Wind seine Wirkung auf die Luftentnahme aus, und es sind aus diesem Grunde möglichst zwei Luftentnahmestellen auf entgegengesetzten Seiten des Hauses anzuordnen. An der Vereinigungsstelle der beiden Frischluftkanäle sitzt dann unter der Heizkammer eine Umschaltklappe, die je nach der Windrichtung entsprechend eingestellt werden muß. Zweitens wirkt stärkerer Windanfall auf die Räume selbst in der Weise ein, daß die der Windrichtung zugekehrten Räume im Innern Überdruck, die abgekehrten Unterdruck erhalten, vgl. Seite 67 und 68. Der Überdruck in den ersteren kann unter Umständen so hoch anwachsen, daß die weitere Einströmung der Warmluft aus der Heizung in Frage gestellt ist, so daß die betreffenden Zimmer

kalt bleiben. Ja, es kann leicht zu einer umgekehrten Luftbewegung in der ganzen Heizung kommen. Daraus folgt, daß in Landhäusern, die auf Anhöhen liegen, oder die auch sonst erheblichem Luftanfall ausgesetzt sind, besser keine Luftheizung einzurichten ist, es sei denn, daß die Außenwände besonders dicht hergestellt und mit Doppelfenstern ausgestattet werden. Gegen die Einwirkung des Windes auf die Luftentnahmemündung kann man sich vorübergehend durch die Inbetriebnahme der Umluftheizung schützen.

Unabhängig von den äußeren Windeinflüssen wird aber die Luftheizung erst durch Anwendung eines Ventilators. Die Luftheizung kann dann zu einem sehr angenehmen Heizbetriebe führen, wenn alle benutzten Räumlichkeiten demselben Abnehmer gehören. Nehmen jedoch verschiedene Parteien an der Heizung teil, so führt dieser Umstand sicher zu allerhand Unzuträglichkeiten bezüglich der Regulierung, sofern letztere nicht automatisch ausgeführt ist. Daß dieses ausschlaggebend ist, beweist am besten die Tatsache, daß in Amerika die größten Häuser mit Räumen ganz verschiedener Benutzung, wie z. B. Hotels, unbedenklich mit automatisch regulierten Luftheizungen ausgestattet werden.

In ausgiebigster Weise wird die Luftheizung in Amerika ferner für Werkstätten mit Ventilatorbetrieb ohne Abluftkanäle angewendet. Die Erwärmung der Luft geschieht dann am besten mittels Dampfes, der als Abdampf von den zum Ventilatorbetriebe dienenden Dampfmaschinen fast kostenlos zur Verfügung steht.

Das hauptsächlichste Anwendungsgebiet für die Luftheizung sind einzelne Räume mit großem Luftinhalt, wie Versammlungssäle, kleinere Kirchen usf. Für diese ist durch die Umluftheizung vor ihrer Benutzung der große Vorteil des raschen Anheizens infolge starker Durcheinanderbewegung der Luftschichten zu erzielen. In Versammlungssälen hat dann die Luftheizung den großen Vorteil, daß sie nach erfolgter Besetzung des Saales als Ventilationsanlage betrieben werden kann; denn jetzt müssen die durch die Anwesenden und durch die Beleuchtung erzeugte Wärmemenge und der

Wasserdampf abgeführt werden, so daß die Eintrittstemperatur der Zuluft herabgesetzt werden kann.

In der Anlage ist die Luftheizung das billigste Zentralheizsystem, während der Betrieb bei ausgiebigem Luftwechsel recht kostspielig werden kann.

32. Die Warmwasserheizung.

Die Warmwasserheizung wird je nach der Außentemperatur mit Wassertemperaturen von etwa 30—90° C betrieben. Das ganze System ist mit Wasser gefüllt, dessen Wasserspiegel am höchsten Punkte der Anlage sich in dem offenen sog. Expansionsgefäße befindet. Bei 100° C wird demnach das Wasser sieden und Dampfbildung eintreten. Bei einer 30 m hohen Anlage würden zwar auf dem im Keller montierten Kessel 3 Atm. Wasserdruck lasten, so daß der Siedepunkt des Wassers erst bei ca. 140° C erreicht wird. Jedoch wird auch hier Dampfbildung bereits bei Überschreitung von 100° C eintreten müssen, weil das überhitzte Wasser in der Rohrleitung emporsteigt, durch die erfolgende Druckentlastung entspannt wird und also verdampft. Solche Dampfbildung ist unter allen Umständen zu vermeiden, weil dadurch starke Wasserschläge in der Rohrleitung entstehen. Deshalb soll das Wasser im Kessel nicht über 90° C geheizt werden.

Bis vor wenigen Jahren wurden noch zwei andere Wasserheizsysteme ausgeführt, die geschlossen waren, und zwar die Perkins- oder Hochdruck-Heißwasserheizung, in der das Wasser bis 180° C und mehr erwärmt wurde, und die Mitteldruckwasserheizung, mit Wassertemperaturen bis etwa 120°. Beide Systeme sind, ihrer Gefährlichkeit und hygienischen Nachteile wegen, heute wohl gänzlich verlassen worden. Im Unterschied zu ihnen heißt die hier näher zu besprechende gewöhnliche Warmwasserheizung auch Niederdruck-Wasserheizung.

Je nachdem die Wasserzirkulation durch die Differenz der spezifischen Gewichte der erwärmten und abgekühlten Wassersäulen entsteht, oder durch besondere Mittel ein schnellerer Umlauf des Wassers erzielt wird, oder endlich das

Wasser durch Pumpen bewegt wird, unterscheidet man die Schwerkraftheizung, die Schnellumlaufheizung und die Pumpenheizung.

a. Schwerkraft-Warmwasserheizung.

a) Allgemeine Ausführung.

Das einfache Prinzip der gewöhnlichen Warmwasserheizung ist durch die Fig. 179 gegeben. Aus dem am tiefsten Punkte

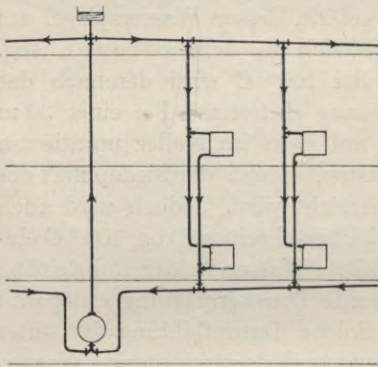


Fig. 179.

Zweirohrsystem mit Verteilung von oben.

der Anlage eingebauten Kessel wird das erwärmte Wasser von dem nachdringenden abgekühlten in die Steigeleitung gehoben, durch die es zum Dachboden geleitet wird. Hier erfolgt die Rohrverteilung, die sog. Verteilung von oben, und die einzelnen Fallstränge führen das Wasser zu den in den Stockwerken stehenden Heizkörpern, wo das Wasser, sich abkühlend,

einen Teil seiner Wärme an den Raum abgibt. Mit verminderter Temperatur fließt das Wasser, schwerer geworden, aus den Heizkörpern in die Fallstränge ab, die sich zu der an der Kellerdecke aufgehängten Haupttrückleitung vereinigen. Diese führt endlich das Wasser um 20—30° abgekühlt zum Kessel zurück, in dem seine erneute Erwärmung erfolgt, und somit eine ununterbrochene Zirkulation im ganzen System unterhalten wird.

Damit aus allen Teilen der Heizung die Luft ungehindert entweichen kann, muß das ganze System Steigung nach einem höchsten Punkte hin haben, von dem aus eine Luftleitung zu dem offenen Ausdehnungsgefäße führt. Würde sich an irgendeiner Stelle der Leitungen oder der Heizkörper ein Luftsack bilden können, der die Zirkulation unterbricht, so kann

die betreffende Leitung oder der Heizkörper nicht an dem gemeinsamen Kreislaufe des Wassers teilnehmen und bleibt kalt. An derartigen Punkten ist dann eine Entlüftung, d. h. ein Hahn, oder besser eine besondere Luftleitung, anzubringen, die mit der gemeinsamen Expansionsleitung verbunden wird. Manchmal ist es aus den baulichen Verhältnissen heraus, z. B. unter Durchfahrten, nicht möglich, die Leitung mit ständiger Steigung zu verlegen; in solchen Fällen muß dann der eben bezeichnete Ausweg beschritten werden.

Das **Ausdehnungsgefäß** muß so groß sein, daß es das bei der Erwärmung sich ausdehnende Wasser aufzunehmen vermag. Zum Schutze gegen das Einfrieren wird das Expansionsgefäß isoliert. Es besitzt ferner als Unterlage eine Tropfschale und wird gewöhnlich mit einem Deckel versehen, von dem aus eine kurze Luftleitung hochgeführt wird. Ferner erhält das Expansionsgefäß einen Überlauf, der mit der Kanalisation verbunden wird, und in $\frac{1}{3}$ der Höhe eine Proberleitung von etwa $\frac{1}{2}$ " Durchmesser, die bis zum Heizstand im Keller zurückgeführt ist, so daß der Heizer durch Öffnen eines Hahnes erkennen kann, ob das System noch genügend gefüllt ist. Andernfalls muß Wasser durch einen am Kessel in die Rückleitung einzubauenden Füllhahn nachgespeist werden. Jedoch ist die beschriebene, vielfach benutzte Anordnung der Signalleitung problematisch, da beim Probieren zuerst das im Rohre stehende Wasser abfließen muß.

Meistens ist die **Verteilung von unten** in der Anlage billiger. Bei ihrer Anordnung gestaltet sich die Wasserführung wie in Fig. 180. Die einzelnen Fallstränge müssen zur Entlüftung je eine vom höchsten Punkt weggeführte Luftleitung erhalten, die sich im Dachgeschosse vereinigen und wieder in das Ausdehnungsgefäß münden. Da die Verteilungsleitung mit 1 bis 2 cm Steigung auf jeden Meter Länge anzulegen ist, so kann die Verteilung von unten bei in horizontaler Richtung sehr ausgedehnten Anlagen nur dann erfolgen, wenn die Keller genügend hoch sind.

Bei der Verteilung von oben hat das Wasser bis zu den letzten Heizkörpern im Erdgeschoß einen sehr langen Weg zurückzulegen und kühlt sich dementsprechend aus. Deshalb

sind die Heizkörper des Erdgeschosses während des Anheizens benachteiligt. Dieser Übelstand wird durch die Verteilung von unten vermieden. Ein Nachteil der unteren Verteilung ist der, daß die Keller etwas mehr erwärmt werden als bei der oberen Verteilung. Da das Wasser bei den besprochenen Anordnungen in besondere Rückleitungen abfließt, die gewöhnlich als Fallstränge neben den aufsteigenden Leitungen in einem

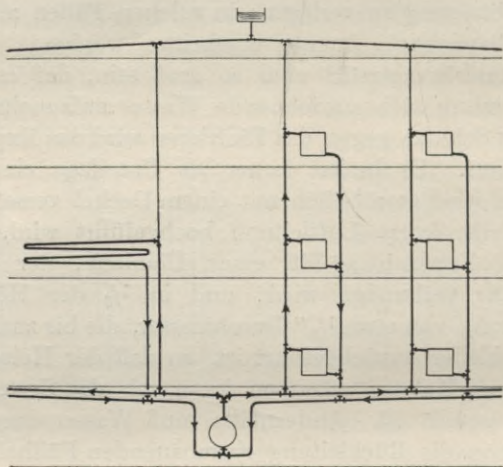


Fig. 180.

Zweirohrsystem mit Verteilung von unten.

Mauerschlitze verlegt werden, so führt ein solches System den Namen Zweirohrsystem.

Fließt dagegen das Wasser wie in Fig. 181 aus den Heizkörpern wieder in denselben Zuleitungsstrang zurück, so haben wir es mit dem Einrohrsystem zu tun. Hier kann naturgemäß nur die Verteilung von oben in Frage kommen. Die Wirkungsweise des Einrohrsystemes beruht wiederum darauf, daß das im Heizkörper befindliche Wasser einer fortwährenden energischen Abkühlung unterworfen ist. Es fließt daher, schwerer geworden, aus dem Heizkörper dauernd ab und wird durch nachfließendes warmes Wasser ersetzt. Das den unteren Heizkörper speisende Wasser muß bei dem Einrohrsystem zum Teil nacheinander die Heizkörper der oberen

Stockwerke durchflossen haben. Damit also die unteren Heizkörper nicht zu kaltes Wasser bekommen können, darf letzteres in den einzelnen Stockwerksheizkörpern nur in bestimmtem Maße abgekühlt werden.

Der Anschluß der Zulaufleitung an die Heizkörper kann an den oberen oder unteren Stutzen der letzteren erfolgen. Bei oberem Anschlusse befindet sich das einströmende, heißeste Wasser an den oberen Teilen der Heizkörper und tritt um ca. 20—30° abgekühlt in den Rücklaufstutzen ein. Beim unteren Anschluß dagegen muß das einströmende warme

Wasser, da es einen größeren Auftrieb hat, die den Heizkörper anfüllenden abgekühlten Wassermassen teils durchbrechen, teils findet dabei gleichzeitig eine Wassermischung statt. Bei unterem Anschluß ist deshalb die Wassertemperatur über die ganze Heizkörperhöhe gleichmäßiger verteilt, und die oberen Flächen, auf denen sich nur Staub ablagern kann, werden nicht so heiß wie bei dem Anschluß der Rohrleitung von oben. Eine Staubversengung (vgl. S. 24 oben)

ist also bei unterem Anschlusse der Heizkörper auch dann nicht zu befürchten, wenn die Eintrittstemperatur 90° beträgt. Damit die Luft oben aus dem Heizkörper entweichen kann, muß letzterer bei unterem Anschluß entweder an eine Luftleitung angeschlossen sein oder an der oberen Verbindung einen Lufthahn besitzen, der bei der Füllung so lange offen gehalten wird, bis Wasser ausfließt, sodann aber geschlossen wird. In England und Amerika ist der untere Anschluß der Heizkörper sehr üblich, während bei uns der obere Anschluß bevorzugt wird.

In Fig. 182 ist ein Schema gezeichnet, daß die verschiedenen besprochenen Ausführungsarten vereinigt. Dabei ist es wichtig, für jeden einzelnen Heizkörper seinen bestimmten »Strom-

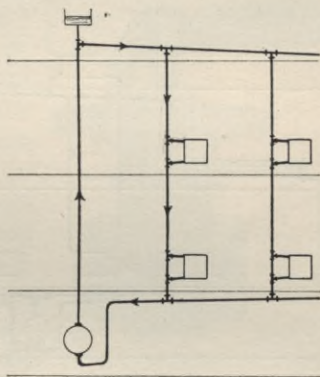


Fig. 181.
Einrohrsystem.

kreis« für die Wasserzirkulation vom Kessel durch die Vorlaufleitung, über den Heizkörper, durch den Rücklauf wieder zum Kessel zurück, verfolgen zu können. In Fig. 182 ist ein solcher Stromkreis durch besonders starke Linien herausgehoben.

Um jeden Heizkörper für sich in Betrieb setzen und ausschalten zu können, wird in jede Zu- oder Rücklaufverbindung ein Absperrventil oder Absperrhahn eingebaut.

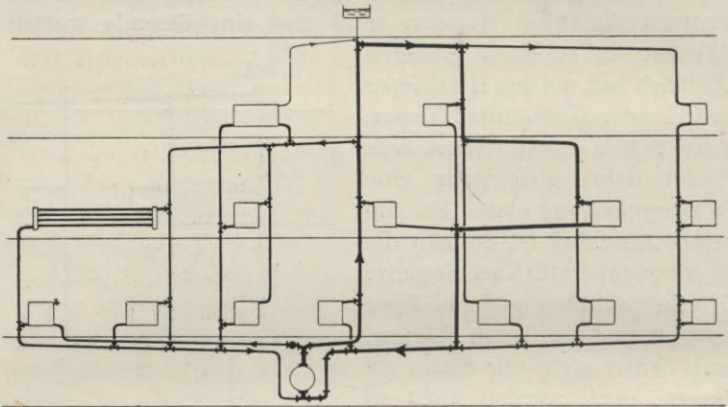


Fig. 182.

Schema einer Warmwasserheizung mit den verschiedenartigsten Verbindungen der Heizkörper.

Theoretisch ist es vollkommen gleichgiltig, ob dieses Absperrorgan im Zu- oder Rücklauf sitzt. Praktisch ist der Rücklauf vorzuziehen, weil bei etwa vorkommender Reparatur und deshalb notwendiger Entleerung des Systems die Heizkörper gefüllt bleiben können. Das ist deshalb von Vorteil, weil dadurch, besonders bei großen Anlagen, Zeit gespart wird, und weil ferner durch jede neue Wasserfüllung frischer Sauerstoff in die Heizung kommt, der zur Oxydierung der Rohrleitungen und Kessel beiträgt. Trotzdem wird meistens in der Praxis der Einbau der Absperrorgane in die obere Anschlußleitung der bequemen Handhabung wegen bevorzugt. Da es nun — wie wir noch sehen werden — nicht möglich ist, die Rohrleitung so exakt zu berechnen, daß alle Heiz-

körper ganz gleichmäßig in der gewollten Weise an der Wasserzirkulation teilnehmen, so ist es notwendig, vor den einzelnen Heizkörpern künstliche Widerstände zu schaffen, die bei der Einregelung des Systemes derartig ein für alle Mal eingestellt werden, daß die beabsichtigte Wasserzirkulation erzwungen wird. Durch Verbindung dieser »Voreinstellung« mit dem Absperrorgan entstand das Regulierventil bzw. der Regulierhahn. Es gibt unzählige, mehr oder minder vollkommene Konstruktionen solcher Regelorgane. In Fig. 183 ist einer der einfachsten Regulierhähne abgebildet. In dieser Figur ist der Hahn geschlossen, und der Durchgang im Küken ist nach vorn gedreht. Durch Drehung des Griffes mit Zeiger um 90° wird der Hahn ganz geöffnet. Um nun eine bestimmte Drosselung des Wasserdurchganges mit Hilfe der Voreinstellung zu erzielen, ist es nur notwendig, das Küken entsprechend zu senken. Dies läßt sich auf sehr einfache Weise dadurch bewerkstelligen, daß die Schraube des Handgriffes gelöst, letzterer abgenommen, verkehrt wieder aufgesetzt und nunmehr die Spindel einige Male herumgedreht wird, bis der Durchgang im Küken auf das entsprechende Maß verringert ist. Die jeweilig erreichte Höhenstellung ist auf einer Graduierung des Zeigers abzulesen. Dann wird der Griff wieder richtig aufgesetzt, und der Zeiger spielt nun in einem Schlitze der runden Skala von »Offen« bis »Zu« und kann auf jede Zwischenstellung eingestellt werden. Je nach der Zeigerstellung fließt alsdann mehr oder weniger Wasser durch den Heizkörper, und es wird mehr bzw. weniger Wärme durch letzteren übertragen. Zu bemerken ist, daß ein solcher Regulierhahn natürlich in der Stellung kurz vor »Zu« sehr empfindlich ist, d. h. einer ganz geringen Zeigerdrehung entspricht hier bereits eine große Änderung der durchfließenden Wassermenge. Nach der Stellung »Offen« hin nimmt die Empfindlich-

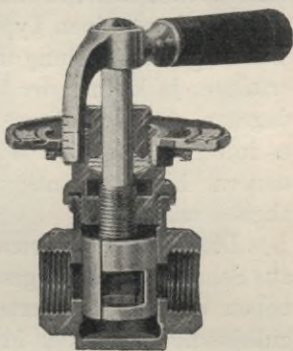


Fig. 183.
Regulierhahn der Nationalen
Radiator-Gesellschaft.

keit ganz erheblich ab. Diesem Umstande kann durch ungleiche Skalenteilung einigermaßen Rechnung getragen werden. Bei manchen Hahnkonstruktionen ist die Proportionalität zwischen Drehungswinkel und durchfließender Wassermenge dadurch angestrebt worden, daß der Durchgang im Küken nicht rechteckig, sondern keilförmig oder schraubenförmig gebildet ist. Erwähnt möge noch sein, daß ein solches Regelorgan nur dann voll wirksam ist, wenn Voreinstellung und Regelung in demselben Querschnitt sich befinden. — Anstatt viele Konstruktionen zu beschreiben, beschränken wir uns darauf, diesen einen Typus vorgeführt zu haben. — Was die Wirkung der Regelung anbelangt, so wird sie desto schneller erfolgen, je kleiner der Wasserinhalt des Heizkörpers ist. Hat dagegen der Heizkörper einen großen Wasserinhalt, so wird es infolge der großen Wärmekapazität des Wassers sehr lange dauern, bis eine entsprechende Verminderung der Wärmeabgabe erfolgt.

Die Kessel der Warmwasserheizung wurden früher allgemein aus Schmiedeeisen hergestellt und eingemauert. Heute werden neben den eingemauerten sowohl schmiedeeiserne als auch gußeiserne Heizkessel bis zu den größten Dimensionen frei ohne Mauerwerk aufgestellt. Neben billigerer Anlage ist damit auch eine große Zeitersparnis bei der Montage verbunden.

Bezüglich der Wirkungsweise der Kessel gilt im Prinzip alles, was in dem betreffenden Kapitel über die Kessel im allgemeinen gesagt worden ist.

Die Warmwasserheizung hat allen übrigen Heizsystemen gegenüber den großen Vorzug, daß auch nach Abstellen des Feuers im Kessel noch eine nachhaltige Wärmeübertragung gemäß der Größe des Kesselinhaltes stattfindet. Die Wasserzirkulation hält im ganzen Systeme solange vor, als überhaupt noch eine Temperaturdifferenz der sich nur allmählich abkühlenden Wassermassen besteht. Großwasserraumkessel haben also die nachhaltigste Wärmelieferung nach dem Erlöschen des Feuers. Im allgemeinen werden die Warmwasserkessel für Dauerbetrieb gebaut und mit einem geräumigen Füllschachte versehen. Das übliche Brennmaterial, das sich

zum Dauerbrand am besten eignet, ist Koks. Zur Regelung der Verbrennung werden — wenigstens bei den Kesseln mittlerer und großer Typen — Verbrennungsregler an den Kesseln angebracht, die die Aufgabe haben, die Wassertemperatur gleichmäßig auf der eingestellten Höhe zu erhalten.

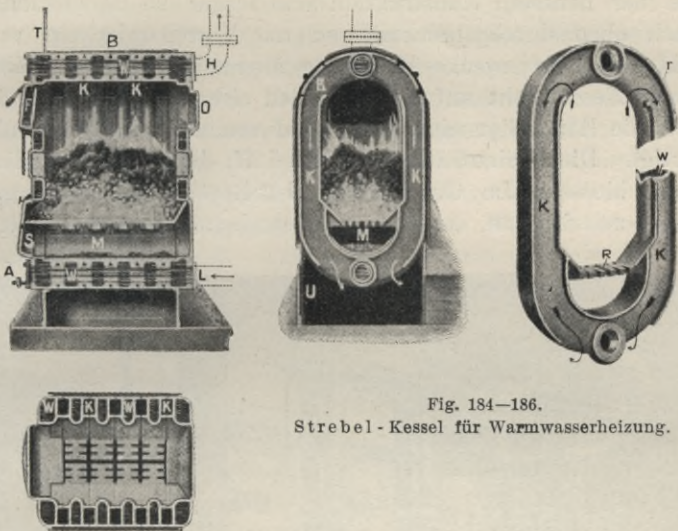


Fig. 184—186.

Strebels-Kessel für Warmwasserheizung.

Wegen der Konstruktion der schmiedeeisernen eingemauerten Kessel sei auf die Niederdruckdampfheizung verwiesen, bei der dieselben Typen verwendet werden. Hauptsächlich kommen der Sattelkessel und der Cornwallkessel, beide mit oder ohne Siederohre, in Betracht.

Als Typus der gußeisernen, freistehenden Kessel ist der von Strebel († 1898) entworfene Kessel des Strebelwerkes Mannheim durch die Fig. 184—186 wiedergegeben. Dieser Kessel ist aus einzelnen Gliedern zusammengesetzt, wie eines in Fig. 186 perspektivisch und aufgebrochen dargestellt ist. Die Glieder enthalten zur Aufnahme des Wassers ringsherum laufende Hohlräume *W*, die oben und unten beim Zusammensetzen durch eingepreßte Stutzen untereinander eine durchgehende Verbindung haben, in der das Wasser frei

zirkulieren kann. Zu beiden Seiten der Wasserkanäle *W* werden durch angegossene Rippen beim Zusammensetzen der Glieder Rauchkanäle *K* gebildet. Angegossen ist innen an jedes Glied der in der Mitte geteilte Rost *R*. Das vordere Glied enthält oben die Füllschachttür *F*, unten die Aschfalltür *S*, während das hintere Glied eine Reinigungstür *O* trägt. Bei der neuesten Konstruktion sind ferner die Rauchkanäle nach oben durchgebrochen und mit Vorreiberdeckeln verschlossen, die zwecks Reinigung abgehoben werden. Der ganze Kessel ruht auf einem hohlen eisernen Untersatze, in den die Rauchzüge einmünden und von dem der Fuchs abzweigt. Die Vorlaufleitung wird bei *H*, der Rücklauf bei *L* angeschlossen. Im Grundriß ist der Rost in der Mitte genauer zu erkennen, der rings von den einander abwechselnden

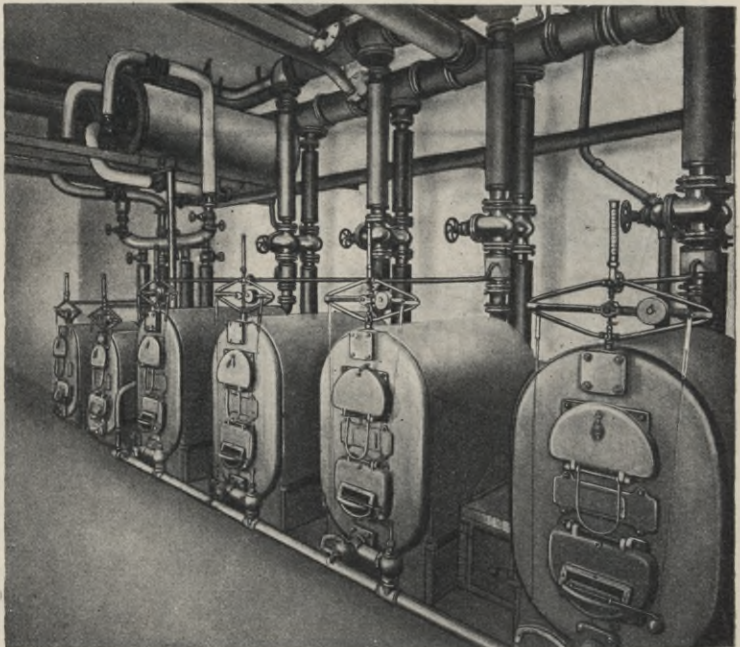


Fig. 187.

Batterie von 6 Strebel-Warmwasserkesseln mit Verbrennungsregulatoren.

Wasserkanälen *W* und Rauchzügen *K* umgeben ist. Der ganze Innenraum über dem Roste wird mit Koks vollgeschüttet, dessen Verbrennungsgase von oben her die Rauchkanäle *K* im Gegenstrom zu den Wasserkanälen *W* durchziehen und unten sofort in die Rauchkammer entweichen. Auf den vorzüglichen Nutzeffekt der Strebelkessel ist bereits Seite 289 und 290 hingewiesen worden.

Die Fig. 187 zeigt eine Batterie von sechs solchen Strebelkesseln mit den durch Schieber absperrbaren Zu- und Rückleitungen. Jeder Kessel ist hier außerdem mit einem automatischen Verbrennungsregler ausgestattet, dessen Wirkungsweise aus Fig. 188 klar wird: Ein parallelogrammförmig gebogenes Stahlrohr 1 ist in der einen Diagonalrichtung durch eine Traverse fix gehalten, die in der Mitte drehbar den Doppelhebel 4 trägt. Dieser trägt an einem Ende das verschiebbare Gewicht und die Kette 6, die mit einer an der Aschfalltür sitzenden Klappe verbunden ist. Diese Klappe dient zur Verbrennungsluftzufuhr für den Rost. In der durch Fig. 188 wiedergegebenen Stellung des Hebels ist die Luftzuführungsklappe offen. Tritt nun im Kessel durch irgendwelche Umstände eine zu große Erwärmung des Wassers ein, so wird das in der Richtung von 8 nach 7 vom heißen Wasser durch-

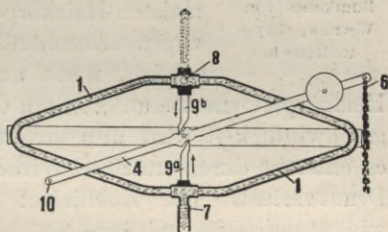


Fig. 188.

Verbrennungsregler zum Warmwasser-Strebel-Kessel.

flossene Parallelogramm in senkrechter Richtung ausgedehnt, so daß mit Hilfe der Stäbe *9a* und *9b* die Kette 6 nach unten bewegt, d. h. die Luftzufuhr zum Roste geschlossen bzw. vermindert wird. Dieser Zustand hält so lange an, bis infolge eingetretener Abkühlung des Wassers der Hebelpunkt 6 sich wieder hebt und die Luftklappe öffnet. So geht das Spiel um einen eingestellten Normalzustand automatisch hin und her, d. h. die Temperatur des Kesselwassers wird auf annähernd konstanter Höhe gehalten.

Es existieren noch eine Reihe ähnlicher gußeiserner Gliederkessel anderer Firmen. Auch gußeiserne Kessel für den Kleinbetrieb werden hergestellt, sie bestehen aber meistens aus einem einzigen Gußkörper.

In Fig. 189 ist ein sog. Domkessel, aus Eisenblech geschweißt und freistehend abgebildet, dessen Konstruktion besonders für den Kleinbetrieb geeignet erscheint. Der rings von Wasser gekühlte Innenschacht wird von rechts her mit Brennmaterial vollgeschüttet; die Rauchgase ziehen oben links zum Schornstein ab.



Fig. 189.
Geschweißter
Domkessel von
Warns, Gaye
u. Block.

β) Theorie des Einrohr- und Zweirohrsystemes.

Als Heizkörper können bei der Wasserheizung alle im Abschnitte 22a beschriebenen Konstruktionen verwendet werden. Bei den meisten Heizkörpern tritt das Wasser aus der engen Anschlußleitung plötzlich in einen großen, wenn auch durch die verschiedenen Heizkörper-elemente unterteilten Querschnitt ein. Die Wassergeschwindigkeit wird also unvermittelt stark verringert, und es entsteht durch nutzlose Wirbelbildung ein entsprechender Druckverlust. Der Koeffizient des einmaligen Heizkörperwiderstandes ist auf Seite 346 bereits zu $\zeta = 1,0$ angegeben worden. Dieser Widerstand wird natürlich bei den einzelnen Heizkörperkonstruktionen verschieden groß sein, jedoch ist er bisher experimentell noch von keiner Seite untersucht worden. Werden die Heizkörper aus Rohrschlangen nach Fig. 116 gebildet, so muß der Widerstand jedesmal mit Hilfe der Reibungskoeffizienten besonders berechnet werden, weil sonst infolge falscher Druckverteilung die Wasserzirkulation der Anlage empfindlich gestört werden würde.

Die Heizflächenberechnung der Heizkörper erfolgt nach den im Abschnitt 22b gemachten Angaben. Die Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Rücklauf wird dabei für das Zweirohrsystem am besten zu etwa 20°C angenommen. Diese Annahme hat die meisten praktischen Vorteile

bezüglich der Dimensionierung der gesamten Anlage. Bei der Annahme von 30° Differenz wird zwar nach der auf Seite 259 gegebenen Beziehung $W = Q \cdot c_m (t_e - t_a)$ bei der gleichen Wärmeleistung W die den Heizkörper durchfließende Wassermenge Q geringer; außerdem wird die wirksame Druckhöhe vergrößert. Die ganze Rohrleitung kann also aus beiden Gründen einen kleineren Durchmesser erhalten und fällt daher billiger aus. Jedoch ist nicht zu übersehen, daß gleichzeitig in der Gl. (75): $W = Fk (t_m - t_i)$ bei gleicher Vorlauf-temperatur die mittlere Temperatur t_m und damit auch k geringer wird, so daß größere Heizflächen notwendig werden. Welche Anordnung, im ganzen genommen, die billigere ist, hängt von der Gesamtdisposition ab und müßte rechnerisch im Einzelfalle festgestellt werden. Bei der Annahme von 30° Temperaturdifferenz werden infolge der großen wirksamen Druckhöhe in sehr hohen Gebäuden die Anschlüsse der obersten Heizkörper rechnermäßig so gering, daß sie meistens in der Praxis größer ausgeführt werden, als notwendig ist. Daraus ergibt sich dann die Notwendigkeit, künstliche Widerstände durch Drosselung der Voreinstellung in den Regulier-ventilen einzuschalten, damit die Wasserzirkulation ordnungsgemäß erfolgen kann. Hieraus kann aber wiederum eine Störung in der generellen Regelung der Gesamtanlage hervorgehen. Denn bei verlangsamter Wassergeschwindigkeit wächst nach Fig. 160 von einer gewissen Grenze ab nach unten hin der Reibungskoeffizient ρ erheblich an. Da nun die Rohranschlüsse der unteren Heizkörper im Verhältnis zu denen der oberen sehr groß sind, so kommen die ersteren bei schwachem Betriebe der Anlage schneller und früher in das bezeichnete Gebiet, als die kleinen Rohre der oberen Heizkörper, deren künstlicher Drosselwiderstand außerdem in geringerem Maße von der Geschwindigkeit abhängig ist als der Reibungswiderstand, da die Koeffizienten der einmaligen Widerstände von v nicht beeinflußt werden, vgl. S. 82 und 348. Die Folge davon ist ein rascheres Anwachsen der Widerstände für die Heizkörper in den unteren Stockwerken. Die Wasserzirkulation ist also hier gehemmt, und die unteren Heizkörper werden ungenügend warm oder bleiben von vornherein teilweise oder

ganz kalt. Bei milder Außentemperatur muß infolgedessen die gesamte Heizung mit einer höheren Vorlauftemperatur betrieben werden, als sonst nötig wäre, was im Interesse der Ökonomie des Betriebes verwerflich ist. Daß dieser Nachteil nicht noch bedeutend schroffer auftritt, als meistens beobachtet wird, ist lediglich eine Folge der Selbstregelung der Heizkörper (vgl. S. 408—409). Für den seltenen Fall, daß alle Heizkörper in gleicher Höhenlage stehen, kommen natürlich alle diese Nachteile in Fortfall. Bezüglich der absoluten Größe der Temperaturdifferenz ($t_m - t_i$) in Gl. (75) ist zu berücksichtigen, daß sich das Wasser bei sehr ausgedehnten Anlagen infolge der kleinen Wassergeschwindigkeit merkbar abkühlen kann, so daß ($t_m - t_i$) für die im Rohrzuge entfernteren Heizkörper kleiner wird als für die dem Kessel näher gelegenen. Es empfiehlt sich also, die entfernteren Heizkörper nach Maßgabe eines kleineren Transmissionskoeffizienten k (vgl. Fig. 123) fortschreitend in ihrer Heizfläche größer zu dimensionieren, als die am Anfange der Rohrleitung angeschlossenen. Die Berechnung der Abkühlung der Rohrleitungen ist dabei in derselben Weise vorzunehmen, wie sie in den Abschnitten 28a und 29b durchgeführt wurde.

Beim Einrohrsystem ist die Berechnung der Heizflächen der Heizkörper deshalb schwieriger, weil die Temperaturen der unteren Heizkörper eines jeden Fallstranges durch die der oberen Heizkörper bedingt sind, d. h. durch Mischung der aus dem darüber liegenden Heizkörper und der aus der senkrechten Strangleitung abfließenden Wassermengen mit ihren bezüglichen Temperaturen entstanden sind. Auch beim Abstellen irgendeines Heizkörpers durch Schließen des betreffenden Ventiles wird deshalb die Wassertemperatur aller folgenden Heizkörper entsprechend beeinflußt. Die Heizflächenberechnung eines jeden Heizkörpers hat natürlich wieder nach Gl. (75) stattzufinden. Es ist nun sofort ersichtlich, daß die Beeinflussung der Heizkörper untereinander desto weniger ins Gewicht fällt, je größer von vornherein die Temperaturdifferenzen der Berechnung zugrunde gelegt werden, je größer also die Heizkörper ausgeführt werden; denn in diesem Falle muß die Verbundleitung so reichlich bemessen werden, daß durch sie

eine entsprechend größere Wassermenge hindurchgeht, als bei geringer Abkühlung des Wassers in dem einzelnen Heizkörper. Es empfiehlt sich also auch hier, eine Abkühlung von ca. 20° C zwischen Vor- und Rücklauf anzunehmen. Dieses Verfahren ergibt dann für die unteren Heizkörper eine niedrigere mittlere Temperatur, also wesentlich größere Heizkörper als in den oberen Stockwerken, außerdem aber insgesamt eine erheblich größere Heizfläche aller Heizkörper als beim Zweirohrsystem. Die Rohrleitung wird dagegen bedeutend einfacher und bequemer für die Montage. Je größer ferner die Geschwindigkeit des zirkulierenden Wassers ist, desto mehr werden die einzelnen Heizkörper in ihrer Wirkung voneinander unabhängig. Das Einrohrsystem kommt also in erster Linie für Schnellstrom- und Pumpenheizungen in Frage und ist deshalb hier in der Tat meistens dem Zweirohrsysteme vorzuziehen.

Wir kommen zunächst zur Berechnung des Rohrnetzes¹⁾ ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste, die auf dem Wege des Transportes der Wärme längs der Rohrleitung eintreten. Als einfachstes Schema ergibt sich die Fig. 190.

Bezeichnen wir die Eintrittstemperatur des Wassers in den Heizkörper mit t_e , die Austrittstemperatur mit t_a , so herrschen diese beiden Temperaturen auch an den Kesselstutzen, weil längs der Rohrleitung von der Gesamtlänge l Meter keine Wärme abgegeben werden solle. Da die stündliche Wärmemenge W , die der Heizkörper zu leisten hat, gegeben ist, so berechnet sich die nötige Wassermenge G aus der Beziehung

$$W = G \cdot c_m \cdot (t_e - t_a)$$

zu

$$G = \frac{W}{t_e - t_a} \text{ kg/Std.} \quad \dots \quad (112)$$

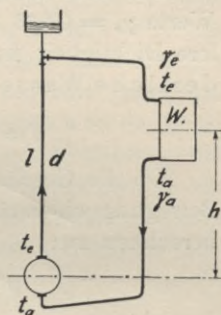


Fig. 190.
Zweirohrsystem.

¹⁾ Vgl. Rietschel: Leitfad. z. Berchn. u. Entw. v. Lüftungs- u. Heizungsanlg., Verlag Springer, Berlin 1902.

Bedeutet ferner v die Wassergeschwindigkeit in m/sek sowie γ_e und γ_a die Dichtigkeit des Wassers bei den Temperaturen t_e und t_a , so ist $\frac{t_e + t_a}{2}$ die mittlere Dichtigkeit, und es ist die Wassermenge für einen Durchmesser d auch:

$$G = 3600 \cdot v \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 1000 \frac{\gamma_e + \gamma_a}{2} \text{ kg/Std.} \quad (112a)$$

Durch Gleichsetzung der beiden letzten Ausdrücke ergibt sich:

$$\frac{W}{t_e - t_a} = 3600000 v \frac{d^2 \pi}{4} \frac{\gamma_e + \gamma_a}{2}.$$

Für die Dichtigkeiten können nach Fig. 161 die mittleren Werte $\gamma_e = 0,963$ und $\gamma_a = 0,984$ gesetzt werden. Die mittlere Dichtigkeit ist also $\gamma_m = 0,974$, womit sich die erforderliche Wassergeschwindigkeit berechnet zu:

$$v = \frac{W}{2756700 d^2 (t_e - t_a)} \text{ m/sek} \quad (113)$$

Ob die Geschwindigkeit v erreicht wird, hängt von den Bewegungswiderständen im System ab, die sich nach Gl. (96) berechnen zu:

$$p = \frac{v^2}{2g} \gamma_m \left(1 + \frac{\rho l}{d} + \Sigma \zeta \right) \quad (114)$$

Dieser Widerstand p muß nun gleich der treibenden Kraft sein, die in unserem Falle durch den Gewichtsunterschied der erwärmten und abgekühlten Wassersäule von der Höhe h gebildet wird. Es wird also

$$p = h \gamma_a - h \gamma_e \quad (115)$$

Durch Vereinigung von Gl. (114) und (115) und Vernachlässigung der Geschwindigkeitshöhe erhalten wir:

$$h \frac{\gamma_a - \gamma_e}{\gamma_m} = \frac{v^2}{2g} \left(\frac{\rho l}{d} + \Sigma \zeta \right).$$

Die Größe $\frac{\gamma_a - \gamma_e}{\gamma_m}$ ist nun bei bestimmten Annahmen der Temperaturdifferenz für jede Anlage ein konstanter Wert $= a$, so daß sich als Grundgleichung die von Rietschel angegebene Form ergibt:

$$a \cdot h = \frac{v^2}{2g} \left(\frac{\rho l}{d} + \Sigma \zeta \right) \quad (116)$$

Die Größe $a \cdot h$ stellt also die treibende Kraft dar und heißt die wirksame Druckhöhe zur Überwindung aller im Stromkreise vorhandenen Widerstände. Dabei ist h für jeden Heizkörper der Abstand von seiner Mittelebene bis zur Kesselmitte in m , während a unter Annahme von t_e und t_a sich leicht mit Hilfe der Fig. 161 finden läßt. In einer komplizierteren Warmwasserheizung, wie sie z. B. durch die Fig. 182 gegeben ist, läßt sich für jeden Heizkörper ein geschlossener Stromkreis verfolgen. In Fig. 182 ist ein solcher durch den besonders starken Linienzug für einen Heizkörper hervorgehoben. Ein derartiger Stromkreis besteht also gewöhnlich aus einzelnen Teilstrecken von verschiedenen Leitungsdurchmessern, verschiedenen Längen und verschiedenen Widerständen. Ferner ist die Annahme einer einzigen treibenden Kraft mit der einen Höhe h nur eine grobe Annäherung. In Wahrheit treten mehrere Höhen h in die Rechnung ein, für die infolge verschiedenartiger Abkühlung der gleich hohen steigenden und fallenden Wassersäulen je ein bestimmtes a gefunden wird. Sind nun m solche wirksame Druckhöhen und n Teilstrecken für jeden Heizkörper vorhanden, so lautet die letzte Gleichung:

$$\sum_1^m a h = \sum_1^n \frac{v^2}{2g} \left(\frac{q l}{d} + \Sigma \zeta \right) \dots \quad (116a)$$

Die weitere Untersuchung dieser Verhältnisse hat Rietschel¹⁾ in einer neueren Arbeit auf die verschiedenen praktisch möglichen Fälle ausgedehnt.

Dabei hat auch das Einrohrsystem seine rechnerische Lösung gefunden, das durch Fig. 191 in der einfachsten Form dargestellt ist. Hier können wir einen Hauptstromkreis über den Heizkörper, nämlich $K A W B K$, und einen Nebenstromkreis $K A B K$ unterscheiden. Ist wieder die Temperaturdifferenz $t_e - t_a$ gegeben, so berechnet sich für eine geforderte

¹⁾ Rietschel: Die Berechnung der Warmwasserheizung unter Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitungen. Gesundh.-Ing. 1908 Nr. 51.

Wärmemenge W die in der Stunde durch den Heizkörper zirkulierende Wassermenge G_H wie früher nach Gl. (112a). Ferner berechnet sich nach Gl. (116a) die wirksame Druckhöhe $\sum ah$, die zur Überwindung der Widerstände aufgebracht werden muß. Diese Widerstandshöhe zerlegt sich aber in der Heizkörperhöhe in zwei Teile, so daß die Gesamtwassermenge G gleich der durch den Heizkörper gehenden G_H und der durch die Umgehungsleitung AB fließenden G_U gesetzt werden muß. Die Leitung AB muß nun derartig dimensioniert werden, daß in der gemeinsamen Abflußleitung die Eintrittstemperatur für den darunter folgenden Heizkörper als Mischtemperatur der beiden betrachteten Teilstrecken auftritt. Die Berechnung ist des näheren in der auf Seite 405 angegebenen Arbeit von Rietschel durchgeführt.

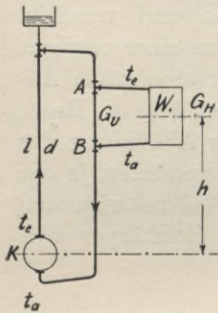


Fig. 191.
Einrohrsystem.

Es ist einleuchtend, daß desto mehr Wasser durch den Heizkörper fließen muß, je enger die Verbundleitung AB gehalten wird. Durch entsprechende Dimensionierung kann also jede beliebige Wasserverteilung im System erzielt werden.

b. Regelung der Warmwasserheizung.

Die Warmwasserheizung hat vor allen Heizungssystemen den großen Vorzug, daß durch Anpassung der Wassertemperatur im Kessel an die Außenwitterung die Wärmeabgabe aller Heizkörper vom Kessel aus beeinflußt werden kann. Man nennt diese Methode die generelle Regelung. Diese wird mit Hilfe der verschiedenen Konstruktionen von Verbrennungsreglern gehandhabt, von denen eine Ausführung gemäß Fig. 189 näher beschrieben worden ist. Diese Feuerzugregulatoren haben Vorrichtungen, die eine Verstellung der Verbindung mit der Luftklappe derart ermöglichen, daß die dadurch eingestellte Wassertemperatur auf konstanter Höhe erhalten bleibt. Wird bei $t_i - t_a = 40^\circ \text{C}$ Temperaturdifferenz zwischen Raum- und Außenluft die höchst zulässige Vorlauftemperatur $t_V = 85^\circ$ angenommen, so ergeben sich folgende zusammengehörige Werte:

$t_i - t_a = 40$	30	20	10	5°C ,
$t_V = 85$	75	62	47	35°C ,
$t_a = -20$	-10	± 0	+10	+15 $^{\circ} \text{C}$.

Diese Beziehungen ergeben sich direkt aus dem Verhalten der Wärmeabgabe der Heizkörper bei veränderlicher mittlerer Temperatur t_m des Wassers. Aus obiger Tabelle ersieht man, daß bei mittlerer Wintertemperatur von $\pm 0^{\circ}$, also halbem Wärmebedarfe, die Wasservorlauftemperatur noch 62°C betragen muß. Vielfach ist die irrige Anschauung bei den Bauherren verbreitet, daß eine Warmwasserheizung bei halbem Wärmebedarfe nun auch mit der halben Wassertemperatur, also mit 43° , betrieben werden könne.

Die generelle Regelungsfähigkeit der Warmwasserheizung bezieht sich nur auf die Wassertemperatur, nur in sehr bedingtem Maße aber auf die Raumtemperatur. Denn letztere hängt von der Lage der einzelnen Räume zur Himmelsrichtung, zum Windanfall und zur augenblicklichen Sonnenbestrahlung ab und kann naturgemäß nicht von der Feuerung aus gleichmäßig beherrscht werden. Man hilft sich deshalb meistens in der Weise, daß man die Heizung des Gebäudes in Gruppen nach der Himmelsgegend oder dem Windanfall einteilt. Jede Gruppe wird dann für sich durch ein besonderes Ventil absperrbar bzw. regelbar eingerichtet. Es genügt vollkommen, wenn die Rückleitungen zu solcher gruppenweisen Regelung nach dem Kesselraume zurückgeführt werden, wo dann die Regelventile zur bequemen Bedienung für den Heizer eingebaut sind. Diese Einrichtung ist jedoch nur in solchen Fällen von Nutzen, in denen für ständige Beaufsichtigung der Heizung durch besonderes Personal gesorgt ist, und wo Fernthermometer die in den Räumen erreichte Temperatur nach dem Heizerstande melden, also hauptsächlich in öffentlichen Gebäuden (Schulen, Verwaltungen).

Statt dieser Anordnung kann man an geeigneten Stellen die Vor- und Rückläufe verbinden und dann durch Zwischenschaltung einer Drosselvorrichtung beliebige Mischtemperaturen des Wassers herstellen.

In allen anderen Fällen muß die lokale Regelung mit Hilfe der Regulierhähne an den Heizkörpern ausgeübt werden. Diese Regulierung wird desto empfindlicher sein, je kleiner der Wasserinhalt der Heizkörper ist. Denn durch einen großen Wasserinhalt ist infolge der hohen spezifischen Wärme des Wassers auch eine große Wärmere-servation gegeben, d. h. es dauert dann längere Zeit, bis das Wasser nach dem Drosseln des Hahnes eine so niedrige Temperatur angenommen hat, daß der Wärmegrad des Zimmers dadurch merklich beeinflußt wird. Beispielsweise fand Krell¹⁾ für einen Radiator, der 510 WE/qm bei einer Temperatur-differenz $(t_m - t_i) = 60^\circ$ zwischen Wasser und Raum abgab, vom Momente der Abstellung an folgende zusammengehörigen Werte:

nach	0	1	2	3	4	6	10 Stunden,
$(t_m - t_i) = 60^\circ$	42,5 ⁰	30,0 ⁰	21,0 ⁰	15 ⁰	7,5 ⁰	1,87 ⁰ C,	
WE/qm = 510	361	255	200	128	64	16 WE.	

Wir hatten bereits angedeutet, daß sowohl durch die Ventilregelung an irgendeinem Heizkörper die normale Zirkulation der übrigen Heizkörper beeinflußt wird. In besonders starker Weise trat diese Störung in sehr hohen Gebäuden an den Heizkörpern des untersten Stockwerkes, oder beim Einrohrsystem auf. Aber auch durch die generelle Änderung der Wassertemperatur im Kessel wird der Gang der einzelnen Heizkörper verschieden beeinflußt; denn einer-seits werden infolge der dadurch geänderten Wassergeschwindig-keit die Widerstandsverhältnisse je nach dem Rohrdurchmesser in ungleicher Weise verschoben, andererseits tritt infolge der Abhängigkeit der Wärmeabgabe der Rohre und Heizkörper von der Temperatur eine andere Verteilung der Wärmeverluste im Rohrsystem auf. Es ist nun eine Eigentümlichkeit der Schwer-kraft-Warmwasserheizungen, daß jedesmal derjenige Heiz-körper, der in seinem Wasserzufflusse benachteiligt wird, in-folgedessen mehr auskühlt, also von selbst eine größere wirksame Druckhöhe $a \cdot h$ erzeugt, die nun ihrerseits für

¹⁾ O. Krell sen.: Abkühlung von Gebäuden. Gesundh.-Ing. 1907, Nr. 1.

schnelleren Wasserersatz sorgt. Man nennt diese Erscheinung die Selbstregelung der Schwerkraftheizung.

Die Selbstregelungsfähigkeit der Schwerkraftheizung bietet auch die einzige Erklärung dafür, daß die aus noch zwei anderen Gründen bisher nicht einwandfreie Bestimmung der Rohrweiten im praktischen Betriebe meist zu keinen erheblichen Unregelmäßigkeiten führt: Die Widerstände infolge Reibung werden bisher allgemein proportional dem Q u a d r a t e der Wassergeschwindigkeit in die Berechnung eingeführt. Wir sahen aber, daß die sog. kritische Geschwindigkeit die Grenze für diese Annahme bildet. Bei der Schwerkraftheizung liegen nun fast alle vorkommenden Wassergeschwindigkeiten unterhalb der kritischen Geschwindigkeit, für welche Zone der Reibungsverlust eine lineare Funktion der Geschwindigkeit ist. Dieser Einfluß ist jedoch nicht wesentlich, da der Fehler sich im gleichen Sinne für das ganze berechnete System geltend macht. Bedenklicher ist schon die bisherige Annahme der Reibungskoeffizienten nach Weisbach, wonach die Reibungsziffer unabhängig vom Rohrdurchmesser gesetzt wurde. Daß dies keineswegs zutrifft, sahen wir auf Seite 347 und 348. Nach den neuen Koeffizienten von Lang (Fig. 160) ergeben sich vielmehr für die kleinen Rohrdimensionen größere Durchmesser, für die großen Dimensionen kleinere Durchmesser als nach Weisbach. Es wird also bei den bisherigen Anlagen in den kleinen Rohren eine geringere Geschwindigkeit als berechnet herrschen. Die dadurch hervorgerufene größere Abkühlung der betreffenden Heizkörper wirkt aber ihrerseits auf Vermehrung der zu kleinen wirkenden Druckhöhen gegenüber den Berechnungsannahmen. So sehen wir, daß die Eigenart des Systemes stets einen Ausgleich für unrichtige Annahmen der Berechnung herbeizuführen bestrebt ist.

c. Automatische Temperaturregelung.

Wir hatten im Abschnitte 4 die hygienischen Nachteile der Wärmestauung eingehend besprochen, die aus der Überwärmung unserer Aufenthaltsräume für den menschlichen

Organismus entstehen. Als ein Mittel zur Unschädlichmachung der Überheizung hatten wir ferner an derselben Stelle die Luftbewegung genannt und haben dann im ersten Teile des Buches jene ventilationstechnischen Einrichtungen erläutert, mit deren Hilfe dieses Ziel zu erreichen ist. Aber es gibt hierfür noch ein ursprünglicheres Mittel, nämlich die Verhütung der Überwärmung durch eine selbsttätige Regelung der Temperatur in den Räumen in der Weise, daß der Wärmegrad überhaupt nicht eine derartige Höhe zu erreichen vermag, daß daraus gesundheitliche Schädigungen entspringen können. Daß diese Aufgabe keineswegs leicht zu lösen ist, erhellt z. B. aus folgenden, auf Schulheizungen zugeschnittenen Betrachtungen¹⁾, die aber leicht mit den entsprechenden Erweiterungen auch auf andere Versammlungsräume übertragen werden können.

Es ist bekannt, daß besonders häufig in den Schulklassen eine Überheizung einzutreten pflegt. Flügg e²⁾ sagt darüber: »In Schulen, wo vielleicht noch die sorgfältigste Kontrolle der Beheizung stattfindet, kommen in dieser Beziehung geradezu unglaubliche Zustände vor. Wo immer ich in den letzten Jahren Gelegenheit gehabt habe, Wintertemperaturen von Schulräumen kennen zu lernen, habe ich fast täglich 23—26° und darüber beobachten können. Beispielsweise verfüge ich über eine Beobachtungsreihe von 29 Tagen des Januar und Februar (1905) in einer in Breslau vor wenigen Jahren erbauten höheren Schule, wo die Lehrer sich der Mühe unterzogen, in sieben Räumen die Temperatur an frisch geeichten, frei aufgehängten Thermometern abzulesen und die Resultate zu notieren. Schon zu Anfang des Unterrichtes stieg die Temperatur in drei Klassen achtmal, in einer zehnmal, in einer 16 mal und in einer 18 mal über 22°, häufig zwischen 24 und 26°! Durch den Aufenthalt der Schüler stieg dann die Hitze bis zur Unerträglichkeit, und es wurden

¹⁾ Dietz: Die Regelung der Temperatur in den Schulräumen. Zeitschrift »Das Schulzimmer« 1907, Nr. 4. Verl. Johs. Müller, Charlottenburg 5.

²⁾ Siehe Zeitschr. für Hygiene und Infektionskrankheiten 1905, Band 49.

die Fenster geöffnet. Nun sank die Temperatur stetig, aber so stark, daß gegen Schluß der Stunde meist zu niedere Temperaturen, oft nur 14, ja 13,1⁰ konstatiert wurden! In derselben Klasse betrug die Schwankung der Temperatur an einem und demselben Vormittag 10,1⁰. In anderen Schulen, wo weniger die Fenster geöffnet wurden, stieg die Temperatur während des Unterrichtes immer höher und erreichte in der letzten Stunde das Maximum, das auch hier fast stets zwischen 24 und 26⁰ lag!« Treten nun die Kinder unter solchen Umständen nach Schulschluß in die kalte Luft hinaus, so sind Erkältungen und Katarrhe die unvermeidliche Folge der überheizten Schulzimmer. Daß aber auch das Öffnen der Fenster an kalten Tagen während des Unterrichtes eine große Gefahr für die Gesundheit der Schüler darstellt, darüber sagt wieder Flügge: »Wird mit der steigenden Temperatur die Haut unseres Körpers allmählich hyperämisch und feucht, so ist sie in diesem Zustande gegen zu starke oder zu anhaltende Abkühlung äußerst empfindlich. . . Ein Wechsel der Temperatur gibt nun leicht Anlaß zu Erkältungen . . . Diese Gefahr bedroht z. B. auch die Schüler, wenn während des Unterrichtes wegen unerträglicher Überwärmung die Fenster geöffnet werden. In letzterem Falle senkt sich die einströmende kalte Luft zu Boden und erzeugt im unteren Teile des Zimmers kalte Strömungen, die zu starker Abkühlung der Füße und Beine eines Teiles der Schüler führen.«

Die Ursachen der oft sehr großen Temperaturschwankungen in allen Versammlungsräumen sind das schnelle Ansteigen der Wärmeabgabe nach der Ansammlung der Personen, schroffe Witterungswechsel, am Tage der Einfluß plötzlicher intensiver Sonnenbestrahlung, am Abend die Wärmeabgabe der Beleuchtung. Um den Übelständen solcher Überheizung aus dem Wege zu gehen, war man natürlich von jeher außer auf die Benutzung der Ventilation auf die Regelung der Heizung angewiesen. Diese kann mit Hilfe von Fernthermometern und Fernstellvorrichtungen vom Heizerstand aus geschehen. Wo derartige Einrichtungen nicht vorhanden sind, muß die Regelung lokal erfolgen, und zwar entweder innerhalb des Raumes oder, wenn die Regulierventile entsprechend in der

Korridormauer untergebracht werden, von außerhalb des Raumes. In Schulen sollte stets die Regel befolgt werden, daß den Lehrern und Schülern die Temperaturregelung entzogen wird. Denn das individuelle Empfinden für Temperaturen ist zu verschieden: der eine Lehrer ist kränklich und findet eine höhere Temperatur als durchaus angemessen, während der andere von robuster Körperkonstitution und an ständige Bewegung gewöhnt, mit einem niedrigeren Temperaturgrad als dem normalen auszukommen pflegt. Solchem Gutdünken wird deshalb die Regelung meistens dadurch entzogen,

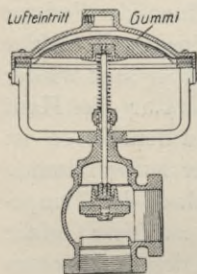


Fig. 192.

Membranventil
zum automatischen
Temperaturregler von
Johnson.

daß die Regulierventile nur vom Korridor aus durch den Heizer zu bedienen sind. Soll aber eine Heizung durch eine derartige Regelungsmethode den fortwährenden Temperaturschwankungen in befriedigender Weise angepaßt werden, so gehört dazu ein hohes Maß von Pünktlichkeit, Zuverlässigkeit und Geschicklichkeit von seiten des Heizers, dem es oft trotz der größten Aufmerksamkeit nicht gelingen wird, die Überwärmung zu verhindern.

Diesen Unzuträglichkeiten ist nun in durchaus befriedigender Weise durch die automatische Temperaturregulierung abgeholfen worden. Man unterscheidet intermittierend und kontinuierlich arbeitende selbsttätige Regler, die beide auf die Änderungen der Raumtemperatur ansprechen.

Zu den bekanntesten Konstruktionen¹⁾ der ersteren Art gehört der Johnson-Regler, der in Amerika bereits seit zwanzig Jahren in Anwendung ist und seit zwei Jahren von der Gesellschaft für automatische Temperaturregelung in Berlin geliefert wird. Dieser Regler besteht im wesentlichen aus drei Teilen: 1. aus einer im Kellergeschosse

¹⁾ Ohmes: Selbsttätige Temperaturregler bei Zentralheizung in den Vereinigten Staaten von Nordamerika. Gesundh.-Ing. 1904 Nr. 34.

des Hauses montierten, gemeinsamen Kompressoranlage (Fig. 194), in der automatisch durch Leitungswasser ein Luftdruck von 1 Atm. in einem Luftverteilungsnetz aufrecht erhalten wird; 2. aus den in den Räumen in Kopfhöhe an der Wand aufgehängten Thermostaten (Fig. 193), und 3. aus den an den Heizvorrichtungen angebrachten Membranventilen (Fig. 192), die mittels einer Spiralfeder geöffnet gehalten und durch über die Membran eingeleiteten Luftdruck ge-

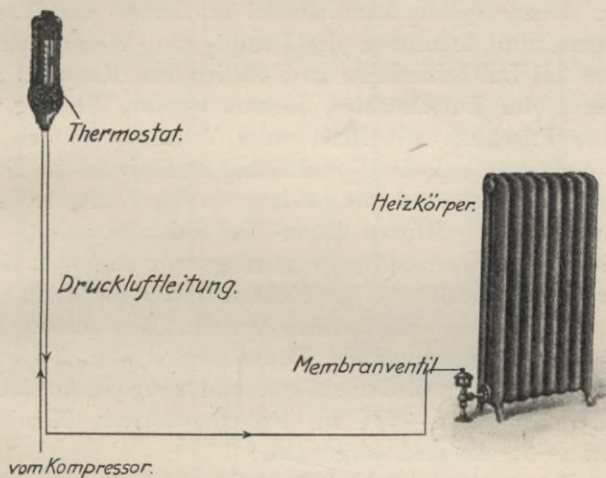


Fig. 193.

Automatische Temperaturregelung nach Johnson.

schlossen werden. Die Fig. 193 zeigt eine Einzelanordnung für einen Raum: Vom Kompressor führt eine Luftleitung den Luftdruck zum Thermostaten, wo ihm der Austritt durch eine Bimetallfeder gehindert wird, die sich auf die feine Austrittsöffnung auflegt. Würde nun die Raumtemperatur über die normale steigen, so würde die Metallfeder durch Krümmung reagieren und die Luftöffnung derartig freigeben, daß der Luftdruck auf das Membranventil geleitet wird und letzteres schließt. Dadurch wird der Zufluß des Wärmemediums zum Heizkörper abgesperrt, letzterer hört allmählich auf, Wärme zu übertragen, und der Raum kühlt sich ab. Bei Unterschreitung einer einzustellenden Raumtemperatur krümmt sich

die Feder im Thermostaten nach der andern Seite, schließt die Kompressorleitung und läßt die Luft aus der Ventilleitung frei ausblasen. Die Membran wird dadurch entlastet, die Feder hebt den Ventilkegel, das Heizmedium kann den Heizkörper wieder anfüllen und seine Wärme so lange an den Raum übertragen, bis das automatische Spiel von neuem beginnt.

Die Fig. 194 gibt das Schema einer vollständigen Temperaturregelungsanlage nach Johnson in einem Gebäude wieder. Dieses System kann sowohl bei Dampf- und Wasserheizungen zum Regulieren des Dampf- und Wassereintritts, als auch bei Luftheizanlagen zum Stellen von Klappen, also Regulieren des Lufteintritts, benutzt werden. In Fig. 194 wird die Frischluft mit Hilfe eines Ventilators durch ein Filter gesaugt, durch die Vorwärmungskammer in die Nachwärmung geblasen und strömt dann in das Luftverteilungsnetz mit parallel geführten Warm- und Kaltluftkanälen. Die Druckluft der Temperaturregelungsanlage wird nun vom Kompressor in einen Luftkessel gedrückt und von hier nach allen Seiten im Gebäude entsprechend verteilt. Von dieser Verteilungsleitung gehen dünne Rohrabzweige von 3—6 mm Durchmesser zu den Bedarfsstellen, und zwar jedesmal über die Thermostaten I—VII zu den zugehörigen Membranventilen 1—7. Es sind vorgesehen:

ein Thermostat I in der Frischluftkammer zum Anstellen der Nachwärmeschlangen mit Hilfe des Membranventiles 1, sobald die Außentemperatur unter eine bestimmte Grenze sinkt (vgl. S. 149);

ein Thermostat II im Kaltluftkanal mit Membranventil 2, das die Vorwärmeheizfläche derartig regelt, daß im Kaltluftkanal stets 18° C gehalten werden (vgl. S. 149);

ein Thermostat III, verbunden mit dem Membranventil 3, das eine Zuluftklappe des Heißluftkanales dem Wärmebedarfe des betreffenden Raumes entsprechend regelt (vgl. S. 189);

ein Thermostat IV, mit Membranventil 4 zur Stellung einer Wechselklappe im Warm- und Kaltluftkanale (vgl. S. 386);

ein Thermostat V, der die Abluft eines Entlüftungskanales in einem Saale öffnet, sobald die Temperatur über die normale steigt, oder stark geraucht wird (vgl. S. 189);

ein Thermostat VI zu dem am meisten vorkommenden Falle, nämlich der gewöhnlichen Regelung eines Ventiles;

ein Thermostat VII zur Beeinflussung des Membranventiles 7, das $\frac{1}{3}$ der Heizfläche einer Schlange automatisch ein und aus schaltet, wenn die Außentemperatur unter eine bestimmte Grenze sinkt oder sie übersteigt.

Ferner kann die Johnson-Regelung zur automatischen Luftbefeuchtung in genau der gleichen Weise verwendet

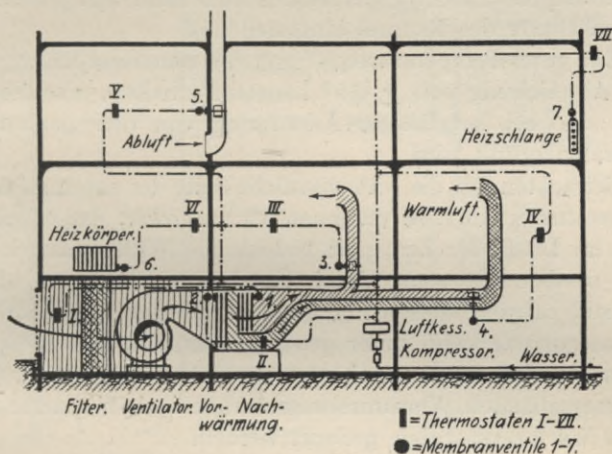


Fig. 194.

Heizungsanlage mit automatischer Temperaturregelung nach Johnson.

werden, wobei nur an Stelle des Thermostaten ein Humidostat tritt (vgl. S. 147).

Ein weiteres System der automatischen Temperaturregelung, das intermittierend, also durch vollständiges Öffnen bzw. Schließen des Ventiles wirkt, ist die elektrische Regelung von Käferle. Hier öffnet oder schließt eine wärmeempfindliche Metallfeder beim Berühren oder Loslassen eines Kontaktes den Stromkreis einer Akkumulatorenbatterie. Dadurch wird ein Anker angezogen oder losgelassen, der im Regulierventil sitzt und den Ventilkegel trägt, der mitgehoben oder -gesenkt wird.

Die zweite Art der selbsttätigen Regelung der Raumtemperatur ist die kontinuierliche, die hauptsächlich durch

die Konstruktionen von G. A. Schultze und von R. Fuess vertreten wird. Hier wird in Kopfhöhe an der Wand ein mit irgendeiner passenden Flüssigkeit gefüllter Metallaufnahmekörper angebracht und durch eine dünne Kupferleitung mit dem am Heizkörper sitzenden Regulierventile verbunden. Steigt die Raumtemperatur, so dehnt sich die Flüssigkeit aus und schließt den Ventilkegel; sinkt die Temperatur, so wird letzterer gehoben. Durch dieses Spiel wird allmählich der Durchflußquerschnitt für das Heizmedium nach dem jeweiligen Wärmebedarfe des Raumes eingestellt.

Ein guter Temperaturregler soll die Raumtemperatur mit einer Abweichung von $\pm 0,5^{\circ}$ konstant erhalten, eine Forderung, die bei sorgfältiger Anordnung von den genannten Apparaten erfüllt wird.

Betrachten wir die wirtschaftliche Seite der automatischen Temperaturregelung, so erkennen wir unschwer, daß mit ihrer Hilfe im Laufe der Zeit ganz bedeutende Wärmemengen erspart werden, die sonst durch Überheizung verloren wären oder zum offenen Fenster hinausgeheizt worden wären. Diese Wärmeersparnis kann unter gewissen Verhältnissen 10% betragen, so daß die Anlagekosten besonders in Schulen, Verwaltungsgebäuden, Versammlungsräumen usw. in kurzer Zeit durch Wärmeersparnisse gedeckt werden.

d. Schnellstromheizung.

Bei der gewöhnlichen Schwerkraft-Warmwasserheizung ergibt die Berechnung meistens im Verhältnis zur Dampfheizung ziemlich große Rohrdurchmesser, da die zur Verfügung stehende wirksame Druckhöhe nicht groß ist. Auch wurde es als besonderer Nachteil empfunden, daß die Heizkörper nicht tiefer als der Kessel aufgestellt werden dürfen, um die Zirkulation des Wassers zu sichern. Endlich ist das Anwendungsgebiet der gewöhnlichen Warmwasserheizung mit etwa 100 m Entfernung vom Kessel beschränkt.

Zur Behebung dieser Nachteile wurden verschiedene Heizungen mit beschleunigtem Wasserumlauf¹⁾ konstruiert.

¹⁾ Meter: Warmwasser-Schnellumlaufheizungen. Gesundh.-Ing. 1907 Nr. 29, Verlag R. Oldenbourg, München.

Dieser konnte auf verschiedenartigste Weise durch Schaffung einer besonderen Zusatzdruckhöhe zu der Druckhöhe durch Temperaturdifferenz geschaffen werden; in der Tat existieren eine sehr große Zahl Patente auf Schnellumlaufheizungen. Zu den Mitteln, mit Hilfe deren die Zusatzhöhe hervorgerufen werden kann, zählen hauptsächlich die Zuführung von Dampf oder Druckluft in den Wasservorlauf, die Überhitzung des

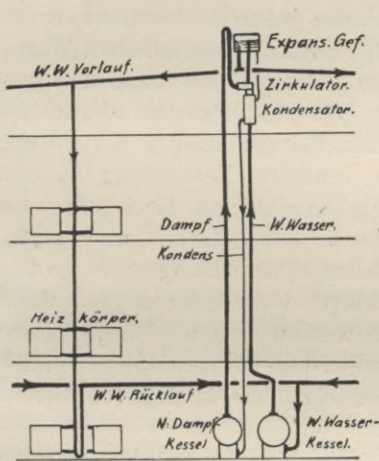


Fig. 195.

Schema der Reckheizung.

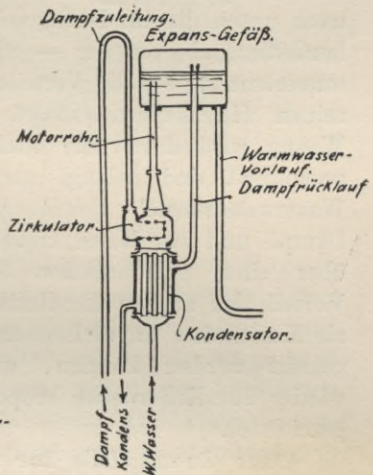


Fig. 196.

Detail zur Reckheizung.

Wassers, die Schaffung von Übergänge, Erzeugung von Mischwasser, motorischer Antrieb.

Die erste, bekannteste und heute verbreitetste Schnellstromheizung ist die nach dem dänischen Erfinder Reck genannte, im Jahre 1900 von ihm eingeführte Reckheizung Fig. 195—196. Hier ist neben dem Warmwasserkessel ein besonderer Niederdruckdampfkessel aufgestellt, dessen Dampf aus einer Steigeleitung durch eine Brause in eine Erweiterung der Warmwassersteigeleitung, den sog. Zirkulator, einströmt. Die Dampfbläschen, die im Wasser nicht kondensieren, erzeugen in dem nach oben anschließenden Motorrohr einen energischen Auftrieb, dessen Größe sich aus der Höhe des

Motorrohres und aus dem spezifischen Gewichte des Wasserdampfgemisches berechnen läßt. Der nicht kondensierte Rest des Dampfes gelangt in das geschlossene Expansionsgefäß, von wo er durch ein Überfallrohr wieder nach unten fließt und an der Kühlfläche des in die Warmwassersteigleitung eingebauten Kondensators verdichtet wird. Das entstandene Kondensat fließt vom Kondensator nach unten zum Niederdruckdampfkessel zurück. Vom Expansionsgefäße zweigt nun nach unten die im Dachgeschosse gelagerte Warmwasservorlaufleitung ab, von der — wie in einer gewöhnlichen Warmwasserheizung — die Verteilung des Wassers nach den einzelnen Heizkörpern erfolgt. Das in letzteren abgekühlte Wasser wird durch die Rücklaufleitung an der Kellerdecke gesammelt und gelangt zur erneuten Erwärmung in den Warmwasserkessel. Somit ergeben sich zwei Kreisläufe: ein Dampf- und ein Wasserkreislauf. Letzterer hat nun gegenüber einer gewöhnlichen Schwerkraftheizung den großen Vorteil, daß an ihn die Heizkörper ohne Schwierigkeit tiefer als Kesselmitte angeschlossen werden und also Kellerräume geheizt werden können, wobei die Rückleitung einfach wieder zur Kellerdecke emporsteigt, wie in Fig. 195 bereits gezeichnet.

Ohne Zusatzgefälle zur Gewichts Differenz der warmen und kalten Wassersäulen wäre diese Art der Heizkörperaufstellung ausgeschlossen. Infolge der erzielten großen Wassergeschwindigkeit in den Schnellstromheizungen wird hier mit Vorteil das Einrohrsystem angewendet. Wir erhalten also sehr kleine Rohrdurchmesser; die Leitungen können beliebig mit Steigung und Gefälle verlegt werden, da etwaige Luftblasen vom Wasser fortgeführt werden; die horizontale Ausdehnung der Anlage ist, soweit praktische Verhältnisse in Betracht kommen, unbeschränkt.

Die Reckheizung kann bei milderer Außentemperatur, also schwächerem Betriebe, auch ohne den Dampfkessel als einfache Schwerkraftwasserheizung betrieben werden, oder es genügt auch umgekehrt die Heizung des Dampfkessels, wobei das Wasser im Steigrohre seine Wärme durch den zugeführten Dampf im Zirkulator und im Kondensator aufnimmt. Diese

immerhin beschränkte Regelungsfähigkeit hat Reck¹⁾ veranlaßt, neuerdings sein System durch Einbau von Mischventilen in hervorragender Weise zu verbessern. Der leitende Gedanke ist die beliebig einstellbare Verbindung des Wasserrücklaufes mit dem Vorlaufe, wodurch die unbedingte generelle Regelungsfähigkeit der Reckheizung gewährleistet ist. Die Anlage ist dabei noch in der Weise vereinfacht, daß der Warmwasserkessel weggelassen und mit der Schnellumlaufvorrichtung selbst verbunden wurde.

Aus der Menge der vorhandenen praktisch eingeführten Schnellstromheizungen seien als Repräsentanten nur noch die von Brückner, Goebel, P. Hase, Körting, Rietchel und Henneberg genannt.

e. Etagenheizung.

In Häusern mit mehreren Parteien, also vor allem in Mietshäusern, ist es zur Vermeidung von Streitfällen wünschenswert, daß jeder Mieter seine eigene Zentralheizung habe. Dies kann dadurch erreicht werden, daß in jeder Etage, z. B. in der Küche, neben dem Herd oder mit diesem kombiniert, ein Warmwasserkessel aufgestellt wird. Die Vorlaufleitung wird an der Decke verteilt, die Rückleitung liegt entweder im Fußboden oder an der Decke der darunter liegenden Etage. Die Heizkörper kommen bei dieser Anordnung in die gleiche Höhe mit dem Kessel oder sogar etwas tiefer zu stehen. Daß trotzdem eine regelrechte Wasserzirkulation erfolgt, ist nur auf die Abkühlung der vertikalen Leitungen zurückzuführen, wodurch eine größere wirksame Druckhöhe erzeugt wird. Unter Berücksichtigung der Abkühlung der Leitung kann also eine Etagenheizung sehr gut berechnet werden, so daß keine Störung und nachträgliche Höherstellung irgendeines Heizkörpers zu erfolgen braucht. Die Firma Gebr. Körting führt Etagen-Schnellumlaufheizungen nach ihrem Wasserüberhitzungssystem aus.

¹⁾ Die Warmwasserheizung System Reck mit Wassermischung. Gesundheits-Ingenieur 1907 Nr. 34, Verl. R. Oldenbourg, München.

f. Pumpenheizung.

Auch die mittels in den Wasserkreislauf eingeschalteter Pumpe betriebene Heizung kann als Schnellstromheizung bezeichnet werden, als welche sie der Firma Bolze in Hannover patentiert ist. Da aber durch die Pumpe als maschinelles Hilfsmittel ein neues Moment in den Heizungsbetrieb hineinkommt, und da die Pumpenheizung ein Analogon zum Ventilatorbetriebe bei Lüftungsanlagen darstellt, so wollen wir sie gesondert besprechen.

Der Einbau der Pumpe geschieht am zweckmäßigsten in den Wasserrücklauf vor dem Eintritt in den Kessel. Bei der Anordnung im Wasservorlauf würde beim Saugen zu heißem Wasser durch die Pumpe leicht Dampfbildung im Saugrohr auftreten können, was zu Wasserschlägen in der Leitung führen würde.

Es ergeben sich die mannigfaltigsten Ausführungsformen der Pumpenheizung nach dem Einrohr- und Zweirohrsystem, wie sie etwa in den Figuren 197—199 dargestellt sind. Das Expansionsgefäß ist, wenn offen, natürlich mit dem Rücklauf zu verbinden. Besondere Entlüftungsleitungen sind außer der Expansionsleitung nicht erforderlich.

Als Pumpen selbst stehen Kreiselpumpen oder Zentrifugalpumpen, Riemenscheiben-Kolbenpumpen oder automatische Dampfpumpen nach dem bekannten Duplexsystem, das gewöhnlich zur Kesselspeisung verwendet wird, zur Verfügung.

Die **Kreiselpumpe** verhält sich betriebstechnisch genau analog dem Zentrifugalventilator¹⁾. Es kann daher prinzipiell auf den bezüglichen Abschnitt 12c dieses Buches verwiesen werden. Wird also, wie meist, elektrischer Antrieb gewählt, so sind nur Gleichstromnebenschlusmaschinen zu empfehlen, da diese trotz großer Belastungsschwankungen annähernd ihre konstante Tourenzahl beibehalten. Ebenso wie bei den Zentrifugalventilatoren stehen auch bei den Kreiselpumpen die Fördermenge, Tourenzahl und Druckhöhe in ziem-

¹⁾ K u x: Wirkungsgrade von Zentrifugalpumpen, Z. d. V. D. Ing. 1907 Nr. 9. Vgl. ferner die Fußnoten auf S. 117.

lich verwickeltem Zusammenhang, der nur aus dem Verlaufe der charakteristischen Kurven erkannt werden kann. Wählen wir wieder die QH -Kurve als Charakteristik, so ergibt sich bei den Zentrifugalpumpen ein ganz ähnlicher Verlauf wie in Fig. 55. In dem hauptsächlichen Benutzungsgebiete gilt also auch hier der Satz, daß mit zunehmendem Drucke bei konstanter Turenzahl die Fördermenge abnimmt. Das heißt: Werden zufällig im Gebäude eine ganze Anzahl Heizkörper

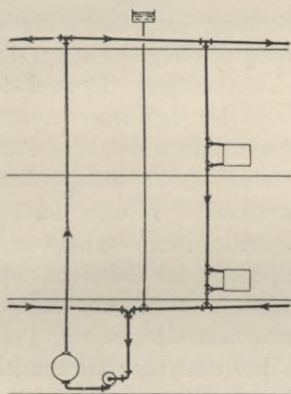


Fig. 197.

Einrohr-Warmwasserheizung
mit Zentrifugalpumpe.

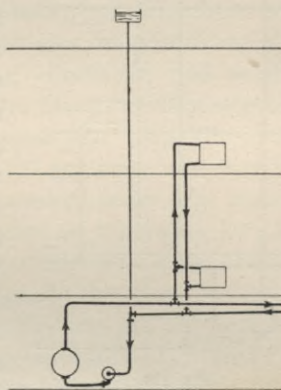


Fig. 198.

Zweirohr-Warmwasserheizung
mit Zentrifugalpumpe.

auf einmal abgestellt, so daß sich beim Zweirohrsystem der Pumpengegendruck erhöhen muß, so nimmt die geförderte Wassermenge von selbst ab. Da aber gleichzeitiges Abstellen einiger Heizkörper meistens ein Zeichen der Überheizung einer großen Zahl von Räumen ist, so ist der neue Betriebszustand der Pumpe nur als günstig zu bezeichnen, weil jetzt weniger Wärme geliefert wird. Selbst das plötzliche Außerbetriebsetzen einer sehr großen Anzahl von Heizkörpern würde keinen gefährlichen Einfluß bezüglich der Erhöhung des Druckes in den Leitungen zur Folge haben, wie aus der Charakteristik Fig. 55 hervorgeht. Ist aber umgekehrt die Pumpe bei normaler Liefermenge für einen bestimmten Druck gebaut worden und stellt sich bei Inbetriebsetzung heraus,

daß dieser Druck auch nicht annähernd erreicht wird, sondern stets erheblich unter dem berechneten bleibt, so ist von vornherein mit einem sehr unwirtschaftlichen Betrieb der Pumpe zu rechnen. Denn nach Fig. 56 u. 57 nimmt in diesem Falle der Wirkungsgrad sehr schnell ab, und die zugeführte Leistung steigt rasch hoch an. In solchen Fällen, in denen also die Pumpe aus Unkenntnis ihres Verhaltens und der Sicherheit

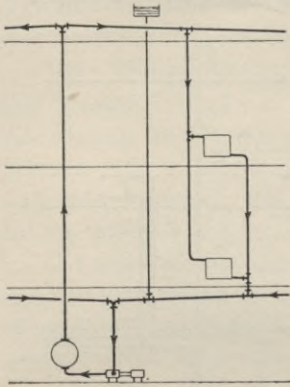


Fig. 199.

Zweirohr-Warmwasserheizung
mit Kolbenpumpe.

wegen für einen zu hohen Druck bestellt worden ist, bleibt als einzige Rettung nur die künstliche Erhöhung des Gegendruckes durch einen einmaligen Drosselwiderstand in der Leitung, wenn es nicht vorzuziehen ist, die Pumpe durch eine mehr entsprechende auszuwechseln. Infolge des ziemlich komplizierten Verhaltens der Kreiselpumpe im Betriebe ist es im allgemeinen ratsam, auf eine Regelung des Ganges der Pumpe durch Verstellen der Turenzahl zu verzichten. Man lasse vielmehr die Pumpe ruhig mit konstanter Turenzahl laufen und bewirke

die generelle Regelung der Warmwasserheizung durch Änderung der Wassertemperatur. Durch Beobachtung des Manometers kann der Heizer alsdann bequem verfolgen, ob und wieviel Heizkörper innerhalb der Anlage an- oder abgestellt werden. Diese Kenntnis ist aber auch für ihn bereits ein Anhalt über die Veränderungen, die er in der Wassertemperatur vorzunehmen hat. Würde er dagegen auf die Anzeige der Temperaturänderung selbst warten, so würde er mit der Nachregelung wegen der hohen spezifischen Wärme des Wassers stets zu spät kommen. Bei sachgemäßer Anlage einer Zentrifugalpumpe ergibt sich ein ziemlich einfacher Betrieb der Heizung, auch kann die Pumpe ruhig ohne Beaufsichtigung, z. B. während der Nachtzeit, weiterlaufen.

In den letzten Jahren hat die Ausführung der Zentrifugalpumpen eine große Vervollkommnung erfahren. Die früher bei Kreiselpumpen erzielten Wirkungsgrade von höchstens 50 % haben heute bei gleichzeitiger Steigerung der Druckhöhe den Betrag von 70—80 % erreicht. Man kann Niederdruck-Zentrifugalpumpen bis etwa 20 m Druckhöhe und Hochdruck-Zentrifugalpumpen mit größerer Druckhöhe unterscheiden. Bei den modernen Kreiselpumpen wird das Wasser beim Austritt aus dem Leitrade in günstiger Weise geführt. Die Umsetzung der Wassergeschwindigkeit erfolgt durch einen am Umfange des Gehäuses angebrachten spiralförmigen Hohlraum, den Diffusor, allmählich und möglichst ohne Stoßverluste in Druck. Die Hochdruckkreiselpumpen werden gewöhnlich als Turbinenpumpen ausgeführt, wobei mehrere Laufräder nebeneinander auf gemeinschaftlicher Welle sitzen. Das Wasser durchfließt nacheinander die einzelnen Lauf- und Leiträder. Je höher der zu erzielende Druck ist, desto mehr Stufen werden angewendet. Für diese Abstufung ist außer dem Raddurchmesser folgende Erwägung maßgebend. Für jede Umdrehungszahl eines Kreisels ist ein maximaler Wirkungsgrad vorhanden. Der geometrische Ort dieser η_{\max} ist nach Fig. 57 annähernd eine Parabel, aus deren Verfolgung vom Ursprung des Koordinatensystemes ab sich erkennen läßt, daß der maximale Gesamtwirkungsgrad zunächst bis zu einer gewissen Turenzahl n_x zunimmt, um sodann wieder abzufallen. Der dieser Turenzahl n_x zugehörige Druck wird also annähernd der Mittelwert sein, der durch das erste Laufrad zu erstreben ist; das zweite Laufrad erzeugt sodann die zweite Druckstufe und so fort, bis die zu erzielende wirksame Druckhöhe der betreffenden Anlage erreicht ist. Bei mechanisch betriebenen Warmwasserheizungen werden jedoch selten mehrstufige Turbinenpumpen zur Anwendung zu kommen brauchen, da außer in Fernwarmwasserheizungen die Druckhöhe gewöhnlich zu gering ist.

Für die meisten Fälle der Heizungspraxis genügen also Niederdruckkreiselpumpen, von denen die Fig. 200 eine Type der Firma Schiele & Co. in Frankfurt a. M.-Bockenheim gibt. Diese Pumpen werden dann einstufig ausgeführt,

wobei auch meistens das Leitrad weggelassen wird. Der Antrieb kann durch Riemenscheibe oder, da hohe Turenzahlen erreicht werden, mittels direkt gekuppelten Elektromotors oder auch mit Dampfturbine erfolgen.

Bei der Auswahl der Zentrifugalpumpe muß, genau wie bei den Zentrifugalventilatoren, große Sorgfalt obwalten, damit der theoretisch zu erreichende günstige Wirkungsgrad auch im praktischen Betriebe annähernd erreicht wird. Es empfiehlt sich deshalb, vor der Bestellung der Pumpe den Widerstand der Leitung für verschiedene Wassergeschwindigkeiten so genau wie irgendetmöglich rechnerisch festzulegen und für

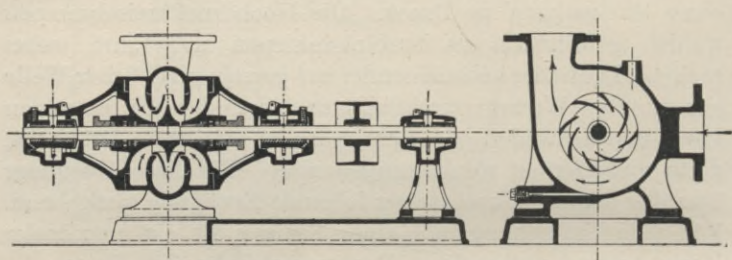


Fig. 200.

Niederdruck-Zentrifugalpumpe von G. Schiele & Co.

den normalen Betrieb die Fördermenge, Geschwindigkeits- und Widerstandshöhe auszurechnen. Diese Angaben sind alsdann der Pumpenfirma mit der annähernd verlangten minimalen und maximalen Leistung der Pumpe zu übermitteln. An die dann zu wählende Pumpe ist vor allem die Anforderung zu stellen, daß die Wirkungsgradcharakteristik (Fig. 56 u. 57) in den angegebenen Grenzen einen möglichst flachen Verlauf mit möglichst hohem η aufweist. Der Wirkungsgrad selbst hängt von dem verwendeten Pumpenmodell ab: Für kleine Druckhöhen werden zweckmäßig rückwärts gekrümmte Laufradschaufeln angewendet; je größer die Druckhöhe ist, desto steiler werden die Schaufeln zu wählen sein, damit die Turenzahlen nicht zu hoch ausfallen. Bei zu großer Umdrehungszahl steigen die Reibungs-, Stoß- und Spaltverluste; letztere Verluste neh-

men andererseits ebenfalls zu, wenn wegen zu klein gewählter Turensahl der Raddurchmesser zu groß ausgefallen ist. Hier den richtigen Mittelweg zu wählen, muß der Erfahrung der pumpenliefernden Firma überlassen bleiben. Jedenfalls geht aus Vorstehendem bereits zur Genüge hervor, daß es behufs zweckmäßiger Auswahl¹⁾ einer möglichst vollständigen Angabe der Rechnungsunterlagen seitens des Bestellers bedarf. Vielleicht empfiehlt es sich unter Umständen, wenn sehr wechselnder Betrieb vorauszusehen ist, zwei parallel geschaltete, einzeln absperrbare Pumpen einzubauen, von denen die eine für große, die andere für kleine Belastung den günstigsten Wirkungsgrad hat. Die Pumpen hätten dann abwechselnd entsprechend den Betrieb zu übernehmen, eine Ausführung, die neben dem Vorteil der stets vorhandenen Reserve den eines sehr wirtschaftlichen Betriebes gewährleistet und um so mehr empfohlen werden kann, als die Zentrifugalpumpen im Preise bedeutend billiger sind als Kolbenpumpen gleicher Leistung.

Ganz anders und mehr durchsichtig als das der Kreiselpumpen ist das Verhalten der gewöhnlichen Kolbenpumpe im Betriebe. Bei ihr ist die geförderte Wassermenge jederzeit proportional der Zahl der Hübe, also auch proportional der Umdrehungszahl. Der Gegendruck spielt dabei nur insofern eine Rolle, als sich natürlich bei anwachsenden Widerständen in der Rohrleitung der Arbeitsbedarf entsprechend erhöht, während die Liefermenge vollkommen unbeeinflusst bleibt. Ein Überschreiten des zulässigen Maximaldruckes muß selbstverständlich durch eine entsprechende Sicherheitsvorrichtung ausgeschlossen sein. Verwendet man dagegen schwungradlose Duplexdampfmaschinen, so werden diese natürlich, sobald sie größeren Gegendruck erhalten, anfangen langsamer zu laufen und also insofern ein ähnliches Verhalten wie die Kreiselpumpen zeigen, als beide in einem solchen Falle weniger Wasser fördern, wenn auch aus ver-

¹⁾ P. Hartmann: Über die Auswahl und Beurteilung der Zentrifugalpumpen. Berg- und Hüttenmänn. Zeitschrift »Glückauf« 1908, Nr. 37, Essen-Ruhr.

schiedenen Gründen, die erstere wegen verminderter Umdrehungszahl, die Zentrifugalpumpe wegen erhöhten Druckes. Die Dampfpumpen haben den Vorteil für sich, daß der zur Arbeitsleistung verbrauchte Dampf noch zur Wärmeerzeugung herangezogen werden kann, daß also der mechanische Betrieb der Heizanlage fast kostenlos ist.

Wo in einer Anlage Dampfdruck von etwas über 1 Atm. zur Verfügung steht, da kommen vor allem die schwungradlosen Dampfpumpen in Betracht, wie sie etwa von der

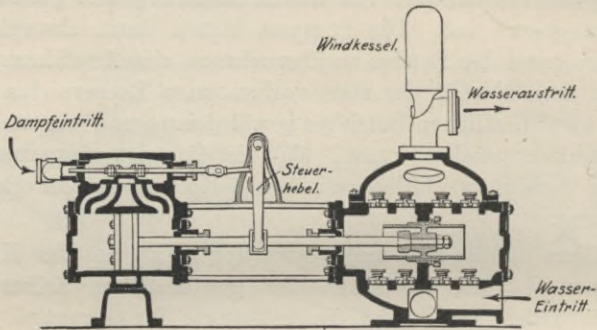


Fig. 201.

Worthington-Dampfpumpe.

Worthingtonpumpenkompanie oder Schwade in Erfurt, Schäffer & Budenberg u. a. ausgeführt werden. Die Fig. 201 stellt den Längsschnitt einer Worthingtonpumpe dar, die seit 1845 vielfach verbessert worden ist. Die vorgenannten Pumpen tragen konaxial auf derselben Stange den Dampf- und den Pumpenkolben. Der Gang wird automatisch durch einen Steuerhebel beeinflusst, so daß die Pumpe in jeder Stellung ohne weiteres anläuft. Die Hubzahl kann beliebig hoch oder niedrig eingestellt werden. In den Pumpenzylinder tritt das Wasser von unten her durch die Saugkammer ein und gelangt in die obere Druckkammer, auf der der Windkessel angebracht ist. Der Abdampf dieser Pumpen wird wieder zur Heizung ausgenutzt.

Der Arbeitsbedarf der Pumpen beträgt nach der bekannten Gleichung (vgl. S. 113):

$$N = \frac{Q H}{75 \eta} \text{ PS,} \quad (117)$$

worin bedeutet

Q die geförderte Wassermenge in cbm/sek,

$H = H_v + H_W$ die von der Pumpe zu überwindende Gesamtdruckhöhe in m WS,

η den Wirkungsgrad, für den Betrieb mit höchstens etwa 0,5 einzusetzen.

Die Bestimmung des Wirkungsgrades auf elektrischem Wege erfolgt prinzipiell in der gleichen Weise, wie bei den Ventilatoren im ersten Teile genauer beschrieben wurde. Er ist demnach bei Zentrifugalpumpen in ähnlicher Weise, wie durch die Fig. 57 dargestellt, von der Liefermenge, dem Druck und der Umdrehungszahl abhängig. Eine Pumpe, deren Wirkungsgradkurve in mittlerer Höhe nach Fig. 56 möglichst flach verläuft, ist also einer andern vorzuziehen, bei der diese Kurve spitz zu einem sehr hohen Wert ansteigt, für benachbarte Belastungen aber steil auf einen niedrigen Betrag absinkt. Denn jene günstigsten Verhältnisse, bei denen $\eta = \max$ ist, werden selten oder nie in der ausgeführten Heizanlage vorkommen. Den Angaben der Prospekte, in denen also ohne irgendwelche Beziehungnahme zu den genannten drei Größen Q , H und n ohne weiteres ein Wirkungsgrad von 80% und mehr versprochen wird, ist deshalb mit Vorsicht zu begegnen. Jedenfalls muß η für die Berechnung des Arbeitsbedarfes in Gl. (117) erheblich niedriger eingesetzt werden.

g. Dampf-Warmwasserheizung.

Wird der Kessel einer Warmwasserheizung der bisher besprochenen Typen nicht durch Feuer, sondern durch Dampf geheizt, so haben wir eine Dampf-Warmwasserheizung. Die Wärmeübertragung geschieht durch kupferne, messingene oder stählerne Dampfschlangen in stehenden oder liegenden Zylinderkesseln, die je nach der beabsichtigten Wärmeerzeugung

speicherung einen großen oder kleinen Wasserinhalt haben können.

Fig. 202 stellt einen stehenden Dampf-Warmwassererzeuger mit großem Wasserinhalt zur reichlichen Wärmeaufspeicherung dar, wie er von der Firma Schaffstädt in Gießen auch als Wärmespeicher für überschüssigen Abdampf oder als Warm-

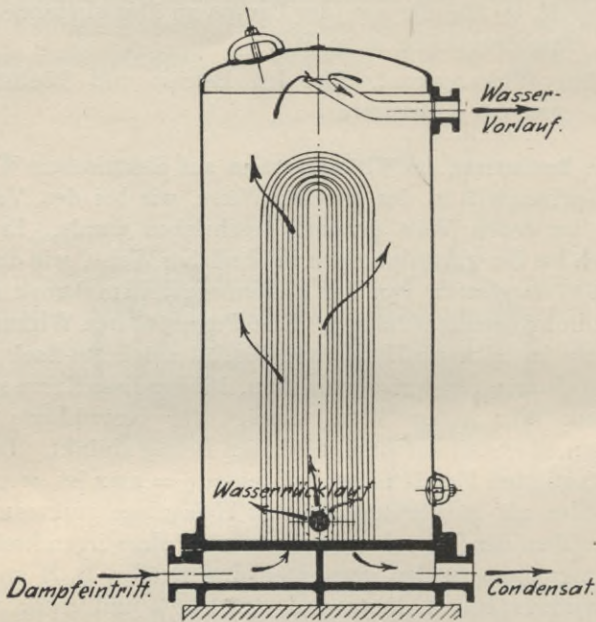


Fig. 202.

Dampf-Warmwassererzeuger mit großem Wasserinhalt von Schaffstädt.

wasserreservoir zu Küchenzwecken Verwendung findet. Der Dampf gibt beim Durchströmen der Röhren in der durch die Abbildung gekennzeichneten Richtung seine latente Wärme an das umgebende Wasser ab, während das Kondenswasser der Kesselseispumpe zufließt.

Fig. 203 zeigt einen Dampf-Warmwasserkessel von Schaffstädt mit kleinem Wasserinhalt, wie er meistens für Heizungen verwendet wird. Die Dampf- und Wasserströmung

erfolgt, wie in der Figur ausgedrückt, im Gegenstrom, wodurch eine große Wärmeübertragung gesichert ist. Bei diesen Kleinwasserraumapparaten tritt sehr leicht eine Überwärmung des geringen Wasserinhaltes und damit Dampfbildung ein. Deshalb ist es ratsam, derartige Apparate stets mit einem selbsttätigen Regler, etwa nach Art der Fig. 188, zu versehen, der öffnend und schließend auf das Dampfventil wirkt, je nachdem die normale Wassertemperatur eine gewisse Höhe unter- oder überschreitet. Andererseits ist leicht einzusehen, daß die Regelung der Wassertemperatur desto exakter und schneller

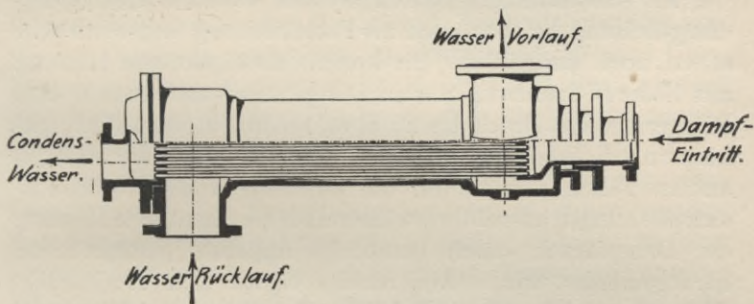


Fig. 203.

Gegenstrom-Dampf-Warmwasserkessel mit kleinem Wasserinhalt von Schaffstätt.

vonstatten geht, je kleiner der Wasserinhalt ist. Großwasserraumkessel sind dagegen sehr unempfindlich, und es dauert bei ihnen lange, bis die gewünschte Temperaturänderung eintritt.

Die Wärmeübertragung von Dampf an Wasser ist sehr groß. Als Transmissionskoeffizient kann für wenig bewegtes Wasser (Fig. 202) $k = 1000\text{--}2000 \text{ WE/qm/Std/C}^\circ$, für schnell zirkulierendes Wasser (Fig. 203) und Gegenstrom $k = 4000$ bis $9000 \text{ WE/qm/Std/C}^\circ$ eingesetzt werden.

Die Berechnung des Durchmessers der Dampfleitungen bzw. Heizschlangen, die im Wasser ihre Wärme an letzteres abgeben, erfolgt auf Grund der Voraussetzung, daß der hineingeschickte Dampf am Austritt gerade vollkommen kondensiert ist, nach den Gleichungen (101) bzw. (103).

In großen Gebäuden werden meistens mehrere Dampf-Warmwasser-Heizsysteme ausgeführt, die nach den Himmelsrichtungen zu verteilen sind, damit eine gute generelle Regelung der Gesamtanlage durchzuführen ist. Um diese Regelung vom Zentralbedienungsraume jederzeit vornehmen zu können, werden die entfernt liegenden Dampf-Warmwasserkessel mit elektrischen Fernthermometern ausgerüstet, die im zentralen Bedienungsraume Glockenzeichen in Tätigkeit setzen können.

33. Die Hochdruckdampfheizung.

Als selbstständiges Heizungssystem wird die Hochdruckdampfheizung bei uns auch als Fabrikheizung heute nur sehr selten noch ausgeführt. Sie kommt als eigentliche Heizung mit höherer Spannung nur in Dampfwarmwasserkesseln und mit geringerem Druck bis zu etwa 1 Atm. in Dampfheizkörpern bei erhöhter Luftgeschwindigkeit in Frage. In allen andern Fällen werden nur die Zuleitungen als Hochdruckdampfleitungen ausgeführt, während für die eigentliche Heizung der Dampfdruck durch besondere Apparate entsprechend herabgemindert wird. Andererseits eignet sich Hochdruckdampf wegen der engen Rohrleitungen sehr vorteilhaft zum Wärmetransport auf größere Entfernungen. Schließlich wird Dampf von höherer Spannung außer zur Heizung in vielen Gebäuden, wie z. B. in Krankenhäusern, zum Wirtschaftsbetrieb, zur Bereitung von Badewasser, zur Desinfektion, zum Betriebe von Maschinen usw. gebraucht.

Es wird sich also darum handeln, diejenigen im Zusammenhange mit der Hochdruckleitung stehenden Einrichtungen zu beschreiben, die noch nicht in den allgemeinen Abschnitten 27—29 ihre Erledigung gefunden haben.

a. Anordnung und Verteilung der Hochdruckdampfheizung.

Zur Erzielung möglichst günstiger wirtschaftlicher Verhältnisse ist auf die Entnahme trockenen Dampfes das größte Gewicht zu legen. Aber auch am Ende der einzelnen Verteilungsleitungen soll der Dampf möglichst trocken gesättigt ankommen, weil bis dahin jede Kondensation einen Wärmeverlust bedeutet. Trockener Dampf kann auf viererlei

Art erzeugt werden: 1. durch Anwendung möglichst großer Dampfgeschwindigkeiten, wie aus dem Rechenbeispiele Seite 354 hervorgeht, und wobei gleichzeitig die kleinsten Rohrdurchmesser sich ergeben; ist diese Ausführung nicht gangbar, weil der Spannungsabfall nicht groß genug angenommen werden kann, so kommt 2. die Drosselung in Frage, bei der infolge des plötzlichen Spannungsabfalles ohne Wärmeabfuhr, d. h. adiabatischer Expansion, sogar Überhitzung des Dampfes auftreten kann; 3. durch Anwendung von Überhitzern bei der Kesselanlage. Jedoch ist die Überhitzung nicht zu weit zu treiben, da überhitzter Dampf in den Heizleitungen erst kondensiert, wenn die Überhitzungswärme abgegeben ist, so daß im allgemeinen 30—40° Überhitzung genügen werden; 4. durch besondere Trocknung des Dampfes in Dampftrocknern, d. h. durch mechanische Wasserabscheidung.

Die absperrbare Haupthochdruckleitung wird nun vom Dampfsammler der Kesselanlage zunächst zu einem gemeinsamen Dampfverteiler geführt, der in einem zentralen Regulierungsraum anzuordnen ist. Von diesem Hauptdampfverteiler gehen dann die einzelnen Dampfleitungen zu den Bedarfstellen. Jede abzweigende Dampfleitung wird absperrbar eingerichtet und erhält ihre Bezeichnung am besten durch ein kleines Emailleschild. Sind die einzelnen Heizungen in Gruppen zusammenzufassen, so gehen die Leitungen erst zu kleineren Gruppendampfverteilern. Die einzelnen Dampfverteiler sollen Manometer besitzen und müssen entwässert sein. Die Fig. 204 zeigt den von der Firma Fritz Käferle in Hannover eingerichteten Regulierungsraum mit den Dampfverteilern für die dortige neue städtische Badeanstalt. Die Hauptbedingung für den Entwurf des Reguliererraumes ist eine übersichtliche Anordnung der Dampfleitungen, die etwa nach folgenden Gruppen erfolgen kann: Hauptdampfverteiler mit Abzweigen zu den Dampfpumpen, Injektoren usw. und zu den einzelnen Dampfverteilern für Luftvorwärmung, Luftnachwärmung, Luftbefeuchtung, Dampfwarmwasserkessel, reduzierte Niederdruckdampfheizung, Warmwassererzeugung und anderes mehr. Statt dieser Gruppierung kann auch je nach

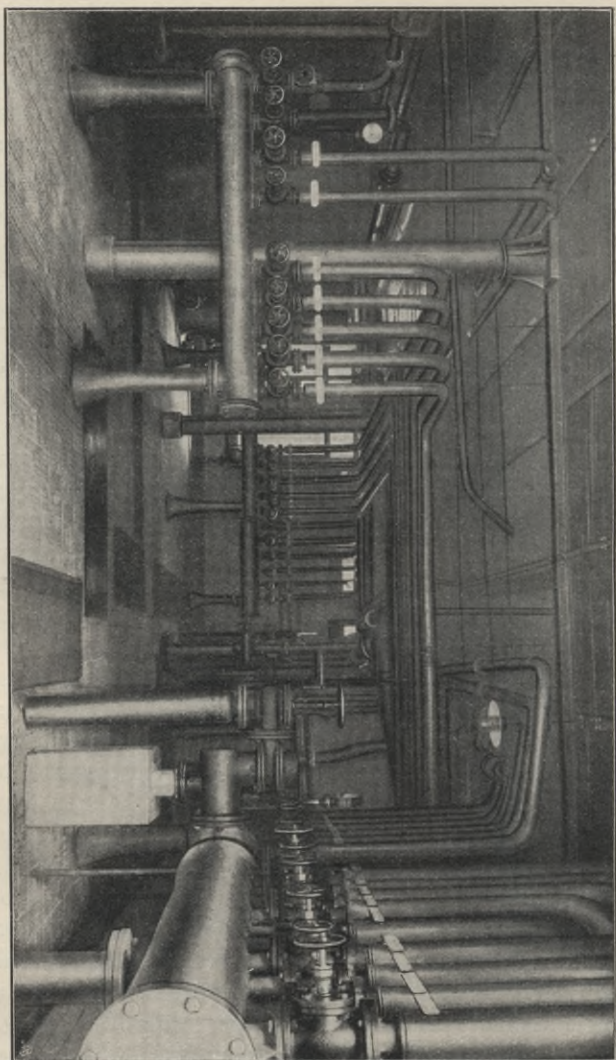


Fig. 204.

Zentraler Regulierungsraum der neuen städtischen Badeanstalt in Hannover, ausgeführt von Fritz Käferle.

Umständen eine Verteilung nach den einzelnen Gebäudeteilen vorgenommen werden, z. B. Nordflügel, Südflügel, Korridore und Treppen, Aborte, Sitzungssaal, Festsaal usw. Überhaupt darf hier kein Schematismus obwalten, sondern die Verteilung hat sich nach der Eigenart des Gebäudes und nach den zur Anwendung gebrachten Heizungssystemen zu richten. In allen Fällen sind die Heizungseinrichtungen mit denen für die Ventilation in demselben Zentralraum unterzubringen, wie schon auf Seite 190 und 191 angedeutet worden ist. Alle Signalapparate und Fernstellvorrichtungen, die im einzelnen bereits eingehend beschrieben worden sind, werden ebenfalls übersichtlich in diesen Regulierraum eingeordnet, so daß von hier aus eine geordnete Bedienung der gesamten, vielfach verzweigten Heizungs- und Ventilationsanlagen möglich ist.

Das ganze aus der Heizung zurückkommende Kondenswasser wird in einem gemeinsamen Kondenswasserreservoir gesammelt, (vgl. Fig. 229), in das die einzelnen Rückleitungen vereinigt oder in Gruppen, mit Schildern versehen, einmünden. Eine solche Bezeichnung ist notwendig, damit der Heizer jederzeit in der Lage ist zu kontrollieren, welche Rückleitungen etwa Dampf durchschlagen lassen, was nach Möglichkeit verhütet werden muß. Das Kondensreservoir kann gemauert sein, wird aber wegen der Verbindung mit den Leitungen zweckmäßiger aus Eisenblech hergestellt und erhält ein Wrasenrohr sowie einen Überlauf, der mit der Kanalisation verbunden wird. Um jedoch nach Möglichkeit Wasserverluste zu vermeiden, ist das Reservoir so reichlich zu bemessen, daß es die maximale von der Heizung gelieferte Wassermenge bei normalem Pumpenbetriebe noch mit Sicherheit aufzunehmen vermag. Der Deckel des Reservoirs ist dampfdicht aufzuschrauben und mit Einsteigklappe zu versehen. Eine Wasserstandsanzeige entweder mittels Schwimmers oder seitlichen Glases oder auch Tauchglocke mit Druckluftmanometer für Fernanzeige, ist ebenfalls wünschenswert.

Die Rückspeisung des Kondensates in die Kesselanlage erfolgt wohl am bequemsten mit Hilfe der bekannten automatischen Duplex-Dampfpumpen (Fig. 200), die in jeder Stellung selbsttätig anlaufen, und deren Gang durch das Dampf-

ventil bequem auf eine bestimmte Hubzahl einreguliert werden kann. Die Pumpe muß möglichst unterhalb des Wasserstandes aufgestellt sein, damit das Wasser der Pumpe zufließen kann; andernfalls würde in der Saugleitung bei heißem Wasser leicht Dampfbildung und damit ein Versagen der Pumpe eintreten. Statt der Dampfpumpe kann auch ein Injektor angewendet werden. Ist der Dampfdruck nicht in genügender Höhe von mindestens 1 Atm. Überdruck vorhanden, so würde eine Transmissionspumpe z. B. nach Patent Josse, oder auch elektrisch direkt angetriebene Kreiselpumpe in Frage kommen. Wünschenswert ist ferner eine Vorrichtung, mit deren Hilfe die Pumpe selbsttätig ein- und ausgeschaltet wird, wenn der Wasserspiegel im Reservoir eine bestimmte Höhe über- oder unterschreitet. Sind mehrere Kessel vorhanden, so drückt die Pumpe in einen gemeinschaftlichen Verteiler, von dem die Speiseleitungen, durch Ventile absperrbar, nach den einzelnen Kesseln hin abzweigen. Der Abdampf der Pumpe ist zur Heizung zu verwenden, wie es Fig. 229 zeigt.

Die Führung der Dampf- und Kondensleitungen nach und von den Bedarfsstellen geschieht oft in einem unterirdischen, begehbaren Kanale, der das ganze Gebäude durchzieht und gleichzeitig als Frischluftzuführungskanal dient. Daß eine solche Anordnung aus hygienischen Gründen nicht empfehlenswert ist, wurde auf Seite 168 näher auseinandergesetzt. Jedenfalls ist die Trennung der Dampf- und Luftleitungen, wie sie von den amerikanischen Ingenieuren durchgeführt wird, auch aus baulichen und technischen Rücksichten bei weitem vorzuziehen.

Bei der Fortleitung überhitzten Dampfes braucht auf eine Führung der Rohre mit stetigem Gefälle nicht Bedacht genommen zu werden, sofern man sicher ist, daß der Dampf mindestens noch trocken gesättigt am Ende der Leitung ankommt. Es kann in diesem Falle kein Kondenswasser entstehen, und die Leitung darf beliebig steigend und fallend verlegt werden. Anders bei gesättigtem Dampfe, der bei erfolglicher Abkühlung Wasser niederschlägt: dies bedingt eine Verlegung der Hochdruckleitung mit Gefälle in der Dampf-

richtung, so daß das entstandene Niederschlagswasser am Ende durch Kondenstöpfe abgeleitet werden kann. Bei sehr langen Leitungen steht oft nicht die für die Verlegung erforderliche bauliche Höhe zur Verfügung; dann wird die Dampfleitung nach Fig. 205 mit Sägegefälle verlegt und an jedem Steige-



Fig. 205.

Anordnung des Sägegefälles bei Dampfleitungen.

punkte durch einen Kondenstopf entwässert. Alle Abzweige sind der freien Ausdehnung wegen in Schleifenform anzuordnen. Die Kondensleitung wird meistens mit der halben Dimension der Dampfleitung ausgeführt.

Die allgemeinen Gesichtspunkte bei der Ausführung der Rohrleitung waren bereits in früheren Abschnitten besprochen worden.

b. Die Ausrüstung der Hochdruckdampfheizung.

Die zum Ausscheiden des schwebend im Dampfstrom enthaltenen Wassers dienenden Apparate sind die **Dampftrockner**. In ihnen wird der Dampf gezwungen, mehrfach seine Richtung zu wechseln und somit beim Auftreffen auf entgegenstehende Flächen die Wassertröpfchen abzusetzen. Die Fig. 206 und 207 veranschaulichen das Prinzip: der Dampf strömt in der Richtung *AB* durch den Apparat, das abgesetzte Wasser fließt bei *W* fort. Bei einem von Rietschel konstruierten Wasserabscheider strömt der nasse Dampf tangential in den Zwischenraum eines Doppelrohres ein und setzt seine Feuchtigkeit beim spiralförmigen Durchgange an den Wandungen ab, während der getrocknete Dampf durch das innere Rohr nach oben wegströmt.

Die **Kondenswasserableiter** dienen dazu, das in der Dampfleitung durch Abkühlung entstandene, mitströmende Kondens-

wasser selbsttätig zu entfernen. Man unterscheidet Ausdehnungswasserableiter, Schwimmtöpfe und Kondenswasserstauer. Bei der ersteren Art bewirkt die Ausdehnung eines metallenen Stabes oder Bügels den Abschluß, die Zusammenziehung desselben das Öffnen des

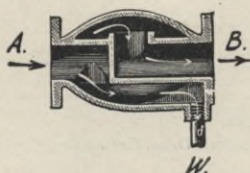


Fig. 206.

Dampftrockner von Käferle.

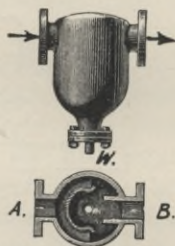


Fig. 207.

Dampftrockner von
Schäffer & Budenberg.

Wasserablasses, je nachdem Dampf oder Wasser den Ausdehnungskörper berührt. Fig. 208 zeigt den nach diesem Prinzip konstruierten Universum-Kondenswasserableiter, im Grundriß ohne Deckel dargestellt. Die im Innern sichtbare Rohrfeder ist mit einer leicht siedenden Flüssigkeit gefüllt. Tritt nun das Kondenswasser durch den linken Anschluß in den Apparat ein, so dehnt sich die Feder aus, sobald alles Wasser aus der Dampfleitung abgeflossen ist

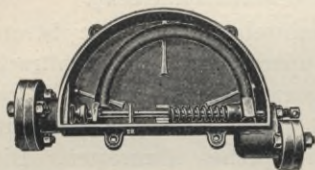


Fig. 208.

Kondenswasserableiter Universum.

und der nun nachströmende Dampf die Feder berührt. Dadurch wird der Ventilkegel links auf die Eintrittsöffnung fest aufgedrückt, so daß der Zufluß des Dampfes gehindert ist, während das Kondenswasser rechts abfließt. Gleichzeitig zieht sich die Feder, da sie durch Wasser gekühlt wird, allmählich wieder zusammen, öffnet das linke Ventil, und es tritt Wasser ein, das nach rechts durchfließt, bis Dampf nach-

strömt, wodurch das Einlaßventil geschlossen wird, usw. Genau das gleiche Prinzip wird durch die einfachere Konstruktion Fig. 209 von Gebrüder Körting vertreten, bei der das innere Messingrohr das Abflußventil bei *B* öffnet oder schließt, je nachdem Wasser oder Dampf im Apparat ist. — Das Prinzip der Schwimmtöpfe erhellt aus der Fig. 210, die den

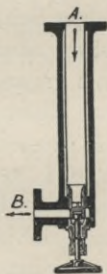


Fig. 209.
Kondenswasserableiter
von Gebr. Körting.

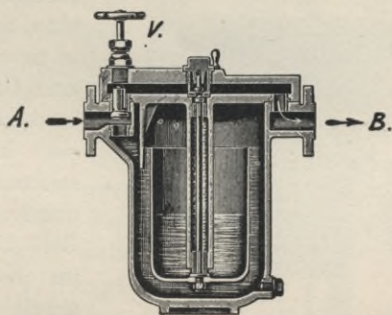


Fig. 210.
Simplex-Kondenstopf
von Schäffer & Budenberg.

Simplexstopf von Schäffer & Budenberg darstellt: Das aus der Dampfleitung abgeflossene Wasser passiert den Topf in der Richtung *AB*, füllt den Topf und fließt über den Rand des inneren Schwimmers, bis der zunehmende Wasserinhalt den Schwimmer niederdrückt. Dadurch wird das durch eine Stange mit dem Schwimmer verbundene obere Nadelventil geöffnet, und es wird der Wasserinhalt durch den Dampfdruck in der Richtung nach *B* hinausgetrieben, bis der Topf leichter geworden ist, wieder Auftrieb erhält und das Nadelventil schließt, also den nachströmenden Dampf zurückhält. Jetzt muß sich der Topf wieder füllen, damit das Spiel von neuem beginnen kann. Diese Schwimmtöpfe arbeiten also periodisch, und zwar desto schneller, je mehr Wasser in der Zeiteinheit durch den Topf hindurchfließt. *V* ist ein Umgehungsventil, das geöffnet wird, wenn vorübergehend sehr große Wassermengen abgeleitet werden müssen, wie z. B. beim Anheizen, wobei durch die Umgehung gleich-

zeitig die Entlüftung erfolgen muß. Andere Schwimmtöpfe, die nach Art der Schwimmkugelgefäße konstruiert sind, arbeiten auch kontinuierlich, wie die Ausdehnungswasserableiter. — Nach dem Stau- und Drosselprinzip arbeiten die Kreuzstrom-Dampfwasserableiter der Westfälischen Apparate-Vertriebsgesellschaft in Hagen i. W., Fig. 211: Das bei *A* eintretende

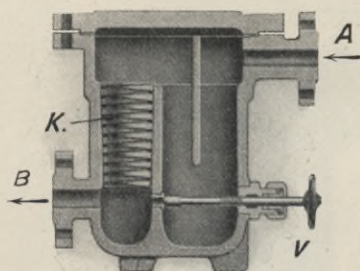


Fig. 211.

Kreuzstrom-Kondenstopf
der Westf. Apparate-Vertriebs-
gesellschaft.

Kondenswasser trifft gegen eine Scheidewand und kann in einer Vorkammer Schlamm und Unreinigkeiten absetzen, bevor es den mit gegenläufig sich kreuzenden Rillen versehenen Konus *K* passiert und durch *B* den Topf verläßt. Beim Durchströmen der Rillen im Konus muß Reibungsarbeit geleistet werden und finden Stoßverluste statt, infolge deren das Wasser gestaut wird. Die Konusse

werden nach Dampfdruck und Wassermenge so ausgesucht, daß das Kondenswasser gerade abfließen kann, ohne daß Dampf mit durchgelassen wird. Beim Anlassen dient das Umgehungsventil *V* zum Hindurchführen großer Wassermengen und zum Entlüften.

Infolge mangelhafter Konstruktion und Abnutzung der Ventilspitzen im Betriebe können die Kondenswasserableiter, vor allem also die mit beweglichen Teilen, zu erheblichen Dampfverlusten führen, wie Josse¹⁾ und Eberle²⁾ u. a. nachgewiesen haben. Da ferner die Kondensstöpfe unter steter Kontrolle und behutsamer Wartung stehen müssen, so hat die Häufigkeit ihrer Anwendung in einer Anlage unter Umständen einen unwirtschaftlichen Betrieb zur Folge. Statt

¹⁾ Josse: Neuere Wärmekraftmaschinen. Verlag R. Oldenbourg, München 1905, S. 2 u. 3.

²⁾ Eberle: Zeitschr. d. Ver. Deutsch. Ingen. 1908, S. 484 bis 485, Verlag Springer, Berlin.

der selbsttätigen Kondensstöpfe werden deshalb, wo es die Anlage gestattet, des öfteren die Kondensleitungen an ihrem Ende einfach mit Drosselventilen versehen, die von Hand derart eingestellt werden, daß das Wasser abfließen kann, der Dampf aber zurückgehalten wird. Eine solche Anlage ist z. B. im Reichstag ausgeführt worden. Um aber für alle Fälle möglichste Sicherheit zu haben, und um Betriebsstörungen zu vermeiden, empfiehlt es sich, den Anschluß der Töpfe mit äußeren Umgehungsleitungen auszustatten, in die Absperrventile einzubauen sind. Dann können reparaturbedürftige oder verschmutzte Kondensstöpfe aus der Leitung herausgenommen werden, und die Umgehungsleitung mit den entsprechend gedrosselten Absperrventilen übernimmt vorübergehend ihre Funktion.

Dampfdruck-Reduzierventile haben die Aufgabe, den Druck des Dampfes auf eine dem betreffenden Heizsystem angepaßte Minderspannung automatisch abzdrosseln. Die Konstruktion der Reduzierventile muß eine möglichst gleichbleibende Minderspannung auch bei wechselndem Dampfverbrauche und wechselnder Spannung des zufließenden Dampfes gewährleisten. Jedes Reduzierventil muß deshalb ein Manometer für den reduzierten Dampfdruck besitzen, damit die Funktion jederzeit genau verfolgt werden kann. Bei dem in Fig. 212 abgebildeten Reduzierventil von Schäffer & Budenberg strömt der Dampf bei *A* in das Ventil und verläßt es bei *B* in reduziertem Zustande. Das entlastete Doppelsitzventil wird durch den zuströmenden Dampf nicht beeinflusst. Der von der Seite *B* her durch die reduzierte Spannung auf das Ventil ausgeübte Druck wird wiederum durch eine von oben durch das Handrad *C* belastete Feder aufgehoben. Beim Anstellen wird also durch *C* die Federspannung so lange reduziert, bis das Manometer den gewünschten Minderdampfdruck an-

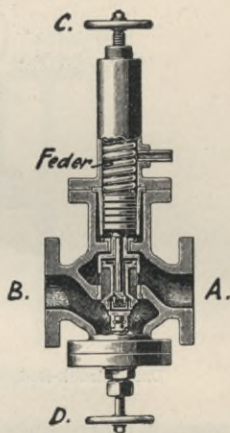


Fig. 212.
Dampfdruck-Reduzier-
ventil von Schäffer
& Budenberg.

zeigt. Mit Hilfe des unteren Handrades *D* kann das Doppelventil auf seinen Sitz gepreßt, d. h. die Dampfzufuhr unterbrochen werden, so daß das Reduzierventil gleichzeitig als Absperrorgan dient. — Bei dem Reduzierventil von Jaeger, Rothe & Nachtigall durchströmt der zu reduzierende Dampf ein gewöhnliches Absperrventil (Fig. 213) in der Richtung *AB*. Von der Niederdruckseite dieses Ventiles aus pflanzt sich der reduzierte Druck durch einen Kanal auf eine Wassersäule fort, die einen durch Ledermanschette nach außen abgedich-

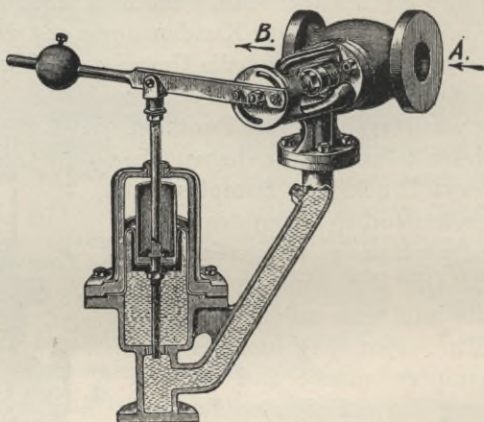


Fig. 213.

Dampfdruck-Reduzierventil von Jaeger, Rothe & Nachtigall.

teten Kolben anhebt. Dieser betätigt durch einen Hebel die Drehung der Ventilspindel. Ist durch ein Gegengewicht ein bestimmter reduzierter Druck eingestellt worden, und wird dieser um ein Geringes überschritten, so wird durch den beschriebenen Mechanismus die Ventilspindel gedreht und der durchströmende Dampf gedrosselt, so daß die Spannung wieder auf den normierten Betrag sinken muß. — Ein äußerst empfindlicher Apparat und deshalb für die niedrigsten Dampfspannungen sehr geeignet ist der Dampfdruckminderer von Käferle in Hannover, Fig. 214: Der gespannte Dampf tritt auf der Hochdruckseite in das Reduzierventil ein und verläßt es auf der andern Seite mit vermindertem Drucke, indem er das zwischen

beiden sitzende entlastete Doppelventil durchströmt. Letzteres wird durch einen Schwimmer gesteuert, der auf Quecksilber schwimmt. Wie aus der rechtsseitigen Fig. 214 zu erkennen ist, hält der Niederdruck einer Quecksilbersäule h das Gleichgewicht, die durch ein senkrecht verschiebbares Druckgefäß vergrößert oder verkleinert werden kann. Durch diese

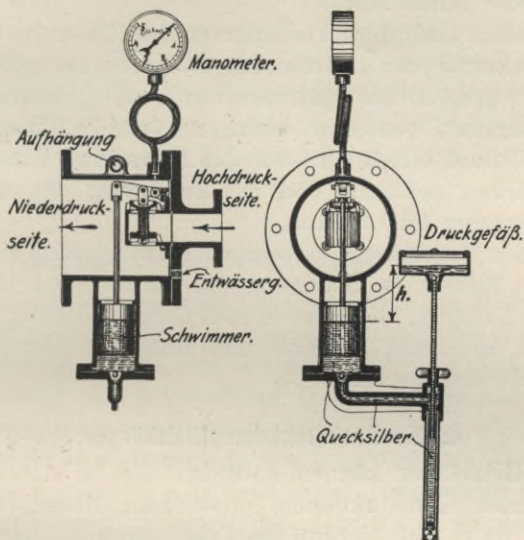


Fig. 214.

Dampfdruckminderer von Käferle.

Vorrichtung kann ein beliebiger Minderdruck innerhalb gewisser Grenzen eingestellt werden. Steigt nun beispielsweise die Niederdruckspannung über die eingestellte Grenze, so wird ein Teil Quecksilber aus dem Schwimmergehäuse nach dem Druckgefäß emporgehoben; infolgedessen sinkt der Schwimmer, zieht das Doppelsitzventil tiefer auf seine Sitzflächen und sorgt somit durch stärkere Drosselung des durchströmenden Dampfes für die genaue Wiederherstellung des ursprünglichen Niederdruckes. Diese Schwankungen sind so gering, daß sie praktisch überhaupt nicht in Frage kommen. Von der Hochdruckspannung wird das Doppelsitzventil, da es entgegengesetzte Druckflächen hat, nicht beeinflußt: die Spannung des zu-

strömenden Dampfes kann also ruhig in weitesten Grenzen schwanken, ohne daß die konstante Höhe der Minderspannung dadurch beeinträchtigt würde. Auch bei stark und schnell wechselnder Dampfentnahme stellt der Apparat die einregulierte Niederspannung im Augenblick wieder her. Ein Auswerfen von Quecksilber ist bei dieser Konstruktion durch besondere Kugelventile vermieden.

Bei allen Dampfdruckreduzierventilen ist auf vorherige gute Trocknung des eintretenden Dampfes das größte Gewicht zu legen. Denn das Drosselventil hält gewöhnlich nur einen Ringspalt von sehr geringer Weite geöffnet. Sehr feuchter Dampf bildet aber bei der Drosselung Wasser, das zu erheblichen Schlägen und zur Zerstörung der Apparate und Manometer führen kann.

Bei der Bestellung von Dampfdruckminderern sind den liefernden Firmen die Spannung des eintretenden und austretenden Dampfes, die gewünschten Grenzen der Regulierung sowie die minimale, normale und maximale Dampfmenge pro Stunde aufzugeben.

c. Die Hochdruckdampfheizkörper.

Als Heizkörper können natürlich alle im Abschnitt 22 besprochenen Konstruktionen Verwendung finden. Jedoch kommen, da es sich hier nur um Fabrikheizungen handelt, in der Hauptsache längere Rohrzüge in Frage, die längs der Fenster am Fußboden oder unter der Decke entlang geführt werden. Eine Regelung der Wärmeabgabe von Hand ist nur unvollkommen durch vollständiges Öffnen und Schließen der Absperrventile möglich. Vorteilhaft sind deshalb auch hier automatische Temperaturregler zu verwenden.

Beim Anstellen der Heizkörper muß zunächst die in ihnen enthaltene Luft durch den Dampf verdrängt werden. Zu diesem Zwecke werden beim Kondenswasseranschluß von Hand stellbare Luftschräbchen angebracht, die zuge dreht werden, sobald der Dampf den Heizkörper ganz anfüllt; oder es werden automatische Entlüftungs- und Belüftungsventile an der gleichen Stelle eingebaut. Das Prinzip dieser letzteren ist das gleiche wie das der Ausdehnungskondenswasserableiter,

und ihre Konstruktion entspricht der in Fig. 209: ein Metallstab wird durch den ankommenden Dampf erwärmt und ausgedehnt, und schließt so den Luftaustritt. Wird der Heizkörper abgestellt, so erkaltet der Stab, zieht sich zusammen und gestattet den Eintritt der Luft in den Heizkörper. Letzteres ist bei genieteten, dünnwandigen Blechröhren wichtig, da diese durch das entstehende Vakuum leicht zusammengedrückt werden können.

Als Nachteile der Hochdruckdampfheizkörper können in der Hauptsache folgende angeführt werden: schlechte Regulierung, Staubversengung, Strahlungsbelästigung, Geräusch des strömenden Dampfes, Wasserschläge, Gefährlichkeit wegen hoher Dampfspannung.

34. Die Niederdruckdampfheizung.

Neben der Warmwasserheizung ist heute die Niederdruckdampfheizung das beliebteste Zentralheizungssystem für Räume jeder Art, nachdem sie von Käuffer durch Erfindung der Ventilregelung bereits im Jahre 1884 auf eine hohe Stufe der Vollkommenheit gebracht worden war. Sie arbeitet mit sehr niedriger Dampfspannung von etwa 0,12 Atm. Überdruck abwärts im Kessel, die sich dann in den Heizkörpern vollends auf Atmosphärendruck ausgleicht. Deshalb ist sie im Gegensatz zur Hochdruckdampfheizung konzessionsfrei, so daß die Dampfkessel unter oder neben bewohnten Räumen ohne jede Gefahr aufgestellt werden können. Bedingung hierfür ist nur die Anbringung des gesetzlich vorgeschriebenen Standrohres von höchstens 5 m Höhe, das einerseits mit dem Dampfdruck des Kessels kommuniziert, andererseits einen Wasserabschluß bildet und offen in die Atmosphäre mündet. Also ist es unmöglich, daß der Dampfdruck über 0,5 Atm. ansteigt, weil sonst das Wasser aus dem Standrohr ausgeworfen wird.

a. Allgemeine Ausführung.

Die Systeme der Niederdruckdampfheizung unterscheiden sich prinzipiell nur durch die Art der Regulierung der Heizkörper.

Die Regelung der Wärmeabgabe durch eine über den Heizkörper gestülpte Verkleidung, wie sie früher von Bechem & Post eingeführt worden war, ist als unvollkommen und unhygienisch heute ganz aufgegeben. Auch die von Schweer angegebene Regulierung durch Wasseranstauung in den Heizkörpern ist zu umständlich.

Gegenwärtig wird von den meisten Firmen das offene System mit Ventilregelung und Luftverdrängung aus den Heizkörpern ausgeführt, dessen Schema in Fig. 215 wiedergegeben ist. In dem Niederdruckdampfkessel wird Dampf mit einer Spannung von etwa 0,04 bis 0,1 Atm. Überdruck — je nach der Aus-

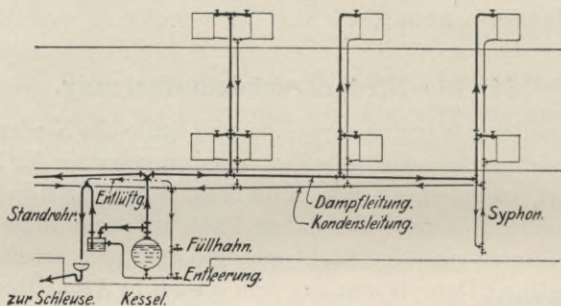


Fig. 215.

Offene Niederdruckdampfheizung mit »trockener« Kondensleitung.

dehnung der Anlage — erzeugt. Der Dampf wird durch eine an der Kellerdecke aufgehängte, mit Gefälle in der Dampf- richtung verlegte Verteilungsleitung zu den einzelnen Vertikal- strängen geführt und von diesen zu den Heizkörpern in den Stockwerken geleitet. Diese Dampfleitungen werden so dimen- sioniert, daß der Dampfdruck beim Eintritt in den Heizkörper nahezu aufgebraucht ist. Der größte Druckabfall soll in den dem Kessel nahe gelegenen Dampfleitungen herrschen, damit deren Durchmesser klein werden, ein Umstand, der in der Praxis noch mehr beachtet werden sollte, da er zu den ge- ringsten Anlagekosten führt. Für die meisten Heizkörper ist sodann die Annahme einer Dampfspannung von 5 bis 10 mm WS Überdruck am Eintrittsventil vollkommen ausreichend,

nur für längere Rohrschlangen muß die Eintrittsspannung nach Gl. 105 so berechnet werden, daß der Dampfdruck am Austritt — wie bei allen Heizkörpern — gleich der Atmosphärenspannung ist. Die Heizfläche jedes Heizkörpers muß also gerade hinreichen, um allen eintretenden Dampf vollkommen zu kondensieren. Diese Forderung ist deshalb wichtig, weil zur Vermeidung von Wasserschlägen kein Dampf in die Kondensleitung eintreten darf. Das in den Heizkörpern niedergeschlagene Wasser fließt durch eine besondere zur Dampfleitung parallel geführte Kondensleitung ab, die unter dem Wasserstand in den Kessel einmündet. Der Rückfluß in den Kessel erfolgt ohne Pumpe selbsttätig durch den eigenen Staudruck des Wassers. Durch die Kesselspannung wird nämlich das Kondenswasser in dem zum Kessel herabführenden vertikalen Kondensrohr um eine bestimmte Höhe hochgedrückt, also z. B. um 1 m bei 0,1 Atm. Dampfspannung usw. Durch diese Höhe darf die unter der Kellerdecke verlaufende Kondensleitung noch nicht erreicht werden, d. h. sie muß mit ihrem tiefsten Punkte wenigstens 20 cm höher liegen, damit das Kesselwasser nicht in sie hineingedrückt werden kann. Oberhalb dieses Punktes wird die Kondensleitung mit der Atmosphäre — meistens mit dem offenen Schenkel des Standrohres — durch eine Entlüftungsleitung in freie Verbindung gebracht.

Der Regelungsvorgang am Heizkörper ist nun nach Fig. 216 folgender. Der Dampf strömt — die im Heizkörper befindliche Luft vor sich herschiebend — durch das Regulierventil bei dem größten Wärmebedarf in den Heizkörper in dem Maße nach, daß er am Kondensanschluß gerade niedergeschlagen ist. Ist die Heizfläche zu klein bemessen, so nutzt auch eine vermehrte Dampfspannung nichts, um eine größere Wärmeleistung zu erzielen, denn der überschüssig eingeführte Dampf würde sofort zum Teil die Kondensleitung anfüllen, wo lautes Knattern und Poltern durch

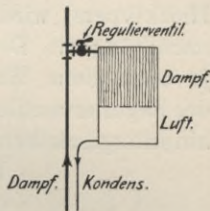


Fig. 216.
Ventilregulierung mit
Luftverdrängung.

das Zusammentreffen mit dem Kondenswasser und durch eigene Kondensation entstehen würde. Die Heizflächen der Heizkörper müssen also unter allen Umständen für den maximalen Wärmebedarf der Räume ausreichend sein. Wird aber bei milderer Außentemperatur in dem betreffenden Raum

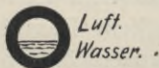


Fig. 217.

Querschnitt einer Niederdruck-Kondensleitung.

weniger Wärme beansprucht, so muß das Regulierventil durch den Bewohner etwas zuge dreht werden. Dadurch wird die Dampfspannung soweit gedrosselt, daß sie nicht mehr imstande ist, den Heizkörper ganz mit Dampf zu versorgen. Der Dampf wird also nur mehr bis zu einer gewissen Zone in den Heizkörper strömen, wo er bereits vollkommen niedergeschlagen ist; in den unteren Teil des Heizkörpers wird aus der offenen Kondensleitung Luft nachdrängen. Der normale Betrieb wird also der sein, daß je nach dem Wärmebedarfe diese Zone durch Drosselung des Regulierventiles heraufgerückt oder durch Öffnen desselben hinuntergeschoben wird, so daß immer der darüber befindliche

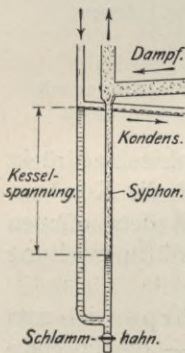


Fig. 218.

Entwässerungsschleife.

Teil mit Dampf, der Teil darunter mit Luft erfüllt ist. Die luftgefüllten unteren Enden der Heizkörperelemente bleiben also stets kalt. Damit die Be- und Entlüftung rasch und ohne Schwierigkeiten erfolgen kann, müssen die Kondensleitungen so reichlich dimensioniert werden, daß ihr Querschnitt durch das Kondenswasser nicht voll ausgefüllt wird (Fig. 217). Für die meisten Fälle genügt die halbe Dimension der Dampfleitung, jedoch soll $\frac{1}{2}$ " das kleinste zulässige Maß der Kondensleitung sein.

Die Entwässerung der Dampfleitungsenden geschieht mittels der sog. Siphons. Eine solche Schleife zeigt Fig. 218: Der in der Pfeilrichtung strömende Dampf drückt das in der Leitung entstandene Kondenswasser, seiner Spannung entsprechend, gegen eine gewisse Wassersäule h in dem andern Schenkel der Schleife nach oben und bringt es dauernd zum Überlauf in die Kondensleitung, durch die

es gemeinsam mit dem aus dem Heizkörperstrange kommenden Wasser zum Kessel zurückfließt. Um ein Durchschlagen der Schleife bei unvorhergesehener Dampfdrucksteigerung mit Sicherheit auszuschließen, sollte die erstere mindestens 2 m lang ausgeführt werden. Unten wird ein Ablasshahn zum Entfernen des Schlammes angebracht. Gegen Einfrieren sind die Siphons auf der ganzen Höhe entsprechend zu isolieren.

Damit die Spannung im Kessel keinen gefährlichen Druck erreichen kann, ist die Standrohrvorrichtung vorgeschrieben, deren einfachstes Schema aus Fig. 215 ersichtlich ist: Von der Dampfleitung zweigt an geeigneter Stelle ein gewöhnlich 80 mm weites Rohr ab, das von oben in dem

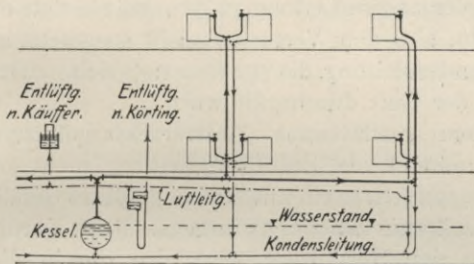


Fig. 219.

Offene Niederdruckdampfheizung mit »wasser« Kondensleitung.

Deckel des Standrohrgefäßes mündet. Vom Boden dieses Gefäßes, also unter Wasserspiegel, beginnt das höchstens 5 m hohe, gewöhnlich aber nur mehr bis zur Kellerdecke geführte Standrohr, das mit seinem andern offenen Schenkel frei in einen Ausguß mündet. Steigt der Dampfdruck, so wird eine entsprechende Wassersäule im Standrohr angehoben, die bei weiterer Steigerung des Dampfdruckes zum Überfließen kommt. Steigt der Druck immer mehr, so wird schließlich alles Wasser aus dem Standrohrgefäße hochgedrückt und ausgeworfen, und der nachströmende Dampf bläst ebenfalls aus, so daß der Kesseldruck sinken muß. Bis zum Ausblasen des Dampfes wird es in den seltensten Fällen kommen, da der Feuerzugregler für die Aufrechterhaltung einer konstanten Dampfspannung zu sorgen hat.

Statt an der Kellerdecke, als sog. trockene Kondensleitung, kann diese auch am Fußboden entlang (Fig. 219) zum Kessel zurückgeführt werden. Sie liegt dann ihrer ganzen Länge nach unter dem Kesselwasserstand, ist also mit Wasser angefüllt, das auch in den einzelnen Fallsträngen noch entsprechend hoch steht. Eine solche Leitung, die als sog. nasse Kondensleitung bezeichnet wird, darf natürlich vielschwächer dimensioniert werden, muß aber mit einer besonderen Entlüftungsleitung von ihren oberen Punkten ab versehen sein, die wie üblich ins Freie mündet. Bei dieser Anordnung entfallen alle Entwässerungsschleifen. Im Fußboden müssen, wo nötig, Kanäle zur Lagerung der Leitung vorgesehen werden. Ein Vorteil der nassen Leitung ist der, daß sie stets mit Wasser gefüllt bleibt, also dem Verrosten nicht ausgesetzt ist, wie die trockene Kondensleitung, die von dem stets sich neu ersetzenden Sauerstoffe der Luft durchspült wird.

Bei dem geschlossenen Niederdruckdampfheizsystem von Käuffer mündet die Entlüftungsleitung nicht frei in die Atmosphäre, sondern in ein mit Wasser gefülltes Gefäß (Fig. 219) unter den Luftraum eines Schwimmers. Beim Vordringen des Dampfes in den Heizkörper wird also die in diesem enthaltene Luft durch die Kondensleitung unter die Schwimmerglocke geschoben und diese entsprechend angehoben. Der Gegendruck ist deshalb nicht mehr konstant, wie beim offenen System.

Ein anderes geschlossenes System stellt die Siphonregulierung von Gebrüder Körting dar: Die durch den Dampf aus den Heizkörpern verdrängte Luft füllt ein am Ende der Luftleitung angebrachtes Gefäß (ebenfalls in Fig. 219 eingezeichnet) und drückt aus diesem mit Hilfe eines Siphons Wasser in ein wenige Zentimeter höher gelegenes, gleich großes Gefäß.

Der Zweck der geschlossenen Systeme ist ein doppelter. Erstens wird damit beabsichtigt, in der Rohrleitung ständig die gleiche Luft zu halten, damit nicht, wie beim offenen Systeme, durch die fortwährende Ent- und Belüftung eine dauernde Sauerstoffzufuhr und somit Verrosten der Kondensleitungen einzutreten vermag. Die Erfahrung zeigt jedoch

in dieser Beziehung bisher keinen Unterschied zwischen den offenen und geschlossenen Systemen. Ein zweiter Vorteil wird in der Verhinderung zu raschen Durchschlagens der Heizkörper erblickt: wenn nämlich plötzlich mehrere Heizkörper gleichzeitig abgesperrt werden, so kann der Feuerzugregler nicht rasch genug wirken, und es tritt leicht eine Dampfdruckerhöhung ein, die bewirkt, daß der Dampf durch die in Betrieb befindlichen Heizkörper hindurch in die Kondensleitung überströmt und dort das bekannte Knattern hervorruft. Jedoch läßt sich auch dieser Übelstand bei sorgfältig ausgeführten offenen Systemen vermeiden, wenn die Heizkörper reichlich bemessen werden. Das Durchschlagen der Heizkörper verhüten übrigens auch die in den letzten Jahren angewendeten Kondensstauer, die bei der später folgenden Besprechung der Heizkörper beschrieben sind.

b. Niederdruckdampfkessel mit Zubehör.

Die Kessel werden entweder aus Schmiedeeisen genietet oder geschweißt und werden als solche eingemauert oder frei aufgestellt; oder sie bestehen aus Gußeisen, bei kleinen Ausführungen in einem Stück, bei größeren aus Elementen zusammengesetzt, die stets ohne Einmauerung zur Aufstellung gelangen. Der Wegfall der Einmauerung bietet auf jeden Fall große Vorteile bezüglich Billigkeit, schneller Montage und Raumersparnis. Zur Anwendung gelangen im allgemeinen dieselben Typen wie bei der Warmwasserheizung, zu deren Ergänzung hier einige Beschreibungen folgen mögen.

Die Armatur der Niederdruckdampfkessel ist reichlicher vorhanden als bei der Wasserheizung. Jeder Kessel muß mit folgenden Apparaten ausgestattet sein: Standrohr zur Verhinderung des Druckanstieges über 0,5 Atm., Feuerzugregler zur selbsttätigen Aufrechterhaltung konstanten Dampfdruckes, Manometer zur Erkennung der Dampfspannung, Wasserstand zur Beobachtung des Wasserinhaltes; vielfach wird auch ein Sicherheitsventil und eine Speiserufepfeife ausgeführt. Ferner werden die Kessel selbstverständlich mit Füllschacht zum Dauerbetrieb eingerichtet.

Als eingemauerte Kessel werden für große Heizanlagen von den meisten Firmen der Flammrohrkessel (Fig. 220) und der Sattelkessel (Fig. 221) ausgeführt, die beide mit eingewalzten Rauchröhren versehen sind. Das Brennmaterial, meistens Koks, wird von oben her in den Füllschacht eingeschüttet und rutscht in dem Maße seines Abbrandes auf den Planrost von selbst nach. Die Rauchgase bestreichen dann zunächst nach hinten das Flammrohr bzw. den Sattel, durchziehen von hinten nach vorn beiderseits die Rauchrohre und kehren in den seitlichen Zügen zurück, um in den Fuchs zu

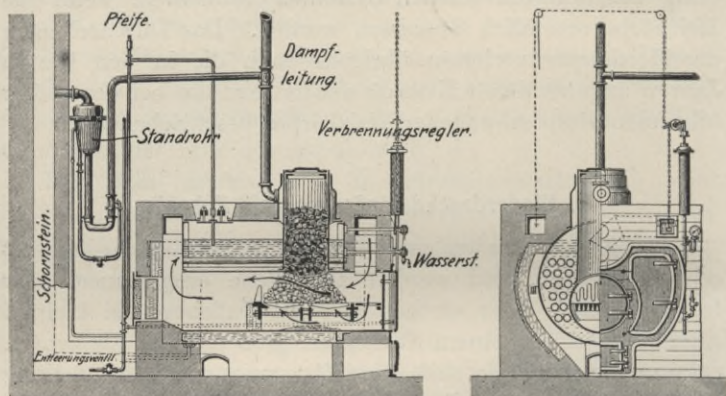


Fig. 220.

Niederdruck-Dampfkessel vom Eisenwerk Kaiserslautern.

entweichen. In Fig. 220 ist der Dampfdom zum Anschlusse des Hauptdampfrohres um den Koksfüllhals herum ausgebildet. Ferner ist die Standrohreinrichtung an den Schornstein angeschlossen.

Der Verbrennungsregler ist in Fig. 220 durch das untere Rohr mit dem Wasserraume des Kessels verbunden. Das Wasser wird in ein Gefäß hochgedrückt und hebt einen Schwimmer, sobald der Dampfdruck steigt. Dadurch wird die Luftzuführungsklappe zur Feuerung etwas geschlossen, die Verbrennung also so lange gedämpft, bis die Spannung wieder etwas gesunken ist, der Wasserstand im Gefäß, also

auch der Schwimmer sinkt und die Luftzufuhr wieder etwas öffnet usf. Auf diese Weise wird der normale Dampfdruck selbsttätig auf gleicher Höhe gehalten. Bei etwaiger größerer Überschreitung der Dampfspannung steigt der Schwimmer

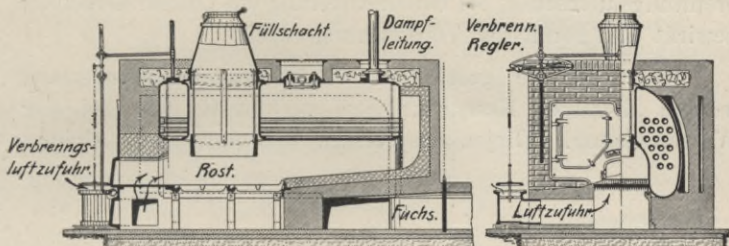


Fig. 221.

Sattel-Dampfkessel von Käuffer & Co.

weiter und öffnet mit Hilfe einer zweiten Schnur eine Klappe, die Kühlluft in die Rauchgaszüge treten läßt. Letzteres ist unwirtschaftlich, kommt aber selten vor und bietet somit nur einen Ausweg für den Notfall. Der Feuerzugregler in Fig. 221 arbeitet ähnlich wie der bereits auf Seite 399 beschriebene, die Wirkung auf die Verbrennung ist bei allen Konstruktionen die gleiche. — Ein ebenfalls von verschiedenen Firmen besonders für Gußkessel verwendeter Verbrennungsregulator ist

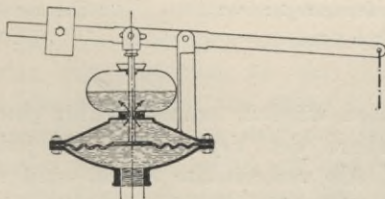


Fig. 222.

Membranzugregler der Apparate- und Armaturen-Bauanstalt Dortmund.

der in Fig. 222 abgebildete Membranzugregler: Der Dampfdruck wirkt von unten her mittels Wassersäule auf eine federnde Membran, wodurch wiederum ein Hebel zur Betätigung der Luftklappe bewegt wird. — Eine klassisch einfache Konstruktion eines selbsttätigen Verbrennungsreglers

ist die von Käuffer & Co. (Fig. 223), die gleichzeitig als Standrohr dient: Der Dampfdruck wirkt auf eine Wassersäule, die bei Überschreitung der normalen Spannung mit ihrem oberen Spiegel einen allmählichen Abschluß der Verbrennungsluftzufuhr, bei Unterschreitung ein Öffnen derselben bewirkt und somit die Verbrennung regelt.

Auch für die gußeisernen Glieder-Niederdruckdampfkessel werden dieselben Konstruktionen verwendet, wie bei der Wasserheizung. Diejenigen Kessel, die einen sehr kleinen

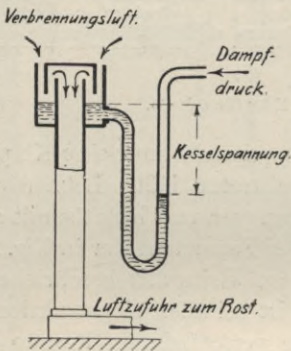


Fig. 223.

Selbsttätiger Verbrennungsregler von
Käuffer & Co.

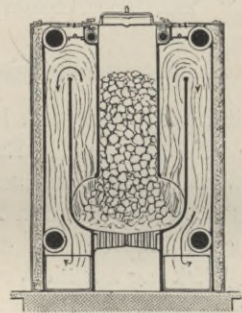


Fig. 224.

Gußeiserner Gliederkessel von
Gebr. Körting.

Dampfraum haben würden, erhalten dafür einen besonderen Dampfsammler, der Verbindung mit jedem einzelnen Gliede besitzt. Als verbreitetste Kessel sind auch hier die als ältesten derartigen Kessel bekannten Strebelkessel zu nennen. Die Fig. 224 zeigt ferner den gußeisernen Kessel von Gebrüder Körting. Der Schnitt ist durch den inneren Füllschacht mit den herumgelagerten Rauchkanälen gelegt, die mit den Wasser- und Dampfträumen abwechseln. Der Feuerungsregulator ist bei diesem Kessel unter dem Namen Standrohrregler mit dem Standrohre vereinigt. Dadurch erhält der ganze Kessel eine sehr kompensiöse Form.

c. Die Konstruktion der Niederdruckdampfheizkörper.

Für die Heizkörper gilt wieder alles im Abschnitt 22 des Näheren Ausgeführte; auf die dort beschriebenen Konstruktionen ist auch alles das zu beziehen, was bei Besprechung der allgemeinen Anordnung der Niederdruckdampfheizung bezüglich der Regelung der Wärmeabgabe gesagt wurde.

Die Dampfheizkörper wirken wie Oberflächenkondensatoren. Zur Einstellung der Kondensationswirkung, d. h. zur Regelung der Wärmeabgabe dienen die am Dampfeintritt an gebrachten Regulierventile. Diese besitzen, wie bei der Warmwasserheizung, eine Voreinstellung, die jedesmal beim Beginne der ersten Heizperiode durch einen Monteur eingestellt werden muß und dann für immer un geändert bleibt. Zu diesem Zwecke wird der Kessel auf Normaldampfdruck geheizt, und werden alle Heizkörperventile vollständig aufgedreht. Die Rohrleitung wird nun niemals so genau bemessen sein, daß die Heizkörper alle gleichmäßig mit Dampf versorgt werden: bei den meisten Heizkörpern wird vielmehr zunächst der Dampf in die Kondensleitung durchschlagen. deshalb wird jede Voreinstellung an den Regulierventilen vom Monteur so gedrosselt, daß alle Heizkörper bis unten gleichmäßig warm werden, so daß nur ein Bruchteil der Heizfläche unten mit Luft erfüllt ist und also kalt bleibt. Diese Arbeit des Einregulierens muß sehr sorgfältig vorgenommen werden, da sie für das spätere einwandfreie Funktionieren der gesamten Anlage von größter Bedeutung ist. Die weitere normale Regelung der Wärmeabgabe im Betriebe mittels Dampf füllung ist bereits auf Seite 445 beschrieben worden. — Statt vieler Ventilkonstruktionen sei nur ein Typ, nämlich das Exakt-Regulierventil von Schäffer & Oehlmann (Fig. 225), besprochen. Bei diesem Ventil wird die

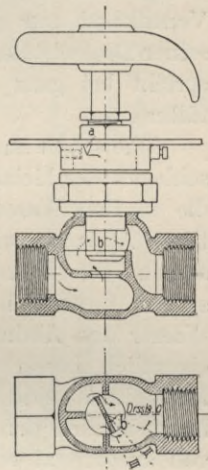


Fig. 225.

Exakt-Regulierventil
von Schäffer &
Oehlmann.

Voreinstellung auf sehr sinureiche Weise dadurch erreicht, daß ein mit dem Ventilkegel verbundener Steg unter einem bestimmten Winkel I, II, III von außen durch eine Schraube festgestellt werden kann. Diese Drehung ist unabhängig von der Stellung des Handrades zur Skala, durch welches die weitere Regelung im normalen Betriebe erfolgt. Bei der Drehung des Handrades wird vielmehr die Spindel in ein Stellgewinde hinein- oder herausgeschraubt und dadurch der Ventilkegel nur gehoben oder gesenkt, so daß der Steg in seiner Drosselstellung unverändert bleibt. Diese Stellung entspricht bei ganz geöffnetem Ventil der maximalen Dampffüllung.

Wie schon auf Seite 449 erwähnt, werden gegen das Durchschlagen der Heizkörper vielfach sog. **Kondensstauer** verwendet, die in den Wasserabfluß der Heizkörper eingebaut werden. Diese Apparate wirken nach Art der Kondensstöpsfe, d. h. sie stauen den Dampf im Heizkörper und verhindern somit seinen Eintritt in die Kondensleitung, während sie dem Wasser den Abfluß gestatten. (Die Bezeichnung lautete also eigentlich besser **Dampfstauer**.) Über den Wert dieses Hilfsmittels sind die Meinungen verschieden. Sie haben hauptsächlich den Vorteil, daß die Heizfläche der Heizkörper voll ausgenutzt werden kann, ohne daß eine Reserve verbleibt, d. h. eine gewisse mit Luft gefüllte Höhe der Elemente gegen das Durchschlagen vorhanden ist. Dadurch werden die Anlagen etwas billiger in der Ausführung. Auch das Anheizen geht rascher vonstatten, da vorübergehend mit etwas größerem Dampfdruck, also höherer Temperatur geheizt werden kann. Andererseits haben die Kondensstauer den Nachteil, daß sie, wenn in Unordnung gekommen, natürlich versagen und nachgesehen werden müssen. Auch die Regelung der Dampfzufuhr mit Hilfe des Regulierventiles leidet durch den Einbau von Dampfstauern, da der konstante Luftegendruck, also die Voraussetzung für die Regelfähigkeit, fehlt. Die einfachere Anordnung ohne die Stauung dürfte deshalb im allgemeinen wohl mehr zu empfehlen sein.

Eine besondere Konstruktion der Niederdruckdampfheizkörper ist die mit **Luftumwälzung**. Die Fig. 226 gibt die An-

ordnung wieder, wie sie von Gebrüder Körting in Hannover seit vielen Jahren ausgeführt wird: Der Dampf tritt von unten her in der Pfeilrichtung durch ein inneres Verteilungsrohr in den dreikanaligen Heizkörper ein. Von diesem Rohre zweigen nach oben in jedes Element Düsen ab, aus denen der Dampf mit großer Geschwindigkeit ausströmt und den Luftinhalt des Heizkörpers injektorartig mitreißt. Es bildet sich auf diese Weise ein Dampfluftgemisch, das in dem mittleren Kanal nach oben strömt und in den beiden seitlichen Kanälen wieder nach unten zu erneutem Kreislaufe zurückkehrt. Das entstandene Kondenswasser fließt unten ab. Bei der Vereinigung von Dampf mit Luft entsteht nun eine geringere Temperatur, als sie der Dampf bei der gleichen Spannung allein haben würde. Der große hygienische Wert dieser Art Heizkörper ist also die niedrige Oberflächentemperatur der Heizkörper, bei der ein Versengen des organischen Staubes und eine daraus entstehende Reizung der Atmungsschleimhäute (vgl. S. 24) nicht mehr eintreten kann. Aber noch der weitere Vorteil einer, wenn auch bedingten, generellen Temperaturregelung durch die Höhe der Dampfspannung, also die Zirkulationsgeschwindigkeit und Temperatur des Gemisches, ist auf diese Weise erreicht worden.

Ähnliche Heizkörper mit Luftumwälzung werden von Käuffer & Co. sowie von Käferle ausgeführt.

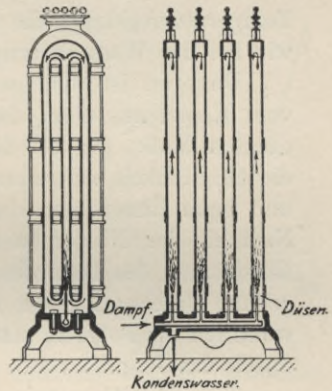


Fig. 226.

Heizkörper mit Luftumwälzung
von Gebr. Körting.

d. Anwendung der Niederdruckdampfheizung.

Gegenüber der Warmwasserheizung liefert die Berechnung bei der Niederdruckdampfheizung bedeutend engere Rohrleitungen. Dabei kann der Dampf bequemer auf größere Ausdehnung in horizontaler Richtung geschickt werden. Daraus folgt, daß für mittlere und große Anlagen die Nieder-

druckdampfheizung stets billiger sein wird als die Wasserheizung, zumal auch die Heizkörper wegen der höheren Dampftemperatur kleiner ausfallen. In bezug auf die Empfindlichkeit in der Regelung der Wärmeabgabe steht die Dampfheizung ebenfalls voran, da ein abgestellter Heizkörper sehr schnell erkaltet, im Gegensatz zum Wasserheizkörper, bei dem die gewünschte Wirkung der Wärmeverminderung oft erst so spät eintritt, daß sich die Überheizung nicht mehr aufhalten läßt. Dieser Vorteil der Dampfheizung ist besonders in Versammlungsräumen, Schulen, Theatern usw. sehr erwünscht, besonders im Zusammenhange mit automatischer Temperaturregelung, die hier genau ebenso angewendet wird wie bei der Wasserheizung (vgl. Seite 409 u. f.).

Dagegen ist eine generelle Regelung der Wärmeabgabe vom Kessel aus nicht durchführbar, oder doch nur in bedingtem Maße, wie bei dem Luftumwälzungsverfahren. Auch die Möglichkeit auftretender Geräusche in den Rohrleitungen und beim Einströmen des Dampfes in die Heizkörper ist ein Nachteil der Niederdruckdampfheizung. Das Sausen beim Einströmen des Dampfes in die Heizkörper läßt sich durch genaue Berechnung der Rohrleitungen vermeiden, da es gewöhnlich als Folge zu starker Abdrosselung des Dampfdruckes durch das Regulierventil eintritt.

Aus dem Gesagten geht hervor, daß die Niederdruckdampfheizung hauptsächlich dort in Frage kommt, wo der Wärmebedarf schnell wechselt, also vor allem in Hotels, Versammlungsräumen, ferner in sehr großen Räumen, z. B. in Kirchen, wo die Heizkörper mit Hilfe enger Rohre bequem an den Abkühlungsflächen der Decke, auf den Emporen usw. aufzustellen sind. Ferner wird die Niederdruckdampfheizung als reduzierte Hochdruckheizung und als Abdampfheizung in gewerblichen Betrieben vorteilhaft zur Anwendung kommen, besonders auch da, wo die Wärme durch lange Heizleitungen auf weite Strecken gleichmäßig zu verteilen ist.

35. Die Unterdruckdampfheizung.

Dampfheizungen, die mit einer noch unterhalb des atmosphärischen Druckes gehaltenen Dampfspannung betrieben

werden, sind zuerst in Nordamerika etwa seit dem Jahre 1890 als sog. Vakuumheizungen¹⁾ mit Erfolg gebaut worden. Die Abhängigkeit zwischen Unterdruckdampf und Temperatur ist in Fig. 227 graphisch dargestellt. Herrscht also in einer Dampfheizung 50% Vakuum, so wird danach mit einer Dampftemperatur von nur etwas über 80° C an den Heizflächen zu rechnen sein. Je nach der Einstellung der Dampfspannung, d. h. des Unterdruckes, kann also die Heizkörpertemperatur beliebig hoch oder tief gehalten werden. Zu diesem hygienischen Vorteil tritt noch der praktische, daß nach diesem System gebaute Abdampfheizungen, von denen noch im nächsten Abschnitte die Rede sein wird — ökonomischer arbeiten können, weil der Gegen- druck auf die Maschine verringert ist. Ferner ergeben sich kleinere Rohrdimensionen, ein Umstand, der besonders in hohen Gebäuden, wie den amerikanischen Wolkenkratzern, von Vorteil sein kann, weil dort an einen Vertikalstrang leicht bis zu 100 Heizkörper angeschlossen werden müssen.

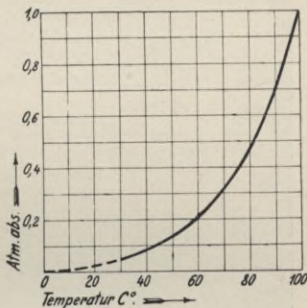


Fig. 227.

Beziehung zwischen Unterdruckdampf-
heizung und Temperatur.

a. Prinzipielle Ausführung.

Die Unterdruckdampfheizungen können nach zwei Methoden ausgeführt werden. Entweder wird das ganze System

¹⁾ Dye: A practical Treatise upon Steam Heating, Verlag: Spon & Chamberlain, New York, 1901.

Ohmes: Niederdruckdampfheizungen in den Vereinigten Staaten von Nordamerika, Gesundh.-Ing. 1903, Nr. 35, Verlag: R. Oldenbourg, München.

v. Boehmer: Vakuum-Dampfheizung, Gesundh.-Ing. 1904, Nr. 34.

Snow: Principles of Heating, Verlag: David Williams Company, New York 1907.

Ohmes: Antwort zur Frage »Luftpumpen und selbsttätige Dampfänge für Vakuumheizung«, Gesundh.-Ing. 1908, Nr. 2.

zunächst vollkommen unter Dampf gesetzt und dann luftdicht abgeschlossen; der nun kondensierende Dampf wird mit Hilfe besonders konstruierter Ventile auf einem bestimmten Vakuum gehalten. Sicherer ist die zweite Ausführung, bei der an die Kondensleitung eine nasse Luftpumpe zur Erhaltung des Vakuums angeschlossen wird.

Nach dieser zweiten Art ist das Websterssystem gebaut, das in Deutschland für die Atmospheric Steam Heating Co., London, von Löwenstein in Berlin vertreten wird. Die Fig. 228 zeigt die Anordnung einer Abdampfheizung nach

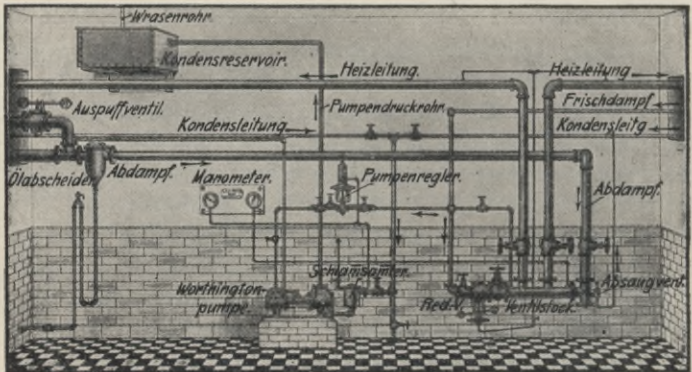


Fig. 228.

Vakuumheizung für Abdampf und reduzierten Frischdampf.

Webster: Von links kommt der Abdampf von der Maschine der bei Nichtbenutzung der Heizung durch ein Auspuffventil ausblasen kann. Gewöhnlich wird er durch einen Ölabscheider vom beigemischten Schmieröl befreit und strömt dann zu einem Ventilstock. Am Eintritt in diesen sitzt zwecks Entwässerung ein Absaugeventil, das nach Art der Kondensstauer so konstruiert ist, daß das Wasser abfließen kann, der Dampf aber zurückgehalten wird. Von diesem Ventile führt eine Leitung zu der gemeinsamen Kondensleitung, die mit einer Worthingtonpumpe unter Zwischenschaltung eines Schlamm-sammlers verbunden ist. Die Pumpe saugt nun, einen geringen Unterdruck in der Kondensleitung erzeugend, das Kondens-

wasser an und befördert es in einen hochgelegenen Behälter. Zum Betriebe der Pumpe dient eine Frischdampfleitung, deren Dampfentnahme durch ein vom Kondensvakuum gesteuertes Membranventil beeinflußt wird. Ferner kann Frischdampf direkt oder mit Hilfe eines von der Heizleitung beeinflußten Membrandruckminderers in den Ventilstock und damit in die Heizung eingelassen werden. An die Heizleitung sind die Heizkörper in üblicher Weise angeschlossen. Am Kondenswasseraustritt der Heizkörper ist ein gleiches Absaugventil wie am Ventilstock eingebaut, das für Aufrechterhaltung des Vakuums sorgt. Die Drucke in der Heizleitung und in der Kondensleitung werden durch Manometer kontrolliert.

Als einzige Anlage in Deutschland nach dem beschriebenen System ist vorläufig die in den Werken der Singer-Co. in Wittenberge, Bezirk Potsdam, zu bezeichnen, die seit vier Jahren zur Zufriedenheit arbeiten soll.

Es gibt noch eine große Anzahl Systeme von Unterdruckheizungen, deren Beschreibung aber zu weit führen würde.

b. Anwendung und Regelung der Unterdruckdampfheizung.

Die Unterdruckdampfheizung eignet sich vor allem — aber nicht nur — als Abdampfheizung. Als besondere Vorteile werden ferner angegeben: Der Dampf füllt mit großer Schnelligkeit auch den entferntesten Heizkörper voll an, so daß stets die ganze Heizfläche gleichmäßig mild erwärmt ist. Eine generelle Regelung der Wärmeabgabe läßt sich in engen Grenzen durch Veränderung des Vakuums erzeugen. Die Heizkörper können tiefer als der Kessel angeschlossen werden, da infolge des Unterdruckes das Kondenswasser hochgesaugt wird. Die Leitungsröhren ergeben sich enger als in gewöhnlichen Dampfheizungen. Infolge der niedrigen Dampftemperaturen sind Ersparnisse durch geringeren Wärmeverlust als bei gewöhnlicher Dampfheizung unverkennbar. Auch bleiben alle diejenigen Dampfleitungen, deren Heizkörper zeitweilig abgestellt sind, kalt, da der Dampf nur nach den Verbrauchsstellen gesaugt wird.

36. Abwärmeheizung.

Unter Abwärme versteht man die in technischen Wärmebetrieben am Ende des Umsetzungsprozesses übrigbleibende, ungenutzt abgehende Wärmemenge, im Gegensatz zu der im Verlaufe dieses Prozesses durch Abkühlung oder unnützen Energieaufwand verlorenen Wärme. Abwärme enthalten die den Schornstein verlassenden Rauchgase der Kesselanlagen, die ausgestoßenen Abgase von Verbrennungsmaschinen, der Auspuffdampf oder das den Kondensator verlassende Kühlwasser bei Dampfmaschinen usw. Solche Anlagen werden aber um so wirtschaftlicher arbeiten, je geringer die Abwärmeverluste gehalten werden können. Es ist thermodynamisch verständlich, daß es niemals möglich ist, die Abwärme vollständig zu vermeiden. Auch bleibt bei der praktischen Durchführung jedes Wärmeprozesses eine Temperaturdifferenz übrig, die gewöhnlich zur Erhaltung der Bewegung des Wärmemediums, z. B. der Rauchgase im Schornsteine, notwendig ist. Vielfach lassen sich aber die Abwärmeverluste noch erheblich verringern, indem durch Wärmeübertragung in irgendeinem Heizapparate die noch vorhandene Temperaturdifferenz auf das jeweils zulässige Maß verkleinert wird.

Umgekehrt liegt oftmals der Fall so, daß man zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit eines Heizungsbetriebes diesen durch die Abwärmeausnutzung eigens erbauter Kraft- oder Lichtzentralen bestreitet, deren Energie zum eigenen Bedarfe dient oder verkauft wird. Andererseits kann die sonst ungenutzt verloren gehende, in irgendwelchen brennbaren Abfallstoffen latente Wärme zur Energieerzeugung und Abwärmeverwertung nutzbar gemacht werden, wie wir es auf Seite 276 bei der Müllverwertung gesehen haben.

a. Die Wirtschaftlichkeit der Abdampfheizung.

Wir betrachten hier zunächst den üblichen Betrieb mittels Dampfmaschinen. Bereits Watt soll zu Ende des 18. Jahrhunderts die Bureauräume seiner Werkstätten mit Abdampf der ersten Dampfmaschinen geheizt haben. Péclet¹⁾ weist

¹⁾ Péclet: *Traité de la chaleur*, Paris 1843.

dann in seinem berühmten Werke 1843 mit Nachdruck auf die Wirtschaftlichkeit des Abdampfbetriebes hin und beschreibt die Verwendung des Abdampfes von Dampfmaschinen, die zum Antriebe von Zentrifugalventilatoren dienen, für Heizungszwecke. Berücksichtigt man, daß der thermische Wirkungsgrad einer Dampfkraftmaschine theoretisch noch nicht 20% erreichen kann, und daß praktisch bisher kaum 13% erzielt wurden, so sind alle Versuche zu begrüßen, die darauf ausgehen, auf andere Weise eine bessere Wärmenutzung herbeizuführen. Die Anwendung der Kondensation mit hohem Vakuum, die Verwendung hoher Dampfspannungen und Überhitzungsgrade hatten bereits das Ihrige geleistet. Zu erwähnen sind nach dieser Richtung die Rateauschen Abdampfturbinen und die durch Josse betriebsfähig gestaltete Behrendische Mehrstoffdampfmaschine.

In den letzten Jahrzehnten haben die nordamerikanischen Ingenieure hervorragende, wirtschaftlich günstig arbeitende Heizungsanlagen geschaffen, in denen die Abdampfverwertung zu Heizzwecken in vorbildlicher Weise durchgeführt worden ist. Gleichzeitig wurde von der neueren Zeit mit ihrer besseren Kenntnis des Arbeitsvorganges in der Maschine die Aufgabe in Angriff genommen, die durch Kuppelung der Heizung mit dem Licht- und Kraftbetriebe zu erwartende Rentabilität der projektierten Anlage gesetzmäßig zu begründen. Eberle¹⁾, Biegeleisen²⁾, Urbahn³⁾, Deinlein⁴⁾, Josse⁵⁾ haben dieses Gebiet experimentell und theoretisch bearbeitet.

¹⁾ Eberle: Verschiedene Aufsätze in d. Zeitschr. d. Bayer. Rev.-Vereines, München 1902—1908.

²⁾ Biegeleisen: Die Abdampfheizung mit Berücksichtigung der Wirtschaftlichkeit des Dampfmaschinenbetriebes, Sonderabdruck aus dem Gesundheits-Ingenieur. Verlag R. Oldenbourg, München 1906.

³⁾ Urbahn: Ermittlung der billigsten Betriebskraft für Fabriken, Verlag Springer, Berlin 1907.

⁴⁾ Deinlein: Dampfmaschinen und Heizungsanlagen. Zeitschrift d. Bayer. Rev.-Vereines, München 1908, Nr. 2—5.

⁵⁾ Josse: Neuere Kraftanlagen, Verlag R. Oldenbourg, München 1909.

Stehen für einen projektierten Fabrikbetrieb mehrere Kraftanlagen zur Wahl und ist vorauszusehen, daß der gesamte Abdampf einer Dampfmaschine zu irgendwelchen Heizzwecken Ausnutzung finden kann, so ist auch stets im Betriebe die Dampfmaschine die billigste Kraftanlage. Bei einem Kraftbedarfe von 320 PSe und bei einer Abdampfverwertung von 2000000 WE/Std gibt Josse folgende Vergleichszahlen des Brennstoffverbrauches für Kraft und Heizung zusammengenommen:

bei Dampfbetrieb	12,28 M.
» Sauggas (Heizgas durch besondere Kessel) 17,30 »	
» Dieselmotoren (desgl.)	16,85 »

Trotz der großen Wirtschaftlichkeit der Sauggas- und Dieselmotoren bezüglich der Krafterzeugung stehen also diese Maschinen bezüglich ihrer Gesamtausnutzung doch erheblich hinter der Dampfmaschine zurück, wenn ein äquivalenter Bedarf an Wärme für Heizungszwecke vorhanden ist.

Im Sommer entfällt allerdings die Raumheizung, und es wird von der Leichtigkeit der Beschaffung des Kühlwassers abhängen, ob die Dampfmaschine während der heißen Jahreszeit als Kondensationsmaschine zu betreiben ist. Eine besondere Rechnung muß dann im Einzelfalle dartun, ob die Kosten der Unterhaltung sowie die Verzinsung und Amortisation des Anlagekapitales der Kondensation im Verein mit dem verminderten Dampfverbrauche die Anlage einer Kondensation, eventuell mit Rückkühlung und Kühlturm, rechtfertigen, oder ob im Sommer Auspuffbetrieb vorzuziehen ist.

Urbahn hat berechnet, daß gegenüber anderen Wärmekraftmaschinen die Dampfmaschine unter mittleren Verhältnissen auch dann noch die wirtschaftlich vorteilhaftere Anlage bildet, wenn auch nur an 130 Heiztagen wenigstens $\frac{1}{3}$ der gesamten Abdampfmenge zu Heizungszwecken nutzbar gemacht werden kann.

Daraus geht schon ohne weiteres hervor, daß in Betrieben, die auch im Sommer nur einen kleinen Teil des Abdampfes zu Bade-, Wasch-, Koch-, Trocken-, Desinfektionsanlagen oder dgl. gebrauchen, stets die Dampfmaschine als Kraftanlage zu

wählen sein wird. Hierher gehören u. a. Brauereien, Färbereien, Trockenanstalten, Ziegeleien, Papierfabriken, vor allem aber Badeanstalten und auch Krankenhäuser.

Bei einem Teile dieser Betriebe wird auch Dampf von etwas höherer Spannung gebraucht, als sie der Auspuffbetrieb liefert. Für diesen Fall kann sich also beispielsweise selbst bei geringem Kraftbedarfe die Aufstellung einer Zweizylindermaschine als wirtschaftlich erweisen, wobei dann der Dampf aus dem Receiver entnommen wird, nachdem er im Hochdruckzylinder nützliche Arbeit geleistet hat. Ohne diese Überlegung wäre die Anlage einer Einzylindermaschine erfolgt, und der Heizdampf hätte aus dem Kessel direkt entnommen werden müssen: der Betrieb wäre entsprechend unwirtschaftlicher ausgefallen, denn die Dampfmaschine muß nach dem Gesagten als ein besserer Reduzierapparat angesprochen werden, als es jede andere Spezialkonstruktion zu sein vermöchte.

In dem dritten Falle, wo bedeutend mehr Dampf in der betreffenden Anlage zur Heizung gebraucht wird, als die Betriebsdampfmaschine zu liefern vermag, sollte man auch dann erst zur Frischdampfentnahme schreiten, wenn alle andern Möglichkeiten erschöpft sind. Zu erwägen ist jedenfalls die Lichterzeugung auf elektrischem Wege, z. B. in Badeanstalten.

Bezüglich der speziellen Rentabilität der Abdampfheizung ist zu beachten, daß natürlich jene den größten Wirkungsgrad der Gesamtanlage gewährleistet, bei der das Spannungs- und Temperaturgefälle am größten ist. Die Unterdruckabdampfheizung wird deshalb rein dampftechnisch höher zu bewerten sein als die gewöhnliche Niederdruck-Auspuffheizung. Denn die erstere arbeitet, wie wir im Abschnitt 35 sahen, mit Vakuum, ersetzt also gleichzeitig wenigstens teilweise die Kondensationsanlage. Die Auspuffheizung dagegen kann bei mangelhafter Bemessung der Anschlußleitungen einen Gegendruck auf den Kolben der Dampfmaschine hervorrufen und zu erheblichen Arbeitsverlusten führen. Bei normaler Ausführung wird aber der Gegendruck nicht mehr als bei gewöhnlichem Auspuffbetrieb, d. h. 0,1 bis 0,12 Atm. Überdruck betragen. Ob nun in der Praxis für die anzuschließende Heizung Niederdruck

oder Unterdruck zu wählen ist, das kann immer nur von Fall zu Fall nach Aufstellung der Rentabilitätsberechnung entschieden werden, wobei die Bedienung und die Art des Heizsystemes entsprechend zu berücksichtigen sind.

Besonderer Erwägung bedarf noch die Frage, ob bei der elektrischen Lichterzeugung der Kraft- und Heizungsbedarf zeitlich zusammenfallen oder nicht. Wenn ja, so können in günstigen Fällen Wärmespeicher in Frage kommen, die in Form von großen Wasserreservoirs die Abwärme aufspeichern und sie nach einigen Stunden dem Heizbedarfe entsprechend in Form einer Wasserheizung abgeben. Für Geschäftshäuser mit eigener Kraftanlage liegen die Benutzungszeiten gewöhnlich zu sehr verschieden, als daß hier eine Dampfkraftanlage in Frage kommen könnte. Hier wird dann die Wahl meistens so getroffen werden, daß die Heizung von einem besonderen Heizkessel versorgt, die Kraft aber von einer Verbrennungskraftanlage geliefert wird.

b. Einrichtung der Abdampfheizungen.

Für die aufgeführten Fälle kann das folgende Schema zur Erläuterung der Ausführungsmöglichkeiten dienen.¹⁾ Die Abänderung der Fig. 229 für jeden beliebigen konkreten Fall wird unter Berücksichtigung der speziellen Erfordernisse nicht schwierig sein.

Der in Fig. 229 dem Hochdruckdampfkessel entnommene Frischdampf wird zunächst zu einem Hochdruckdampfverteiler geführt, von dem eine gemeinsame Betriebsdampfleitung mit Abzweigen zur Dampfmaschine, zur Speisepumpe und zur Vakuumpumpe einer Unterdruckdampfheizung führt. Deren Abdampf wird ebenfalls in einer gemeinschaftlichen Abdampfleitung gesammelt, die dicht bei der Dampfmaschine einen Ölabscheider passiert. Die Trennung des Öles vom

¹⁾ Vgl. auch Ohmes: Einiges über Dampfkraftanlagen, Abdampfheizungen usw. in den Vereinigten Staaten von Nordamerika, Gesundheits-Ingenieur 1906, Nr. 22. — Gramberg: Über Druckwasserheizung, Gesundheits Ingenieur 1908 Nr. 52 und 1909 Nr. 1. — Derselbe: Heizung und Lüftung von Gebäuden, Verl. Springer, Berlin 1909.

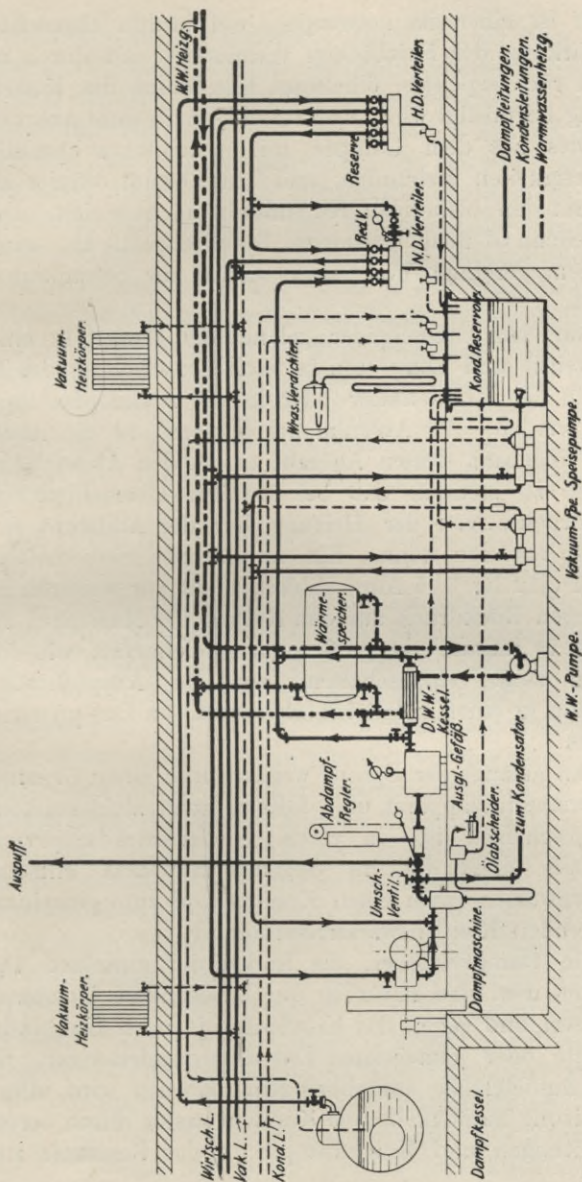


Fig. 229

Schema einer Abdampf-Heizungsanlage.

Dampf ist einerseits notwendig, weil durch abgesetztes Öl die Wirkung der Heizflächen vermindert und durch in den Kessel rückgespeistes ölhaltiges Kondensat die Kesselsteinbildung begünstigt wird; andererseits ist die gute Abscheidung des Öles aus dem Dampfe mit erheblichen praktischen Schwierigkeiten verbunden, und ein absolut ölfreier Dampf wird mit den bisherigen Hilfsmitteln nicht erzielt. Das abgesetzene Öl fließt aus einem Zwischengefäß ab, wird aufgefangen, gereinigt und dann wieder zur Schmierung verwendet.

Von dem Ölabscheider gelangt der Dampf in ein Umschaltventil und kann nun je nach der Stellung des Handrades in den Kondensator oder in die Abdampfheizung gelassen werden. Am Anfange der letzteren ist ein Abdampfregler eingebaut, dessen Aufgabe es ist, den Abdampf selbsttätig so zu steuern, daß bei etwaiger Überschreitung des Gegendruckes von der Heizung her der Abdampf in den Auspuff abblasen kann. Ein aufgesetztes Sicherheitsventil, das bei 0,12 bis 0,15 Atm. abbläst, dient zur weiteren Sicherheit gegen Rückdruck auf den Kolben der Maschine. Außerdem ist es ratsam, ein größeres Ausgleichgefäß, wie die Abbildung zeigt, einzuschalten, um die Auspuffstöße der Maschine in einen möglichst gleichmäßigen Dampfstrom umzusetzen.

Nun gelangt der Dampf weiter durch einen Gegenstrom-Warmwasserheizapparat und, falls er noch nicht vollkommen niedergeschlagen ist, in einen Niederdruckdampfverteiler. Jedenfalls fließt das im Gegenstromapparat entstandene Kondenswasser durch einen Kondenstopf zum gemeinsamen, tiefliegenden Kondenswasserreservoir ab.

Alle Dampfverteiler, die Enden der einzelnen Dampfleitungen usw. sind natürlich durch besondere Kondenstöpfe entwässert und geben das Kondensat je nach Umständen in getrennte oder gemeinsame Entwässerungsleitungen, die es zum Sammelgefäße zurückbringen. Ebenso wird alles von der Heizung zurückkehrende Kondenswasser durch besondere Rückleitungen und Kondenstöpfe in das Reservoir zurückgeleitet.

Vom Hochdruckventilstock zweigt ferner eine Dampfleitung ab, die doppelt in den Niederdruckverteiler einmündet, und zwar einmal durch ein Reduzierventil, das auf denselben Druck eingestellt wird, den der Abdampf anzeigt, und das andere Mal über ein Zumischventil, das gestattet, den Hochdruckdampf im Bedarfsfalle ejektorartig direkt in die Niederdruckleitung einzublasen. Zur Kontrolle der Spannungen sind Manometer an den Dampfverteilern unentbehrlich. Von den beiden Verteilern zweigt ferner je eine Dampfleitung für den Wirtschaftsbetrieb zum Kochen, Trocknen, Sterilisieren usw. ab. Eine Niederdruckleitung führt mehrfach verteilt zu den Heizkörpern der Vakuumheizung, aus denen das Kondenswasser durch eine parallel verlegte Rückleitung von der Vakuumpumpe unter Zwischenschaltung eines Dampfstauers abgesaugt und in das gemeinsame Reservoir zurückbefördert wird.

Die zweite im Schema Fig. 229 vorgesehene Heizungsart ist eine durch Zentrifugalpumpe betriebene Pumpenwarmwasserheizung, von der nur die Zu- und Rückleitung angedeutet sind. Die Pumpe drückt das von der Heizung zurückkommende Wasser durch den Gegenstromapparat und auch, nach Umschaltung der betreffenden Dampfventile und Wasserschieber, durch einen Wärmespeicher, das ist ein Wassergefäß mit entsprechend großem Wasserinhalt. Wenn nämlich vorübergehend in den Nachtstunden kein Bedarf an Heizdampf vorhanden ist, so kann das hinter dem Ölabscheider sitzende Umschaltventil so gestellt werden, daß der Abdampf durch die entsprechende Leitung in den Kondensator fließt, oder er wird zum Laden des Wärmespeichers verwendet. In letzterem Falle wird dann der Wasserrücklauf durch Öffnen des in der Verbindungsleitung sitzenden Schiebers kurzgeschlossen. Ist dies geschehen, so drückt die Pumpe während der Übergangszeit ohne Heizbedarf das Wasser nicht mehr durch die Heizkörper, sondern durch die kurzgeschlossene Zirkulationsleitung, so daß der Kreislauf: Pumpe—Gegenstromapparat—Speicher—Verbindungsleitung—Pumpe entsteht. Tritt dann nach einigen Stunden des Morgens der Bedarf an Heizung wieder ein, so wird die Zirkulationsleitung umgeschaltet und das Wasser des Wärmespeichers so lange

durch die Warmwasserheizkörper gepumpt, bis eine entsprechende Abkühlung des Speicherwassers sich einstellt. Während dieser Zeit kann nämlich der Abdampf wieder durch ein hinter dem Ausgleichgefäß eingebautes Umschaltventil unter Umgehung des Gegenstromapparates in den Ventilstock geschickt werden, der seinerseits den in den Morgenstunden auftretenden Mehrbedarf an Wirtschaftsdampf zu decken hat, oder er wird unter gleichzeitiger Parallelschaltung des Gegenstromapparates zur Warmwasserheizung mitbenutzt, bis nach entsprechender Entladung des Wärmespeichers dessen Verwendung überflüssig wird. Nun wird der normale Heizbetrieb wiederhergestellt, d. h.: der Wärmespeicher wird ausgeschaltet und der Gegenstromapparat in den Dampf- und Wasserkreislauf wieder voll eingeschaltet.

Wird der Betrieb in der beschriebenen oder ähnlicher Weise, je nach den Umständen, gehandhabt, so kann Abdampf nur dann verloren gehen, wenn er im Überschuß vorhanden ist, wenn sich also der Rückdruck erhöht und infolgedessen der Abdampfregler den Dampf in den Auspuff entweichen läßt. Auch der sich im Kondenswasserreservoir aus dem heißen Rücklaufwasser bildende Wrasen wird oft nicht direkt ins Freie gelassen, sondern seinerseits durch eine Kupferschlange in einen Wasserkessel, den sog. Wrasenverdichter, geschickt, wo er niedergeschlagen wird und durch einen Siphon zum Reservoir zurückfließt.

Zu bemerken ist noch, daß die zahlreichen kleinen Entwässerungsleitungen von den Dampfleitungen, der Dampfmaschine, den Pumpen usf., um die Übersichtlichkeit nicht zu stören, in die Fig. 229 nicht eingetragen sind. Diese Leitungen müssen natürlich alle in das gemeinsame Reservoir münden.

Zur Bedienung und Regelung einer solchen Abdampfheizung gehört Umsicht, die sich der Maschinist aber bald aneignet, sobald ihm die nötigen Kontrollinstrumente an den einzelnen Apparaten zur Anzeige der wechselnden Betriebsverhältnisse zur Verfügung stehen. Der Abdampf selbst wird nicht immer in gleicher Menge vorhanden sein, sondern richtet sich nach der wechselnden Belastung der Dampfmaschine.

Tritt zeitweiliger Mangel an Abdampf ein, so sorgt das Reduzierventil für Ersatz aus dem Kessel. Übrigens sind als Reduzierventile bei Abdampfheizungen nicht die gewöhnlichen, sondern empfindliche Flüssigkeitsdruckminderer (etwa nach Fig. 213, 214) anzuwenden, die den eingestellten Minderdruck auch bei starken Änderungen der Dampfantnahme konstant halten. Andernfalls kommen außerordentlich leicht Störungen vor.

Wird eine Vakuumheizung direkt als Ersatz des Kondensators eingebaut und demgemäß notwendig mit hohem Vakuum betrieben, so kann durch Veränderung des letzteren eine generelle Regelung der Heizung vorgenommen werden. Mit einer Verkleinerung des Vakuums ist zwar ein größerer spezifischer Dampfverbrauch der Dampfmaschine verknüpft, jedoch ist der Unterschied nicht so erheblich, als daß er wirtschaftlich von Bedeutung wäre. Bemerkbar ist die damit verbundene Minderleistung der Maschine, weshalb es sich empfiehlt, die Maschine mit Rücksicht hierauf von vornherein entsprechend größer zu bauen.

Die Entfernung, auf welche eine Abdampfheizung ausgedehnt werden darf, ist bei Abdampfwarmwasser-Pumpenheizung unbegrenzt innerhalb der vorkommenden Möglichkeiten: eine solche Heizung kann auf mehrere 1000 m ausgedehnt werden und erhält dadurch den Charakter einer Fernheizung. Niederdruck- oder Unterdruckabdampfheizung wird man kaum über 500 bzw. 1000 m ausführen. Die Grenze wird sich durch eine Rechnung bezüglich des Wärme- und Spannungsverlustes in der Rohrleitung leicht feststellen lassen.

c. Ausnutzung des Turbinenabdampfes.

Bei Dampfturbinen liegen die Verhältnisse wesentlich anders als bei Dampfmaschinen. Die Leistung und der Dampfverbrauch von Dampfturbinen sind wesentlich an ein hohes Vakuum gebunden. Wird dieses herabgesetzt, so resultiert sofort eine erhebliche Verminderung der Leistung und Vermehrung des Dampfverbrauches, der bis auf das Doppelte und Mehrfache des Verbrauches gleich großer Dampfmaschinen ansteigen kann. Daraus folgt einerseits, daß sich die Ab-

dampfverwertung bei Dampfturbinen nur lohnt, wenn eine Unterdruckabdampfheizung mit großem Vakuum eingerichtet und auf eine Veränderung des letzteren verzichtet wird. In diesem Fall aber ist zu bedenken, daß z. B. die Erwärmung des Zirkulationswassers für eine anzuschließende Warmwasserheizung höchstens auf jene Temperatur gebracht werden kann, die dem Vakuum entspricht und aus Fig. 227 zu entnehmen ist. Eine Warmwasserheizung würde also in diesem Falle sehr teuer werden, und eine direkte Abdampf-Vakuumheizung würde besser am Platze sein. Andererseits kann es sich lohnen, um die mehrfachen Vorteile der Dampfturbinen auszunutzen, den Dampf aus einer Zwischenstufe zu entnehmen, womit der eben erwähnte Nachteil fortfällt.

Alsdann bietet die Dampfturbine gegenüber der Dampfmaschine die außerordentlich hoch einzuschätzende Annehmlichkeit, daß das Kondensat vollkommen ölfrei ist. Damit entfallen alle zeitraubenden und kostspieligen Revisionen der Gegenstromapparate, da die Heizflächen dauernd sauber bleiben. Auch die örtlichen Heizkörper in den Räumen können nichts an Heizkraft einbüßen, wie es mit der Zeit bei ungenügend entöltem Abdampfe von Dampfmaschinen beobachtet wird. Die übrigen Vorteile der Dampfturbine gegenüber der Dampfmaschine aufzuzählen, ist hier nicht der Ort.

d. Verwertung der Abwärme von Verbrennungskraftmaschinen.

Gegenüber der außerordentlich wirtschaftlichen Verwendung des Abdampfes bei Dampfmaschinen und Dampfturbinen kommt eine so ausgiebige Verwertung der Abwärme, die in den Verbrennungsgasen anderer Kraftmaschinen enthalten ist, nicht in Frage. So kann man z. B. bei Sauggasmotoren 350 bis 400 nutzbare Wärmeeinheiten pro PS/Std. rechnen; das ist etwa der zehnte Teil der bei Dampfmaschinen zur Verfügung stehenden Wärme. Ähnliches gilt für Dieselmotoren. In denjenigen Fällen, in denen also der Kraftbedarf gegenüber dem Heizungsaufwand ausschlaggebend ist, wird eine Verbrennungskraftmaschine am Platze sein. Eine einfache Rechnung wird ergeben, ob sich der Heizbedarf der wenigen Räumlichkeiten

durch die Abwärme der Auspuffgase oder bei Benutzung des auf etwa 50° erwärmten Kühlwassers decken läßt oder nicht. Aus der ferneren Überlegung, ob Kraft- und Heizbedarf zeitlich zusammenfallen oder getrennt sind, ergibt sich dann die Entscheidung über die Notwendigkeit eines besonderen Heizkessels. Fällt aber die Wahl auf eine Verbrennungskraftmaschine, so ist natürlich auch die Verwertung von deren Abwärme auf jeden Fall nutzbringend.

Vielfach werden die Abgase von Gasmotoren lediglich zum Leimkochen, zur Warmwasserbereitung, zum Trocknen oder ähnlichem benutzt.

37. Fernheizwerke.

a. Die Verbindung von Kraft-, Licht- und Heizwerken.

Bei den Fernheizungen wird die in einem zentralen Kesselhaus erzeugte Wärme auf weite Entfernungen bis zu mehreren Kilometern geleitet und an eine große Anzahl von Gebäuden abgegeben. In wirtschaftlicher Weise läßt sich aber eine solche Unternehmung nur durchführen, wenn die Betriebe für elektrisches Licht, Kraft und Heizung vereinigt und dadurch die Erzeugungs- und Betriebskosten herabgesetzt werden. Diesen großzügigen Gedanken haben zuerst die Amerikaner in die Praxis umgesetzt. Die Heating and Lighting Company¹⁾ in Toledo im Staate Ohio liefert seit dem Jahre 1896 von einer Zentrale aus an 450 Häuser elektrisches Licht und beheizt von zwei Stationen aus 101 Häuser auf eine größte Entfernung von 2600 m und 98 Häuser auf 2520 m Länge mittels in Rohrleitungsnetzen verteilten warmen Wassers. Ein noch älteres Fernheizwerk ist die New York Steam Company²⁾, die seit 1879 Dampf an Behörden und Private liefert und heute in zwei Stationen insgesamt 28 500 qm Kesselheizfläche besitzt, von denen aus

¹⁾ Anklam: Das Fernheiz- und Lichtwerk in Toledo, Ges.-Ing. 1901, Nr. 5.

²⁾ Ohmes: Einiges über die New York Steam Company. Ges.-Ing. 1908, Nr. 17.

500 bzw. 650 Gebäude Tag und Nacht mit Hochdruckdampf von ca. 5,5 Atm. Überdruck auf Entfernungen von rund 1000 m versorgt werden. Dieser Dampf wird in den einzelnen Gebäuden außer zur Heizung auf das verschiedenste ausgenutzt, und zwar zur Erzeugung von elektrischer Energie, zum Betriebe von Aufzügen, Pumpen, zur Warmwasserbereitung, zu Wasch- und Kochzwecken usw. Die Abgabe des Dampfes zu Kraftzwecken macht das Werk besonders auch für den Sommer rentabel, wo die Heizung wegfällt. Im Winter dagegen kann der Dampf in den einzelnen Gebäuden zuerst in Dampfmaschinen arbeitsverrichtend ausgenutzt werden und steht alsdann in Form von Abdampf für die Heizung zur Verfügung. Der Dampfkonsum in den einzelnen angeschlossenen Häusern wird mittels Dampfmeßers festgestellt und pro 1000 kg Dampf zu Monatspreisen bezahlt, die sich nach dem jeweiligen Gesamtverbrauche richten. Es wird berichtet, daß bei einem monatlichen Dampfverbrauche von 80 000 kg Dampf die Kosten von je 1000 kg Dampf 5 Mk. und von je 100 000 WE 0,75 Mk. betragen. Somit ergibt sich für amerikanische Verhältnisse, daß der Bezug von Straßendampf etwas billiger ist, als sein Preis bei Erzeugung in eigenen Kesseln zu stehen käme.

Das erste große Unternehmen ähnlicher Art auf unserem Erdteil ist das von Temper geplante, im Jahre 1900 eröffnete Kgl. Fernheiz- und Elektrizitätswerk zu Dresden¹⁾, dessen heiztechnischer Teil durch Rietschel und Henneberg unter der Leitung von Pfützn er ausgeführt worden ist. Der Grundriß dieses Werkes ist in Fig. 230 gegeben. Im Jahre 1905 wurden vom Betriebsgebäude aus auf eine größte Entfernung von 1040 m 11 Gebäude mit Heizungsdampf und 20 Gebäude mit elektrischem Strom für Kraft und Beleuchtung versorgt, darunter die hauptsäch-

¹⁾ Pfützn er: Fernheizwerke, Zeitschr. d. Ver. Deutsch. Ing. 1902, Nr. 1. — Rietschel: Fernheizungen, Zeitsch. d. Ver. Deutsch. Ing. 1902, Nr. 26; und Ges. Ing. 1902 Nr. 15 und 16. — Trautmann: Über die Betriebsergebnisse des Kgl. Fernheiz- und Elektrizitätswerkes zu Dresden, Ges. Ing. vom 2. Juni 1907.

Gebäude abgegeben wird.¹⁾ Die Anlage für die Warmwasserbereitung reicht zum Anschlusse von 1000 Gebäuden aus. Das warme Wasser fließt in ständigem Strome durch die Rohrleitung und kann jederzeit durch einfaches Öffnen eines Zapfhahnes entnommen werden.

In den letzten Jahren sind in Deutschland eine stattliche Anzahl großer und größter Fernheizwerke entstanden oder in der Entstehung begriffen, zumeist für Krankenhausbauten²⁾, teils als Dampf-, teils als Warmwasserfernheizungen. Die Fernheizung wird für einzelne Stadtteile oder Villenkolonien auch wohl als Distriktheizung, für zusammengehörige, einander naheliegende Gebäude als Blockheizung bezeichnet.

Die Vorteile der Fernheizung liegen in der Wirtschaftlichkeit des vereinigten Kraft-, Licht- und Heizbetriebes, in der Verminderung der Rauch- und Rußplage, vermehrter Reinlichkeit in den Haushaltungen und nicht zum wenigsten in der größeren Feuersicherheit der angeschlossenen Gebäude: z. B. wurde für ein an das Fernheizwerk in Dresden angeschlossenes Gebäude die Feuerversicherungsprämie von den Gesellschaften um 10% ermäßigt.

Die Frage, wann Fernheizung und wann einzelne Zentralheizungen in einem gegebenen Falle zur Ausführung kommen sollen, muß unter Berücksichtigung der Entfernungen und der ferngeleiteten Wärmemengen entschieden werden. Mit der Ausdehnung der Anlage wachsen naturgemäß die Wärmeverluste der Fernleitungen. Die Kosten für die Verluste und Leitungen, sowie für die zur Aufnahme der letzteren herzustellenden Mauerkanäle werden aber prozentual desto größer ausfallen, je kleiner die zu liefernden Wärmemengen und je größer die Entfernungen sind. Eine weitverzweigte Villenkolonie mit kleinen Einfamilienhäusern durch eine Fernheizung mit Wärme zu versorgen, dürfte demnach nur in Ausnahmefällen mit Vorteilen verbunden sein. Je größer dagegen die zu liefernden Wärmemengen sind, desto weniger fallen die

¹⁾ Vgl. Zeitschrift »Gesundheit«, Leipzig, 15. März 1909.

²⁾ Rietschel: Heizung und Lüftung in Krankenhäusern. Ges. Ing. 1907, Nr. 23.

Wärmeverluste der Fernleitungen ins Gewicht gegenüber den inneren Verlusten der zentralen Anlage bei der Kesselfeuerung, der Wärmeumsetzung, dem Betriebe der Dampfpumpen usw.

Das Schaubild Fig. 231 gibt eine Übersicht über die monatliche Verteilung der für Heizung und Elektrizität verbrauchten und der gesamten in den Kesseln erzeugten Wärmemengen. Die Differenz beider, im Diagramme die schraffierte

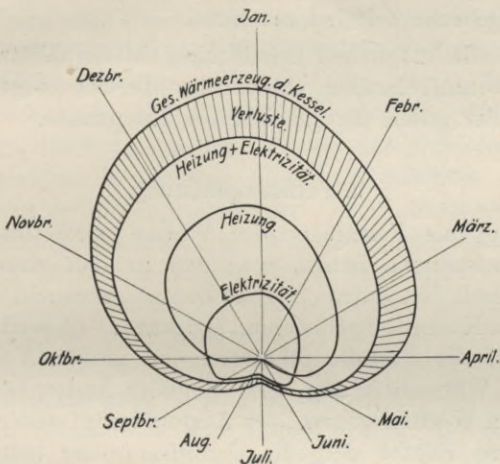


Fig. 231.

Jahres-Wärmeverteilung des Kgl. Fernheiz- und Elektrizitätswerkes zu Dresden.

Fläche, stellt den Verlust dar, der im vorliegenden Falle 10—12% als Jahresmittel beträgt. Aus der Darstellung ist ferner zu ersehen, in wie günstiger Weise sich die Verbrauchszahlen für Wärme und Elektrizität in den einzelnen Monaten decken; beide erreichen ihr Maximum im Januar und ihr Minimum im Juli. Die Zahlen für das Maximum sind bestimmend für die Größe der Kesselheizfläche.

Für die einzelnen Tage dagegen pflegt das Gegenteil einzutreten: an den Vormittagen herrscht der größte Bedarf an Wärme, der kleinste an Licht; der Wärmebedarf fällt allmählich im Laufe des Tages, um in den Abendstunden

ganz aufzuhören, in denen die Menschenansammlungen in den öffentlichen Gebäuden (Theatern usw.) für Erzeugung großer Wärmemengen sorgen, während der Lichtbedarf hingegen seinen Höchstwert erreicht. Um trotzdem die Kessel im Interesse eines ökonomischen Betriebes möglichst gleichmäßig feuern zu können, sind Wärmespeicher und Akkumulatorenbatterien in entsprechender Größe vorzusehen, die die überschüssig erzeugte Wärme bzw. Energie aufnehmen und sie zu gegebener Zeit frei machen.

Über die möglichen Schaltungen in der Zentrale haben wir im vorausgehenden Abschnitte bereits eingehend berichtet: hier gelten die gleichen Gesichtspunkte.

b. Ferndampfheizung.

Dampf als Fernträger der Wärme wird stets dort in Frage zu kommen haben, wo auch in den einzelnen Gebäuden noch für andere Zwecke Dampf gebraucht wird, also z. B. beim Kochen, Sterilisieren, Trocknen. In solchen Fällen hat dann die Ferndampfheizung den großen Vorzug sehr schneller Wärmelieferung und schneller Änderungen in den gelieferten Wärmemengen. Da Auspuffdampf selten in Frage kommt, so richtet sich die Dampfspannung hauptsächlich nach der Ausdehnung der Anlage, während die Spannung des in den Gebäuden anlangenden Dampfes von der Art der dort verwendeten Heizung abhängig ist.

Bei Anwendung von Dampf-Warmwasserheizung werden etwa 1 bis 2 Atm. Überdruck vor den Wasserkesseln erwünscht sein. Auch bei Dampf-Fluftheizung und bei reduzierter Niederdruckdampfheizung wird man mit der Endspannung zweckmäßig nicht unter die bezeichnete Grenze gehen, um bei Spannungsschwankungen in der Zentrale eine gewisse Deckung zu haben. Reduzierventile in den einzelnen Gebäuden sorgen für die weitere gewünschte Druckverminderung des Dampfes. Die Anfangsspannung wird je nach der Länge der Fernleitung zwischen 8 und 4 Atm. Überdruck betragen können. Von Einfluß ist ferner der zu wählende Leitungsdurchmesser, der möglichst klein sein soll, damit die Leitungsverluste gering

werden. Zur Reserve und Sicherheit werden am besten zwei parallel geführte Dampfleitungen gebaut, die beide zusammen den Maximalwärmebedarf zu liefern imstande sind. Die beiden Leitungsquerschnitte werden dann am besten ungleich groß gemacht, damit die Leitungen abwechselnd bei mildem Wetter und bei strengerer Außentemperatur im Betriebe sein können. Die Durchmesser sind so zu wählen, daß der Dampf unter den genannten Voraussetzungen trocken am Ende ankommt. Alsdann kann eine Überhitzung am Anfange der Leitung vorgesehen werden; dabei sind 30 bis 40° Überhitzung für mittlere Längen angebracht.

Der notwendigen Sicherheit halber sollen die zur Aufnahme der Rohrleitungen bestimmten unterirdischen Mauerkanäle begehbar, in gewissen Abständen belichtet und nach außen leicht verbindungs-fähig sein. Die Rohrdehnung ist am besten durch Zickzackführung des Kanales aufzuheben, wie es in Dresden zuerst mit großem Erfolg ausgeführt wurde, vgl. den Plan der Fig. 230. Die Dampfleitungen werden ferner mit Sägegefälle und jedesmaliger Entwässerung montiert werden müssen. Zur möglichsten Betriebssicherheit sollen auch Rohrbruchventile¹⁾ vorgesehen werden, die sich beim plötzlichen Ausströmen von Dampf durch eine Auslösevorrichtung von der Zentrale aus schließen lassen. Um das Anlassen der langen Dampfleitungen stets sachgemäß gehandhabt zu wissen, ist es ratsam, das Hauptdampfventil mit einer engen, absperrbaren Umgehungsleitung zu versehen, die zuerst geöffnet wird. Der Dampf füllt dann langsam die Fernleitung, und die Ausdehnung kann nie mit gefährlicher Plötzlichkeit auftreten: erst wenn angenommen werden darf, daß die ganze Leitung vorgewärmt ist, wird das Umgehungsventil geschlossen und das Hauptventil geöffnet.

Das Kondenswasser fließt, wo angängig, mit Freigefälle zum Hauptsammelbehälter zurück; wo Geländeschwierigkeiten hindernd im Wege stehen, müssen Pumpen zur Rückführung angewendet werden.

¹⁾ Koehler: Rohrbruchventile, Zeitschr. d. Ver. Deutsch. Ing. 1908, Nr. 11; und Forschungsarbeiten, Heft 34, Verlag Springer.

c. Fernwasserheizung.¹⁾

Die Fernübertragung von Wärme durch mechanisch mit Hilfe von Pumpen umgetriebenes warmes Wasser hat entschieden gewisse bestechende Vorzüge gegenüber der Ferndampfheizung. In wirtschaftlicher Beziehung vor allem ist stets die Möglichkeit der Abdampfverwendung in Dampfwarmwasserkesseln vorhanden. Sodann ist es die weniger große Gefahr lebensgefährdender Rohrbrüche, die es gestattet, nur eine Leitung zu verlegen, statt zweier, wie bei der Dampfheizung. Ferner sind die Wärmeverluste der Fernleitung erheblich geringer als bei der Ferndampfleitung: letztere hat nahezu unabhängig von der Außenwitterung stets die gleichen Abkühlungsverluste entsprechend der Dampftemperatur; bei der Fernwasserheizung verringern sich diese Verluste bei mildem Wetter, da alsdann mit niedrigerer Wassertemperatur geheizt werden kann. Geländeverschiedenheiten verursachen bei der Fernwasserheizung keinerlei Schwierigkeiten bezüglich der Rohrführung. Die Rohrleitung wird wegen geringerer Ausdehnung durch die Wärme weniger stark beansprucht. Alle diese Gründe sind maßgebend dafür, daß der Bau eines teureren, begehbaren Rohrkanales bei der Fernwasserheizung durch einen einfachen nicht weiter zugänglichen oder doch nur beschlupfbaren Mauerkanalersetzt werden darf.

Zwar wird bei etwaigem Rohrbruche das ganze Wasser der Heizung austreten können, doch dürfte dieser Fall sich kaum je einmal verwirklichen. Außerdem kann dem durch den Einbau von Schiebern in gewissen Abständen vorgebeugt werden.

Ein fernerer Vorzug gegenüber der Dampfheizung besteht in der großen Einfachheit der ganzen Rohrlegung, da die vielen Hilfsapparate — Dampftrockner, Entwässerer, Kon-

¹⁾ Tichelman n: Fernwasserheizung, Gesundh.-Ing. 1901, Nr. 18.

Haller: Die Wärmeversorgung großer Gebäudekomplexe mit Dampf u. Warmwasser, Gesundh.-Ing. 1907, Nr. 3.

Karsten: Mitteilungen über die Beheizung einiger größerer Gebäudegruppen mit Warmwasser, Gesundh.-Ing. 1907, Nr. 21.

Rietschel: Fernwarmwasserheizung, Gesundh.-Ing. 1908, Nr. 51.

denstöpfe, Reduzierventile usw. — nicht notwendig sind, deren Fehlen auch eine erhebliche Bedienungsarbeit entbehrlich macht.

Als einziges neues Element kommt die Pumpe hinzu, bezüglich deren Auswahl und Betrieb auf den Abschnitt 32 e verwiesen sei: Neues ist darüber hier nicht zu sagen.

Endlich ist eine gewisse generelle Regelungsfähigkeit der Fernwasserheizung durch Abstufung der Wassertemperaturen gemäß der jeweilig herrschenden Außenkälte ein weiterer Vorteil gegenüber der Verwendung von Dampf. Allerdings wird dieser Vorzug um so geringer werden, je ausgedehnter die Anlage ist, denn wegen nicht allzu großer Wassergeschwindigkeiten — 2 m/sek dürfte das überhaupt zulässige Maximum sein — dauert es lange, bis ein Wasserteilchen seinen Weg von der Zentrale bis in das betreffende Gebäude zurückgelegt hat. Bei 1 m/sek Wassergeschwindigkeit und 1000 m Entfernung beträgt zum Beispiel die Zeit des Wasserlaufes 17 Minuten. Eine in der Zentrale vorgenommene Temperaturveränderung kann also unter Umständen erheblich zu spät zur Wirkung kommen. Deshalb ist auch bei der Fernwasserheizung stets die Anlage von automatischen Temperaturreglern zu empfehlen.

Besonderer Überlegung bedarf der Anschluß der einzelnen Gebäude an die Fernleitung sowie die richtige Wahl zwischen dem Einrohr- und Zweirohrsysteme. Auch hierfür sind die bereits früher erörterten Gesichtspunkte maßgebend.



Namenregister.

(Die Zahlenangaben bedeuten Buchseiten.)

- A**itken 23.
Anklam 471.
d'Anthonay 382.
Ascher 285. 286.
Aßmann 36. 41. 42. 43.
- B**ach 349.
Bacon 12.
Bayer & Co. 371. 373.
Bechem & Post 17. 444.
Behrend 461.
Bellani & Bunten 36.
Bendemann 371. 372.
Berger 4.
Berlitt 276.
Biegeleisen 461.
Biel 78. 117. 119. 348. 353.
Blackman 107.
Blaß 117.
Böhm 219.
v. Boehmer 457.
Boltzmann 202.
Bonnemain 12.
Börnstein 230. 274.
Boyle 44.
Brabbée 78. 125.
Brand 278. 313.
v. Bruckmann 11.
Brückner 419.
de Bruyn 92. 188. 310.
- Buffalo Forge Co. 145. 149.
Bunsen 66. 140.
Bunte 289.
- C**adé 216.
Catel 11.
Chabannes 12.
Cook 11.
- D**achler 7.
Dalton 45. 211.
Danckwerts 365.
Danneberg & Quandt 107. 110.
219.
Debesson 382.
Deinlein 461.
Dietz 16. 71. 131. 204. 234. 410.
Dietzius-Brabbée 92.
Dörfel 325.
Dosch 296. 312.
Dürr 310. 312.
Dye 457.
- E**berle 334. 336. 341. 342. 343.
351. 352. 353. 359. 362. 438. 461.
Eckardt 368.
EisenwerkKaiserslautern 378.450.
Ellinghaus 92.
Elster 92.
Elworthy-Kolle 151.

Emmerich 59.
 Erlwein 156.
 v. Esmarch 17. 21. 24. 206.
Ferrini 17.
 F. Fischer 271.
 H. Fischer 17. 77. 169. 231. 351.
 353. 359.
 Flügge 17. 21. 44. 410.
 Forbes 230.
 Fourier 226. 227. 245.
 Frank 10. 13.
 Fraunhofer 306.
 Fritzsche 80. 81. 353.
 Fuchs 295. 313.
 Fueß 36. 41. 63. 92. 416.
Gehre 373.
 Ges. f. aut. Temperatur-Regelung
 147. 412.
 Goebel 419.
 Gosebruch 65.
 de Grahl 242. 321.
 Gramberg 278. 464.
 Grashof 17. 277. 279. 280. 281.
 282. 317.
 Grassi 15
 Grove 141.
 Gumbart 84.
 Gutermuth 351. 359.
Haase 213.
 Haberl 138.
 Hahn 23.
 Haier 282. 287. 293. 320.
 Haller 478.
 Hallwachs 373.
 Harder 276.
 P. Hartmann 425.
 Hartmann & Braun 186. 194. 301.
 P. Hase 419.
 R. Hase 308.

Heating and Lighting Co. 471.
 Heepke 221.
 Heigelin 11.
 Heraeus 298. 299. 301. 302. 303.
 Herbst 132.
 Herschel 369.
 Hesse 28.
 Heymann 44.
 Hood 12.
 Hörenz 290.
 Hurdelbrink 286.
 Hüttig 384.
 v. **H**ering 106.
 Intze 231.
Jacob 337.
 Jacobi 6.
 Jaeger, Rothe & Nachtigall 440.
 Johnson 147. 189. 386. 412. 413.
 414. 415.
 Josse 384. 434. 438. 461. 462.
 Joule 220.
 Junkers 218. 278.
Käferle 253. 415. 431. 432. 436.
 440. 441. 455.
 Karsten 478.
 Katz 143.
 Käuffer 17. 251. 443. 448. 451.
 452. 455.
 Keidel 216.
 Keiser & Schmidt 301.
 Kelling 194. 379.
 Kirchhoff 303.
 Kißkalt 32.
 Knoblauch 337.
 Koehler 477.
 Koepsel 185. 194.
 Kobbert 286.
 Kohlrausch 230. 301.
 Kori 379. 380.

Körting 253. 254. 269. 271. 419.
437. 448. 452. 455.

Krell sen. 2. 4. 35. 63. 87. 90.
129. 131. 171. 194. 247. 248.
303. 309. 313. 408.

Krell jun 85. 87. 116. 122.

Kröker 278.

Kutzscher 219.

Kux 419.

Lambrecht 40. 41.

Landolt 230.

C. Lang 65. 66.

H. Lang 347. 349.

Lavoisier 10. 14.

Le Chatelier 301. 302. 303.

Liefmann 287.

Lönholdt 216.

Lorenz 117. 230.

Löwenstein 458.

Lübbert 29.

Lunge 28.

Maercks 314.

Mariotte 44.

Marx 85.

Mehrhardt 370.

Meidinger 16. 204. 216.

Meißner 10. 14. 375.

Metallschlauchfabrik Pforzheim
331.

Mestern & Co. 129. 143.

Meter 246. 416.

Mollier 354. 357.

Möller 138. 140.

Mönnich 187.

Morin 15.

Mouchot 270.

Murgue 123.

O. Müller 91.

Nat. Radiator-Ges. 395.

Negretti & Zambra 36.

Neumann 230.

Newton 201. 226.

New York Steam Co. 471.

Nipher 65.

Nippoldt 40.

Nußbaum 21. 24. 32.

Nusselt 230. 235. 240.

Ohmes 166. 167. 412. 457. 464.
471.

Ott 234.

Overbeck-Mau 4.

Pasquay 339.

Paul 44.

Péclet 12. 14. 15. 63. 211. 225.
230. 231. 232. 461.

Perkins 13. 389.

v. Pettenkofer 15. 17. 26. 27. 28.
46. 59. 88. 135.

Pfützner 178. 472.

Pifre 270.

Pintsch 313.

Pitot 87.

Poiseuille 81. 140.

Prandtl 84.

Price 12.

Pringle 9.

Prött 144.

Rateau 461.

Reck 417. 418. 419.

G. Recknagel 17. 59. 63. 67. 88.
89. 245. 246. 247.

H. Recknagel 23. 176. 230. 316.

Redtenbacher 319.

Reich 291.

v. Reiche 318.

Reid 14.

Renk 17.

- Reynolds 81.
 Rietschel 17. 26. 34. 43. 47. 50.
 52. 77. 78. 82. 95. 97. 99. 103.
 105. 139. 140. 144. 152. 169. 173.
 184. 217. 231. 233. 241. 242. 258.
 260. 264. 266. 316. 335. 336. 338.
 339. 342. 343. 353. 356. 359. 360.
 381. 384. 403. 405. 435. 472. 474.
 478.
 Rietschel & Henneberg 419. 472.
 Rolin 286.
 Rubner 9. 17. 21. 31. 39. 199. 285.
 287.
 Rüdorff 28.
 Rumford 10. 14. 59. 210.
 Rutherford 36.
Schäfer 218.
 Schäffer & Budenberg 298. 362.
 366. 367. 426. 436. 437. 439.
 Schäffer & Oehlmann 453.
 Schaffstädt 428. 429.
 Schatz 368.
 Schiele & Co. 107. 423. 424.
 Schmidt 21.
 G. A. Schultze 63. 184. 185. 189.
 298. 310. 312. 361. 416.
 Schütt 117.
 Schwade & Co. 426.
 Sconfietti 146.
 Seeger 308.
 Seidel 69.
 Seidl 128.
 Seiffert & Co. 321. 332. 333.
 Senking 289.
 Ser 86.
 Siemens, Gebr. 472.
 Siemens & Halske 156. 303. 370.
 Siemens-Schuckert 107. 110. 139.
 194.
 Six 36.
 Snow 457.
 Stach 93. 128.
 Stefan 202.
 Steinmüller 367.
 Stern 47.
 Stier 289.
 Stodola 373.
 Strebel 397. 398. 399. 451.
 Sturtevant 151. 383.
 Sulzer 11.
Temper 472.
 Thiesing 276.
 Tichelmann 478.
 Trautmann 353. 472.
 Tredgold 11. 14.
 Tudor 17.
Urbahn 461. 462.
Venturi 369.
 Vetter 6.
 Vitruv 3. 5. 6.
Wanner 303. 304. 306. 308.
 Warns, Gaye & Block 400.
 Warstein 216.
 Watt 11. 460.
 Weber 230. 231.
 Webster 458.
 Weisbach 347. 349.
 Westfäl. App. Vertr. Ges. 438.
 Westphal 329.
 Weyl 21.
 Whitwell 14.
 Wien 304. 308.
 Wolffhügel 18. 34.
 A. Wolpert 16. 21. 70. 216. 218.
 H. Wolpert 18. 21. 28. 33. 39.
 43. 70.
Zambra 36.
 v. Ziemssen 17. 59. 88.

Sachregister.

(Die Zahlenangaben bedeuten Buchseiten.)

- A**bdampfheizung 11. 15. 18.
426. 434. 457. 464. 469. 473.
478.
- Abdampfregler 468.
- Abgastemperatur 295.
- Abkühlung der Leitungen 335.
— bei Dampf 335. 352. 357.
— bei Luft 345.
— bei Warmwasser 350.
— der Räume 242.
— der Thermometer 35.
- Abluftkanäle 180.
- Abwärmeheizung 460. 470.
— verlust 293. 296. 460.
- Abwärtslüftung 178.
- Abzweigungen von Luftkanälen
161.
- Anemometer 92.
- Anthrakometr. Messg. des nat.
Luftwechsels 69.
- Anthrazit 273.
- Anthropotoxin 26.
- Architekt. Erörterungen 19. 130.
131. 132. 133. 137. 161. 164.
165. 168. 170. 180. 209. 211.
221. 224. 250. 252. 253. 255.
257. 344. 381.
- Aspirationslüftung 14. 62. 100. 171.
- Aspirationspsychrometer 41.
- Atemzone 52.
- Atmung 25.
- Aufstellung d. Ventilatoren 153.
- Aufwärtslüftung 178.
- Ausdehnungsgefäß 389. 391.
- Ausgleichgefäß f. Auspuff 466.
- Ausnutzung des Brennmaterials
292. 462.
- Autogene Schweißung 329.
- Automat. Klappenstellg. 189. 386.
— Regelg. der Feuchtigkeit 147.
— Temperaturregelg. 149. 219.
222. 409. 456.
- B**auliche Aufgaben 131. 137. 161.
164. 165. 168. 170. 180. 224. 255.
344. 381.
- Bauordnung im Altertum 13.
- Befeuchtung der Luft 142.
- Belastung der Kessel 293.
— der Ventilatoren 119 u. f.
— der Elektromotoren 115. 118.
— der Pumpen 420 u. f.
— der Dampfmaschinen 468. 475.
— der Dampfturbinen 469.
- Beleuchtungszone 52.
- Belüftung 442. 446.
- Berechnung der Abkühlung von
Rohren 336.
— der Dampfheizschlangen 353.
429.

Berechnung der Dampfwarmwasserheizapparate 429.
 — der Feuerluftöfen 482.
 — der Feuerungsanlagen 316.
 — der Heizkörper 262. 270. 400. 402.
 — der Hochdruckdampfleitungen 351.
 — der Kesselheizfläche 322.
 — der Luftbefeuchtung 54.
 — der Luftkanäle 78.
 — des Luftwechsels 48.
 — der Niederdruckdampfleitungen 360.
 — der Pumpen 427.
 — des Schornsteines 318.
 — der Ventilatoren 113.
 — der Warmluftleitungen 344.
 — der Warmwasserheizung 403.
 — der Warmwasserleitg. 347.
 — der Zugstärke 320.
 — der Zulufttemperatur 152.

Berliner Ofen 214.

Beschickung der Feuerung 290.

Betriebseigenschaften der Ventilatoren 117—129.

Blechlftleitungen 166.

Blockheizung 473.

Braunkohle 272.

Brennkegel 308.

Brennmaterialbedarf 317. 462.

Brennstoffe 271.

Briketts 275.

Charakteristik der Schrauben-
 ventilatoren 120.
 — der Zentrifugalventilatoren 117.
 — der Zentrifugalpumpen 421. 423.

Chemische Zusammensetzung d. Luft 25.

Dampfdruckminderer 439.
 — geschwindigkeit 341. 353. 358. 431.
 — heizschlangen 353.
 — heizung 11. 430. 443. 456.
 — leitungen 351.
 — luftheizung 383.
 — maschinen 461.
 — messer 316. 371.
 — pumpen 425. 433.
 — sammler 452.
 — trocknung 430. 435.
 — turbinen 469.
 — verbrauch 467. 469.
 — verteiler 431. 466. 467.
 — warmwasserheizung 427. 466. 476.
 — zumischventil 467.

Dauerbetrieb der Feuerung 289.

Dauerbrandöfen 16. 215.

Deflektoren 102.

Destillationsprodukte 24.

Differentialmanometer 63. 365.

Differenzzugmesser 311.

Diffusor 110.

Distriktheizung 473.

Doppelrohrregister 252.

Drucklüftung 100. 170.

Druckminderer 439.

Druckverteilung in d. Räumen 62.

Durchschlagen der Heizkörper 445. 446. 449. 453. 454.

Dynamischer Druck 75.

Eichung der Anemometer 93.
 — der Fernthermometer 299.
 — der Hygrometer 41.
 — der Mikromanometer 63.
 — der Pyrometer 306.
 — d. Quecksilberthermomet. 35.
 — der Wassermesser 368.

- Einmalige Widerstände der Luftbewegung 82.
 — der Wasserbewegung 348.
 — der Dampfbewegung 352.
- Einteilung d. Ventilationsanlagen 72.
 — der Heizungsanlagen 207.
- Einrohrsystem 392. 400. 402. 405.
- Economiser 296.
- Elektrische Heizung 219.
- Elektrizitätswerke 471. 475.
- Empfindlichkeit d. Thermometer 35. 303. 307.
- Entgasung 283.
- Entlüftung der Rohrleitung 380. 391. 418. 442. 446. 448.
- Entwärmung des Körpers 30. 43. 44. 51. 174. 177. 178. 179. 224. 411.
- Entwässerung der Dampfleitung 435. 446. 458. 466.
- Entzündungstemperatur 284. 290.
- Erdwärme 271.
- Erstickungstod 25.
- Essenschieber 290. 309.
- Etagenheizung 419.
- Expansionsgefäß 12. 389. 391.
- F**ächerventilatoren 106.
- Fensterlüftung 70. 411.
- Ferndampfheizung 476.
 — heizung 18. 496. 471.
 — heizwerke 471.
 — manometer 187.
 — stellvorrichtungen 188. 433.
 — thermometer 183. 430.
 — warmwasserversorgung 473.
 — wasserheizung 478.
- Feste Brennstoffe 272.
- Feuchtigkeitsgehalt 36.
 — maßstab 39.
- Feuerbeckenheizung 2.
- Feuerluftheizung 376.
 — zugregler 290. 450.
- Filter 138.
 — widerstand 140.
- Flanschenverbindung 328.
- Flüssige Brennstoffe 271.
- Fortleitung der Wärme 324.
- Fugen der Luftkanäle 161.
- Fußboden- und Wandheizung 2.
- G**asförmige Brennstoffe 272.
- Gasöfen 217.
- Gefälle der Rohrleitung 159. 381. 390. 391. 418. 434.
- Gefängniswesen 10. 12. 13.
- Gegenstromapparat 429.
- Generatorgase 272.
- Generelle Regelung der Niederdruckdampfheizung 456.
- Generelle Regelung der Warmwasserheizung 406.
- Geräuschvermeidung bei Ventilatoren 144.
- Geschwindigkeitsdruck 85.
 — höhe 75.
- Gesundheitstechnik 16.
- Gewicht der Luft 44.
- Gichtgase 272.
- Gliederkessel } 289. 396. 397. 450
 Gußkessel }
- H**aarhygrometer 40.
- Halbgasfeuerung 291.
- Hausfeuerungen 286. 288.
- Heißwasserheizung 13. 374.
- Heizbecken 2.
- Heizfläche der Kessel 321.
- Heizkörper 249. 262. 270. 400. 402. 442. 445. 453. 466.
- Heizwert 278. 280.
- Herdheizung 7. 210.
- Hochdruckdampfheizung 430.

- Hochdruckdampfleitung 351.
 Holzfeuer 1. 210. 211. 214.
 Hospitäler 12.
 Humidostat 147.
 Hygiene 10. 11. 15. 16. 17. 20. 21.
 Hygienische Lehren 21.
 — Anforderungen an die Vent-
 und Heizanlagen 48. 50. 54.
 68. 71. 72. 106. 132. 134. 135.
 136. 137. 142. 143. 144. 149.
 151. 152. 160. 164. 167. 168.
 171. 173. 174. 175. 177. 179.
 200. 202. 204. 205. 208. 213.
 215. 217. 218. 223. 224. 251.
 252. 253. 254. 255. 284—288.
 375. 377. 382. 385. 387. 407.
 409—412. 455. 457. 474.
 Hygrograph 43.
 Hygrometer 40.

Injektor 434.
 Insensibele Luftströmungen 31.
 Isoliermäntel 17.
 Isolierung der Rohrleitung 339.
 Irrenhäuser 12.

Kachelofen 8. 213.
 Kalorifer 377.
 Kalorimeter 308.
 Kalorimetrischer Heizeffekt 278.
 Kaminheizung 8. 10. 212.
 Kanalausführung 137. 158.
 — heizung 7. 8. 212.
 — mündung in den Räumen
 174.
 Kanonenofen 214.
 Kessel für Hochdruckdampfzng.
 293.
 — für Luftheizung 384.
 — für Niederdruckdampfheizg.
 289.
 Kessel für Warmwasserheizung
 289. 396.
 Kesselsteinbildung 466.
 Kirchen 12. 381.
 Klima 34.
 Kohlenoxyd 24. 284.
 Kohlenpfannenheizung 2. 14.
 Kohlensäure 14. 15. 24. 25.
 — abgabe 49.
 — analyse 26.
 — gehalt d. Raumluft 26.
 — maßstab 15. 26. 48.
 — thermometer 297.
 Kohlenstaub 275.
 Koks 275.
 Koksfilter 141.
 Kolbenpumpe 370. 425.
 Kompensation d. Rohrleitg. 380.
 Kondensationsverluste in Dampf-
 leitungen 352.
 Kondensator 461. 466. 467.
 Kondensleitung 435. 448. 466.
 — stauer 449. 454.
 — topf 435. 436.
 — wasserreservoir 433. 466.
 Kontaktfeuerung 289. 321.
 Kontrolle des Luftdruckes in den
 Räumen 187.
 — der Luftmengen 188.
 — des Luftüberschusses 308.
 — der Feuerungsanlagen 291.
 — der Temperaturen 183.
 — der Wärmemengen 360.
 Konvektion der Wärme 204.
 Kraftbetriebe 462. 464. 471.
 — wechsel d. Organismus 199.
 Krankenhäuser 13. 160.
 Krankheitskeime 47. 160.
 Kreiselpumpen 371. 420. 423.
 434. 467.
 Küchenherdheizung 12. 419.
 Kühlung der Luft 152.

- Leistung der Kesselheizflächen** 321.
 — — Pumpen 427.
 — — Ventilation 46.
 — — Ventilatoren 113. 119.
Licht- und Kraftwerke 277. 316. 460. 464. 471.
Lokalheizung 16.
Lokale Regelung d. Warmwasserheizung 408.
Luftbewegung i. d. Räumen 30. 31. 43. 172.
 — befeuchtung 142.
 — durchlässigkeit d. Wände 66.
 — entnahme 133. 387.
 — erwärmung 148.
 — geschwindigkeit in Kanälen 112. 158.
 — — an Heizflächen 151. 256. 257. 384. 385.
 — gewicht 44.
 — heizung 9. 374.
 — kammer 136. 159.
 — kanäle 137.
 — kubus 57.
 — kühlung 152.
 — staub 22. 134. 135. 137. 138. 151. 167.
 — trockner 145.
 — umwälzung 454. 455.
 — überschuß 293.
 — verschlechterung 10. 21 u. f. 151. 164. 168. 255. 256.
 — verteilungsnetz 162. 166.
 — volumen 44.
 — waschung 142.
 — wechsel 14. 15. 69.
 — widerstände 73.
 — zug 62. 171.
 — zusammensetzung 22.
Lüftungsanlagen 9. 13.
Lüftung d. Schulen 43. 50. 52. 71.
Lüftung der Theater 11. 131.
 — — Versammlungsräume 50. 177. 410.
 — mittels Temperaturdifferenz 95. 159.
Lüftungsanlagen 9. 13. 130.
Manometer 63. 114. 140. 191. 363 bis 367. 369. 422. 431. 459.
Mech. Betrieb d. Feuerung 291.
 — — — Heizanlagen 420. 458.
 — — — Ventilation 106. 160.
Meidingerofen 288.
Messtechnik 19.
Messung der Dampfmengen 371.
 — des Druckverlustes in Leitungen 86. 114. 363.
 — der Druckverteilung in den Räumen 62.
 — des Luftdruckes in Rohren 85.
 — der Luftfeuchtigkeit 40.
 — — Luftgeschwindigkeit in Kanälen 88.
 — des natürl. Luftwechsels 68.
 — der Rauchstärke 287.
 — — Raumtemperaturen 34.
 — des Rußgehaltes d. Luft 287.
 — — Staubgehaltes d. Luft 23.
 — der Pumpenleistung 427.
 — — Ventilatorleistung 113.
 — — Temperatur in Wasser- u. Dampfleitungen 363.
 — — Wärmeabgabe von Heizkörpern 258.
 — — Wassermengen 367.
Mikromanometer 63.
 — organismen 24.
Mischklappe 159. 386.
Müllverbrennung 276.
Mündung d. Kanäle i. d. Räumen 174.
 — — — über Dach 102. 181.

- N**aturgase 272.
 Natürl. Luftwechsel 13. 59.
 Neutrale Zone 59.
 Niederdruckdampfheizung 17. 443.
 — kessel 449.
 — kesselfeuerung 289.
 — leitungen 359.
 Nipherscher Kollektor 65.
- O**berflächentemperatur d. Heizkörper 24. 151. 251. 256. 385.
 Ofenheizung 8. 213.
 Ölabscheidung 466. 470.
 Optisches Pyrometer 303.
 Oxydierung der Rohrleitung 325. 394. 448.
 Ozon 28. 30.
 Ozonisierung d. Luft 29. 155.
- P**erkinsheizung 13. 374.
 Petroleumöfen 216.
 Piezometer 364.
 Pitotrohr 87.
 Planrost 290.
 Porenlüftung 13.
 Preßköpfe 112.
 Prüfungsanstalt f. Heizungs- und Lüftungseinrichtungen 17. 20. 126. 257. 258.
 Psychrometer 41.
 Pulsionslüftung 14. 169.
 Pumpen 139. 145. 149. 368. 420. 423. 425. 467.
 Pumpenheizung 420. 467.
 Pyrometer 297.
 Pyrometrischer Heizeffekt 278.
- R**adiatoren 158. 250. 384. 408. 413.
 Rauchbekämpfung 284.
 — gasanalyse 312.
 — gastemperatur 295.
 — plage 285.
- Rauchschieber 290. 296. 309.
 — vermindering 288.
 Rauheitsgrad d. Leitungen 78.
 Reckheizung 417.
 Reduzierventile 439.
 Regelung d. Feuerung 290. 314.
 — — Hochdruckdampfzg. 433.
 — — Luftfeuchtigkeit 147.
 — — Luftheizung 386. 388.
 — — Niederdruckdampfheizung 444. 445. 453.
 — — Temperatur 149.
 — — Unterdruckdampfheizung 459.
 — — Ventilationsanlagen 194.
 — — Ventilatoren 125.
 — — Warmwasserheizung 406.
- Registrierung des Dampfverbrauches 316. 371. 373. 472. 473.
 — — Druckes in Wasser- und Dampföhren 366.
 — — Kohlensäuregehaltes der Rauchgase 313.
 — der Luftfeuchtigkeit 43.
 — — Rauchgastemperatur 298.
 — — Raumtemperatur 35. 246.
 — — Wassermengen 367.
- Regulierfüllöfen 215.
 Regulierungsraum 190. 431. 433.
 Regulierventil 395. 453.
 Reibungskoeffizient d. Dampfes 352. 353. 359.
 — der Luft 76.
 — des Wassers 347.
- Rippenheizkörper 224. 253. 385.
 Rohrbruchventil 477.
 — leitung 325.
 — register 251.
 — schlangen 252.
 — umhüllung 339.
- Röhrenluftkessel 384.
 Römische Heizungen 2—7.

- Rostgröße 316.
 Rückspeisung des Kondensates 433. 445.
 Ruß 23. 284. 287.
 Rußbeseitigung 10.
 Russische Öfen 214.
- S**aallüftung 177.
 Sauerstoff 25.
 Sättigungsdefizit 37.
 Saugköpfe 102.
 — leitung 420. 434.
 — lüftung 14. 62. 100. 170. 172.
 Schalttafel f. Ventilationsanlagen 191.
 Schlangenheizkörper 252.
 Schnellstromheizung 416.
 Schornstein 318.
 Schraubenventilator 106. 120.
 Schulen 33. 43. 52. 255. 256. 410.
 Schulheizung 204. 410.
 Schullüftung 43. 50. 52. 71.
 Schwedische Öfen 214.
 Schwerkraftlüftung 96.
 — warmwasserheizung 390.
 Selbstregelung der Warmwasser-
 heizung 409.
 Sersche Scheibe 86.
 Signalapparate 433.
 — thermometer 184.
 Siphonregulierung 448.
 Sonnenspiegel 270.
 — stäubchen 23.
 — strahlung 34. 201. 234. 247.
 270. 285. 407. 411.
 Spannungsdefizit 37.
 Speisewassermesser 367.
 — verteiler 434.
 Spezifisches Gewicht der Luft 38.
 — — des Wassers 350.
 Spezifische Wärme 336. 337.
 Standrohr 443. 447.
- Statischer Druck 75. 76.
 Staubkammer 136.
 Staubversengung 10. 24. 151. 224.
 253. 385.
 — zähler 23.
 Stauscheibe 88.
 Steinkohle 272.
 Steinluftheizung 9.
 Stickstoffthermometer 297.
 Stoffwechselprodukte 25. 29.
 Strahlapparate 129.
 Strahlung 200. 255.
 Strahlungskoeffizienten 232.
 — u. Leitungsverlust der Kessel 293.
 — verluste der Heizkörper 202.
 255.
 — — des Organismus 32.
 — — der Raumwände 202.
 Streifilter 141.
 Sturtevantssystem 151. 383.
- T**echnische Anforderungen an
 die Heizung 208.
 Temperaturgrade der Räume 51.
 — verlust in Rohrleitungen 337.
 345.
 — verteilung im Leitungsquer-
 schnitt 362.
 Thalpotasimeter 362.
 Theaterlüftung 131. 178.
 Theoretischer Heizeffekt 278.
 Thermische Wirkungen der Luft
 30.
 Thermograph 35.
 Thermometer 34.
 Thermostat 413.
 Transmissionskoeffizient 212. 216.
 228. 232. 262—270. 321. 322.
 335. 336. 382. 384. 429.
 Treppenrost 291.
 Trockener Dampf 430. 435.

- Überdruck d. Raumluft** 97.
Überheizung 30. 33. 53. 410.
Überhitzter Dampf 358. 434.
Umgehungsleitung 439. 477.
Umluftkanal 375. 388.
Unterdruck d. Raumluft 14. 62.
 97. 100. 170.
Unterdruckdampfheizung 456.
 467. 469. 470.
Unvollkomm. Verbrennung 282.
 289. 293.
Vakuumheizung 456. 467. 469. 470.
 — reiniger 138.
Ventilation mittels Temperatur-
differenz 95. 159.
 — der Schulen 43. 50. 52. 71.
 — — Theater 11. 131.
 — — Versammlungsräume 50.
 177.
Ventilationsanlagen 9. 13. 14. 130.
 — luftheizung 375.
 — quantum 57. 58.
Ventilatoren 103.
Ventilatorlüftung 14.
Ventilregulierung 17. 395.
Venturimeter 369.
Verband Deutscher Zentralh.-In-
dustrieller 20. 238. 270. 326.
Verbandsrohr 326. 327.
Verbrennung 282.
Verbrennungsluftzufuhr 289. 399.
 450.
 — regler 296. 399. 450.
 — kraftmaschinen 462. 464. 470.
Verdunstungsschalen 144.
Vergasung 283.
Versammlungsräume 14. 50. 177.
 388. 410.
Verunreinigungen d. Luft 46.
Vollkommene Verbrennung 283.
Volumen d. Luft 44.
Volumeter 92. 370.
Vorfeuerung 291.
Wahl des Heizungssystems 208.
 222. 376. 387. 416. 419. 430.
 455. 460. 470. 471. 474. 476. 478.
 — — Ventilationssystems 171.
Wand- und Fußbodenheizung 2.
Warmluftleitungen 344.
 — wasserheizung 12. 389.
 — wasserkesselfeuerung 289.
 — wasserleitungen 347.
Wärmeabgabe der Beleuchtungs-
körper 49.
 — — Dampfwarmwasserapparate
 429.
 — — Feuerluftöfen 382.
 — — Gasheizung 219.
 — — Heizkörper 255. 262—270.
 384.
 — — — bei erhöhter Luft-
 geschwindigkeit 384.
 — — Kanalheizung 212.
 — — Kesselfeuerung 321. 322.
 — — Öfen 216.
 — des Organismus 31. 33. 49. 199.
 — der Räume 229—242.
 — — Rohrleitung. 324. 335. 336.
 — — Ventile 341.
Wärmeersparnis durch Isolie-
rung 342.
 — haltung 10.
 — leitung 203. 235. 256. 341.
 — leitungskoeffizienten 230.
 — maßstab 34. 50.
 — regulation d. Organismus 30.
 — schutz 333.
 — speicher 428. 467. 476.
 — stauung 30. 33. 44.
 — transmission 225.
 — verlustberechnung 237.
 — — bei Kirchen 241.

- Wasserabscheider 435.
 — dampfabgabe der Beleuchtung 49.
 — — des Menschen 49.
 — luftheizung 383.
 — messung 368.
 — schläge 420. 442. 443. 445. 446. 449.
 — schleier 149.
 — zerstäuber 144.
 Wattefilter 141.
 Werkstättenheizung 388. 430. 442. 457. 459. 460. 470.
 Widerstände d. Dampfbewegung 352.
 — — Luftbewegung 73. 385.
 — — Wasserbewegung 348.
 Widerstandsdruck 75. 76.
 — höhe 75. 349.
 Winddruck 64. 67. 102. 387.
 — störung 64. 101. 387.
 Wirkungsgrad d. Kessel 293.
 Wirkungsgrad der Pumpen 420. 423. 427.
 — — Ventilatoren 109. 111. 116. 120.
 Wrasenrohr 468.
 — verdichter 468.
Zentralbedienungsraum 190. 431. 433.
 Zentrifugalpumpen 371. 420. 423. 434. 467.
 — ventilatoren 109.
 Zirkulationsluftheizung 375.
 Zufälliger Luftwechsel 59.
 Zugluft 171. 205.
 — lüftung 70.
 — messer 310.
 — stärke 320.
 Zuluftkanäle 161.
 — temperatur 152. 175. 178. 381.
 Zumischventil 467.
 Zweirohrsystem 392. 400.
-

Berichtigungen.

Seite 87, Zeile 2 von oben muß heißen:

›... Bohrung von etwa 1 mm Durchmesser besteht, oder auch der in Fig. 16 abgebildeten Nipherschen Kollektoreinrichtung, durch die ...‹.

› 289, Zeile 15 von oben lies:

›Sparherdfabrik‹ statt Sparfabrik.

› 351, Zeile 10 von oben muß die Überschrift lauten:

›Hochdruckdampfleitungen‹.

› 358, Zeile 23 von oben muß heißen:

›... Leitung angesetzt d. h. also, je größer die Dampfgeschwindigkeit angenommen wird‹.



Warmwasserbereitungsanlagen und Badeeinrich-

tungen. Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Warmwasserbereitungs- und Verteilungsanlagen, öffentlichen Badeanstalten, Bädern in Wohn- und Krankenhäusern, von Militär-, Arbeiter- u. Schulbädern. Bearbeitet für Architekten, Ingenieure, Techniker und Installateure von **Holger Roose**, Ingen. (Oldenbourg techn. Handbibl. Band V.) 301 Seiten 8°. Mit 87 Textabbildungen. In Leinwand geb. Preis M. 7.—

Die Literatur ist um ein Werk bereichert, welches die erwünschte Auskunft gibt und dabei alle modernen technischen Errungenschaften, namentlich konstruktiver Art, berücksichtigt. Der Verfasser hat die sich gestellte Aufgabe in vorzüglicher Weise gelöst, was nur möglich war bei der Summe von Erfahrungen bei dem Bau und dem Betriebe dieser Anlagen. — In der vorliegenden Form füllt das Werk tatsächlich eine seit langem fühlbare Lücke aus.

(*Dinglers Polytechnisches Journal.*)

Graphische Rohrbestimmungs-Methode für Wasser-

heizungs-Anlagen. Von **W. Schweer**. 4°. Mit 8 lithogr. Tafeln und 1 Streckenteiler. In Leinwand geb. Preis M. 9.—

Die Grundlage der vorliegenden Rohrbestimmungs-Methode bildet die von Herrn Regierungsrat Prof. Rietschel aufgestellte und allgemein anerkannte Druckhöhengleichung; der Verfasser hat sich die Aufgabe gestellt, die Gleichung für den praktischen Gebrauch am Zeichentisch möglichst bequem nutzbar zu machen und eine weitere Verbesserung der Anlagen unter gleichzeitiger Verminderung des Herstellungspreises herbeizuführen. Das elegant ausgestattete Buch wird den Heizungstechnikern höchst willkommen sein, da es eine fühlbare Lücke in der einschlägigen Literatur in vorzüglicher Weise beseitigt.

(*Der Gastechner.*)

Altrömische Heizungen.

 Von **Otto Krell sen.**, Ingenieur.

123 Seiten gr. 8°. Mit 39 Abbildungen. Preis M. 4.—

Es ist ein Verdienst des Verfassers, die Wichtigkeit der antiken Kohlenbecken ins richtige Licht gerückt zu haben, so daß der Vergleich der antiken Beheizungsart mit jetzt noch in südlichen und südöstlichen Ländern Europas sowie in Asien gebräuchlichen durch die Ähnlichkeit nahezu verblüfft. Die Studie ist nicht allein für Heizungstechniker, sondern auch für alle jene, die Anteil nehmen an der Kulturgeschichte der Menschheit, höchst interessant und anregend.

(*Zeitschr. d. österr. Ingenieur- u. Architektenvereins, Wien.*)

Über Luft und Lüftung der Wohnung und ver-

wandte Fragen. Von **Theodor Oehmeke**, Regierungsbaumeister a. D. 35 S. gr. 8°. Preis M. —.60.

Die interessante Studie des Verfassers besteht aus zwei Teilen. In ihrer ersten Hälfte geht sie auf die Schädlichkeit verdorbener Atemluft ein, wobei besonders der vielbefohlene Kohlendioxidmaßstab wieder zu seinem Rechte kommt. Nachdem hier die Notwendigkeit einer besonderen Lüftung bewiesen worden ist, wird im zweiten Teil deren Durchführung für die Wohnräume besprochen; auch die Versammlungsräume werden einer dahingehenden Betrachtung unterworfen. Die inhaltsreiche und klare Schrift kann bestens empfohlen werden.

(*Das Schulzimmer.*)

Zu beziehen durch jede Buchhandlung

Leitfaden der Hygiene für Techniker, Verwaltungsbeamte

und Studierende dieser Fächer. Von Professor **H. Chr. Nufsbaum** in Hannover. 612 S. gr. 8°. Mit 110 Textabbildungen.

Elegant gebunden Preis **M. 16.—**.

... Das Buch bedeutet mehr als ein wertvolles Handbuch, es ist für den Techniker ein wichtiges Rüstzeug, insofern es ihn befähigen soll, viele Fragen, deren Beantwortung bisher anderen Faktoren überlassen blieb, selbst zu lösen. Es ist deshalb für alle diejenigen, die als Verwaltungsbeamte oder in öffentlicher Arbeit stehen, unentbehrlich, und der Verfasser darf das Verdienst in Anspruch nehmen, mit seinem Werke der deutschen Technikerschaft ein wertvolles Geschenk gemacht zu haben.

(Deutsche Bauhütte.)

Theorie und Praxis der Bestimmung der Rohr-

weiten von Warmwasserheizungen. Von **H. Rietschel**, Geh. Regierungsrat und Professor an der Kgl. Technischen Hochschule in Berlin. 161 Seiten 4°. Mit Textabbildungen.

In Leinwand gebunden Preis **M. 5.—**.

Taschenbuch für Heizungsmonteur. Von Fabrik-

direktor **Bruno Schramm**. Dritte, durchgesehene und erweiterte Auflage. 121 S. kl. 8°. Mit 100 Abbildungen.

In Leinwand geb. Preis **M. 2.50**.

Wie der Verfasser in seinem Vorwort zur ersten Auflage des vorliegenden Werkchens sagt, soll dasselbe den Heizungsmonteur mit dem Wesen und der Wirkungsart der verschiedenen Heizungssysteme vertraut machen, also ihm Erläuterungen über wichtige Vorgänge auf dem gesamten Gebiete seines Berufsfeldes geben, während seine Tätigkeit ihn in der Regel nur mit solchen Vorgängen vertraut macht, die seiner Spezialbranche eigen sind. Diesen Zweck zu erfüllen, ist das Buch vorzüglich geeignet. Die verschiedenen Heizarten sind, was bei dem knappen Raum besonders ins Gewicht fällt, in voller Klarheit geschildert. 100 Textabbildungen tragen zu letzterer besonders bei. Wir können das Werkchen aufs wärmste empfehlen.

(Technisch-Industrielle Rundschau, Berlin.)

Kalender für Gesundheitstechniker. Taschenbuch für

die Anlage von Lüftungs-, Zentralheizungs- und Badeeinrichtungen. Herausgegeben von **Herm. Recknagel**, Ingenieur.

In Brieftaschenform (Leder) geb. Preis **M. 4.—**.

... Die Anschaffung des Buches ist allen, die sich für das Heizungs- und Lüftungsfach und verwandte Zweige der Gesundheits-Technik interessieren, zu empfehlen.

(Gesundheits-Ingenieur.)

... Die Ausstattung ist eine vorzügliche, der Preis ein angemessen billiger, und der vorliegende Kalender kann daher aufs wärmste empfohlen werden.

(Technische Literatur.)

... Dieser seit zehn Jahren bestens bekannte Kalender enthält reichen Zahlen- und Erfahrungsstoff.

(Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie.)

... Wir können diesen bewährten Freund der Gesundheitstechniker nur bestens empfehlen.

(Wiener Bauindustrie-Zeitung.)

Zu beziehen durch jede Buchhandlung

Verlag von R. Oldenbourg, München u. Berlin

Zum Abonnement empfohlen:

Gesundheits-Ingenieur

Zeitschrift für die gesamte Städtehygiene

Organ der Vereinigung
der Verwaltungsjingenieure des Heizfaches

Herausgegeben von

v. Böhmer, Kaiserlicher Regierungsrat in Groß-Lichterfelde;
Prof. Dr. Dunbar, Direktor des Staatl. Hygien. Instituts zu
Hamburg; **Harder**, Kaiserl. Geh. Regierungsrat in Berlin W.;
Professor Proskauer, Geh. Regierungsrat, Vorstand der
Chem. Abteilung des Kgl. Instituts für Infektionskrankheiten
zu Berlin; **K. Schmidt**, Stadtbauinspektor, Vorstand der
Bauinspektion für Heizungs- und Lüftungswesen in Dresden.

Zur Veröffentlichung gelangen:

Wissenschaftliche Aufsätze — Theorie und Praxis —

aus folgenden Gebieten:

Feuerung und Heizung, insbesondere Zentralheizungs- und Lüftungs-
technik — Beleuchtungswesen — Beseitigung der Rauch- und Rußplage —
Einrichtung von Badeanstalten — Wasserversorgung und alle mit ihr ver-
knüpften verwickelten Aufgaben — Städtereinigung, insbesondere Kanalisations-
wesen — Abwasserbeseitigung und -Reinigung — Straßenhygiene — Ab-
deckerei und Leichenwesen (Leichenverbrennung) — Fragen der Volksernäh-
rung und Nahrungsmittelkontrolle, insbesondere Schlachthauswesen — Fragen
der Wohnungs-, Bauhygiene und Baupolizei — Krankenhauswesen — Schul-
hygiene und Kinderschutz — Schutz gegen Seuchen, insbesondere Desinfektion
— Gewerbehygiene, sowie noch manche andere in das Gebiet der Städte-
hygiene fallende Fragen.

Von 1909 ab finden hauptsächlich die Gebiete der Wasserversorgung und
der Entwässerung der Städte Berücksichtigung, insbesondere werden in noch
höherem Maße, als bisher schon geschehen, wichtige Fragen der Kanalisations-
technik, die Berechnung, der Entwurf und die Ausführung von Kanalisations-
anlagen ebenso ausführlich und gründlich behandelt wie die Fragen der
Unterbringung und Reinigung der Abwässer.

Ferner werden **Beschreibungen und Darstellungen ausgeführter oder projek-
tierter Anlagen** veröffentlicht, sowie **Berichte über Betriebsergebnisse, Projekte,
Besprechungen der Fachliteratur** usw.

Jährlich erscheinen 52 Hefte mit etwa 800 Seiten Umfang u. etwa 400 Abbildungen
Preis M. 20.— pro Jahrgang; M. 10.— pro Semester

Probeheft steht unberechnet zu Diensten

S. 67

9-96



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



II-349006

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000297188