

**Rietschel**  
**Heiz- und Luftungstechnik**

**Elfte Auflage**

von

**Dr. - Ing. H. Gröber**



# H. Rietschels Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik

Elfte, verbesserte Auflage

von

**Prof. Dr.-Ing. Heinrich Gröber, VDI**

Vorsteher der Versuchsanstalt für Heizungs- und Lüftungswesen  
an der Technischen Hochschule, Berlin

Mit einem meteorologisch-klimatischen  
und einem hygienischen Abschnitt

von

**Dr. habil. F. Bradtke, VDI**

Oberingenieur der Versuchsanstalt für Heizungs- und Lüftungswesen  
an der Technischen Hochschule, Berlin

Mit 269 Textabbildungen

17 Zahlentafeln und den Hilfstafeln I—VII



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1938

Additional material to this book can be downloaded from <http://extra.springer.com>.

ISBN 978-3-662-26987-9      ISBN 978-3-662-28465-0 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-662-28465-0

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung  
in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright 1934 and 1938 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg

Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1938

Softcover reprint of the hardcover 11th edition 1938

## Vorwort zur zehnten Auflage.

Es erfüllt mich mit besonderer Freude, die zehnte Auflage des „Rietschel“ der Öffentlichkeit übergeben zu dürfen. Vier Jahrzehnte hindurch hat Rietschels Leitfaden dem deutschen Heizungswesen als Grundlage und Richtschnur gedient und einen wesentlichen Teil zu seinem Aufstieg beigetragen. Durch die vielen Übersetzungen in fremde Sprachen hat er auch das ausländische Heizungswesen weitgehend beeinflußt. Die Verantwortung, die darin liegt, ein solches Werk fortführen zu müssen, hat mich veranlaßt, den Entwicklungsgang des Buches durch die vielen Auflagen hindurch zu verfolgen.

Als Geheimrat Rietschel im Jahre 1893 seinen Leitfaden der Öffentlichkeit übergab, bezeichnete er ihn als „ein für den unmittelbaren Gebrauch der Praxis bestimmtes Werk“. Er dachte nicht an ein Lehrbuch, das auch für Anfänger bestimmt sein sollte, sondern er wandte sich an den Kreis der ausführenden Ingenieure, also an Fachleute, die bereits persönliche Erfahrung auf ihrem Gebiete besitzen.

Das Ziel, das Rietschel mit der ersten Auflage seines Leitfadens im Auge hatte, deckt sich weitgehend mit demjenigen, das einige Jahrzehnte später der Verband der Centralheizungs-Industrie mit seinen „Regeln“ verfolgte. Das geht schon daraus hervor, daß die Anregung zu dem Buch von dem damaligen Minister der öffentlichen Arbeiten ausging. Die Verhältnisse zu jener Zeit verlangten nämlich dringend eine größere Ordnung im Angebotswesen, und dazu mußten einheitliche Unterlagen für die Verhandlungen zwischen Architekt und Heizungsfachmann geschaffen werden. Auch innerhalb des Kreises der Heizungsfachleute selbst war eine größere Vereinheitlichung in den Anschauungs- und Arbeitsmethoden notwendig, weil damals noch das Fach im wesentlichen auf der persönlichen Erfahrung einzelner Praktiker ruhte.

Rietschel stellte sich also die Aufgabe, das ganze Heizungsfach zu gleichgerichteten Anschauungen zu erziehen und das Wissen und Können seiner Fachgenossen auf eine festere Grundlage zu stellen. In diesem Sinne hat er den schönen Satz geprägt: „Wissenschaftliche Behandlung allein gibt die Gewähr, daß man sich auf hellen Pfaden bewegt, und daß der Schritt, den man oft in der Praxis vom richtigen Wege tun muß, nicht zum Fehler wird.“

Im Verfolg dieser Erziehungsarbeit sah sich Rietschel veranlaßt, den Charakter des Buches mehr und mehr zu ändern, und schon im Vorwort zur dritten Auflage (1902) schrieb er, daß nunmehr das Buch auch als Lehrbuch zu betrachten sei.

Auch heute noch fallen dem Werk im wesentlichen zwei Aufgaben zu. Erstens soll es den Studierenden und den jungen Ingenieur — gleichgültig ob Fachschüler oder Hochschüler — mit den Grundlagen des Heizungs- und Lüftungswesens vertraut machen. Dieses Ziel hatte ich bei Abfassung der vorliegenden Auflage ganz besonders im Auge, doch hoffe ich, daß die allgemein gehaltenen, also lehrbuchmäßigen Teile das Interesse auch mancher älteren Fachgenossen finden.

In gleichem Maße war ich bemüht, auch der zweiten Aufgabe des „Rietschel“ gerecht zu werden, die ich darin sehe, die Einheitlichkeit und Einfachheit der Be-

rechnungsverfahren zu erhalten, wenigstens soweit es sich um stets wiederkehrende Arbeiten handelt. Angesichts vieler Zeitschriftenaufsätze kann nicht scharf genug betont werden, daß die Berechnungsverfahren in unserem Gebiet nur drei Forderungen zu erfüllen haben: Sicherheit, Einfachheit und Einheitlichkeit. Es bedeutet einen schlechten Dienst an unserem Fach, wenn um einer angeblichen Erhöhung der Genauigkeit oder einer Steigerung der wissenschaftlichen Strenge willen Unruhe in die Fachkreise getragen wird, ohne daß ein ausreichender Gewinn dies rechtfertigen würde.

Wie bei jedem anderen technischen Buch lag auch hier die Aufgabe vor, den Leser mit den Fortschritten und technischen Neuerungen bekannt zu machen, jedoch war es notwendig, die Grenzen einzuhalten, die in dem Wesen eines Lehrbuches begründet sind. Es darf keine Neuerungen aufnehmen, die nicht ein Mindestmaß von Bewährung aufzuweisen haben, und es darf nicht Fragen entscheiden wollen, die heute noch im Kampf der Meinungen stehen. Die Erörterung solcher Fragen ist Sache der Zeitschriften.

Aus dieser Auffassung über die Ziele und Aufgaben des „Rietschel“ ergab sich für mich die Notwendigkeit, bei der vorliegenden zehnten Auflage wieder eine Reihe von durchgreifenden Änderungen vorzunehmen, nachdem die neunte Auflage nur eine in Teilen ergänzte Überarbeitung der achten Auflage gewesen war.

Die Abschnitte über Warmwasserheizung und Niederdruckdampfheizung wurden durchgesehen und durch kleine Einfügungen ergänzt. Die Vakuumheizung, die in früheren Auflagen nur kurz erwähnt worden war, ist nun in ihren Grundzügen eingehend besprochen, vor allem mit dem Ziel, dem Anfänger einen Einblick in die physikalischen Zusammenhänge zu vermitteln, die hier etwas schwieriger sind als bei den anderen Dampfheizungen. Zum ersten Male erscheint in dieser Auflage die Warmwasserbereitung. Bei dem engen Zusammenhang dieses wichtigen Gebietes mit dem Heizungsfach hätte ein längeres Fehlen als ein offenkundiger Mangel des Buches angesehen werden müssen. Der Abschnitt über Fernheizung ist unter dem umfassenderen Titel „Fernverteilung der Wärme“ und im sachlichen Zusammenhange mit den Abschnitten über Abwärmeverwertung und über Wärmespeicherung vollständig neu bearbeitet.

Der Abschnitt „Lüftung“, der bei der letzten Auflage noch im wesentlichen unverändert aus den älteren Auflagen übernommen worden war, ist nunmehr vollständig neu. In erster Linie kam es darauf an, den Leser mit den physikalischen und hygienischen Grundlagen des Lüftungswesens vertraut zu machen, in zweiter Linie ihm die technische Anleitung zum Bau größerer künstlicher Lüftungsanlagen zu geben. Außerdem habe ich es für wichtig gehalten, die natürliche Lüftung wieder eingehender zu behandeln als dies in den letzten Auflagen geschehen war. Ich ging dabei von dem Gedanken aus, daß der Lüftungsingenieur sein Arbeitsfeld weiter fassen soll, als es vielfach geschieht. Er soll sich nicht darauf beschränken, nur große maschinelle Lüftungsanlagen bauen zu können, sondern er soll dem Architekten auch als Berater zur Seite stehen können, wenn es sich um Fragen der natürlichen Lüftung handelt. Nicht jedes Bauobjekt verträgt die finanzielle Belastung durch eine künstliche Lüftungsanlage, selbst wenn eine solche an sich wünschenswert wäre, und man ist dann gezwungen, mit natürlicher Lüftung das bestmögliche herauszuholen. Das ist aber nur zu erreichen bei verständnisvollem Eingehen auf die Gesetze der natürlichen Druckverteilung im Gebäude und auf die Bedingungen für natürlichen Luftwechsel. Zur Lösung solcher Fragen wird aber der Architekt zweckmäßigerweise den Lüftungsfachmann zu Rate ziehen, und deshalb sind alle diese Fragen in der vorliegenden Auflage eingehend behandelt.

Eine Neuerung in dieser Auflage stellt auch der Abschnitt über die meteorologisch-klimatischen Grundlagen der Heiz- und Lüftungstechnik dar, den mein

Oberassistent Dr. Bradtke übernommen hat. Darin werden Temperatur, Feuchtigkeit und Bewegung der Außenluft soweit behandelt, als es für die Berechnung und Überwachung der Anlagen notwendig oder von Nutzen ist.

Die Tabellen im Anhang und die Hilfstafeln I—VII wurden im wesentlichen in ihrem alten Umfang belassen, jedoch überarbeitet und neu geordnet.

Die Notwendigkeit, neue Abschnitte aufzunehmen, zwang auf der anderen Seite auch zu Kürzungen, sollte der Umfang des Buches und damit sein Preis nicht eine untragbare Höhe erreichen.

Vor allem habe ich die Besprechung all jener Fragen und Aufgaben gekürzt, die der Anfänger in der Praxis, also im Büro und vor allem auf der Baustelle, viel schneller und gründlicher lernt.

Sodann konnte ich diesmal auf den Abdruck der behördlichen Sicherheitsvorschriften, die vom Preußischen Ministerium für Handel und Gewerbe herausgegeben wurden, verzichten, denn wir dürfen hoffen, schon in der nächsten Zeit neue und für das ganze Reichsgebiet einheitlich geltende Bestimmungen zu erhalten.

In den Rahmen der Kürzungen fällt auch die gedrängtere Behandlung der hygienischen Grundlagen, die, um eine gewisse Einheitlichkeit in der Darstellung mit dem vorhergehenden meteorologisch-klimatischen Teil zu wahren, ebenfalls Dr. Bradtke bearbeitet hat. Wer tiefer in dieses Gebiet eindringen will und sich insbesondere für die medizinisch-wissenschaftliche Seite interessiert, muß auf den Abschnitt von Professor Dr. med. Bürgers, Königsberg, in der neunten Auflage verwiesen werden.

Zum Schlusse spreche ich meinem Assistenten Herrn Dipl.-Ing. Reichow meinen Dank und meine Anerkennung aus für seine eifrige und verständnisvolle Mitarbeit bei der Fertigstellung des Buches. Mit besonderer Freude danke ich meinem Oberassistenten Herrn Dr. Bradtke, der nicht nur die beiden erwähnten Abschnitte zur selbständigen Bearbeitung übernommen hat, sondern auch die Entwicklung des ganzen Buches durch seine Vorschläge in unseren gemeinsamen Beratungen ausschlaggebend gefördert hat.

Berlin, im Juli 1934.

**Dr. Gröber.**

## Vorwort zur elften Auflage.

Die wichtigste Änderung gegenüber der 10. Auflage findet sich in dem Abschnitt „Rohrnetzrechnungen“. Zwar ist für die Berechnung der eigentlichen Heizstränge, d. i. für die Verteilungen zu den Heizkörpern das Rietschelsche Verfahren unverändert beibehalten worden, da für solche Aufgaben die bei allen Firmen vorhandene Einheitlichkeit nicht gestört werden darf. Andererseits zeigt sich in steigendem Maße die Notwendigkeit, für Fernleitungen, größere Verteilungen usw. ein freieres Berechnungsverfahren zu besitzen. Dieser Forderung ist durch einen anderen Aufbau des Abschnittes „Rohrnetzrechnungen“ entsprochen worden.

Weitere Änderungen sind in fast allen Abschnitten zu finden. Sie sind teils durch die technische Entwicklung bedingt, wie z. B. durch die steigende Bedeutung der Klimaanlage, teils ergaben sie sich als Folgerungen aus den neuen Regeln und Richtlinien des VDI und den Arbeiten des Normenausschusses.

Die Überarbeitung des meteorologisch-klimatischen sowie des hygienischen Teiles hat wieder der Oberingenieur unserer Versuchsanstalt, Herr Dr. Bradtke, übernommen, der mich auch sonst bei der Bearbeitung der neuen Auflage ständig unterstützt hat. Ihm sowie meinem Assistenten, Herrn Dipl.-Ing. Krüger, danke ich auch an dieser Stelle nochmals bestens.

Berlin, im November 1938.

**Dr. Gröber.**

# Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Einleitung . . . . .	1
<b>Erster Teil.</b>	
<b>Beschreibung der Heiz- und Lüftungsanlagen.</b>	
<b>Erster Abschnitt. Örtliche Heizungen.</b>	
I. Kachelöfen . . . . .	2
A. Allgemeines . . . . .	2
B. Verschiedene Ofenbauarten . . . . .	4
II. Eiserne Öfen . . . . .	6
A. Allgemeines . . . . .	6
B. Verschiedene Ofenbauarten . . . . .	8
III. Die Schornsteinfrage . . . . .	10
A. Der Schornsteinzug . . . . .	10
B. Der Schornstein . . . . .	11
C. Lage des Schornsteins . . . . .	12
<b>Zweiter Abschnitt. Verwendung von Gas und Elektrizität.</b>	
I. Verwendung des Gases . . . . .	13
A. Abführung der Abgase und Sicherung des Auftriebes . . . . .	13
B. Gasöfen . . . . .	14
C. Gaskessel . . . . .	15
D. Wirtschaftliche Gesichtspunkte . . . . .	17
II. Verwendung der Elektrizität . . . . .	19
<b>Dritter Abschnitt. Zentralheizungen.</b>	
I. Allgemeines . . . . .	20
II. Bauelemente der Warmwasser- und Dampfheizungen . . . . .	20
A. Kessel der Heizungsanlagen . . . . .	20
B. Kessel- und Koksräume . . . . .	25
C. Heizkörper . . . . .	29
D. Rohrleitungen . . . . .	34
III. Warmwasserheizungen . . . . .	45
A. Allgemeines . . . . .	45
B. Schwerkraftheizung . . . . .	46
C. Pumpenheizung . . . . .	52
D. Betriebseigenschaften der Warmwasserheizungen . . . . .	54
IV. Heißwasserheizung . . . . .	56
V. Niederdruckdampfheizung . . . . .	56
A. Verhalten des Dampfes im Heizkörper . . . . .	56
B. Rohrführung . . . . .	58
C. Dampferzeugung . . . . .	59
D. Zubehör für Dampfkessel . . . . .	60
VI. Hochdruckdampfheizung . . . . .	61
VII. Vakuumheizung . . . . .	62



	Seite
VIII. Luftheizungen . . . . .	65
A. Allgemeines . . . . .	65
B. Feuerluftheizung . . . . .	65
C. Dampf- und Wasser-Luftheizungen . . . . .	67
IX. Vor und Nachteile sowie Anwendungsgebiete der einzelnen Zentralheizungs- systeme . . . . .	68
X. Sonderfälle (Kleinheizung, Deckenheizung, Kirchenheizung) . . . . .	69

#### Vierter Abschnitt. Fernverteilung der Wärme.

I. Allgemeines . . . . .	73
II. Die Umformer. . . . .	74
III. Fernverteilung mit Dampf als Wärmeträger . . . . .	76
A. Erzeugung und Speicherung des Hochdruckdampfes . . . . .	76
B. Ermittlung des wirtschaftlichsten Leitungsdurchmessers . . . . .	77
C. Verlegung und Ausstattung längerer Dampfleitungen . . . . .	79
D. Die Nachteile der Kondensatbildung in der Leitung . . . . .	80
IV. Fernverteilung mit Heißwasser als Wärmeträger . . . . .	80
A. Die Erzeugung und Speicherung des Heißwassers . . . . .	80
B. Das Heißwasserrohrnetz . . . . .	82
C. Verwertung des Heißwassers . . . . .	82
V. Fernverteilung mit Warmwasser als Wärmeträger . . . . .	83
VI. Stadtheizungen . . . . .	84
VII. Abwärmeverwertung . . . . .	85
A. Abdampfverwertung. . . . .	85
B. Weitere Arten der Abwärmeverwertung. . . . .	89
C. Die Gesetze der Speicherung . . . . .	90

#### Fünfter Abschnitt. Die Warmwasserversorgung . . . . . 92

#### Sechster Abschnitt. Lüftungsanlagen.

I. Allgemeines . . . . .	95
A. Notwendigkeit des Luftwechsels . . . . .	95
B. Die Begriffe: zeitweise Lüftung und Dauerlüftung . . . . .	96
C. Die erforderliche Luftmenge . . . . .	97
D. Die natürliche Druckverteilung im Innern von Gebäuden . . . . .	98
E. Die Durchführung des Luftwechsels . . . . .	101
II. Die verschiedenen Lüftungsarten . . . . .	103
A. Selbstlüftung eines Raumes . . . . .	103
B. Fensterlüftung . . . . .	103
C. Lüftungsschächte . . . . .	105
D. Ablüfter in der Saalwand . . . . .	106
E. Lüftungsanlagen (einfache Lüftungsanlagen). . . . .	107
F. Klimaanlage . . . . .	117

### Zweiter Teil.

#### Berechnungen.

Dimensionen und Formelgrößen . . . . .	119
I. Wärmebedarfsberechnung . . . . .	120
A. Grundbegriffe . . . . .	120
B. Aufbau der Rechnung. . . . .	122
C. Einzelheiten der Berechnung . . . . .	123
II. Berechnung von Heizflächen . . . . .	127
A. Allgemeines . . . . .	127
B. Berechnung von Raumheizkörpern . . . . .	128
C. Berechnung von Wärmeaustauschapparaten . . . . .	130
D. Berechnung der Kesselheizfläche . . . . .	132

Inhaltsverzeichnis.	IX
	Seite
III. Berechnungen von Rohrisolierungen . . . . .	133
A. Die wirtschaftliche Isolierstärke . . . . .	133
B. Berechnung der Wärmeverluste . . . . .	135
IV. Die Gesetze für die Strömung in Leitungen . . . . .	142
A. Der Strömungszustand und die Reynoldssche Zahl . . . . .	142
B. Die Begriffe „statischer und dynamischer Druck“ . . . . .	143
C. Die Strömung einer idealen Flüssigkeit . . . . .	144
D. Die Strömung einer wirklichen Flüssigkeit . . . . .	144
V. Berechnung von Fernleitungen . . . . .	149
A. Warmwasser- und Heißwasserfernleitungen . . . . .	149
B. Dampffernleitungen . . . . .	152
VI. Berechnung der Strangnetze von Warmwasserheizungen . . . . .	155
A. Der Grundgedanke der Rechnung . . . . .	155
B. Zweirohrsystem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung . . . . .	158
C. Zweirohrsystem mit Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung . . . . .	166
D. Stockwerksheizung . . . . .	172
E. Einrohrsystem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste . . . . .	174
F. Einrohrsystem mit Berücksichtigung der Wärmeverluste . . . . .	175
G. Pumpenheizung . . . . .	180
VII. Berechnung der Strangnetze von Niederdruckdampfheizungen . . . . .	184
A. Das verfügbare Druckgefälle . . . . .	184
B. Die Gleichung für den Rohrdurchmesser . . . . .	185
C. Beschreibung der Hilfstafel III . . . . .	185
D. Berechnung der vorläufigen Rohrdurchmesser der Dampfleitungen . . . . .	186
E. Nachrechnung der Dampfleitungen . . . . .	186
F. Bemessung der Kondenswasserleitungen . . . . .	187
G. Beispielsrechnung . . . . .	187
VIII. Berechnung der Rohrnetze von Hochdruckdampfheizungen . . . . .	189
A. Die Gleichung für den Rohrdurchmesser . . . . .	190
B. Beschreibung der Hilfstafel IV . . . . .	191
C. Berechnung der vorläufigen Rohrdurchmesser der Dampfleitungen . . . . .	192
D. Nachrechnung der Dampfleitungen . . . . .	192
E. Vakuumheizungen . . . . .	192
IX. Berechnung von Lüftungsanlagen . . . . .	193
A. Die erforderliche Luftmenge . . . . .	193
B. Berechnung von Lüftungsschächten . . . . .	195
C. Berechnung der Luftverteilungsleitungen . . . . .	196
D. Der Begriff „gleichwertige Düse“ . . . . .	205
E. Verhalten der Ventilatoren im Betrieb . . . . .	207
X. Die physikalischen Gesetzmäßigkeiten für feuchte Luft . . . . .	209

### Dritter Teil.

## Meteorologische, klimatische und hygienische Grundlagen der Heiz- und Lüftungstechnik.

I. Meteorologisch-klimatische Grundlagen . . . . .	218
A. Einleitung . . . . .	218
B. Die Temperatur der Außenluft . . . . .	219
C. Die Feuchtigkeit der Außenluft . . . . .	229
D. Der Wind . . . . .	235
II. Hygienische Grundlagen . . . . .	239
A. Einleitung . . . . .	239
B. Wärmeregulation des menschlichen Körpers . . . . .	239
C. Durch die Haut vermittelte Einflüsse der Umgebungsluft auf den menschlichen Körper. — Behaglichkeitsmaßstäbe . . . . .	240
D. Durch die Atmung vermittelte Einflüsse der Umgebungsluft auf den menschlichen Körper	251

## Vierter Teil.

**Zahlentafeln.**

I. Gruppe: Wärmetechnische Werte.	
Zahlentafel 1: Werte für feuchte Luft . . . . .	254
„ 2: Spannung, Temperatur usw. des Wasserdampfes . . . . .	257
„ 3a: Feste und flüssige Brennstoffe . . . . .	258
„ 3b: Gasförmige Brennstoffe . . . . .	258
II. Gruppe: Auszug aus DIN 4701.	
Zahlentafel 4: Annahme der Temperaturen für unbeheizte Räume . . . . .	259
„ 5: Wärmeübergangszahlen . . . . .	259
„ 6: Mittlere Wärmeleitzahlen von Baustoffen . . . . .	260
„ 7: Wärmeleitwiderstände von Luftschichten . . . . .	261
„ 8/I: $k$ -Werte für Normalwände . . . . .	262
„ 8/II: $k$ -Werte für Isolierwände . . . . .	262
„ 8/III: $k$ -Werte für Dächer . . . . .	263
„ 8/IV: $k$ -Werte für Decken- und Fußbodenkonstruktionen . . . . .	263
„ 8/V: $k$ -Werte für Türen, Fenster und Oberlichte . . . . .	264
„ 9: Zuschläge zur Wärmebedarfsberechnung . . . . .	264
„ 10: $k$ -Werte und Wärmeabgabe von Heizkörpern . . . . .	265
III. Gruppe: Werte für Rohrnetzberechnungen.	
Zahlentafel 11: Angaben über die Rohre der Heizungstechnik . . . . .	266
„ 12: Gewicht von 1 m <sup>3</sup> Wasser in kg zwischen 40° und 100° C . . . . .	267
„ 13: Auftriebswerte in mm WS bei Temperaturen des Wassers im Steigstrang von 95, 90, 85 und 80° C, im Fallstrang von 95 bis 50° C . . . . .	270
„ 14: Zusätzlicher Druck und Vergrößerung der Heizflächen bei „oberer Verteilung“ und Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung . . . . .	274
„ 15: Vorläufiger wirksamer Druck und Vergrößerung der Heizkörper bei Stockwerksheizungen . . . . .	276
„ 16: Anteil der Einzelwiderstände am Gesamtwiderstand des Rohrnetze . . . . .	277
„ 17: Durchmesser der Kondenswasserleitungen für Dampfheizungen . . . . .	277
<b>Anhang:</b> Regeln, Richtlinien und Normen . . . . .	278
<b>Sachverzeichnis</b> . . . . .	280

In der Tasche am Schluß des Buches die Hilfstafeln I bis VII.

## Einleitung.

Von den Heizanlagen unserer Wohn- und Arbeitsräume wird verlangt, daß sie auch bei tiefsten Außentemperaturen eine Innentemperatur von etwa  $20^{\circ}\text{C}$  aufrechterhalten. Die Heizeinrichtungen müssen also im Beharrungszustand dem Raum diejenige Wärme ersetzen, die er durch seine Begrenzungsflächen nach außen verliert. Die Größe dieser Wärmeverluste ist somit entscheidend für die Größe der Heizeinrichtungen und für die Höhe der Betriebskosten.

Zwei gänzlich verschiedene Vorgänge sind es, welche die Wärme aus dem Raum entführen. Der erste Vorgang ist der sogenannte Wärmedurchgang, welcher darin besteht, daß die Wärme vom Raum an die Innenfläche der Mauern, die Innenfläche der Glasscheiben usw. übertritt, diese dann bis zur Außenseite durchsetzt und von hier an die Außenluft übergeht, wobei bei dem letzteren Vorgang der Windanfall eine ausschlaggebende Rolle spielt. Die Wärme, welche auf diesem ersten Wege dem Raum verlorenght, läßt sich mit genügender Genauigkeit berechnen. Über diesen eben geschilderten Vorgang lagert sich aber ein zweiter und leider völlig unkontrollierbarer Vorgang, indem durch die Undichtheiten der Umfassungswände warme Luft hinaus- und kalte Luft hereinströmt. Dieser Luftwechsel ist in außerordentlich hohem Maße vom Windanfall und von der Güte der Bauausführung abhängig. Es ist eine sehr häufige Erscheinung, daß Heizanlagen zwar bei den tiefsten Außentemperaturen vollständig ausreichen, solange Windstille herrscht, daß aber die Erwärmung der Räume schon bei  $+5^{\circ}\text{C}$  Außentemperatur völlig ungenügend ist, sobald sich Windanfall einstellt. In solchen Fällen liegt die Schuld meistens nicht an der Heizung, sondern an schlechter baulicher Ausführung des Gebäudes. In dieser Hinsicht können als Fehler des Gebäudes in Frage kommen: ungenügende Ausfüllung der Mörtelfugen mit Mörtel, schlechter Anschluß der Fensterstöcke an das Mauerwerk, undichte Falze an den Fensterflügeln, schlechte Dichtung der Rollädenkästen nach innen zu, ungenügendes Anpressen der Fenster durch die Schließvorrichtungen, so daß der Winddruck das Fenster nach innen zu etwas abheben kann u. a. m.

Die starke Abhängigkeit des Wärmebedarfes von der Güte der Bauausführung ist ein Umstand von solcher Wichtigkeit, daß ich ihn in diesem Lehrbuch mit Absicht an erste Stelle gesetzt habe<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> Schachner, R.: Gesundheitstechnik im Hausbau. München - Berlin: Oldenburg 1926. — Flügge, R.: Das warme Wohnhaus. Halle a. S.: Marhold 1926. — Scholtz, W.: Wärmewirtschaft im Siedlungsbau. Berlin: Lüttke.

Erster Teil.

# Beschreibung der Heiz- und Lüftungsanlagen.

Erster Abschnitt.

## Örtliche Heizungen.

Der Heizungsingenieur soll auch mit den Grenz- und Nachbargebieten seiner täglichen Berufsarbeit einigermaßen Bescheid wissen. In diesem Sinne sind die nachstehenden Seiten als eine erste Einführung zu bewerten oder, richtiger gesagt, als Anregung zu eingehenderer Beschäftigung mit diesen Gebieten.

### I. Kachelöfen.

#### A. Allgemeines<sup>1</sup>.

In den letzten Jahrzehnten hat der Kachelofen eine durchgreifende Umgestaltung erfahren. Schon äußerlich fällt die veränderte Form der Öfen auf, wie das Abb. 1 und 2 zeigt. Sehr schädlich waren bei den alten Öfen die vorspringenden Gesimse,

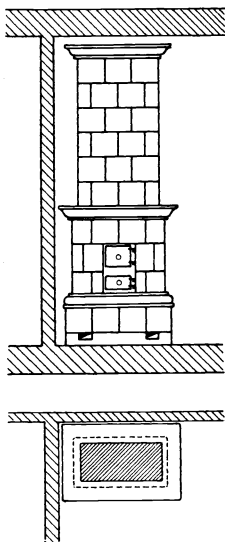


Abb. 1. Kachelofen  
älterer Bauart.

welche ein Stauen und Abschneiden der darunter befindlichen Luftschichten bewirkten und so Teile der Kachelwand von der Wärmeabgabe an den Raum fast ausschalteten. Ferner war es verfehlt, die Öfen auf Sockel zu stellen, welche bis an die Wand reichen. Heute werden die Öfen ohne Gesimse ausgeführt. Die Rückseite ist vollständig glatt und muß 15—20 cm von der Wand abstehen. Die Öfen werden auf Füße gesetzt, um auch die untere Fläche als Heizfläche ausnutzen zu können. Damit eine bessere Erwärmung des Zimmers in der Nähe des Fußbodens erzielt wird, werden ferner die Öfen auch nicht mehr in schmaler und hoher Form, sondern in niedriger und breiter Form ausgeführt.

Um Ablagerungen von Staub zu vermeiden, erhalten die Öfen nur wenige, ganz flache Verzierungen.

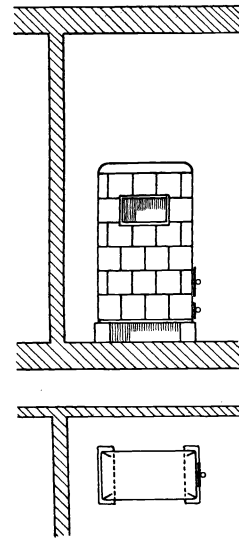


Abb. 2. Kachelofen  
neuerer Bauart.

Auch der Innenausbau hat wesentliche Änderungen erfahren, die durch den Übergang von der vorwiegenden Holz- und Torffeuerung zur vorwiegenden Kohlenfeuerung

<sup>1</sup> Riedl: Feuerungs- und Heizungstechnik für Hausbrandanlagen. Berlin: Lütcke 1922. — Ecker u. Riedl: Jahrbuch für das deutsche Ofensetzerhandwerk. Berlin: Lütcke 1934.

und durch die verschärfte Forderung nach Brennstoffersparnis bedingt waren. Als man seinerzeit vom rostlosen Ofen zum Ofen mit Rost überging, baute man anfangs die Roste viel zu groß, so daß bei der im normalen Betrieb benötigten Brennstoffmenge die Roste nicht vollständig überdeckt wurden und durch die unbedeckten Rostspalten ein viel zu hoher Luftüberschuß sich einstellte. Da dies bekanntlich zu Brennstoffverschwendung führt, wählt man heute die Roste viel kleiner, etwa  $\frac{1}{70}$  der Heizfläche, nach mancher Anschauung sogar nur  $\frac{1}{150}$  der Heizfläche. Unter Heizfläche versteht man dabei die gesamte äußere wärmeabgebende Oberfläche des Ofens. Um ein vollständiges Ausbrennen der Schwelgase zu erreichen und um die Strahlung der Flammen möglichst auszunutzen, werden die Feuerräume sehr hoch gewählt, bei Kohlenfeuerungen mindestens 50 cm hoch.

Bei der Beurteilung des gewöhnlichen Kachelofens ohne Dauerbrandeinsatz und seiner Wirkungsweise muß man sich stets vor Augen halten, daß es sich dabei um einen Wärmespeichervorgang handelt. Der Brennstoff wird einmal täglich, bei großer Kälte zweimal täglich aufgegeben und muß dann ziemlich rasch abgebrannt werden, soll nicht aus feuerungstechnischen Gründen die Verbrennung unwirtschaftlich sein. Die Kachelwandung des Ofens hat dann die Aufgabe, diese in verhältnismäßig kurzer Zeit freiwerdende Wärme aufzuspeichern und langsam an den Raum abzugeben. Also muß nach dem Abbrennen des Feuers der Ofen vollständig dicht abgeschlossen werden können, damit nicht kalte Luft einströmt, den Ofen von innen heraus kühlt und die Wärme durch den Schornstein entführt. Es muß darum durch sorgfältige Ausführung dafür gesorgt werden, daß die Türen des Ofens, die Kachelwand und alle Anschlußstellen der Eisenteile an die Wand vollständig dicht sind. Eingetretene Schäden sind durch gründliche Instandsetzung sofort zu beheben.

Das deutsche Töpfer- und Ofensetzergerwerbe hat unter dem Titel „Reichsgrundsätze für Kachelofen- und Kachelherdbau“ eine Schrift herausgegeben<sup>1</sup>, in welcher alle jene Forderungen zusammengestellt sind, denen ein Ofen genügen muß, wenn er nach dem heutigen Stande des gewerblichen Wissens und Könnens in bezug auf Konstruktion und Ausführung für vollwertig angesprochen werden soll. Das Gewerbe hat seine Mitglieder auf die Einhaltung dieser Vorschriften verpflichtet, und es bemüht sich, darauf hinzuwirken, daß alle Auftraggeber, vor allem Staat und Gemeinden, diese Reichsgrundsätze zur Grundlage für Lieferverträge machen.

Die nächsten Bestrebungen des Gewerbes sind darauf gerichtet, die Öfen so weit zu verbilligen und die Zeit für die Aufstellung so weit zu kürzen, als dies ohne Einbuße an Güte möglich ist. In erster Linie soll dazu die Normung dienen. Ausgehend von der quadratischen Kachel  $22 \times 22$  cm wurde die Normung der Eisenteile, d. i. der Roste, Feuerungstüren, Durchsichten usw. bearbeitet. Der zweite Weg zur Verbilligung und zur Beschleunigung des Aufbaues besteht in der Ausschaltung unnötiger Handarbeit auf der Baustelle. Heute wird noch jede Kachel vom Töpfergesellen von Hand auf das richtige Maß behauen und geschliffen. Die Bestrebungen gehen zur Zeit dahin, entweder von den Fabriken fertig auf Maß geschliffene Kacheln zu beziehen oder bei den einzelnen Ofensetzerbetrieben kleine Kachelschleifmaschinen aufzustellen. Außerdem sucht man das zeitraubende Ausfüllern der Kachel durch die Benutzung der Vollkacheln zu vermeiden (vgl. Abb. 3a u. b).

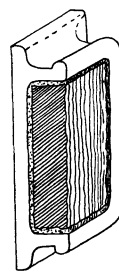


Abb. 3a.  
Ausgefüllte  
Ofenkachel.

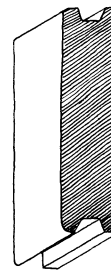


Abb. 3b.  
Vollkachel.

Über Berechnung der Kachelöfen vgl. : „Tabellen zur überschläglichen Bestimmung der Heizflächen vollwertiger Kachelöfen nach der Länge der Außenwände“, aufgestellt

<sup>1</sup> Reichsgrundsätze für Kachelofen- und Kachelherdbau. Berlin: Lüttke 1937. 5. Aufl.

im Auftrage des Preußischen Ministeriums für Volkswohlfahrt unter Mitarbeit der Arbeitsgemeinschaft für Brennstoffersparnis e. V. in Berlin von Ingenieur Barlach, Berlin. Berlin: Lüdtke 1927.

**B. Verschiedene Ofenbauarten.**

**a) Gewöhnliche Kachelöfen.**

Die Abb. 4 zeigt einen Ofen neuerer Bauart in Ansicht und Schnitt. Schon äußerlich fallen sofort die obenerwähnten Merkmale eines neuzeitlichen Kachel-

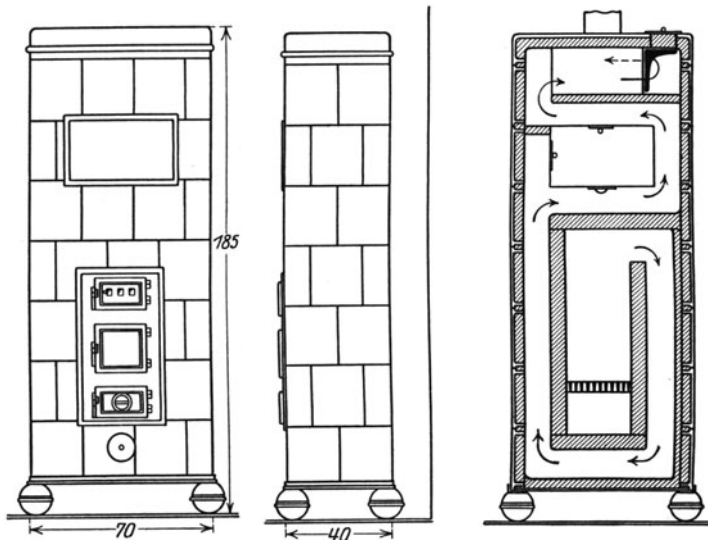


Abb. 4. Kachelofen mit Unterzug.

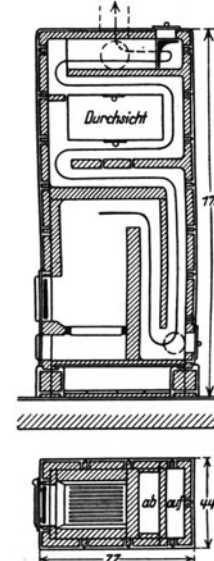


Abb. 5. Kachelofen mit Sturzzug.

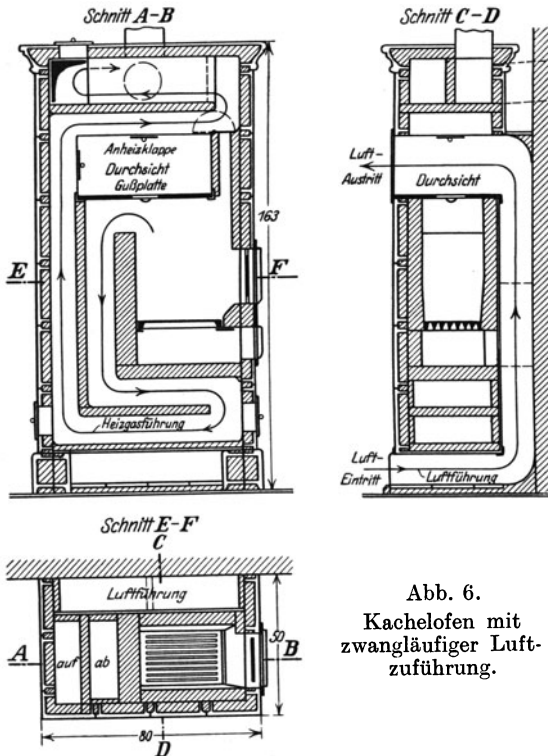


Abb. 6. Kachelofen mit zwangläufiger Luftzuführung.

ofens, die glatte Form, die niedere und breite Bauart und der Aufbau auf Füßen auf. Die breite Bauart einerseits und die kleine Rostgröße andererseits geben den Raum frei für einen steigenden und einen fallenden Zug zu beiden Seiten der Feuerung, so daß durch einen Unterzug der untere Teil des Ofens kräftig erwärmt werden kann. Der Einbau einer Durchsicht im oberen Teil des Ofens ist von den älteren Bauarten übernommen.

Abb. 5 stellt einen Ofen ganz ähnlicher Bauart dar, nur ist die Feuerung nicht an der Breitseite, sondern an der Schmalseite des Ofens. Statt eines Unterzuges ist hier ein Sturzzug und ein steigender Zug an derselben Seite des Feuer- raumes angeordnet.

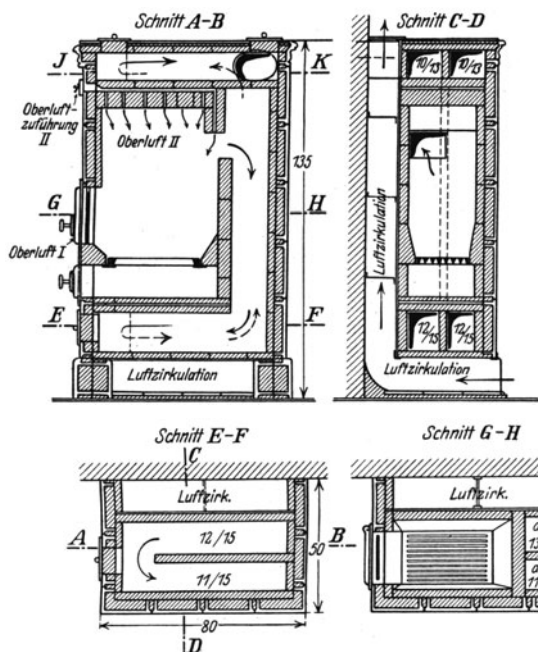


Abb. 7. Kachelöfen für Holz und Torf.

**b) Kachelöfen mit zwangsläufiger Luftführung (Abb. 6).**

Der Ofen entspricht in seinem inneren Ausbau ungefähr dem letztgenannten Ofen. Auch die äußere Form ist ähnlich, nur ist der Ofen nicht auf 4 Füße gestellt, sondern auf 2 Sockelleisten, die zusammen mit der verlängerten Seitenwand des Ofens einen Luftführungskanal bilden. Dadurch wird eine verstärkte Wärmeabgabe an der Rückseite des Ofens erzielt, wodurch besonders bei Öfen für große Räume an Ofengröße gespart werden kann. Bei der Ausführung ist auf gute Reinigungsmöglichkeit des Luftführungskanals zu achten.

**c) Kachelöfen für Holz und Torf (Abb. 7).**

Holz und Torf bedürfen zu ihrer Ver-

brennung sehr viel Oberluft. Deshalb ist außer der Oberluftzuführung *I* in der Feuertür noch eine zweite Oberluftzuführung *II* durch die Decke des Feuerraumes hindurch angeordnet. Diese letztgenannte Oberluft gelangt stark vorgewärmt in den Feuerraum und bewirkt dadurch eine sichere Nachverbrennung der aus dem Feuer abziehenden Schwelgase. In der Gesamtanordnung ähnelt der Ofen dem vorgenannten Ofen, indem er mit zwangsläufiger Luftführung ausgestattet ist.

**d) Kachelöfen mit Dauerbrandeinsatz (Abb. 8).**

Ein eiserner Dauerbrandofen irgendwelcher Konstruktion mit

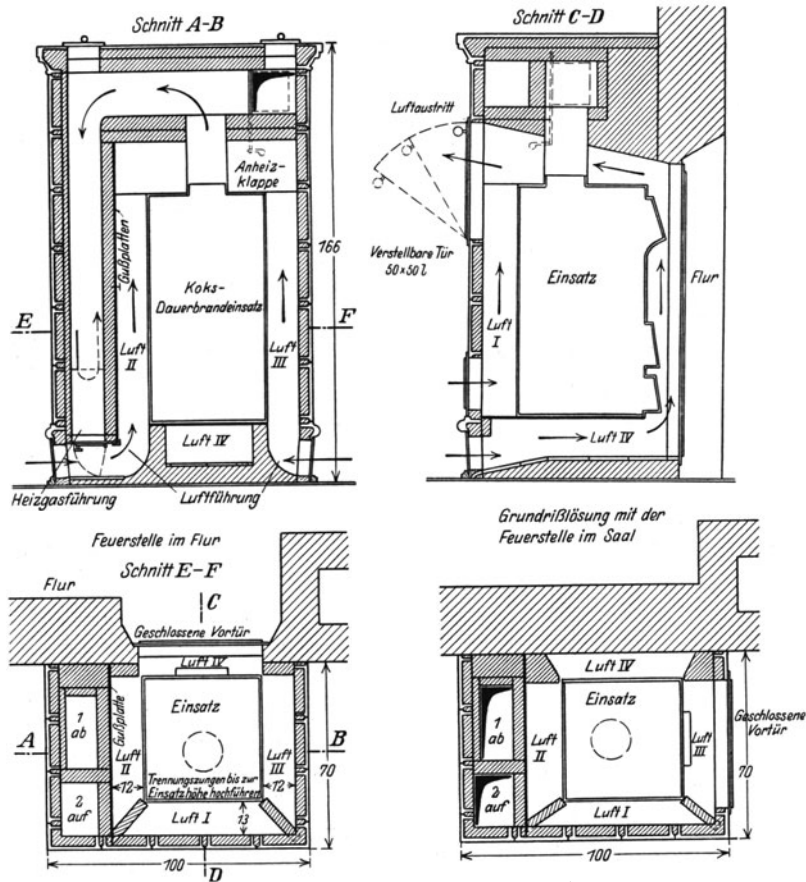


Abb. 8. Kachelöfen mit Dauerbrandeinsatz.



glatten kastenförmigen Außenwänden ist frei so in eine Kachelummantelung eingesetzt, daß die Zimmerluft unten in den Mantel eintreten, in dem Zwischenraum zwischen Mantel und Eisenkasten hochsteigen und oben erwärmt in das Zimmer austreten kann. Es sind dies die in der Abb. 8 mit Luft I bis Luft IV gekennzeichneten Wege. Getrennt von diesen Wegen der Zimmerluft sind die Wege der Heizgase aus dem Feuer. Sie werden entweder nach dem Verlassen des Eisenofens sofort in den Schornstein geleitet, oder sie werden zwecks besserer Ausnutzung ihres Wärmeinhaltes nochmals

durch gesonderte Züge im Kachelmantel geführt. Vgl. in der Abb. 8 die mit „1 ab“ und „2 auf“ bezeichneten Wege. Der in der Abbildung gekennzeichnete Ofen ist vom Flur aus heizbar. Meist ist jedoch die Anordnung so getroffen, daß die Feuertür im Zimmer selbst ist und der Ofen also vom Zimmer aus bedient werden muß.

### e) Die Kachelofen-Mehrzimmerheizung.

Abb. 9 zeigt das Beispiel einer Kachelofen-Mehrzimmerheizung, wobei in diesem besonderen Falle die Bedienung vom Flur aus erfolgt und der Ofen in die Trennungswand zwischen zwei Zimmer eingebaut ist. Meist werden diese Öfen mit Dauerbrandeinsatz ausgerüstet. Solche Mehrzimmerheizungen können in der verschiedensten Weise ausgeführt werden. Auch wird vielfach eine Vereinigung des Küchenherdes mit dem Ofen des anstoßenden Zimmers durchgeführt. An besonders kalten Tagen wird der Nebenofen von einem eigenen Rost aus be-

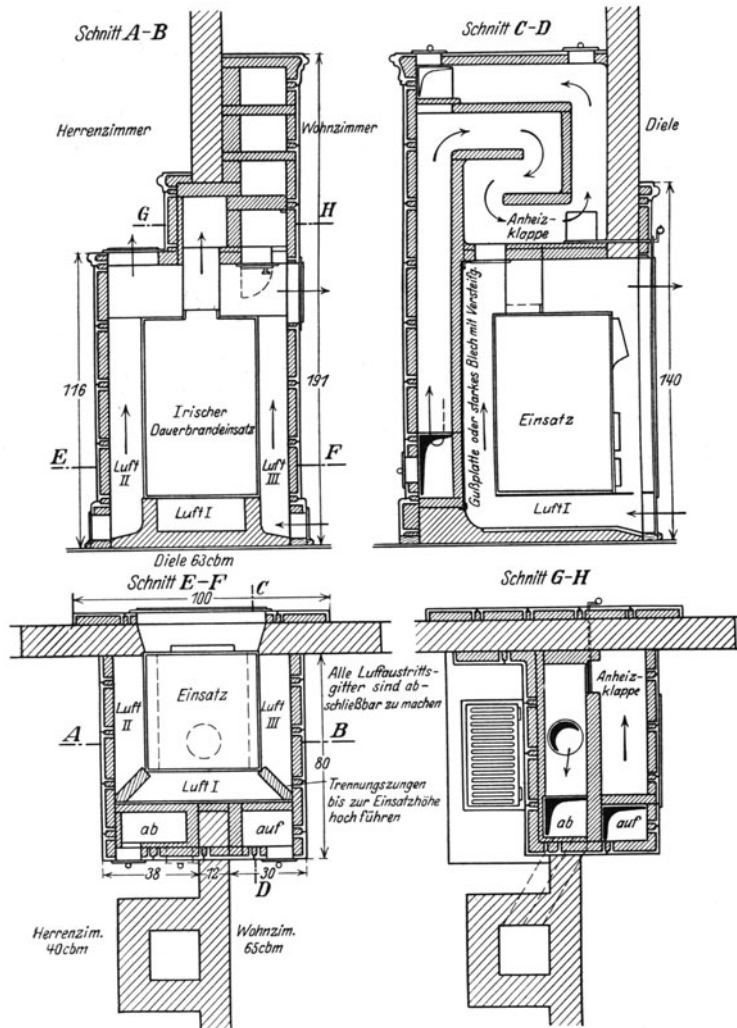


Abb. 9. Kachelofen für Mehrzimmerheizung.

diert, an mäßig kalten Tagen werden durch geeignete Klappenstellung lediglich die Abgase des Küchenherdes durch die Züge des Ofens geleitet.

## II. Eiserne Öfen.

### A. Allgemeines.

Im gleichen Schritt mit der Vervollkommnung der Kachelofenheizung in den letzten Jahrzehnten war auch die Eisenofenindustrie bemüht, den eisernen Ofen den erhöhten Ansprüchen anzupassen, die heute an unsere Heizvorrichtungen in wärme-

technischer, hygienischer und ästhetischer Hinsicht gestellt werden. Da an den bewährten Bauarten der üblichen Größe und Gestalt der Öfen kaum etwas zu ändern war, richteten sich die neueren Bestrebungen hauptsächlich auf eine einwandfreie und gediegene Ausführung der Öfen. Denn es wurde rechtzeitig erkannt und auch durch Versuche bestätigt, daß durch eine erhöhte Qualität nicht nur die Heizleistung der Öfen verbessert, sondern auch der Heizbetrieb sicherer und einfacher gestaltet wird.

Die für die Herstellung hochwertiger Öfen notwendigen Maßnahmen ergeben sich aus der Eigenart des eisernen Ofens, die am besten durch einen Vergleich mit dem Kachelofen verdeutlicht werden kann. Bei der Kachelofenheizung wird die Wärmeabgabe an den Raum vorwiegend aus der in den Ofenwänden während des Heizens aufgespeicherten Wärme gedeckt. Ist dieser Wärmeverrat verbraucht, so muß der Ofen von neuem beheizt werden. Die Anpassung der Raumerwärmung an die Außentemperatur erfolgt nicht durch künstliche Regelung der Wärmeabgabe mittels besonderer Reguliervorrichtungen, sondern lediglich durch richtige Bemessung der zum täglichen Heizen benutzten Brennstoffmenge oder bei tiefer Außentemperatur durch zweimaliges Heizen an einem Tage. Im Gegensatz zu dem zeitweisen Feuerungsbetrieb und der Wärmespeicherung bei der Kachelofenheizung ist die Eisenofenheizung durch den Dauerbrand und das Fehlen der Wärmespeicherung gekennzeichnet. Letztere ist durch Brennstoffstapelung im Innern des Ofens ersetzt. Von der im Füllschacht oder Fülltrichter untergebrachten Brennstoffmenge wird bei ständigem Abbrand durch Einstellung der Verbrennungsluftmenge immer nur so viel verbraucht, als für die Raumerwärmung jeweils erforderlich ist. Für den Eisenofen ist daher die Ausbildung seiner Reguliervorrichtungen von allergrößter Bedeutung. Sie müssen eine genaue und zuverlässige Regelung des Abbrandes und damit der Raumerwärmung ermöglichen, ohne an die Überwachung zu große Ansprüche zu stellen. Die Qualität eines eisernen Ofens wird demnach in erster Linie durch die Beschaffenheit seiner Regulierorgane bestimmt.

Von einem hochwertigen Ofen ist ferner zu verlangen, daß er an allen Stellen, wo Wandteile aneinandergesetzt sind, vollkommen dicht ist, daß die Ofentüren fest schließen und mit guten Verschlüssen ausgerüstet sind. Sind diese Bedingungen nicht erfüllt, so wird einerseits durch das Eindringen von Falschluf die Wirkungsgrad des Ofens herabgesetzt, andererseits wird damit der Hauptvorteil des eisernen Ofens, seine Regulierbarkeit, so beeinträchtigt, daß die Einstellung eines bestimmten Abbrandes schwierig oder unmöglich ist.

Das Fehlen der Wärmespeicherung bietet den Vorteil, daß der Eisenofen dünnwandiger und in geringeren Raumabmessungen als der Kachelofen von gleicher Wärmeleistung hergestellt werden kann. So ergibt sich die Möglichkeit, eiserne Öfen von erheblichen Wärmeleistungen noch transportabel auszuführen. Mit der kleineren Heizfläche muß aber eine höhere Oberflächentemperatur als bei dem Kachelofen in Kauf genommen werden. Wegen dieses Zusammenhanges zwischen der Heizflächen-größe und ihrer Temperatur empfiehlt es sich, den Ofen für einen gegebenen Wärmebedarf lieber etwas zu reichlich als zu knapp zu bemessen, weil zu hohe Oberflächentemperaturen aus gesundheitlichen Gründen vermieden werden müssen und weil dabei der Ofen erfahrungsgemäß bald undicht wird. Außerdem führt die bei zu klein gewählten Öfen notwendige Überlastung immer zu einem unwirtschaftlichen Heizbetrieb, d. h. zur Brennstoffverschwendung.

Die Rücksichtnahme auf die hygienischen Anforderungen muß besonders auch in der Ausbildung der Ofenheizfläche hervortreten. Diese soll möglichst wenig Gelegenheit zur Ablagerung und Versengung von Staub bieten und überall leicht zugänglich und reinigungsfähig sein. Im Gegensatz zu den früher üblichen, mit Verzierungen überladenen Öfen zeichnen sich daher die neueren Ausführungen durch

große Einfachheit und vorwiegend ebene Wandflächen aus. Für diejenigen Ofenkäufer, welche farbige Heizflächen bevorzugen, ist durch die Herstellung emaillierter Öfen gesorgt, deren glatte Oberfläche auch in hygienischer Beziehung vorteilhaft ist.

Bei der Aufstellung eines eisernen Ofens ist darauf zu achten, daß die von seiner Oberfläche ausgehende Wärmestrahlung den zu beheizenden Raum nach möglichst vielen Richtungen ungehindert durchdringen kann. Es ist daher verfehlt, den Ofen in einer versteckten Ecke oder Nische oder von irgendwelchen Möbeln verdeckt unterzubringen. Außerdem wird bei einer solchen Aufstellung leicht die nötige Sauberhaltung des Ofens vergessen, und zu den heiztechnischen Nachteilen kommen dann noch die schädlichen Wirkungen der Staubversengung. Verkehrt ist ferner auch die Anordnung eines die Strahlung abfangenden Ofenschirmes. Wenn die Heizwirkung eines eisernen Ofens lästig wird, so ist dies immer ein Beweis dafür, daß er mit zu hohen Oberflächentemperaturen arbeitet, daß er also entweder unrichtig bedient oder wegen zu geringer Heizfläche überanstrengt wird.

Das häufig zu beobachtende, übermäßig lange und mehrfach gewundene Rauchrohr, das die aus dem Ofen abziehenden Verbrennungsgase noch für die Raumerwärmung nutzbar machen soll, hat so schwerwiegende Nachteile und wirkt so ungeschön, daß von der Verwendung einer solchen übertriebenen Zusatzfläche abzuraten ist. Nach neueren Untersuchungen soll die Rauchrohroberfläche höchstens gleich der halben Ofenheizfläche sein.

Seitens der Vereinigung deutscher Eisenofenfabrikanten und ihrer wärmetechnischen Abteilung in Kassel wird seit einer Reihe von Jahren durch Vorträge, Aufklärungsschriften<sup>1</sup> u. dgl. daran gearbeitet, die Kenntnis von den Eigenschaften und Vorzügen hochwertiger eiserner Öfen in die breitere Öffentlichkeit zu bringen. Insbesondere werden auch die Eisenhändler, die zwischen den Lieferwerken und den Ofenkäufern stehen und letzteren beratend zur Seite stehen sollen, in der erforderlichen Weise aufgeklärt. Ferner sind „Richtlinien für die Auswahl der Größe eiserner Zimmeröfen irischer und amerikanischer Bauart“<sup>2</sup> ausgearbeitet worden. Nach den darin befindlichen Heizleistungstafeln kann für jeden zu beheizenden Raum auf Grund seines Wärmebedarfes die richtige Ofengröße bequem ermittelt werden. Diese Richtlinien sind in letzter Zeit noch wesentlich erweitert worden in zwei Schriften mit dem gemeinsamen Titel: „Technische Richtlinien für eiserne Dauerbrandöfen“<sup>3</sup>. Der erste Teil behandelt Konstruktion und Ausführung, der zweite Heizleistungsangaben und Größenauswahl der Öfen.

## B. Verschiedene Ofenbauarten.

Bei der Entwicklung des Eisenofens haben sich in den letzten Jahrzehnten zwei verschiedene Konstruktionstypen herausgebildet. Die Öfen der einen Bauart werden als „irische“, die der anderen Bauart als „amerikanische“ Dauerbrandöfen bezeichnet. Diese beiden Gruppen umfassen alle heut auf dem Ofenmarkt vorkommenden Eisenöfen, und selbst Spezialkonstruktionen können leicht der einen oder anderen Gruppe zugeordnet werden.

### a) Irische Dauerbrandöfen.

Die Öfen irischer Bauart, von denen Abb. 10a die einfachste Bauart veranschaulicht, werden am häufigsten angetroffen. Ihr Hauptkennzeichen ist der geräumige, zur Aufnahme eines größeren Brennstoffvorrates dienende Füllschacht *A*. Der diesen umschließende Ofenmantel *B*, der bei Vierkantöfen aus vier gußeisernen Platten, bei

<sup>1</sup> Der eiserne Zimmerofen. München: R. Oldenbourg. Heft 1—16 der Aufklärungsschriften der Wärmetechnischen Abteilung der Vereinigung Deutscher Eisenofenfabrikanten in Kassel.

<sup>2</sup> Heft 11 der genannten Aufklärungsschriften.

<sup>3</sup> Hefte 15 u. 16 der Aufklärungsschriften.

Rundöfen auch aus starkem Eisenblech hergestellt wird, trägt auf der Innenseite eine starke Schamotteausfütterung *C*, die den Eisenmantel vor zu starker Erhitzung schützen und damit auch die Strahlungswirkung des Ofens in den hygienisch zulässigen Grenzen halten soll. Der Füllschacht ist unten durch den Schüttelrost *D* abgeschlossen, dessen Ausbildung eine leichte Reinigung der Rostfläche von Asche und Schlacke ermöglicht. Der Stehrost *E* hinter der Feuertür soll das Anliegen und Herausfallen von Brennstoff verhindern. Über dem Füllschacht am Kopf des Ofens befindet sich einerseits die Fülltür *F* zum Nachfüllen von Brennstoff, andererseits der Rauchabzug *G* mit einer Drosselklappe *H*. Zur Regulierung des Abbrandes dient die in der Aschfalltür angebrachte Öffnung *J* mit einer Rosette oder einem Regulierring zum genauen Einstellen der Verbrennungsluftmenge.

Als verbesserte irische Öfen sind solche zu bezeichnen, bei welchen zwischen Füllschacht und Rauchrohranschluß ein Zugsystem mit Sturzzug eingeschaltet ist, wodurch eine bessere Ausnutzung der Verbrennungsgase erzielt wird. Dieses Zugsystem kann neben dem Füllschacht wie in der Abb. 10b oder oberhalb desselben, in

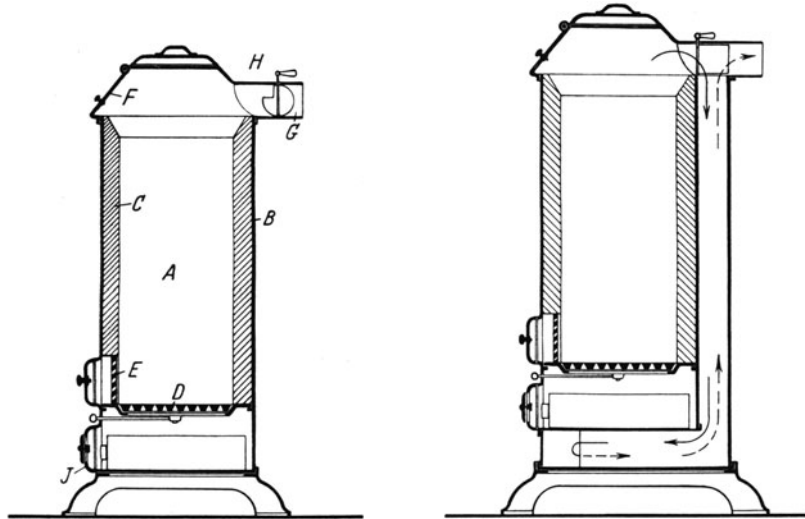


Abb. 10 a. Irischer Ofen.

Abb. 10 b. Irischer Ofen mit Sturzzug.

dem dann notwendigerweise erhöhten Ofenkopf, angeordnet sein. Bei Öfen nach Abb. 10b werden die Züge entweder nur vertikal geführt oder noch durch einen sogenannten Sockelzug unterhalb des Aschfallraumes ergänzt. Befindet sich das Zugsystem im Ofenkopf, so ist es bei manchen Ausführungen um einen Wärmespeicher oder um eine Kochkachel herumgelegt.

Bei allen irischen Öfen mit Sturzzug muß zur Erleichterung des Anheizens ein Kurzschlußweg zum Rauchrohr vorhanden sein, der durch eine Klappe geöffnet und nach Inbetriebsetzung des Ofens wieder verschlossen wird.

Im irischen Ofen können alle Arten von festen Brennstoffen verfeuert werden, doch wird man im Dauerbetrieb am zweckmäßigsten die hochwertigen gasarmen Brennstoffe: Anthrazit, Magerkohle und Koks verwenden.

#### b) Amerikanische Dauerbrandöfen.

Ein amerikanischer Dauerbrandofen ist in Abb. 11 dargestellt. Die wesentlichsten Kennzeichen dieser Ofenbauart sind ein Korbrost über dem gewöhnlichen Schüttelrost und ein vom Ofenkopf bis nahe an den Korbrost heranreichender Fülltrichter. Im Gegensatz zu dem gleichzeitig als Verbrennungsraum dienenden Füllschacht des irischen Ofens hat der Fülltrichter nur die Rolle eines Brennstoffbehälters, da sich der

Verbrennungsvorgang nur innerhalb des Korbrostes abspielt. In dem Maße, wie hier der Brennstoff wegbrennt, sinkt neuer Brennstoff aus dem Fülltrichter herab. Das

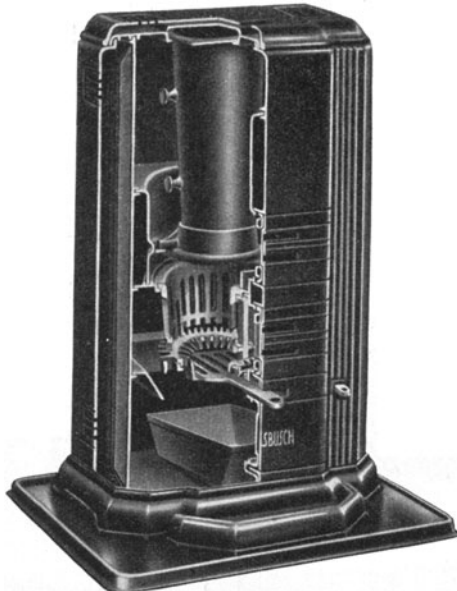


Abb. 11. Amerikanischer Dauerbrandofen.

Nachfüllen von Brennstoff geschieht durch die mit Deckel verschließbare Füllöffnung im Ofenkopf. Die Regelung des Abbrandes wird in derselben Weise wie bei irischen Öfen vorgenommen, und zwar entweder durch eine Regulieröffnung in der Aschfalltür oder durch eine besondere Zentralregulierung, die gleichzeitig auch zur Ein- oder Ausschaltung eines Zugsystems mit Sturz- und Sockelzug und eines Kurzschlußweges zum Schornstein dient.

Für einen einwandfreien Betrieb des amerikanischen Ofens muß der Brennstoff eine geeignete Korngröße besitzen, weil größere Stücke im Trichter leicht hängenbleiben und so das weitere Nachsinken von Brennstoff zum Rost verhindern. Ferner dürfen gasreiche Brennstoffe, die schon im Fülltrichter in Brand geraten können, nicht verwendet werden. Anthrazit und magere, nicht backende Steinkohle sind die besten Brennstoffe für diesen Ofen, da sie auch bei schwachem Ofenbetrieb gut weiterbrennen, während Koks wegen seiner hohen Entzündungstemperatur leicht erlischt.

### III. Die Schornsteinfrage.

Der Schornstein dient dazu, die in der Feuerung entstehenden Abgase in die Außenluft abzuleiten. Gleichzeitig muß der Schornstein durch seine Zugstärke der Feuerung die nötige Luft zuführen. Da der Rost und das Brennstoffbett dem Luftdurchtritt einen erheblichen Widerstand entgegensetzen, ist eine genügende Zugstärke unter allen Umständen sicherzustellen.

#### A. Der Schornsteinzug.

Der Schornsteinzug entsteht durch den Unterschied zwischen dem spezifischen Gewicht der kalten Außenluft gegenüber dem spezifischen Gewicht der heißen Gase. Die Zugstärke errechnet sich aus der Gleichung

$$H = h(\gamma_a - \gamma_i) \cong c \cdot (t_i - t_a).$$

Es bedeuten:

$H$  den Schornsteinzug in mm WS,

$h$  die lotrechte Schornsteinhöhe in m,

$\gamma_i$  das spezifische Gewicht der Rauchgase in  $\text{kg/m}^3$ ,

$\gamma_a$  das spezifische Gewicht der Außenluft in  $\text{kg/m}^3$ ,

$c$  ein Zahlenfaktor,

$t_i$  die Temperatur der Rauchgase in  $^{\circ}\text{C}$ ,

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

Der Schornsteinzug ist also um so größer, je höher der Schornstein und je größer der Temperaturunterschied zwischen der heißen Gassäule und der Außenluft ist.

Die Gasmenge, welche eine bestimmte Zugstärke zu fördern vermag, hängt von den Widerständen des gesamten Strömungsweges ab, also von den Widerständen innerhalb des Ofens und innerhalb des Schornsteines. In letzter Hinsicht ist von Einfluß die Länge des Schornsteines, seine Weite, die Rauigkeit der Innenseite, die Zahl und Schärfe von Richtungsänderungen usw.

## B. Der Schornstein.

Aus diesen Überlegungen ergeben sich für die Praxis folgende Gesichtspunkte:

1. Da die Schornsteine um so besser ziehen, je höher sie sind, müssen die Öfen in den verschiedenen Stockwerken dem verschiedenen Schornsteinzug angepaßt werden. Bei einem Ofen im vierten Stockwerk müssen die Züge kürzer und weiter sein als bei einem Ofen im Erdgeschoß.

2. Die Abkühlung der Rauchgase innerhalb des Schornsteines ist möglichst einzuschränken; deshalb dürfen Schornsteine nicht in die Außenwand gelegt werden. Ist dies in keiner Weise zu vermeiden, so ist die Außenseite des Schornsteines zu isolieren. Aus dem gleichen Grunde sind eiserne Verlängerungsrohre zu isolieren; noch besser ist es, die Schornsteinverlängerung in Mauerwerk auszuführen.

3. Zwecks Erzielung geringen Strömungswiderstandes sollen die Schornsteine eine möglichst glatte Innenfläche erhalten. Dies wird am sichersten durch sauberes Ausfugen bei Verwendung nur guter Mauersteine erreicht. Ein Innenputz würde zwar die Glätte erhöhen, trägt aber die Gefahr des Abbröckelns in sich. Die Verwendung von fertigen Formsteinen für den Bau der Kamine ist zu empfehlen.

Richtungsänderungen (das sog. Ziehen der Schornsteine) sind möglichst zu vermeiden, weil dadurch die Länge des Schornsteines wächst, vor allem aber, weil die Richtungsänderung selbst schon Zugverlust bewirkt. Ist ein Ziehen nicht zu vermeiden, so darf die Ablenkung nicht mehr als  $30^\circ$  betragen. Der Steinverband ist gemäß Abb. 12 auszuführen.

Der lichte Querschnitt des Schornsteines ist hinsichtlich seiner Größe und Form überall beizubehalten, also auch im gezogenen Teil. Besonderes Augenmerk ist darauf zu richten, daß nicht durch Träger, durch zu tief eingesetzte Rauchrohre oder durch Schornsteinabdeckungen eine Drosselung der Rauchgase an einzelnen Stellen bewirkt wird.

4. Bei der Hochführung des Schornsteines über Dach ist dem Windanfall Rechnung zu tragen. Alle Arten von Abdeckungen, wie sie zum Zwecke des Regenschutzes oder als Verzierung manchmal verwendet werden, sind zu vermeiden, da sie in unkontrollierbarer Weise zu Windstörungen Veranlassung geben können. Am besten ist eine glatte Ausführung gemäß Abb. 13. Der Schornstein ist so weit über die Dachhaut hinauszuführen, daß er den Dachfirst überragt. Das Maß von  $\frac{1}{2}$  m, welches manche Bauordnungen dafür vorschreiben, genügt nicht, um bei Windanfall mit Sicherheit Zugstörungen durch die Dachflächen zu vermeiden. Steht der Schornstein weit seitwärts vom Dachfirst, so ergibt sich ein hoher freistehender Mauerpfeiler. Für den Schornsteinfeger sind in diesem Falle Steigeisen oder Laufbretter anzubringen; bei sehr großer freiragender Höhe ist auch noch eine Verankerung des Schornsteines notwendig. Aus alledem folgt, daß weit vom Dachfirst abstehende Schornsteine zu unschönen und unzweckmäßigen Ausführungen zwingen. Am besten ist die Lage des Schornsteins im Dachfirst selbst (Abb. 13). Recht unangenehme Zugstörungen treten dann auf, wenn der Schornstein von benachbarten Gebäudeteilen überragt wird (vgl. Abb. 14). Wind, welcher gegen diese Gebäude-

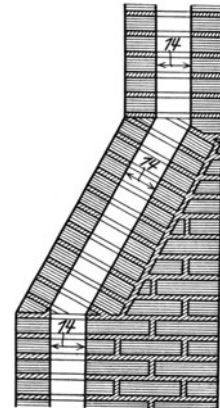


Abb. 12. Steinverband beim „Ziehen“ eines Schornsteines.

teile strömt, erzeugt einen Staudruck (erhöhten Luftdruck), der dem Schornsteinzug entgegenwirkt. Starke Windstöße, welche gegen die Mauer prallen, können auf diese Weise zu einem Zurückschlagen der Flamme aus dem Ofen ins Zimmer führen.

Gegen die Wirkung dieses Staudruckes hilft nur das Hochführen des Schornsteines bis über das Gebiet höheren Druckes hinaus. Drehbare Schornsteinaufsätze haben in diesem Falle keine Wirkung.

5. Im Laufe des Betriebes treten häufig Zugstörungen durch Eindringen sog. Falschlufte in den Schornstein auf. Man versteht darunter kalte Luft, die durch irgend-

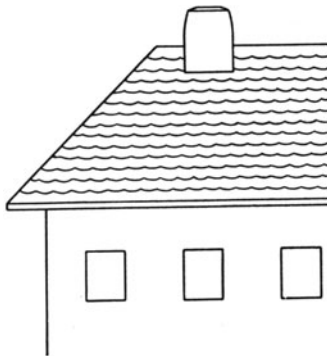


Abb. 13. Günstig gelegener Schornstein.

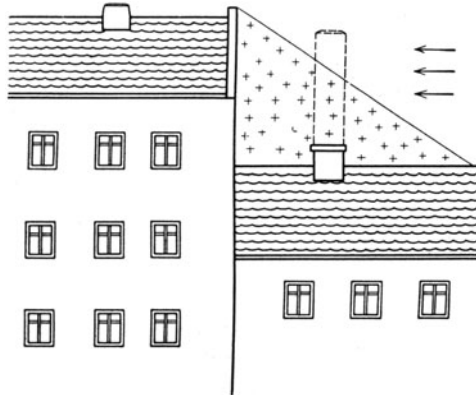


Abb. 14. Staudruck über einer Schornsteinmündung.

welche Undichtheiten in den Schornstein gelangt, dort die Temperatur der Rauchgas-säule herabsetzt und gleichzeitig den Schornstein überlastet. Solche Undichtheiten treten erfahrungsgemäß auf:

- a) durch Offenlassen oder schlechtes Schließen der am Schornsteinfuß angebrachten Reinigungstüren;
- b) durch Offenlassen oder schlechtes Schließen anderer an denselben Schornstein angeschlossener und nicht betriebener Öfen (Auflassen von Schütt-, Feuer- und Aschetüren),
- c) durch schadhafte Außenwände des Schornsteines,
- d) durch schadhafte Schornsteinzungen.

### C. Lage des Schornsteines.

Ein großer Teil der Fehler an Schornsteinen ist auf falsche Anordnung des Schornsteines im Grundriß zurückzuführen. Diese Fehler sind deshalb besonders schwerwiegend, weil sie sich später durch Umbauten selten mehr beheben lassen. Der Architekt muß deshalb, um wirklich einwandfreie Lösungen zu erzielen, schon bei Einteilung der Räume und Anordnung der Öfen auf nachstehende Gesichtspunkte Rücksicht nehmen.

1. Die Lage des Schornsteines ist so zu wählen, daß die Durchdringung der Dachhaut bautechnisch leicht auszuführen ist (regendicht), und daß keine Zugstörungen durch Windstau eintreten können. Ein Schrägführen — ein Ziehen — der Schornsteine zu diesem Zwecke ist möglichst zu vermeiden.

2. Die Schornsteine sollen nicht in der Außenmauer liegen.

3. Auf gute Zugänglichkeit der Reinigungsöffnungen im Dachgeschoß und Kellergeschoß ist Rücksicht zu nehmen.

4. Nach Möglichkeit sollen die Schornsteine zu Gruppen, sog. „Bündeln“ vereinigt werden. Dadurch erreicht man den feuerungstechnischen Vorteil, daß die

Schornsteine sich gegenseitig erwärmen, wobei der Zug stärker ist, und den bautechnischen Vorteil, daß die Schornsteinanlagen billiger werden, und daß man weniger Durchdringungen der Dachhaut auszuführen hat.

5. Die lichte Weite nicht besteigbarer Schornsteine für Kleinöfen und Herde soll mindestens betragen:

- a) wenn nur eine Feuerung einmündet: 200 cm<sup>2</sup>,
- b) wenn zwei Feuerungen einmünden: 300 cm<sup>2</sup>,
- c) wenn drei Feuerungen einmünden: 450 cm<sup>2</sup>,
- d) wenn vier Feuerungen einmünden: 600 cm<sup>2</sup>.

Mehr als vier Feuerungen sollen nicht in einen Kamin eingeleitet werden.

6. Für das im Innern eines Gebäudes liegende Schornsteinmauerwerk ist eine Mindeststärke von  $\frac{1}{2}$  Stein vorgeschrieben, für außenliegendes Mauerwerk eine Mindeststärke von 1 Stein.

Über die Berechnung größerer Schornsteine vergleiche S. 27.

## Zweiter Abschnitt.

# Verwendung von Gas und Elektrizität.

## I. Verwendung des Gases.

### A. Abführung der Abgase und Sicherung des Auftriebes<sup>1</sup>.

Während bei kleineren Gasfeuerungen, wie etwa den Gasflammen von Wohnherden, die Abgase unbedenklich in den Raum ausströmen dürfen, ist es bei größeren Anlagen, und zwar schon bei gewöhnlichen Zimmergasöfen, notwendig, die Abgase aus dem Raum abzuführen, da sonst eine unzulässige Verschlechterung der Raumluft eintreten könnte.

Bei Feuerungen für feste Brennstoffe hat der Schornstein zwei Aufgaben zu erfüllen. Einmal muß er die zur vollkommenen Verbrennung nötige Luftmenge durch den Rost und die Brennstoffschicht hindurchziehen, dann aber auch die Verbrennungsgase abführen. Bei der Gasfeuerung hat der Schornstein nur die zweite Aufgabe zu erfüllen, nämlich die entstandenen Verbrennungsgase fortzuleiten. Ein Ansaugen der Verbrennungsluft kommt hier nicht in Frage, da das Gas sich selbst mit der erforderlichen Luftmenge mischt. Ein bis in die Flammenzone wirkender Schornsteinzug würde nur einen unnötigen Luftüberschuß hervorrufen und damit den Wirkungsgrad der Gasfeuerung herabsetzen.

Um den Schornsteinzug von dem Verbrennungsraum des Gasheizofens fernzuhalten, werden in die Abgasleitung Zugunterbrecher eingebaut, in denen der Druckausgleich mit der Atmosphäre stattfindet. Diese Zugunterbrecher können einfache Beiluftöffnungen sein, die entweder in die Abgasleitung eingefügt oder mit dem Ofen selbst zusammengebaut sind.

Man muß befürchten, daß Windstöße, die auf den Schornstein auftreffen, sich durch diesen bis zur Verbrennungskammer fortpflanzen und dort Störungen der Verbrennung oder sogar ein Auslöschen der Flammen hervorrufen, so müssen

<sup>1</sup> Deutscher Verein von Gas- und Wasserfachmännern e. V.: Gas-Feuerstätten und -Geräte für Niederdruckgas. München: R. Oldenbourg 1928; ferner Richtlinien für die Abgasabführung von häuslichen Gasfeuerstätten, herausgeg. vom Deutschen Verein von Gas- und Wasserfachmännern e. V. Berlin, Juni 1931.



Rückstausicherungen entweder in den Gasapparat selbst oder in die Abgasleitung eingebaut werden. Die Abb. 15 a—c zeigen verschiedene Rückstausicherungen.

Die ausgezogenen Pfeile kennzeichnen den normalen Weg der Abgase, die gestrichelten Pfeile den Weg bei Windstößen.

Häufig sind die in den Gasheizöfen vorhandenen Zugunterbrecher auch als Rückstausicherung ausgebildet, wie es z. B. Abb. 16 zeigt. Wie die folgenden Überlegungen zeigen, ist der Zugunterbrecher noch in anderer Weise nützlich.

1 m<sup>3</sup> normales Stadtgas liefert bei der Verbrennung etwa 700 g Wasserdampf. Der Taupunkt der Abgase hängt natürlich vom verwendeten Luftüberschuß ab. Bei doppelter theoretischer Luftmenge liegt der Taupunkt bei etwa 50° C. Mit steigendem Wirkungsgrad steigt der Taupunkt, wächst also die Gefahr der Abscheidung von Kondenswasser. Dieses nimmt aus den Heizgasen Kohlensäure auf und auch schweflige Säure, falls das Gas trotz Reinigung noch Spuren von Schwefel enthält. Die entstehende Säurelösung greift Metalle an und kann somit leicht die Apparate und Abgasleitungen zerstören und die Schornsteinwände durchnässen. Ein weiterer Nachteil der Ausscheidung von Wasser ist die Verringerung des Auftriebes, da durch

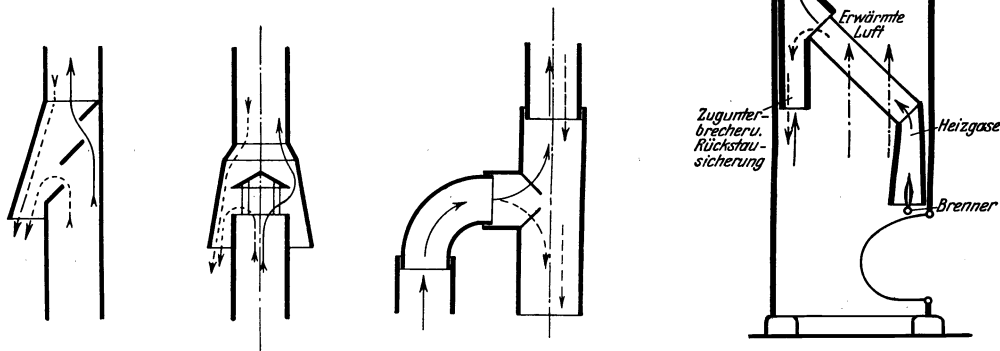


Abb. 15 a.      Abb. 15 b.      Abb. 15 c.  
Abb. 15 a—c. Zugunterbrecher mit Rückstausicherung.

Abb. 16. Gasofen mit eingebautem Zugunterbrecher.

die „Trocknung“ der Abgase, die auch durch kalte Schornsteinwände erfolgen kann, das spezifische Gewicht derselben vergrößert wird. Die Ausscheidung von Wasser wird unter normalen Verhältnissen, wenn die Abgastemperaturen nicht allzu niedrig sind, durch die im Zugunterbrecher eintretende „Falschluff“ verhindert; diese setzt zwar die Temperatur der Abgase herunter, gibt aber dem Abgas-Luftgemisch eine geringere relative Feuchtigkeit, so daß die Gefahr der Erreichung des Taupunktes verringert wird. Damit übernimmt der Zugunterbrecher gleichzeitig die Aufgabe einer vielleicht durch Wasserausscheidungen in Frage gestellten Sicherung des Auftriebes<sup>1</sup>.

Es ist nicht zweckmäßig, den Wirkungsgrad von Gasfeuerstätten zu hoch zu treiben, da durch die zu weit gehende Kühlung der Gase leicht Wasser abgeschieden werden kann, und damit Schwierigkeiten in der Abführung der Abgase eintreten können.

## B. Gasöfen.

Die Übertragung der Wärme in den Raum erfolgt wie bei anderen Heizvorrichtungen auch bei den Gasöfen teils durch Strahlung, teils durch Konvektion. Die Unterteilung der Gasöfen in Strahlungsöfen und Konvektionsöfen ist daher nicht

<sup>1</sup> Wunsch, W.: Die Abführung der Abgase bei Gasheizöfen. Gas u. Wasserfach Bd. 69, S. 852. 1926.

zweckmäßig, weil stets beide Arten der Wärmeabgabe wirksam sind, und sich schwer entscheiden läßt, welche von beiden das Übergewicht besitzt.

### 1. Reflektoröfen (Abb. 17).

Manche Gasöfen sind mit einem sog. Reflektor ausgestattet. Das ist eine hohlspiegelartige, meist gewellte Fläche aus poliertem Kupfer oder Messing, die unterhalb der Flammen angeordnet ist und die von ihnen ausgehende Wärme zum Teil in den Raum strahlt. Solche Öfen werden gewöhnlich Reflektoröfen genannt. Ein Beispiel dafür ist der in Abb. 17 dargestellte Ofen. Die Heizung erfolgt durch Leuchtflambrenner. Ein Reflektor *R* strahlt einen Teil der Wärme in den Raum. Über dem Reflektor befindet sich ein Heizregister *e*, durch das die Abgase zum Abzugsrohr *c* abziehen. Bei *a* tritt Zimmerluft in den Ofen, durchströmt die Rohre *f* des Heizregisters und erwärmt sich dabei. *b—g* ist Zugunterbrecher und Rückstausicherung. Bei umgekehrtem Zug im Schornstein (Rückstau) treten die Abgase nicht bei *c* aus, sondern bei *b—g* ins Zimmer. Die Flammen bleiben ungestört. Ein Abdecken des Ofens durch Marmorplatten usw. verschönert zwar denselben, setzt aber den Wirkungsgrad herab durch Versperrung des Luftweges.

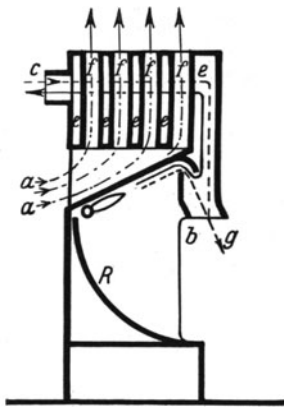


Abb. 17. Reflektoröfen.



Abb. 18. Radiatoröfen.

### 2. Radiatoröfen (Abb. 18).

Diese werden entweder aus Schmiede- oder Gußeisen hergestellt. Sie sind nach Art der Zentralheizungsradiatoren aus einzelnen Gliedern zusammengesetzt (Abb. 18). Die Glieder haben die Form flachgedrückter Rohre. Die einzelnen Elemente münden oben und unten in Abgassammelkanäle, werden mittels Anker zusammengehalten und durch Ringe mit Asbesteinlage abgedichtet. Am Gasabzug befindet sich ein Kondenswassersammler, der mit Hilfe einer Nebeluftöffnung als Zugunterbrecher und Rückstausicherung arbeitet.

### 3. Mantelöfen (Abb. 19).

Um die bei den üblichen Gasöfen häufig bei Vollast auftretenden hohen Heizflächentemperaturen zu vermeiden, sind Gasöfen mit indirekter Heizfläche gebaut worden. Wie aus Abb. 19 zu ersehen ist, wird dabei das Heizrohr *B* mit einem Mantel *D* umgeben, der als indirekte Heizfläche wirkt. Damit wird die Gefahr einer Staubversengung bedeutend verringert.

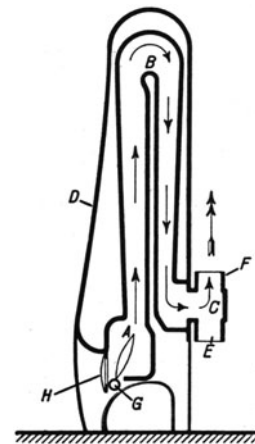


Abb. 19. Mantelöfen.

### C. Gaskessel.

Bei den guten Brenneigenschaften des Gases ist der Gedanke, diesen Brennstoff zu Beheizung von Zentralheizungskesseln zu verwenden, naheliegend. Der im Ver-

gleich zum Koks hohe Preis des Gases läßt aber nur Kesselbauarten zu, die mit möglichst hohem Wirkungsgrad arbeiten. Um Abstrahlungs- und Abgasverluste auf einen Mindestwert zu bringen, muß einerseits für eine besonders gute Kesselisolierung gesorgt werden, andererseits muß die Verbrennungsluftmenge der theoretisch notwendigen möglichst angepaßt werden. Die Abgastemperatur jedoch darf nicht nach Belieben erniedrigt werden, sondern es sind hierbei die unter A erwähnten Grundsätze für die Abführung der Abgase und die Sicherung des Auftriebes zu beachten, damit Wasserniederschlag im Schornstein vermieden und der Schornsteinzug nicht über das zu lässige Maß hinaus geschwächt wird.

Gaskessel müssen dann noch eine Reihe weiterer Anforderungen erfüllen. Sie sollen leicht reinigungsfähig sein, ferner müssen sie gegen das Ausbleiben von Gas, gegen Fehlzündungen und gegen Wassermangel gesichert sein. Durch zuverlässige,

selbsttätige Regler soll außerdem ein wirtschaftlicher, dem Heizbetrieb angepaßter Feuerungsbetrieb ermöglicht werden. Bei den Kesseln für Gasheizung unterscheidet man Hochleistungskessel und Schornsteinzugkessel.

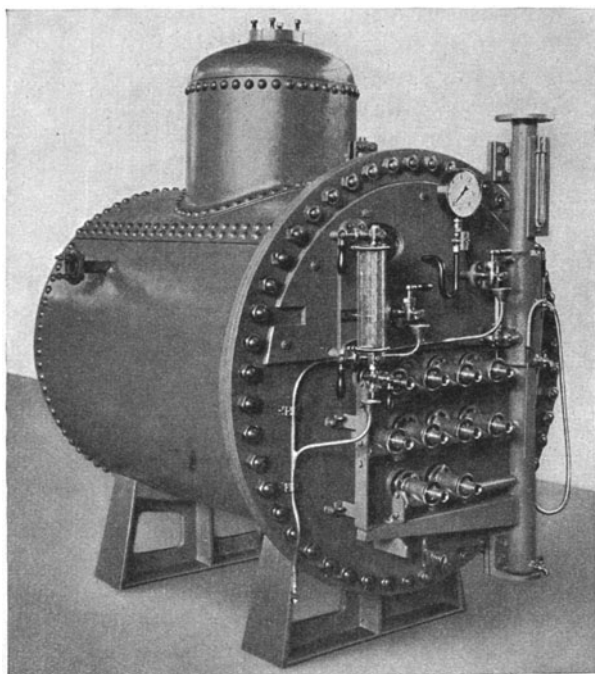


Abb. 20. Hochleistungskessel.

### 1. Hochleistungskessel.

Diese Kessel sind für größere Wärmeleistungen bestimmt und hauptsächlich dadurch gekennzeichnet, daß sie mit künstlichem Zug arbeiten. Hierdurch können die feuerungstechnischen Maßnahmen zur Erzielung eines hohen Wirkungsgrades mit größerer Sicherheit beherrscht werden als bei gewöhnlichem Schornsteinzug. Als Stromkosten für den künstlichen Zug werden 1 bis 2 vH der Gaskosten angegeben. Solche Hochleistungskessel sind bereits für Wärme-

lieferungen bis zu 2000000 kcal/h je Kessel gebaut worden. Die Bauart der Kessel entspricht meist derjenigen der Siederrohrkessel. Die einzelnen Brenner sind an der Stirnwand des Kessels vor den einzelnen Rohrenden angeordnet, so daß die Verbrennungsgase sich in horizontaler Richtung durch den Kessel bewegen müssen. Die Außenansicht eines Hochleistungskessels zeigt Abb. 20.

### 2. Schornsteinzugkessel.

Kessel für kleinere Leistungen werden an einen Schornstein angeschlossen. Gewöhnlich wird mit einem gleichbleibenden Auftrieb von 0,5 mm WS gearbeitet, um eine gleichmäßige Verbrennungsluftzufuhr zu erzielen. Der geringe Auftrieb bedingt eine senkrechte Flammenführung, und die Schornsteinzugkessel werden daher ausschließlich in stehender Ausführung gebaut, obwohl diese den Nachteil hat, daß sich Kesselstein und Schlamm leicht an den am stärksten beheizten Kesselböden absetzen. Ein wesentlicher Bestandteil des Schornsteinzugkessels ist der Zugunterbrecher mit Rückstausicherung. Er hat die Aufgabe, die Feurung von den Schwankungen des Schornsteinzuges unabhängig zu machen und Windstöße durch den Schorn-

stein mit ihrer nachteiligen Wirkung auf die Verbrennung abzufangen. Die Abgastemperatur muß aber höher als bei Hochleistungskesseln gehalten werden, um die Abgase mit Sicherheit durch den Schornstein abzuführen und den Wasserniederschlag an den Schornsteinwänden zu verhindern. Infolgedessen werden sich mit Schornsteinzugkesseln nicht so hohe Wirkungsgrade wie mit Hochleistungskesseln erreichen lassen. Auch der Leistung der Kessel ist eine Grenze gezogen, da sich bei dem erforderlichen geringen Luftüberschuß Gas und Luft nicht gleichmäßig über einen größeren Querschnitt des Verbrennungsraumes verteilen lassen. Die Bauart eines Schornsteinzugkessels ist aus Abb. 21 ersichtlich.

### D. Wirtschaftliche Gesichtspunkte.

Unter dem „reinen Wärmepreis“ eines Brennstoffes versteht man eine Angabe über den Preis der im Brennstoff enthaltenen Energie. Er errechnet sich als Quotient aus dem Preis der Mengeneinheit eines Brennstoffes und seinem Heizwert. Der reine Wärmepreis liegt bei Gas stets erheblich höher als bei Kohle oder Koks, wie dies das nachstehende Zahlenbeispiel zeigt.

Unter Annahme eines Kokspreises von 2,1 RM. je Zentner (= 4,2 Rpf. je kg) bei einem Heizwert von 6700 kcal/kg sowie eines Gaspreises von 5 Rpf. je m<sup>3</sup> bei einem unteren Heizwert von 3800 kcal/m<sup>3</sup> errechnet sich der reine Wärmepreis von 100 000 kcal

bei Koks . . . . . zu 0,63 RM.  
 „ Gas . . . . . „ 1,31 RM.

Der reine Wärmepreis berücksichtigt aber in keiner Weise die Ausnutzung der im Brennstoff enthaltenen Energie und führt deshalb leicht zu falschem Urteil. Um zu einem richtigen Vergleich zu kommen, sind alle Begleitumstände zu erfassen, welche die wirtschaftliche Ausnutzung der Brennstoffe beeinflussen.

Die Vorzüge des Gases sind in erster Linie feuerungstechnischer Art und bestehen in der Unabhängigkeit von der Geschicklichkeit und Achtsamkeit des Heizers, in der leichten Möglichkeit selbsttätiger Regelung, in sofortiger Einsatzbereitschaft mit voller Feuerleistung sowie der Möglichkeit sofortiger Abstellung der Wärmeentwicklung. Zu diesen feuerungstechnischen Vorteilen kommen als weitere Vorzüge die größere Bequemlichkeit und Sauberkeit des Betriebes, der Fortfall des Brennstofflagers usw. Es sind dies Vorteile des Gases, die bei jedem wirtschaftlichen Vergleich zwischen Gas und festem Brennstoff zu berücksichtigen sind, die sich aber nur selten

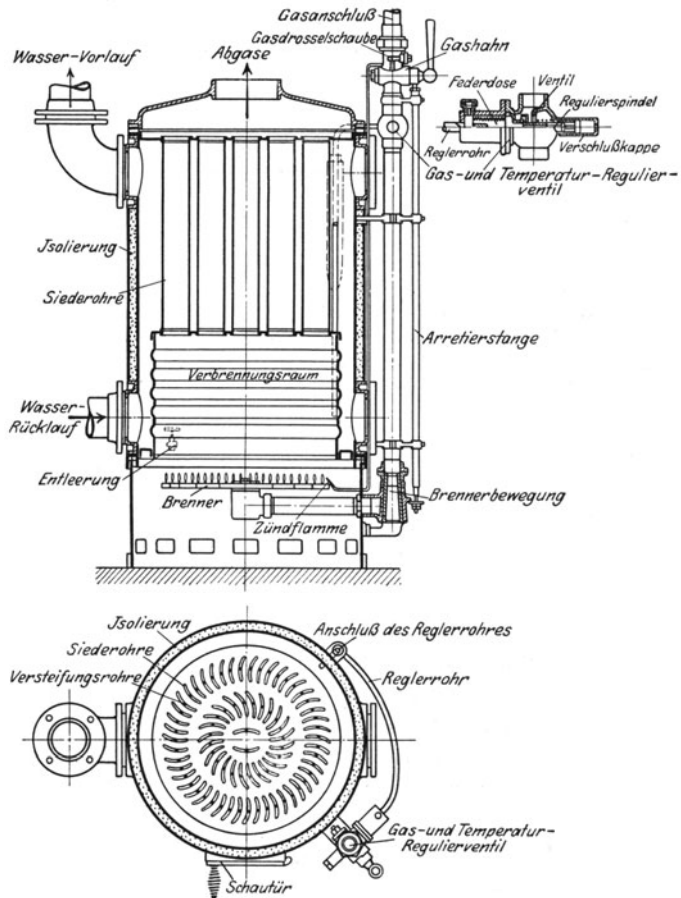


Abb. 21. Schornsteinzugkessel.

in Mark und Pfennig angeben lassen. Eine solche Angabe ist nur dort möglich, wo die Bedienung der Anlage ausschließlich bezahlten Kräften, die außerdem keinerlei Nebenbeschäftigung haben, übertragen wird, wie das in dem nachstehenden Beispiel vorausgesetzt wird.

Beispiel. Für die Heizung eines Gebäudes mit einem Wärmebedarf von 200 000 kcal/h (nach DIN 4701 s. S. 120) soll der Vergleich zwischen den Heizkosten bei Koks und Gas durchgeführt werden unter der Annahme eines Kokspreises von 42 RM. je Tonne frei Kesselhaus und eines Gaspreises von 5 Rpf. je m<sup>3</sup>. Dabei sind an Stelle des mit der Außentemperatur schwankenden Wärmebedarfes in üblicher Weise 200 Heiztage mit einem gleichbleibenden Wärmebedarf gleich der Hälfte des oben angegebenen Höchstwertes anzunehmen. Die Betriebszeit der Heizung ist mit 14 Stunden anzusetzen. Alle übrigen Annahmen sind aus dem Beispiel selbst zu ersehen.

Koks.		Gas.	
Heizwert . . . . .	6700 kcal/kg	Heizwert . . . . .	3800 kcal/m <sup>3</sup>
Wirkungsgrad der Kessel . . . . .	73 vH	Wirkungsgrad der Kessel . . . . .	80 vH
Ausnutzung der Wärme im Heizsystem . . . . .	80 vH	Ausnutzung der Wärme im Heizsystem . . . . .	85 vH
„ „ „ im Gesamten . . . . .	58,3 vH	„ „ „ im Gesamten . . . . .	68 vH
Ausgenutzter Heizwert . . . . .	3910 kcal/kg	Ausgenutzter Heizwert . . . . .	2580 kcal/m <sup>3</sup>
<hr/>		<hr/>	
14 Std. tagsüber (Normalleistung) . . . . .	14 Std. normal	14 Std. tagsüber (Normalleistung) . . . . .	14 Std. normal
7 „ nachts (1 drittel Leistung) . . . . .	2,3 „ „	8 „ nachts (abgestellt) . . . . .	— „ „
3 „ aufheizen (10 vH Zuschlag) . . . . .	3,3 „ „	2 „ aufheizen (100 vH Zuschlag) . . . . .	4 „ „
	19,6 Std. normal		18 Std. normal
<hr/>		<hr/>	
Koks für 1 Std. normal: $\frac{100000}{3910}$ . . . . .	25,6 kg	Gas für 1 Std. normal: $\frac{100000}{2720}$ . . . . .	38,8 m <sup>3</sup>
„ für 1 Tag zu 19,6 Std. . . . .	502 kg	„ für 1 Tag zu 18 Std. . . . .	698 m <sup>3</sup>
„ für 1 Winter zu 200 Tagen . . . . .	100,4 t	„ für 1 Winter zu 200 Tagen . . . . .	139500 m <sup>3</sup>
<hr/>		<hr/>	
Kokskosten 100,4 · 42 = . . . . .	4220 RM./Jahr	Gaskosten 132400 · 0,05 = . . . . .	6970 RM./Jahr
Gewichtsverlust (2 vH der Menge) . . . . .	84 „	Gasmessermiete . . . . .	50 „
Zinsverlust für Vorauszahlung des Kokes . . . . .	30 „	Bedienung: 200 Tage × 1 RM./Tag . . . . .	200 „
Aschenabfuhr 8 t × 6 RM./t . . . . .	48 „	Reinigung von Kessel und Schornstein) . . . . .	100 „
Bedienung: 200 Tage × 6 RM./Tag . . . . .	1200 „	Kapitaldienst für die Kesselanlage . . . . .	260 „
Holz und Zündmaterial . . . . .	30 „		7580 RM./Jahr
Reinigung von Kessel und Schornstein . . . . .	200 „		
Kapitaldienst für die Kesselanlage . . . . .	200 „		
Mietwert des Koksraumes . . . . .	200 „		
	6232 RM./Jahr		

Unter den angenommenen Verhältnissen würde also die Heizung mit Gas um etwa 1200 RM. im Jahr teurer kommen als mit Koks.

Es muß jedoch ausdrücklich davor gewarnt werden, aus diesem Zahlenbeispiel irgendwelche allgemein gültigen Schlüsse zu ziehen, etwa eine feste obere Grenze für den wirtschaftlichen Gaspreis ableiten zu wollen. Einen solchen festen Wert gibt es überhaupt nicht. Vielmehr ist jeder vorkommende Fall unter Beachtung aller Begleitumstände sorgfältig und gewissenhaft durchzurechnen. Das vorstehende Beispiel soll lediglich eine Anleitung für die Durchführung einer derartigen Rechnung sein.

Je mehr die Heizung nebenamtlich bedient wird, oder je mehr es sich um nur kurzzeitige Heizungen handelt, um so mehr fallen die erwähnten Vorzüge des Gases ins Gewicht, um so schwieriger aber ist es, sie zahlenmäßig zu erfassen. Damit wird sehr bald eine einwandfreie Vergleichsrechnung unmöglich, und es kann sich ein

Urteil über die wirtschaftliche Verwendbarkeit des Gases in den einzelnen Fällen nur aus der Erfahrung heraus gewinnen lassen. So hat es sich gezeigt, daß die Beheizung von Kirchen, Versammlungsräumen, von einzelnen Büroräumen, Läden usw. in weitem Umfange wirtschaftlich möglich ist.

Bei Badeöfen, Warmwasserbereitern, Kochherden usw. sind die Bequemlichkeit, Sauberkeit und ständige Betriebsbereitschaft ganz besonders wichtige Forderungen. Deshalb liegt hier das ausgedehnteste Anwendungsgebiet des Gases vor, und zwar nicht nur in Wohnungen, sondern auch in Gaststätten und Großküchen.

## II. Verwendung der Elektrizität.

Der reine Wärmepreis liegt für elektrische Energie noch wesentlich höher als für Gas. Unter der Annahme eines Preises von 4 Rpf. für die kWh ergänzt sich die Gegenüberstellung von S. 17 wie folgt:

Koks . . . . .	0,63 RM. für je 100000 kcal
Gas . . . . .	1,31 „ „ „ 100000 „
Elektrizität . . . . .	4,65 „ „ „ 100000 „

Andererseits sind bei elektrischer Energie die technischen Vorzüge und die Annehmlichkeit in der Verwendung nicht nur in gleicher Weise wie beim Gas vorhanden, sondern sogar in verstärktem Maße. Bekannt ist die weitgehende Verwendung des elektrischen Stromes im Haushalt und in der Großküche (Warmwasserspeichergeräte, elektrische Kochgeräte usw.).

Aber auch der Raumheizung<sup>1</sup> wird heute von seiten der Elektrizitätswerke vermehrte Beachtung geschenkt. Im Hinblick auf den Betrieb der Kraftwerke und auf eine möglichst wirtschaftliche Ausnutzung der Maschinen sucht man die Täler der Belastungskurve der Werke durch Hereinbeziehung der Raumheizung möglichst aufzufüllen. Hierzu soll entweder von keramischen Speicheröfen oder von der gewöhnlichen Warmwasserheizung mit Speicherung des Heißwassers Anwendung gemacht werden.

Der zweite Anlaß für die Elektrizitätswerke, die elektrische Raumheizung zu fördern, liegt in dem hohen Kapitaldienst ihrer Verteilnetze, der durch eine oft ungenügende Belastung der Netze bedingt ist. Besonders stark tritt dies bei Siedlungs- und Villengelände in Erscheinung, wo Beleuchtung, Küchengeräte, Warmwasserbereiter usw. allein nur eine sehr schwache Belastung der Netze ergeben. Hier sucht man durch Ausbildung besonderer Heizverfahren den Stromabsatz zu fördern. Der eine Weg besteht in der Verwendung von Raumheizkörpern besonders geringer Trägheit unter weitgehender Ausnutzung der guten Regelfähigkeit der elektrischen Energie. Der andere Weg besteht in der Ausbildung besonderer Bauweisen von Decken-, Wand- und Fußbodenheizung.

Für eine Bewertung der Heizkosten ist der Aufbau der für Gas gezeigten Vergleichsrechnung maßgebend.

<sup>1</sup> Sonderheft „Elektrische Raumheizung“, Elektr.-Wirtsch. 1937, H. 23. — Züblin, C.: Heißwasser-Heizungsanlagen mit elektrischer Beheizung in England. Gesundh.-Ing. 1937, S. 785. — Egli, M.: Bulletin d. schweiz. elektrot. Vereins Bd. 29. 1938. S. 261/272. Die Wärmepumpenheizung des Rathauses in Zürich. (Im Auszug: Heiz. u. Lüftung. 1938. S. 146.)

## Dritter Abschnitt. Zentralheizungen.

### I. Allgemeines.

Der Begriff Zentralheizung umfaßt die Warmwasser-, die Dampf- und die Luftheizung. In allen drei Fällen wird die für die Beheizung vieler Räume nötige Wärme an einem Ort (Zentrale) erzeugt und durch den Wärmeträger (Wasser, Dampf, Luft) in die einzelnen Räume getragen.

Hieraus ergeben sich gemeinsam für alle drei Heizarten nachstehende Vorteile. Infolge der Zusammenfassung der Wärmeerzeugung in einer einzigen Feuerung kann diese technisch besser durchgebildet sein, und es wird meist auch bei der Bedienung etwas größeres technisches Verständnis vorhanden sein als bei der Einzelfeuerung. Bei mittleren und kleineren Heizungsanlagen wird meist Koks verbrannt, wodurch eine rauch- und rußfreie Feuerung gewährleistet ist. Ein weiterer Vorteil der Zentralisierung der Feuerung liegt in dem Fortfall aller Brennstoff- und Ascheförderung in den Zimmern. Hervorzuheben ist ferner der geringe Platzbedarf der Heizkörper und die große Einfachheit ihrer Bedienung. Angenehm empfunden wird die Möglichkeit, Treppe, Vorraum, Badezimmer usw. bequem mit Heizung versehen zu können.

### II. Bauelemente der Warmwasser- und Dampfheizungen.

#### A. Kessel der Heizungsanlagen.

##### 1. Gußeiserne Gliederkessel.

Der erste und sehr zweckmäßig eingerichtete Kessel dieser Art ist durch Ingenieur Strebel († 1898) gebaut worden. Seine Leitgedanken waren: Schaffung eines Massenerzeugnisses — Anwendung des billigen Gußeisens — Bildung von

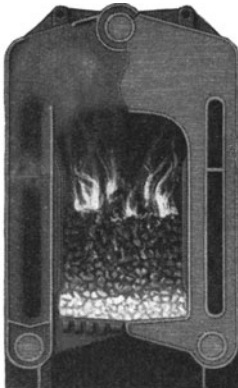


Abb. 22.  
Oberer Abbrand.

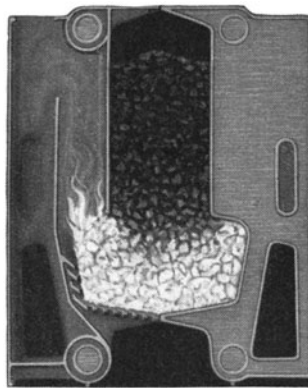


Abb. 23.  
Unterer Abbrand.

Kesseln verschiedener Heizflächen-größe durch Aneinanderreihen gleichartiger Glieder — Vermeidung der Kesseleinmauerung — kleiner Platzbedarf bei geringer Höhe — Erzielung eines Dauerbetriebes bei möglichst seltener und einfacher Bedienung und Erzwingung eines wirtschaftlichen, rauch- und rußlosen Betriebes.

Die Notwendigkeit, einen bequemen Dauerbetrieb auch mit ungeschultem Heizer durchführen zu können, ist der Grund, weshalb die meisten Feuerungen der Guß-

kessel auf gasarmen Brennstoff, also vor allem Koks, eingestellt sind. Man unterscheidet Kessel mit unterem Abbrand und Kessel mit oberem Abbrand. Bei oberem Abbrand durchstreichen gemäß Abb. 22 die Verbrennungsgase den ganzen Brennstoffschacht von unten nach oben, erhitzen somit die im oberen Teil des Schachtes befindlichen Brennstoffvorräte, so daß auch diese meist ins Glühen geraten. Die Verbrennungsgase verlassen den Brennstoffschacht oben, daher der Name oberer Ab-

brand, und gelangen dann erst an die wasserbespülten Heizflächen. Bei dem Kessel mit unterem Abbrand Abb. 23 wird der Brennstoffvorrat nicht von den Heizgasen durchströmt, so daß er bei geordnetem Betrieb niemals zum Glühen kommt. Die Heizgase werden im unteren Teile des Brennstoffschachtes durch seitliche Kanäle abgeleitet. Der feuerungstechnische Vorteil besteht im Vergleich zum oberen Abbrand in der konstanten Höhe der Glühschicht und damit in einem konstanten Strömungswiderstand für die Verbrennungsgase.

Die Kessel werden hinsichtlich der Größe ihrer Heizfläche in Gruppen geteilt. Leider ist die Abgrenzung dieser Gruppen und die Bezeichnung der einzelnen Kesseltypen bei den verschiedenen Firmen ziemlich verschieden und meist recht unübersichtlich. Die nachstehende Zusammenstellung kann darum nur als ungefähre Anhalt dienen. Man unterscheidet:

Zimmerkessel	bis 3 m <sup>2</sup>	Heizfläche,
Kleinkessel	„ 5 m <sup>2</sup>	„
Normalkessel	je nach Gliederzahl	3—15 m <sup>2</sup>
Mittelkessel	„ „	10—30 m <sup>2</sup>
Großkessel	„ „	20—50 m <sup>2</sup>

Die Zimmer- und Kleinkessel werden stets mit oberem Abbrand, die Großkessel stets mit unterem Abbrand ausgeführt. Bei den zwischenliegenden Größen, den Normalkesseln und den Mittelkesseln sind beide Feuerungsarten vertreten.

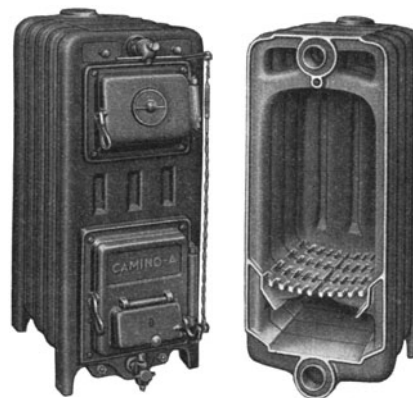


Abb. 24. Zimmerkessel.

a) Zimmerkessel und Kleinkessel.

Eine Bauart dieses Kessels zeigt Abb. 24. Die Zimmerkessel finden für Stockwerksheizungen (vgl. S. 69) Verwendung, die Kleinkessel für die Heizungsanlagen von kleinen Gebäuden und für Warmwasserbereitungen.

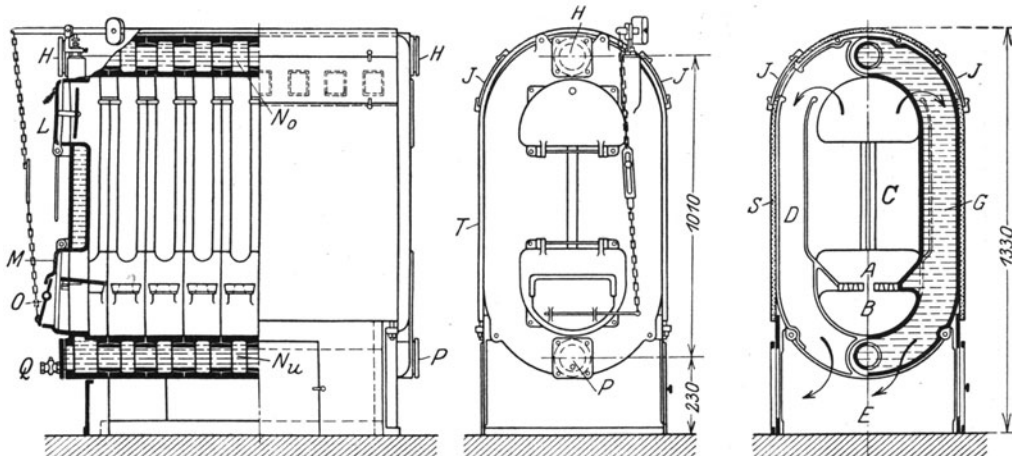
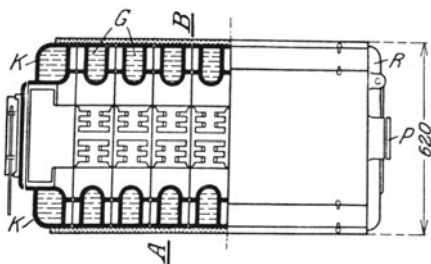


Abb. 25. Gußeiserner Gliederkessel.

b) Normalkessel.

Die Abb. 25 stellt den obenerwähnten Strebel-Originalkessel dar. Er besteht hier z. B. aus 8 gleichartigen Mittelgliedern. Jedes dieser Glieder weist alle Teile eines Kessels in sich auf, und zwar: A Rost, B Aschfall,





*C* Füllschacht, *D* Rauchzüge, *E* Abgassammelraum, von dem der Fuchs entweder links, rechts oder unten abgeht. Das abgekühlte Wasser kommt bei *P* aus der Leitung zurück, strömt durch die untere Nippelreihe *N<sub>u</sub>*, gelangt durch die hohlen Kesselglieder *G* im Gegenstrom zu den durch *D* streichenden Abgasen nach der oberen Nippelreihe *N<sub>o</sub>* und von dieser bei *H* (entweder am Vorder- oder am Endglied) in den Vorlauf der Heizung. Der Kessel weist bei *J* zwei Öffnungen auf, durch die die Reinigung der Rauchzüge *D*, selbst im Betriebe, möglich ist. Die Mittelglieder erhalten ein Vorderglied *K* angesetzt, das die Schüttür *L* für den Brennstoffeinwurf, die Schür- und Aschtür *M*, die Frischluftklappe *O*, die An-

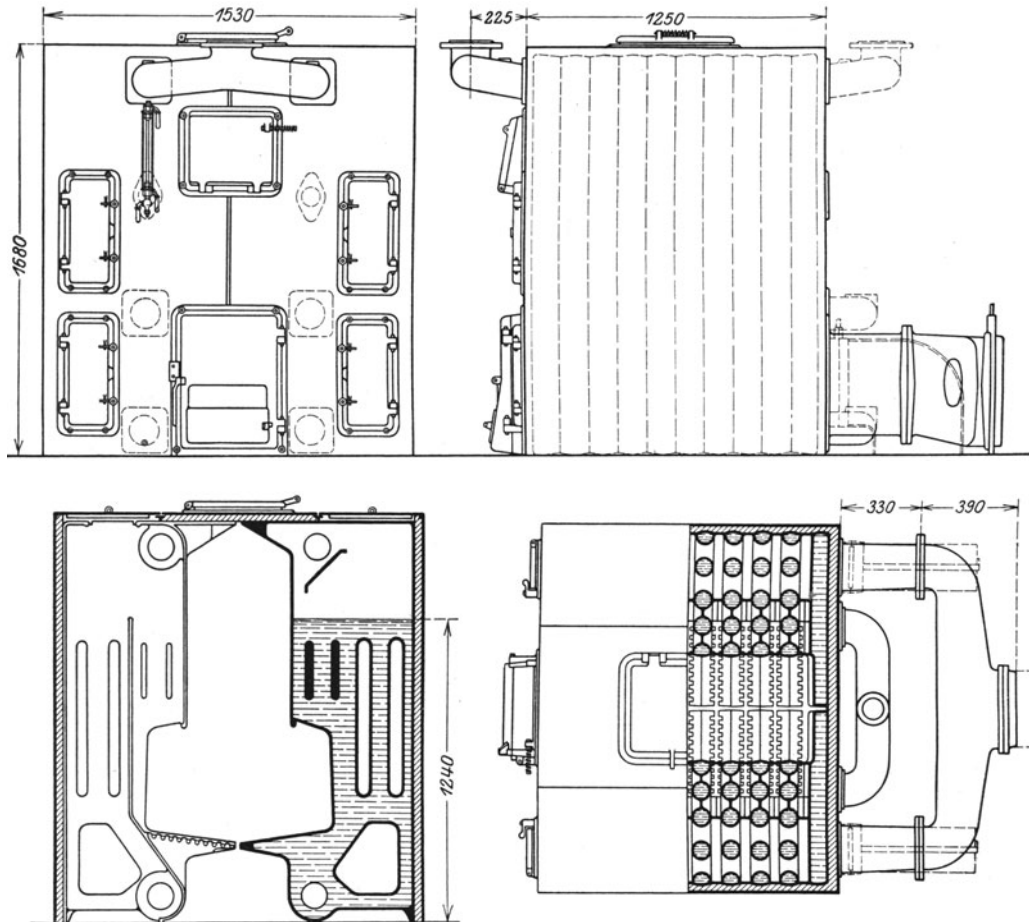


Abb. 26. Großkessel.

schlüsse *H* bzw. *P* für Heizwasser und schließlich den Füll- oder Entleerhahn *Q* enthält. In ähnlicher Weise bekommt der Kessel rückwärts das Endglied *R*, das die zweiten Anschlußstutzen für die Heizung (*H* bzw. *P*) aufweist.

Sämtliche Glieder werden durch konische Nippel verbunden, die, durch starke Pressen eingedrückt, metallisch dichten. Der Kessel wird ohne Einmauerung aufgestellt und vor Wärmeverlusten durch eine Schutzschicht *S* bewahrt. Ein Blechmantel *T* schließt den Kessel nach außen sauber ab. Durch Veränderung der Anzahl der Mittelglieder entstehen Kessel von verschiedener Größe.

### c) Mittel- und Großkessel.

Alle Großkessel und auch die meisten Mittelkessel erhalten außer der Tür in der Vorderwand noch eine obere Schüttöffnung, so daß die Beschickung gegebenenfalls

durch kleine Rollwagen oder Hängewagen von oben erfolgen kann. Ferner werden die einzelnen Kesselglieder nicht als geschlossene wasserführende Ringe in einem Gußstück ausgeführt, sondern jedes Kesselglied besteht aus zwei völlig getrennten Hälften, wie das Abb. 26 bei einem Großkessel für Niederdruckdampfheizung zeigt.

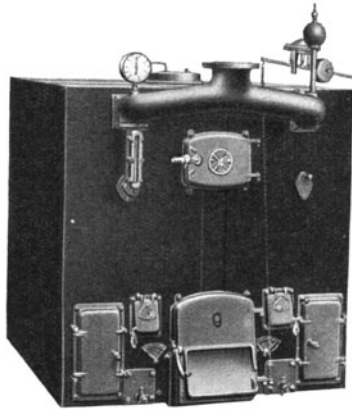


Abb. 27a. Vorderansicht.

Am unteren Teil der Rückseite des Kessels ist ein Verteilungsstück angebracht, welches das Kondensat oder das Rücklaufwasser beiden Kesselhälften getrennt zuführt. In gleicher Weise ist im oberen Teile des Vordergliedes oder des Rückgliedes ein Sammelstutzen angeschraubt, der aus beiden Kesselhälften zu einer gemeinsamen Vorlaufleitung führt. Jede Kesselgliedhälfte trägt die Hälfte des Rostes, welcher bei den meisten Bauarten als wassergekühlter Rost ausgebildet ist.

Die Abb. 27a bis c zeigen die Ansicht eines Großkessels. Abb. 27a gibt die Vorderansicht des Kessels mit seiner Ausrüstung,

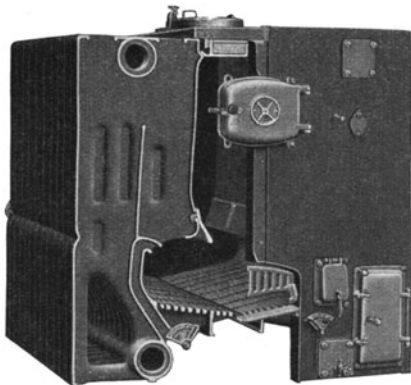


Abb. 27b. Vorderansicht — teilweise geöffnet.

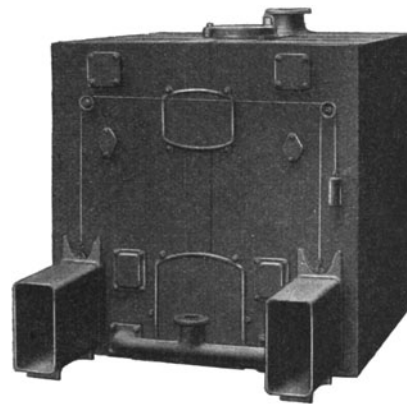


Abb. 27c. Rückansicht.

Abb. 27c die Rückansicht mit dem Anschluß der beiden Kesselhälften an den Fuchs. Auch die beiden gemeinsam verstellbaren Rauchgasschieber sind zu erkennen.

#### d) Bauarten für gashaltige Brennstoffe.

Kohle und Braunkohlenbrikett verbrennen wegen ihres Gasgehaltes unter Flammenbildung. Sie brauchen außer der Unterluft, die durch den Rost von unten her ins Brennstoffbett gelangt, auch noch Oberluft, die dicht oberhalb des Brennstoffbettes zugeführt werden muß. Ein gleiches kann auch bei gasarmen Brennstoffen notwendig werden, wenn größere Mengen Kohlenoxyd aus dem Brennstoffbett austreten.

Der in den Abb. 27 dargestellte Kessel ist ein als Kohlenkessel bezeichneter Allesbrenner. Die Abb. 27b zeigt links vom Rost den Oberluftkanal. Die Regelung der Oberluftmenge erfolgt durch einen Drehschieber, der am unteren Ende des Kanales sitzt.

Bei anderen Kesselbauarten erfolgt die Regelung durch eine Schieberstange, die am oberen Ende des Kanales sitzt. Abb. 28 zeigt, vom Kesselinneren aus gesehen, die Reihe der Ausstromschlitze und den Schlitzschieber.

Wesentlich anders ist die Oberluftzuführung bei den Kesseln nach Abb. 29a und Abb. 29b. Die Oberluft tritt hier nicht unten durch die Aschfalltüre ein, sondern völlig getrennt von der Unterluft durch die beiden regelbaren Eintrittsöffnungen  $A_1$  und  $A_2$  in der Stirnwand des Kessels. Sie gelangt dann bei  $B_1$  und  $B_2$  in der Nähe des Vorratsschachtes von oben her auf das Brennstoffbett.

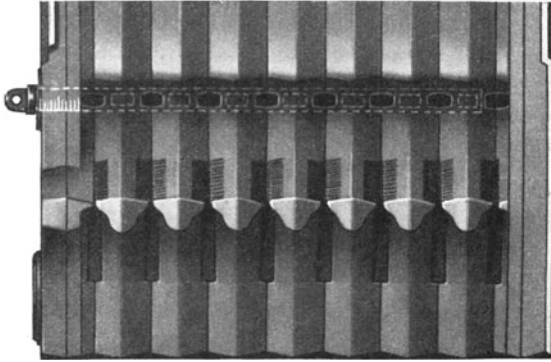


Abb. 28. Kohlekessel mit Oberluftzuführung.

## 2. Schmiedeeiserne Kessel.

Bei sehr großen Anlagen werden schmiedeeiserne genietete Kessel verwendet, deren Bauart im allgemeinen den Hochdruckdampfkesseln entspricht<sup>1</sup>. Die Ausrüstung der Kessel ist bei Niederdruckdampfkesseln die gleiche wie bei Hochdruckdampfkesseln, nur tritt an Stelle des Sicherheitsventils das Standrohr; bei Warmwasserkesseln fallen Sicherheitsventil, Wasserstandrohr und Probierhahn fort.

Bei dem Entwurf einer größeren Kesselanlage wird man meist von der Wahl des Brennstoffes ausgehen, indem man unter Berücksichtigung von Zechenpreis, Frachtkosten, Heizwert und anderen feuerungstechnischen Eigenschaften die bei den örtlichen Verhältnissen wirtschaftlichste Brennstoffart bestimmt. Ferner hat man sich zu entscheiden, ob man eine selbsttätige Feuerung oder Handbeschickung vorsehen will.

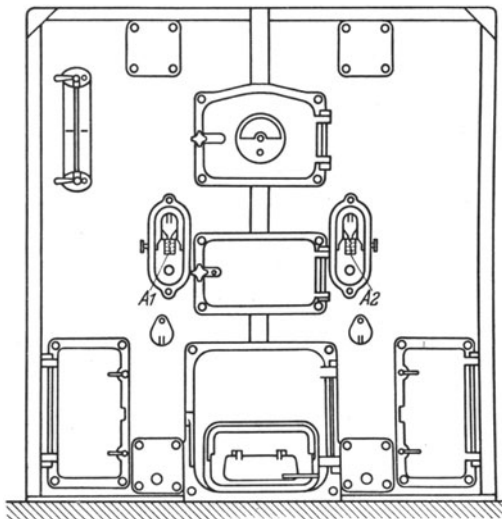


Abb. 29a.

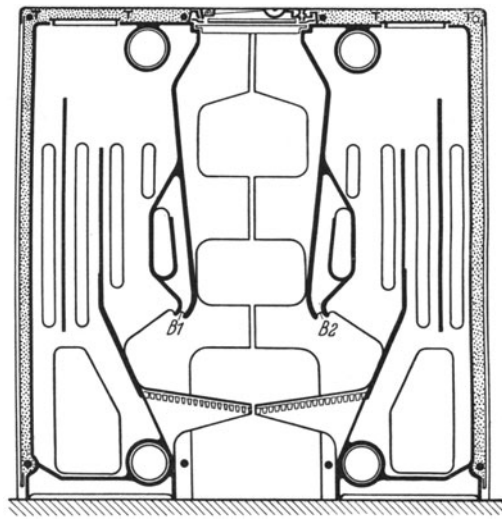


Abb. 29b.

Kohlekessel mit Oberluftzuführung.

Nun erst kommt die Wahl der Kesselbauart. Hierfür ist außer den Anforderungen der Feuerung die Betriebsweise der Anlage maßgebend. Soll die Anlage plötzlichen starken Schwankungen im Wärmebedarf rasch folgen können, so verwendet man Kessel mit geringem Wasserraum, z. B. Wasserrohrkessel. Da aber solche Kessel ein geringes Speichervermögen haben, erfordern sie ständige und auf-

<sup>1</sup> Schulze, R.: Kleindampfkessel. Z. VDI 1935, S. 280. — Schmidt, O.: Kleinkessel verlangen Beachtung. Arch. Wärmewirtsch. 1935, S. 58.

merksame Bedienung oder selbsttätige Feuerungsregelung. Dort, wo die Schwankungen nur kurze Zeit anhalten, ist es darum meist zweckmäßig, den entgegengesetzten Weg zu gehen und der Kesselanlage große Trägheit zu verleihen, indem man Kessel mit großem Wasserraum, also Flammrohrkessel, Siederohrkessel und ähnliche Bauarten verwendet.

## B. Kessel- und Koksräume.

Unter dem Titel „Anforderungen an zweckmäßige Heiz- und Brennstoffräume“ hat der Ausschuß für Betriebsfragen im Verein Deutscher Heizungs-Ingenieure im Jahre 1937 Richtlinien<sup>1</sup> aufgestellt, deren Zweck die nachstehenden Zeilen erläutern:

„Für die Planung zentral beheizter großer Bauten braucht der Architekt schon bei einem sehr frühen Stand des Entwurfs Unterlagen für die Lage, Größe und bauliche Ausführung des Heiz- und Brennstoffraumes. Die zahlreichen Anlagen mit unzulänglichen Heizräumen bringen den Beweis, daß das Wissen um die notwendigen Anforderungen noch durchaus nicht allgemein ist. Der vom VDHI eingesetzte Betriebsausschuß hat es daher als seine erste Aufgabe angesehen, die nachfolgenden Richtlinien festzulegen, die dem Architekten den notwendigen Anhalt dafür geben sollen. Darüber hinaus sollen sie dem entwerfenden Heizungsingenieur, dem häufig die Anforderungen der Betriebsführung fern liegen, die Einzelheiten der technischen Ausführung zeigen, auf die es zur Erzielung eines wirtschaftlichen Betriebes ankommt.“

Da ein wirtschaftlicher Betrieb nur bei zweckmäßig angelegten und ausgestatteten Heizräumen durchführbar ist, ist es wünschenswert, daß diese Richtlinien allen Bauvorhaben zugrunde gelegt werden. Eine Sonderveröffentlichung dieser Anforderungen mit einer großen Zahl von Ausführungsbeispielen wird im VDI-Verlag erscheinen.

### 1. Überschlägige Berechnung der Kessel und Unterteilung der Kesselheizfläche.

Zahl und Größe der Kessel bilden die Grundlage für die Bemessung und Gestaltung des Kesselraumes.

Über die genaue Berechnung der erforderlichen Kesselheizfläche vgl. man II. Teil, S. 132. Für eine überschlägige Berechnung der Kesselgröße und daran anschließend der Größe des Kesselraumes und des Koksragers geht man von der Erfahrungstatsache aus, daß für mittlere und größere Gebäude bei guter Bauausführung und gewöhnlichen Verhältnissen auf 1 m<sup>3</sup> beheizten Raum ein Wärmebedarf von etwa 40 kcal/h zu rechnen ist. Der gesamte stündliche Wärmebedarf  $Q$  des Gebäudes ergibt sich also durch eine einfache Multiplikation.

Nimmt man ferner an, daß 1 m<sup>2</sup> Kesselheizfläche unter ungünstigen Umständen und mit Rücksicht auf spätere Erweiterungen 4000 kcal/h nutzbar leistet, so erhält man die erforderliche Kesselheizfläche  $F$  aus der Beziehung:

$$F = \frac{Q}{4000} \text{ m}^2.$$

Man hat nun zu entscheiden, auf wieviel Kessel man diese Heizfläche verteilen will. Ist die Anlage so klein, daß nur ein Kessel möglich ist, so ist die Anpassung des Betriebes an Schwankungen im Wärmebedarf schwierig. Damit nicht der Kessel für die Mehrzahl der Wintertage unnötig groß und damit unwirtschaftlich im Betriebe wird, wählt man die Kesselgröße etwas kleiner als errechnet und schafft während der wenigen Tage strenger Kälte die nötige Leistung durch Überlastung des Kessels.

Bei zwei Kesseln hat man früher die erforderliche Heizfläche  $F$  derart unterteilt, daß man einen Kessel mit  $\frac{1}{3} F$ , den anderen mit  $\frac{2}{3} F$  ausführte. Man konnte dadurch bei mildem Wetter den ersten, bei tieferer Außentemperatur den zweiten und bei strenger Kälte beide Kessel zusammen benutzen. Diesem Vorteil steht aber der erhebliche Nachteil gegenüber, daß bei Schadhafwerden des größeren Kessels der

<sup>1</sup> Heizg. u. Lüftg. 1937, S. 177. — Vgl. auch Anhang S. 278.

kleinere auch bei Überlastung nicht in der Lage ist, die erforderliche Wärme zu schaffen. Man zieht daher meistens vor, zwei gleich große Kessel vorzusehen, von denen jeder für zwei Drittel des gesamten Wärmebedarfes ausgelegt ist. Man erreicht so den Vorteil, daß für den größten Teil der Heizzeit ein Kessel mit günstigster Belastung läuft und daß bei Ausfallen eines Kessels in Zeiten stärksten Frostes der andere zur Not die Heizung allein übernehmen kann.

Die beste Unterteilung der Kessel ist bei größeren Anlagen möglich, welche drei gleich große Einheiten zu bilden gestatten. Zwei von diesen sind dann bei noch annehmbarer Überbelastung imstande, die insgesamt nötige Wärmeleistung zu erreichen.

## 2. Größe und Ausstattung des Kesselraumes.

Die Abb. 30 gibt ein Beispiel für die Platzeinteilung in einem Kesselraum. Hierbei können für die Länge  $L$  und die Breite  $B$  eines Kessels die nebenstehenden Werte als erster Anhalt dienen.

Kesselheizfläche m <sup>2</sup>	$B$ m	$L$ m
3 bis 10	0,8	0,7 bis 1,40
11 „ 20	1,0	0,9 „ 1,60
21 „ 45	1,5	1,2 „ 2,0

Schadhaftwerden des mittleren Kessels auch einer der beiden anderen außer Betrieb gesetzt werden muß. Die Kessel sind ferner so aufzustellen, daß sie dem Fenster gegenüberstehen, damit die Kesselvorderseite gut beleuchtet ist. Der Schornstein soll möglichst nahe beim Kessel liegen, da ein langer Fuchs zu Störungen der verschiedensten Art Veranlassung geben kann. Beim Fuchs muß für eine genügende Zahl leicht zugänglicher Reinigungsöffnungen gesorgt werden. Die Hauptreinigungsöffnung  $R_1$  ist möglichst an die Stirnseite des Fuchses zu legen.

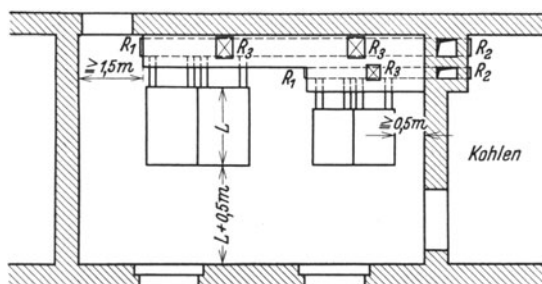


Abb. 30. Anordnung im Kesselraum.

Wenn irgend zugänglich, sind die Kessel in Gruppen zu zweien anzuordnen. Die häufig anzutreffende Aufstellung von drei Kesseln in einer Gruppe hat den Nachteil, daß bei

Damit die Reinigungsarbeit bequem ausgeführt werden kann, muß der Abstand zur nächsten Wand mindestens  $1\frac{1}{2}$  m betragen. Die gegenüberliegende Reinigungsöffnung  $R_2$ , die im Schornstein angebracht ist, dient zugleich zum Anschüren eines Lockfeuers. Reinigungsöffnungen  $R_3$  in der oberen Seite des Fuchses sind nicht bequem, lassen sich aber oft nicht vermeiden. Für den Abstand der Kesselrückseite vom Fuchs sind

die Maße, die in den Katalogen der Firmen über die Rauchrohre angegeben sind, zu beachten. Beim ersten Entwurf werden diese Maße meist unterschätzt, wodurch nachträglich Schwierigkeiten bei Unterbringung des Fuchses entstehen.

Für die **Schornsteine** von Zentralheizungsanlagen gelten sinngemäß dieselben Gesichtspunkte wie für die kleineren Schornsteine von Kachelöfen und Herden (s. S. 10 bis 13). Zufolge behördlicher Bestimmungen dürfen die Abgase irgendwelcher anderer Feuerung, z. B. von Zimmeröfen, Herden oder gewerblichen Feuerungen nicht in die Schornsteine von Zentralheizungsanlagen eingeleitet werden.

Die baupolizeilichen Bestimmungen verlangen vielfach, daß jeder Kessel einen eigenen Schornstein bekommen soll, jedoch ist die Baupolizei bereit, von dieser Forderung abzugehen, wenn ihr einwandfreie Vorschläge für die Zusammenfassung von Feuerungen gemacht werden. Bei großen Anlagen mit sehr vielen Kesseln empfiehlt es sich, drei, vier oder mehr Gruppen zu bilden, indem man einige Kessel

zu einer Einheit vereint und dieser einen gemeinsamen Schornstein gibt. Bei mittelgroßen Anlagen ist es zweckmäßig, eine Drei- oder Zweiteilung der Schornsteinanlage anzustreben, wie das schon bei der Aufteilung der Heizfläche besprochen wurde (s. S. 25). Der Kessel der Warmwasserversorgungsanlage soll stets einen eigenen Schornstein bekommen.

Für die Berechnung der Schornsteinweite legt man meist die nachstehende Gleichung zugrunde:

$$f(\text{m}^2) = \frac{1}{1200} \cdot \frac{\text{stündl. Rauchgasgewicht (in kg)}}{\sqrt{\text{Höhe des Schornsteins (in m)}}.$$

Zur Bestimmung des Rauchgasgewichtes kann die Zahlentafel 3 S. 258 verwendet werden. Der Zahlenwert  $\frac{1}{1200}$  entspricht mittleren Verhältnissen. Er muß erhöht werden bis auf  $\frac{1}{900}$ , wenn der Fuchs sehr viele Richtungs- und Querschnittsänderungen aufweist, wenn die Kesselbauart außergewöhnlich hohen Zug verlangt oder wenn andere ungünstige Umstände vorliegen. Bei außergewöhnlich günstigen Verhältnissen darf der Wert gegebenenfalls bis auf  $\frac{1}{1500}$  herabgesetzt werden.

Besondere Beachtung erfordert in jedem Falle die Lüftungsfrage. In erster Linie ist dafür zu sorgen, daß die Luft, die das Feuer braucht, in den Kesselraum eintreten kann. Bei kleinen Anlagen bis zu etwa 1000 m<sup>3</sup> beheiztem Raum genügt eine Öffnung von etwa 1 dm<sup>2</sup>. Sie muß unverschließbar sein, kann im Fenster, in der Außenwand oder in der nach dem Vorraum gelegenen Innenwand angebracht sein. Bei größeren Anlagen, bei denen sich der Heizer länger oder ständig im Kesselhaus aufzuhalten hat, würde er die Luftzufuhr auf diesem Wege als Zug empfinden und erfahrungsgemäß die Öffnung sehr bald zustopfen. Es ist deshalb bei größeren Anlagen ein besonderer Zugluftkanal erforderlich, der bis hinter die Kessel führen muß, so daß die Luft hier vorgewärmt wird. Für je 500 m<sup>3</sup> beheizten Raum ist 1 dm<sup>2</sup> freier Kanalquerschnitt zu rechnen.

Ein Abluftschacht ist bei kleineren Anlagen nicht notwendig (vgl. Lüftungsgrundsätze VDI-Verlag, S. 14), sofern nicht baupolizeiliche Vorschriften ihn verlangen. Bei großen Anlagen von etwa 2000 m<sup>2</sup> beheiztem Raum an ist dagegen ein Abluftschacht erforderlich, der neben oder zwischen dem Schornstein liegen soll. Der Querschnitt des Abluftschachtes soll ein Viertel des gesamten Schornsteinquerschnittes betragen. Die Abzugsöffnung muß in Deckennähe angeordnet sein.

Um bei **Entleerungen** der Anlage das heiße Wasser nicht unmittelbar in die Kanalanlage leiten zu müssen (oft polizeilich verboten), sind am besten Kühlgruben anzulegen, deren Größe dem Wasserinhalt der Anlage entsprechen muß.

**Schaltplatz.** Bei größeren Anlagen ist im Kesselhaus oder in der Nähe desselben ein Schaltplatz vorzusehen, der die Vorlauf- und Rücklaufverteiler, die Fern- und gewöhnlichen Thermometer, die Anlasser und Fernsteller für die Lüftung und alle sonstigen, für die übersichtliche Betriebsführung von Fall zu Fall erforderlichen Einrichtungen enthalten soll.

### 3. Kokslager.

Der Brennstoffraum ist so groß wie irgend möglich zu bemessen, denn die hierfür aufgewendeten Kosten machen sich dadurch reichlich bezahlt, daß erhebliche Koks mengen im Sommer trocken und billiger eingekauft werden können. Es hängt von der Art des Gebäudes, insbesondere von der sonstigen Zweckbestimmung der Kellerräumlichkeiten ab, wie groß man den Brennstoffraum tatsächlich ausführen kann. Im allgemeinen wird man die Lagerung eines 2 monatigen Bedarfes anstreben. Der Lagerraum soll für eine Schütthöhe von 1,5 m bis höchstens 2,0 m vorgesehen und durch Verschläge so abgeteilt sein, daß gleiche und bekannte Raummaße entstehen. Damit kann der Benutzer der Anlage, falls Raumteil um Raumteil entleert wird, mit einem Blick die noch vorhandenen Brennstoffmengen abschätzen.

Um die Größe des Brennstoffraumes zu bemessen, geht man von dem stündlichen Wärmebedarf  $Q$  des Gebäudes aus, wie man ihn schon für die Bemessung der Kesselheizfläche ermittelt hat. Man braucht zur Lagerung des Koks-vorrates für einen außergewöhnlich kalten Tag bei 1,5 m Schütthöhe eine Bodenfläche  $= \frac{Q}{100\,000} \text{ m}^2$ . Für die kalten Wintermonate Januar oder Februar rechnet man etwa mit dem 20fachen Betrag, für eine halbe Jahresrate etwa mit dem 50fachen Betrag dieser Fläche.

Der Koksraum liegt bei kleineren Kesseln, die vorn beschickt werden, in der gleichen Höhe wie der Kesselraum. Bei größeren Anlagen hat sich infolge ihrer Einfachheit die Beschickung von oben eingebürgert. Hierbei wird die Sohle des Koksraumes meist in der Höhe der Kesseloberkante angeordnet. Oftmals ist es durch Anwendung einfacher Hängebahnen möglich, zweckmäßige Anordnungen zu schaffen.

#### 4. Lage des Kesselraumes im Gebäude.

Bei der Bearbeitung größerer Bauvorhaben soll der Architekt den Kesselraum schon in einem möglichst frühen Stadium des Vorprojektes festlegen, da eine Verlegung in einem späteren Stadium der Projektierung meist mit Nachteilen erkaufte werden muß.

Mit Hilfe der Überschlagsrechnungen wird zuerst der voraussichtliche Platzbedarf von Kessel- und Koksraum errechnet, und dann die geeignete Stelle im Grundriß des Gebäudes ausgewählt. Vor allem ist zu beachten, daß der Betrieb der Heizungsanlage, insbesondere das Anfahren des Kokes und das Aufladen der Schlacke den übrigen Gebäudebetrieb nicht stören darf. Gleichzeitig ist auf eine in bautechnischer und heiztechnischer Hinsicht einwandfreie Schornsteinanlage Rücksicht zu nehmen. Hierzu gehören: kurzer Fuchs, gerade Hochführung des Schornsteines ohne alle Knickung und richtige Lage der Schornsteinausmündung über Dach.

Gegenüber diesen beiden Forderungen einer bequemen Koksanhfuhr und einer einwandfreien Schornsteinanlage treten andere Rücksichten, wie etwa eine zentrale Lage des Kesselhauses zwecks Verkürzung der Leitungen völlig zurück.

#### 5. Kokswahl<sup>1</sup>.

Die Wahl der Koksart, ob Gas- oder Zechenkoks, ob von diesem oder jenem Revier usw., hängt von der Kesselbauart, der Art des Heizungsbetriebes, dem Kokspreise einschließlich Frachtkosten und von anderen Umständen ab.

Von besonderer Wichtigkeit ist die richtige Wahl der Korngröße. Die untenstehende Tabelle über Kokskörnung gilt allgemein für Gaskoks und für viele Sorten Zechenkoks.

Bezeichnung der Korngrößen	Siebung
Brechkok I . . .	über 50 mm
Brechkok II . . .	von 40—60 mm
Brechkok III . . .	von 20—40 mm
Perlkoks . . . . .	von 10—20 mm
Koksgrus . . . . .	bis 10 mm

Die Wahl der Korngröße wird durch die Höhe der Glühschicht sowie durch die Größe der Kessel- bzw. Rostgröße bestimmt. Bei Kesseln mit oberem Abbrand rechnet man die Glühschichthöhe von Oberkante Rost bis Unterkante Fülltür, bei Kesseln mit unterem Abbrand von Oberkante Rost bis Unterkante Füllschacht. Nachstehend sind in der Barlachschen Tabelle die Korngrößen von Ruhr-Zechenkoks für Kesselheizflächen von 0,5—50 m<sup>2</sup> in Abhängigkeit von der Glühschichthöhe angegeben.

<sup>1</sup> Barlach, H.: Bessere Brennstoffausnutzung bei Zentralheizungen. Wärmewirtsch. im Städtebau u. Siedlungswes. Jg. 10 (1937), S. 111.

Barlachsche Tabelle

zur Bestimmung der Korngröße von Ruhr-Brechkoks für gußeiserne Kokskessel von 0,5 bis 50 m<sup>2</sup> Heizfläche mit 100 bis 600 mm Glutschichthöhe, gültig für Dampf- und Wasserkessel mit oberem und unterem Abbrand bei Heizleistungen von 7000 bis 8000 kcal/m<sup>2</sup> h und für Stockwerkskessel usw. von 12000 kcal/m<sup>2</sup> h.

Spalte 1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24					
Reihe 1	Höhe der Glutschicht in Millimetern	Körnung		Kesselheizfläche in Quadratmetern bei 7000—8000 kcal/m <sup>2</sup> h Leistung																		Körnung						
		Brechkoks	in Millimetern	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	6	8	10	12	16	20	25	30	35	40	45	50	in Millimetern	Brechkoks				
				bei 12000 kcal/m <sup>2</sup> h Leistung																								
mittlere Korngröße in mm																												
2	100	IV	10—20	10	10	11	11	11	11	12	12	13	14	14	15	16	17	19	19	19	20	20	15—30	III				
3	150		10—20	15	16	16	16	17	17	18	19	20	21	22	23	24	26	27	28	29	29	30	20—40					
4	200	III	15—30	20	21	21	22	22	22	23	25	26	28	29	31	33	34	36	38	41	43	45	47	48	49	50	30—50	II
5	250		15—30	25	26	27	27	28	28	29	31	33	35	36	38	41	43	45	47	48	49	50	40—60					
6	300		20—40	30	31	32	33	34	34	35	37	40	41	43	46	50	51	54	56	58	59	60	50—80					
7	350	II	20—40	35	36	37	38	39	40	41	43	46	48	50	54	57	60	63	66	67	69	70	60—90	I				
8	400		30—50	40	42	43	44	45	46	47	50	52	55	57	61	65	68	72	75	77	78	80	70—100					
9	450	I	30—50	45	47	48	49	50	51	53	56	59	62	64	69	73	77	81	85	86	88	90	70—100					
10	500		40—60	50	52	53	54	56	57	59	62	66	69	72	77	81	86	90	94	96	98	100	80—120					
11	550		40—60	55	57	58	60	62	63	64	68	72	76	79	84	89	94	99	103	106	109	110	80—120					
12	600	I	50—80	60	62	64	65	67	68	70	74	79	83	86	92	97	103	108	113	115	118	120	80—120					

Bei langsambrennendem Koks wählt man die Körnung . . . . . 10 bis 20 vH kleiner  
 Bei schnellbrennendem Koks wählt man die Körnung . . . . . 10 bis 30 vH größer  
 Bei Feuerungen mit Schamotteausmauerung wählt man die Körnung 20 bis 40 vH größer

C. Heizkörper.

1. Heizkörperformen.

a) Rohrheizkörper.

Eine mehrfach in der Nähe des Fußbodens hin und her geführte Rohrleitung (Abb. 31) stellt eine einfache und gute Heizfläche dar. Die Rohre weisen hohe Wärmeabgabe unter starkem Anteil der Strahlung auf, und sie lassen sich einfach und gut reinigen. Die Rohrheizschlange ist eine der ältesten Heizkörperformen.

Eine Abart ist das Rohrregister (Abb. 32), bei dem meh-

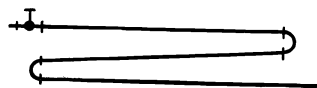


Abb. 31. Rohrheizschlange.

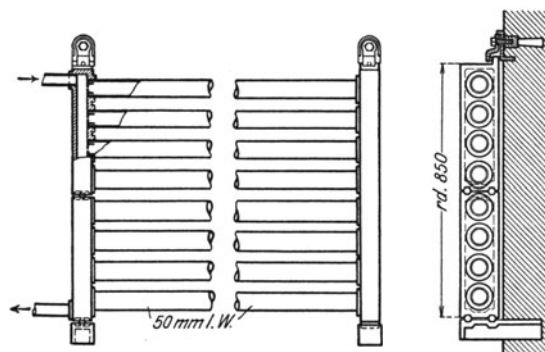


Abb. 32. Rohrregister.

rere Rohre durch Endkästen zu einer Einheit verbunden werden. Auch stehende Rohrregister finden Anwendung.

Sowohl Heizschlange als Rohrregister galten in den letzten Jahrzehnten im wesentlichen als veraltet und wurden nur mehr dort verwendet, wo aus Platzgründen



eine außergewöhnlich geringe Bautiefe verlangt wurde. Seit kurzem kommen sie aber wieder stark in Aufnahme, und zwar durch eine Neuerung im Bauwesen. Viele unserer neuen Büro- und Geschäftshäuser haben statt getrennt liegender Fenster durchlaufende Fensterbänder. Damit entsteht im Innenraum die durchlaufende glatte Fensterbank, und es fehlt die Fensternische für die Aufstellung des Heizkörpers. Eine richtige Wärmeverteilung im Raum verlangt ferner statt getrennt liegender Einzelheizkörper eine über die ganze Fensterwand durchlaufende Heizfläche. Für Räume mit Fensterbändern ist der Rohrheizkörper die gegebene Heizkörperform.

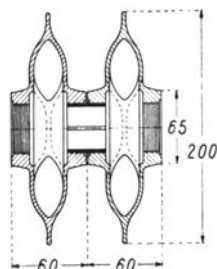


Abb. 33. Nippelverbindung.

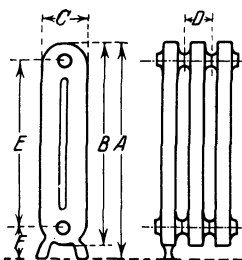


Abb. 34. Maßbezeichnung an Heizkörpern.

Bezeichnung:  
 A = Fußgliedhöhe, B = Mittelgliedhöhe, C = Tiefe, D = Baulänge, E = Nabenabstand, F = untere Nabenhöhe.

Gußeiserne Rippenrohre finden wegen ihres Aussehens und ihrer schlechten Reinigungsmöglichkeiten nur für untergeordnete Räume Verwendung.

### b) Gliederheizkörper (Radiatoren).

Der Leitgedanke bei ihrer Erfindung war die Schaffung eines Massenerzeugnisses, das durch Aneinanderfügen gleicher Glieder Heizkörper beliebig großer Fläche ergibt.

Die Verbindung der einzelnen Glieder erfolgt nach Abb. 33 durch Nippel, die mit zylindrischem oder konischem Rechts- und Linksgewinde versehen sind und die Abdichtung metallisch herbeiführen.

Für die Abmessungen der Gliederheizkörper sind nachstehende Bezeichnungen üblich (Abb. 34).

Um die Unzahl von Modellen, die früher hergestellt und auf Lager gehalten werden mußten, zu beschränken, wurden durch den deutschen Normenausschuß die Hauptmaße der Gliederheizkörper festgelegt. Es gibt heute nur mehr die vier Höhen mit den Nabenabständen:

300 mm: vor niedrigen Fensterbrüstungen, z. B. bei Schaufenstern,

500 mm: vor normalen Fensterbrüstungen (von etwa 800 mm Höhe),

600 mm: vor höheren Fensterbrüstungen und an Innenwänden,

1000 mm: an Innenwänden.

Weitere Einzelheiten, wie Bautiefen, Baulängen, Anschlußgewinde usw. sind aus den Normblättern zu ersehen:

DIN 4720 „Gußeiserne Gliederheizkörper (Radiatoren)“,

DIN 4722 „Stahlgliederheizkörper (Stahlradiatoren)“.

Eine weitere Vereinheitlichung erfolgte bei den gußeisernen Gliederheizkörpern durch eine freiwillige Vereinbarung der Herstellerfirmen. Es gibt künftig nur mehr ein Modell, das zur Unterscheidung von den früheren Bauarten als „glattes Normalmodell mit ein bis drei wasserführenden Kanälen“ bezeichnet wird (vgl. Abb. 35).



Abb. 35. Glattes Normalmodell.

Bei den Stahlgliederheizkörpern war eine so weitgehende Vereinheitlichung noch nicht durchführbar. Man hört vielfach die Ansicht, daß die schmiedeisernen Radiatoren infolge ihrer geringen Wandstärke eine höhere Wärmeleistung haben müßten als die dickwandigen, gußeisernen Radiatoren. Die Ansicht ist unrichtig, denn das Temperaturgefälle, das in der Wand aufgezehrt wird, ist auch bei gußeisernen Modellen so gering, daß es gegenüber dem Temperaturgefälle von der Oberfläche nach der Raumluft keine Rolle spielt.

## 2. Der Anstrich der Heizkörper.

Die Heizkörper erhalten einen Grundanstrich, der als Rostschutz dient und darüber einen Lackanstrich, der eine glatte und gut abwaschbare Oberfläche geben soll.

Über den Einfluß des Lackes auf die Strahlung des Heizkörpers und damit seine Wärmeabgabe herrschen vielfach falsche Vorstellungen. Versuche haben gezeigt, daß die Strahlzahlen aller üblichen Heizkörperanstriche praktisch gleich, also unabhängig von der Farbe (ob weiß, schwarz oder farbig) und sehr hoch, sogar noch etwas höher als die Strahlzahl der rohen Gußoberfläche sind.

Häufig werden Heizkörper mit Aluminiumbronze gestrichen. Die Strahlzahl dieses Anstriches ist wesentlich geringer als diejenige von Heizkörperlacken, und es wird deshalb die gesamte Wärmeabgabe des Heizkörpers um 5 bis 15 vH herabgesetzt.

## 3. Die Aufstellung des Heizkörpers.

Bei Aufstellung eines jeden Heizkörpers ist auf gute Reinigungsfähigkeit, auf möglichst ungehinderte Luftbewegung und auf freie Abstrahlung zu achten.

Die untere Kante des Heizkörpers soll mindestens 12 cm über Boden liegen, und von der Rückwand soll der Heizkörper mindestens 5 cm entfernt sein.

Die Radiatoren werden am besten auf entsprechend geformte Stützen gelagert und durch Halter gesichert (Abb. 36a—c). Die Aufstellung auf Füßen ist nicht zu empfehlen, da sie die Reinigung des Fußbodens erschwert. Außerdem muß bei Neubauten mit dem Aufstellen der Heizkörper gewartet werden, bis der Fußboden gelegt ist, was meist sehr störend ist. Bei der Aufhängung der Heizkörper an Wandkonsolen kann dagegen die ganze Heizung fertiggestellt werden, ehe der Fußboden gelegt wird. Für Rabitzwände werden Stützen und Halter in besonderer Form geliefert.

Im übrigen ist bei der Aufstellung eines Heizkörpers folgendes zu beachten:

### a) Der Heizkörper an einer Innenwand.

Die Aufstellung frei vor der Wand ist die günstigste, da hier Reinigungsfähigkeit, Luftdurchspülung und Wärmeausstrahlung am besten gesichert sind. Muß jedoch der Heizkörper aus räumlichen Gründen in eine Wandnische zurückgedrängt werden, so soll die Nische Abb. 36a nicht tiefer als unumgänglich notwendig sein. Ein geringes Vorstehen des Radiators ist häufig zulässig. Die obere Wölbung der Nische soll möglichst weit nach oben gerückt werden, um die Reinigungsmöglichkeit zu verbessern und das Luftabströmen zu erleichtern.

### b) Der Heizkörper in der Fensternische.

Der Normungsentwurf für Radiatoren sieht für Fensterradiatoren nur mehr zwei Höhen, nämlich mit den Nabenabständen 500 und 600 mm vor. Das erste Modell ist bestimmt für lichte Fensterbretthöhen von 750 mm an aufwärts, das zweite Modell von 850 mm an aufwärts sowie für Fenster ohne Fensterbrett. Entsprechend der Forderung einer guten Reinigungsfähigkeit und guter Luftbewegung

ist es stets zu empfehlen, die lichten Abstände über und unter dem Heizkörper größer zu wählen, als die Mindestmaße des Normblattes verlangen, also etwa die Maße aus Abb. 36 a bis c zu wählen. Am besten ist es, wenn kein Fensterbrett vorhanden ist, da dann Reinigungsfähigkeit und Wärmeabgabe am günstigsten sind.

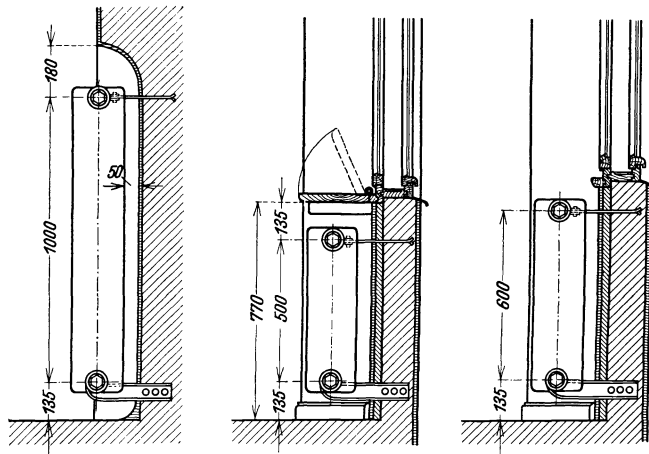


Abb. 36 a.

Abb. 36 b.

Abb. 36 c.

Abb. 36 a—c. Der Heizkörper in Wand- und Fensternischen.

Wenn die Fensterbrüstung nicht mindestens einen Stein stark ist, muß eine Isolierplatte aufgesetzt werden, denn gerade dort, wo die Wand durch den Heizkörper unmittelbar geheizt wird, muß ihr Wärmeschutz ausreichend sein.

Durch die obenstehenden Maßbedingungen ist also die Höhe des Heizkörpers gegeben, die Gesamtheizfläche ist durch den Wärmebedarf festgelegt. Frei ist dagegen noch die Wahl der Tiefe des Radiators und damit seine Gesamtlänge. Häufig wählt

man ein möglichst tiefes Modell, um damit einen kleinen und billigen Heizkörper zu erhalten. Der Radiator kann dann aber so kurz werden, daß er die Fensternische der Breite nach nur zum geringen Teil ausfüllt — eine Lösung, die weder schön noch heiztechnisch günstig ist. Der Radiator soll vielmehr die Fensternische in ihrer ganzen Breite ausfüllen, denn die Stirnfläche des Radiators soll möglichst groß sein, um durch einen möglichst großen Anteil der Strahlung eine gute Erwärmung der unteren Raumhälfte zu erzielen.

### e) Der Heizkörper in der Heizkörperverkleidung.

Verkleidungen sind, wenn irgend möglich, zu vermeiden. Ihr schwerster Nachteil ist die ungenügende Reinigungsfähigkeit von Radiator, Wand und Boden. Selbst wenn die Verkleidung noch so leicht und bequem abzunehmen ist, hat sie doch erfahrungsgemäß zur Folge, daß die Reinigung unterbleibt.

Ferner beeinträchtigt jede Heizkörperverkleidung die Wärmeabgabe des Heizkörpers, indem sie die Strahlung fast ganz unterdrückt, die Konvektion merklich behindert. Bei gut ausgebildeter Verkleidung beträgt die Gesamtminderung etwa 10 vH, bei schlechten Verkleidungen bis zu 30 vH. Um also die verlangte Wärmeleistung zu erzielen, muß die Heizfläche vergrößert werden, so daß zu den Kosten der Verkleidung noch die Kosten für die vermehrte Heizfläche hinzukommen. Auch bei richtig vermehrter Heizfläche bleibt immer noch der Nachteil, daß die Wärme jetzt fast ausschließlich durch Konvektion und nicht mehr durch Strahlung dem Raum zugeführt wird.

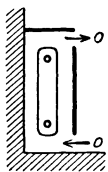


Abb. 37.

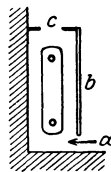


Abb. 38.

Heizkörperanordnungen.

Lassen sich Heizkörperverkleidungen nicht vermeiden, so muß der Architekt davon dem Heizungsfachmann rechtzeitig Kenntnis geben. Für die Ausführung der Verkleidung gelten folgende Richtlinien:

1. Das Abnehmen der Verkleidung soll so bequem und einfach als möglich sein, denn nur dann ist mit einiger Wahrscheinlichkeit eine zeitweilige Reinigung zu erwarten.

2. Liegen bei der Verkleidung die Luftöffnungen an der Vorderseite (Abb. 37), sind also keine Gitter notwendig, so soll ihre Länge gleich der Heizkörperlänge sein, ihre Höhe mindestens gleich zwei Drittel der Heizkörpertiefe.

3. Liegt die Austrittsöffnung an der Oberseite (Abb. 38), so daß sie mit einem Gitter abgedeckt sein muß, so muß ihre Tiefe gleich der ganzen Tiefe des Heizkörpers sein, und die Summe der Öffnungen des Gitters soll nicht weniger als zwei Drittel der ganzen Gitterfläche betragen.

4. Ob die Stirnfläche der Verkleidung (*b* in Abb. 38) als Gitter oder als volle Fläche ausgeführt ist, spielt keine sehr große Rolle.

#### d) Der Aufstellungsort des Heizkörpers.

Bei den ältesten Zentralheizungsanlagen hatte man gewohnheitsgemäß die Heizkörper dort aufgestellt, wo die Kachelöfen standen, d. h. in einer Ecke an der Innenseite des Zimmers. Sehr bald trat aber der Wunsch auf, die Zimmerecken zum Aufstellen von Möbeln frei zu bekommen, und man stellte die Heizkörper in die Fensternische, da diese anderweitig meist nicht verwendbar ist. Es waren also reine Platzgründe, welche diese Umstellung herbeiführten. Verhältnismäßig spät erst erkannte man, daß diese Umstellung des Heizkörpers auch einen heiztechnischen Vorteil mit sich gebracht hatte. Die unnötig großen Zimmerhöhen, welche in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts bei Neubauten in Mode waren, bedingten auch große und hohe Fenster. Damit war aber eine starke Abkühlung der Zimmerluft an den Fenstern gegeben, und es traten Zugluft- und andere Belästigungen ein. Es zeigte sich nun, daß der Heizkörper, wenn er in der Fensternische aufgestellt wurde, hier Abhilfe schaffte (vgl. Abb. 39).

Da man heute wieder zu zweckmäßigen Zimmerhöhen und damit Fenstergrößen zurückgekehrt ist, spielt der geschilderte Umstand nicht mehr die große Rolle wie früher, und die Frage nach dem besten Platz für den Heizkörper ist neuerdings aufgetreten. Für die Aufstellung am Fenster spricht

außer der Platzersparnis die oben geschilderte gleichmäßigere Erwärmung des Zimmers. Für die Aufstellung an der Zimmerinnenseite spricht nur die Verbilligung des Rohrnetzes durch Verkürzung der waagerechten Verteilleitungen im Keller.

Man ist manchmal gezwungen, die Heizkörper in der oberen Hälfte des Raumes anzubringen. Dann besteht die Gefahr, daß der Luftumlauf und damit die Erwärmung sich hauptsächlich auf die oberen Schichten des Raumes erstreckt, so daß die unteren Schichten sich nur ungenügend erwärmen (Abb. 40). Ist das Hochstellen des Heizkörpers in keiner Weise zu umgehen, so kann man sich mit einer zwangsläufigen Luftführung nach Abb. 41 behelfen.

Bei Räumen mit außergewöhnlich großen Abkühlungsflächen (Kirchen mit großen Fenstern, Hallen mit Oberlichtern, Glas- oder Wellblechdächern) ist zur Vermeidung von Zugerscheinungen die Anordnung von gesonderten Heizflächen unmittelbar unter diesen Abkühlungsflächen erforderlich.

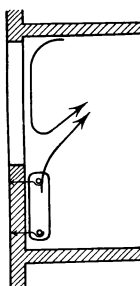


Abb. 39.  
Luft-  
strömung  
am Fenster.

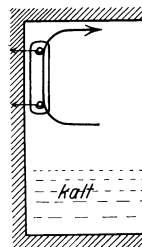


Abb. 40.  
Heizkörper,  
hochgestellt.

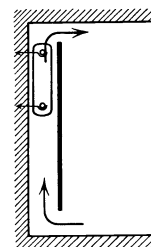


Abb. 41.  
Heizkörper,  
hochgestellt.

## D. Rohrleitungen<sup>1</sup>.

Die nachstehende Darstellung ist nur als erste Einführung für den Anfänger gedacht. Es sei deshalb auf die in der Fußnote angegebene Literatur, vor allem auf das Buch von Schwedler, verwiesen.

### 1. Rohre.

Für Heizungsanlagen kommen fast ausschließlich die in den beiden Normblättern

DIN 2441 „Flußstahlrohre, Dampfrohre (dickwandige Gasrohre)“,

DIN 2449 „Nahtlose Flußstahlrohre (handelsüblich)“

gekennzeichneten Rohre in Betracht.

Bei der einen Rohrart (DIN 2441) ist die Wandstärke so bemessen, daß die Rohre mit Gewinde versehen und durch Muffen oder Gewindefittings verbunden werden können. Bei der anderen Rohrart (DIN 2449) wird die Wandstärke durch das Aufschneiden eines Gewindes zu dünn, und die Verbindung von Rohren muß daher durch Flanschen oder Schweißung geschehen. Die beiden Gruppen entsprechen etwa den vor der Rohrnormung als Muffen- und Flanschenrohre bezeichneten Rohrarten.

Mit der Normung ist eine neue Bezeichnungsweise, die „Nennweite“ der Rohre, eingeführt worden, welche mit mehr oder minder großer Abweichung dem Innendurchmesser der Rohre entspricht.

Zahlentafel 11 Seite 266 enthält die für die Praxis wichtigen Angaben über die genormten Rohre gemäß DIN 2441 und 2449.

#### a) Rohre gemäß DIN 2441.

Diese Rohre werden im Heizungsfach „verstärkte Gewinderohre“ genannt, zum Unterschiede von den ebenfalls genormten Gewinderohren nach DIN 2440, die wegen ihrer geringen Wandstärke als Heizungsrohre nicht geeignet sind. Nach ihrer Herstellungsweise werden die verstärkten Gewinderohre in stumpfgeschweißte und nahtlose Gewinderohre unterteilt. Erstere werden von  $\frac{1}{8}$ " bis 2", letztere von  $\frac{1}{8}$ " bis 6" hergestellt. Die Rohre sind im Normblatt außer nach „Nennweiten“ auch nach „Zoll“ bezeichnet. Der für die Heizungstechnik in Frage kommende Bereich erstreckt sich von  $\frac{3}{8}$ " bis 2" bzw. 10—50 mm Nennweite. Gemäß DIN 2441 ist bei der Bestellung eines verstärkten Gewinderohres in nahtloser Ausführung von z. B. 51 mm Innen- und 60 mm Außendurchmesser anzugeben: „Nahtloses Dampfrohr 2" DIN 2441“.

Als Gewinde für diese Rohre ist das *Withworth*-Gewinde nach den Normblättern DIN 259 und DIN 2999 geeignet. Die Entscheidung darüber, ob die konische oder zylindrische Gewindeform für Rohranschlüsse zu bevorzugen ist, steht zur Zeit noch aus.

#### b) Rohre gemäß DIN 2449.

Diese Rohre, im Heizungsfach kurz „nahtlose Rohre“ genannt, sind im Normblatt nach ganzzahligen Nennweiten von 4—400, unter Fortlassung der Zollbezeichnung, geordnet. In der Heizungstechnik werden die Rohre im Bereich von etwa 50 bis 400 Nennweite gebraucht. Bei ihrer Bestellung ist der Außendurchmesser und die Wandstärke anzugeben, z. B. für ein Rohr von Nennweite 50: „Nahtloses Rohr  $57 \times 2,75$  DIN 2449“. Da die Rohre geringere Wandstärken als die vorher beschriebenen

<sup>1</sup> Hottinger, M.: Von den Rohrnetzen bei Warmwasser- und Dampfheizungen, Brauchdampf- anlagen und Warmwasserversorgungen. Gesundheits-Ing. Bd. 50 (1927), S. 677—680, 713—715 u. 779—783. — Mann, V.: Rohre. München: R. Oldenbourg 1928. — Röttscher, T.: Die Maschinenelemente. I. Bd. Berlin: Julius Springer 1927. — Schwedler, F.: Handbuch der Rohrleitungen. Berlin: Julius Springer 1932.

besitzen, eignen sie sich nur für die Rohrverbindung durch Flansche oder durch Schweißung. Letztere ist bei Rohren unter 50 Nennweite möglichst zu vermeiden, weil bei den engeren Rohren Schweißstellen erhebliche Druckverluste verursachen können.

## 2. Rohrverbindungen.

### a) Muffenverbindungen und Verschraubungen.

Die einfachste Verbindung erfolgt durch die Muffe, Abb. 42. Sie besteht aus Temperguß (Weichguß) und weist nur Rechtsgewinde auf. Muffe *M* wird unter Verwendung von Hanf und Dichtungskitt (Mangankitt) auf Rohr *A* aufgeschraubt und in gleicher Weise das Rohr *B* in *M* gedichtet. Die Verbindung setzt voraus, daß mindestens das Rohr *B* frei drehbar ist. Andernfalls erlaubt die Muffenverbindung kein Lösen eines fertig verlegten und befestigten Rohrstranges.

Liegen jedoch beide Rohre fest, oder will man in langen Rohrstrecken eine lösbare Verbindung schaffen, so wird das Langgewinde (Abb. 43 a, b, c) benutzt. Die Rohre *A* und *B* werden in die richtige Lage gebracht, *A* trägt auf sich die Muffe *M* und den Gegenring *G*. Zur Rohrverbindung wird (Abb. 43 a) *M* auf *B* herunterschraubt (Abb. 43 b) und gedichtet. Hierauf wird auf das Rohr *A* bei *D* Hanf gewickelt, Kitt gestrichen und nunmehr die Dichtung durch Nachziehen des Gegenringes *G* bewirkt. Die Außenansicht zeigt Abb. 43 c. Die Lösung der Verbindung ist höchst einfach. *G* wird auf *A* bis zur höchsten Stelle hinaufgeschraubt, die Dichtung *D* entfernt, *M* wie in Abb. 43 a völlig auf *A* zurückgezogen, wodurch beide Rohrenden frei werden.

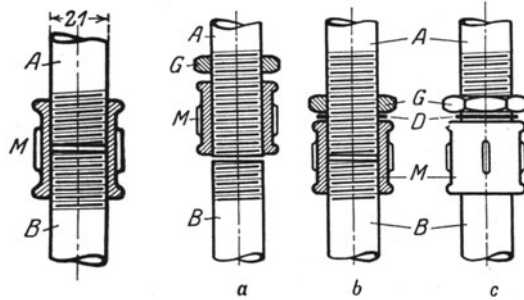


Abb. 42. Muffenverbindung.

Abb. 43. Langgewinde.

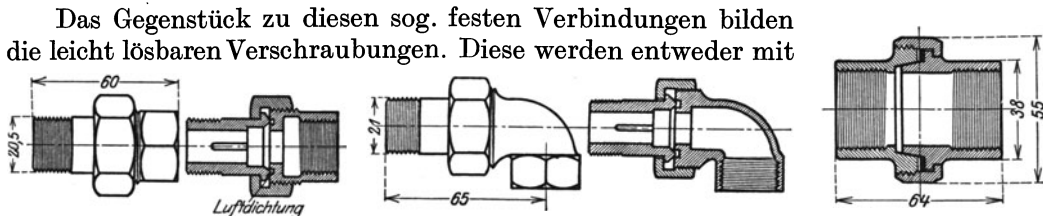


Abb. 44. Gerade Verschraubung.

Abb. 45. Winkelverschraubung.

Abb. 46. Konische Verschraubung.

ebenen Dichtungsflächen (Abb. 44 und 45) oder mit konischer Dichtung (Abb. 46) ausgeführt.

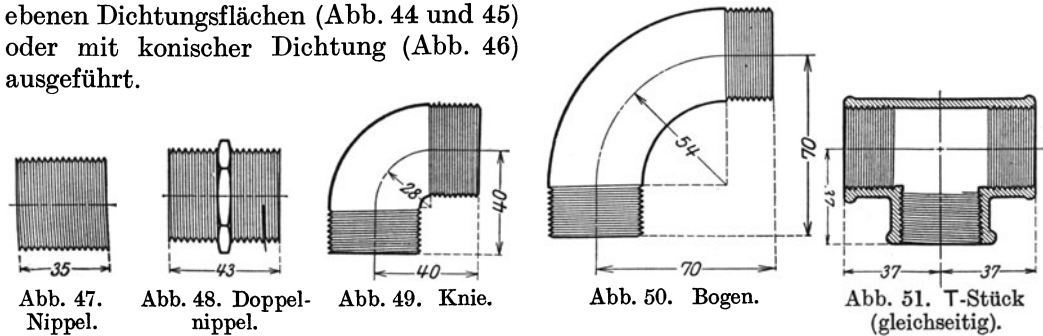


Abb. 47. Nippel.

Abb. 48. Doppelnippel.

Abb. 49. Knie.

Abb. 50. Bogen.

Abb. 51. T-Stück (gleichseitig).

Die Abb. 47—55 bringen eine Reihe Formstücke aus Temperguß, die für das Verbinden und Abzweigen von Muffenrohren verwendet werden. Abb. 55 zeigt ein T-Stück, bei dem durch Anpassung der Wandung an die Strömungsform eine Ver-

ringerung des Widerstandes gegenüber den gewöhnlichen T-Stücken erzielt wird. Die Bohrung  $a$  ist notwendig, damit bei senkrechtem Einbau des T-Stückes die Luft aus dem Heizkörper entweichen kann.

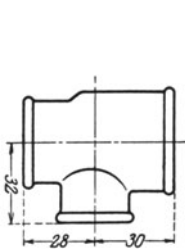


Abb. 52. T-Stück (Abzweig und Durchgang reduziert).

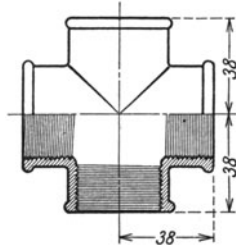


Abb. 53. Kreuzstück.

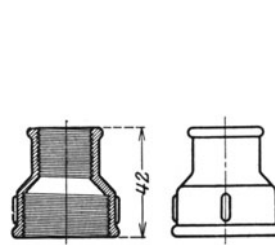


Abb. 54. Reduktionsmuffe.

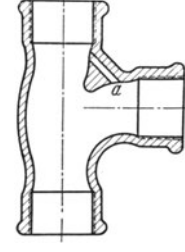


Abb. 55. Stromlinien-T-Stück.

### b) Flanschenverbindung.

Die Flanschenverbindung von Rohren ist grundsätzlich bei allen gebräuchlichen Heizungsrohren möglich.

Wird sie bei verstärkten Gewinderohren benutzt, was seltener vorkommt, so müssen Gewindeflanschen verwendet werden, die rund oder oval und mit oder ohne Ansatz hergestellt werden. Näheres über die genormten Flanschen dieser Art enthalten die Normblätter (vgl. Seite 279).

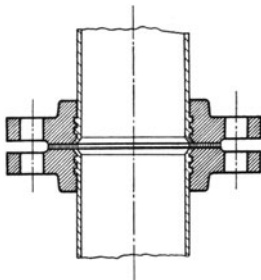


Abb. 56. Walzflanschen mit Ansatz.

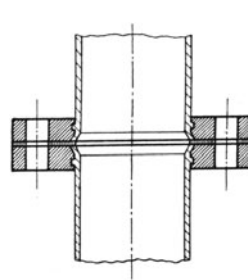


Abb. 57. Glatte Walzflanschen.

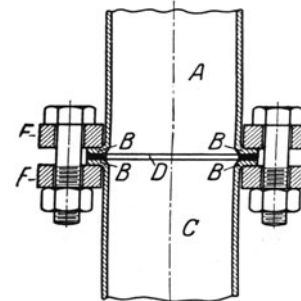


Abb. 58. Aufgebördelte Bordringe mit Überwurfflanschen.

Bei nahtlosen Rohren ist die Flanschenverbindung neben der Schweißung die einzig mögliche Verbindungsart von Rohren. Die hierbei am häufigsten verwendeten Flanschen sind Walzflanschen in glatter Ausführung oder mit Ansatz.

In den Abb. 56—58 sind drei verschiedene Flanschenverbindungen von Rohren dargestellt.

### e) Rohrverbindung durch Schweißen.

In den letzten Jahren hat sich das Schweißen auch in der Heizungsindustrie in weitgehendem Maße eingebürgert, allerdings herrscht bei den verschiedenen Firmen noch keine Einheitlichkeit darüber, in welchen Fällen bzw. in welchem Ausmaß die Verbindung durch Flanschen bzw. Muffen durch die Verbindung mittels Schweißen ersetzt werden soll.

Im allgemeinen kann man sagen, daß die Flanschverbindung nach Möglichkeit durch die Schweißung ersetzt werden soll, weil erstere stets die Gefahr des Undichtwerdens in sich trägt, weil die Anbringung der Isolierung verteuert wird und weil selbst bei Verwendung von Flanschekappen die Flanschverbindung einen höheren Wärmeverlust bedingt. Man wird darum nur so viel Flanschen zulassen, daß keine allzu langen Rohrstrecken entstehen, welche bei Erweiterungs- oder Instandsetzungsarbeiten unbequem würden. Häufig genügen dafür aber schon die Flanschen an Ventilen und anderen Formstücken.

Bei engen Röhren, den sogenannten Muffenröhren, wird man mit der Verwendung der Schweißung bedeutend vorsichtiger sein müssen, da beim engen Rohr die Schweißung nicht nur viel schwieriger auszuführen ist, sondern sich auch Fehler in der Schweißung, z. B. Querschnittsverengungen, weit stärker bemerkbar machen.

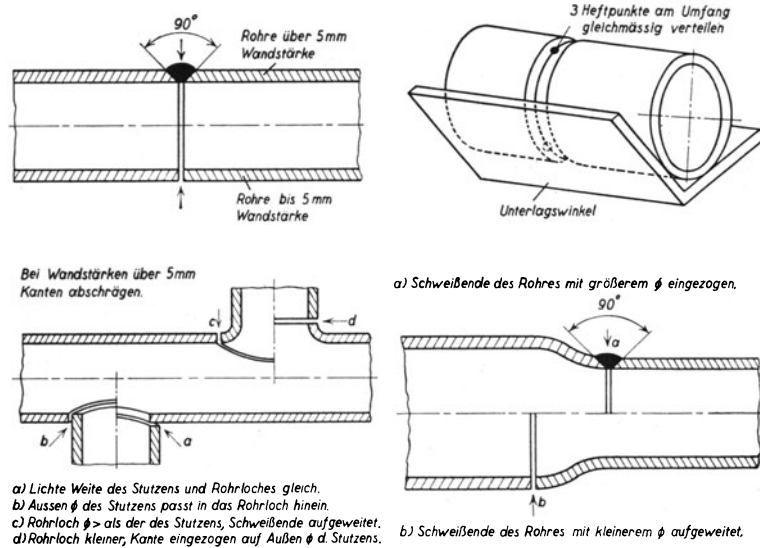


Abb. 59. Rohrverbindungen durch Schweißen.

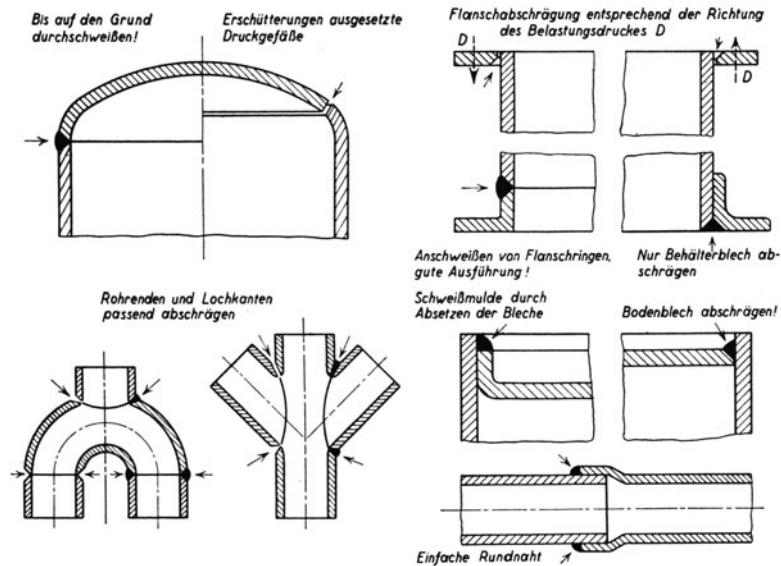


Abb. 60. Rohrverbindungen durch Schweißen.

In weit höherem Maße als bei anderen Rohrverbindungen hängt bei der Schweißung alles von der Gewissenhaftigkeit und Tüchtigkeit des Arbeiters ab. Die Abb. 59 und 60 sind den Lehrmitteln von Schweißerkursen entnommen.

#### d) Druckprobe der fertigen Leitungen.

Nach Fertigstellung aller Rohrverbindungen ist die ganze Anlage, einschließlich Kessel und Heizkörper, zunächst mit kaltem Wasser unter einem Druck zu prüfen,



der 2at mehr beträgt als der höchste Betriebsdruck. Hierbei ist anzunehmen, daß Undichtigkeiten nicht vorhanden sind, wenn das Manometer der Druckpumpe innerhalb 15 Minuten keinen Rückgang zeigt. Alsdann sind unter kräftigem Heizen nicht nur die tropfenden, sondern sämtliche Verschraubungen und Flanschen nachzuziehen. Nach mehrtägiger einwandfreier Probeheizung können die Mauerschlitze hohl zugemauert werden. Es empfiehlt sich, über die geschlossenen Schlitze ein grobmaschiges Drahtgewebe zu legen und hierauf erst den Putz aufzutragen. Flanschen dürfen nicht unter Putz verlegt werden, sondern sind stets zugänglich zu belassen.

Alle Mauerschlitze, Decken- und Wanddurchbrüche sollen schon bei der Ausführung des Gebäudes berücksichtigt werden. Hierdurch lassen sich sehr erhebliche Ersparnisse an Maurerarbeiten erzielen. Naturgemäß ist dies nur bei rechtzeitiger Vergebung der Heizungsanlagen möglich.

### 3. Rohrhülsen, Rohrlagerung, Ausdehnung.

Bei Durchführung der Rohre durch Mauern oder Decken sind fest einzumauernde schmiede- oder gußeiserne Rohrhülsen (Abb. 61–63) anzuwenden, in denen sich die Rohre mit genügendem Spiel frei bewegen können.

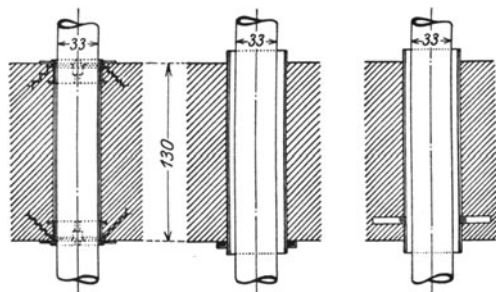


Abb. 61.      Abb. 62.      Abb. 63.  
Rohrdurchführungen durch Mauern und Decken.

Der Wand- oder Deckenaustritt kann zweckmäßig durch einen einfachen Wandverschluß verkleidet werden, der meist einteilig, wenn nötig zweiteilig geliefert wird. Bei der Anbringung dieser Einrichtungen ist große Sorgfalt darauf zu verwenden, daß das Rohr unter keinen Umständen an den Hülsen oder Verschlüssen anliegt. Ist dies der Fall, so treten — sowohl beim Anheizen als auch beim Abkühlen der Rohre — äußerst unangenehme Geräusche auf, die infolge des Vorbeischiebens des Rohres an den feststehenden Hülsen entstehen. Ebenso ist zu beachten, daß durch unsachgemäßes Anbringen der Wandanschlüsse der anliegende Putz von der Wand abplatzen kann.

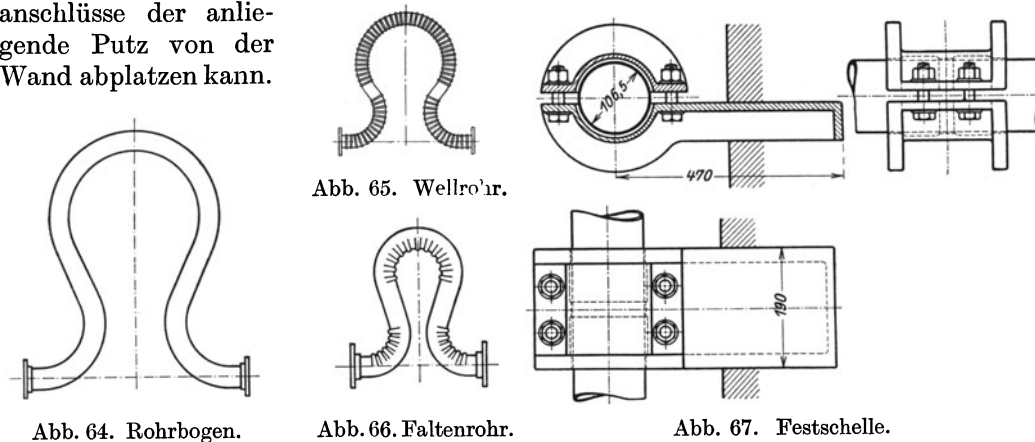


Abb. 64. Rohrbogen.

Abb. 66. Faltenrohr.

Abb. 67. Festschelle.

Besondere Maßnahmen sind erforderlich, um die durch Erwärmung hervorgerufene Längenausdehnung der Rohre auszugleichen<sup>1</sup>. Bei Warmwasserheizungen ist mit einer Dehnung von etwa 1 mm für 1 m Rohr zu rechnen.

<sup>1</sup> Blech, K.: Betriebseignung von Dehnungsausgleichern. Arch. Wärmewirtsch. 1937, H. 8, s. auch H. 9. — Schilling, H.: Bauvorschriften für Fernheizwerke. Gesundh.-Ing. 1936, H. 52. — Weckwerth, F.: Praktische Erfahrung mit Dehnungsstücken. Gas- u. Wasserfach 1937, S. 320.

Bei größeren Leitungen braucht man besondere Ausdehnungsstücke. Meist verwendet man sogenannte Omegabogen, die entweder als glatte Rohre Abb. 64,

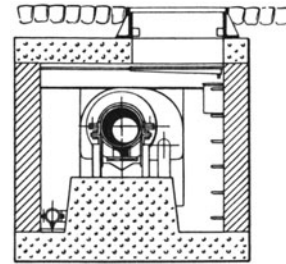
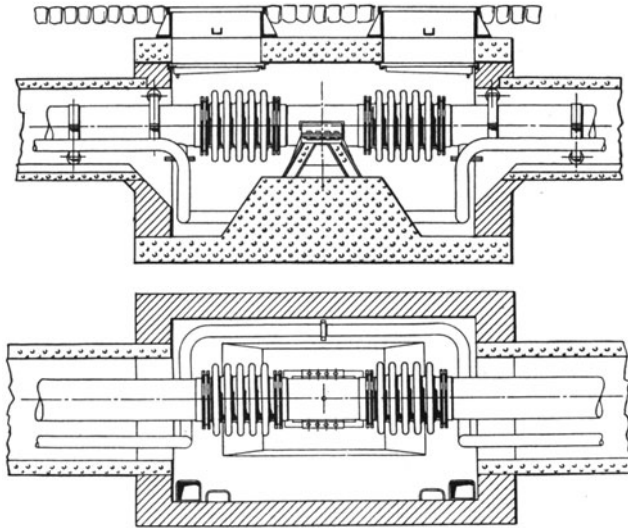


Abb. 68. Festpunkt.  
(Charlottenburger Fernheizwerk.)

als Wellenrohre Abb. 65 oder als Faltenrohre Abb. 66 ausgeführt sein können. Die Omegabogen, besonders die aus glattem Rohr hergestell-

ten, beanspruchen viel Platz und sind deshalb nicht immer unterzubringen. Man kann dann ein gerades Wellrohr verwenden (vgl. Abb. 68).

Zwischen je zwei Ausdehnungsstücken muß ein Festpunkt eingeschaltet werden, der den Rückdruck aufnimmt. Eine Festschelle für Leitungen mittlerer Größe

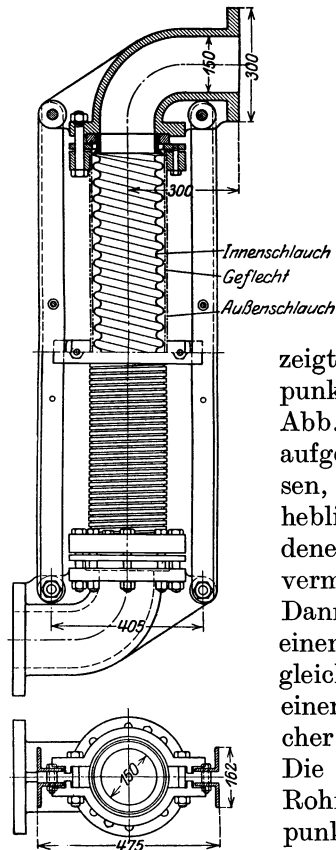


Abb. 69. Metallschlauchausgleicher.

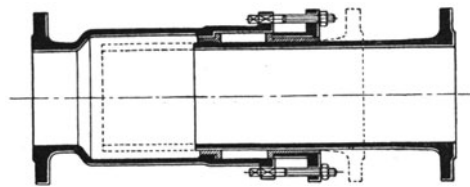


Abb. 70. Stopfbüchsenausgleicher.

zeigt Abb. 67, einen Festpunkt für große Leitungen Abb. 68. Die Kräfte, die aufgenommen werden müssen, sind zum Teil sehr erheblich, und es gibt Fälle, in denen diese starken Kräfte vermieden werden müssen. Dann kann man entweder einen Metallschlauchausgleicher (Abb. 69) oder einen Stopfbüchsenausgleicher (Abb. 70) verwenden. Die Unterstü- zungen des Rohres außerhalb der Festpunkte müssen ein Ausweichen nach allen Richtungen ermöglichen. Abb. 71 stellt eine Hängeschelle für

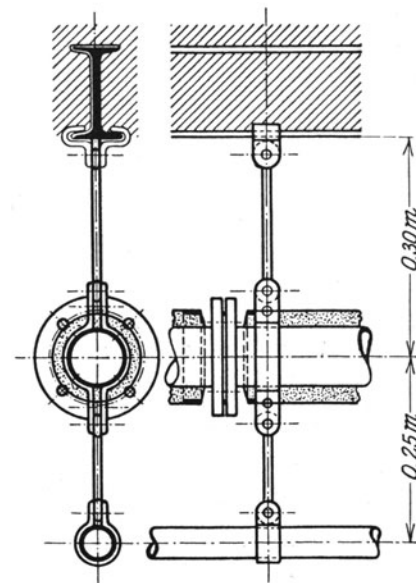


Abb. 71. Hängeschelle.

zwei Rohrleitungen dar, Abb. 72 einen Rollenstuhl. Für sehr große Leistungen verwendet man Rollenstühle nach Abb. 73.

Bei den kleineren Rohrleitungen, wie sie im Innern von Gebäuden bei den Heizungen vorkommen, sind häufig besondere Dehnungs-

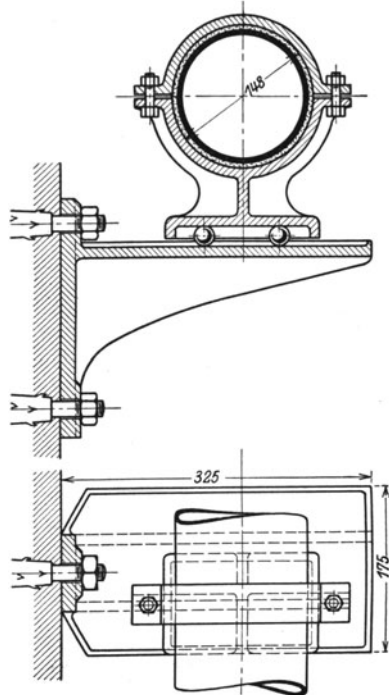


Abb. 72. Nach allen Seiten bewegliche Kugelschelle.

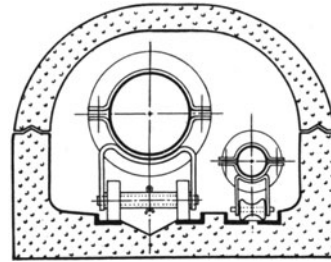


Abb. 73. Fernheizkanal.  
(Charlottenburger Fernheizwerk)

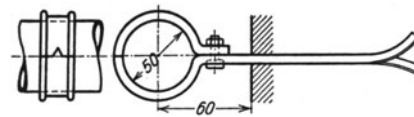


Abb. 74. Rohrschelle für kleine Rohrdurchmesser.

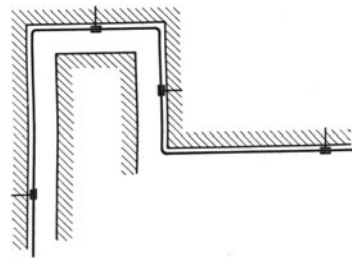


Abb. 75. Dehnungsausgleich bei kleinen Rohrdurchmessern.

ausgleicher nicht notwendig, da diese Rohre selten über sehr große Strecken in einer Geraden fortgeführt werden. Man gewinnt dann eine genügende Nachgiebigkeit des Rohrstranges, wenn man die Schellen (Abb. 74) nicht an den Ecken anbringt, sondern in der Mitte der geraden Rohrstrecken (vgl. Abb. 75).

#### 4. Wärmeschutz.

Die Ausführung der Rohrisolierung ist je nach dem verwendeten Isoliermittel ganz verschieden. So werden z. B. Isolierzöpfe einfach um das Rohr gewickelt. In gleicher Weise verfährt man mit Juteschläuchen, die mit Korkmehl oder pulverförmigem Stoff gefüllt sind. Kieselgur und ähnliche Stoffe werden zu einem Brei angerührt und dann zwecks langsamer Trocknung in dünnen Schichten auf das geheizte Rohr aufgetragen. In neuerer Zeit hat sich auch ein Trockenstopfverfahren eingeführt; dabei wird ein Blechmantel in vorgeschriebenem Abstand um das Rohr gelegt und befestigt und dann der Zwischenraum zwischen Rohr und Mantel mit pulverförmigem Stoff so fest ausgestopft, daß kein Zusammensacken eintreten kann. Die Ausführung ist sowohl bei waagerechten als senkrechten Rohren möglich. Feste Isoliermittel, wie Korksteine, gebrannte Kieselgursteine, werden als zweiteilige Schalen um das Rohr gelegt und befestigt<sup>1</sup>. Ist die Isolierung aufgetragen, so wird

<sup>1</sup> Eine neuartige Isolierung besteht in der Verwendung von blanken Aluminiumfolien. — Vgl. E. Schmidt: Z. V. d. I. Bd. 71 (1927), S. 1395.

das Ganze zum Schutze gegen Beschädigung mit einer Bandage umwickelt. Von den Flanschen müssen die Isolierungen so weit abstehen, daß die Flanschenschrauben nicht nur angezogen, sondern auch ausgewechselt werden können. Bei senkrechten Rohren wird häufig vergessen, die Isolierung unten gegen den Flansch abzustützen. Dann tritt nach einiger Zeit ein Abreißen und Herunterrutschen der Isolierung entsprechend Abb. 76 ein.

Die frei bleibenden Teile Flansch und Rohransatz würden einen sehr großen Wärmeverlust bedingen, wenn sie unisoliert blieben. Eine nackte Flanschverbindung hat etwa den gleichen Wärmeverlust wie eine 3 bis 4 m lange nackte Leitung. Die Isolierung der Flanschen ist eine unbedingt notwendige Arbeit, wenn sie auch keineswegs einfach auszuführen ist. Erstens muß ein Undichtwerden der Flanschen sofort von außen bemerkbar sein, zweitens müssen die Flanschenisolierungen leicht abgenommen und wieder befestigt werden können, drittens sollen die Kosten nicht zu hoch sein. Es gibt verschiedene Ausführungsformen der Flanschenisolierung. Entweder man umwickelt die Flanschen mit Seidenzöpfen, Juteschläuchen und ähnlichem oder man umgibt sie mit Glasgespinnstmatten, die mit Draht befestigt werden. Andere Ausführungsformen sind zweiteilige Formstücke aus Isolierstein oder doppelwandige Blechkappen, deren Hohlwandung mit einem Isoliermittel gefüllt wird. — Über die Berechnung der Isolierung s. II. Teil, S. 133.

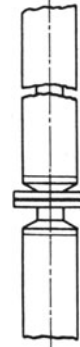
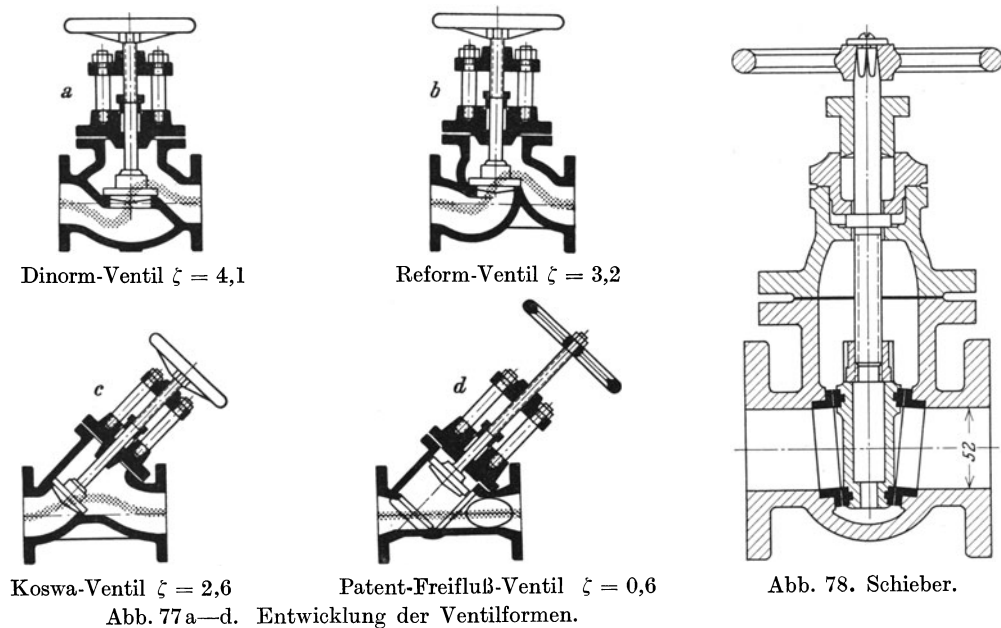


Abb. 76. Rohr-Isolierung ohne Abstützung.

### 5. Absperrorgane in Leitungen.

Als Absperrorgane in Rohrleitungen kommen in erster Linie Ventile und Schieber in Frage. Der Normenausschuß der Deutschen Industrie sowie die verschiedenen Herstellerfirmen haben sich in den letzten zehn Jahren bemüht, die Ventile in ihrer



Dinorm-Ventil  $\zeta = 4,1$

Reform-Ventil  $\zeta = 3,2$

Koswa-Ventil  $\zeta = 2,6$

Patent-Freifluß-Ventil  $\zeta = 0,6$

Abb. 77 a—d. Entwicklung der Ventilformen.

Abb. 78. Schieber.

Konstruktion und werkstattmäßigen Ausführung gegenüber früher wesentlich zu verbessern. Insbesondere wurde dabei eine Verminderung des Widerstandes angestrebt, was durch geeignete Formgebung der Strömungswege, in den meisten Fällen durch Schräglegen des Ventilsitzes erreicht wurde (vgl. Abb. 77 a bis d).

Die Bedeutung des dort angegebenen  $\zeta$ -Wertes ist auf Seite 146 erläutert. Einen sehr geringen Strömungswiderstand bieten die Schieber Abb. 78.

Über Ventile vor Heizkörpern vgl. S. 51. Über Sicherheitswechselventile vgl. S. 49.

## 6. Reduzierventile (Druckminderer).

Die Reduzierventile können entweder gewichts- oder federbelastet ausgeführt werden (Abb. 93 und 94). Zu beachten ist, daß durch die Druckminderung eine geringe Überhitzung entsteht (Dampftrocknung).

Zu den Abbildungen ist folgendes zu bemerken:

Abb. 79 Gewichtbelasteter Druckminderer. Der Dampf kommt von *a* und trifft das Ventil *b*. Besonders zu beachten ist, daß dies Ventil als ein entlastetes Ventil konstruiert sein muß. Dieses

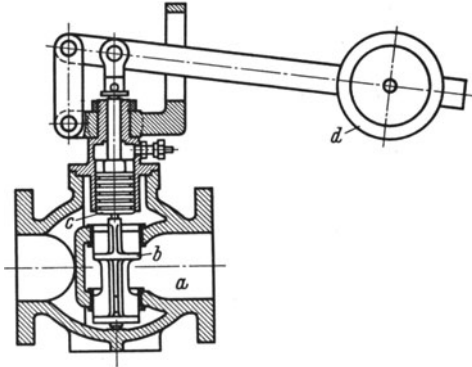


Abb. 79. Gewichtbelasteter Druckminderer.

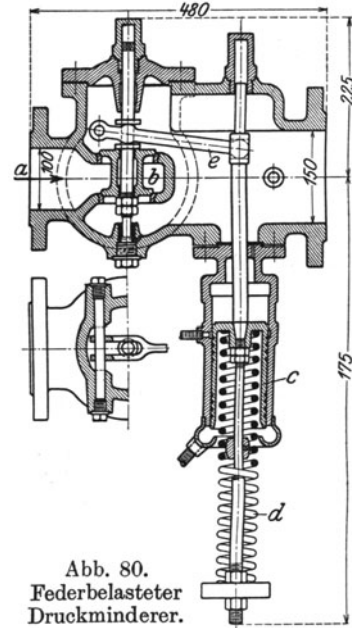


Abb. 80.  
Federbelasteter  
Druckminderer.

Ventil wird vom Kolben *c* (Labyrinthdichtung) gesteuert. Er steht unter dem Einfluß des reduzierten Druckes, dessen Höhe die Gewichtsbelastung *d* bestimmt.

Abb. 80. Federbelasteter Druckminderer. Der Dampf kommt von *a* und trifft das entlastete Ventil *b*. Dieses wird durch den Hebel *e* gesteuert, der die Bewegung des Kolbens *c* aufnimmt. Letzterer steht unter dem Einfluß des reduzierten Druckes, dessen Höhe die Federbelastung *d* bestimmt.

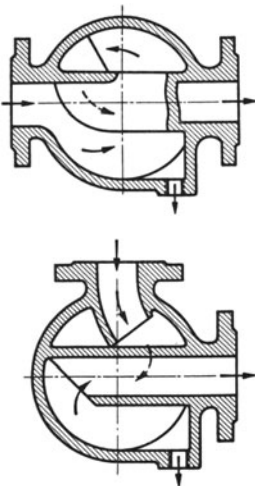


Abb. 81. Wasserabscheider.

## 7. Entwässerung von Dampfleitungen und Kondensatrückständen.

Besondere Beachtung verdient bei Dampfleitungen die Entwässerung der Leitung, d. h. die Trennung des im Rohr gebildeten Kondensates vom Dampf durch den Wasserabscheider und die Entfernung des Kondensates aus der Leitung durch den Wasserableiter oder Kondensstopf.

### a) Wasserabscheider.

Der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes in einer Leitung wird nach Prozenten gerechnet, und zwar besagt eine Angabe von beispielsweise 10 vH Feuchtigkeit, daß die Strömung 90 Gewichtsteile trockenen Dampf und 10 Gewichtsteile Wasser mit sich führt, wobei dieses Wasser teils als geschlossener Strom an der Sohle der Leitung

strömt, teils als fein verteilte Tropfen im Dampfstrom schwebt. Wiederholte Versuche haben gezeigt, daß der Anteil des Wassers in Tropfenform den geringen Betrag von 1 vH nicht überschreitet. Soll eine Leitung entwässert werden, so genügt es deshalb meistens, wenn man das an der Sohle fließende Wasser entfernt.

Der Wasserabscheider soll von möglichst einfacher Bauart sein, damit er nur geringen Druckverlust verursacht<sup>1</sup>.

Dampfleitungen sollen grundsätzlich mit Gefälle in Richtung der Dampfströmung verlegt werden, damit Dampf und Kondensat in der gleichen Richtung fließen. Da dies bei Steigleitungen nicht möglich ist, soll die Hauptleitung vor dem Beginn der Steigung durch einen Wasserabscheider entwässert werden. Ferner soll in die Hauptleitung vor jeden Dampfverbraucher ein Wasserabscheider eingebaut werden, damit den Heizflächen nur trockener Dampf zugeführt wird.

### b) Kondensstöple.

Das Kondensat, das den Wasserabscheidern entströmt, und das Kondensat, das die dampfverbrauchenden Wärmeapparate liefern, steht zunächst noch unter Kesseldruck. Dagegen steht die Kondensatleitung, in die es übergeführt werden soll, unter Atmosphärendruck. Der Kondensstopf ist die Schleuse, die das Kondensat übertreten läßt, den Dampf jedoch zurückhält.

Die Größe des Kondensstopfes muß der im normalen Betrieb anfallenden Kondensatmenge angepaßt sein, da sowohl ein zu groß als ein zu klein gewählter Kondensstopf unwirtschaftlich arbeitet. Beim Anheizen einer kalten Anlage entstehen jedoch außergewöhnlich große Kondensatmengen, die ein für die normale Betriebszeit richtig bemessener Kondensstopf meist nicht zu fördern vermag. Es ist deshalb in jedem Kondensstopf eine Umgehungsleitung oder ähnliche Vorrichtung eingebaut, die nur während der Anwärmung der Anlage eingeschaltet ist, beim Übergang zum normalen Betrieb aber wieder ausgeschaltet wird.

Abb. 82 zeigt einen sog. Becherkondensstopf (mit offenem Schwimmer, auch Freifalltöpfe genannt). Das bei *a* ankommende Kondensat tritt in den Hohlraum *b*, den es immer weiter anfüllt. In dem in *b* sich sammelnden Kondensat steht der Schwimmer *c* (Freifalltopf) in seiner obersten Lage und schließt dadurch das Nadelventil *d*. Das in *b* ansteigende Kondensat erreicht endlich die Oberkante von *c* und tritt nun in den Freifalltopf *c* selbst ein. Sobald das Gewicht des sich mit Wasser füllenden Schwimmers *c* größer ist als sein Auftrieb, senkt sich *c* und öffnet dadurch das Nadelventil *d*. Der hinter *a* stehende Dampfdruck treibt nun das Wasser durch die hohle Achse in den Deckelteil und dann bei *e* fort. Ist so viel Wasser aus *c* fortgeschafft, daß der Auftrieb den Topf *c* hochtreibt, so schließt sich damit das Nadelventil und das Spiel beginnt von neuem.

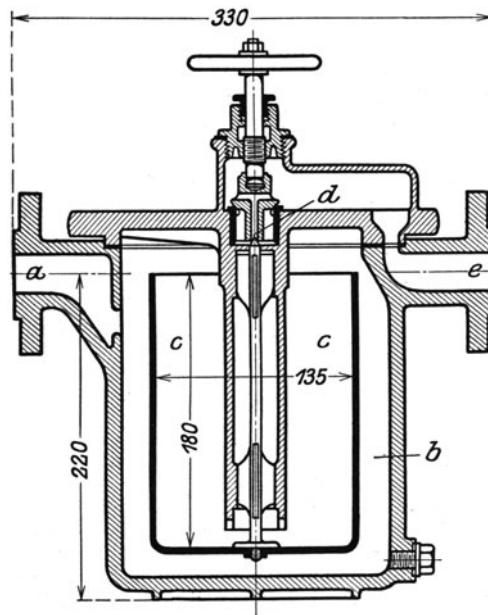


Abb. 82. Kondensstopf mit offenem Schwimmer (Freifalltopf).

<sup>1</sup> Strien, H.: Betriebseignung von Dampfleitungs-Entwässerungen. Arch. Wärmewirtsch. 1938, S. 15.

Einen Kondensstopf mit geschlossenem Schwimmer zeigt Abb. 83. Eine Abart dieser Ausführung hat statt des Ventiles als Auslaßorgan einen Schieber.

Eine andere Gruppe von Kondensstopfen besitzt keine beweglichen Teile. Bei ihnen ist in den Weg, den das Kondensat bzw. der Dampf nimmt, eine Drosselstelle, z. B. in Gestalt eines Labyrinthes, eingebaut. Eine Drosselstelle hat die Eigenschaft, daß sie — dem Gewichte nach verglichen — viel Wasser, aber wenig Dampf durchläßt. Einen Vertreter dieser Bauart zeigt Abb. 84.

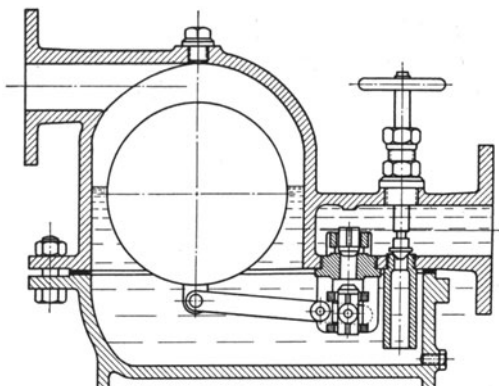


Abb. 83. Kondensstopf mit geschlossenem Schwimmer.

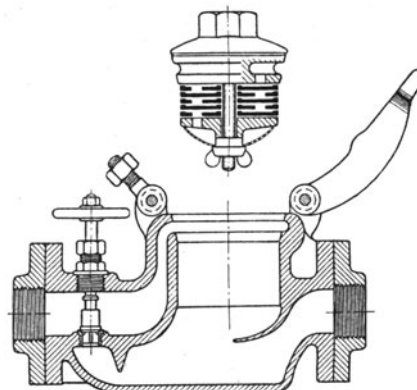


Abb. 84. Prallplatten-Kondensstopf.

Kondensstopfe sind aus zweierlei Ursache eine Quelle dauernden Wärmeverlustes. Die erste Ursache liegt darin, daß jeder Kondensstopf etwas Dampf durchläßt. Diese Menge ist bei einem einwandfrei arbeitenden Kondensstopf nicht so groß, daß sie ernstlich ins Gewicht fallen würde. Erfahrungsgemäß neigen aber die Kondensstopfe sehr zu Störungen, und dann können große Mengen Dampf unbemerkt und dauernd in die Kondensatleitung übertreten. Alle Kondensstopfe bedürfen deshalb einer sorgfältigen Überwachung und leider auch sehr häufiger Reparatur. In großen Betrieben braucht man hierfür eigene Arbeitertrupps. Um die Kontrolle und die Reparaturen der Kondensstopfe leicht durchführen zu können, müssen sie übersichtlich angeordnet, richtig bezeichnet und so aufgestellt sein, daß sie leicht zugänglich sind. Jeder

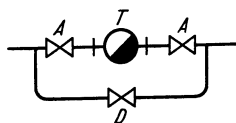


Abb. 85.

$T$  = Kondensstopf,  $A$  = Absperrventil,  $D$  = Absperrventil in der Umgehungsleitung.

Kondensstopf an wichtiger Stelle muß eine Umgehungsleitung nach Abb. 85 besitzen, damit er ohne Störung des Betriebes ausgebaut werden kann. Die Umgehungsleitung kann dann vorübergehend die Aufgabe des Kondensstopfes übernehmen, indem das Absperrventil entsprechend gedrosselt wird.

Die zweite Quelle für Wärmeverluste darf man eigentlich nicht dem Kondensstopf zur Last legen, denn sie ist mit dem Übertritt des Kondensates aus dem Gebiet höheren Druckes vor dem Kondensstopf in das Gebiet niederen Druckes hinter dem Kondensstopf naturnotwendig verbunden, denn bei dieser Druckentlastung tritt immer ein Nachverdampfen aus dem Kondensat ein. Der Wärmehalt des so gebildeten Dampfes geht meist für den Betrieb verloren. Auf 1 kg Kondensat bezogen sind dies bei 3 ata Dampfdruck 34 kcal, bei 5 ata Dampfdruck 54 kcal.

Bei diesem Vorgang geht aber nicht nur die Wärme, sondern auch das Kondensat selbst verloren und muß durch Zusatzspeisewasser ersetzt werden. Bei 3 ata sind dies 6 vH, bei 5 ata 10 vH Kondensatverlust.

### c) Rückführung des Kondensates.

Alles Kondensat muß — soweit es sich irgend ermöglichen läßt — restlos gesammelt werden, denn es stellt vorgewärmtes und bereits gereinigtes Speisewasser

dar. Als unvermeidbare Verlustquelle haben wir das Nachverdampfen im Kondensatopf kennen gelernt. Dazu kommen aber in der Praxis eine Reihe weiterer Verlustquellen, die sich nur bei schärfster Überwachung des Netzes, also bei bester Disziplin im Betrieb auf ein erträgliches Maß herunterdrücken lassen.

Die Rückführung des Kondensates nach dem Kesselhaus ist am einfachsten, wenn die ganze Kondensatleitung mit ständigem Gefälle nach dem Kesselhaus zu verlegt werden kann. Ist dies nicht möglich, so sind Kondensatpumpen oder automatische Kondensatrückspeiser zu verwenden. Die Bauart eines solchen Rückspeisers zeigt Abb. 86. Das von *a* kommende Kondensat füllt den Topf *T* und hebt den Schwimmer *S* bis zum Stellingring *R*. Bei weiterem Wasserzulauf wird schließlich der Auftrieb so groß, daß das Kippgewicht *K* umfällt, wodurch gleichzeitig der Dampf-einlaß *E* geöffnet wird. Durch den Druck des eintretenden Kesseldampfes fließt nunmehr das Wasser durch den Auslaß *A* ab. Beim Entleeren sinkt der Schwimmer und dreht das Kippgewicht wieder zurück.

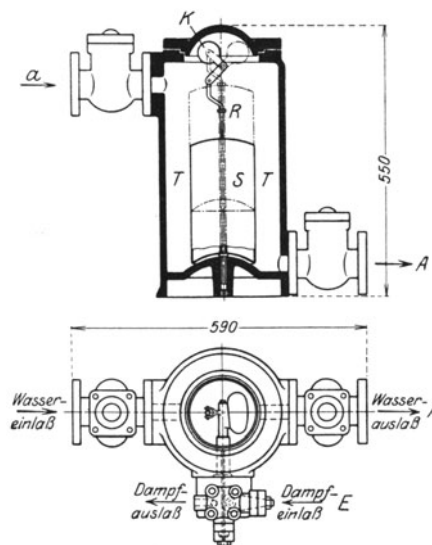


Abb. 86. Kondensat-Rückspeiser.

Ist in seltenen Fällen die Rückführung des Kondensats technisch undurchführbar oder wirtschaftlich nicht berechtigt, so läßt man das Wasser in die Kanalanlage abfließen. Dann ist aber die Vorschaltung einer Grube nötig, in der sich das Wasser unter  $40^{\circ}\text{C}$  abkühlt.

### III. Warmwasserheizungen.

#### A. Allgemeines.

Die Begriffe „Warmwasser“ und „Heißwasser“ sind im Sprachgebrauch der Heizungstechnik durch den Wert  $100^{\circ}\text{C}$  für die Wassertemperaturen gegeneinander abgegrenzt. In diesem Sinne unterscheidet man zwischen „Warmwasserheizungen“ und „Heißwasserheizungen“. Eine andere Unterscheidung ist die in Wasserheizungen mit offenem und solche mit geschlossenem Ausdehnungsgefäß.

Beide Arten der Unterscheidung decken sich nicht völlig, denn es kann bei einer Anlage mit offenem Ausdehnungsgefäß, wenn dies außergewöhnlich hoch liegt, sehr wohl möglich sein, die Wassertemperatur über  $100^{\circ}\text{C}$  zu steigern. So ist z. B. bei einem Höhenunterschied von 10 m zwischen dem Ausdehnungsgefäß und dem höchstgelegenen Heizkörper eine Wassertemperatur von nahezu  $120^{\circ}\text{C}$  möglich, ohne daß Dampf-bildung im System entsteht.

Die Unterscheidung in offene und geschlossene Systeme ist also die schärfere und vor allem im Hinblick auf die behördlichen Sicherheitsvorschriften die allein eindeutige Unterscheidung. Im allgemeinen genügen jedoch die kurzen Bezeichnungen Warm- bzw. Heißwasserheizung.

Die Warmwasserheizung wird als Schwerkraft- und als Pumpenheizung ausgeführt. Bei der Schwerkraftheizung wird der Wasserumlauf dadurch bewirkt, daß das abgekühlte (schwerere) Fallstrangwasser das heiße (leichtere) Steigstrangwasser hochdrückt. Man findet manchmal den Umlauf so erklärt, daß dem wärmeren Wasser ein natürliches Bestreben innewohne, in die Höhe zu steigen. Sinngemäß spricht



man dann von Auftriebsheizungen. Diese Erklärung ist natürlich nicht richtig, denn auch das heiße Wasser unterliegt der Wirkung der Schwerkraft. In den weitaus meisten Fällen schadet diese falsche Vorstellung nicht, in einigen Sonderfällen aber vermag sie doch zu falschen Schlüssen zu verleiten, und es ist darum gut, sich nur an das Wort „Schwerkraftheizung“ und an die erste Erklärung zu gewöhnen.

Bei sehr weit ausgedehnten Anlagen reicht die Schwerkraftwirkung nicht aus, um einen genügenden Wasserumlauf zu erzielen, und man baut dann eine Pumpe in den Hauptstrang ein.

## B. Schwerkraftheizung.

### 1. Führung der Rohrstränge.

#### a) Obere Verteilung, Zweirohrsystem (Abb. 87).

Vom Kessel *K* wird das heiße Wasser durch den Hauptsteigstrang zur oberen Verteilung *OV* geführt. An diese schließen sich die Fallstränge an, die das heiße Wasser nach den Heizkörpern führen. Aus ihnen strömt das abgekühlte Wasser durch den anderen Teil der Falleitungen nach dem Keller zur gemeinsamen Sammelleitung *S* und aus dieser zum Kessel.

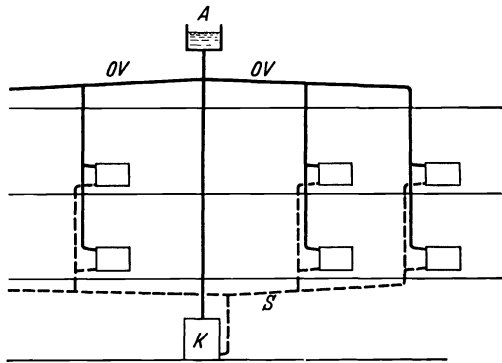


Abb. 87. Obere Verteilung. Zweirohrsystem.

Am höchsten Punkt der oberen Verteilung ist das Ausdehnungsgefäß angeschlossen, das beim Anwärmen der Anlage die überschüssigen Wassermengen aufnehmen muß. Durch das Ausdehnungsgefäß ist die freie Verbindung mit der Atmosphäre hergestellt, so daß auch bei einem Überheizen des Kessels der Druck nicht unzulässig hoch ansteigen kann. Durch das Ausdehnungs-

gefäß hindurch erfolgt ferner die Entlüftung des ganzen Rohrnetzes. Zu diesem Zwecke müssen, wie Abb. 87 zeigt, alle Leitungen vom tiefsten Punkt beginnend bis zum Ausdehnungsgefäß ansteigen, damit beim Füllen des Systems die Luft aus Kessel, Rohrleitung und Heizkörpern entweichen kann. Diese Rohranordnung heißt Zweirohrsystem, weil jeder Heizkörpergruppe zwei Fallstränge zugeordnet sind.

#### b) Obere Verteilung, Einrohrsystem (Abb. 88).

Die Anordnung ist sinngemäß dieselbe wie in Abb. 87, nur wird hier das aus dem Heizkörper austretende Wasser in denselben Fallstrang zurückgeführt, daher der Name Einrohrsystem.

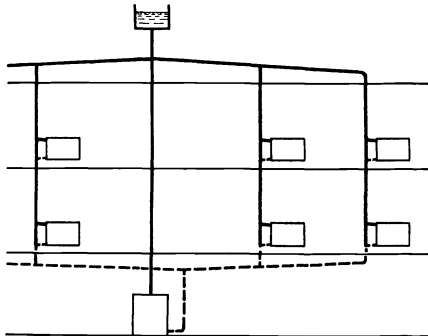


Abb. 88. Obere Verteilung. Einrohrsystem.

#### c) Untere Verteilung (Abb. 89).

Hier erfolgt die Wasserverteilung schon im Keller. Von den verschiedenen Stellen der unteren Verteilung *UV* steigt das heiße Wasser durch die Steigstränge hoch, tritt aus den Heizkörpern abgekühlt in die Fallstränge *F*, gelangt hier in den Keller und kommt über die gemeinsame Sammelleitung *S* wieder zum Kessel. Auf eine der Steigleitungen ist das Ausdehnungsgefäß aufgesetzt. Zum Zwecke der

Entlüftung wird die untere Verteilleitung sowie auch die Sammelleitung mit Neigung verlegt. Von dem obersten Ende einer jeden Steigleitung ist durch ein Entlüftungsrohr die Verbindung mit dem Ausdehnungsgefäß hergestellt. Bei der einen Ausführungsform werden die Entlüftungsleitungen im Dachraum verlegt und sie werden dann von oben her zu dem Ausdehnungsgefäß geführt. Bei ungeheizten Dachräumen

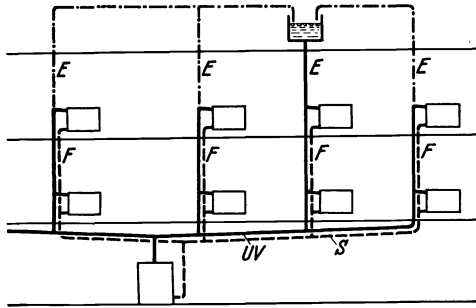


Abb. 89. Untere Verteilung.

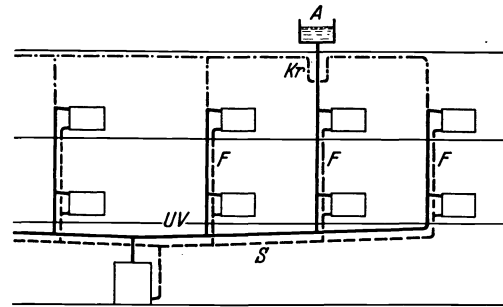


Abb. 90. Untere Verteilung mit gekröpften Entlüftungsleitungen.

besteht dann aber die Gefahr, daß die in den Dachraum hereinragenden ruhenden Wassersäulen (*E* in Abb. 89) einfrieren. Man muß deshalb häufig die Entlüftungsleitungen in das oberste, noch beheizte Stockwerk verlegen (Abb. 90). Ohne die Kröpfungen an der Stelle *Kr* würden sich die Entlüftungsleitungen mit Wasser füllen, und es könnten Zirkulationen zwischen Teilen des Systems eintreten, die man vermeiden muß. Durch die Kröpfungen erzielt man Luftsäcke in den Entlüftungsleitungen, die eine Zirkulation verhindern.

#### d) Anwendung von oberer und unterer Verteilung sowie von Zwei- und Einrohrsystem.

Die Erfahrung lehrt, daß die Wasserbewegung bei oberer Verteilung schneller in Gang kommt als bei unterer Verteilung und im allgemeinen auch kräftiger ist. Sie gibt ferner kühlere Keller, da weniger Rohrleitungen den Keller durchziehen. Die Erwärmung des Dachraumes durch die oberen Verteilleitungen ist nicht restlos als Verlust zu bewerten, in manchen Fällen ist sie sogar erwünscht. Die Anlagekosten sind bei unterer Verteilung im allgemeinen etwas niedriger.

Es ergeben sich so eine Reihe von Überlegungen, die nach dem jeweils vorkommenden Falle die Entscheidung beeinflussen werden. Unter sonst gleichen Verhältnissen wird untere Verteilung bei kleinen und mittleren Anlagen, obere Verteilung hingegen bei waagrecht weit ausgedehnten Bauten mit schlechten Umtriebsverhältnissen angewendet.

In der Regel kommt das Zweirohrsystem zur Anwendung. Das Einrohrsystem hat als Vorteil die besonders einfache Rohrführung. Seine Nachteile sind: Gegenseitige Beeinflussung der im gleichen Strang angeordneten Heizkörper und Notwendigkeit der Vergrößerung der unteren Heizflächen.

## 2. Sicherheitsvorrichtungen.

Wie schon auf Seite 45 erwähnt, sind die Warmwasserheizungen dadurch gekennzeichnet, daß die Temperatur des Wassers nicht über  $100^{\circ}\text{C}$  steigen kann, weil der Wasserinhalt dauernd mit der Atmosphäre in Verbindung steht. Die Behörden verlangen nun, daß diese Verbindung in allen Fällen auch wirklich gewährleistet ist und durch kein Versehen oder keine Nachlässigkeit im Betriebe aufgehoben werden kann. In der Hauptsache laufen diese Bestimmungen darauf hinaus, daß zwischen jedem einzelnen Kessel und dem Ausdehnungsgefäß eine freie, durch

kein Absperrorgan abschließbare Rohrverbindung (Sicherheitsausdehnungs- bzw. Sicherheitsrücklaufleitung) besteht. Es wird aber nicht verlangt, daß diese Sicherheitsleitungen immer in ihrer ganzen Länge als eigene Leitungen neben den schon bestehenden Strängen ausgeführt werden, vielmehr können Vorlauf- und Steigstrang bzw. Rücklauf und Fallstrang zur Herstellung dieser Verbindungen mit benutzt werden, vorausgesetzt nur, daß in dem betreffenden Zug der Rohrführung keine Absperrung möglich ist und die Leitung überall mit Steigung verlegt ist.

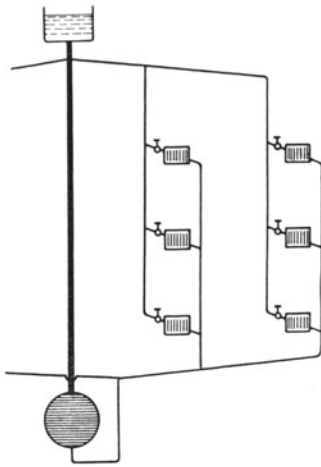


Abb. 91 a.

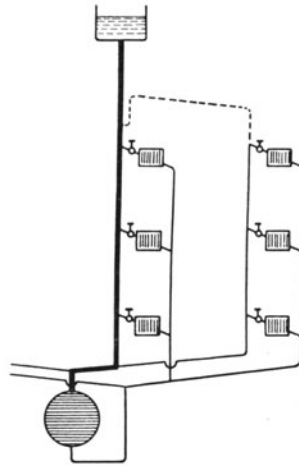


Abb. 91 b.

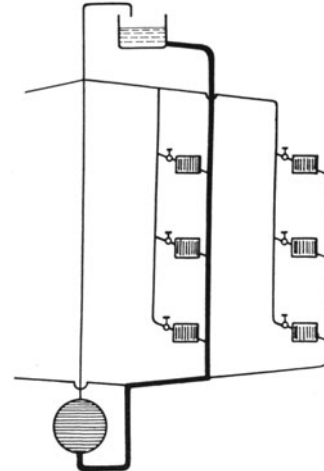


Abb. 91 c.

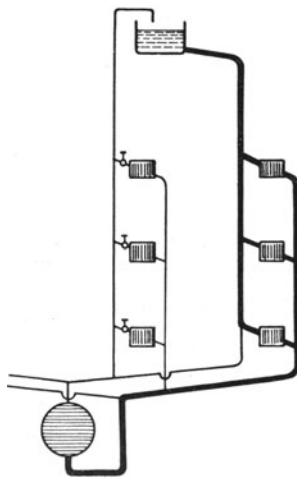


Abb. 91 d.

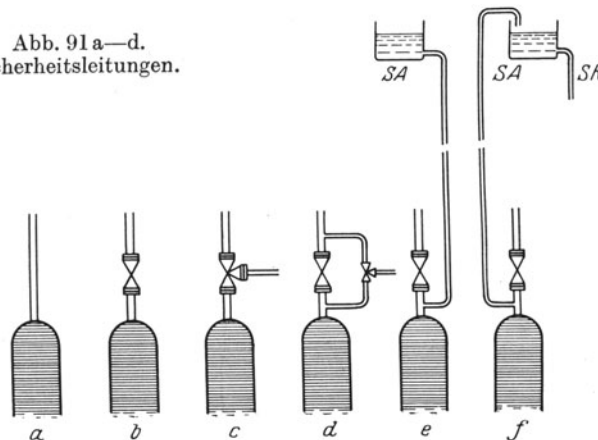
Abb. 91 a—d.  
Sicherheitsleitungen.

Abb. 92 a—f. Zu Abschnitt „Sicherheitsvorrichtungen“.

Für die Sicherheitsausdehnungsleitung verwendet man bei oberer Verteilung meist die Steigleitung, Abb. 91 a, bei unterer Verteilung einen der Steigstränge, Abb. 91 b. Die Sicherheitsrücklaufleitung führt man gewöhnlich in den oberen Teil eines Rücklauffallstranges, Abb. 91 c, ein. Man kann auch den Vorlauffallstrang verwenden, Abb. 91 d, hat dann aber dafür zu sorgen, daß keiner der Heizkörper dieses Stranges ein Absperrventil erhält.

Solange sämtliche Kessel einer Kesselgruppe ohne Absperrorgan mit dem Sammelrohr verbunden sind, Abb. 92 a, bereitet die Herstellung einer ununterbrochenen Verbindung keine Schwierigkeit. Meist wird aber jeder Kessel sowohl an seinem Anschluß an den Vorlauf, Abb. 92 b, als auch an seinem Anschluß an den Rücklauf ein

Absperrorgan erhalten, um ihn vorübergehend vom Wasserumlauf ausschalten und bei Reparaturen ausbauen zu können. Gerade beim Wiedereinbau nach Reparaturen wird leicht das Öffnen der Absperrventile vergessen, was zu Kesselexplosionen führt.

Eine erste Sicherungsmöglichkeit besteht in der Anwendung eines sogenannten Sicherheitswechselventils mit angebauter Ausblaseleitung (vgl. Abb. 92c). Dieses Wechselventil ist nach dem Gedanken des Dreiwegehahnes gebaut. Es gestattet nur zwei Verbindungen, Abb. 93. Bei der Betriebsstellung ist der Durchgang von *A* nach *B* freigegeben, d. h. der Kessel mit dem Vorlauf verbunden und die Verbindung des Kessels und des Vorlaufes mit dem Ausblaserohr vollständig aufgehoben. Bei der zweiten allein noch möglichen Stellung *AC* ist der Kessel mit dem Ausblaserohr und damit auch mit der Atmosphäre verbunden, dagegen ist der Vorlauf abgesperrt. Den Einbau solcher Ventile veranschaulicht Abb. 94. Während des Umstellens geht Wasser durch die Ausblaseleitung verloren. Dieser Wasserverlust läßt sich vermindern, indem man gemäß Abb. 92d als Hauptabsperrorgan ein gewöhnliches Ventil einbaut, eine Umgehungsleitung von kleinerem Durchmesser anordnet und in diese ein kleines Sicherheitswechselventil einsetzt.

Die Anordnung dreier Kessel mit Wechselventilen im Vorlauf und im Rücklauf zeigt Abb. 95. Es ist nicht notwendig, daß die Ausblaseleitungen sämtlicher Wechselventile getrennt geführt werden, sie können auch zu einer gemeinsamen Ausblasesammelleitung zusammengezogen werden. Diese Ausblasesammelleitung ist möglichst 500 mm über Kesseloberkante zu legen, damit zeitweise ausgeschaltete Kessel mit Wasser gefüllt bleiben. Das Ende der Ausblasesammelleitung muß so gelegt werden, daß der Kesselwärter auf etwa austretendes Dampfwassergemisch unbedingt aufmerksam wird, daß aber andererseits durch dieses heiße Gemisch niemand gefährdet werden kann.

Eine andere Ausführungsmöglichkeit besteht darin, daß man zwischen Kessel und Absperrorgan eine unabspernbare Leitung, die Sicherheitsausdehnungsleitung (Abb. 92e) anschließt und bis zum Ausdehnungsgefäß hochführt. Außerdem ist eine Sicherheits-Rücklaufleitung vorgesehen, die die Aufgabe hat, das ins Ausdehnungsgefäß übergekochte Wasser wieder dem Kessel zuzuführen (Abb. 92f).

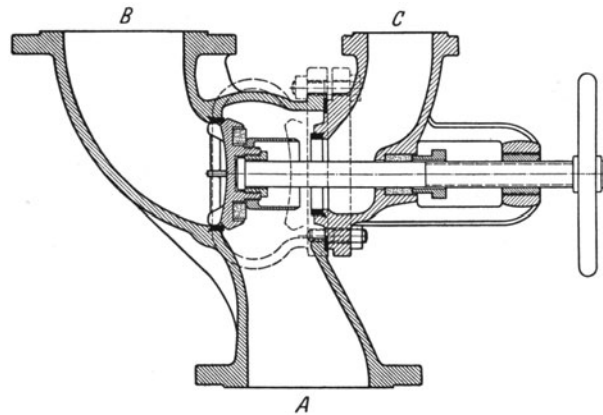


Abb. 93. Wechsel-Ventil.

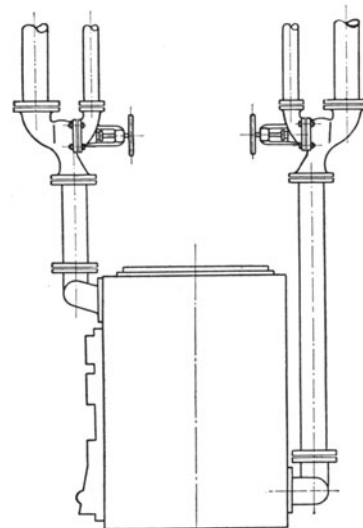


Abb. 94. Einbau zweier Ventile in die Hauptleitungen eines Kessels.

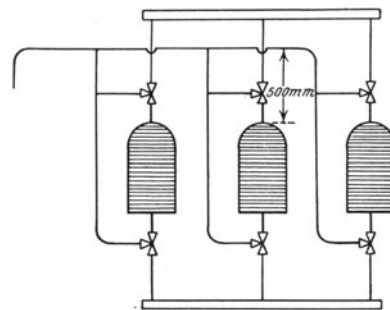


Abb. 95. Wechselventile im Vor- und Rücklauf.

Wegen weiterer Einzelheiten sei auf das Normblatt verwiesen: DIN 4751 „Sicherheitsvorrichtungen für Warmwasserheizungen“.

### 3. Ausdehnungsgefäß.

Abb. 96 und Abb. 97 zeigen das Ausdehnungsgefäß mit den verschiedenen Anschlüssen. Ein Überlaufrohr  $\ddot{U}$  sorgt dafür, daß ein festgesetzter Höchstwasserstand nicht überschritten werden kann.

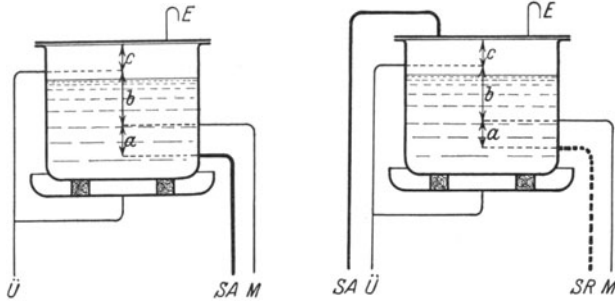


Abb. 96. Ausdehnungsgefäß bei Sicherheitsleitung Bauart A.

Abb. 97. Ausdehnungsgefäß bei Sicherheitsleitung Bauart B.

Um auch einen niedersten Wasserstand nach Möglichkeit zu sichern, gibt ein Melderohr  $M$  dem Kesselwärter die Möglichkeit, vom Kesselhaus aus zu kontrollieren, ob ein vorgeschriebener Mindestwasserstand nicht unterschritten ist. Zu diesem Zweck führt dieses Melderohr bis zum Kesselhaus und ist dort mit einem Hahn verschlossen. Wenn nach dem

Öffnen dieses Hahnes nur kurze Zeit Wasser ausfließt, so war nur das Melderohr voll Wasser, der Wasserstand im Ausdehnungsgefäß aber unter die Einmündung des Melderohres gesunken, und es muß sofort Wasser nachgefüllt werden. Diese Probe ist jedoch nicht ganz sicher, denn schließt der Kesselwärter den Hahn wieder zu früh, so kann dies zu Fehlschlüssen führen. Es ist deshalb zweckmäßig, an das untere Ende des Melderohres keinen Ablaßhahn, sondern ein empfindliches Manometer zu setzen, welches den Druck der Wassersäule im Melderohr mißt. Um die Empfindlichkeit dieser Anzeige zu steigern, wird in diesem Fall ein Ausdehnungsgefäß mit kleiner Grundfläche und großer Höhe gewählt.

Sicherheitsausdehnungsleitung in Abb. 96 und Sicherheitsausdehnungs- sowie Sicherheitsrücklaufleitung in Abb. 97 sind gemäß den früher erwähnten Bestimmungen angeschlossen. Der Deckel des Gefäßes ist mit einem Entlüftungsrohr  $E$  zu versehen. Die Höhe  $a$  (vgl. Abb. 96) wählt man etwa gleich 15 cm, die Höhe  $c$  etwa gleich 10 bis 20 cm. Die Höhe  $b$  errechnet sich aus der Bedingung, daß das Ausdehnungsgefäß zwischen dem mindest zulässigen und dem höchst möglichen Wasserstand die doppelte Ausdehnung des Wasserinhaltes der Anlage aufnehmen kann.

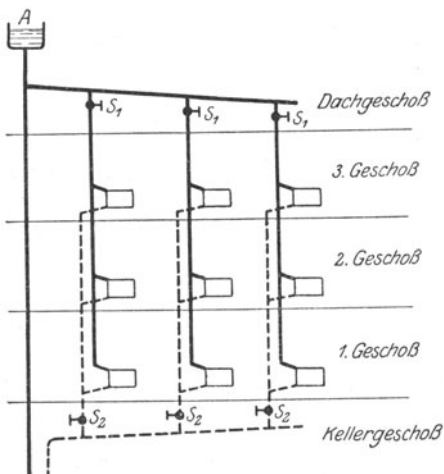


Abb. 98. Anordnung von Strangabsperrovorrichtungen bei Warmwasserheizungen.

Nach den Bestimmungen über „Sicherheitsvorrichtungen“ ist das Ausdehnungsgefäß mit den Zuleitungen frostsicher anzuordnen. Manchmal genügt es, das Gefäß im Dachraum in unmittelbarer Nähe des Schornsteins anzubringen. Sicherer ist es jedoch, das Ausdehnungsgefäß in das Treppenhaus zu verlegen, das hierzu allerdings erweitert und überhöht werden muß. In jedem Fall müssen das Gefäß und die Zuleitungen guten Wärmeschutz erhalten.

### 4. Strangabspernung.

Es ist wichtig, das Rohrnetz so auszubilden, daß bei etwaiger Beschädigung eines Heizkörpers alle übrigen Heizflächen in Betrieb bleiben können. Dies läßt sich dadurch

erreichen, daß jeder Heizkörper im Vor- und Rücklaufanschluß eine Absperrvorrichtung erhält, wovon die eine gleich zur „Voreinstellung“ benutzt werden kann. Eine solche Ausführung ist infolge der großen Zahl der erforderlichen Ventile (Hähne) teuer. In den meisten Fällen wird daher von der Möglichkeit der Ausschaltung der einzelnen Heizkörper Abstand genommen und dafür Strangabspernung vorgesehen. Zu diesem Zwecke erhält jeder Strang (Abb. 98) 2 Absperrvorrichtungen  $S_1$  und  $S_2$ , wobei die oberen Absperrvorrichtungen mit Luftenlaß, die unteren mit Wasserablaßstutzen versehen sind. Bei Beschädigung eines Heizkörpers wird der betreffende Strang entleert, während die ganze übrige Anlage ungestört in Betrieb bleibt. Als Strangabspernungen werden statt gewöhnlicher Ventile, die einen sehr großen Strömungswiderstand aufweisen, mit Vorteil Schrägsitzventile oder Strangschieber benutzt.

### 5. Regelvorrichtungen für Warmwasserheizkörper.

Die heute üblichen Heizkörperventile entstanden durch konstruktive Vereinigung zweier Regelorgane, nämlich der Handregelung und der Voreinstellung.

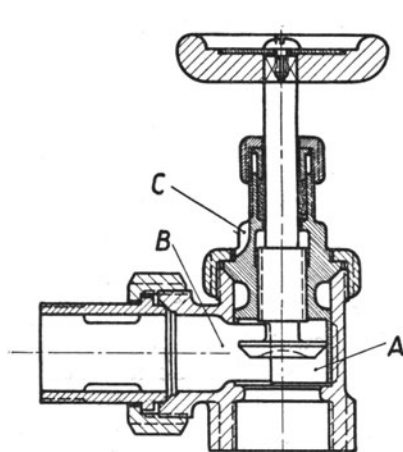


Abb. 99. Regulierventil mit Voreinstellung.

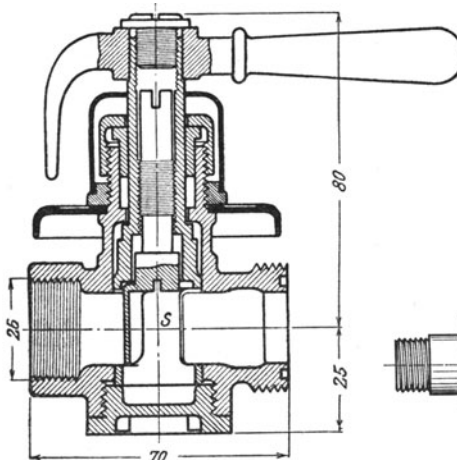


Abb. 100. Regelhahn mit Voreinstellung.

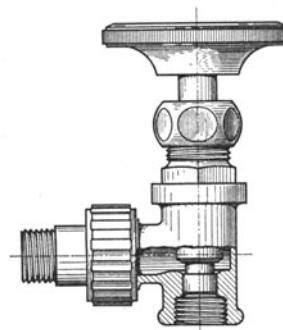


Abb. 101. Regulierventil mit Voreinstellung.

1. Die Handregelung benutzt der Bewohner des Raumes, um seine Heizkörper anzustellen oder abzustellen.

2. Die Voreinstellung braucht der Monteur, wenn er bei der Probeheizung die einzelnen Heizkörper auf gleichmäßige Erwärmung einregeln will.

Abb. 99 zeigt ein solches Ventil im Schnitt. Der Ventilkegel mit der Ventilspindel und dem Handrad bildet zusammen mit seinem Ventilsitz das Organ der Handregelung. Der gesamte engschraffierte Teil ist die Voreinstellung. Ihr wesentlicher Bestandteil ist der Schirm *A*, der die Form eines Halbzylinders hat, und der so verdreht werden kann, daß er die Ausströmöffnung *B* mehr oder weniger verdeckt. Die Verdrehung erfolgt durch einen Steckschlüssel, der bei *C* in einer Nut angreift. Die Lage dieser Nut läßt den Grad der Voreinstellung von außen erkennen.

In Abb. 100 ist eine ähnliche Konstruktion dargestellt, bei welcher jedoch das Handregelorgan nicht als Ventil, sondern als Hahn ausgebildet ist.

Eine andere Ausführung der Voreinstellung zeigt Abb. 101. Die Einstellung geschieht hier durch einen vom Inneren der Hohlspindel aus verstellbaren Regelkonus. Dieser Konus hat eine sehr geringe Steigung und gestattet somit eine sehr feine Einregulierung der Voreinstellung.

Die Forderungen, die man an ein gutes Heizkörperventil stellt, sind:

1. Die Ventilspindel soll im Gehäuse gut abgedichtet sein, bei eingetretener Undichtheit muß eine Reparatur bequem und schnell ausführbar sein.

2. Das Einregeln der Voreinstellung muß bequem und mit wenig Zeitaufwand möglich sein. Da die Ventile meist mit waagerechter Spindel eingebaut werden, ist es am besten, wenn das Einregeln von vorne, also von der Handradseite aus erfolgt.

3. Der Stand der Voreinstellung muß entweder ohne weiteres von außen zu erkennen sein, oder er muß mindestens schnell und bequem nachgeprüft werden können. Eine Änderung der Voreinstellung durch Laien muß nach Möglichkeit verhindert sein.

## 6. Zubehör für Warmwasserkessel.

**Vorlaufthermometer.** Jeder Kessel soll im Vorlauf ein Thermometer besitzen, das die Wassertemperatur anzeigt. Dazu muß die Quecksilberkugel unmittelbar im Wasserstrom liegen oder in eine im Wasserweg liegende Kapsel eingebettet sein, die mit Quecksilber gefüllt wird.

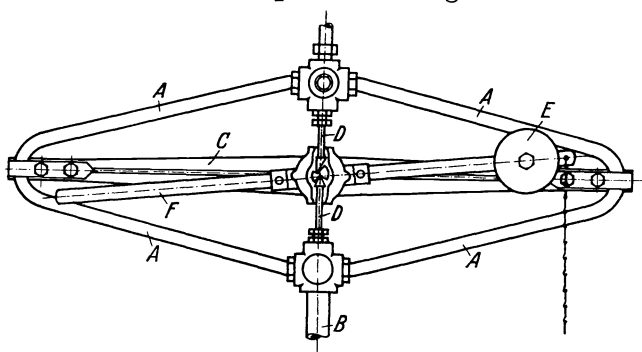


Abb. 102. Verbrennungsregler für Warmwasserkessel.

im Wasserstrom liegen oder in eine im Wasserweg liegende Kapsel eingebettet sein, die mit Quecksilber gefüllt wird.

**Füllung bzw. Entleerung.** Am tiefsten Punkt der Kesselanlage ist ein abschließbarer Füll- bzw. Entleerstutzen vorzusehen. Dieser wird mit der Wasserleitung durch einen Schlauch verbunden. Fehlt die Druckwasserleitung, so erfolgt die Füllung unter Benutzung einer Handpumpe. Die Füll- bzw. Ent-

leerleitung soll abnehmbar sein, damit der Heizer die Dichtheit der Abschlußvorrichtungen überprüfen kann und vor falschen Handgriffen bewahrt bleibt.

**Verbrennungsregler.** Jeder gußeiserne Gliederkessel erhält einen Verbrennungsregler, welcher die Brenngeschwindigkeit so regelt, daß eine eingestellte Vorlauftemperatur selbsttätig eingehalten wird. Er besteht z. B., wie Abb. 102 zeigt, aus einer Stahlrohranordnung *A*, die vom Vorlaufwasser von *B* her durchflossen wird. Die Querdehnung ist durch die Zugstange *C* verhindert. Steigt die Wassertemperatur über den eingestellten Wert, so dehnt sich die Anordnung in lotrechter Richtung. Diese Dehnung bewirkt ein Entfernen der exzentrisch angreifenden Druckstangen *DD* voneinander. Das Gewicht *E* bewegt den Hebel *F* mit seinem rechten Ende abwärts und steuert mit Hilfe einer dort eingehängten Kette die Zuluftklappe. Fällt die Wassertemperatur unter den eingestellten Wert, so bewirken die Druckstangen *DD* ein Anheben des Gewichtes *E* und ein Drehen des Hebels *G* in entgegengesetzter Richtung. Der Regler wird nun von Hand aus dadurch eingestellt, daß der Heizer mittels einer einfachen Stellvorrichtung die Länge der Kette verändert. Außer dem besprochenen Verbrennungsregler gibt es noch eine große Anzahl anderer Bauarten.

## C. Pumpenheizung.

### 1. Allgemeines.

Die Pumpenheizung ist eine Warmwasserheizung, bei der zur Beschleunigung des Umlaufes eine Pumpe eingebaut ist.

Die Vorzüge jeder Warmwasserheizung (S. 68) gelten auch für die Pumpenheizung. Während aber die Schwerkraftheizungen nur für kleinere und mittlere Anlagen ausführbar sind, da für größere Rohrnetze die geringe Druckhöhe zu unwirt-

schaftlich großen Rohrdurchmessern führen würde, ist die Pumpenheizung auch für Gebäude mit großer waagerechter Ausdehnung anwendbar. Sind mehrere getrennt liegende Gebäude an eine gemeinsame Heizung angeschlossen, so wird die Pumpenheizung zur Fernheizung (s. S. 73). Ein Nachteil der Pumpenheizung liegt in der Beschaffung, Wartung und den Betriebskosten der Pumpe.

### 2. Ausführung.

Kesselanlage, Heizkörper und Ausführung der Rohrleitungen sind grundsätzlich dieselben wie bei der Schwerkraftheizung. Auch die Rohrführung in ihren beiden Hauptformen der oberen und unteren Verteilung ist im wesentlichen dieselbe.

Die Pumpe wird meist in den Rücklauf eingebaut. Wird die Pumpe in den Vorlauf eingebaut, so daß sie aus dem Kessel saugt, so besteht die Gefahr von Dampf-

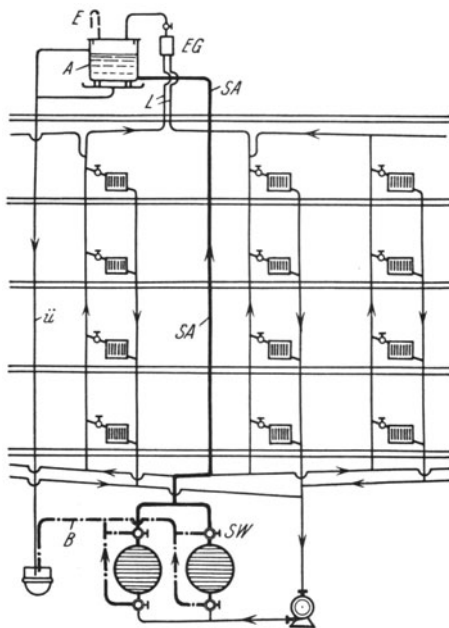


Abb. 103. Pumpenheizung, Ausführungsmöglichkeit der Sicherheitsleitungen.

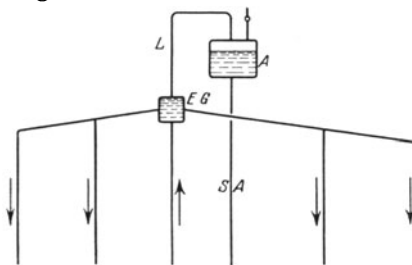


Abb. 104.

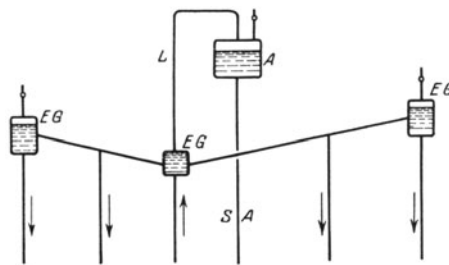


Abb. 105.

Abb. 104 u. 105. Pumpenheizung, Entlüftung bei oberer Verteilung.

bildung und Wasserschlägen. Bezüglich der Sicherheitsleitung ist eine Ausführungsmöglichkeit in Abb. 103 dargestellt:

Besondere Beachtung ist der Entlüftung zuzuwenden, da durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten das Ausscheiden der Luft aus dem Wasserstrom bedeutend erschwert wird. Man bringt deshalb im oberen Verteilpunkt (vgl. Abb. 104) eine Erweiterung an, das sogenannte Entlüftungsgefäß EG, in der das Wasser zur Ruhe kommt und die Luft sich ausscheiden kann.

Eine andere Ausführungsform gibt Abb. 105. Vom Kessel strömt das Wasser durch eine Steigleitung zu einem Entlüftungsgefäß, das sich seinerseits wieder in das Ausdehnungsgefäß entlüftet. Die Vorlaufleitungen führen steigend bis zum letzten Strang, woselbst wieder jeweils ein Entlüftungsgefäß angebracht ist. Die letztgenannten Entlüftungsgefäße sind von Zeit zu Zeit von Hand zu entlüften.

Es kommt bei Pumpenheizungen manchmal vor, daß die der Pumpe nächstgelegenen Stränge sehr stark abgedrosselt werden müssen. Diese Anordnung, die zu manchen Unzuträglichkeiten führt, wird bei der von Tichelmann benutzten Rohrführung (Abb. 106) vermieden.



Oftmals wird versucht, bei einer für Pumpenwirkung berechneten Anlage die Pumpe nur zum Anheizen oder bei sehr strengem Frost als Zusatzantrieb zu benutzen. Dies ist nur dann möglich, wenn der Pumpendruck so niedrig angenommen wird, daß sich die Strömungsverhältnisse der Pumpenheizung nur wenig von den durch die Schwerkraftwirkung hervorgebrachten Strömungsvorgängen unterscheiden. Bei der Berechnung der Pumpenheizung darf dann die Schwerkraftwirkung nicht vernachlässigt werden.

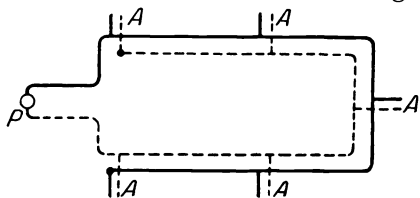


Abb. 106. Rohrführung nach Tichelmann.

Die Pumpe ist so aufzustellen und so mit der Rohrleitung zu verbinden, daß durch sie keine Geräusche in die Anlage übertragen werden (schallsicherer Pumpenaufbau auf dämpfender Unterlage, ruhiger Lauf des Antriebsmotors, nicht zu hohe Drehzahl, Verwendung dicker Gummischeiben zwischen Pumpen- und Rohrleitungsflanschen). Der Betrieb der Pumpe ist unter allen Umständen sicherzustellen. Es ist daher zweckmäßig, in jedem Falle zwei voneinander völlig unabhängige Antriebsmotore zu beschaffen, von denen einer als Reserve dient. In manchen Fällen empfiehlt sich die Trennung in Tag- und Nachtpumpen zwecks Betriebskostensparnis.

## D. Betriebseigenschaften der Warmwasserheizungen.

### Die Begriffe: generelle Regelung, örtliche Regelung und Selbstregelung.

Unter genereller Regelung versteht man die vom Kesselhaus, also von zentraler Stelle aus betätigte Anpassung der Heizung an die schwankende Außentemperatur. Das Mittel dazu ist die Veränderung der Vorlauftemperatur am Kessel. Da jedes Gebäude und auch jede Heizungsanlage ihre Besonderheiten hat, läßt sich der Zusammenhang zwischen Kesselvorlauftemperatur und Außentemperatur nicht allgemein gültig feststellen. Als Anhalt kann gelten:

Außentemperaturen	von rd.	-20	-10	$\pm 0$	$\pm 10$	+15° C
Vorlauftemperaturen	von rd.	90	75	60	45	35° C

Weisen mehrere Raumgruppen gegeneinander verschiedene Betriebsverhältnisse, z. B. Lage nach Süden und Norden oder Windangriff und geschützte Lage usw. auf, so soll man jeder Gruppe getrennten Vorlauf geben, um durch verschiedene Vorlauftemperaturen in den einzelnen Systemen eine Teilregelung der ganzen Gebäudeheizung durchführen zu können. Häufig sind dann auch getrennte Rückläufe nötig.

Die Warmwasserheizung vermag zwar dem schwankenden Wärmebedarf mit hinreichender Genauigkeit zu folgen, aber nicht immer mit hinreichender Schnelligkeit. Wegen des großen Speichervermögens des Wassers dauert es geraume Zeit, ehe sich eine veränderte Feuerführung in einer veränderten Wassertemperatur auswirkt. Man spricht deshalb von einer großen Trägheit der Warmwasserheizung. Durch die Verwendung der Kleinwasserraum-Radiatoren an Stelle der alten Modelle konnte hierin eine nicht unerhebliche Besserung gegen früher erzielt werden. Bei den Schwerkraftheizungen dauert es ferner wegen der geringen Umlaufgeschwindigkeit auch noch lange, ehe in weit entfernt liegenden Heizkörpern sich eine Temperaturänderung bemerkbar macht. Pumpenheizungen mit ihrer größeren Wassergeschwindigkeit haben diesen Nachteil in viel geringerem Maße.

Unter örtlicher Regelung versteht man die durch Verstellung des Heizkörperventiles betätigte Änderung der Wärmelieferung eines einzelnen Heizkörpers. Die Änderung wird eingeleitet durch eine Änderung der Wassermenge. Abb. 107

zeigt den Verlauf der Wassertemperatur längs der Heizfläche und die Wärmelieferung des Heizkörpers bei konstanter Eintrittstemperatur ( $90^{\circ}\text{C}$ ), aber veränderter Wassermenge. Die Wärmelieferung im Normalfall (also mit  $70^{\circ}\text{C}$  Austrittstemperatur) ist mit 100 vH bezeichnet. Es wurde zur Darstellung eine waagerechte Heizkörperform gewählt, weil dann das Diagramm sinnfälliger ist als bei einem stehenden Heizkörper. Dem Wesen nach gilt jedoch der Zusammenhang für alle Heizkörperformen in gleicher Weise.

Aus der nächsten Abb. 108 ist zu erkennen, in welchem Ausmaß die Wassermenge abgedrosselt werden muß, damit eine gewünschte Minderung der Wärmeleistung erzielt wird. Will man die Wärmelieferung um nur 20 vH vermindern, so muß man die Wassermenge um nahezu 60 vH drosseln. Von einer Proportionalität zwischen Wärmelieferung und Wassermenge kann also gar keine Rede sein. Damit ist auch

eine Proportionalität zwischen Wärmelieferung und Verstellwinkel des Heizkörperventiles nicht vorhanden. Dies gilt schon für die Pumpenheizung, in vermehrtem Maße aber für die Schwerkraftheizung, bei der noch eine weitere störende Ursache hinzukommt. Bei Minderung der Wärmelieferung, z. B. um 20 vH, geht — gemäß Abb. 107 — die Austrittstemperatur von  $70^{\circ}$  auf  $51^{\circ}$  zurück. Damit wächst der Gewichtsunterschied im Fall- und Steigstrang, und rückwirkend zieht nun der Fallstrang wieder mehr Wasser durch den Heizkörper.

In der Erkenntnis dieser Umstände werden heute bei den Heizkörperventilen die Bezeichnungen  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$  und Volleistung weggelassen und durch die beiden Aufschriften „offen“ „zu“ ersetzt. Unser Heizkörperventil ist also kein Regulierventil, sondern nur ein Absperrventil.

Eine wichtige Betriebseigenschaft der Warmwasserheizung, insbesondere der Schwerkraftheizung, bezeichnet man mit dem Wort „Selbstregelung“. Wir knüpfen dazu an die obige Bemerkung bei der Regelung durch das Heizkörperventil an. Hier sahen wir, daß bei einer verhältnismäßig großen Veränderung der Wassermenge sich die Wärmelieferung nur wenig ändert und daß sich ferner bei der Schwerkraftheizung sofort innere Kräfte auslösen, die eine durch das Ventil eingeleitete Veränderung der Wassermenge wieder rückgängig zu machen trachten, so daß also die Schwerkraftheizung ein sehr stabiles System darstellt. Wir haben

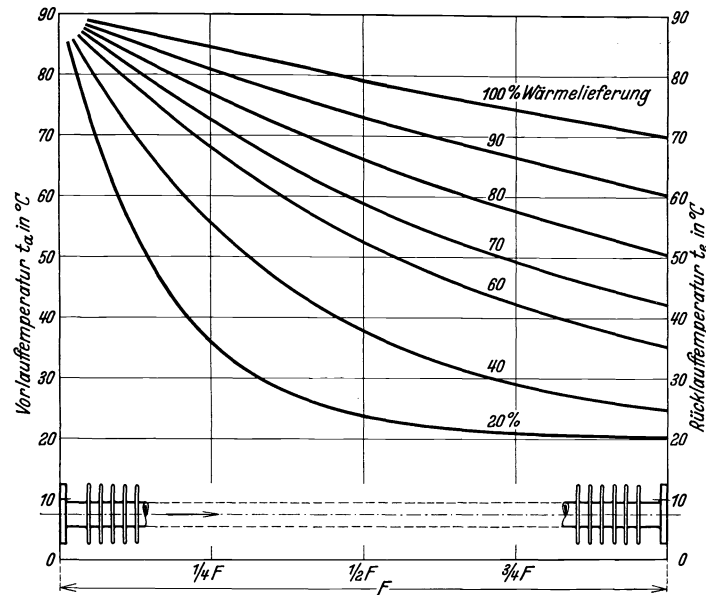


Abb. 107. Verlauf der Wassertemperatur längs der Heizfläche bei verschiedener Wärmelieferung.

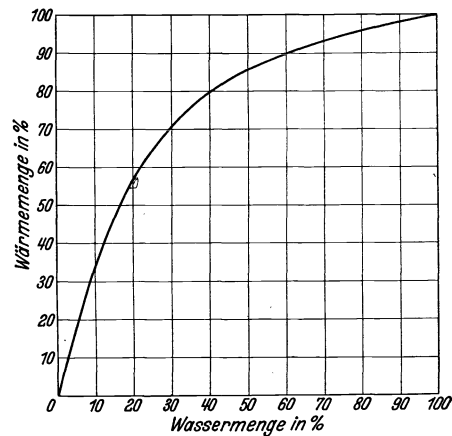


Abb. 108. Abhängigkeit der gelieferten Wärmemenge von der durchfließenden Wassermenge.

bisher, als wir von der Regelung sprachen, diese Eigenschaft als Nachteil kennengelernt, dürfen nun aber nicht übersehen, daß diese Eigenschaft in anderer Hinsicht auch überaus wertvoll ist, denn sie macht die Warmwasserheizung auch unempfindlich gegen unbeabsichtigte Veränderungen und Störungen. Wenn z. B. bei der Berechnung der Anlage sich ein Rechenfehler eingeschlichen hat, oder wenn bei der Montage eine größere Unachtsamkeit unterlaufen ist, so macht sich dies aus dem obengenannten Grunde nur in stark abgeschwächtem Ausmaße bemerkbar. Der Selbstregelung ist es zu danken, daß Heizungsanlagen mit beachtlichen Fehlern bei hoher Vorlauftemperatur annähernd befriedigend arbeiten können. Mit abnehmender Vorlauftemperatur nimmt allerdings die Selbstregelung in ihrer Wirkung stark ab und die Fehler der Anlage treten dann erst in Erscheinung. Man ist gezwungen, solche Heizungen in der Übergangszeit mit unnötig hoher Temperatur zu betreiben, um einen annähernd gleichmäßigen Gang der Anlage zu erzielen. Daraus folgt die bekannte Regel, daß man das Arbeiten einer Heizungsanlage nicht bei hohen, sondern bei niedrigen Vorlauftemperaturen prüfen und beurteilen soll.

#### IV. Heißwasserheizungen.

Über die Abgrenzung der Begriffe „Warmwasser“ und „Heißwasser“ vergleiche man die Ausführungen auf S. 45. Das Heißwasser findet in der Heizungstechnik hauptsächlich Verwendung zur Verteilung der Wärme über ein größeres Gelände (Fernverteilung der Wärme S. 73). An den Endpunkten des Verteilnetzes erfolgt dann meist die Umformung in Warmwasser oder Niederdruckdampf, mit denen dann die Raumheizkörper gespeist werden. Da für die Bewertung einer Heizungsanlage die Eigenschaften des Wärmeträgers innerhalb des Heizkörpers entscheidend sind, sollte man solche Anlagen nicht als Heißwasserheizungen bezeichnen, sondern sie — gegebenenfalls mit einem Zusatz — als Warmwasser- oder Niederdruckdampfheizungen.

Zur unmittelbaren Erwärmung von Heizflächen dient das Heißwasser meist nur bei gewerblichen oder industriellen Apparaten (Koch-, Destillier-, Trockenapparate usw.). Die Erwärmung von Räumen durch Heizkörper, in denen unmittelbar das heiße Wasser Verwendung findet, beschränkt sich auf Ausnahmefälle. Ein solcher Fall kann eintreten, wenn an das Heißwassernetz einer industriellen Anlage einige wenige Raumheizkörper angeschlossen werden müssen. Wegen des hohen Druckes im Heißwassernetz ist dann meist die Verwendung von besonders druckfesten Heizkörperbauarten erforderlich.

#### V. Niederdruckdampfheizung.

##### A. Verhalten des Dampfes im Heizkörper.

Wir denken uns einen vollständig kalten und mit Luft gefüllten Heizkörper. Das Regulierventil *A*, Abb. 109, soll vorerst ganz geschlossen und die Leitung vor dem Regulierventil mit Dampf von geringem Überdruck gefüllt sein. Öffnet man nun langsam das Regulierventil, so tritt Dampf in den Heizkörper ein. Für sein Verhalten im Heizkörper ist in erster Linie die Tatsache wesentlich, daß das spezifische Gewicht der Luft sogar bei 100° C noch das 1½fache desjenigen des Dampfes ist, daß also der Dampf auf der Luft schwimmt. Der Dampf wird also von oben her den Heizkörper anfüllen und dabei die Luft nach unten aus dem Heizkörper herausdrängen. Damit dies möglich ist, muß die aus dem Heizkörper herausführende Leitung, die Kondensleitung, mit der Atmosphäre in Verbindung stehen. Indem der Dampf so vordringt, bespült er immer mehr Heizfläche, und schließlich ist die Heizfläche so groß geworden, daß sie gerade hinreicht, die eintretende Dampfmenge voll-

ständig niederzuschlagen, d. h. die Trennungslinie zwischen Dampf und Luft (Linie  $D-E$  der Abb. 109) kommt zum Stillstand. Dreht man nun das Regulierventil noch etwas weiter auf, so strömt mehr Dampf ein, die Trennungslinie  $D-E$  rückt weiter nach unten, die Heizfläche und damit auch die Wärmeabgabe des Heizkörpers nimmt zu. Umgekehrt ist der Vorgang, wenn man das Regulierventil stärker schließt. Die Trennungslinie  $D-E$  rückt nach oben, und die Heizfläche sowie die Wärmeabgabe wird kleiner. Bei diesem Zurückgehen des Dampfes wird durch die Kondensleitung, die ja, wie oben erwähnt, mit der Atmosphäre in Verbindung stehen muß, wieder Luft angesaugt. Die Wärmeabgabe des einzelnen Heizkörpers kann also verändert werden, d. h. die Niederdruckdampfheizung ist regulierbar. (Örtliche Regelung, vgl. S. 54.)

Eine Anpassung der ganzen Heizungsanlage an die Schwankungen der Außentemperatur (generelle Regelung) durch Veränderung des Kesseldruckes ist im allgemeinen nicht möglich. Über die Bemühungen, auch die Niederdruckdampfheizung generell regelbar zu machen, sei auf die Literatur in der Fußnote<sup>1</sup> verwiesen.

An der Sohle aller waagerechten Kondensleitungen strömt Kondensat, darüber liegt ruhende Luft, die nur während eines Reguliervorganges etwas nach dem Heizkörper zu- oder von ihm wegwandert. Bei einer einwandfreien Anlage darf kein Dampf in die Kondensleitung übertreten, da sonst mannigfache Störungen, vor allem das bekannte knatternde Geräusch, auftreten würden. Um das Übertreten des Dampfes zu vermeiden, darf nicht mehr Dampf in den Heizkörper einströmen, als seine Heizfläche niederzuschlagen vermag. Dies läßt sich erreichen, wenn vor dem Regulierventil nur ein geringer Überdruck herrscht. Die Versuche haben ergeben, daß etwa 200 mm WS am zweckmäßigsten sind. Das Rohrnetz muß also so berechnet sein, daß infolge der Reibungsverluste der Druck von der Kesselspannung am Anfang der Leitung bis auf 200 mm vor dem Heizkörper abfällt. Da sich dies aber infolge Ungenauigkeiten in der Rohrnetzrechnung nicht immer vollständig durchführen läßt, wird vor dem Regulierventil  $A$  ein Voreinstellventil  $F$  eingebaut. Meist sind, wie schon auf S. 51 gezeigt, Voreinstellventil und Regulierventil konstruktiv in einem einzigen Organ vereint. Für Niederdruckdampfheizkörper werden die gleichen Regulierventile verwandt wie für Warmwasserheizkörper. Das Voreinstellventil wird vom Monteur bei der Probeheizung so einreguliert, daß bei ganz offenem Handrad kein Dampf in die Kondensleitung übertritt. Um dies beobachten zu können, wird in die Kondensleitung unmittelbar nach dem Heizkörper ein T-Stück  $C$  mit verschließbarem Abzweig eingesetzt (vgl. Abb. 109). Den Stopfen nimmt der Monteur bei der Probeheizung heraus, um feststellen zu können, ob die Kondensleitung frei von Dampf ist.

Oft nützt man den Heizkörper nicht ganz aus und stellt die Voreinstellung des Ventils so ein, daß auch beim höchsten Druck ein kleiner Heizkörperanteil kalt bleibt. Dieser Restteil soll bei Druckschwankungen ein „Durchschlagen“ des Heizkörpers verhindern.

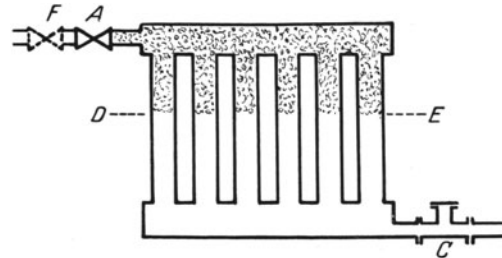


Abb. 109. Niederdruckdampfheizkörper, halb gefüllt.

<sup>1</sup> Körting, Johannes: Niederdruckdampfheizung (Milddampfheizung). *Gesundh.-Ing.* 1924, S. 444. — Wierz, M.: Die allgemeine Regelung der verschiedenen Heizungsanlagen. *Haustechn. Rdsch.* 1936, S. 47. — Schmitz Hannover, John: Der Betriebsdruck der Niederdruckdampfheizung. *Gesundh.-Ing.* 1937, S. 161. — Bohm, A.: Die regelbare Niederdruckdampfheizung (Klostermann). *Gesundh.-Ing.* 1937, S. 757.

Um die Kondensleitung zwangsläufig dampffrei zu halten, empfiehlt sich in manchen Fällen auch die Verwendung von Dampfstauern. Es sind dies Organe, die den Zweck haben, Kondenswasser abfließen, aber keinen oder nur wenig Dampf austreten zu lassen. In Abb. 110 ist ein Ausdehnungs-Dampfstauer dargestellt.

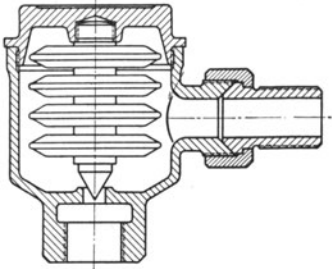


Abb. 110. Ausdehnungsdampfstauer.

## B. Rohrführung.

Bei der Anordnung der Rohre ist vor allem darauf zu achten, daß das Kondensat, welches sich in den Dampfleitungen bildet, möglichst in der gleichen Richtung wie der Dampf strömt. Man wird darum die Dampfrohre stets, im Sinne der Dampfströmung gerechnet, mit Gefälle und nicht mit Steigung verlegen. Bei Steigleitungen läßt es sich nicht vermeiden, daß das Kondensat dem Dampf entgegenströmt, man soll deshalb den waagerechten Hauptstrang vor der Abzweigung der Steigleitung entwässern.

### 1. Obere Verteilung (Abb. 111).

Der Dampf wird vom Kessel aus in einem oder mehreren starken Steigsträngen nach dem Dachgeschoß geführt, dort verteilt und in den Fallsträngen  $F_1$  abwärts zu den Heizkörpern geleitet. Das Kondensat wird durch den zweiten Teil der Fallstränge  $F_2$  nach dem Keller und über die Sammelleitung  $S$  nach dem Kessel geleitet. Das Wasser steht bei  $b$  um den Betrag  $a$  höher als im Kessel, wobei die Strecke  $a$  dem Kesseldruck — ausgedrückt in Meter Wassersäule — entspricht. Die Verbindung der Kondensatleitung mit der Atmosphäre, deren Notwendigkeit auf Seite 66 erläutert wurde, ist durch das bei  $c$  eingezeichnete Rohr gegeben. Die Öffnung dieses Rohres

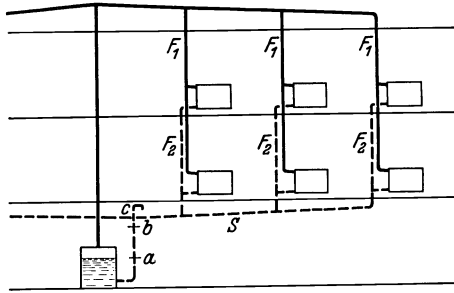


Abb. 111. Niederdruckdampfstrangschema, obere Verteilung.

soll nach unten weisen, damit durch sie keine Schmutzteilchen in die Leitung fallen können. Die Entlüftung  $c$  muß um etwa 300 mm über der Stelle  $b$  liegen.

### 2. Untere Verteilung mit hochliegender Kondensleitung (Abb. 112).

Die Verteilung erfolgt im Kellergeschoß, und zwar müssen, wie schon oben erwähnt, die Verteilungen mit Gefälle in der Dampfrichtung verlegt werden. Die Steigstränge  $S_1$  und  $S_2$  führen den Dampf den Heizkörpern zu, und die Fallstränge  $F_1$  und  $F_2$  leiten das Kondensat nach dem Keller zurück in die gemeinsame Sammelleitung, die mit Gefälle nach dem Kessel zu verlegt ist. Die Entwässerung der Verteilung an der Stelle  $E$ , also beim Abzweig des Steigstranges  $S_2$ , erfolgt durch eine Wasserschleife. Diese ist ein U-Rohr, in dessen beiden Schenkeln das Kondensat entsprechend dem Kesseldruck verschieden hoch steht und in dem soviel Kondensat anfällt, bis bei  $b'$  ein Übertreten des Kondensates in die Kondensatsammelleitung erfolgen kann. Die Schleife muß stets etwas länger ausgeführt werden, als dem Betriebsdruck entspricht, um ein Durchschlagen der Wasserschleife bei

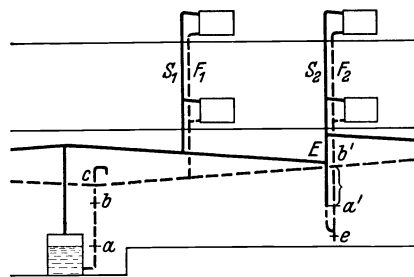


Abb. 112. Niederdruckdampfstrangschema, untere Verteilung, hochliegende Kondensleitung.

Die Schleife muß stets etwas länger ausgeführt werden, als dem Betriebsdruck entspricht, um ein Durchschlagen der Wasserschleife bei

vorkommenden Druckschwankungen zu vermeiden. Die Wasserschleifen haben also genau dieselbe Aufgabe zu erfüllen wie ein Kondensstopf, haben aber den Vorteil, daß sie keinerlei bewegliche Teile besitzen, also immer einwandfrei arbeiten, und daß sie beliebig große und kleine Kondensatmengen einwandfrei abzuführen vermögen.

**3. Untere Verteilung mit tiefliegender Kondensleitung (Abb. 113).**

Die Dampfverteilung erfolgt wie bei hochliegender Kondensleitung. Die Kondensleitung liegt unter dem Kesselwasserstand, steht also immer bis zur Linie *b b* voll Wasser. Man glaubte, daß sie dadurch vor Zerstörung (Rosten) besser geschützt sei als die in Abb. 112 dargestellte hochliegende Leitung. Nach neueren Erfahrungen werden die tiefliegenden Leitungen aber nicht weniger zerstört als die hochliegenden.

Die Entwässerung der Dampfleitung geschieht durch einfache Verbindung mit der Kondensleitung, Wasserschleifen sind mithin überflüssig. Die Entlüftung erfolgt bei *c*. Damit alle Teile der Anlage einwandfrei be- und entlüftet werden können, müssen sämtliche Kondensatfallstränge an eine horizontale Entlüftungsleitung *d—d* angeschlossen werden. Die Leitung *d—d* muß 300 mm über dem Wasserstand *b—b* liegen. Bei tiefliegender Leitung müssen die Türen unterfahren werden (Fußbodenkanal), wobei eine besondere Luftleitung *f* (Abb. 113) nötig wird. Die im Fußboden liegenden Rohrteile können bei Außentüren leicht einfrieren.

Die Kesselhaushöhe ist von der Wahl der Rohrführung abhängig. Sie ergibt sich z. B. für Abb. 112 wie folgt:

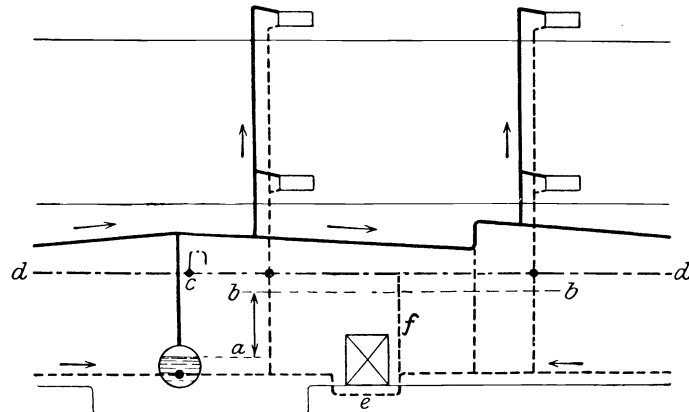


Abb. 113. Tiefliegende Kondensleitung.

Höhe des Wasserstandes <i>a</i> . . . . .	1500 mm
Betriebsdruck <i>a b</i> . . . . .	1000 „
Sicherheitszuschlag bis <i>c</i> . . . . .	300 „
Gefälle der Kondensleitung = je 5 mm auf 1 m, daher z. B.	
bei 50 m . . . . .	250 „
Zuschlag zwischen Oberkante Rohr und Kellerdecke . . . . .	200 „

Daher lichte Kesselhaushöhe 3250 mm

Die kleinste Kesselhaushöhe ergibt sich bei oberer Verteilung, hierauf folgt untere Verteilung mit tiefliegender Kondensleitung, während die untere Verteilung mit hochliegender Kondensleitung die größte Kellerraumhöhe erfordert.

**C. Dampferzeugung.**

Niederdruckdampfheizungen arbeiten mit folgenden Drücken:

0,05 bis 0,1 atü bei Anlagen mit einer waagerechten Ausdehnung bis 200 m,	
0,15 atü            „    „    „    „    „    „    „    „    „    „    „    „    „    „    „	300 m,
0,20 atü            „    „    „    „    „    „    „    „    „    „    „    „    „    „	500 m.

Bei Kesseln mit Drücken von mehr als 0,5 atü gelten die gesetzlichen Bestimmungen für Hochdruckdampfkessel.

In Industriebetrieben wird der Dampf für Heizzwecke oft aus Hochdruckdampf gewonnen, indem man diesen in einem Reduzierventil oder besser in einer Kraftmaschine (Abdampfverwertung) sich auf 1,0 bis 1,5 ata entspannen läßt. Hierüber vgl. S. 85 ff.

Im allgemeinen jedoch wird der Niederdruckdampf in den auf S. 20 bis 24 beschriebenen Kesseln erzeugt. Für Niederdruckdampfheizungen erfordern die Kessel eine Reihe besonderer Zubehörteile.

### D. Zubehör für Dampfkessel.

**Manometer.** Jeder Kessel muß ein empfindliches Manometer erhalten, das die Dampfspannung in  $\frac{1}{100}$  atü abzulesen gestattet. Die Betriebsspannung ist besonders kenntlich zu machen.

**Wasserstand.** Die Kessel sind mit Marken für den höchsten (mittleren) und tiefsten Wasserstand auszurüsten.

**Verbrennungsregler.** Eine der Hauptforderungen eines einwandfreien Betriebes ist die möglichst genaue, selbsttätige Einhaltung der von Hand aus eingestellten Dampfspannung. Diesem Zweck dienen die Verbrennungsregler. Abb. 114 zeigt einen sog. Membranregler. Der von *a* kommende Dampf drückt bei wachsender Spannung stärker auf die Membran *b*, wodurch der entlastete Hebel *c* gesteuert wird. Dieser drosselt mit Hilfe einer (verstellbaren) Kette die Zuluftklappe des Kessels. Bei zu stark abfallendem Druck hebt ein Gewicht den Hebel an, worauf sich die Luftzufuhr zum Rost weiter öffnet. Zwischen *a* und *b* befindet sich Sperrwasser, wodurch die Lebens-

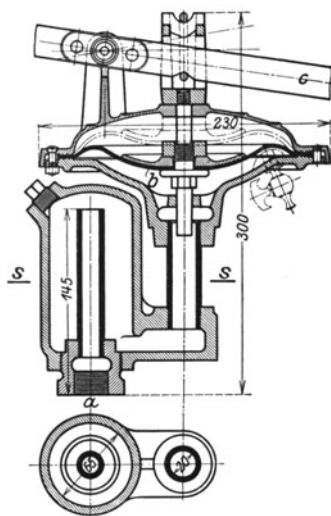


Abb. 114. Membranregler.

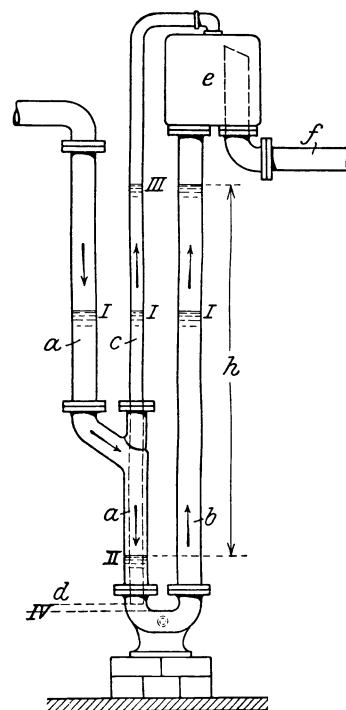


Abb. 115. Standrohr.

dauer der Membran verlängert wird. Die Einstellung des gewünschten Dampfdruckes erfolgt durch Verschiebung des Gewichtes und Längenänderung der oben erwähnten Kette.

**Standrohr.** Die behördlichen Vorschriften<sup>1</sup> verlangen, daß Niederdruckdampfkessel gegen Überschreitung des genehmigten Höchstdruckes durch ein Standrohr gesichert werden. Die zugelassenen Bauarten der Standrohre enthält das Normblatt DIN 4750 „Standrohre für Niederdruckdampfkessel“, das auch Einzelheiten über die Abmessung der Standrohre, die Sicherung von Kesselgruppen usw. enthält.

Standrohre sind stehende U-Rohre mit Wasser als Sperrflüssigkeit. Der kürzere Schenkel ist mit dem Dampfraum des Kessels verbunden, der längere Schenkel, der in seiner Länge dem zugelassenen Höchstdruck entspricht, ist offen. Wird der

<sup>1</sup> Reichsgesetzbl. Nr. 80 vom 5. Sept. 1936, mit einer Änderung im Ministerialbl. f. Wirtsch. Nr. 18 vom 13. Okt. 1937.

Höchstdruck überschritten, so wird das Sperrwasser herausgedrückt, und der Kessel kann durch das Standrohr abblasen.

Meist werden die Standrohre so ausgeführt, daß das Sperrwasser nicht ins Freie, sondern in ein Gefäß tritt, aus dem es beim Sinken des Druckes wieder in das Standrohr zurückfließt. Eine solche Ausführung, die außerdem eine Vorausströmung besitzt, stellt Abb. 115 dar. Das Rohr *a* steht mit dem Dampfraum des Kessels in Verbindung. Es bildet mit dem Rohr *b* zusammen ein U-Rohr, in dem das Wasser zunächst in beiden Schenkeln gleich hoch steht (I). Im unteren Teile von *a* steckt noch das nach oben verlängerte Rohr *c*, das den gleichen Wasserstand I aufweist. Tritt nun Dampfdruck auf, so sinkt das Wasser in *a* bis II, dagegen steigt es in *b* und *c* bis III. Die Höhe *h* der Wassersäule ist gleich der Betriebsspannung des Kessels. Steigt diese nun weiter, so fällt das Wasser in *a* bis unter die tiefste Kante *d* des Rohres *c* und stößt aus *c* das Wasser in das Gefäß *e* aus. Nunmehr bläst Dampf durch *c* über *e* und das Rohr *f* ins Freie. Fällt hierauf die Kesselspannung, so geht das Wasser aus *e* durch das Rohr *b* wieder nach *a* bzw. *c*, und der alte Stand ist hergestellt. Steigt aber die Dampfspannung weiter, so gelangt Dampf schließlich in die Ebene IV, worauf das Hauptstandrohr *b* abbläst. Fällt nun der Druck, so tritt das im Gefäß *e* befindliche Wasser wieder in die Standrohre zurück. Durch das vorherige Abblasen des Nebenstandrohres *c* werden die bedeutenden Wasserverluste, die beim Entleeren des Hauptstandrohres eintreten, vermieden.

## VI. Hochdruckdampfheizung.

Die Hochdruckdampfheizung ist dadurch gekennzeichnet, daß der Dampf im Heizkörper eine höhere Spannung als 1 ata besitzt, etwa 1,5 bis 3 ata. Damit ergeben sich dann Heizflächentemperaturen von 110 bis 130° C. Da solche Temperaturen vom hygienischen Standpunkte aus nicht zulässig sind, soll diese Heizungsart für Wohn- und Arbeitsräume nicht verwendet werden. Nur Ausnahmefälle rechtfertigen die Verwendung der Hochdruckdampfheizung.

Das Verhalten des Dampfes im Heizkörper ist hier wesentlich anders als bei der Niederdruckheizung. Es ist nicht möglich, die Heizkörper nur teilweise mit Dampf zu füllen, denn bei den hohen Drücken müßten die Durchgangsquerschnitte der Regulierventile so klein werden, daß dies praktisch nicht ausführbar ist. Die Hochdruckheizkörper erhalten deshalb keine Regulier-, sondern nur Absperrventile. Eine Regulierung ist deshalb nur in der Weise möglich, daß man den Heizkörper unterteilt und nur eine veränderliche Zahl von Teilheizflächen in Betrieb nimmt. Der Dampf füllt aber nicht nur den Heizkörper, sondern er tritt auch in die Kondensleitung über und füllt auch diese mit Dampf unter hohem Druck. Aus diesem Grunde muß der Heizkörper nicht nur ein Absperrventil am Dampfeintritt, sondern auch ein Absperrventil am Dampfaustritt erhalten, da er sonst auf dem Umweg über die anderen nicht abgestellten Heizkörper von rückwärts geheizt würde.

Will man das Übertreten von Dampf in die Kondensleitung vermeiden, so muß hinter jedem Heizkörper oder doch hinter einzelnen Heizkörpergruppen ein Dampfstauer oder ein Kondensstopf eingebaut werden.

**Führung der Heizstränge.** Die beste Strangführung ergibt sich bei oberer Verteilung. Der ankommende Dampf wird entwässert und durch einen Druckminderer auf die Heizspannung gebracht. Der Dampf steigt dann hoch und versorgt mit oberer Verteilung die einzelnen Stränge. Das Kondensat fließt stets in der Strömungsrichtung des Dampfes. — Ungünstiger ist die untere Verteilung, da die Steigstränge nicht einwandfrei entwässert werden können und in ihnen das Kondensat



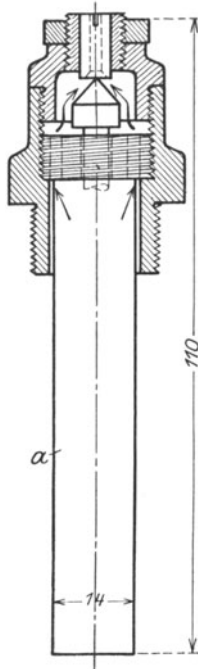


Abb. 116. Selbsttätiger Entlüfter.

dem Dampf entgegenströmt. Trotzdem wird die letztere Ausführung als die billigere meist gewählt.

**Entlüftung der Heizkörper.** Als Heizkörper werden am besten Rohrheizkörper benutzt. Aber auch alle anderen auf S. 29 bis 30 angeführten Heizkörperarten sind verwendbar. Heizkörper, die sich schlecht entlüften, erhalten Entlüftungsventile (oder Hähne), die eine tägliche Bedienung erfordern. Dies kann durch Verwendung selbsttätiger Entlüfter (Abb. 116) überflüssig gemacht werden, die jedoch öfters kontrolliert werden müssen. Die Vorrichtungen werden oft gleichzeitig als Belüfter (kurz Selbstlüfter genannt) ausgeführt, was insbesondere bei schmiedeeisernen Heizkörpern nötig ist. Nach Abstellen des Dampfes tritt nämlich in der Heizfläche rasch eine verhältnismäßig hohe Luftleere auf, die bei nicht rechtzeitiger Belüftung zu einer Zerstörung des Heizkörpers führen kann. Zu Abb. 116 ist folgendes zu bemerken. Der Ventilkegel sitzt auf einem Ausdehnungskörper, welcher am Boden der Hülse *a* befestigt ist. Der Entlüfter wird derart aufgeschraubt, daß der Ausdehnungskörper von dem Heizmittel umspült werden kann. Beim Anheizen entweicht die Luft in der Pfeilrichtung. Tritt Dampf an den Ausdehnungskörper, so wird das am Austritt befindliche Ventil geschlossen und der Luft der Weg versperrt. Beim Abheizen geht der Vorgang umgekehrt vor sich.

Über die Berechnung der Heizflächen s. II. Teil, S. 127.

## VII. Vakuumheizung.

Unter dem Namen „Vakuumheizung“ findet man die verschiedenartigsten Systeme vereint, von denen aber ein großer Teil den Namen zu Unrecht führt. Deshalb ist in Abb. 117 eine Bauart dargestellt, die das Wesen der echten Vakuumheizung möglichst deutlich zu erläutern gestattet. Dabei ist nur ein einziger Heizkörper gezeichnet, um die besonderen Verhältnisse eines verzweigten Rohrnetzes vorerst auszuschalten.

Es stellt dar: *K* den Kessel, *L* die Luftpumpe,  
*H* den Heizkörper, *M* den Motor der Luftpumpe,  
*St* den Dampfstauer, *R*<sub>1</sub> und *R*<sub>2</sub> zwei Regler.  
*S* das Kondensat-Sammelgefäß,

Den Zusammenhang zwischen Druck des Dampfes und seiner Temperatur, also auch der Temperatur der Heizfläche, gibt nachstehende Zusammenstellung:

Druck ata	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Temp. ° C	45	60	69	75	81	86	89	93	96	99

Für das Verständnis der Betriebsweise der Vakuumheizung ist es notwendig, sich stets zu vergegenwärtigen, daß das Dampfvakuum nicht durch die Luftpumpe (fälschlich Vakuumpumpe genannt) erzeugt wird, sondern nur durch die Kondensationswirkung der Heizflächen im Zusammenwirken mit einer geregelten, also begrenzten Dampfzufuhr zum Heizkörper.

In nachstehender Tabelle sind einige zur Beurteilung des Vakuumverfahrens wichtige Zahlenwerte für zwei Betriebszustände, die man als die Grenzfälle bei der

Vakuumheizung betrachten kann, nämlich 95 und 65° C Dampftemperatur an dem Beispiel eines Heizkörpers mit 6,0 m<sup>2</sup> Heizfläche zusammengestellt.

Betriebs- zustand	Temperatur der Heizfläche °C	Temperatur- unterschied gegen den Raum °C	Wärme- durchgangs- zahl kcal m <sup>2</sup> · h · °C	Heizfläche m <sup>2</sup>	Wärme- leitung kcal h	Dampf		
						Druck ata	Konden- sations- wärme kcal kg	Stündliche Menge kg/h
I	95	75	7,25	6	3260	0,862	542,4	6,00
II	65	45	6,22	6	1680	0,255	559,7	3,00

Die Zahlentafel zeigt, daß der gewählte Heizkörper eine Dampfmenge von 6 kg/h bei 95° Dampftemperatur braucht, dagegen nur 3 kg Dampf, wenn er mit 65° arbeiten soll. Würde ihm im zweiten Falle mehr als 3 kg Dampf zugeführt werden, so könnten die Heizflächen die einströmende Dampfmenge nicht verarbeiten, der Dampfdruck würde steigen und damit auch die Temperatur, und zwar so lange, bis nun bei der höheren Heizflächentemperatur die vermehrte Dampfmenge aufgezehrt werden kann. Die Einhaltung eines bestimmten Vakuums ist also in erster Linie von der richtigen Begrenzung der Dampfzufuhr abhängig. Der Heizer muß das Feuer so zurückhalten, daß nicht mehr Dampf erzeugt wird, als die Heizflächen zu kondensieren vermögen. Als Kennzeichen dient dem Heizer natürlich der Druck im Kessel. Dieser muß um das Maß des — allerdings sehr geringen — Druckabfalles im Rohrnetz höher sein als der im Heizkörper gewünschte Druck. Um von der Geschicklichkeit des Heizers unabhängig zu sein, kann eine automatische Regelung (Regler  $R_1$  in Abb. 117) eingeführt werden, welche die Feuerführung entweder vom Vakuum im Kessel oder noch besser unmittelbar vom Vakuum im Heizkörper aus steuert. In vielen Fällen ist man nicht gezwungen, die Dampfzumessung mit der Feuerführung zu betätigen, sondern man betreibt den Kessel mit beliebig höherem Druck und schaltet ein Reduzierventil zwischen Kessel und Rohrnetz, wobei dann dieses die Begrenzung der Dampfzufuhr übernimmt.

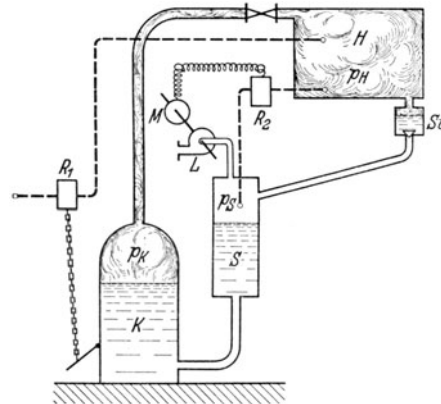


Abb. 117. Schema einer Vakuumheizung.

Nun erst kommen wir zu den beiden Aufgaben, die der Luftpumpe zufallen. Erstens muß sie für eine hinreichende Luftleere im Kondensatsammelgefäß sorgen, um das Abfließen des Kondensates aus dem Heizkörper zu ermöglichen. Hierbei ist folgendes zu beachten: Wenn das Kondensat, das sich unten im Heizkörper angesammelt hat, genügend abgekühlt ist, öffnet sich zwar der Dampfstauer, aber das Kondensat kann nur dann aus dem Heizkörper nach dem Sammelgefäß abfließen, wenn der Druck  $p_S$  im Kondensatsammelgefäß noch etwas niedriger ist als der Druck  $p_H$  im Heizkörper. Die Druckdifferenz ( $p_H - p_S$ ) ist von der Länge und Weite der Kondensatleitung abhängig und wird durch den Regler  $R_2$  automatisch geregelt, indem dieser bei Über- oder Unterschreiten bestimmter Grenzwerte den Elektromotor der Luftpumpe ein- oder ausschaltet. Die Schaffung und Erhaltung der Druckdifferenz ( $p_H - p_S$ ) ist die eine Aufgabe der Luftpumpe.

Solange im Kondensatsammelgefäß der eben gekennzeichnete Unterdruck herrscht, ist auch die andere Aufgabe der Luftpumpe erfüllt, nämlich die Fortschaffung der Luft aus dem Heizkörper. Die damit erzielte Luftleere ist für das einwandfreie Arbeiten der Anlage zwar unbedingt notwendig, sie ist aber nicht die

Ursache des Dampfvakuum — wie vielfach geglaubt wird —, sondern nur die Voraussetzung dafür, daß sich der Heizkörper mit dem Dampf niedriger Spannung füllen kann. Die Arbeitsweise ist folgende: Die durch Undichtheiten des Rohrnetzes eingedrungene Luft sammelt sich, da sie schwerer als der Dampf gleichen Druckes ist, immer im unteren Teil des Heizkörpers, und sie wird deshalb zugleich mit dem Kondensat nach dem Sammelgefäß abgeführt und dort durch die Luftpumpe ins Freie gefördert.

Von Interesse ist noch der Unterschied zwischen den Wasserspiegeln im Kondensatsammelgefäß und im Kessel. Er ergibt sich aus dem Unterschied ( $p_K - p_S$ ), vermehrt um den kleinen Betrag, der dem Strömungswiderstand des Kondensates in der Rückleitung entspricht.

Ein Standrohr ist behördlicherseits auch bei der Vakuumheizung vorgeschrieben, denn es kann auch hier durch Betriebsstörungen vorübergehend Überdruck in der Anlage entstehen, der aber mit 0,5 atü automatisch und unbedingt verlässlich begrenzt sein muß. Das Standrohr muß bei der Vakuumheizung besonders ausgebildet sein, damit nicht im normalen Betrieb durch dasselbe Luft in den Kessel eingesaugt werden kann.

Wie schon erwähnt, ist in Abb. 117 der Einfachheit halber vorerst nur ein einziger Heizkörper gezeichnet. In Wirklichkeit ist zwischen Kessel und Kondensatsammelgefäß ein verzweigtes Rohrnetz mit vielen Heizkörpern geschaltet. Dem Wesen nach ändert sich dadurch nicht sehr viel. Der Druck im Sammelgefäß wird noch etwas niedriger gehalten werden müssen, weil die längeren Kondensatrückleitungen dem abfließenden Kondensat einen größeren Widerstand entgegensetzen. Ferner wird der Kesseldruck etwas höher gewählt werden müssen, da bei den längeren Dampfzuführungsleitungen nach den Heizkörpern ein größerer Druckabfall eintreten wird.

Die Vakuumheizung tritt in erster Linie mit der Warmwasserheizung in Wettbewerb, denn sie besitzt mit dieser gemeinsam die Vorteile einer generellen Regelbarkeit und niedriger, also hygienisch einwandfreier Oberflächentemperatur. Darüber hinaus hat sie den Vorteil geringer Trägheit. Die Vakuumheizung ist überall dort, wo sie als Abwärmeheizung mit Kraftanlagen gekuppelt wird, besonders wirtschaftlich (vgl. S. 85).

Einer ausgedehnten Verbreitung steht entgegen, daß sie an das technische Können und die Zuverlässigkeit nicht nur der ausführenden Firma, sondern vor allem des Betriebspersonals doch recht hohe Anforderungen stellt. Im praktischen Betriebe ist ferner ein dauerndes Dichthalten des ganzen Rohrnetzes, vor allem der Heizkörperventile, sehr schwer erreichbar, denn das Auffinden von undichten Stellen ist weit schwieriger als bei einer Heizung mit innerem Überdruck. Aus diesem sowie auch noch anderen Gründen ist ein Dampfdruck von 0,25 ata schon sehr schwer zu halten, und damit ergibt sich als untere Grenze des Regelbereiches eine Temperatur von 65° C — ein Wert, der bei der Warmwasserheizung noch erheblich unterschritten werden kann.

Zum Schlusse soll noch kurz von einem System gesprochen werden, das ebenfalls als Vakuumheizung bezeichnet wird, aber das Prinzip der Vakuumheizung nicht rein verkörpert. Es wird dabei an Heizungen gedacht, die im wesentlichen den Niederdruckdampfheizungen gleichen, bei denen aber am Ende der Kondensatrückführung eine Pumpe eingebaut ist, welche die Luft aus dem Heizkörper entfernt. Man erreicht dadurch mit Sicherheit, daß der Dampf alle Heizkörper gleichmäßig erfüllt, auch wenn gegebenenfalls bei der Berechnung oder bei der Montage des Rohrnetzes Fehler unterlaufen sein sollten. Bis hierher wäre die Heizung noch nicht als Vakuumheizung anzusprechen. Zu beachten bleibt aber folgender Um-

stand. Da an der Austrittsstelle der Heizkörper im allgemeinen keine Dampfstauer eingebaut sind, saugt die Pumpe auch Dampf an und bewirkt damit einen Unterdruck im System. Die Unterdrücke, die auf diese Weise erzielt werden können, sind aber nur sehr gering. Ein offenkundiger Nachteil der Anlagen ist, daß sie grundsätzlich unwirtschaftlich arbeiten müssen, denn es ist sinnwidrig, den Dampf zuerst mit großem Brennstoffaufwand zu erzeugen, um ihn dann zum Teil wieder in der Pumpe unausgenutzt zu vernichten.

An dieser Stelle muß auch auf einen wesentlichen Unterschied zwischen der Vakuumheizung und der sogenannten Milddampfheizung, die vor etwa 15 Jahren vermehrt in Aufnahme kam, hingewiesen werden. Bei der Milddampfheizung wird im Heizkörper ein Dampfluftgemisch hergestellt und das Mischungsverhältnis so geregelt, daß die dem Partialdruck des Dampfes entsprechende Temperatur mit der gewünschten Heizflächentemperatur übereinstimmt. Die reine Milddampfheizung hat keine Luftpumpe. Die Milddampfheizung wurde nur deswegen hier erwähnt, weil manche Vakuumheizungen gewollt oder ungewollt nach einem Zwischenverfahren aus beiden Systemen betrieben werden. Es mag sein, daß damit auch ganz erträgliche Betriebsresultate erzielt werden, man muß sich aber im klaren sein, daß solche Anlagen nicht als Vakuumheizungen bezeichnet werden dürfen.

## VIII. Luftheizung.

### A. Allgemeines.

Unter Luftheizungen werden jene Heizarten verstanden, bei denen die Erwärmung der Räume durch heiße Luft erfolgt. Die Erwärmung der Luft geschieht an Heizflächen, die entweder durch Rauchgase oder durch Dampf oder Wasser erhitzt werden. Man unterscheidet deshalb Feuerluftheizungen und Dampf- bzw. Wasserluftheizungen. Alle erwähnten Arten können in dreierlei Weise betrieben werden:

- a) Ansaugen von Frischluft, Ausstoßen der Abluft = Frischluftheizung.
- b) Wiederansaugen der Abluft, keine Erneuerung der Raumluft = Umluftheizung.
- c) Verbindung der Frischluft- und Umluftheizung.

Da bei der Umluftheizung fortwährend die verbrauchte und mit Staub durchsetzte Raumluft an die Heizflächen geführt wird und von dort weiter verschlechtert den Räumen zuströmt, ist Umluftheizung hygienisch nachteilig.

Wird die Bewegung der Luft allein durch ihren natürlichen Auftrieb bewirkt, so spricht man von „Auftriebsheizung“. Diese ist stets stark vom Wind abhängig. Ein unter allen Umständen gesicherter Betrieb ist nur bei Verwendung von Ventilatoren zu erreichen.

### B. Feuerluftheizung.

Die Feuerluftheizung wird in der Regel nur als Auftriebsheizung (ohne Bläser) ausgeführt. Die sehr starke Abhängigkeit der Wirkung der Anlage von den Wind- und Temperaturverhältnissen der Außenluft ist dann unbestreitbar. Reinigen der Luft durch Filter ist infolge des hohen Druckverlustes solcher Einrichtungen ausgeschlossen.

Die Heizkammer muß möglichst tief liegen, damit günstige Auftriebsverhältnisse für die Heizluft entstehen. Im allgemeinen haben alle Ausführungen über gewöhnliche Luftheizkammern (s. S. 111) sinngemäß auch hier Geltung.

Über die Einzelteile dieser Heizart ist folgendes zu sagen:

## a) Luftheizöfen.

Als Luftheizofen kann grundsätzlich jeder beliebige Ofen verwendet werden. Da indessen meist große Heizleistungen erforderlich sind, müssen die Öfen eine diesem Zweck besonders angepaßte Bauart erhalten. Die hierbei zu erfüllenden Bedingungen sind: zusammengedrückte Form, nirgends zu hohe Oberflächentemperaturen, gleichmäßige Verteilung der Wärme, gutes Umspülen aller Heizflächen mit

Luft, Ausdehnungsfähigkeit sämtlicher Teile, geringe Fugenzahl, leichte Zugänglichkeit, einfache und dennoch gründliche Reinigungsmöglichkeit von Staub, Entfernung von Ruß und Asche ohne Betreten der Heizkammer, Schüttfeuerung, selbsttätige Verbrennungsregler.

Sorgfältig ist darauf zu achten, daß das Ausströmen unverbrannter Gase (Kohlenoxyd) in die Heizkammer unbedingt verhindert wird, aus welchen Gründen auch die Verwendung völlig abschließender Rauchschieber bedenklich erscheint. Ausreichende Mindestöffnungen in den Schiebern dürften allerdings so groß ausfallen, daß eine wirksame Abschwächung der Feuerung kaum zu erzielen ist. Man muß deshalb den Abbrand durch Drosselung der Luftzufuhr zum Rost regeln.

Von den gangbaren Bauarten von Luftheizöfen ist in Abb. 118 eine Ausführung dargestellt. Der Brennstoff gelangt durch den Füllschacht *F* auf den Rost. Die Verbrennungsgase durchziehen den inneren Heizzylinder *H* und treten dann in die strahlenförmig angeordneten Heizkästen *K*, die mit ihrem unteren Ende auf dem keilförmigen Ringkanal *RK* aufsitzen. Das Rauchrohr *R* leitet die Rauchgase zum Schornstein. Die Raumluft streicht von unten her durch die Heizkammer, umspült dabei die Heizflächen des Heizzylinders und der Heizkästen, um so erwärmt oben die Heizkammer zu verlassen.

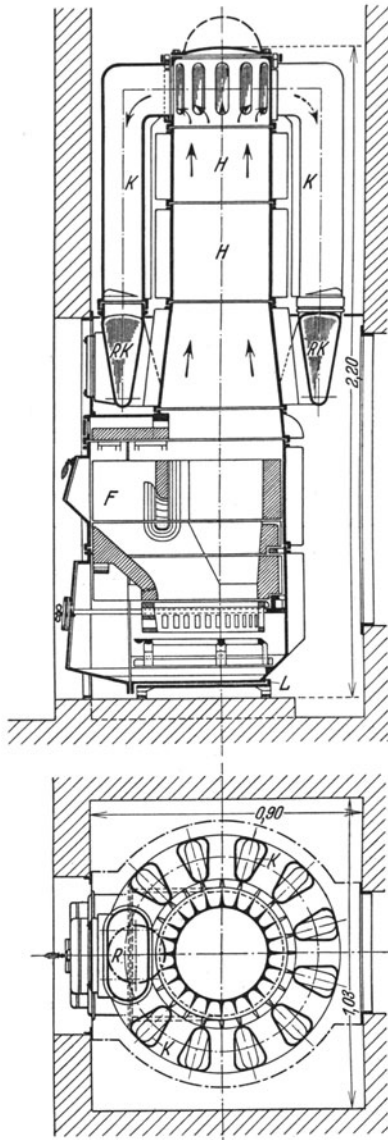
## b) Kanalanlage.

Die Kanäle einer Luftheizung sind genau so wie die Kanäle jeder Lüftungsanlage zu behandeln. Um den inneren Zusammenhang der Darstellung nicht zu beeinträchtigen, soll hier auf den Abschnitt „Kanalanlage“ S. 112 verwiesen werden. Da die Leitungen aber verhältnismäßig hoch erwärmte Luft führen, ist für einen guten Schutz vor Abkühlung zu sorgen. Zu beachten ist dabei, daß der Wärmeverlust der Luft erheblich werden kann, weshalb die bezüglichen Ver-

Abb. 118. Luftheizofen.

hältnisse rechnerisch verfolgt werden müssen. Die sehr ins Gewicht fallenden Abkühlungsvorgänge schließen die Anwendung der Luftheizung für räumlich ausgedehnte Bauwerke aus.

Umluftkanäle sind, wie erwähnt, aus hygienischen Gründen und mit Rücksicht auf schwierige Leitungsführung bedenklich. Für sehr große Räume werden sie zwecks rascheren Hochheizens und zur Erzielung von Brennstoffersparnissen dennoch angewendet.



## C. Dampf- und Wasser-Luftheizungen.

### 1. Ausführung.

Eine gut durchgebildete Dampf- oder Wasser-Luftheizung unterscheidet sich in ihrem ganzen technischen Aufbau so wenig von einer Lüftungsanlage, daß in allen wesentlichen Punkten auf den späteren Abschnitt „Lüftungsanlagen“ verwiesen werden darf. Ein Unterschied besteht darin, daß die Luft den Räumen mit etwa  $40$  bis  $50^\circ$  zuströmt, also bedeutend wärmer ist als bei Lüftungsanlagen. Daher sind die Wärmeverluste der Kanäle beträchtlich, so daß hier auf guten Wärmeschutz zu sehen ist. Die Vermeidung hohen Wärmeverlustes zwingt manchmal dazu, Luftheizanlagen für weiter auseinanderliegende Räume zu trennen und statt einer gemeinsamen,

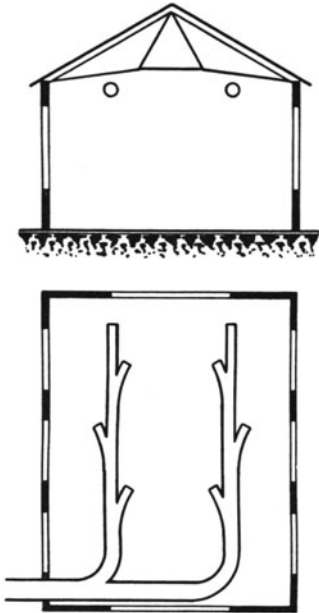


Abb. 119. Hallenheizung.  
(Zentrale Lufterwärmung.)

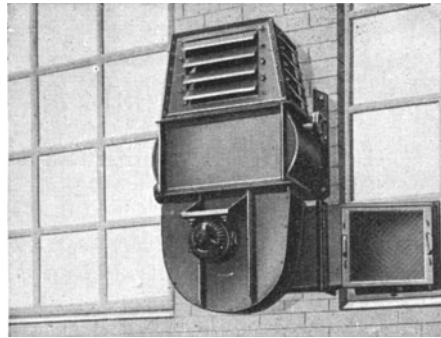


Abb. 120. Einzelluftheritzer.

mehrere örtlich auseinanderliegende Heizkammern anzuordnen. Das erscheint auch dann nötig, wenn die für die einzelnen Räume erforderlichen Lufttemperaturen verschieden sind (z. B. Tresorheizung bei einer sonst nur Lüftungszwecken dienenden Anlage).

Zur Erwärmung der Luft werden heute im allgemeinen Rohrbündel mit glattem Rohr nicht mehr verwendet, sondern nur mehr die später (S. 111) erwähnten Lamellenheizkörper (vgl. Abb. 182). Bei der Verwendung von Dampf als Heizmedium besteht die Gefahr der Staubversengung, und zwar ist hier nicht viel Unterschied zwischen Hochdruckdampfheizung und Niederdruckdampfheizung. Wenn auch während des Betriebes sich wegen der hohen Luftgeschwindigkeit nur wenig Staub auf den Flächen festsetzen wird, so ist dies doch anders während der Betriebspause, und dadurch ergibt sich ein Einblasen verdorbener Luft nach längeren Betriebspausen. Besser als Dampf ist die Verwendung von Warmwasser als Wärmeträger. Dabei ist aber die Gefahr des Einfrierens gegeben. Es kann nämlich vorkommen, daß bei unachtsamer Bedienung die Lüftung angestellt wird, bevor das Wasser in den Heizkörpern ordentlich durchwärmt ist. Um die Anwärmzeit zu verkürzen, ist der Einbau von Pumpen zu empfehlen. Bei Dampfheizung ist die Gefahr des Einfrierens bedeutend geringer, vorausgesetzt, daß die Kondensatleitung einwandfrei ausgeführt ist.

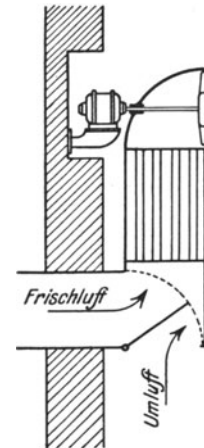


Abb. 121. Einzelluftheritzer für Um- und Frischluft.

Für die Ausbildung der Zentrale und des Kanalnetzes sind die später (S. 110) bei den einfachen Lüftungsanlagen besprochenen Gesichtspunkte maßgebend.

## 2. Hallen- oder Großraumheizung.

Große Hallen, Kirchen, Ausstellungshallen, Werkstätten, Montagehallen usw. werden oft zweckmäßig mit Heißluft beheizt. Wo man auf geringe Baukosten Wert legt, wie bei Werkstätten, werden die Luftkanäle oft nicht in die Wand oder vor die Wand gelegt, sondern als einfache Blechrohre mit Ausströmstutzen waagrecht durch den Raum gezogen und an der Decke aufgehängt (Abb. 119). Laufen aber im Raum viele Transmissionen, oder braucht ein Kran freie Bahn, so ist diese Bauart nicht anwendbar. In solchen Fällen wird eine größere Anzahl einzelner mit Gebläse und Elektromotor versehener Heizapparate im Raum aufgestellt und an die Dampf- und Kondensatleitung angeschlossen. Diese Apparate sind entweder nur für reinen Umluftbetrieb eingerichtet, wie der in Abb. 120 gezeigte Wandapparat, oder zugleich für Frischluft und Umluft wie der in Abb. 121 schematisch gezeigte Apparat.

## IX. Vor- und Nachteile sowie Anwendungsgebiete der einzelnen Zentralheizungssysteme.

In den nachstehenden Absätzen können natürlich nur die allerwichtigsten Vor- und Nachteile erwähnt werden. Ebenso ist die Übersicht der Anwendungsgebiete nicht als ein starres Schema zu betrachten. Es wird immer Fälle geben, in denen sich eine andere Wahl des Heizungssystems rechtfertigt als hier angeführt.

1. Die Warmwasserheizung ist das zur Zeit am meisten bevorzugte System. Als Schwerkraftheizung ist die Warmwasserheizung nur für kleine und mittlere Anlagen ausführbar, als Pumpenheizung dagegen für Anlagen jeder beliebigen Ausdehnung. Der Hauptvorteil der Warmwasserheizung liegt in den niedrigen und darum hygienisch einwandfreien Oberflächentemperaturen. Ein weiterer Vorzug ist ihre vorzügliche Regelbarkeit sowohl hinsichtlich der ganzen Anlage als auch einzelner Teilsysteme. Ein Nachteil der Warmwasserheizung ist ihre große Trägheit, die einerseits durch die großen Wassermengen und andererseits durch die langsame Strömungsgeschwindigkeit verursacht ist. Die Trägheit ist deshalb bei der Pumpenheizung geringer als bei der Schwerkraftheizung, und sie ist bei Anlagen mit Leicht- oder Kleinwasserraumradiatoren geringer als bei Anlagen mit den Radiatoren älterer Bauart. Die Warmwasserheizung eignet sich für alle Arten von Wohn- und Bürogebäuden, also Miethäuser, Villen, staatliche und städtische Dienstgebäude, insbesondere aber für jene Fälle, wo in hygienischer Hinsicht besonders hohe Forderungen gestellt werden, also vor allem bei Schulen und Krankenhäusern.

2. Bei der Niederdruckdampfheizung sind die Oberflächentemperaturen zwar nicht mehr so günstig wie bei der Warmwasserheizung, aber immerhin noch als hygienisch durchaus zulässig zu betrachten. Ein Hauptvorteil dieses Systems ist die Möglichkeit eines raschen Anheizens und Abstellens der ganzen Anlage sowie des einzelnen Heizkörpers. Auch sind die Kosten für das Rohrnetz und die Heizkörper niedriger als bei Warmwasserheizungen. Das System kann für Anlagen jeder Größe angewandt werden. Ein Nachteil des Systems liegt, wie schon erwähnt, in den etwas höheren Heizflächentemperaturen, vor allem aber in der Schwierigkeit einer generellen Regelung (vgl. Fußnoten S. 57). Der stoßweise Betrieb ist nur ein unvollkommener Ersatz für die generelle Regelung. Die Niederdruckdampfheizung kommt zur Anwendung bei Gasthöfen, Versammlungsräumen, Theatern, Hallen, Kirchen usw.

3. Die Vakuumheizung hat mit der Warmwasserheizung die beiden Vorzüge einer hygienisch einwandfreien Oberflächentemperatur und einer guten generellen Regelbarkeit gemeinsam. Des weiteren ist sie dort überall äußerst wirtschaftlich, wo es sich um die Verwendung von Abdampf aus einer Kraftmaschine handelt, und sie ist darum sehr geeignet für Fabriken mit eigener Dampfkraftanlage. Aber auch als reine Heizanlage verdient sie mehr Beachtung, als ihr bisher zuteil wurde. Ein Nachteil liegt in der Schwierigkeit der Bedienung.

4. Hochdruckdampfheizung gibt zwar eine äußerst billige Anlage, ist aber wegen der hohen Oberflächentemperaturen vom hygienischen Standpunkte aus abzulehnen. Nur ganz seltene Fälle rechtfertigen ihre Verwendung.

5. Die Luftheizung ist zur Beheizung von Gebäuden mit vielen einzelnen kleineren Räumen nicht sehr geeignet. Dagegen hat sie sich vorzüglich bewährt bei großen hallenartigen Räumen wie etwa Werkstätten und Montagehallen, Ausstellungs- und Festhallen, Kirchen usw. Ob die zentrale Lufterwärmung mit Verteilung durch ein Kanalnetz oder die getrennte Lufterhitzung in räumlich verteilten Apparaten gewählt wird, hängt von den örtlichen Verhältnissen ab.

## X. Sonderfälle.

### 1. Kleinheizung.

Für die Beheizung von einzelnen Wohnungen, von Siedlungen und Villen sowie von anderen kleineren Objekten hat sich eine besondere Ausführungsform der Schwerkraft-Warmwasserheizung ausgebildet, die durch folgende Merkmale gekennzeichnet ist:

Erstens die Verwendung eines Kleinkessels besonderer Bauart, sogenannter Zimmerheizkessel (vgl. S. 21), der nicht im Keller, sondern in einem der zu beheizenden Räume selbst aufgestellt wird. Man wählt dafür ein größeres Zimmer, die Diele oder auch die Küche.

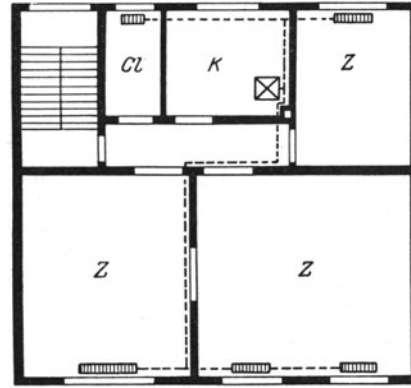
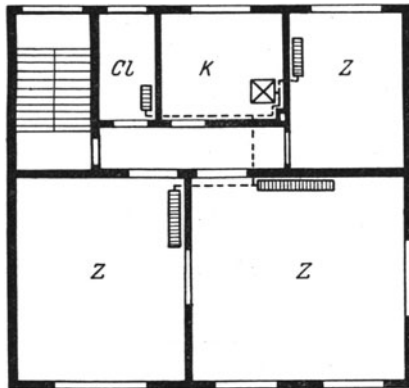


Abb. 122. Heizkörper an den Innenwänden.

Abb. 123. Heizkörper unter den Fenstern.

Das zweite Merkmal ist die Aufstellung der Heizkörper nicht am Fenster, sondern an der Innenseite der Zimmer. Da kleinere Wohnungen, Siedlungshäuser usw. meist niedrigere Zimmerhöhen und damit auch kleinere Fenster haben, kann nach den Ausführungen auf S. 33 von einer Aufstellung der Heizkörper unter den Fenstern Abstand genommen werden. Dadurch ergibt sich der Vorteil, daß die Rohrnetze kürzer und billiger werden, und daß trotz der geringen Auftriebshöhe ein einwandfreier Wasserumlauf erzielt wird. Abb. 122 und Abb. 123 zeigen, wieviel gedrängter



das Rohrnetz durch die Aufstellung der Heizkörper an der Innenseite wird. In Abb. 124 ist eine zusammengebaute Heizung dargestellt. In dieser Abbildung hat man sich zwischen dem Heizkessel und den drei Heizkörpern die vier Wände zu denken, welche die vier Räume trennen.

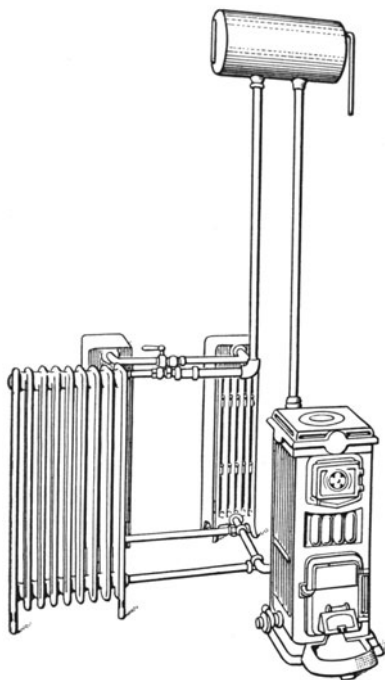


Abb. 124. Kleinheizung „Narag“.

## 2. Deckenheizung<sup>1</sup>.

Bei diesem Heizverfahren wird die Decke des zu beheizenden Raumes durch eingebaute Warmwasserrohre, in manchen Fällen auch durch elektrische Heizkörper oder Widerstandsgewebe erwärmt. Sie gibt dann ihre Wärme im wesentlichen durch Strahlung ab, weshalb man auch von Deckenstrahlungsheizung spricht.

Die Erwärmung des Raumes erfolgt in grundsätzlich anderer Weise als bei der Radiatorheizung. Die an der Decke anliegende Luft wird zwar unmittelbar durch Leitung erwärmt. Da sie aber dann leichter ist als die übrige Raumluft, bleibt sie als ruhendes Polster unter der Decke liegen und verhindert eine weitere Wärmeabgabe durch Konvektion. Da dieses Luftpolster für Wärmestrahlen fast völlig durchlässig ist, treffen die von der Decke ausgehenden Strahlen nahezu unvermindert den Fußboden, die Wände und die Fenster des Raumes. Der Fußboden und die Innenwände werden dadurch über Lufttemperatur erwärmt und wirken nun ihrerseits als Hilfsheizflächen. Sie geben die Wärme nicht nur durch Strahlung, sondern auch durch Leitung und Konvektion an den Raum zurück, so daß an den Innenwänden und in geringerem Maße auch vom Fußboden aus eine Luftbewegung nach aufwärts sich einstellt.

Das vorstehende Bild von der Temperaturverteilung und der Luftbewegung ist noch durch den Hinweis zu ergänzen, daß die Fensterscheiben und unter Umständen auch die Außenwand trotz ihrer Bestrahlung von der Decke her kälter bleiben als die Raumluft, so daß an ihnen eine Luftbewegung nach abwärts stattfindet und infolgedessen neben der Aufwärtsströmung der Luft an den Innenwänden eine Abwärtsströmung an der Außenseite sich einstellt. Die von mancher Seite behauptete völlige Ruhe der Luft, die oft als ein Vorteil hingestellt wird, in Wirklichkeit aber ein Nachteil wäre, tritt also gar nicht ein.

Ein nicht zu unterschätzender Vorzug der Deckenheizungsanlage liegt darin, daß sie im Sommer auch zur Kühlung des Raumes verwendet werden kann, indem gekühltes Wasser durch die Rohre der Decke geleitet wird. Die Abkühlung der Raumluft erfolgt dabei durch Konvektion.

Das erste Bedenken, das der Deckenheizung stets entgegengehalten wird, geht von der Vorstellung einer intensiven Bestrahlung des Kopfes durch die warme Decke aus. Diese Bedenken waren bei den anfangs üblichen hohen Deckentemperaturen durchaus am Platze. Ob sie auch heute noch bei der jetzt üblichen Deckentemperatur von nur 40° C und darunter berechtigt sind, ist nicht ohne weiteres zu entscheiden.

<sup>1</sup> Kalous, K.: Allgemeine Theorie der Strahlungsheizung. Forsch. Ing.-Wes. 1937, S. 170. — Gröber, H.: Gesichtspunkte für die Bewertung der Deckenheizung. Gesundheits-Ing. 1938, Heft 5, S. 57. — Marcard, W.: Versuche über den Anheizvorgang bei einer Deckenheizung (mit großer Lit.-Übersicht). Gesundheits-Ing. 1938, Heft 15, S. 199. — Missenard, A., W. Marcard u. F. Bradtke: Bericht über den XV. Kongreß für Heizung und Lüftung. Verlag: R. Oldenbourg 1938.

Um uns einen Einblick in die Vorgänge zu verschaffen, gehen wir davon aus, daß die Temperatur der Kopfhaut zu etwa  $33^{\circ}\text{C}$  angenommen werden kann, und daß die Entwärmung des Kopfes zwar in der Hauptsache durch Konvektion und Leitung seitens der umgebenden Luft, zu einem Drittel aber auch durch Strahlung erfolgt. In einem Raum, der mit Öfen oder Radiatoren geheizt ist, kann bei etwa  $20^{\circ}$  mittlerer Raumtemperatur die Deckentemperatur mit etwa  $23^{\circ}$  angesetzt werden. Es bleibt also für die Ausstrahlung des Kopfes nach der Decke ein Temperaturunterschied von  $10^{\circ}\text{C}$ . Anders ist dies bei einem Raum mit Deckenheizung. Bei einer Deckentemperatur von  $33^{\circ}$  also gleich der Hauttemperatur empfängt der Kopf zwar keine Strahlung von der Decke, es wird aber die natürliche Wärmeabstrahlung des Kopfes nach oben unterbunden.

Man kann annehmen, daß bei einem Aufenthalt von nur wenigen Stunden oder Tagen in einem deckenbeheizten Raum keine wesentlichen Störungen des Wohlbefindens sich einstellen werden, so daß für Gaststätten, Hallen usw. dieses Verfahren wohl ohne Bedenken angewandt werden kann. Anders ist dies bei Schulen, Bürogebäuden usw., wo unter Umständen mit einem sich über Jahre erstreckenden Aufenthalt bei ständig ruhigem Sitzen, verbunden mit geistiger Arbeit, zu rechnen ist. In solchen Fällen können auch heute die Bedenken gegen die Deckenheizung nicht ohne weiteres von der Hand gewiesen werden, und es muß hier die letzte Entscheidung dem Hygieniker überlassen werden.

Auch in technischer Hinsicht sind noch keineswegs alle Fragen geklärt. Eine unbequeme Eigenschaft der Deckenheizung ist ihre große Trägheit, die sich aus dem starken Speichervermögen der Decke ergibt. Um eine Decke, wenn es sein muß, rasch aufheizen zu können, müssen vorübergehend große Wärmemengen mit hoher Temperatur in das System geschickt werden, weshalb Deckenheizungsanlagen vielfach mit einem Wärmespeicher ausgerüstet werden. Inwieweit es möglich ist, durch bautechnische Anordnungen, insbesondere bei der elektrischen Deckenheizung, die Speicherwärme zu vermindern, muß abgewartet werden.

Für den Betrieb einer Deckenheizung ist die Tatsache wichtig, daß der Temperaturunterschied zwischen Heizfläche und Raumtemperatur wesentlich kleiner ist als bei einer Warmwasserheizung. Er ist bei der Deckenheizung  $40^{\circ} - 18^{\circ} = 22^{\circ}$ , bei der Radiatorenheizung  $80^{\circ} - 20^{\circ} = 60^{\circ}$ . Dieser Umstand verlangt bei der Deckenheizung ein viel genaueres Einhalten der Vorlauftemperatur, was vielfach zum Einbau einer selbsttätigen Regelung zwingt.

Eine umstrittene Frage sind noch die Anlage- und die Betriebskosten bei Deckenheizung. Für einen einwandfreien Vergleich mit den entsprechenden Kosten der Radiatorheizung liegen zur Zeit noch keine ausreichenden Unterlagen vor.

Trotz der zahlreichen Deckenheizungen, die insbesondere im Ausland erstellt wurden, ist es heute bei vielen Fragen noch nicht möglich, ein abschließendes Urteil zu fällen. Das größte Hemmnis für eine Klärung ist der Umstand, daß viel zuviel allgemein gehaltene Urteile für oder gegen die Deckenheizung vorgebracht werden und nicht beachtet wird, daß jede Bewertung — sei es in bezug auf Anlagekosten oder Betriebskosten, auf hygienische oder betriebstechnische Eignung — immer nur für bestimmte, eng begrenzte Gruppen von Raumarten bzw. Gebäudearten Gültigkeit haben kann.

Sicher ist es falsch, die Deckenheizung als ein grundsätzlich höherwertiges Heizsystem gegenüber einer guten Warmwasser-Radiatorheizung zu bezeichnen, etwa in dem Sinne, wie die Klimaanlage immer technisch gesehen höher steht als die gewöhnliche Lüftungsanlage. Die Tatsache, daß Deckenheizung und Klimaanlage etwa gleichzeitig als Neuerungen in den Vordergrund des Interesses gerückt sind, verleitet, sie auch in der Bewertung einander gleichzusetzen. Die Deckenheizung

ist lediglich eine andere Art von Heizsystem, das in manchen Fällen als ebenbürtig mit der Radiatorheizung bezeichnet werden kann.

### 3. Kirchenheizung.

Die Aufgabe, eine Kirche zu heizen, ist das Schulbeispiel für eine Reihe von Heizungsaufgaben, die am besten durch nachstehende vier Bedingungen gekennzeichnet sind:

1. Räume von bedeutender Größe,
2. dicke, schwere Wände,
3. mehrtägige Betriebsunterbrechung,
4. Benutzungsdauer von nur wenigen Stunden.

Bei so großen Räumen mit schweren Außenwänden würde sich ein Beharrungszustand erst nach mehrtägigem Anheizen erreichen lassen, was natürlich bei einer Benutzungsdauer von nur wenigen Stunden aus wirtschaftlichen Gründen nicht durchführbar ist. Man verzichtet deshalb darauf, das ganze Gebäude hochzuheizen und sucht nur so rasch wie möglich die Raumluft und die oberste Schicht der Wandinnenseite zu erwärmen. Anheizzeiten von 5 bis 6 Stunden haben sich im allgemeinen als zweckmäßig erwiesen.

Die Wärme, die während des Aufheizvorganges dem Raum zugeführt wird, wird wie folgt verwendet: Ein erster Teil der Wärme dient zur Erhöhung der Lufttemperatur, ein zweiter Teil entweicht durch die Fenster nach außen, und ein dritter Teil dringt mehr oder weniger tief in die Wände ein. Der erste Teil ist in vollem Ausmaße als Nutzwärme zu betrachten. Dem Betrage nach ist jedoch dieser Teil so klein, daß er höchstens bei ganz großen Kirchen berücksichtigt werden muß. Der zweite Teil der Wärme, der durch die Fenster entweicht, ist in vollem Maße als Verlust zu werten. Der dritte Teil, das ist diejenige Wärme, die in die Wände eindringt, ist nur zum Teil als Verlust zu werten, denn wir wollen ja mit der zugeführten Wärme nicht nur die Raumluft erwärmen, sondern auch die Innenseite der Wände. Dies ist notwendig, erstens, um die Abstrahlung der menschlichen Körper nach den kalten Wänden zu beschränken und zweitens, um die Zegerscheinungen zu vermeiden, die bei beheizten Kirchen erfahrungsgemäß äußerst lästig werden können — eine Störung, die bei unbeheizten Kirchen wegen der allgemeinen Temperaturgleichheit gänzlich unbekannt war.

Man kann das Zustandekommen dieser Zegerscheinungen am besten an Hand der elektrischen Fußbankheizung besprechen. Bei diesem Verfahren werden in die Kirchenbänke elektrische Heizkörper eingebaut, deren Aufgabe lediglich darin bestehen soll, den Boden, auf dem die Kirchenbesucher ihre Füße aufstellen, etwas zu erwärmen. Sie haben also nicht die Aufgabe, die Raumluft in der Nähe der Kirchenbesucher oder gar die ganze Kirche hochzuheizen. Infolge der Wärmeabgabe dieser Heizkörper sowie der Wärmeabgabe der Menschen entsteht über den Bankreihen ein schwacher, nach oben steigender Luftstrom, der natürlich durch Zuströmen frischer Luft von der Seite her wieder ersetzt werden muß (vgl. Abb. 125). So lange nun die Fußbankheizung wirklich nur in diesem geringen Maße ausgeführt ist, ist eine Zugbelastung nicht zu befürchten. Vielfach wird jedoch die Heizenergie größer gewählt als dem obigen Zwecke entspricht, oder es wird eine Dampfheizung unter die Fußbänke verlegt. Dann bewirkt die vermehrte Wärmeentwicklung nicht nur einen viel stärkeren aufsteigenden Luftstrom, sondern

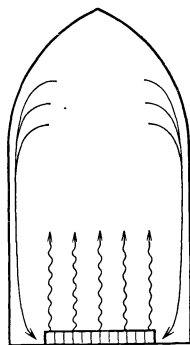


Abb. 125.  
Luftströmungen in  
einer Kirche bei  
Fußbankheizung.

auch ein vermehrtes Nachströmen der Luft von der Seite her. Da sich diese an den kalten Wänden stark abgekühlt hat, leiden die äußeren Plätze in den Bankreihen unter einer unerträglichen Zegerscheinung.

Man sieht aus diesem Beispiel, daß es bei der Aufgabe der Kirchenheizung nicht allein darauf ankommt, die aus der Wärmebedarfsberechnung sich ergebende Wärmemenge zuzuführen, sondern die errechnete Gesamtheizfläche richtig aufzuteilen und die einzelnen Heizkörper zweckmäßig unter den kalten Fenstern und Wandflächen anzuordnen. In manchen Fällen wird es notwendig sein, noch besondere Zusatzheizkörper zur Vermeidung von Zugscheinungen aufzustellen.

Wegen der Wärmebedarfsberechnung muß auf die Schrift verwiesen werden:

Sieler, W.: Wärmebedarfsbestimmung von Kirchen. (Eine neue Kirchenformel.) Beihefte zum Gesundh. Ing. Reihe 1, Heft 38. Verlag Oldenbourg 1938.

Als Heizsysteme kommen bei der Kirchenheizung in erster Linie Niederdruckdampfheizung und Luftheizung in Betracht. Bei günstigem Gas- oder Stromtarif kann auch mit Gas- oder mit elektrischer Heizung ein wirtschaftlicher Betrieb möglich sein.

Eine besondere Schwierigkeit bereitet bei Kirchenheizungen stets die Schornsteinanlage. Es ist meist schwer, die Schornsteinmündung so zu legen, daß keine Zugstörungen durch Winddruck eintreten können. Oft verbieten auch die Rücksichten auf das Aussehen der Kirche, insbesondere der Denkmalschutz bei alten Kirchen, die Anbringung des Schornsteines an der Kirche. Man ist in diesen Fällen gezwungen, die Kesselanlage in ein nahe gelegenes Haus zu legen und mit der Kirche durch eine kleine Ferndampfleitung zu verbinden.

#### Vierter Abschnitt.

### Fernverteilung der Wärme.

#### I. Allgemeines.

Wird eine größere Anzahl weit auseinanderliegender Gebäude von einer einzigen Stelle aus beheizt, so spricht man von einer Fernheizung. Fernheizungen kommen zur Ausführung bei größeren Krankenhäusern, die in Pavillonbauweise erstellt sind, bei großen Fabriken, bei Siedlungen usw. Die größten Fernheizwerke sind die sogenannten Stadtheizungen — fälschlich Städteheizungen genannt —, bei denen Stadtgebiete von der Ausdehnung eines oder mehrerer Quadratkilometer in einer einzigen Heizungsanlage zusammengefaßt werden (vgl. S. 84).

Als Überschrift dieses Abschnittes ist nicht das Wort „Fernheizung“ gewählt worden, sondern die allgemeinere Bezeichnung „Fernverteilung“, denn in vielen Fällen ist die Wärmeversorgung zum Zwecke der Heizung nur eine Teilaufgabe der Anlage; so braucht man in Krankenhäusern in den verschiedensten Gebäuden außerdem noch Warmwasser zu Badezwecken, Heißwasser für die Küche und Wäscherei, Dampf verschiedener Spannung für Küche, Wäscherei, Desinfektion usw. Ähnliche Verhältnisse gelten bei Fabriken und anderen Bauten.

In solchen Fällen kann es zweckmäßig sein, die verschiedenen Wasser- und Dampfarten nicht schon in der Zentrale einzeln zu erzeugen und durch getrennte Netze den Verbrauchsstellen zuzuführen, sondern in einem einzigen Wärmeträger die Wärme über das Gelände zu verteilen und in den Gebäuden erst durch Umformung die gewünschte Art des Dampfes oder Heißwassers zu erzeugen. (Daß man häufig eine Zwischenlösung anwenden muß, soll hier nur angedeutet, aber nicht weiter ausgeführt werden.) Für die Fernverteilung können als Wärmeträger verwendet werden: Dampf, Heißwasser (über 100° C) und Warmwasser (unter 100° C).

Zusammenfassende Darstellungen enthalten:

1. Fernleitung der Wärme. Vorträge auf der Hauptversammlung 1936 des Vereines deutscher Heizungsingenieure. Berlin: VDI-Verlag 1936.

2. Technische Richtlinien für den Bau von Fernheizleitungen. Herausgegeben von der Wirtschaftsgruppe Elektrizitätsversorgung. Berlin: Verlag Franz Weber 1937.

## II. Die Umformer.

Für die Umformung des Wärmeträgers an der Verbrauchsstelle kommen vier Fälle in Frage:

### a) Umformer: Hochdruckdampf → Niederdruckdampf.

Abb. 126 stellt eine Dampfverteilstelle mit Druckminderung dar, bei der aus einer Dampfleitung mit 5 ata zwei Verbraucher mit 5 ata und zwei Verbraucher mit 1,1 ata zu versorgen sind. *St* ist ein Standrohr, das durch ein Sicherheits-

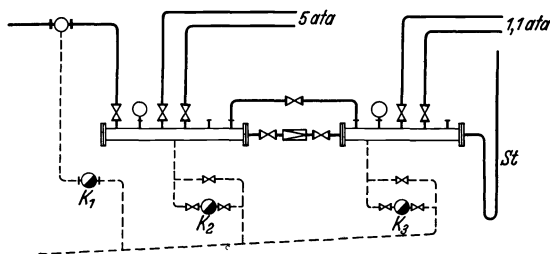


Abb. 126. Umformstation; Hochdruckdampf → Niederdruckdampf.

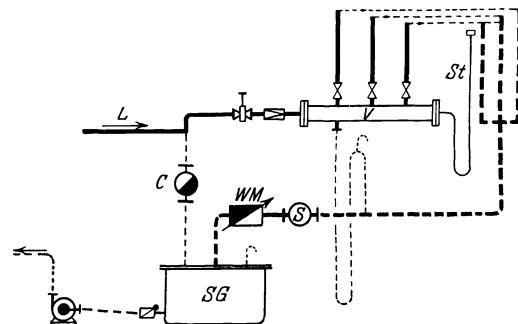


Abb. 127. Anschluß einer Niederdruckdampfheizung.

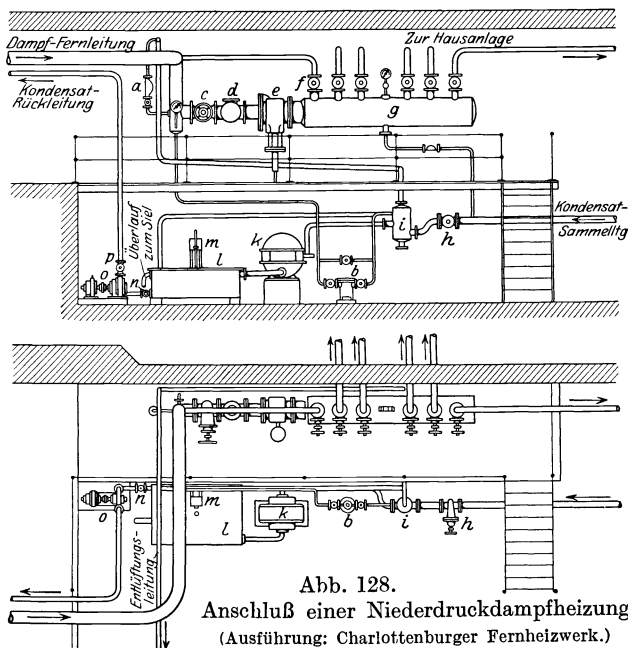


Abb. 128.  
Anschluß einer Niederdruckdampfheizung.  
(Ausführung: Charlottenburger Fernheizwerk.)

Erläuterung: *a* = Ent- und Belüfter, *b* = Entwässerung, *c* = Absperrventil, *d* = Schlammfang, *e* = Druckminderer, *f* = Umgehungsventil, *g* = Verteiler, *h* = Absperrschieber, *i* = Druckausgleichs- und Entlüftungsgefäß, *k* = Kondenswassermesser, *l* = Kondensatsammelgefäß, *m* = Schwimmerschalter, *n* = Rückschlagventil, *o* = Elektropumpe, *p* = Absperrventil.

ventil ersetzt werden kann, wenn behördlicherseits nicht ausdrücklich die Verwendung eines Standrohres vorgeschrieben ist.  $K_1$ ,  $K_2$  und  $K_3$  sind drei Kondensstöpfe mit und ohne Umgehungsleitung. Parallel mit dem Reduzierventil ist eine Umgehungsleitung mit einem Drosselventil vorgesehen, um bei vorübergehendem Ausbau des Reduzierventils dessen Aufgabe dem handgesteuerten Ventil übertragen zu können.

Soll an einer solchen Verteilstelle auch die verbrauchte Wärme gemessen werden, so kann man entweder die zugeführte Dampfmenge mit einem Dampfmesser oder — was meist zweckmäßiger ist — das Kondensat mit einem Wassermesser bestimmen. Die Schaltung ergibt sich aus Abb. 127. Die Leitung *L* führt über einen Absperrschieber und ein Reduzierventil dem Verteiler *V* der

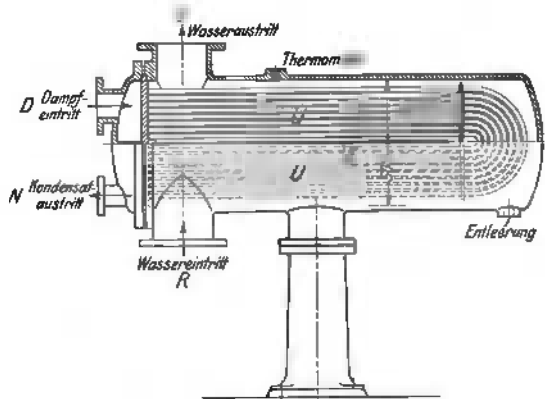


Abb. 129. Gegenstromapparat. Umformung: Dampf → Warmwasser.

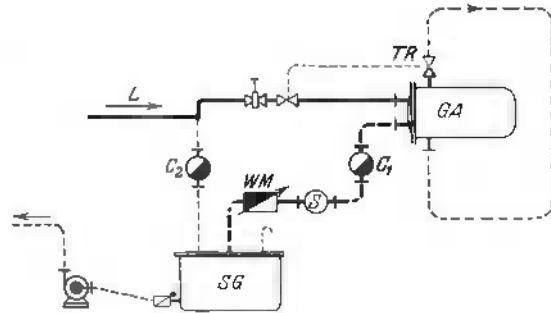


Abb. 130. Anschluß einer Warmwasserheizung.

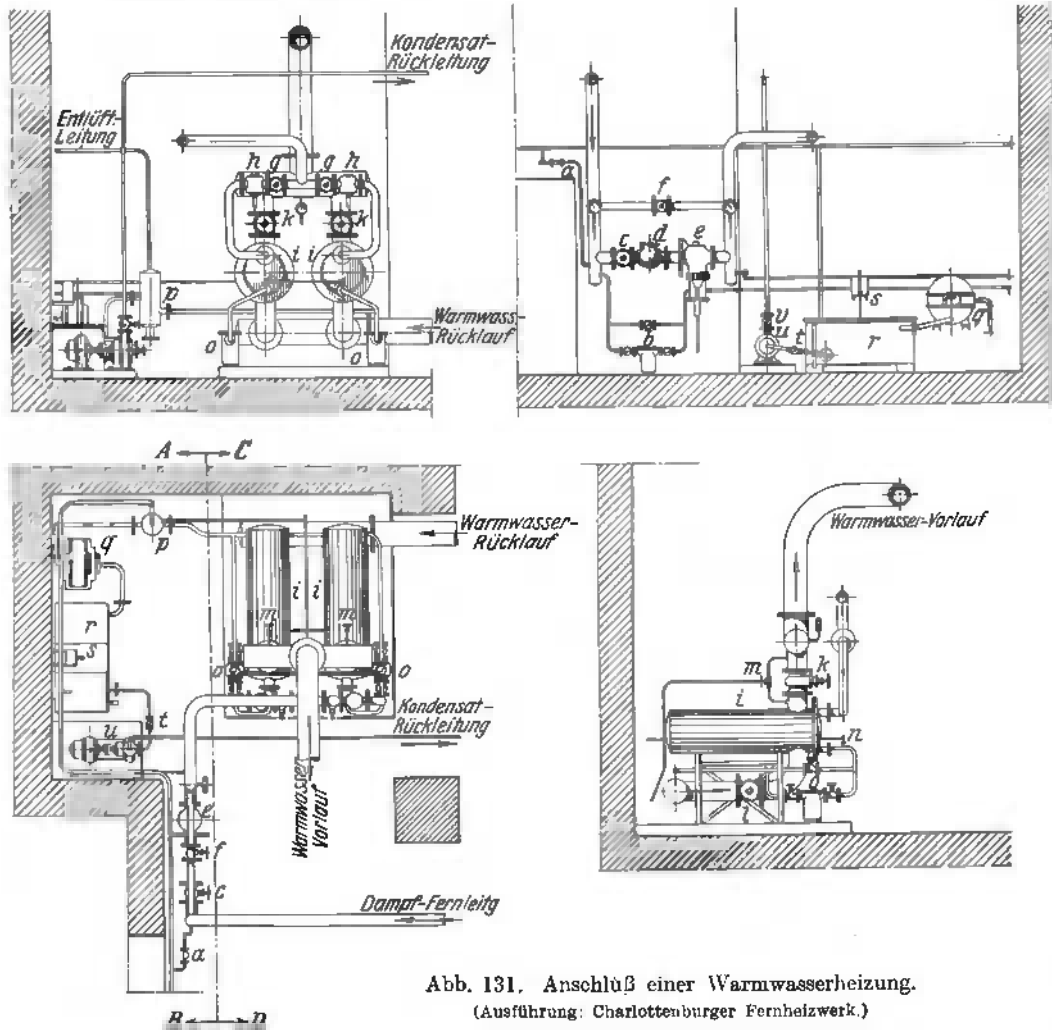


Abb. 131. Anschluß einer Warmwasserheizung.  
(Ausführung: Charlottenburger Fernheizwerk.)

Erläuterung:

a = Ent- und Belüfter,  
b = Entwässerung,  
c = Absperrventil,  
d = Schlammfang,  
e = Druckminderer,  
f = Umgehungsventil,  
g = Absperrventil.

h = Temperaturregler,  
i = Gegenstromapparat,  
k = Absperrschieber,  
l = Absperrschieber,  
m = Dreiwegehahn,  
n = Ent- und Belüfter,  
o = Entwässerung,

p = Druckausgleichs- und Entlüftungsgefäß,  
q = Kondensatwasserteiler,  
r = Kondensatsammelgefäß,  
s = Schwimmerschalter,  
t = Rückschlagventil,  
u = Elektropumpe,  
v = Absperrventil.

Heizung den Dampf zu. Das Kondensat aus der Heizung wird direkt, das Kondensat aus dem Verteiler über eine Wasserschleife zu einem Schlammfänger *S* und dann zum Wassermesser *WM* geführt. Durch die Messung des Kondensats erfolgt die Messung der an das Gebäude gelieferten Wärme. Aus dem Kondensatsammelgefäß *SG* wird dann das gemessene Kondensat zusammen mit dem nicht gemessenen Kondensat des Kondensstopfes *C* wieder der Zentrale zugeführt. Abb. 128 zeigt einen Hausanschluß des Charlottenburger Fernheizwerkes.

#### b) Umformer: Hochdruckdampf → Warmwasser.

Eine Ausführungsform der Dampf-Warmwasserbereiter ist in Abb. 129 dargestellt. Der Dampf kommt bei *D* an, durchströmt die Rohre *U* und tritt durch *N* als Kondensat (bzw. als Wasser-Dampfgemisch) aus. Das Heizungswasser strömt im Rücklauf *R* zu, streicht, durch die Scheidewand *S* gezwungen, im Gegenstrom zum Dampf und verläßt den Apparat durch die Vorlaufleitung *V*. Die *U*-Form der Rohre ist deswegen beliebt, weil die Rohrausdehnung dadurch in einfachster Weise gesichert ist. Nach Abnahme der Dampf- und Kondensatanschlüsse kann das gesamte Rohrbündel aus dem Gegenstromapparat leicht herausgezogen werden. Die Regelung der Wassertemperatur kann durch entsprechendes Drosseln der Dampfmenge erfolgen. Hierzu können auch selbsttätige Regler benutzt werden.

Abb. 130 zeigt den Anschluß einer Warmwasserheizung an das Dampfnetz. Bei dem Gegenstromapparat *GA* ist unten der Rücklauf, oben der Vorlauf der Heizung angeschlossen. Der Temperaturregler *TR* hält die eingestellte Vorlauftemperatur selbsttätig konstant.

Die Abb. 131 zeigt in ausführlicher Darstellung die Hausanschlüsse des Charlottenburger Fernheizwerkes.

#### c) Umformer: Heißwasser → Warmwasser.

Dazu verwendet man Gegenstromapparate, die den in Abb. 129 dargestellten gleich sind, nur haben die beiden Anschlüsse *D* und *N* gleichen Durchmesser.

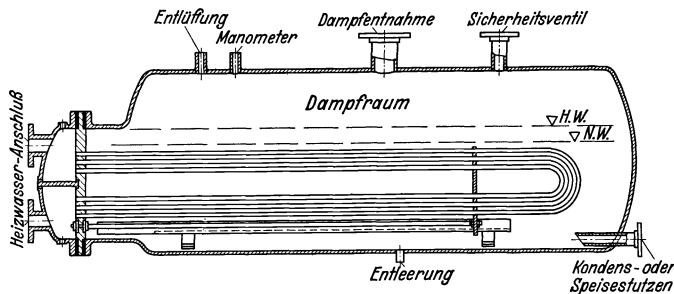


Abb. 132. Umformer: Heißwasser → Niederdruckdampf.

Ein anderer Weg besteht in dem Zumischen von kaltem Rücklaufwasser zum Heißwasser. Das Verfahren ist in der Ausführung sehr bequem und einfach, ist aber nur dort anwendbar, wo im Warmwassernetz der hohe Druck des Heißwassernetzes zulässig ist.

#### d) Umformer: Heißwasser → Niederdruckdampf.

Hierzu werden Apparate gemäß Abb. 132 verwendet. Sie sind den Gegenstromapparaten nach Abb. 129 ähnlich, haben aber großen Durchmesser, damit ein ausreichend großer Wasser- und Dampfraum geschaffen wird.

### III. Fernverteilung mit Dampf als Wärmeträger.

#### A. Erzeugung und Speicherung des Hochdruckdampfes.

Für die Fernverteilung wird im allgemeinen ein Druck von etwa 2 bis 6 ata gewählt. Der Dampf wird entweder als Frischdampf erzeugt oder er wird als Abdampf bei Kraftmaschinenanlagen gewonnen. Im letzteren Falle gelten die auf

S. 85 unter Abdampfverwertung dargelegten Grundsätze. Für die Speicherung des Dampfes können sowohl Gleichdruck- als Gefällespeicher Verwendung finden.

## B. Ermittlung des wirtschaftlichsten Leitungsdurchmessers.

Die Ermittlung der Rohrdurchmesser ist nur gemeinsam mit der Wahl des Druckes am Anfang der Leitung zu lösen. Beide Fragen lassen sich nicht trennen, wie folgende Überlegung zeigt:

Wird der Durchmesser der Rohre sehr klein gewählt, so wird das Rohrnetz billig und damit der Kapitaldienst niedrig. Mit kleiner werdendem Durchmesser wächst aber der Druckverlust in der Leitung und zwingt zu hohem Dampfdruck am Beginn der Leitung. Dies bedeutet meist hohe Betriebskosten. Wird umgekehrt der Durchmesser sehr groß gewählt, so wird zwar der Anfangsdruck niedrig, die Kosten des Rohrnetzes und damit der Kapitaldienst aber sehr hoch. Die Entscheidung erfolgt nach dem Grundsatz, daß die Summe aus dem Kapitaldienst der Anlage und den laufenden Betriebskosten ein Minimum wird.

Bei den Überlegungen ist es wesentlich, ob das Netz mit Frischdampf oder mit Abdampf gespeist wird. Bei Frischdampf kann der Anfangsdruck ziemlich hoch gewählt werden, ohne daß damit die Wirtschaftlichkeit der Anlage sehr stark sinkt. Das erklärt sich daraus, daß die Erzeugungswärme des Dampfes nur sehr wenig mit der Spannung zunimmt. Anders liegen die Verhältnisse, wenn das Netz mit Abdampf aus einer Kraftanlage gespeist wird. Dann bedeutet hoher Anfangsdruck in der Leitung auch hohen Gegendruck an der Maschine und damit starke Einbuße der Maschine an Leistung. Es gibt bei jedem Projekt nur einen einzigen wirtschaftlich günstigsten Durchmesser. Die Gedanken, die zu seiner Ermittlung führen, sollen nachstehend an einem besonders einfachen Beispiel gezeigt werden:

„Von einer Zentrale aus soll Dampf nach einem 1000 m entfernten Verteilpunkt geleitet werden. Am Verteilpunkt soll 5 ata Druck herrschen und der stündliche Dampfbedarf 10 000 kg betragen. Zur weiteren Vereinfachung der Aufgabe soll angenommen sein, daß diese Dampfmenge während der ganzen 8760 Stunden des Jahres unverändert bleibt.“

### a) Ermittlung des Kapitaldienstes.

Die Kosten für 1000 m Rohrleitung samt Kanalbau sind weitgehend von der gewählten Ausführungsweise, insbesondere auch von der Art des Baugrundes und den Grundwasserverhältnissen abhängig, so daß sich keine allgemeingültigen Preisangaben machen lassen.

Nach Mitteilungen, die ich der Firma Rud. Otto Meyer und Herrn Margolis verdanke, können als ungefähre Mittelwerte die in Abb. 133 graphisch dargestellten Kosten gesetzt werden. Die Kosten sind dabei in die drei Teilbeträge für Kanalherstellung, Rohrstrang und Isolierung unterteilt, und man sieht, daß jeder dieser Teilbeträge mit dem Durchmesser wächst. Die Abbildung läßt ablesen, daß z. B. bei 200 mm Rohrdurchmesser eine Strecke von 1000 m etwa 180 000 M. kostet. Unter der Annahme von 8 vH Verzinsung, 1 vH Instandhaltung und 20 jähriger Abschreibungsdauer errechnet sich der in Abb. 134 dargestellte Kapitaldienst.

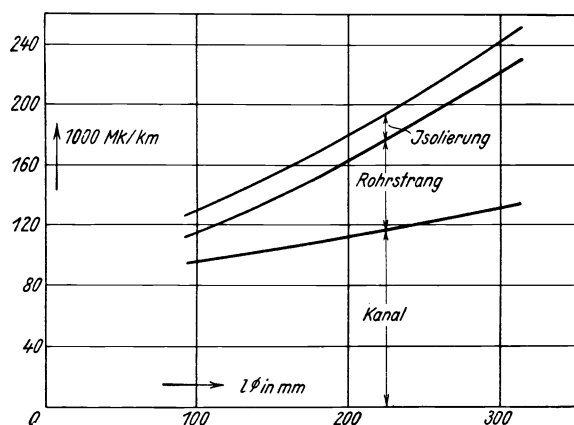


Abb. 133. Anlagekosten für eine Fernleitung.



### b) Ermittlung der Wärmeverluste.

Um die stündlichen Wärmeverluste berechnen zu können, ist der Zusammenhang zwischen Isolierstärke und Rohrdurchmesser nach der von Cammerer angegebenen Tabelle (II. Teil, S. 134)

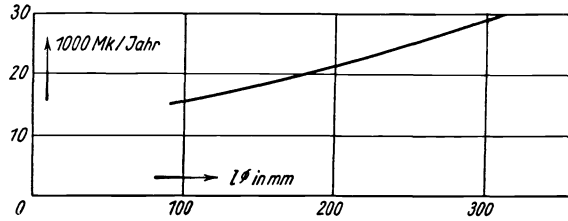


Abb. 134. Kapitaldienst für eine Fernleitung.

gewählt. Abb. 135 gibt den stündlichen Wärmeverlust von 1000 m Rohrlänge in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser wieder. Unter der Annahme, daß die Leitung das ganze Jahr in Betrieb ist, und daß 1000000 kcal mit 5 M. Selbstkosten angesetzt werden, er-

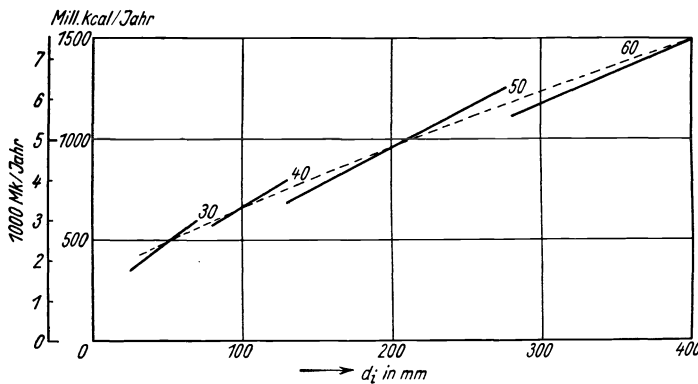


Abb. 135. Wärmeverluste einer Fernleitung.

geben sich die in der zweiten senkrechten Teilung angegebenen Werte für den jährlichen Wärmeverlust.

### c) Wirkung des Druckverlustes.

Es bleibt noch zu ermitteln, wie sich die Einbuße der Kraftmaschine durch den erhöhten Gegendruck wirtschaftlich auswirkt, wobei der

Selbstkostenpreis für die Kilowattstunde mit 3 Pf. angesetzt wird.

Würde die Dampfmaschine am Verteilpunkt aufgestellt werden, so könnte sie unmittelbar mit 5 ata Gegendruck arbeiten. Ist dagegen, wie verlangt, die Maschine am Anfang der Leitung auf-

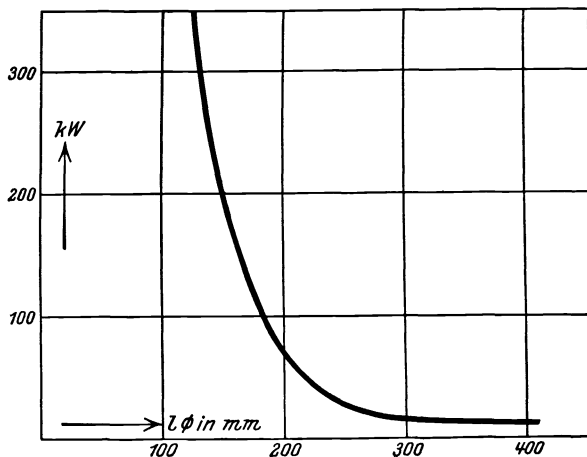


Abb. 136. Leistungseinbuße der Gegendruckmaschine, abhängig vom Rohrdurchmesser.

gestellt, so ist der Gegendruck um den Betrag des Druckverlustes höher zu wählen, und diese Erhöhung des Gegendruckes bzw. ihre wirtschaftliche Auswirkung ist der Fernleitung zur Last zu legen. Eine Maschine mit 20 ata Eintrittsspannung würde bei 5 ata Gegendruck und 10 t stündlichem Dampfverbrauch etwa 595 kW leisten.

Die gesamten jährlichen Ausgaben für den Transport der Wärme summieren sich aus dem Kapitaldienst (Abb. 134), den jährlichen Wärmeverlusten (Abb. 135) und der Einbuße an

Maschinenleistung durch den Druckabfall im Rohrstrang (Abb. 136). Diese Summierung ist in Abb. 137 ausgeführt, und man sieht daraus, daß bei dem Durchmesser 255 mm die Summe ihren Kleinstwert hat, so daß also dieser Durchmesser sich als der wirtschaftlich günstigste Durchmesser ergibt. Der Verlauf der Kurve läßt ferner erkennen, daß ein zu groß gewählter Durchmesser die

Wirtschaftlichkeit der ganzen Anlage nur wenig herabdrückt, daß dagegen ein zu klein gewählter Durchmesser wegen des rasch steigenden Druckverlustes sich sofort sehr ungünstig äußert. Man darf also den Durchmesser eher etwas zu groß als zu klein wählen, auch aus dem anderen Grunde, weil sich dann gegebenenfalls eine spätere Verstärkung des Betriebes leichter ermöglichen läßt.

Abb. 137 läßt auch ablesen, um wieviel der Dampf durch die Übertragung sich verteuert. Dividiert man die jährlichen Ausgaben durch die Zahl der Stunden im Jahre (8760 bei Dauerbetrieb), so ergibt sich, daß die verwendeten 10000 kg Dampf an der Verwendungsstelle (also in 1 km Entfernung) um 4,20 M. teurer sind als an der Erzeugungsstelle.

Für die Berechnung des wirtschaftlichsten Durchmessers ist nachstehender Umstand zu beachten. Bei einer bestehenden Anlage sind alle Größen, die der Wirtschaftlichkeitsberechnung zugrunde gelegt sind, im wesentlichen konstant. Nur die stündliche Dampfmenge wird während des Betriebes stark schwanken. Man darf nun nicht die Höchstdampfmenge der Rohrstrecke einsetzen, sondern nur einen Mittelwert. Da in der Formel für den Druckverlust (vgl. S. 147) das Dampfgewicht in der 2. Potenz auftritt, so muß man bei der Mittelwertbildung die großen Dampfmenge stärker berücksichtigen als die niedrigen.

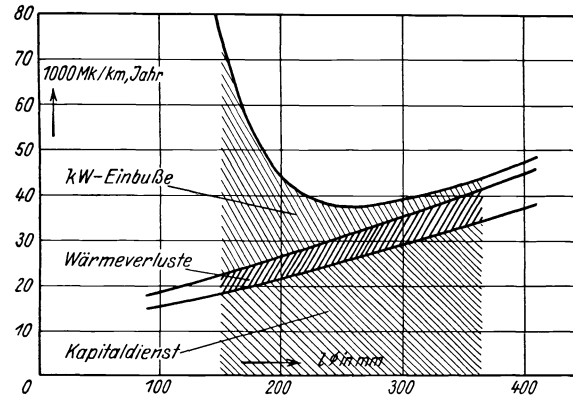


Abb. 137. Gesamtkosten des Wärmetransportes, abhängig vom Rohrdurchmesser.

### C. Verlegung und Ausstattung längerer Dampfleitungen.

Wie schon auf S. 43 erwähnt wurde, sollen Dampfleitungen stets mit Gefälle verlegt werden, damit das Kondensat mit dem Dampf in gleicher Richtung strömt. Vor jeder Verwendungsstelle des Dampfes, sei dies eine Kraftmaschine oder ein Wärmeaustauschapparat, muß in die Leitung ein Wasserabscheider eingebaut werden. Bei sehr langen Leitungen muß auch an einigen Zwischenstellen entwässert werden (Abb. 138).

Erlauben es die Verhältnisse nicht, die Leitung in einer geraden Linie mit stetigem Gefälle zu verlegen, so muß gemäß Abb. 139 die Leitung sägeförmig verlegt werden. Vor jedem Anstieg der Leitung muß neu entwässert werden.

Das Kondensat darf man in den meisten Fällen nicht abfließen lassen, sondern muß es wieder zum Kessel zurückführen. Am einfachsten ist es, wenn man die ganze Kondensatleitung mit Gefälle nach dem Kesselhaus verlegt, das Kondensat dort in einer Grube sammelt und von hier aus mit Speisepumpen in den Kessel

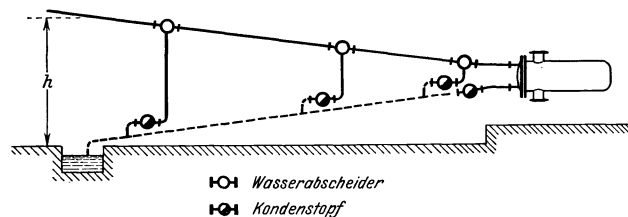


Abb. 138. Entwässerung einer Dampfleitung.

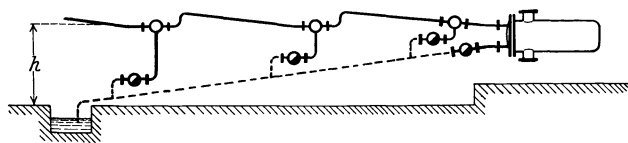


Abb. 139. Entwässerung einer Dampfleitung.

zurückführt. Wenn es aber die Geländebedingungen nicht gestatten, die Kondensleitung in dieser Weise mit durchgehendem Gefälle zu verlegen, so muß man am Ende der Leitung das Kondensat in einer Grube sammeln, von wo es durch eine Pumpe zum Kesselhaus gedrückt wird. Oft schaltet man einen Hochbehälter dazwischen, so daß von hier aus das Kondensat mit Gefälle nach dem Kesselhaus geleitet werden kann (Abb. 140). Die Pumpen werden meist elektrisch angetrieben, und zwar schalten sich die Pumpen selbst ein, wenn in der Kondensatgrube ein gegebener Höchstwasserstand erreicht ist.

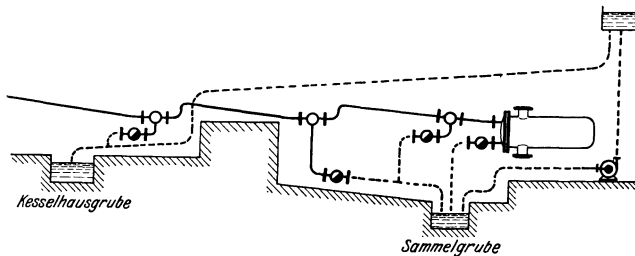


Abb. 140. Entwässerung einer Dampfleitung.

#### D. Die Nachteile der Kondensatbildung in der Leitung.

Es ist zu beachten, daß man bei Fernverteilung von Dampf meist Dampfleitung und Kondensatleitung in einem verhältnismäßig niedrigen Rohrkanal unterbringen muß, und daß es dabei nicht leicht ist, den Dampf- und Kondensatleitungen die oben verlangten Neigungen zu geben. Vermehrt können die Schwierigkeiten werden, wenn ungünstige Geländebedingungen vorliegen.

Schon früher (S. 44) ist davon gesprochen worden, daß die Forderung einer einwandfreien Entwässerung der Dampfleitungen und einer möglichst restlosen Rückführung des Kondensates zum Kesselhaus im praktischen Betriebe nur bei schärfster Überwachung des Netzes erfüllt werden kann. Bei den Fernleitungen kommt hinzu, daß infolge der großen räumlichen Entfernungen die Zahl der Störungsquellen vermehrt und die einwandfreie Überwachung der Anlage erschwert ist.

In diesen baulichen und betrieblichen Schwierigkeiten der Entwässerung und Kondensatrückführung liegt der größte Nachteil der Dampfnetze gegenüber den nun zu besprechenden Heißwassernetzen begründet.

### IV. Fernverteilung mit Heißwasser als Wärmeträger<sup>1</sup>.

Je nach den besonderen Aufgaben der Anlage wählt man als Vorlauftemperatur 120 bis 180°, was einem Sättigungsdruck von etwa 2 bis 10 ata entspricht.

Die Vorteile des Heißwasserfernnetzes gegenüber dem Dampfnetz ergeben sich fast alle aus dem Wegfall der Kondensatbildung in der Leitung mit den schon früher geschilderten Wasser- und Wärmeverlusten (vgl. S. 44). Auch ergibt sich eine größere Freiheit in der Führung des Rohrkanals.

Ein weiterer Vorteil der Heißwasserheizung ist bei industriellen Wärmeverbräuchern wichtig, indem sich hier eine genauere Einhaltung der Temperatur an den Heizflächen und eine größere Gleichmäßigkeit der Temperaturverteilung über die Heizflächen bei Heißwasser leichter als bei Dampf erzielen läßt.

Zum Betriebe der Anlage sind Umwälzpumpen für das Heißwasser nötig, und darin besteht ein Nachteil der Heißwassernetze gegenüber den Dampfnetzen.

#### A. Die Erzeugung und Speicherung des Heißwassers.

Dort, wo an sich Dampf vorhanden ist, kann das Heißwasser mit Hilfe von Gegenstromapparaten erzeugt werden. Für die Schaltung der Anlage sind die im

<sup>1</sup> Allmenröder, E.: Heißwasserheizung und Wärmespeicherung. Gesund.-Ing. 1936, S. 85. — Wierz, M.: Die Heißwasserheizung. Gesundh.-Ing. 1936, S. 245.

Abschnitt „Abdampfverwertung“ (S. 85) angegebenen Gesichtspunkte maßgebend. Da bei Heißwasserfernleitungen ein offenes Ausdehnungsgefäß, wie wir es später bei den Warmwasserfernleitungen (S. 83) kennenlernen werden, nicht möglich ist, muß hier durch einen Windkessel mit Sicherheitsventil Ersatz für das offene Ausdehnungsgefäß geschaffen werden.

Der Gegenstromapparat hat den Nachteil, daß der Wärmeaustausch durch die Rohrwandungen hindurch ein beträchtliches Temperaturgefälle benötigt, also einen hohen Dampfdruck erfordert. Will man bei Verwendung des Abdampfes von Kraftmaschinen mit einem möglichst niedrigen Gegendruck an der Maschine arbeiten, so bringt man Abdampf und Heizungswasser unmittelbar miteinander in Berührung. Man läßt das Wasser z. B. in Form kleiner Wasserfälle durch einen Dampfraum fallen, der an die Abdampfleitung der Turbine angeschlossen ist. Die Apparate entsprechen in Bau und Wirkungsweise den Mischkondensationen bei Kraftmaschinen. Wegen der erwähnten Wasserfälle werden solche Heißwasserbereiter als Kaskaden bezeichnet.

In vielen Fällen ist es zweckmäßiger, das Heißwasser in direkt gefeuerten Wasserkesseln zu erzeugen. Solche Kessel haben gegenüber den normalen Dampfkesseln dadurch günstigere Arbeitsbedingungen, daß die Kesselflächen rein bleiben, weil die notwendige Zusatzspeisewassermenge hier äußerst gering ist. Da Kessel und Rohrnetz vollständig mit Wasser gefüllt sind, brauchen auch solche Anlagen einen Windkessel, wenn nicht das Verfahren der Firma Caliqua verwendet wird, bei dem ein gewöhnlicher Großwasserraum-Dampfkessel verwendet wird. Das Vorlaufwasser wird dicht unterhalb des niedrigsten Wasserspiegels abgezogen und das Rücklaufwasser an der untersten Stelle des Kessels wieder zugeführt. Der Dampfraum des Kessels (vgl. Abb. 141 u. 142) wirkt hier als Dampfpolster und macht damit den obenerwähnten Windkessel entbehrlich. Dem Dampfraum des Kessels kann, wenn es sein muß, auch Dampf zum Betriebe einer Kraftmaschine entnommen werden.

Bei allen Heißwassernetzen besteht die Möglichkeit der Dampfbildung im Rohr und damit die Gefahr von Wasserschlägen. Das Wasser, das im Kessel noch unter Sättigungstemperatur gestanden hatte, gelangt auf seinem Wege durch die Vorlaufleitung bei fast unveränderter Temperatur nach Stellen niederen Druckes, was zur Nachverdampfung im Rohr führen muß. (Als Ursachen der Druckminderung kommt nicht nur Reibungsverlust in Frage, sondern auch verringerter statischer Druck bei verschiedener Höhenlage der Leitung.) Um Dampfbildung zu vermeiden, mischt man deshalb dem Vorlaufwasser unmittelbar nach Verlassen des Kessels oder auch schon im Kessel kälteres Rücklaufwasser zu.

Wenn das Heißwasser mit Gegenstromapparaten erzeugt wird oder wenn das Speichervermögen des Wasserkessels nicht ausreicht, sind besondere Heißwasserspeicher vorzusehen. Sie werden als sogenannte Verdrängungsspeicher ausgebildet und als solche in den Wasserumlauf eingeschaltet (vgl. Abb. 141).

Um die Betriebsweise der Anlage zu zeigen, sollen drei Grenzfälle besprochen werden:

Erster Fall. Die Heizung soll nur aus dem Kessel gespeist werden, der Speicher soll ausgeschaltet sein. Dann ist Ventil *a* und *d* zu öffnen, *b* und *c* zu schließen.

Zweiter Fall. Der Kessel soll bei abgeschalteter Heizung den Speicher aufladen. Dann ist Ventil *a* und *c* zu öffnen, *b* und *d* zu schließen. Die Saugleitung der Pumpe holt hierbei kaltes Wasser aus dem Speicher heraus und die Vorlaufleitung drückt über das Ventil *a* Kesselwasser von oben in den Speicher hinein.

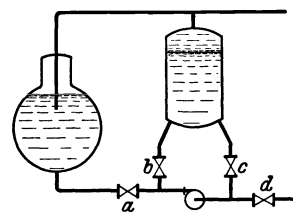


Abb. 141.  
Verdrängungsspeicher.

Dritter Fall. Die Heizung soll bei abgeschaltetem Kessel nur mit dem Speicher betrieben werden. Dann ist Ventil *a* und *c* zu schließen, *b* und *d* zu öffnen. Die Druckleitung der Pumpe preßt durch das Ventil *b* hindurch kaltes Rücklaufwasser von unten her in den Speicher und drängt so das warme Speicherwasser in das Netz hinaus.

Die normalen Betriebszustände liegen zwischen diesen Grenzfällen, indem z. B. der Kessel gleichzeitig die Heizung versorgt und den Speicher auflädt, oder indem die Heizung teils aus dem Kessel, teils aus dem Speicher mit Wasser gespeist wird.

### B. Das Heißwasserrohrnetz<sup>1</sup>.

Wie schon auf S. 80 erwähnt, können hier im Vergleich zum Dampfnetz die Rohrstränge und damit auch der Rohrkanal völlig frei nach den Forderungen des Geländes verlegt werden.

Zur Bestimmung des Rohrdurchmessers muß man die umzuwälzende Wassermenge kennen. Diese ergibt sich bei bekannter Wärmelieferung des Netzes aus dem Temperaturunterschied zwischen Vorlauf- und Rücklauftemperatur. Um die Wassermenge möglichst klein zu erhalten, wird man den Temperaturunterschied möglichst groß wählen.

Ist die Wassermenge ermittelt, so geht man zur Bestimmung des Rohrdurchmessers über, wobei man von der Überlegung ausgeht, daß kleine Rohrdurchmesser zwar ein billiges Rohrnetz, aber einen hohen Strömungswiderstand bedingen. Die Entscheidung ergibt sich wieder wie früher S. 77 aus der Forderung, daß die Summe aus Kapitaldienst und laufenden Betriebsausgaben ein Minimum sein muß. Als laufende Betriebsausgaben gelten hier der Geldwert der Wärmeverluste und die Kosten des Stromes für die Umwälzpumpen.

### C. Verwertung des Heißwassers.

Die Abb. 142 zeigt den Anschluß von drei verschiedenen Verbrauchsstellen an das Fernnetz.

Beim Anschluß einer Warmwasserheizung ist zu beachten, daß infolge der hohen Temperaturen des Heißwassers und auch infolge des hohen Druckes das Wasser des Fernnetzes nicht unmittelbar in die Raumheizkörper geleitet werden darf. Deshalb muß die Heizung mit Hilfe eines Gegenstromapparates (*A* der Abb. 142)

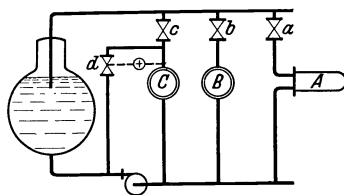


Abb. 142.  
Verwertung des Heißwassers.

angeschlossen werden. Die Wärmelieferung des Gegenstromapparates und damit die Vorlauftemperatur der Heizung wird mit Hilfe des Ventiles *a* geregelt. Beim Anschluß anderer Wärmeverbraucher, wie eines Luftheritzers, eines Kochkessels oder irgendeines anderen Apparates ist zu entscheiden, ob das Heizgut gegen die hohen Heizflächentemperaturen empfindlich ist oder nicht. Ist es unempfindlich, so kann dieser Apparat (vgl. Apparat *B*) unmittelbar zwischen Vor- und Rücklaufleitung geschaltet und mit Hilfe des Ventils *b* geregelt werden. Wenn dagegen das Heizgut hohe Heizflächentemperaturen nicht verträgt, so muß entweder mit Hilfe eines Gegenstromapparates eine Umformung des Wärmeträgers stattfinden, oder es muß kaltes Rücklaufwasser an der Eintrittsstelle des Heißwassers in den Apparat zugemischt werden (vgl. Apparat *C*). Die Temperaturregelung erfolgt mit Hilfe der beiden Ventile *c* und *d*.

<sup>1</sup> Bormann, K.: Rohrschäden an Heißwasserheizungen. Z. bayer. Revis.-Ver. 1937 S. 9.

## V. Fernverteilung mit Warmwasser als Wärmeträger.

Wasser unter  $100^\circ$  wird als Wärmeträger nur bei reinen Gebäudeheizanlagen verwendet. Es besteht dabei der Vorteil der generellen Regelung des ganzen Fernheizwerkes (vgl. Stadtheizung S. 84).

Die Abb. 143 zeigt den Anschluß dreier Gebäudeheizungen an eine Zentrale. Die Punkte  $V_1 R_1$  bzw.  $V_2 R_2$  bzw.  $V_3 R_3$  sind die Anschlußstellen der Gebäudeheizungen an die Fernleitungen. Um die Druckverhältnisse im Netz besprechen zu können, sind in Abb. 143 in schematischer Weise Hauptvorlauf und Hauptrücklauf in einer Geraden ausgestreckt, und darüber sind die jeweiligen Drücke aufgetragen.  $p_2$  bedeutet hierin den Druck im Saugstutzen der Pumpe,  $p_1$  im Druckstutzen der Pumpe. Für die Wahl der Pumpendrucke sind folgende Überlegungen maßgebend. Der Druck  $p_2$  vor der Pumpe muß so hoch gewählt werden, daß bei der Temperatur des Rücklaufwassers sicher keine Verdampfung durch Druckentlastung eintreten kann.

Die Druckdifferenz ( $p_1 - p_2$ ), unter der die Pumpe arbeitet, wird meist aus wirtschaftlichen Erwägungen, d. h. im Hinblick auf die entstehenden Stromkosten, für den Betrieb der Pumpe gewählt.

Die Druckdifferenz  $p_1 - p_2$  wird im Fernnetz durch die Widerstände aufgebraucht, wobei im Schema der Druckabfall als geradlinig angenommen ist. Die Ordinaten über den Punkten  $V$  bzw.  $R$  bedeuten die Drücke, die an den betreffenden Stellen in der Hauptleitung herrschen. Die Druckdifferenz zwischen  $V_3$  und  $R_3$  ergibt sich aus den Erfordernissen des Rohrnetzes der Heizung im Gebäude 3. Man sieht ohne weiteres aus dem Schema, daß dann die näher am Kesselhaus liegenden Gebäudeheizungen unter einer viel höheren Druckdifferenz stehen. Nicht immer gelingt es, durch genügend enge Bemessung der Rohrnetze in der Gebäudeheizung diese große Druckdifferenz aufzubrechen, und man muß darum an den Stellen  $V_1$  oder  $R_1$  Drosselstellen einbauen. (Die verschiedene Höhe des Betriebsdruckes der einzelnen Gebäudeheizungen läßt sich von vornherein vermeiden, wenn man Hauptvorlauf und Hauptrücklauf nach dem Tichelmannschen Verfahren anordnet [vgl. S. 54]). Um die richtige Anschlußstelle für das Ausdehnungsgefäß zu finden, gehen wir von der Überlegung aus, daß der Druck an dieser Stelle sich nicht wesentlich ändern darf, wenn die Pumpe in Betrieb genommen wird oder wenn sie stillgelegt wird. Bedeutet  $H_0$  die Höhenlage des Ausdehnungsgefäßes, die in den meisten Fällen durch die Gebäudehöhe vorgeschrieben sein wird, so stellt die im Schema Abb. 143 gezogene horizontale Wellenlinie den Druck im Rohrnetz dar, wenn die Pumpe stillsteht. Der Schnitt dieser Wellenlinie mit der Linie des Druckabfalles kennzeichnet dann diejenige Stelle, an der das Ausdehnungsgefäß an dem Hauptstrang angeschlossen werden muß.

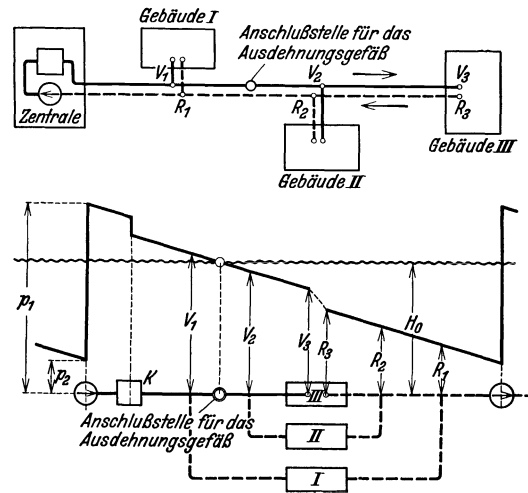


Abb. 143. Pumpenfernheizung. Anschluß dreier Gebäude. Druckverhältnisse.

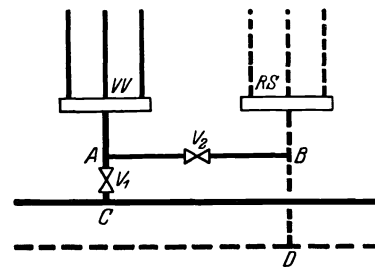


Abb. 144. Anschluß der Gebäudeleitungen.

Der Anschluß der Gebäudeheizungen an die Fernleitung kann auf verschiedene Weise erfolgen.

Eine Lösung ist in Abb. 144 gezeichnet. Vom Vorlaufverteiler  $VV$  strömt das Wasser in die Heizung des Gebäudes und kehrt unter der Wirkung der Schwere durch den Rücklaufsammler  $RS$  und über die Leitung  $BA$  wieder zum Vorlaufverteiler zurück. Darüber lagert sich eine zweite Strömung, die vom Hauptvorlauf  $C$  abzweigt, ebenfalls durch die ganze Heizung strömt und bei  $D$  in den Hauptrücklauf einmündet. Bei  $A$  vereinigen sich die beiden Wasserströme und es kann durch geeignete Stellung der beiden Ventile  $V_1$  und  $V_2$  die jeweils gewünschte Vorlauftemperatur im Verteiler der Heizung eingestellt werden. Bei einer derartigen Heißwasserheizung ist also eine zweifache generelle Regelung möglich. Einmal kann durch Veränderung der Temperatur im Hauptvorlauf die ganze Fernheizung generell geregelt werden. Ferner kann jedes Gebäude für sich wieder generell geregelt werden durch Einstellung der beiden Ventile  $V_1$  und  $V_2$ .

## VI. Stadtheizungen.

Unter den Fernheizungen nehmen die Stadtheizungen dadurch eine besondere Stellung ein, daß sie nicht Hilfsbetriebe sind wie die Fernheizungen in großen Krankenhäusern und Fabriken, sondern selbständige, auf Erwerb eingestellte Unternehmungen.

Die Einführung der Stadtheizung bringt die mannigfachsten Vorteile mit sich, von denen der wichtigste die Verminderung der Rauch- und Rußentwicklung ist. Die heutige starke Rauchentwicklung in den Städten ist nämlich nicht in erster Linie auf das Anwachsen der Industrie zurückzuführen, sondern auf das enge Zusammendrängen vieler Tausender von Haushaltfeuerungen in unseren großen und dicht bebauten Städten. Da durch Einführung der Stadtheizung diese Verhältnisse bedeutend besser werden, wird mit Recht verlangt, daß man die Fernheizungen nicht nur vom Standpunkte eines Erwerbsunternehmens betrachten dürfe, sondern daß die Städte solche Fernheizungen gegebenenfalls als Zuschußbetriebe bauen sollten. Als weiterer Vorzug sei das starke Zurückgehen des Kohlentransportes und der Ascheabfuhr im Innern der Städte erwähnt. Zu diesen Vorteilen, welche in erster Linie der Allgemeinheit zugute kommen, treten eine Reihe weiterer Vorzüge für Hauseigentümer und Mietparteien.

Wenn trotz dieser vielen Vorzüge die Entwicklung des Fernheizwesens nur langsam fortschreitet, so liegen die Gründe dafür allein in den hohen Kosten des Rohrnetzes. Diese setzen sich zusammen aus den Kosten für die Erdarbeiten bis zur Fertigstellung des Kanals und den Kosten für die eigentlichen Rohrstränge samt Isolierung.

Die rasche Entwicklung, welche die Schweißtechnik in den letzten Jahrzehnten genommen hat, hat in einschneidender Weise auf den Bau der Fernheizwerke zurückgewirkt. Während man früher die einzelnen Rohrschüsse nur durch Flanschen verbinden konnte, ist man heute in der Lage, Rohrstrecken von 100 m und mehr zu einem Stück zusammenschweißen. Die Folge davon ist eine ganz bedeutende Erhöhung der Betriebssicherheit, die sich vor allem darin auswirkt, daß man keine begehbaren Kanäle mehr für die Rohrleitungen nötig hat, sondern dieselben in niedere, zum Teil aus fertigen Formstücken bestehende Kanäle verlegen kann und nur stellenweise einen Einsteigschacht vorzusehen braucht. Die Verbindung der Rohre durch Schweißen verbilligt also nicht nur den Rohrstrang, sondern noch in bedeutend höherem Maße die Erdarbeiten, und es ist unstrittig in erster Linie der Ein-

führung der Schweißtechnik zuzuschreiben, wenn heute Fernheizwerke in größerer Zahl gebaut werden können.

In neuester Zeit versucht man die Kosten der Rohrnetze noch weiter zu senken, indem man auf Rohrkanäle verzichtet, statt dessen die isolierten Rohre noch mit einem besonderen Schutzmantel umgibt und so direkt ins Erdreich verlegt. Die bisherigen Versuche erlauben noch kein abschließendes Urteil darüber, ob sich eine solche Ausführung im Betriebe auf die Dauer bewährt.

Die Frage, ob man eine Stadtheizung als Abwärmeverwertungsanlage an ein Kraftwerk anschließen oder als reines Heizwerk mit Frischdampf betreiben soll, läßt sich nicht allgemein entscheiden. Vom wärmewirtschaftlichen Standpunkte aus scheint der Abwärmebetrieb allein berechtigt zu sein. Aber die bedeutend größere Einfachheit des reinen Heizbetriebes ist ein sehr wichtiges Moment zu seinen Gunsten, und zwar handelt es sich dabei nicht nur um die einfachere technische Betriebsführung, sondern auch um die einfachere kaufmännische Verwaltung und die einfacheren organisatorischen Verhältnisse. Im allgemeinen neigt man in Europa dazu, nur Heizkraftwerke zu bauen. In Amerika hat man lange Zeit die reinen Heizwerke bevorzugt und ist in letzter Zeit ebenfalls zu vermehrter Abdampfverwertung übergegangen.

Die zweite Frage ist, ob man als Wärmeträger im Fernnetz Warmwasser, Heißwasser oder Dampf von 3 bis 5 ata verwenden soll.

Werden nur Wohnungsheizungen und keine industriellen und gewerblichen Betriebe angeschlossen, so verdient Warmwasser wegen der Möglichkeit einer generellen Regelung im ganzen Netz den Vorzug. Dem Wohnungsinhaber ist hierbei ein Überheizen der Wohnung und Verschwenden mit Wärme nicht so leicht möglich als bei den anderen beiden Systemen, und es kann deshalb hier mit den Abnehmern eine Pauschale je Heizperiode und Wohnung vereinbart werden. Die Werbung neuer Teilnehmer am Heizwerk ist aber viel leichter und darum auch erfolgreicher, wenn man eine feste Summe nennen kann, als wenn man, wie es bei der Zählerberechnung der Fall ist, nur versichern kann, daß bei vernünftiger Sparsamkeit die Kosten nicht höher werden als bei eigener Kesselanlage. Die Vorteile des Warmwasserheizwerkes liegen also auf rein wirtschaftlichem, oder besser gesagt, kaufmännischem Gebiet und sind in der Eigenschaft des Stadtheizwerkes als einem geschäftlichen Unternehmen begründet.

Sollen auch gewerbliche und industrielle Betriebe an das Fernnetz angeschlossen werden, so verlangen diese eine konstante Temperatur des Wärmeträgers, und es verbietet sich damit die generelle Regelung. Zudem muß die Temperatur nun wesentlich höher liegen. Aus beiden Gründen besteht für den Abnehmer die Möglichkeit, Wärme zu verschwenden, und dadurch verbietet sich die Pauschalabrechnung. Für die Entscheidung, ob Heißwasser oder Dampf verwendet werden soll, sind nur die schon früher auf S. 80 genannten rein technischen Gesichtspunkte entscheidend.

## VII. Abwärmeverwertung<sup>1</sup>.

### A. Abdampfverwertung.

In Anlehnung an die Schaltbilder der Elektrotechnik hat sich auch für Schaltbilder größerer Dampfanlagen eine einheitliche Darstellungsweise herausgebildet, von der im nachstehenden Gebrauch gemacht wird<sup>2</sup>. Die Bedeutung der einzelnen Zeichen gibt die Übersicht in Abb. 145. Das Schaltbild wird so angeordnet, daß

<sup>1</sup> Stein: Regelung und Ausgleich in Dampfanlagen. Berlin: Julius Springer 1926.

<sup>2</sup> Stender: Schaltbilder im Wärmekraftbetrieb. Berlin: VDI-Verlag 1928.



die waagerechten Linien gleichen Wärmeinhalt des Stoffes angeben, und zwar von oben nach unten mit abnehmendem Wärmeinhalt. Der Kreislauf des Stoffes geht im Uhrzeigersinne, so daß der Kessel stets in der linken oberen Ecke der Zeichnung, der Kondensator in der rechten unteren Ecke erscheint.

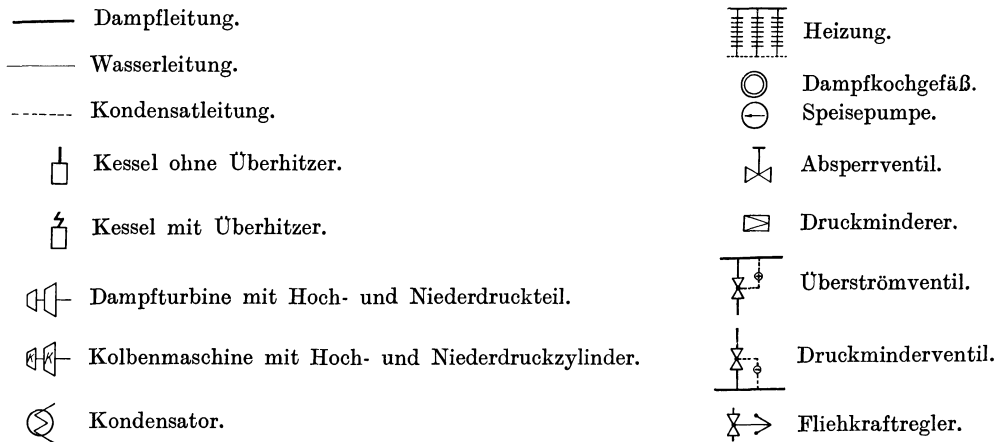


Abb. 145. Zeichenerklärung.

Das Wesen der Abdampfverwertung kann als bekannt vorausgesetzt werden. Es soll hier nur an einigen Beispielen gezeigt werden, wie sich die Heizungsanlage in einen allgemeinen Abwärmebetrieb eingliedert.

Die Heizung selbst wird in gewöhnlicher Weise ausgeführt, nur wird jetzt der Hauptverteiler der Heizung nicht an eine eigene Kesselanlage, sondern an die Abdampfleitung der Kraftmaschine angeschlossen. Um die Leistungseinbuße der Kraftmaschine durch den Anschluß der Heizung möglichst klein zu halten, wird man den Druck am Hauptverteiler der Heizung so niedrig halten, als es mit Rücksicht auf den Druckabfall im Leitungsnetz irgend möglich ist. Im allgemeinen wird man bei nicht allzu großen Anlagen mit 1,5 bis 2 at im Hauptverteiler auskommen können.

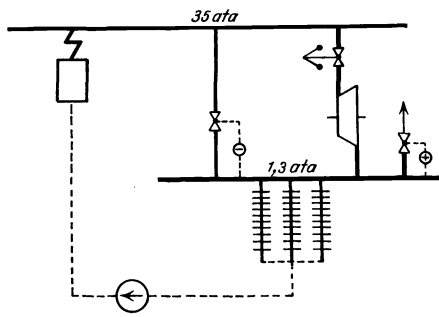


Abb. 146. Gegendruckmaschine allein.

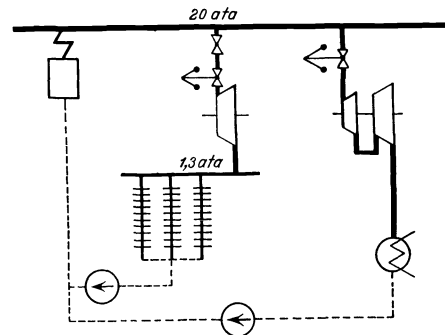


Abb. 147. Gegendruckmaschine und Kondensationsmaschine.

Abb. 146 zeigt den reinen Gegendruckbetrieb bei Vorhandensein einer einzigen Kraftmaschine. Der Druck im Hauptverteiler der Heizung und damit der Gegendruck der Maschine richtet sich, wie oben erwähnt, nach der Größe des Heizungsnetzes. Die Kesselspannung errechnet sich aus der Überlegung, daß die von der Heizung benötigte Dampfmenge bei dem Druckabfall von Kesselspannung auf Gegendruck die gewünschte Leistung zu liefern vermag. Ist Kesselspannung und Gegendruck gewählt, so ist damit auch das Verhältnis von Kraftleistung

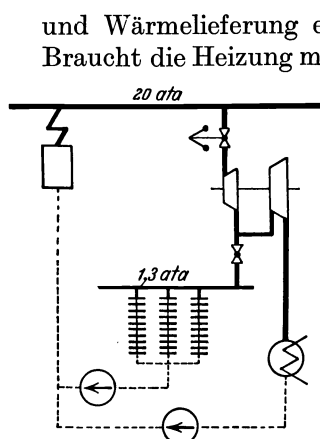


Abb. 148.  
Entnahmemaschine.

und Wärmelieferung ein für allemal festgelegt. Braucht die Heizung mehr Dampf, als die Dampfmaschine Abdampf liefert, so muß der Heizung durch ein Reduzierventil aus der Hochdruckleitung Frischdampf zugeführt werden. Braucht umgekehrt die Heizung weniger Dampf, so muß der Überschuß an Abdampf durch ein Sicherheitsventil ins Freie auspuffen. Da sowohl das Reduzieren von Hochdruckdampf als auch das Auspuffen von

Abdampf unwirtschaftlich ist, so stellt das reine Gegendruckverfahren keine sehr günstige Lösung der Koppelung von Heiz- und Kraftbetrieb dar.

Abb. 147 zeigt das Zusammenarbeiten von einer Gegendruckmaschine mit einer Kondensationsmaschine, und zwar ist angenommen, daß der Betrieb wesentlich mehr Kraft braucht, als die Gegendruckmaschine allein zu liefern vermag. An Stelle der Kondensationsmaschine kann auch Fremdstrombezug treten. Die Regelung der Gegendruckmaschine ist so getroffen, daß sie nur so viel Energie abgibt, als der augenblicklichen Heizdampfmenge entspricht. Alle darüber hinausgehende Energie liefert die Kondensationsmaschine.

Eine Mittelstellung zwischen den beiden geschilderten Anordnungen nimmt die in Abb. 148 dargestellte Entnahmemaschine ein. Nach der Hochdruckstufe der Turbine wird der Dampf geteilt. Der eine Teil geht in den Hauptverteiler der Heizung, der andere in die Niederdruckstufe der Turbine. Die Regelung der Anlage ist folgende: Steigt bei unverändertem Kraftbedarf der Dampfbedarf der Heizung, so sinkt zuerst der Druck im Hauptverteiler der Heizung. Das Entnahmeventil läßt dann mehr Dampf in diesen übertreten. Infolgedessen bekommt der Niederdruckteil der Turbine zu wenig Dampf, und die Drehzahl der Maschine geht zurück. Sofort läßt der Fliehkraftregler mehr Dampf in die Maschine treten, und allmählich stellt sich ein neuer Gleichgewichtszustand ein. Umgekehrt erfolgt die Regelung, wenn bei gleichbleibendem Kraftbedarf der Heizdampfbedarf sinkt.

Bei sehr stark schwankendem Kraft- und Heizdampfbedarf kann der Einbau eines Dampfspeichers wirtschaftlich sein. Dieser kann entweder als Gleichdruckspeicher mit der Kesselanlage verbunden sein oder als Gefällespeicher (Ruths-Speicher) in das Dampfnetz eingefügt sein. Abb. 149 zeigt das Schema einer größeren Anlage, bei der drei Dampfnetze verschiedenen Druckes vorhanden sind, nämlich 30 ata, 6 ata und 1,3 ata. Die Dampfmaschine ist als Entnahmemaschine ausgebildet und verwertet das Druckgefälle zwischen Hochdruck und Mitteldruck sowie zwischen Mitteldruck und Niederdruck. Mehrere Dampfkochgefäße sind an das Mitteldrucknetz, die Heizung an das Niederdrucknetz angeschlossen. Der Ruths-Speicher ist zwischen Mittel- und Niederdrucknetz eingeschaltet und kann bei seinem Aufladen von 1,3 ata auf 6 ata je Kubikmeter Wasserinhalt etwa 90 kg Dampf speichern (vgl. Hütte, 26. Aufl., Bd. I, S. 544).

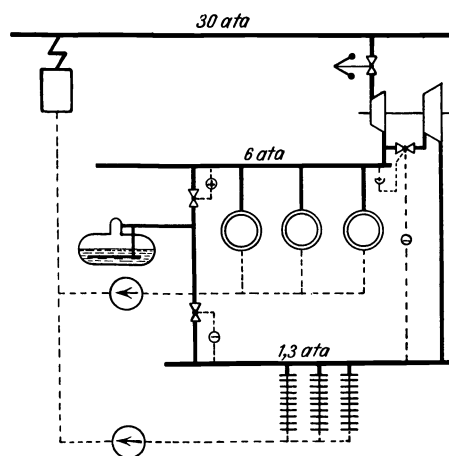


Abb. 149.  
Entnahmemaschine und Dampfspeicher.

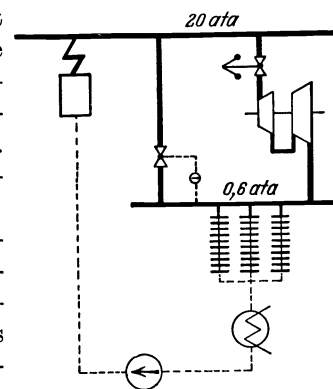


Abb. 150. Vakuumheizung.

Abb. 150 zeigt das Schaltschema einer Vakuumheizung. Die Heizung ist hierbei als Vorkondensator vor den eigentlichen Kondensator geschaltet. Durch Änderung des Vakuums im Kondensator läßt sich die Temperatur der Heizflächen der Außentemperatur anpassen. Das Beispiel einer größeren Anlage mit Vakuumheizung und Zwischendampfverwertung zeigt Abb. 151<sup>1</sup>.

Der Frischdampf wird, nachdem er in dem Hochdruckzylinder gearbeitet hat, dem Niederdruckzylinder zugeführt. Bei  $d_1$  befindet sich ein Druckregler. An dieser Stelle wird Anzapfdampf abgenommen, der nach Entölung und Wasserabscheidung zu einem Verteiler geleitet wird, um von hier aus den verschiedenen Verwendungszwecken zugeführt zu werden. Der Verteiler kann auch mit Zusatzdampf aus den Kesseln gespeist werden. An dem Verteiler befindet sich ein Stutzen

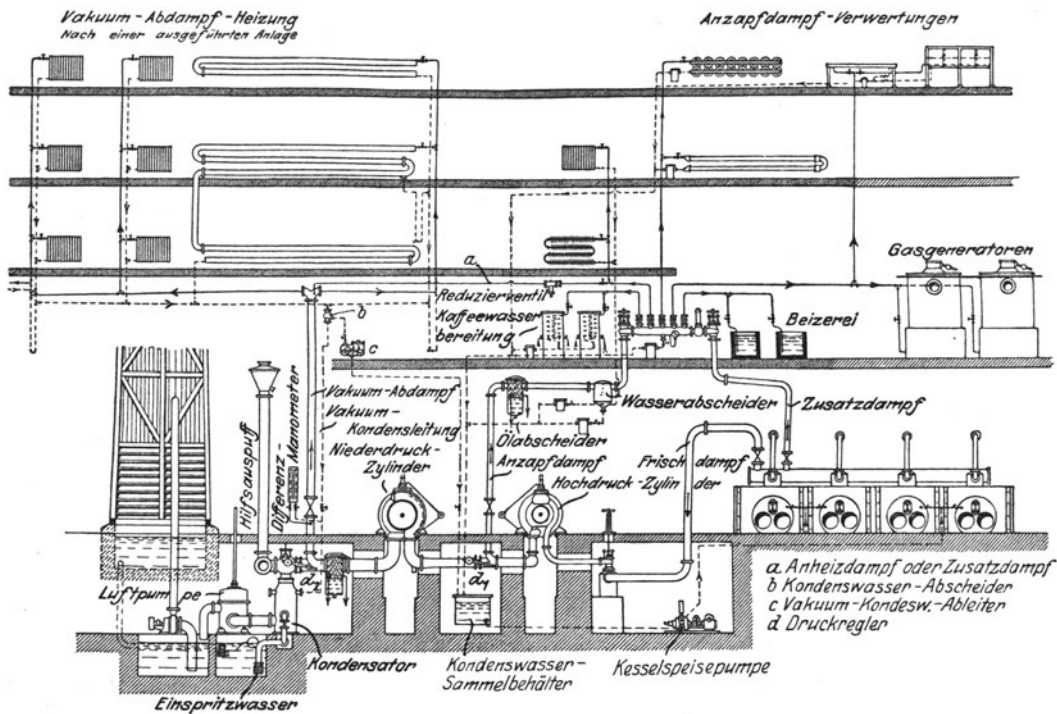


Abb. 151. Vakuum- und Anzapfdampfheizung.

mit der Leitung  $a$ , um je nach Bedarf Dampf in die Unterdruckheizung einführen zu können.

Der von  $d_1$  aus in den Niederdruckzylinder geleitete Dampf wird, nachdem er hier wiederum Arbeit geleistet hat, dem Einspritzkondensator zugeführt. Vorher ist noch ein Dampfentöler und bei  $d_2$  ein Druckregler angeordnet, von dem aus der Vakuumdampf in die Heizungsanlage geht. In der Zeichnung sind noch zu erkennen: der Hilfsauspuff, der Kühlturm, die Luftpumpe und das Differentialmanometer. Letztere nicht zu entbehrende Meßvorrichtung dient zur Beobachtung des eingestellten Vakuums.

Der Druckregler  $d_2$  hat verschiedene Aufgaben zu erfüllen. Er dient an kalten Tagen zur Verschlechterung des Vakuums, um mit höheren Dampftemperaturen arbeiten zu können. Bei milder Witterung wird aber der Regler so eingestellt, daß der Dampf in erforderlicher Menge in die Heizung strömt, die dann als Kondensator wirkt.

<sup>1</sup> Entnommen Schulze: Die Vakuumdampfheizung. Mitteilungen der Wärmestelle des Vereins deutscher Eisenhüttenleute.

Ferner hat der Regler noch die Aufgabe, bei den verschiedenen Belastungsschwankungen der Maschine die Dampffzufuhr zur Heizung zu sichern und überschüssigen Dampf in den Kondensator abzuführen.

Abb. 152 zeigt das zu dieser Anlage gehörige Schaltschema, und zwar bedeuten:

- A Gasgenerator.
- B Heizerei.
- C Wärmeschränke.
- D Kaffeewasserbereitung
- E Niederdruckheizung.
- F Vakuumheizung.

Wenn im Vakuumdampfnetz der Druck über ein vorgeschriebenes Maß steigt, so öffnet sich das Überströmventil *M* und läßt mehr Dampf nach dem Kondensator entweichen. Wenn umgekehrt der Dampfdruck unter eine vorgeschriebene Grenze sinkt, so läßt das Reduzierventil *N* aus dem Niederdrucknetz Dampf zuströmen. In gleicher Weise wie hier der Druck im Vakuumnetz durch die beiden Ventile *M* und *N* in engen Grenzen gehalten wird, wird auch der Druck im Niederdrucknetz durch die beiden Ventile *O* und *P* in engen Grenzen gehalten. Das Ventil *O* und der Fliehkraftregler *Q* sorgen für richtige Verteilung des Dampfes auf Hochdruck- und Niederdruckteil der Kraftmaschine.

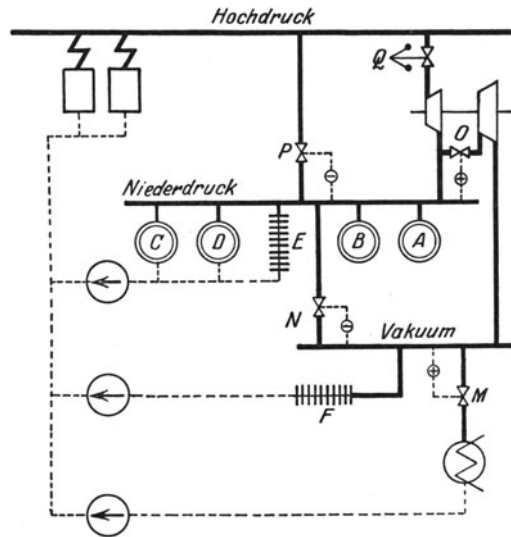


Abb. 152. Schaltbild zur Abbildung 151.

## B. Weitere Arten der Abwärmeverwertung.

Bei Dieselmotoren läßt sich die in dem Kühlwasser und den Abgasen enthaltene Wärme zur Heizung und für Trockenzwecke verwenden. Andere Abwärmquellen

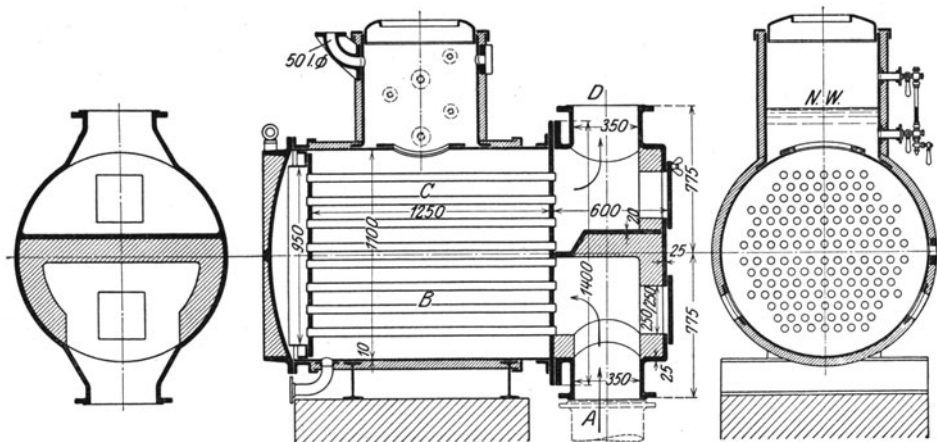


Abb. 153. Abhitzebeckel.

ergeben sich in den Betrieben von Kokereien, Gaswerken, Hüttenwerken, Brikettfabriken, bei Schmiedeofen, keramischen Öfen und anderem mehr, bei denen im allgemeinen durch Abhitzebeckel (s. Abb. 153) die in den anfallenden Abgasen enthaltene Wärme noch für andere Zwecke nutzbar gemacht wird.

### C. Die Gesetze der Speicherung.

Die nachstehenden Ausführungen gelten nicht nur für die besprochenen Fälle der Speicherung von Dampf, sondern sie gelten in sinngemäßer Anwendung auch für die Speicherung von Wärme in Gestalt von Heißwasser, für die Speicherung in den Wasser- und Gasbehältern der städtischen Werke, für die Speicherung elektrischer Energie in Akkumulatoren sowie überhaupt für alle Aufgaben der Speicherung.

Wir beginnen mit dem Beispiel der Dampflieferung aus einer mit Speicher verbundenen Kesselanlage. Der Bedarf an Dampf sei starken zeitlichen Schwankungen unterworfen, dagegen soll die Dampflieferung konstant sein, indem sie aus einer Kesselanlage mit konstanter Feuerführung erfolgt.

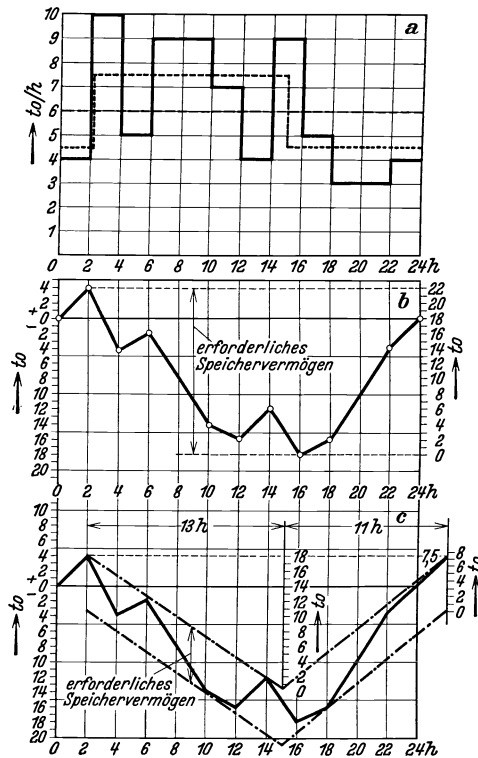


Abb. 154 a—c. Speicherung.

Zur Bestimmung der Dampflieferung des Kessels brauchen wir nur die Fläche unter der stark ausgezogene Linie zu bestimmen und dann durch ein Rechteck gleicher Grundlinie zu ersetzen. Die Höhe des Rechteckes ist im vorliegenden Falle 6 t/h, und damit ist die Größe des Kessels gegeben. Dagegen ist die notwendige Größe des Speichers und sein Ladezustand in einem gegebenen Augenblick aus diesem Bild nicht unmittelbar abzulesen. Wir brauchen dazu noch eine zweite Darstellung, die in Abb. 154 b gegeben ist. Darin bedeutet die Ordinate den Ladezustand des Speichers in Tonnen. Wir setzen den Ladezustand am linken Rande des Schaubildes vorerst einmal willkürlich gleich Null. In den ersten 2 Stunden haben wir gemäß dem oberen Schaubild einen stündlichen Dampfüberschuß von 2 t, also nimmt der Speicher in den ersten 2 Stunden 4 t auf. Das drückt sich im mittleren Schaubild in einem Anstieg der Linie um 4 t aus. Für die nächstfolgenden 2 Stunden ergibt sich ein Dampf-mehrbedarf von 4 t/h. Die Kurve des Ladezustandes fällt deshalb um 8 t. Durch Fortsetzung dieses Verfahrens ist die gebrochene Linie entstanden. Man sieht aus ihr, daß der Speicher am Ende der 2. Stunde vollständig aufgeladen, am Ende der 16. Stunde vollkommen entladen ist, und man kann an der Teilung auf der rechten Seite des Bildes ablesen, daß ein Gesamtspeichervermögen von 22 t erforderlich ist.

Der Speicher läßt sich verkleinern, wenn man auf die Forderung einer stets gleichbleibenden Feuerführung verzichtet. Abb. 154 a zeigt, daß von der 2. bis etwa zur 16. Stunde im allgemeinen viel, von der 16. bis zur 2. Stunde im allgemeinen wenig Dampf gebraucht wird. Man kann also den Kessel im ersten Zeitraum etwas überlasten, im zweiten Zeitraum nicht voll ausnutzen. Durch das in Abb. 154 c dargestellte zeichnerische Verfahren läßt sich die in beiden Zeiträumen notwendige Dampflieferung sowie die neue Speichergröße ermitteln. Man zeichnet zuerst

wieder wie im mittleren Bild die gebrochene Linie und schließt diese dann zwischen zwei gebrochene parallele Linienzüge (strichpunktiert) ein. Der senkrechte Abstand beider Linien kennzeichnet das nunmehr erforderliche Speichervermögen. Wir lesen auf der Teilung an der rechten Seite des Bildes etwa 7,5 t ab. Die verlangte Dampflieferung für beide Zeiträume ergibt sich aus folgender Überlegung. Während des ersten Zeitraumes, der von der 2. bis zur 15. Stunde reicht, also 13 Stunden umfaßt, hat der Kessel nicht nur wie im ersten Fall 6 t Dampf pro Stunde zu liefern, sondern außerdem noch 18 t. Das gibt bei konstanter Feuerführung eine Mehrlieferung von  $18 : 13 = 1,4$  t/h. Von der 15. bis zur 2. Stunde, also im Verlauf von 11 Stunden, braucht er um  $18 : 11 = 1,6$  t/h weniger als 6 t zu liefern. Durch Übertragen dieser Werte in die Abb. 154a zeigt sich, daß die Kesselanlage von der 2. bis zur 15. Stunde stündlich 7,4 t/h und von der 15. bis zur 2. Stunde stündlich 4,4 t/h Dampf liefern muß. Das Verfahren läßt sich noch dadurch erweitern, daß man statt mit zwei, mit drei oder mehr Betriebszuständen der Kesselanlage rechnet. Dann wird natürlich das strichpunktierte Linienpaar statt zweifach gebrochen mehrfach gebrochen.

Bei den bisherigen Fällen war nur der zeitliche Verlauf des Dampfbedarfes vorgeschrieben, während der zeitliche Verlauf der Dampflieferung nach Zweckmäßigkeitsgründen frei gewählt werden konnte. Die Aufgabe ändert sich grundsätzlich, wenn auch die Kurve der Dampflieferung vorgegeben ist, wie das z. B. der Fall ist, wenn der Dampf als Abdampf von Gegendruckturbinen anfällt. Ein solches Beispiel zeigt Abb. 155a. Hier ist sofort zu erkennen, daß in den Abendstunden ein Überschuß an Abdampf eintritt, der gespeichert werden kann, um am nächsten Morgen zur Deckung der Spitze des Heizdampfbedarfes herangezogen zu werden. Wir sehen aber auch sofort, daß er zur vollständigen Deckung nicht ausreicht und daß Dampfbedarf eintritt, der aus anderen Quellen gedeckt werden muß. In Abb. 155b ist nochmals der Verlauf des Heizdampfbedarfes dargestellt. Die Spitze, die aus dem Speicher gedeckt werden kann, ist durch die Fläche A gekennzeichnet, die der Fläche A in Abb. 155a gleich sein muß. Die Fläche B stellt jene Dampfmenge dar, die zuerst in der Turbine und dann unmittelbar darauf in der Heizung verwendet wird. Die Fläche C ist die fehlende Dampfmenge, die entweder von einer besonderen Niederdruckkesselanlage geliefert werden muß oder über ein Reduzierventil aus dem Hochdruckkessel zu entnehmen ist. Der Linienzug a, b, c, d, e, f stellt im letzteren Falle die Belastung der Hochdruckkesselanlage dar. Um diese gleichmäßiger zu gestalten, kann man den Speicher größer ausführen als es der Fläche A entspricht und kann dann unmittelbar aus dem Hochdruckkessel den Speicher aufladen.

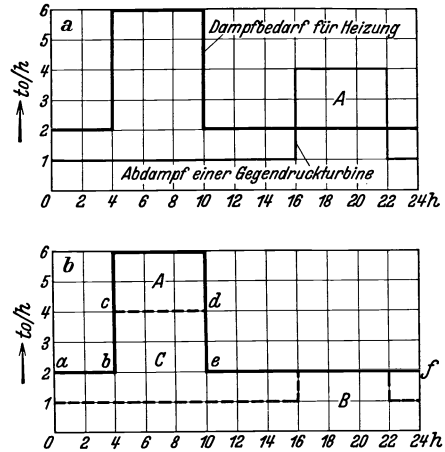


Abb. 155 a und b. Speicherung.

## Fünfter Abschnitt.

## Die Warmwasserversorgung.

## 1. Die Bereitung des Warmwassers.

Da der Warmwasserverbrauch von Wohngebäuden starken zeitlichen Schwankungen unterworfen ist, muß mit der Warmwasserbereitungsanlage immer eine Speicherung verbunden sein. Der in Abb. 156 mit *B* bezeichnete große Kessel stellt diesen Speicher dar. Da in ihm zugleich die Erwärmung erfolgt, erhielt er den leider sehr unschönen und auch unrichtigen Namen „Boiler“. Das kalte Wasser aus dem städtischen Netz tritt von unten her ein und oben als erhitztes Gebrauchswasser aus. Die Erwärmung im Boiler erfolgt an einem Rohrbündel (meist Rohrregister genannt), das in seinem Innern von heißem Wasser durchströmt wird. Die Erwärmung dieses Wassers, kurz „Heizwasser“ genannt, erfolgt in den meisten Fällen in einem gewöhnlichen koksbeheizten gußeisernen Kessel. Das Heizwasser strömt oben aus dem Kessel, durchfließt das Rohrregister und kehrt abgekühlt unter der Wirkung seiner Schwere nach dem Kessel zurück. Natürlich ist auch hier,

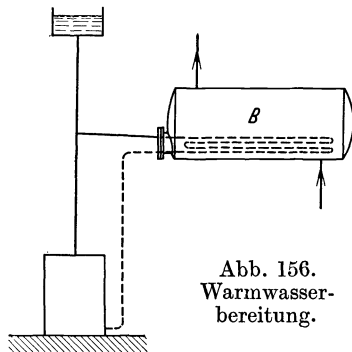


Abb. 156.  
Warmwasser-  
bereitung.

ein Ausdehnungsgefäß notwendig, da der Druck des Heizwassers aus Sicherheitsgründen nicht über eine Atmosphäre steigen darf. In manchen Fällen wird statt des Heizwassers auch Niederdruckdampf verwendet.

Es ist im allgemeinen nicht zweckmäßig, von demselben Kessel, der die Heizungsanlage versorgt, auch die Warmwasseranlage zu betreiben, denn die Warmwasserversorgungsanlage braucht eine konstante über das ganze Jahr gleichbleibende

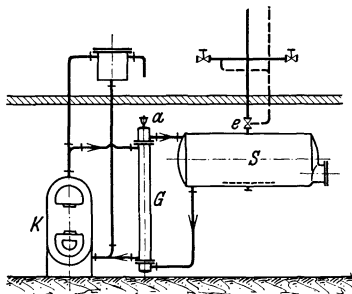


Abb. 157. System Zopick.

Heizwassertemperatur, während die Gebäudeheizung infolge der Notwendigkeit einer generellen Regelung eine veränderliche Wassertemperatur verlangt. Es besteht zwar die Möglichkeit, den Kessel mit der jeweils höheren Temperatur zu betreiben und in demjenigen System, das die niedrigere Temperatur verlangt, diese durch Zumischen von kälterem Rücklaufwasser zu erzeugen, jedoch haben sich die hierauf beruhenden Bauarten nicht sehr eingebürgert.

Um Steinablagerungen in den Rohrleitungen des Gebrauchswassers usw. zu vermeiden, soll das Wasser im allgemeinen nicht höher als auf  $60^{\circ}\text{C}$  erhitzt werden. Nur zum Betrieb von Geschirrspülmaschinen in Großküchen und von Waschmaschinen braucht man Wasser von höherer Temperatur. Hier ist dann eine Wasseraufbereitung zweckmäßig bzw. notwendig. Außer der Gefahr der Steinablagerung liegt bei den Warmwasserversorgungsanlagen eine äußerst unangenehme Störungsquelle vor in Gestalt der Korrosion<sup>1</sup>, die teils an den Rohrregistern, teils an den Boilerwänden auftritt. Bei Großanlagen kann man sich dagegen durch Einbau einer Wasseraufbereitungsanlage schützen. Bei kleineren Anlagen ist dies meist nicht möglich und man sucht deshalb in anderer Weise eine Abhilfe zu finden. Nachstehend sind zwei Abarten der bisher beschriebenen

<sup>1</sup> Vgl. Normblatt: Umstellnorm DIN 4809 U, Maßnahmen zur Korrosionsverhütung, Mai 1937.

Anordnung erwähnt, die neben anderen Vorteilen auch einen Schutz gegen Korrosion bieten sollen. Wie bei allen Maßnahmen gegen die Korrosion läßt sich auch hier ein endgültiges Urteil erst nach mehrjähriger Erfahrung in verschiedenen Städten abgeben. Bei der Verschiedenheit des Wassers in den einzelnen Städten und bei dem großen Einfluß der Wassereigenschaften auf den Ablauf der Korrosion berechtigt weder eine günstige noch eine ungünstige Erfahrung in zwei oder drei Städten schon zu einem allgemeinen Urteil.

Eine erste Abart des ursprünglichen Systems ist in Abb. 157 dargestellt. Die Heizflächen werden aus dem Speicher *S* herausgenommen und in Form eines stehenden Gegenstromapparates *G* zwischen Kessel *K* und Speicher *S* aufgestellt. Dadurch erzielt man eine kräftigere Bepflüchtung der Heizflächen und kann sie deshalb kleiner ausbilden. Auch der Speicher wird jetzt günstiger ausgenutzt. Bei der älteren Bauart mischt sich nämlich im Speicher kaltes und warmes Wasser, was ein Absinken der Temperatur bei stärkerer Entnahme an warmem Wasser bedingt und im praktischen Betriebe zu großer Verschwendung an Wasser und Wärme führt. Bei der abgeänderten Anordnung arbeitet der Speicher als Verdrängungs- oder Schichtspeicher, und es steht deshalb bei geladenem und bei fast entlademem Speicher im oberen Teil, also am Anschluß der Zapfleitung, immer Wasser von annähernd gleich hoher Temperatur bereit.

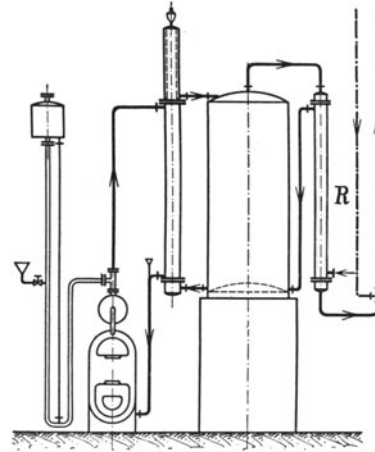


Abb. 158.  
System Zopick mit Rückkühler.

Das Verfahren erstrebt ferner bei denjenigen Wassersorten, bei welchen die Korrosion in erster Linie auf Gasausscheidungen zurückzuführen ist, einen weitgehenden Schutz gegen Korrosion. Bei dem beschriebenen Verfahren sollen Gasausscheidungen in erster Linie dadurch vermieden werden, daß man das Wasser über seine Gebrauchstemperatur hinaus erwärmt und dann vor Eintritt ins Netz wieder rückkühlt. Die Erhitzung des Wassers und damit die Gasausscheidung vollzieht sich im Gegenstromapparat und deshalb ist auf dessen oberes Ende ein automatischer Luftausscheider *a* aufgesetzt. Die Rückkühlung des Wassers auf Gebrauchstemperatur erfolgt bei kleineren Anlagen durch Zumischen von Zirkulationswasser in einem Düsenstock (Buchstabe *e* in Abb. 157), bei größeren Anlagen ist hierfür nach Abb. 158 ein besonderer Rückkühler *R* vorgesehen.

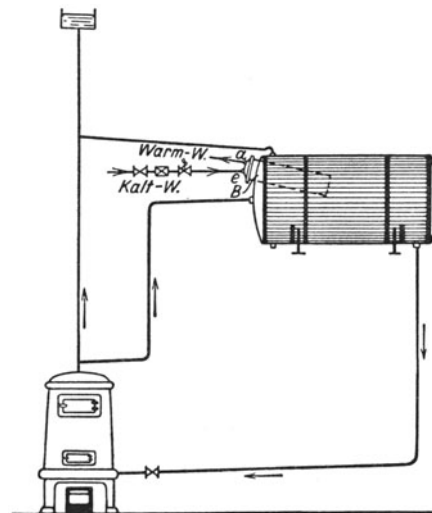


Abb. 159. Warmwasserbereiter mit eingebauter Durchflußbatterie.

Da durch die Überhitzung die Luft nicht restlos entfernt wird, könnte noch nachträglich sowohl im Speicher als im Verteilrohrnetz Luft sich ausscheiden, wenn der Druck im Speicher oder im Netz vorübergehend sinken würde. Um solche Druckentlastungen, die beim Zapfen eintreten, möglichst zu mindern, wird die Anschlußleitung des Speichers an die Kaltwasserleitung so groß wie möglich ausgeführt, jedenfalls erheblich stärker als die Zapfleitungen.

Das Wesen der zweiten Abart des ursprünglichen Systems besteht darin, daß man nicht mehr das erwärmte Gebrauchswasser speichert, sondern die Speicherung auf das



Heizwasser verlegt. Man vertauscht nämlich die Strömungswege des Heiz- und des Gebrauchswassers, indem man das Heizwasser durch den Boiler, das zu erwärmende Gebrauchswasser durch das Rohrregister führt (vgl. Abb. 159). Das Rohrregister erhält dann eine etwas andere Ausbildung und wird als „Heizbatterie“ oder Durchflußerwärmer bezeichnet, vgl. Abb. 160. Die Vorteile dieses Verfahrens (bekannt unter den Firmennamen CTC und Etaka) sind:

1. In den Boiler, dessen Inneres bisher am stärksten der Korrosion ausgesetzt war, gelangt jetzt nur mehr das Heizwasser, das sich nicht erneuert und dessen Steinablagerung sowie Gasabscheidung deshalb sehr bald aufhört.

2. Das Gebrauchswasser, das stets aufs neue gelöste Stoffe und Gase in die Anlage hereinbringt, durchströmt jetzt die Heizbatterie in so kurzer Zeit, daß eine Ablagerung und Schädigung der Rohrwandungen nicht zu erwarten ist. Während der Betriebspausen, vor allem während der Nacht, kommt zwar das Wasser in der Batterie zur Ruhe, aber der Wasserinhalt dieser Batterie ist hinreichend gering, so

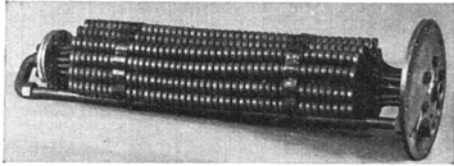


Abb. 160. Heizbatterie. (CTC.)

daß keine nennenswerten Schädigungen eintreten können.

3. Das Wasser wird erst kurz vor seiner Verwendung erwärmt, so daß die Zapfstellen das Wasser in unabgestandenem und einwandfreiem Zustand liefern.

4. Der Boiler steht nur mehr unter einem Druck, der der Höhenlage des Ausdehnungsgefäßes entspricht. Dafür steht jetzt die Heizbatterie unter dem Drucke des städtischen Netzes. Diese ist aber gegen hohen Druck nicht so empfindlich, so daß selbst starke Wasserschläge im städtischen Netz der Anlage keinen Schaden zufügen können.

Diesen unzweifelhaften Vorteilen des neuen Systems steht allerdings ein Hauptnachteil gegenüber: Nach dem Beginn des Zapfens sinkt die Gebrauchswassertemperatur rasch und nähert sich einem konstanten Wert, der um so niedriger liegt, je größer die gezapfte Wassermenge ist. Es ist daher bei Projektierung einer solchen Anlage von Fall zu Fall zu prüfen, ob dieser Nachteil in Kauf genommen werden kann.

Das geschilderte Verfahren wird nicht nur für kleine Anlagen in Wohngebäuden, sondern auch für große Anlagen verwendet, wobei dann meist die Heizbatterie aus dem Kessel herausgenommen, nach Art der Gegenstromapparate neben dem Speicher aufgestellt und als Durchlauferhitzer geschaltet wird.

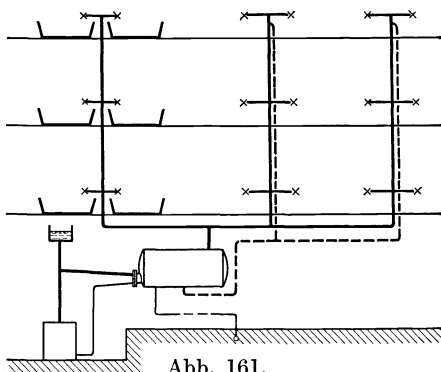


Abb. 161.  
Strangschema einer Warmwasserbereitung.

## 2. Das Rohrnetz.

Einen Überblick über das Strangschema gibt Abb. 161. Die Vorlaufleitung, die aus dem Boiler oben herausführt, leitet mit unterer, seltener mit oberer Verteilung, nach den einzelnen Zapfstellen. Die in der Abb. 161 gestrichelte Linie nennt man die Zirkulationsleitung. Sie hat folgenden Zweck: Wenn längere Zeit nicht mehr gezapft wurde, hat sich in den Leitungen das Wasser abgekühlt, und es dauert

geraume Zeit, bis nach dem Aufdrehen des Hahnes vom Boiler her heißes Wasser nachgeströmt ist. Man vermeidet dies, indem man vom oberen Ende des Steigstranges eine Leitung nach dem Boiler zurückführt. Infolge der Abkühlung in den Rohren tritt dann im Rohrsystem eine Strömung ein, ähnlich derjenigen in einer Schwerkraftheizung. Solche Zirkulationsleitungen sind natürlich nur dort notwendig,

wo häufig geringe Wassermengen gezapft werden. Bei Steigsträngen, an welche nur Bäder angeschlossen sind, ist die Zirkulationsleitung unnötig.

Für den Anschluß des Boilers an das städtische Netz sind zwei Ausführungen üblich. Entweder schließt man den Boiler an ein Schwimmkugelgefäß an, das im Dachraum aufgestellt und an das städtische Netz angeschlossen ist, oder man schließt den Boiler unmittelbar an das Netz an. Das letztere Verfahren verlangt die Beachtung einer Reihe behördlicher Vorschriften (Einbau eines Rückschlagventils usw.), die den Zweck haben, ein Zurücktreten von Wasser aus dem Boiler in das Netz unter allen Umständen zu vermeiden, gibt aber sonst die einfachere Anordnung. Das erste Verfahren mit dem Schwimmkugelgefäß hat den Vorteil, daß das Verteilungsnetz unter stets gleichem Druck steht, und daß Wasserschläge aus dem städtischen Netz auf den Boiler vermieden sind. Es hat aber den Nachteil, daß im Schwimmkugelgefäß eine Verunreinigung des Wassers möglich ist und ist daher in vielen Städten verboten.

## Sechster Abschnitt.

### Lüftungsanlagen.

#### I. Allgemeines.

##### A. Notwendigkeit des Luftwechsels.

In gewerblichen und Fabrikbetrieben wird eine Luftverschlechterung häufig durch das Arbeitsverfahren hervorgerufen. In Gasträumen ist es der Speisengeruch und der Zigarrenrauch, in künstlich erhellten Räumen die Wärmeabgabe der Beleuchtung, die eine Lüftung der dem Aufenthalt von Menschen dienenden Räume notwendig machen.

Von besonderer Bedeutung ist für uns die Luftverschlechterung, die durch den Menschen selbst hervorgerufen wird. Infolge physiologischer Vorgänge beim Lebensprozeß gibt der Mensch dauernd Wärme, Kohlensäure, Wasserdampf und die sogenannten Riech- oder Ekelstoffe an die umgebende Luft ab.

Die stündlich abgegebenen Mengen sind aus nebenstehender Tabelle zu ersehen:

	Kohlen- säure l/Std.	Ekelstoffe	Wasser- dampf g/Std.	Wärme kcal/Std.
Ruhender Mann . .	20	un- meßbar	40	100
Arbeitender Mann .	36		130	250

Zur Kennzeichnung für das Maß der eingetretenen Luftverschlechterung spricht man von einem Temperaturmaßstab, einem Kohlensäuremaßstab usw.

##### 1. Der Kohlensäuremaßstab.

Durch den Atmungsprozeß des Menschen tritt im Raum eine Abnahme des Sauerstoffgehaltes und eine Zunahme des Kohlensäuregehaltes ein. Selbst in den kleinsten und dichtest besetzten Räumen erreicht jedoch der Kohlensäuregehalt nur wenige Promille. Nach Angabe der Hygieniker können jedoch 1 bis 2 vH Kohlensäure wochenlang ohne Schädigung ertragen werden. Die Kohlensäureanreicherung der Luft ist also vom hygienischen Standpunkte aus ohne Bedeutung.

##### 2. Der Maßstab der Riech- oder Ekelstoffe.

Diese Stoffe sind komplizierte organische Verbindungen, die teils durch die Haut, teils durch den Atem abgegeben werden. Ihre Mengen sind so gering, daß sie chemisch nicht oder nur äußerst schwer nachzuweisen oder gar zu messen sind,

selbst dann nicht, wenn sie sich durch den Geruch schon deutlich bemerkbar machen. In dieser Erkenntnis hat schon Pettenkofer zu ihrer Bestimmung auf den Kohlensäuremaßstab zurückgegriffen, indem er annahm, daß die Anreicherung mit Kohlensäure und die Anreicherung mit Riechstoffen parallellaufen, und er glaubte feststellen zu können, daß bei einem Anwachsen des Kohlensäuregehaltes auf 1 ‰ die Anreicherung an Riechstoffen die hygienisch zulässige Grenze erreicht hat, also lange bevor der Kohlensäuregehalt an sich bedenklich wäre.

### 3. Der Temperatur- und der Feuchtigkeitsmaßstab.

Die dritte und vierte Wirkung, nämlich die Wärmeentwicklung und Wasserdampfabgabe, müssen wir gemeinsam besprechen. Sie haben zur Folge, daß in einem gefüllten Saal Temperatur und Feuchtigkeit gleichzeitig ansteigen, so daß die Wärmeabgabe des Körpers durch Leitung und Konvektion seitens der umgebenden Luft und die Wärmeabgabe durch Verdunstung des Wassers auf der Haut gleichzeitig zurückgehen. Daraus ergibt sich eine Wärmestauung im Körper, die in überfüllten Sälen zu ähnlichen Erscheinungen führt, wie sie im Freien an schwülen Sommertagen als Hitzschlag bekannt sind. Es gilt heute als ziemlich feste Tatsache, daß die größeren und kleineren gesundheitlichen Störungen in überfüllten Räumen nicht auf Sauerstoffmangel oder Kohlensäureübermaß, auch nicht auf ein Übermaß an Riech- oder Ekelstoffen, sondern fast allein auf die hohen Temperaturen, verbunden mit zu hoher Feuchtigkeit, zurückzuführen sind.

Demgemäß wird auch für Versammlungsräume die nötige Zuluftmenge allein nach diesem Maßstab bemessen. Eine ausreichende Beseitigung der Riechstoffe ist damit von selbst gegeben.

### B. Die Begriffe: zeitweise Lüftung und Dauerlüftung.

Der Verschlechterung der Luft muß durch Zufuhr frischer und Abfuhr der verunreinigten Luft entgegengearbeitet werden. In Abb. 162 ist der zeitliche Verlauf des Luftzustandes dargestellt, indem als Abszisse die Zeit aufgetragen ist, als Ordinate die Luftbeschaffenheit, wobei die Ordinate als einer der obenerwähnten Maßstäbe zu deuten ist. Die Ordinate  $OA$  gibt den Anfangszustand der Luft, die Ordinate  $OB$  die hygienisch zulässige Grenze der Luftverschlechterung an.

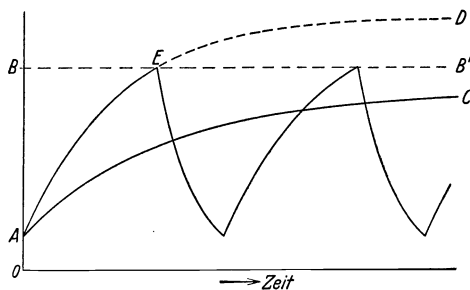


Abb. 162.  
Zeitlicher Verlauf des Luftzustandes.

Die Luftverschlechterung im gefüllten Saal nimmt entsprechend den Kurven  $AC$  oder  $AD$  stetig zu und nähert sich asymptotisch einem Beharrungszustand. Dieser ist nur vom Betrag der stündlichen Luftzufuhr pro Kopf abhängig, dagegen von der Saalgröße unabhängig. Für den ersten Teil der Kurven und damit für die Schnelligkeit der Luftverschlechterung am Anfang ist außerdem noch der Rauminhalt des Saales pro Kopf entscheidend. Über die angenäherte Berechnung der Kurven s. II. Teil S. 194.

Man unterscheidet hinsichtlich des zeitlichen Verlaufes der Luftzufuhr zwischen zeitweiser Lüftung und Dauerlüftung.

#### 1. Zeitweise Lüftung.

Ist die Luftzufuhr gering und die Besetzung des Saales sehr stark, so wird die Verschlechterung der Luft sehr schnell zunehmen (Kurve  $AD$  in Abb. 162) und

bald die hygienisch zulässige Grenze erreichen (Punkt *E*). Nach Erreichen dieser Grenze muß zu einem kräftigen Luftwechsel übergegangen werden, der den Saal gründlich durchspült, damit möglichst bald wieder der Anfangszustand der Luft erreicht wird. Meist muß dazu der Saal von den Menschen verlassen werden (Lüftungspausen). Wenn es sich nur darum handeln würde, den Luftinhalt zu erneuern, so wäre dazu nur kurze Zeit erforderlich. Man muß aber bedenken, daß während der Besetzung des Raumes sich die Stoffe der Luftverschlechterung, also die Atemstoffe, der Zigarrenrauch, der Essensdunst usw., auf den Raumwänden und den Einrichtungsgegenständen festgesetzt haben und von diesen später wieder abgegeben werden. Dem kräftigen Durchspülen des Raumes fällt darum auch die Aufgabe zu, die Gegenstände mit frischer Luft zu reinigen, gleichsam abzuwaschen. Dies wird verhältnismäßig schnell erreicht werden können bei Räumen, deren Ausstattung nur aus Mauerwerk und Holz besteht, wie z. B. bei Schulzimmern, und darum ist hier eine Pause von  $\frac{1}{4}$  Stunde ausreichend. Die Lüftungszeit muß aber viel länger sein bei Räumen mit tapezierten Wänden, mit Polstermöbeln usw. Es ist darum nicht berechtigt, wenn manche Siedlungsverwaltungen zum Zwecke der Brennstoffersparnis von den Mietern verlangen, daß sie im Winter morgens nur  $\frac{1}{4}$  Stunde lüften dürften. Vom hygienischen Standpunkte aus ist hierfür 1 Stunde Mindestdauer zu verlangen.

## 2. Dauerlüftung.

Ist der Luftwechsel hinreichend groß, so wird die hygienisch zulässige Grenze nicht überschritten. In unserer Abb. 162 verläuft also die Kurve *AC* ganz unterhalb der Linie *BB'*. Bei so ausreichender Luftzufuhr kann deshalb der Saal beliebig lange benutzt werden, ohne daß Lüftungspausen eingelegt werden müssen.

## C. Die erforderliche Luftmenge.

Wie auf der vorstehenden Seite gezeigt, beeinflußt die Raumgröße nur die Raschheit, mit der sich der Anfangszustand der Luft ändert, nicht aber die Beschaffenheit der Luft im Beharrungszustand. Daraus folgt umgekehrt, daß bei Dauerlüftung die erforderliche Zuluftmenge nur von der Zahl und Ergiebigkeit der Quellen der Luftverschlechterung im Raum abhängt und nicht von der Raumgröße.

In allen Fällen, in denen außergewöhnliche Quellen der Luftverschlechterung vorhanden sind, z. B. in Fabrik- und gewerblichen Räumen, ist nach dem später auf S. 193 angegebenen Verfahren die stündliche Zuluftmenge zu berechnen.

Für Räume, in denen die Luftverschlechterung nur durch die anwesenden Menschen bewirkt wird, bestehen Erfahrungswerte über die erforderliche Luftzufuhr je Kopf und Stunde — die Luftrate genannt. Bei Versammlungsräumen, also Theatern, Lichtspielhäusern, öffentlichen Versammlungsräumen, Vortragssälen, Festsälen, Gaststätten und ähnlichen Räumlichkeiten verlangen die „VDI-Lüftungsregeln für Versammlungsräume“ eine Luftrate

bei Räumen mit Rauchverbot . . . . .	von 20 m <sup>3</sup>
„ Räumen, in denen geraucht wird . . . . .	von 30 m <sup>3</sup>

Außerdem seien noch folgende Werte als Anhalt gegeben:

bei Krankensälen im allgemeinen . . . . .	20 m <sup>3</sup>
„ „ in Sonderfällen . . . . .	30 m <sup>3</sup>
„ Schulzimmern, Kinder über 12 Jahre . . . . .	20 m <sup>3</sup>
„ „ „ unter 12 Jahre . . . . .	15 m <sup>3</sup>

Alle diese Werte gelten als untere Grenze. In den meisten Fällen ist es zweckmäßig, die Luftraten noch um etwa die Hälfte zu erhöhen.

Aus der stündlichen Luftmenge und der Raumgröße muß in jedem Falle noch die Luftwechselzahl errechnet werden, d. h. die Zahl, die angibt, wie oftmal in der Stunde die Raumluft sich erneuert. Dieser Wert ist jedoch nur insofern von Bedeutung, als er ein Kennzeichen für die Schwierigkeit der Lüftungstechnischen Aufgabe ist, insbesondere für die Schwierigkeit, Zugscheinungen zu vermeiden. Allzu hohe Luftwechselzahlen sind ein Beweis dafür, daß der Raum für die vorgesehene Besetzung zu klein ist. Bereits ein 8- bis 12facher Luftwechsel verlangt von der Lüftungsfirma erhebliches Können und von dem Bedienungspersonal ein großes Verständnis und eine ständige Aufmerksamkeit.

#### D. Die natürliche Druckverteilung im Innern von Gebäuden.

Das Innere eines Gebäudes hat nur an wenigen Tagen des Jahres mit der Außenluft völlig gleiche Temperatur. Meist ist es wärmer, seltener kälter. Auch die einzelnen Räume eines Gebäudes sind untereinander oft verschieden warm. Da verschieden warme Luft auch verschieden schwer ist, wird der Luft im Gebäude durch solche Temperaturunterschiede eine Druckverteilung aufgezwungen, die eindeutig bestimmt ist und im wesentlichen eine Druckabstufung in der Senkrechten darstellt. Anders ist die Druckverteilung, wenn Wind auf dem Gebäude steht, da sich dann eine Druckabstufung in waagerechter Richtung ergibt.

Als natürliche Druckverteilung in einem Gebäude bezeichnet man diejenige, die sich unter der gemeinsamen Wirkung von Temperatur und Wind einstellt. Ventilatoren dürfen also dabei nicht wirksam sein. Sinngemäß bezeichnet man dann mit „natürlichem Luftwechsel“ diejenigen Luftströmungen, die unter der Einwirkung der natürlichen Druckverteilung entstehen, wenn Öffnungen oder Undichtheiten in den Außen- bzw. Innenwänden der Luft den Weg freigeben.

Die Aufgaben, die uns im Anschluß an die natürliche Druckverteilung interessieren werden, sind einmal der Luftaustausch mit der freien Atmosphäre — also das Lüften im eigentlichen Sinne —, davon soll erst im Abschnitt E gesprochen werden, und dann die Luftströmungen innerhalb des Gebäudes, die vielfach unerwünscht sind und darum abgedrosselt werden müssen. So besteht, um nur einige Beispiele zu nennen, bei Großküchen die Gefahr, daß durch offene Türen und Verbindungsgänge, durch Speisenaufzüge und ähnliches der Küchendunst nach den Gasträumen strömt. Bei anderen Gebäuden, etwa bei Schulen und Krankenhäusern, besteht die Möglichkeit, daß die hohen Treppenhäuser die Luft aus den Abortanlagen nach den Gängen saugen. Diese Beispiele zeigen, daß die Erzielung eines ausreichenden Luftwechsels nur ein Teilgebiet der Lüftungstechnik darstellt, daß vielmehr die Abriegelung von Räumen und Raumgruppen, also die Unterbindung oder Umlenkung von Luftströmungen innerhalb des Gebäudes, ein mindestens ebenso wichtiges Gebiet der Lüftungstechnik ist.

In erster Linie muß schon der Architekt bei der Anordnung der Räume auf die Schaffung einer zweckmäßigen Druckverteilung bedacht sein. Nicht in allen Fällen wird dies aber gelingen. Dann muß durch Ventilatoren oder andere künstliche Maßnahmen die gewünschte Druckverteilung dem Gebäude nachträglich aufgezwungen werden.

##### 1. Druckverteilung unter alleiniger Wirkung von Temperaturunterschieden.

Um hierüber Klarheit zu gewinnen, seien zunächst die Druckverhältnisse betrachtet, die in einem allseits geschlossenen Raum  $R$  auftreten, falls dieser höher als die umgebende Luft erwärmt wird (Abb. 163). Es sei  $t_2$  die Außen- und  $t_1$  die Innentemperatur, wobei  $t_1 > t_2$  ist. Denkt man sich in der mittleren Raumhöhe Öffnungen  $O$  vorhanden, so findet in der Ebene dieser Öffnungen Druckausgleich statt. Die Ebene  $EE$  heißt Ausgleichsebene (neutrale Zone), der Druck in ihr sei  $p$  ( $\text{kg}/\text{m}^2$ ).

Betrachtet man eine unterhalb *EE* liegende Schicht, z. B. *s*, so ergibt sich folgendes: Im Rauminneren hat der Druck von *p* auf *p*<sub>1</sub> zugenommen, wobei

$$p_1 = p + h \gamma_1$$

ist. Hierin bedeutet *h* den lotrechten Abstand der Schicht *s* von der Ausgleichsebene *EE* in m,  $\gamma_1$  das Raugewicht in kg/m<sup>3</sup> der Innenluft von der Temperatur *t*<sub>1</sub>. Außerhalb des Raumes hat der Druck von *p* auf *p*<sub>2</sub> zugenommen, wobei

$$p_2 = p + h \gamma_2$$

ist, wenn  $\gamma_2$  das Raugewicht in kg/m<sup>3</sup> der Außenluft von der Temperatur *t*<sub>2</sub> bezeichnet.

Da *t*<sub>1</sub> > *t*<sub>2</sub> und damit  $\gamma_1 < \gamma_2$  ist, wird

$$p_2 > p_1,$$

d. h. in der Schicht *s* wirkt ein Überdruck von außen nach innen. Dieser wächst mit der lotrechten Entfernung der betrachteten Schicht von der Ausgleichsebene und ist am größten am Raumfußboden. Die auf diese Weise unterhalb der Ausgleichsebene entstehende Druckverteilung ist in Abb. 163 angedeutet. Genau das Entgegengesetzte findet oberhalb der Ausgleichsebene statt, so daß dort ein gegen die Decke zunehmender Überdruck von innen nach außen auftritt, wie in Abb. 163 ersichtlich.

Bringt man die Öffnungen *O* nicht in der halben Höhe der Wand, sondern im unteren Teile der Wand an, so rückt die Ausgleichsebene nach unten, wie das Abb. 164 vergegenwärtigt. Die Decke und der ganze obere Teil der Wand stehen unter starkem inneren Überdruck, der Fußboden unter schwachem Unterdruck. Umgekehrt liegen die Verhältnisse, wenn man die Öffnungen *O* in den oberen Teil der Wand verlegt (Abb. 165). Dann wird der Raum unter Unterdruck gesetzt. Legt man die Verbindung mit der Atmosphäre und damit die Ausgleichsebene noch höher, also über den Raum hinaus (Abb. 166), so wird der Unterdruck noch mehr verstärkt.

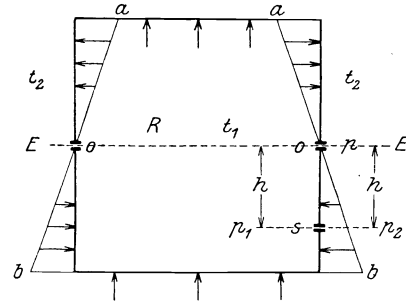


Abb. 163. Druckverteilung in einem erwärmten Raum.

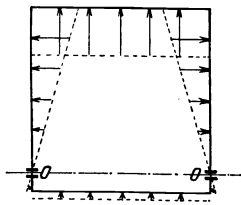


Abb. 164.

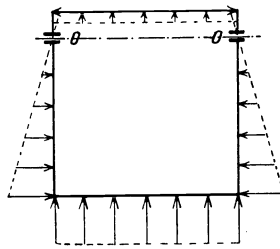


Abb. 165.

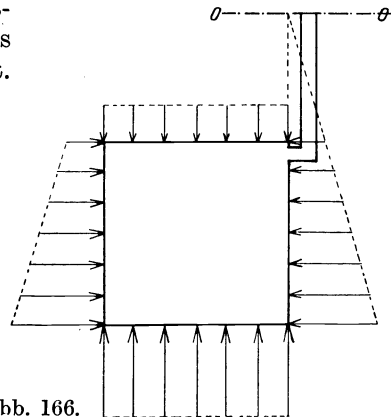


Abb. 166.

Abb. 164 bis 166. Druckverteilung in einem erwärmten Raum.

Solange der Raum nur die Öffnungen *O* hat, im übrigen die Umfassungswände dicht sind, können die Überdruck- bzw. Unterdruckkräfte nicht zur Wirkung kommen. Unsere Räume in der Praxis weisen nun zwar keine Öffnungen in der Ausgleichsebene, wohl aber zahllose feine, ziemlich gleichmäßig über bzw. unter der Ausgleichsebene vorhandene Öffnungen (Durchlässigkeit des Mauerwerks) auf, die hinsichtlich ihrer Wirkung den Öffnungen *O* in der Ebene *EE* gleichkommen. Aus diesem Grunde sind auch in der nachstehenden Abb. 167 die Öffnungen *O* nicht mehr gezeichnet.

In Abb. 167 ist der Schnitt durch ein mehrstöckiges Gebäude mit durchgehendem Treppenhaus gezeichnet und die Temperaturen der Räume und des Treppenhauses sowie der Außenluft eingetragen. Für die Außenwand *AB* sind die Druckverteilungen in den einzelnen Stockwerken nach früherem ohne weiteres verständlich. Ein Gleiches gilt für die andere Außenwand *CD*. Nur ist zu beachten, daß hier die schräge Linie, welche die Druckpfeile verbindet, steiler liegt als auf der rechten Seite, entsprechend dem geringeren Temperaturunterschied. An der Innenwand *EF* kommen beide Wirkungen zusammen und ergeben die in Abb. 167 eingezeichnete Druckverteilung. Man sieht, daß das Treppenhaus in seinem unteren Teil nicht nur gegen die freie Atmosphäre, sondern auch gegen die Nebenräume starken Unterdruck hat und daß Überdruck im oberen Teil des Treppenhauses herrscht. Zahlenmäßig sind die Druckunterschiede sehr klein. So ergibt die Rechnung für ein fünfstöckiges Treppenhaus bei  $+10^{\circ}\text{C}$  Innentemperatur und  $-10^{\circ}\text{C}$  Außentemperatur einen Unterdruck im Erdgeschoß von ziemlich genau 1 mm WS. Solche Drucke reichen aber erfahrungsgemäß vollständig aus,

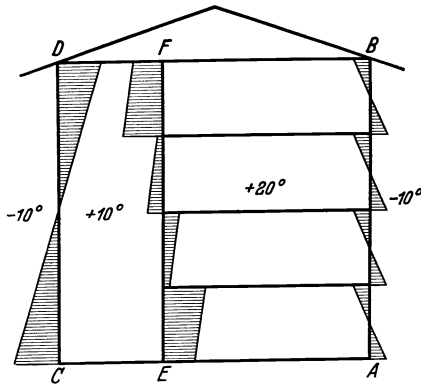


Abb. 167.  
Druckverteilung in einem Gebäude.

um in einem Gebäude merkliche Luftströmungen zu bewirken. Befindet sich nun z. B. im Erdgeschoß eine Großküche, so ist mit Sicherheit damit zu rechnen, daß das Treppenhaus die Küchendünste ansaugt und in den oberen Stockwerken nach den anstoßenden Räumen drückt. Sichere Abhilfe schafft hier nur der Einbau einer künstlichen Lüftungsanlage in der Küche, die in diesem Falle als Sauglüftung auszubilden ist. Ihre Aufgabe ist nicht allein, für reine Luft in der Küche zu sorgen, sondern ebenso sehr für einen Unterdruck, der größer ist als der im unteren Teile des Treppenhauses herrschende.

Die Abb. 167 ist unter der Annahme gezeichnet, daß das Treppenhaus allseitig abgeschlossen ist, daß also nur die unvermeidlichen Undichtheiten der Wände vorhanden sind. Wird unten die Eingangstür oder oben ein Fenster geöffnet, so verschiebt sich die Druckverteilung im Treppenhaus gemäß Abb. 164 und 165.

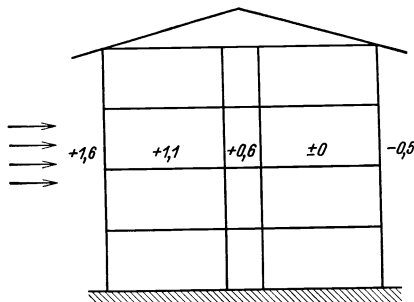


Abb. 168. Druckverteilung unter dem Einfluß des Windes.

In ähnlicher Weise wie die Treppenhäuser wirken Fahrstuhlschächte und Speisenaufzüge, ferner bei Theatern das hohe Bühnenhaus, bei Warenhäusern die hohen, offenen Lichthöfe u. a. m.

## 2. Druckverteilung unter alleiniger Wirkung des Windanfalles.

Steht ein Gebäude frei im Wind, so entsteht auf der Luvseite ein Überdruck, der bei sehr großen Gebäudefronten bis fast zur vollen Höhe des dynamischen Druckes der Luft ansteigen kann. Für die Abschätzung dieses Druckes ergeben folgende Werte einen Anhalt:

bei schwachem Wind . . . . .	2 m/sek,	dynamischer Druck . . .	0,27 mm WS
„ mittlerer Windstärke . . . . .	5 „ „	„ „ . . .	1,60 „ „
„ Sturm . . . . .	10 „ „	„ „ . . .	6,6 „ „

Auf der Leeseite bildet sich ein Unterdruck von etwa einem Drittel der oben angegebenen Beträge. In Abb. 168 ist für den Fall einer Windgeschwindigkeit von 5 m/sek die Druckabstufung im Innern des Gebäudes schätzungsweise eingetragen. Unter der Einwirkung der Undichtheit der Außen- und Zwischenwände wird also ein Luftstrom das ganze Gebäude durchziehen. Bei sehr freier Lage des Gebäudes und bei schlecht schließenden Fenstern und Türen kann dadurch der natürliche Luftwechsel der Räume auf das Mehrfache des Betrages bei Windstille ansteigen.

## **E. Die Durchführung des Luftwechsels.**

### **1. Die beiden Grundforderungen des Lüftens.**

Zwei Forderungen sind es, die wegen ihrer grundlegenden Bedeutung allen anderen Forderungen voranzustellen sind, nämlich die Zugfreiheit und die Sicherstellung des erwarteten Luftwechsels.

#### **a) Die Vermeidung von Zugerscheinungen.**

Es ist ein häufiger Fall, daß künstliche Lüftungsanlagen abgestellt werden müssen oder daß in Sälen mit Fensterlüftung die Fenster geschlossen bleiben müssen, weil die Klagen über Zugbelästigung dazu zwingen.

Bei dem Worte „Zug“ denken wir nicht so sehr an die Belästigung, die uns Luftströmungen in Innenräumen durch ihre Bewegung empfinden lassen, als vielmehr durch das Kältegefühl, das sie hervorrufen. Wir gehen bei den nachstehenden Überlegungen von der Tatsache aus, daß Luft von etwa 19° C als angenehm empfunden wird, weil sie unserem Körper bei normaler Bekleidung gerade jene Wärmemenge entzieht, die abgeführt werden muß, um ihn im Wärmegleichgewicht zu halten. Dies gilt aber nur, solange die Luft ruht. Kommt die Luft in Bewegung etwa dadurch, daß zwei gegenüberliegende Fenster geöffnet werden, so entzieht jetzt die strömende Luft unserem Körper mehr Wärme, und wir empfinden die Luftströmung als kalt. Wärmere Luft, z. B. Luft von 25° C, wird erst bei ziemlich hohen Geschwindigkeiten dieselbe Abkühlung bewirken wie ruhende Luft von 19° C. Solch warme Luft darf also ziemlich schnell strömen, ehe wir sie als lästig empfinden. Luft unter 18° C ist schon in ruhendem Zustand für unser Empfinden zu kalt. Bewegt sich solche Luft, so kann sich die Kälteempfindung bis zur Unerträglichkeit steigern.

Aus diesen Überlegungen lassen sich für die Durchführung der Lüftung folgende Gesichtspunkte ableiten:

Ist ein Saal zu lüften, dessen Temperatur noch eine Steigerung zuläßt, wie etwa ein halbgefüllter Saal im Winter, so bereitet die Vermeidung von Zugbelästigung bei der Zuführung der Luft keine Schwierigkeiten, da man die Luft hinreichend über Raumtemperatur erwärmen kann. Man kann dann mit der Einströmgeschwindigkeit ziemlich hoch gehen, ohne daß die Insassen eine lästige Abkühlung empfinden.

Anders liegen die Verhältnisse, wenn ein Saal zu lüften ist, der keine weitere Wärmezufuhr verträgt oder wenn gar durch die Lüftung ein Temperaturrückgang bewirkt werden soll, wie dies bei überfüllten Sälen auch im Winter vorkommt. Dann muß man die Luft kälter einführen, als die Raumtemperatur ist. Um dabei Zugerscheinungen zu vermeiden, darf erstens die Zulufttemperatur nur wenige Grade unter Raumtemperatur gesenkt werden, und andererseits dürfen nur ganz geringe Einströmgeschwindigkeiten angewandt werden. (3° C unter Raumtemperatur und 0,3 m/s können als ungefähre, aber keineswegs in allen Fällen bindende Zahlenwerte gelten. Sie sind dann einzuhalten, wenn Personen in unmittelbarer Nähe der Einströmöffnung sitzen.) Bei diesem geringen Temperaturunterschied ergeben sich für eine vorgeschriebene Kühlwirkung sehr große Luftmengen, und dieser Umstand,



zusammen mit den geringen Einströmgeschwindigkeiten, führt auf sehr große Einströmquerschnitte, deren Unterbringung aus baulichen Gründen oft recht schwierig ist.

Um auch große Luftmengen durch kleine Austrittsöffnungen in den Raum einführen zu können, verwendet man mit gutem Erfolg sogenannte Anemostaten (Abb. 169). Der Luftstrom wird hierbei in mehrere Teilströme zerlegt und durch

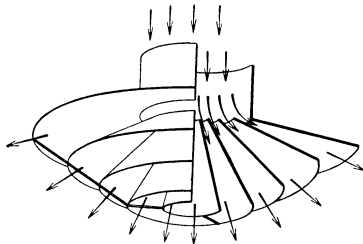


Abb. 169. Anemostat.

trichterförmige Leitbleche nach allen Richtungen des Raumes gleichmäßig verteilt, wobei die Luftgeschwindigkeit sehr stark herabgesetzt wird.

#### b) Die Sicherstellung des Luftwechsels.

Luftaustausch zwischen dem zu lüftenden Raum und seinem Nebenraum oder dem Raum und der freien Atmosphäre ist nur möglich, wenn Druckunterschied vorhanden ist. Dieser kann aber seinerseits nur entstehen aus Temperaturunterschieden, aus Windanfall oder aus Ventilatorpressung. Also muß mindestens eine der drei Ursachen wirksam sein, wenn sich Luftwechsel soll einstellen können. Aber damit ist erst die Voraussetzung für die Strömung gegeben. Druckunterschied kann nur dann zur Förderung ausreichender Luftmengen führen, wenn auch ausreichend freie Strömungswege für die Luft vorhanden sind. Um den Sinn dieser Forderung richtig darstellen zu können, knüpfen wir an die Unterscheidung zwischen Belüftungs- und Entlüftungsanlagen an, die bei künstlicher Lüftung manchmal getroffen wird. Gemeint ist damit, daß in einem Fall der Ventilator als Druckventilator in den Zuluftwegen, im anderen Fall als Saugventilator in den Abluftwegen sitzt. Man sollte für beide Bauarten nur die Bezeichnungen Überdruck- und Unterdrucklüftung verwenden und die beiden ersterwähnten Namen Be- und Entlüftungsanlagen grundsätzlich vermeiden, denn sie verleiten erfahrungsgemäß zu einer falschen Einstellung gegenüber dem ganzen Problem. Sie unterstützen die Auffassung, als ob es sich in einem Fall nur um die Zuführung frischer Luft, im anderen Fall nur um die Abführung der verbrauchten Luft handeln würde. Beide Male vergißt man, daß man nur dann in den Saal Frischluft einführen kann, wenn man die gleiche Menge alter Luft aus dem Saal austreten läßt, und daß man nur dann die verbrauchte Luft aus dem Saal herausholen kann, wenn man gleich viel Frischluft Zutreten läßt. Deshalb gilt der wichtige Lüftungstechnische Grundsatz:

Die Forderung eines geringen Strömungswiderstandes gilt in gleicher Weise für die Luftzuführungs- wie für die Luftabführungswege.

Der Gedanke, daß die Luft schon durch Undichtheiten des Raumes ihren Abgang oder ihren Zugang finde, ist nicht richtig, und seine Anwendung rächt sich immer in ungenügendem Luftwechsel — bei künstlichen Lüftungsanlagen außerdem in ungewöhnlich hohem Stromverbrauch. Es ist notwendig, auf diese Verhältnisse immer wieder hinzuweisen, weil erfahrungsgemäß sehr viele ausgeführte Anlagen bestehen, bei denen diese scheinbar selbstverständlichen Grundsätze völlig außer acht gelassen wurden.

## 2. Einteilung der Lüftungsverfahren.

Die verschiedenen Versuche, zwischen natürlicher und künstlicher Lüftung eine klare Trennung zu ziehen, haben zu keinem Erfolg geführt. Deshalb sollen die einzelnen Lüftungsverfahren unter Verzicht auf die Bildung größerer Gruppen in folgender Reihenfolge besprochen werden:

A. Selbstlüftung,	D. Ablüfter in der Saalwand,
B. Fensterlüftung,	E. Lüftungsanlagen (einfache Lüftungsanlagen),
C. Lüftungsschächte,	F. Klimaanlage.

## II. Die verschiedenen Lüftungsarten.

### A. Selbstlüftung eines Raumes.

Unter Selbstlüftung eines Raumes versteht man jenen Luftwechsel, der auch bei geschlossenen Fenstern und Türen infolge der Undichtheiten der Raumbegrenzung eintritt. Pettenkofer, Lange und Gosebruch (vgl. 8. Auflage des Leitfadens S. 111) sowie andere Forscher haben nachgewiesen, daß alles Mauerwerk porös ist, und sie haben auch die Luftdurchlässigkeit verschiedener Steine gemessen. Diese Untersuchungen haben aber wesentlich an Bedeutung verloren, weil die Erfahrung gezeigt hat, daß bei unseren Wohn- und Arbeitsräumen üblicher Ausführung die Porosität des Mauerwerkes nur eine ganz untergeordnete Rolle gegenüber den viel größeren Undichtheiten an Fenstern und Türen spielt. Wenn deshalb in späterem von der Güte der Bauausführung hinsichtlich Dichtheit die Rede sein wird, so ist dabei in erster Linie an die Fenster gedacht.

Die Größe des Luftwechsels ist bei Windstille und Windanfall verschieden. Bei Windstille wird die Druckverteilung nach früherem nur durch den Temperaturunterschied zwischen innen und außen bewirkt. Die Druckunterschiede sind also nur gering. Trotzdem hat die Erfahrung gezeigt, daß unter der Voraussetzung normaler Bauausführung bei Wohnräumen und anderen schwach besetzten Räumen die Selbstlüftung ausreicht. Wenigstens gilt dies für die kälteren Jahreszeiten. Mit steigender Außentemperatur geht allerdings der Druckunterschied und damit der Luftwechsel stark zurück und kann das mindest zulässige Maß unterschreiten. Da aber bei höherer Außentemperatur in den meisten Fällen ein Öffnen der Fenster möglich ist, so entsteht dadurch weiter kein Nachteil.

Bei Windanfall durchzieht gemäß Abb. 168 ein Luftstrom der Quere nach das ganze Gebäude, und es kann dadurch statt eines ausreichenden Luftwechsels ein Übermaß eintreten, so daß selbst bei geschlossenen Fenstern und Türen sich Zugbelästigungen einstellen. Heiztechnisch macht sich das Übermaß an Luftwechsel dadurch bemerkbar, daß die dem Wind zugekehrten Räume zu kalt bleiben, während die dem Wind abgekehrten Räume überheizt werden. Kennzeichnend hierfür sind jene Fälle, in denen eine Heizung zwar bei Frost und Windstille vollständig befriedigt, dagegen bei starkem Windanfall versagt, auch wenn die Außentemperatur noch über Null Grad ist. Die Schuld liegt in solchen Fällen selten in rein technischen Mängeln der Heizung oder in einer falschen Anwendung der Zuschläge bei Wärmebedarfsberechnung, sondern in schlechter Bauausführung, vor allem der Fenster. Zu verlangen ist: gutes Holz, einwandfreie Tischlerarbeit, zweckmäßige Konstruktion des Fensterverschlusses und zweckmäßige Bauart der Rolladenkästen. Besonderes Augenmerk ist ferner auf dichtes Einfügen des Fensterstockes in das Mauerwerk zu richten. (Vgl. hierzu Einleitung S. 1.)

### B. Fensterlüftung.

Wir wollen auch hier zuerst den Windanfall ausschalten und nur die Wirkung des Temperaturunterschiedes betrachten.

Ist in einem größeren Fenster nur eine kleine Scheibe in mittlerer Höhe zu öffnen, wie dies in der Abb. 170 bei dem ersten Fenster gezeichnet ist und wie man dies bei älteren Gebäuden öfter findet, so entspricht diese offene Fensterscheibe vollständig der kleinen Öffnung „O“ in Abb. 163, und sie kann, da in ihr die Aus-

gleichebene liegt, keinen Luftwechsel bewirken. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei dem aufklappbaren oberen Fensterflügel (2. Fenster der Abb. 170). Durch Öffnen des Kippflügels wird lediglich die Ausgleichenebene in den oberen Teil des Raumes verlegt, wie ein Vergleich mit Abb. 165 zeigt. Auch in diesem Falle würde das Öffnen eines einzigen Fensterflügels keinen Luftwechsel bewirken, wenn die Umfassungswände des Raumes überall vollkommen dicht wären. Da dies aber selten der Fall ist, wird infolge des Unterdruckes, den die hohe Lage der Öffnung erzeugt,

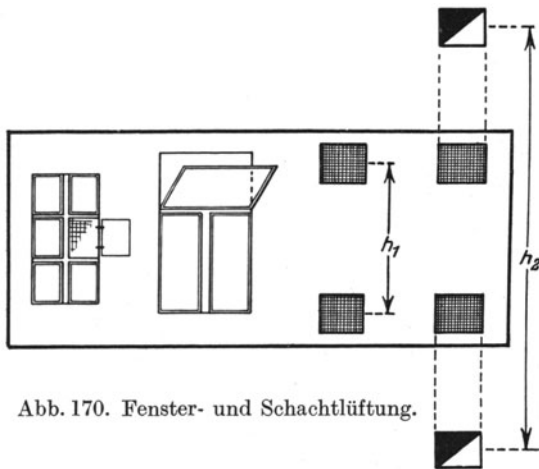


Abb. 170. Fenster- und Schachtlüftung.

durch die Undichtheiten der Raumbegrenzung Luft eingesaugt und dieser Luftwechsel genügt in manchen Fällen.

Ein kräftigerer Luftwechsel, wie man ihn vor allem beim kurzdauernden Durchlüften eines Zimmers erstrebt, ist erst dann möglich, wenn das Fenster in voller Höhe, also von der Fensterbank bis zum Fenstersturz, geöffnet wird. Dann strömt über die Fensterbank ausreichende Menge kalter, also frischer Luft in den Raum herein, und die gleiche Menge warmer, also schlechter Luft entweicht unter dem Fenstersturz. Während des weitaus größten Teiles des Jahres reicht der Temperaturunterschied

aus, um die eben geschilderte Wirkung zu erzielen. Nur während einiger Wochen der heißesten Jahreszeit ist der Temperaturunterschied so gering, daß die Lüftung durch Öffnen des Fensters unzureichend wird.

Wenn in vorstehendem mehrere Male von der Möglichkeit eines Versagens der Fensterlüftung gesprochen wurde, so war dabei vorausgesetzt, daß auf der gegenüberliegenden Seite des Raumes nicht ebenfalls Fenster oder Türen sind, die geöffnet werden können, d. h. daß Querlüftung sich nicht einstellen kann. Als Triebkraft

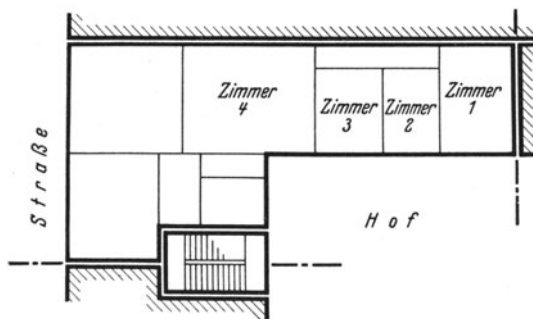


Abb. 171. „Berliner“ Wohnungsgrundriß.



Abb. 172. „Vierspänner“-Wohnung.

für die Querlüftung kommt in erster Linie der Wind in Frage. Da nur ganz wenige Stunden des Jahres völlige Windstille herrscht, müßte man mit der Möglichkeit einer Querlüftung im allgemeinen rechnen können. Man muß aber bedenken, daß große Teile unserer Städte so dicht bebaut sind, daß kein Luftstrom zwischen die Häuser gelangen kann, selbst wenn in höheren Lagen Wind herrscht. Hier schafft ein anderer Umstand ein klein wenig Abhilfe. Zwischen den Höfen der Gebäude und den Straßen besteht meist ein geringer Temperaturunterschied, welcher bewirkt, daß die Höfe einen geringen natürlichen Unterdruck besitzen und damit die Tendenz haben, durch die Häuser Luft hindurchzusaugen. Es muß freilich zugestanden

werden, daß diese Wirkung nur gering ist. Bedauerlicherweise gibt es aber in unseren Großstädten Wohnungsgrundrisse, die auch diese letzte Lüftungsmöglichkeit im Sommer verhindern. Als Beispiel sei hier der ältere sogenannte Berliner Wohnungsgrundriß genannt (vgl. Abb. 171). Für die ganze Reihe der Zimmer 1, 2, 3 und 4, die mittelbar oder unmittelbar an die Grenzmauer stoßen, ist jede Querlüftung unmöglich. In neuester Zeit wird zwar der Berliner Grundriß nicht mehr verwendet, dafür wird bei Neubauten ein anderer Fehler gemacht. Es werden Gebäude ausgeführt, bei denen vier Wohnungen an einem Treppenhaus vereinigt sind, sogenannte Vierspännerwohnungen, und bei denen durchgehende Trennwände die Querlüftung vereiteln (vgl. Abb. 172). Solche Grundrißlösungen sind abzulehnen.

## C. Lüftungsschächte.

### 1. Lüftungsschächte ohne Nachhilfe.

Wird ein Saal nicht durch Fenster gelüftet, sondern durch getrennte Ein- und Austrittsöffnungen in der Wand, so ist deren Wirksamkeit am größten, wenn die Auftriebshöhe ( $h_1$  in Abb. 170) möglichst groß gewählt wird. Durch besondere Zuluft- und Abluftkanäle läßt sich die Auftriebshöhe noch über die Zimmerhöhe hinaus vergrößern ( $h_2$  in Abb. 170). In den meisten Fällen wird nur der nach oben führende Teil der Kanäle als sogenannter Abluftschacht ausgeführt, dann wird aber häufig der oben (auf S. 102) gekennzeichnete Fehler gemacht, daß man mit dem Zuströmen der Luft sich auf die Undichtheiten der Fenster und Türen verläßt. Bei richtiger Ausführung soll die Zuluft durch hinreichend große Öffnungen in der Wand entweder aus dem Freien oder aus dem Vorplatz entnommen werden.

#### a) Die Luftzuführung.

Die Entnahme der Luft aus dem Vorraum hat den Vorteil, daß sie die Gefahr der Zugbelästigung meist vermeidet, eine Gefahr, die bei unmittelbarer Entnahme aus dem Freien gegeben ist. Sie stellt aber die Wirkung des Schachtes in Frage, denn nach dem, was früher über den Einfluß der hohen Treppenhäuser gesagt wurde, herrscht im Vorplatz ebenfalls Unterdruck. Nur wenn dieser größer ist als der Unterdruck im Raum, kann der gewünschte Luftwechsel eintreten. Das setzt voraus, daß die Temperatur im Abluftschacht höher ist als im Treppenhaus. Damit kann aber nicht mit Sicherheit gerechnet werden.

Wird die Luft unmittelbar aus dem Freien entnommen, so treten leicht Zugerscheinungen in der Nähe der Eintrittsöffnungen auf. Die Gefahr läßt sich vermindern, unter Umständen auch ganz beseitigen, wenn die Luft vor Eintritt in den Raum an einem Heizkörper vorübergeführt, also vorgewärmt wird. Es gibt Ausführungen, bei denen die Zuluftöffnung in der Fensterbank sitzt und der normale Raumheizkörper zur Erwärmung der Zuluft dient. Schnee und Regen kann durch geeigneten Schutz der äußeren Entnahmeöffnungen abgehalten werden, dagegen gelingt es fast nie, den Einfluß des Windes so vollkommen zu beseitigen, daß störende Wirkungen mit Sicherheit ausgeschlossen sind. In Gebäuden an lärmenden Straßen ist dieses Verfahren ebenfalls ausgeschlossen. Bei der Einführung der Frischluft hinter Heizkörpern ist die Reinigungsmöglichkeit nicht nur für den Heizkörper, sondern auch für alle Teile des Luftweges unbedingt zu fordern.

#### b) Unzuverlässigkeit der Schachtlüftung.

Wie schon erwähnt, beruht die Wirksamkeit der Luftschächte auf dem Temperaturunterschied zwischen der Luft im Schornstein und derjenigen im Freien. Dies setzt also voraus, daß das Gebäude in seinen Mauermassen wärmer ist als die Außenluft. Während der Heizperiode wird dies in ausreichendem Maße

der Fall sein. Aber schon während der Übergangsjahreszeiten geht der Temperaturunterschied und damit der Luftwechsel zurück und hört schließlich ganz auf. Während mehrerer Wochen der heißesten Jahreszeit wird sogar der umgekehrte Fall eintreten, daß das Gebäude kühler ist als die Außenluft, so daß der Abluftschacht dann in umgekehrter Richtung arbeitet.

Zu der geschilderten Unzuverlässigkeit der Auftriebskräfte kommen noch die vielen Störungsmöglichkeiten durch den Wind, die schon früher bei den Heizschornsteinen erörtert wurden, so daß die Wirksamkeit der Luftschächte eine sehr fragliche ist. Man sucht deshalb ihre Wirksamkeit durch besondere Maßnahmen sicherzustellen.

## 2. Lüftungsschächte mit Ausnutzung des Windes.

Durch Saugköpfe, die ähnlich den Schornsteinaufsätzen ausgebildet sind, sucht man die Kraft des Windes zur Unterstützung des Auftriebes heranzuziehen. Der Wert dieser Abhilfe ist aber ein fragwürdiger. Daß die Saugköpfe bei Windstille unwirksam sind, ist selbstverständlich, ja sie sind dann sogar in geringem Maße schädlich, indem sie das freie Abströmen der Luft etwas behindern. Bei Wind können sie tatsächlich eine saugende Wirkung ausüben, richtige Konstruktion natürlich vorausgesetzt. Da aber das Versagen des Luftschachtes meist bei einem Wetter eintritt, das mit Windstille verbunden ist, hat die ganze Maßnahme nur geringen Wert. Berechtigt sind die Saugköpfe nur dort, wo sie störende, örtliche Luftströmungen abfangen müssen. Man sollte sie deshalb richtiger mit Windschutzhauben bezeichnen.

Eine größere Bedeutung haben sie nur bei Fahrzeugen (Schiffen, Eisenbahnen usw.), da hier während der Fahrt mit einem nach Stärke und Richtung eindeutig gegebenen Luftstrom gerechnet werden kann.

## 3. Lüftungsschächte mit Erwärmung der Abluft.

Um im Sommer die Wirkung der Abluftschächte nach Möglichkeit sicherzustellen und sie im Winter zu steigern, kann man in den Abluftschacht eine Heizvorrichtung (Gasflamme, Wasser- oder Dampfheizkörper) einbauen. Zwei Ausführungen des Einbaues der Heizkörper zeigen Abb. 173 und 174. Die letztere Art erleichtert die Reinigung des Heizkörpers. Da die Luft bei diesen Einrichtungen erst nach dem Verlassen des Raumes erwärmt wird, bedeutet der Wärmeaufwand für diese Maßnahme stets einen Verlust, und zwar nicht nur im Sommer, sondern auch im Winter. Wir müssen uns aber vergegenwärtigen, daß ein einwandfreies und unter allen Umständen gesichertes Lüften ohne Betriebskosten durch kein Verfahren möglich ist.

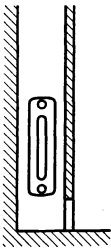


Abb. 173.  
Radiator im  
Abluftschacht.

Infolge künstlicher Erwärmung der Abluft ist die Wirksamkeit der Luftschächte von der

Außentemperatur unabhängig, aber sie bleibt immer noch stark vom Windanfall abhängig, denn es ist nicht möglich, mit der Erwärmung der Abluft so weit zu gehen, daß der Auftrieb einen störenden Windeinfluß immer und mit Sicherheit überwinden könnte.

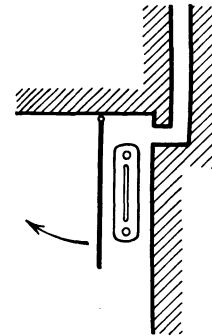


Abb. 174. Erwärmung  
der Abluft durch einen  
Radiator. (Der Schirm  
links vom Heizkörper  
ist aufklappbar.)

## D. Ablüfter in der Saalwand.

Der Lüfter ist gewöhnlich ein Schraubenradlüfter (Propellerform). Meist bläst er die Abluft unmittelbar ins Freie, es können aber auch Blechleitungen oder gemauerte Kanäle als Abluftwege vorhanden sein. Der häufigste Fehler bei solchen

Anlagen ist der, daß man entweder aus Furcht vor Zugbelästigungen oder aus Gedankenlosigkeit auf besondere Zuluftöffnungen verzichtet. Ein ausreichender Luftwechsel ist aber nur dann möglich, wenn die Größe der Zuluftöffnungen der Leistung des Ventilators angepaßt sind. Der Umstand, daß nun die erwartete Zuluftmenge sichergestellt ist, zwingt zur Aufstellung von Vorwärmeheizkörpern. In manchen Fällen läßt sich dies allerdings vermeiden, indem man die Luft aus geheizten Vor- oder Nebenräumen entnimmt, die dann ihrerseits mit der freien Atmosphäre in Verbindung stehen. Damit ist erreicht, daß die zuggefährliche Stelle, das ist die Entnahme der Luft aus dem Freien, aus dem Saal hinausverlegt ist. Allerdings spart man dadurch nicht an Wärmekosten, da der Vorraum dementsprechend stärker beheizt werden muß.

### E. Lüftungsanlagen (einfache Lüftungsanlagen).

Nur die mit Ventilatoren betriebenen Anlagen sind in ihrer Wirksamkeit unabhängig von allen Temperatur- und Windverhältnissen der Atmosphäre. Sie gestatten es, jedem Raum eines größeren Gebäudes Überdruck oder Unterdruck in der für ihn geeigneten Höhe aufzuzwingen und ihm die nötige Luftmenge zuzumessen. Die großen zur Verfügung stehenden Druckkräfte gestatten ferner den Einbau einwandfreier Einrichtungen zum Aufbereiten der Luft, und sie gewähren eine weit größere Freiheit in der Linienführung der Kanäle und in der Wahl der Kanalquerschnitte, als dies bei Schwerkraftlüftungen möglich ist.

Da die Anlagen dauernde Kosten für Strom und Wärme erfordern, ist es wichtig, daß diese Betriebskosten einschließlich der Bedienungskosten richtig erkannt und in den Haushaltplan als ordentliche Dauerausgaben vorgesehen werden. Geschieht dies nicht, so erfolgen bei der Benutzung der Gebäude alsbald Betriebseinschränkungen oder Stilllegung, wodurch mehr Schaden entsteht, als wenn die Anlagen überhaupt nicht ausgeführt worden wären.

Schon auf S. 100 ist erwähnt worden, daß man Räume, in welchen störende Gerüche entstehen, unter Unterdruck setzen muß, damit diese Gerüche nicht in die Nebenräume entweichen können, daß man aber diesen Unterdruck nicht zu groß wählen darf, damit die Zugbelästigung möglichst gering gehalten werden. Wegen dieser Zuggefahr und auch wegen einiger anderer Unvollkommenheiten wird man Unterdrucklüftungen nur dort anwenden, wo es unbedingt notwendig ist, z. B. bei Aborten, Küchen usw. Diese Überlegungen zwingen von selbst bei den meisten größeren Anlagen zu einer Zweiteilung der Lüftungsanlage. Nur für die mit Unterdruck auszustattenden Räume werden kleinere, örtlich begrenzte Unterdruckanlagen eingebaut, die Hauptanlage aber wird als Überdrucklüftung gebaut.

Für die heute vielfach üblichen Benennungen, wie Frischluft, Abluft, Umluft, Rückluft, Zusatzluft, Mischluft u. a., haben die VDI-Lüftungsregeln die in der Abb. 175 eingetragenen Bezeichnungen festgesetzt.

Vom Saal aus betrachtet, wird die gesamte ihm zugeführte Luft als „Zuluft“ bezeichnet, sinngemäß heißt dann die gesamte abströmende Luft „Abluft“.

Wird ein Teil der Abluft dem Saal wieder zugeführt, so bezeichnet man diesen Teil als „Umluft“. Der ins Freie entweichende Rest heißt „Fortluft“. Der aus dem Freien entnommene Teil der Zuluft wird von seinem Eintritt ins Gebäude bis zum Zusammentreffen mit der Umluft als „Außenluft“ bezeichnet.

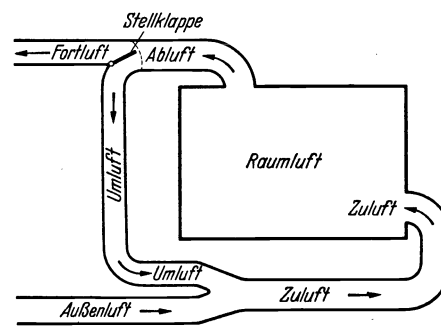


Abb. 175. Übersicht über die Benennungen.

Alle Benennungen gelten unabhängig davon, an welcher Stelle der Luftwege sich Lüfter, Filter, Heizkörper oder Berieselungsanlagen befinden.

Bei der Darstellung der Anlagen in den Plänen sind folgende Farben zu verwenden:

Heizkörper . . . . .	Dunkelrot
Kühlkörper und Berieselungseinrichtungen . . . . .	Dunkelblau
Staubfilter . . . . .	Grau
Kanäle mit vorgewärmter Luft . . . . .	Hellrot
„ „ gekühlter Luft . . . . .	Hellblau
„ „ klimatisierter Luft . . . . .	Helllila
„ „ Außenluft . . . . .	Grün
„ „ Abluft und Fortluft . . . . .	Gelb
„ „ Umluft . . . . .	Orange

Sollen die einzelnen Teile des Lüftungssatzes, wie Heizkörper, Kühleinrichtungen usw., nicht gesondert hervorgehoben werden, so ist der gesamte Lüftungssatz einheitlich anzulegen, und zwar:

bei Lüftungsanlagen . . . . .	Rot
„ Klimaanlage . . . . .	Lila

### 1. Entnahme der Luft.

Die Entnahme der frischen Luft hat an einer vor Wind, Staub, Rauch und Ruß geschützten Stelle mit lotrechten und nicht waagerechten Einfallöffnungen zu erfolgen.

Zum Fernhalten von Blättern, Tieren usw. ist die Entnahmestelle mit einem nicht zu weiten Gitterwerk zu versehen. Kurz hinter der Entnahmestelle soll eine Verschlußvorrichtung vorgesehen werden, die bei Betriebsunterbrechungen zu schließen ist, damit die Anlage während dieser Zeit nicht von außen her verstaubt.

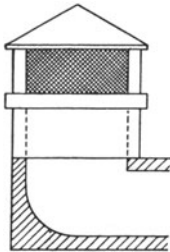


Abb. 176.  
Luftentnahme.

Am einfachsten ist die Aufgabe, wenn ein Garten in erreichbarer Nähe ist, aus dem man mit einem Kanal nach Abb. 176 die Luft entnehmen kann. Am schwierigsten ist sie im Innern der Großstädte zu lösen. Die Luft von der Straßenseite her zu nehmen, verbietet sich von selbst. Ein anderer naheliegender Gedanke, nämlich die Luft über Dach zu entnehmen, hat sich ebenfalls als falsch erwiesen, da die Messungen ergeben haben, daß gerade in Höhe der Dächer die Luft wegen der vielen Schornsteine am meisten verunreinigt ist. Man hilft sich heute meist damit, daß man die Luft aus dem Hof, und zwar etwa in halber Höhe des Gebäudes, entnimmt. Voraussetzung ist dabei, daß nicht irgendwelche gewerblichen oder sonstigen Betriebe die Luft im Hof verschlechtern haben. Es muß ohne weiteres zugegeben werden, daß auch diese dritte Lösung nicht befriedigend ist, aber bei allgemein schlechten Luftverhältnissen im Innern der Großstädte muß man auf eine wirklich zufriedenstellende Lösung verzichten und dafür um so mehr Sorgfalt auf die Reinigung der Luft verwenden.

### 2. Reinigung von Außen- und Umluft.

Die früher üblichen Tuchfilter sind heute fast allgemein durch Metallfilter ersetzt. Die Luft wird dabei gegen Flächen geleitet, welche mit einer dünnen Schicht eines Öles überzogen sind, das stark klebt, aber nicht eintrocknet und nicht verharzt. Als Träger dieser Ölhaut dienen entweder Streifilter aus Metall oder Raschig-Ringe. Man bezeichnet mit Raschig-Ringen kurze Rohrstücke, deren Höhe gleich dem Durchmesser ist, und die sich deshalb beim Einschütten in einen Hohlraum völlig regellos lagern. Abb. 177 a und 177 b zeigen einen einzelnen Filterkasten mit Raschig-

Ringen, Abb. 178 eine andere Bauart mit ölbenetzten Blechpaketen. Aus solchen Kästen werden dann die Filterwände aufgebaut. Steht aus räumlichen Gründen nur geringe Höhe für die Filterwand zur Verfügung, so können diese Kästen gemäß Abb. 179 auch schräg eingebaut werden. Die Filter müssen gemäß den Angaben der Lieferfirma in regelmäßigen Zeiträumen gereinigt werden. Die Reinigungsarbeit von Hand wird erspart durch Verwendung einer Filterbauart nach Abb. 180. Hier läuft ein Filterband nach Art eines Wanderrostes, jedoch in vertikaler Richtung, über zwei Wellen und taucht bei seiner Umdrehung dauernd in ein Ölbad ein. Es ist also nur erforderlich, dieses Ölbad hin und wieder zu erneuern.

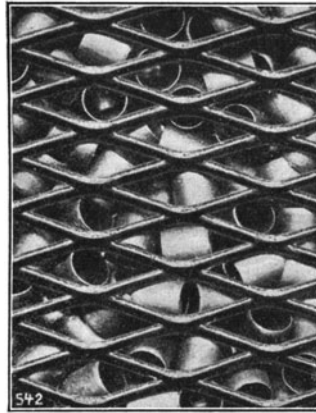


Abb. 177 a. Filterkasten mit Raschig-Ringen.  
(Sauberer Zustand.)

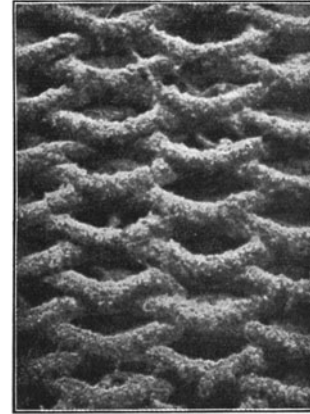


Abb. 177 b. Filterkasten mit Raschig-Ringen.  
(Verstaubt.)

Mit den ölbenetzten Fil-

tern der vorgeschriebenen Art läßt sich ein sehr hoher Reinheitsgrad der Luft erreichen. Bei Sonderausführungen ist es sogar möglich, bis auf einen Rest Staubgehalt von  $0,1 \text{ mg/m}^3$  herabzukommen. Wie groß diese Reinheit ist, ergibt sich aus Angaben der Messungen im Freien. In Großstädten wurde ein Höchststaubgehalt von etwa  $5 \text{ mg/m}^3$  und in Orten mit beson-

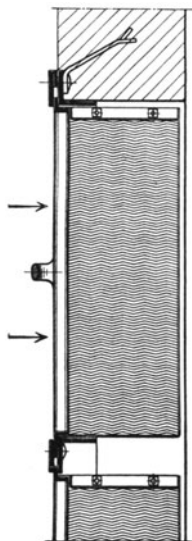


Abb. 178. Filterkasten mit Blechpaketen.

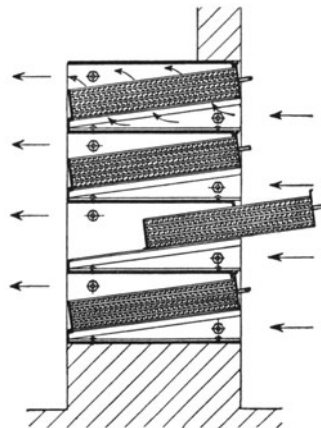


Abb. 179. Filterwand mit schräg eingebauten Kästen.

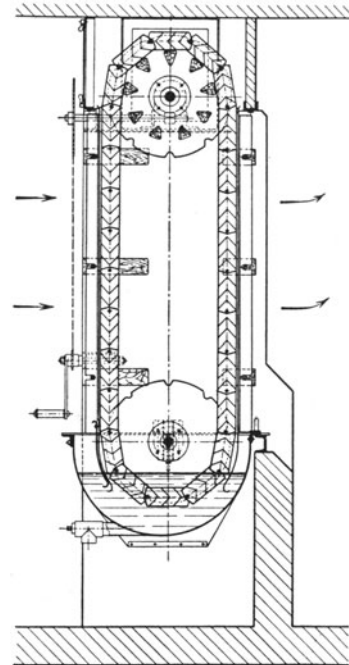


Abb. 180. Bandfilter.

ders reiner Luft ein Staubgehalt von etwa  $1 \text{ mg/m}^3$  gemessen. Der oben angegebene Reinheitsgrad von  $0,1 \text{ mg/m}^3$  ist bei manchen gewerblichen und industriellen Lüftungsanlagen auch tatsächlich erforderlich. Für Versammlungsräume<sup>1</sup> wäre es vom hygienischen Standpunkte aus natürlich nicht notwendig, für die Zuluft eines Saales eine größere

<sup>1</sup> Gröber: Die Luftreinigung bei Saallüftungen. Z. VDI Bd. 80 (1936), S. 647.



Reinheit zu verlangen, als anerkannte reine Außenluft aufweist. Es wird aber vielfach verkannt, daß die Reinigung der Zuluft nicht nur wegen ihrer Verwendung als Atemluft notwendig ist, sondern in viel höherem Maße, um ein Verschmutzen der Kanäle zu vermeiden. Aus diesem Grunde schreiben die VDI-Regeln für die Zuluft Staubgehalt unter  $0,5 \text{ mg/m}^3$  vor. Damit ist erreicht, daß eine Reinigung des Kanalnetzes nur einmal im Jahr notwendig ist.

Eine besondere Beachtung verlangt die Aufbereitung der Umluft, das ist ihre Befreiung von Staub, Tabakrauch und Ekelstoffen. Eine Reinigung der Luft von Bakterien ist nur sehr schwer möglich und nach Angabe der Hygiene auch nicht so notwendig, wie vielfach angenommen wird. Tabakrauch und Ekelstoffe lassen sich mit ölbenetzten Filtern nicht ausscheiden, wohl aber mit Berieselungseinrichtungen. Auch der Staub der Umluft wird damit ausgeschieden. Hier ist einzufügen, daß sich Berieselungsanlagen zur Reinigung der Außenluft nicht eignen, weil der Staub der Außenluft, insbesondere die feinen Kohleteilchen, vielfach fettige Oberfläche haben, also nicht benetzbar sind und darum im Wasserschleier nicht zurückgehalten werden. Der Staub, der in Innenräumen entsteht, und der für die Umluftreinigung in Frage kommt, ist dagegen fettfrei, so daß er durch den Wasserregen hinreichend ausgewaschen wird.

Die Umluft muß also durch eine Berieselungsanlage geführt werden. Um zu vermeiden, daß während der Betriebspausen, wenn die Berieselung abgeschaltet ist, durch die langsam schleichenden Luftströmungen Staub in den Umluftkanal hineingetragen wird, ist in die Umluftwege eine sich selbsttätig schließende Klappe einzubauen.

### 3. Die Lüftungszentrale.

Abb. 181 zeigt schematisch eine Lüftungszentrale. Die Aufbereitung der Luft besteht bei einfachen Lüftungsanlagen nur in ihrer Reinigung von Staub und in ihrer Erwärmung.

Zur Erwärmung der Luft verwandte man früher entweder Röhrenkessel oder Röhrenbündel aus glatten Rohren. Diese älteren Heizkörperarten sind heute fast vollständig durch die Rippenrohr- bzw. Lamellenheizkörper nach Abb. 182 verdrängt.

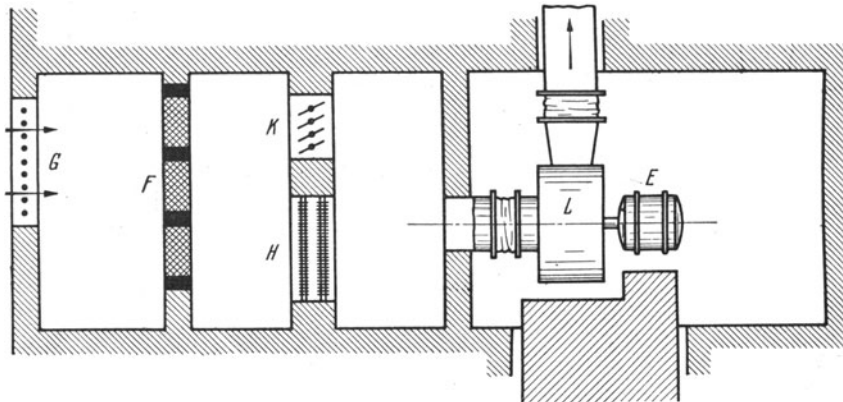


Abb. 181. Zentrale einer Lüftungsanlage.

$G$  = weitesmaschiges Gitter,  $F$  = Luftfilter,  $H$  = Heizkörper,  $K$  = Stellklappen,  $L$  = Lüfter,  $E$  = Elektromotor.

Zur Beförderung der Luft dienen meist Fliehkraftlüfter (Abb. 183), manchmal auch Schraubenlüfter (Propellerform). Der Antrieb erfolgt fast stets durch Elektromotoren. In den meisten Fällen sind diese mit der Lüfterachse direkt gekuppelt. Riemenantrieb kann zweckmäßig sein, wenn sehr niedrige Drehzahlen des Lüfters gefordert werden.

Über die Betriebseigenschaft der Lüfter<sup>1</sup> ist auf S. 207 Näheres ausgeführt. Die richtige Wahl der Lüfter und Elektromotoren erfordert große Erfahrung, und es ist darum im allgemeinen zweckmäßig, sich mit dem Ventilatorfachmann rechtzeitig ins Benehmen zu setzen.

Bei der in Abb. 181 dargestellten Anordnung sind die Räume des Gebäudes weitgehend als Luftwege oder Luftkammern benutzt. Sie müssen deshalb in jeder Hinsicht so ausgebildet sein, daß in ihnen nicht etwa eine Verschlechterung der Luft eintreten kann.

Damit die Kammern im Betriebe auch wirklich saubergehalten werden, müssen sie hinreichend groß und mühelos zugänglich sein, aber doch so, daß sie nicht als Vorrats- oder Geräteraum, auch nicht zu Durchgangszwecken benutzt werden.

Kellerräumlichkeiten müssen gegen das Eindringen von Grundwasser und Grundluft gesichert sein. Die Wände, Decke und der Fußboden aller Luftkammern müssen staubsicher, also glatt verputzt oder in sauberem Verblendmauerwerk ausgeführt sein.

Die Anordnung nach Abb. 181 ist ferner dadurch gekennzeichnet, daß der Heizkörper vor den Lüfter gesetzt ist. Vielfach wählt man aber auch die umgekehrte Reihenfolge und erhält Anordnungen nach Abb. 184. Hierbei wird oft der Fehler begangen, daß der Abstand zwischen Lüfter und Heizkörper zu klein genommen wird, so daß Anordnungen nach Abb. 185 entstehen. Man glaubt sich dazu berechtigt, weil man die ausgleichende Wirkung des Lamellenwiderstandes erheblich überschätzt. In Wirklichkeit strömt bei einer solchen Stellung des Heizkörpers zum Austrittsstutzen des Lüfters die Luft im wesentlichen nur durch den unteren Teil des Heizkörpers, so daß die eingebauten Heizflächen nur schlecht ausgenutzt werden.

Um gleichmäßige Ausnutzung der Heizflächen zu erzielen und auch, um den Druckverlust durch die Erweiterung des Diffusors zu beschränken, soll der Öffnungswinkel des Diffusors nicht mehr als etwa 20 bis 25° betragen. Soll dabei die Baulänge in erträglichen Grenzen bleiben, so muß ein möglichst niedriger und breiter Heizkörper verwendet werden.

Eine wichtige Forderung ist die Geräuschlosigkeit des ganzen Betriebes. Die VDI-Lüftungsregeln für Versammlungsräume geben Grenzwerte für die in Theatern, Gaststätten usw. zulässigen Geräusche.

Die Geräusche können aus den verschiedensten Ursachen heraus entstehen<sup>2</sup>. In erster Linie können von den Lagern der Motoren und Lüfter Schwingungen ausgehen, die sich entweder als Schall durch die Luft oder als Erschütterungen durch das

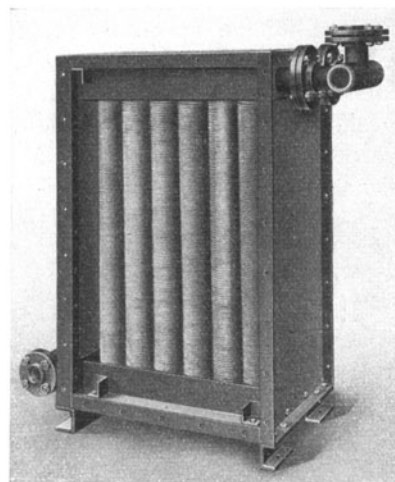


Abb. 182.  
Lufterhitzer aus Rippenrohren.

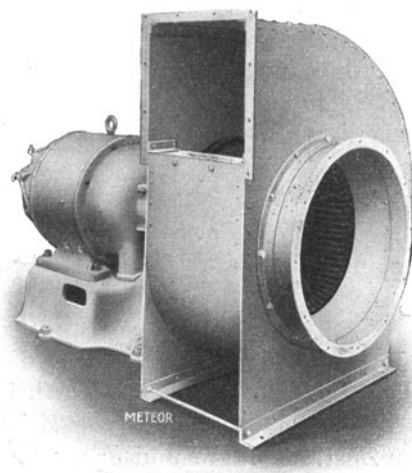


Abb. 183. Ventilator.

<sup>1</sup> Eck, Bruno: Ventilatoren. Berlin: Julius Springer 1937.

<sup>2</sup> Richtlinien für die Lärmabwehr in der Lüftungstechnik. Herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure. Berlin: VDI-Verlag 1938.

Fundament fortpflanzen. Die Störungen lassen sich vermindern durch gutes Auswuchten der Läufer und durch besonders sorgfältige Bauart der Lager (Gleitlager laufen wesentlich ruhiger als Kugellager). Um die Ausbreitung der Erschütterungen zu verhindern, sollen die Grundplatten der Maschinen auf Schwingungsdämpfern gelagert werden. Beim Aufstellen der Maschinen auf Zwischendecken besteht auch bei schwingungsdämpfenden Unterlagen die Gefahr des Mitschwingens der ganzen Decke. Um dies zu vermeiden, sollen die Maschinen auf besondere Träger gestellt werden, die das Gewicht der Maschinen auf die Wände übertragen. Natürlich müssen diese Träger ihrerseits schall- und schwingungs isoliert in den Wänden gelagert sein.

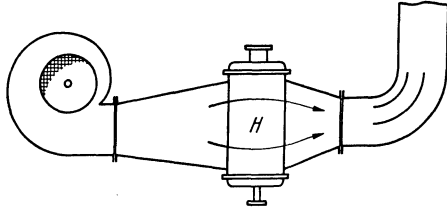


Abb. 184. Lufterhitzer — richtig angeordnet.

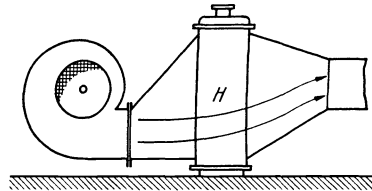


Abb. 185. Lufterhitzer — falsch angeordnet.

Die bisher geschilderten Schwingungen — sowohl die hörbaren Geräusche als die nicht hörbaren nur fühlbaren Schwingungen — bezeichnet man meist kurz als Körperschall. Daneben kann als weitere Störungsquelle sogenannter Luftschall auftreten. Hierher gehören z. B. die Luftwellen, die von den Schlägen der einzelnen Lüfterflügel auf die Luft ihren Ausgang nehmen. Sie bilden häufig die Ursache des Brummens der Lüftungsanlagen. Die Störung kann besonders stark werden, wenn dazu an irgendeiner Stelle der Anlage Resonanzerscheinungen auftreten.

Eine zweite Art von Luftschall bildet das Rauschen. Es ist meist eine Folge zu hoher Strömungsgeschwindigkeit und entsteht durch Reibung der Luft an den Kanalwänden oder durch Stoßwirkung an den Kanten der Abzweigstellen. Außergewöhnlich hohe Geschwindigkeit kann auch auftreten, wenn bei den Lüftungsgittern die Öffnungen der Gitter allzu eng gemacht sind.

#### 4. Kanalanlage.

Hinsichtlich der Ausführung der Kanäle stehen zwei Forderungen in erster Reihe, nämlich gute Reinigungsfähigkeit und geringer Strömungswiderstand.

##### a) Gute Reinigungsfähigkeit.

Es muß zugegeben werden, daß die Erfüllung dieser Forderung in baulicher Hinsicht manche Erschwernisse bringt. Bedenkt man aber, daß nicht reinigungsfähige Teile schon nach kurzer Zeit stark verschmutzen, daß dieser Zustand Jahre und Jahrzehnte fortbestehen kann, und daß durch die ungereinigten Teile sämtliche den Menschen zuzuführende Luft streicht, so erkennt man die unbedingte Notwendigkeit dieser Forderung.

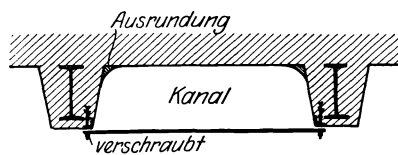


Abb. 186 a. Kanalausführungen.

Zu bemerken ist noch, daß es genügt, sämtliche Teile der Kanalanlage innerhalb etwa Jahresfrist einmal gründlich zu säubern. Die Angabe, daß Kanäle, in denen

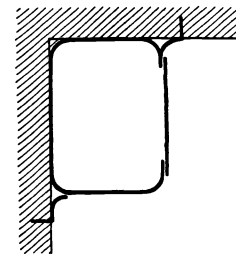


Abb. 186 b.

verhältnismäßig hohe Luftgeschwindigkeiten herrschen, sich selbst reinigen, ist unzutreffend. Man muß außerdem mit der Verschmutzung der Kanäle während der Betriebspausen rechnen.

Um die Reinigung überhaupt zu ermöglichen, müssen die Kanäle zugänglich angeordnet und schon in ihrer Formgebung so gestaltet sein, daß ihre Säuberung möglich ist (Abb. 186a und b). Blechkanäle<sup>1</sup> sollen außen und innen verzinkt und so verbunden werden, daß glatte Innenflächen entstehen. Fußbodenkanäle sind nur dann zulässig, wenn sie nach Entfernung der Deckplatten gut und sicher gesäubert werden können.

#### b) Geringer Strömungswiderstand.

Dies ist notwendig, um die Stromkosten für den Lüfter niedrig zu halten. Die Kanalquerschnitte sollen möglichst groß gewählt werden, damit die Strömungsgeschwindigkeit gering wird. Alle Richtungsänderungen müssen mit großem Krümmungsradius ausgeführt werden, und die Abzweigungen der Seitenkanäle von einem Hauptkanal müssen unter sehr spitzem Winkel erfolgen. Lassen sich scharfe Rich-

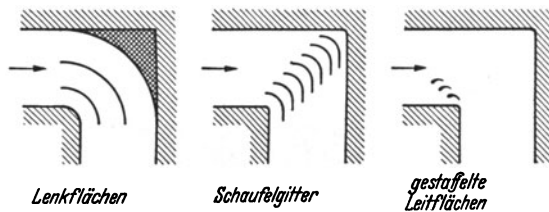


Abb. 187 a—c.

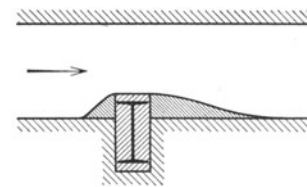


Abb. 188. Luftkanal mit hereinragendem Träger.

tungsänderungen nicht vermeiden, so sind Lenkbleche gemäß Zeichnung 187 a und b anzubringen. (S. Ingenieur-Archiv, III. Bd., 1932, S. 531.) Nach Versuchen von K. Frey, Danzig (Forschung 1933, S. 67 und 1934, S. 105), sind unterteilte Leitflächen nach Abb. 187 c zu empfehlen, die nicht so sehr darauf abzielen, den ganzen Luftstrom bei der Umlenkung zu erfassen, als vielmehr das Ablösen der Grenzschicht von der Wand zu vermeiden, da darin die Hauptursache für die Wirbelbildung und damit für den Druckverlust zu suchen ist.

Um den Strömungswiderstand gering zu halten, sind ferner alle Änderungen der Größe oder Gestalt eines Querschnittes in schlankem Übergang auszuführen. Läßt es sich z. B. nicht vermeiden, daß ein tragender Bauteil in den Kanal hineinragt (Abb. 188), so muß durch Ausfüllen der Ecken jede starke Wirbelbildung im Luftstrom vermieden werden. Ein glattes Abströmen der Luft hinter dem Hindernis ist hierbei noch wichtiger als ein stoßfreies Anströmen an das Hindernis.

Um die beiden Forderungen einer guten Reinigungsfähigkeit und eines geringen Strömungswiderstandes erfüllen zu können, muß das ganze Kanalnetz nach Möglichkeit schon beim Herstellen der Baupläne sorgfältig durchdacht werden können. Es ist leider ein häufiger Fall, daß die Lüftungsfirma erst dann herangezogen wird, wenn der Rohbau des Gebäudes schon fertig ist. Die Folgen sind trotz nun vermehrter Baukosten doch noch ein schlecht reinigungsfähiges Kanalnetz und unnötig hohe Stromkosten für den Ventilator.

### 5. Bauliche Ausführung der Luftöffnungen im Saal.

Es soll vorerst nur die bauliche Ausgestaltung solcher Öffnungen besprochen werden ohne Rücksicht auf ihre Verwendung zur Zuführung oder Abführung der Luft. Die Unterbringungs- und Ausgestaltungsmöglichkeiten für diese Öffnungen sind je nach den räumlichen Verhältnissen, vor allem aber je nach den künstlerischen Forderungen des Architekten überaus verschieden. Es ist darum den Studierenden

<sup>1</sup> Herbst, W.: Blechkanäle für Lüftungsanlagen. Heizg. u. Lüftg. 1937, S. 85.

nur zu raten, sich bei Gelegenheit des Besuches von Theatern, Lichtspielhäusern, Gaststätten usw. die verschiedenen Ausführungsmöglichkeiten genau anzusehen.

Im oberen Teil der Räume bietet die Unterbringung der nötigen Öffnungsquerschnitte keine Schwierigkeiten. Die häufigste und einfachste Ausführung ist eine rechteckige Durchbrechung der Wand, die mit einem weitmaschigen Gitter überspannt ist. Soll die Durchbrechung der Wand dem Auge nicht so offen dargeboten werden, sondern möglichst zurücktreten, so können irgendwelche Verzierungen der Decke oder des oberen Teiles der Wände mit durchbrochenen Ornamenten ausgestattet werden. Auch die Hohlkehle zwischen Decke und Wand läßt sich zur Führung der Luft benutzen.

Bedeutend schwieriger ist die Unterbringung der nötigen Öffnungsquerschnitte im unteren Teil der Räume. Hierbei müssen wir von der Überlegung ausgehen, daß die Forderungen der Lüftungstechnik am besten erfüllt werden, wenn die Luft durch Öffnungen, die gleichmäßig über dem ganzen Boden verteilt sind, dem Raum zugeführt wird. Es ist dabei aber nicht zulässig, unmittelbar im Fußboden waagerechte Gitter anzubringen, da der Staub, der sich von den Schuhen abwetzt, auf diese Weise in die Luftkanäle fallen würde. Die Gitter müssen also senkrecht stehen.

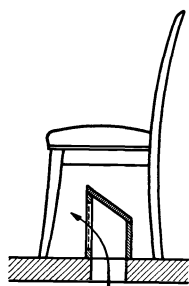


Abb. 189. Luftausströmöffnung unter einem Stuhl.

In Sälen mit ansteigenden Bankreihen, also mit treppenartigem Boden — wie in Hörsälen oder den Rängen der Theater — können die Gitteröffnungen in die senkrechten Teile der Stufen gelegt werden. Bei Sälen mit waagerechtem Boden und festen Bankreihen — wie im Parkett der Theater — ist eine Lösung nach Abb. 189 möglich. Unter den Bankreihen liegt ein Luftzuführungs kanal, dessen vordere Fläche die Gitter trägt und dessen abgeschrägte obere Fläche als Fußstütze für die dahinter liegende Bankreihe dient.

In Sälen mit ebenem Boden ohne feste Bankreihen, also in Räumen, bei denen der Fußboden für die Luftzuführungsöffnungen nicht zur Verfügung steht, bereitet es meist große Schwierigkeiten, die Öffnungen in der nötigen Anzahl, Größe und räumlichen Verteilung unterzubringen, da dann nur der untere Teil der Wandfläche dafür zur Verfügung steht. Ein großer Teil derselben fällt bei Sälen durch die Eingangstüren und irgendwelche Einrichtungsgegenstände weg. Außerdem gestattet der Architekt nur ungern die Unterbrechung des Wandsockels oder der Wandverkleidung durch Aus- oder Einströmöffnungen. Nur bei verständnisvollem und vor allem rechtzeitigen Zusammenarbeiten von Architekt und Lüftungsfachmann ist eine sowohl in technischer als schönheitlicher Hinsicht zufriedenstellende Lösung möglich.

## 6. Richtung der Luftbewegung.

Es handelt sich in diesem Abschnitt um die wichtige Frage, ob man die Luft durch die oberen Öffnungen einströmen und durch die unteren Öffnungen ausströmen lassen soll, oder in entgegengesetztem Sinne durch den Raum führen soll. Man bezeichnet beide Lüftungsarten als Lüftung von oben nach unten bzw. von unten nach oben.

Die beste Art der Lüftung ist zweifelsohne jene, die an jeder Stelle der Luftverschlechterung sofort frische Luft in ausreichender Menge zuführt. Betrachtet man daraufhin z. B. ein Theater, einen Hörsaal usw., so würde es am zweckmäßigsten sein, jedem Anwesenden Frischluft zuzuleiten. Diese Erkenntnis führt unmittelbar zu einer Bauart nach Abb. 190 und dem Betrieb der Anlage mit Luftzuführung von unten nach oben. In der Tat gelang es, auf diese Weise in dem Hörsaal der Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungswesen (Abb. 190) überraschend gute Wirkungen

sowohl hinsichtlich der Heizung als auch der Lüftung und Kühlung zu erzielen. Es ist dort möglich, den Luftwechsel bis auf das Zehnfache des Rauminhaltes zu steigern, ohne daß Zugbelästigungen eintreten. Die Anordnung nach Abb. 190 hat aber den Nachteil, daß sie nur dort anwendbar ist, wo die ganze Bodenfläche zur Zuführung der Luft zur Verfügung steht, und daß sie ziemlich hohe Baukosten verursacht.

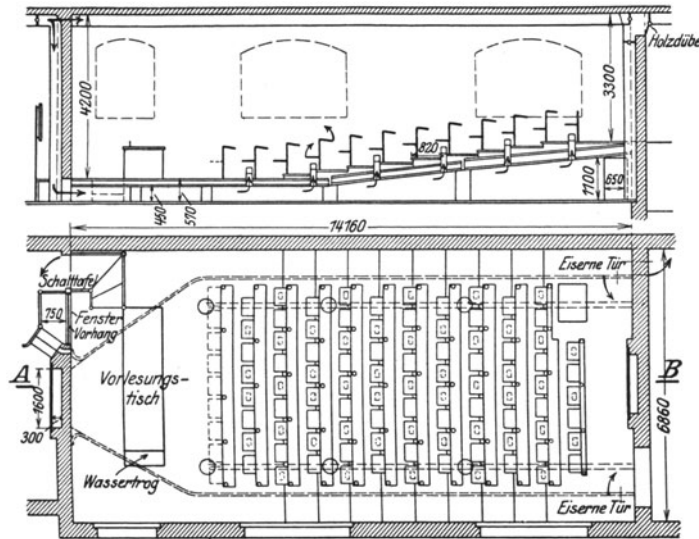


Abb. 190. Hörsaallüftung der Versuchsanstalt.

Wenn die Bodenfläche nicht zur Verfügung steht, wenn also die Luftöffnungen nur in den Wänden angebracht werden können, dann ergibt sich — vor allem bei hohen Räumen — ein grundsätzlicher Unterschied, ob die Zuluft wärmer oder kälter als die Raumluft ist. Ist die Zuluft wärmer (vgl. Abb. 191), so wird sie infolge ihres geringeren Gewichtes von der Öffnung aus sofort nach der Decke steigen und dort

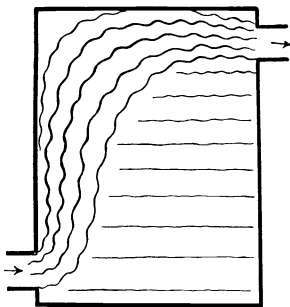


Abb. 191. Einführung warmer Luft unten.

durch die oberen Öffnungen abströmen. Es besteht also die Gefahr, daß sich tote Lufträume bilden. Eine gleichmäßige Durchspülung des Raumes wird dann erreicht, wenn man die warme Luft oben einführt und unten abzieht (Abb. 192). Aus derselben Überlegung heraus muß man die kältere Luft unten einführen und oben abziehen. Man kann also die Regel aufstellen, daß man die Luft entgegen ihrer natürlichen Bewegungstendenz durch den Raum drücken muß, wenn man eine gleichmäßige Durch-

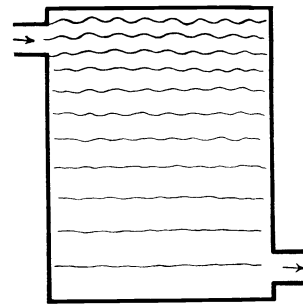


Abb. 192. Einführung warmer Luft oben.

spülung des ganzen Raumes erzielen will. Aus dem Umstand, daß die Forderung einer gleichmäßigen Durchspülung nicht die einzige zu beachtende Forderung ist, ergibt sich aber, daß obige Regel nicht starr angewandt werden darf.

Hat man Räume mit großer waagerechter Ausdehnung, aber verhältnismäßig geringer Höhe zu belüften, so verlieren die Begriffe Lüftung von unten nach oben und von oben nach unten an Bedeutung. Man bringt dann meist sowohl Eintritts- als Austrittsöffnungen in der oberen Raumhälfte an und erzielt so Querlüftung durch den ganzen Raum (vgl. Abb. 193).

Ein vollständig anderes Verfahren ist in Abb. 194 dargestellt. Hier sind Zu- und Abluftkanal beide übereinander dicht unter der Decke angeordnet. Im Zuluftkanal herrscht höherer Druck, als es sonst üblich ist, und die Ausströmöffnungen

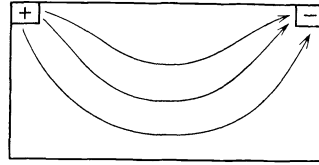


Abb. 193. Querlüftung.

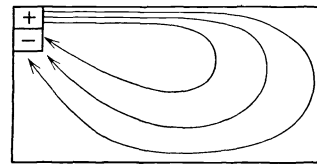


Abb. 194. Umwälzlüftung.

sind klein und als einzelne Düsen oder als düsenartige Schlitzte ausgebildet. Infolge der hierdurch erzielten hohen Austrittsgeschwindigkeit strömt die Luft rasch unter der ganzen Decke entlang und kehrt dann langsam durch die untere Raumhälfte zurück nach den Abströmöffnungen. Bei dieser Anordnung darf die Luftmenge nicht verändert, also z. B. nicht eingeschränkt werden, weil sonst die Reichweite des Luftstrahles unzureichend wird.

### 7. Frischluft und Umluftbetrieb.

Da beim Frischluftbetrieb die gesamte zugeführte Luft von der niedrigen Außentemperatur auf Raumtemperatur erwärmt werden muß und dann mit dem vollen Wärmeinhalt dieser Temperatur ins Freie entlassen wird, bedingt der Frischluftbetrieb einen ganz erheblichen Aufwand an Wärme und damit an Betriebskosten, der ausschließlich der Lüftung in Rechnung gestellt werden muß.

Um diese Ausgaben zu ermäßigen, sieht man vielfach Umluftbetrieb vor, d. h. man zweigt einen Teil der Abluft ab, reinigt ihn und führt ihn als Umluft wieder dem Saal zu. Man erzielt damit außer der Brennstoffersparnis noch eine geringe Verbilligung der Anlagekosten wegen des etwas kleineren Lufterhitzers. Diesen Vorteilen stehen aber als Nachteil die erheblichen Anlagekosten für die Umluftkanäle, für die Schalteinrichtungen des Umluftnetzes und für die Reinigungsanlage der Umluft gegenüber.

Bei richtiger Abwägung aller Vor- und Nachteile erweist sich für einfache Lüftungsanlagen — also nicht für Luftheizungen und Klimaanlage — doch der Frischluftbetrieb meist als der wirtschaftlichere. Dies ist stets dort zu erwarten, wo es zulässig ist, bei sehr niedriger Außentemperatur mit der Luftmenge zurückzugehen. Bis zu  $0^\circ$  Außentemperatur muß aber die gesamte von den Lüftungsregeln vorgeschriebene Luftmenge auf Raumtemperatur erwärmt werden können, was bei Bemessung der Luftheizkörper zu beachten ist.

Es muß noch nachdrücklich betont werden, daß Umluftanlagen ohne einwandfreie Reinigung der Umluft abzulehnen sind.

### 8. Meß- und Regeleinrichtungen.

Über die Messungen, die bei der Abnahme einer neu erstellten Anlage durchzuführen sind, geben die „VDI-Lüftungsregeln für Versammlungsräume“ Aufschluß, so daß wir uns hier nur mit den Meßeinrichtungen zur dauernden Betriebsüberwachung zu beschäftigen haben.

Der geordnete Betrieb einer Lüftungsanlage erfordert eine ständige Überwachung der Außentemperatur, der Temperatur im Saal und der Zulufttemperatur, weshalb es zweckmäßig ist, diese Messungen als Fernmessungen auszubilden und die Ablesegeräte mit den Schaltgeräten der Anlage auf einer Schalttafel zusammenzufassen.

Da sich Zugserscheinungen nur durch sorgfältiges Einhalten der Zulufttemperatur vermeiden lassen, ist auch bei einfachen Lüftungsanlagen eine selbsttätige Regelung

der Zulufttemperatur zu empfehlen. Man stellt dabei am besten auf einen festen Temperaturunterschied gegenüber Raumtemperatur ein, denn die Einhaltung der richtigen Raumtemperatur ist ja nicht Sache der Lüftungsanlage, sondern der örtlichen Heizflächen.

Eine fortlaufende Messung der Luftmenge im Betrieb ist meist nicht erforderlich. Nur bei stark verzweigten Leitungen kann es notwendig werden, an wichtigen Abzweigpunkten Meßstellen einzubauen. Es ist dann aber meist zu empfehlen, diese gleich als selbsttätige Regelstellen auszubauen.

In vielen Fällen ist noch eine Messung des Über- oder Unterdruckes im Saal gegenüber seinen Nebenräumen oder gegenüber dem Freien notwendig.

### 9. Luftheizung.

Die Luftheizung (vgl. auch S. 65) gleicht in ihrem Aufbau vollständig der reinen Lüftungsanlage. Während aber bei einer reinen Lüftungsanlage die Erwärmung des Raumes den örtlichen Heizflächen übertragen und die Zuluft nur so weit an die Raumtemperatur heran erwärmt wird, daß keine Zugempfindung entstehen kann, wird bei einer Luftheizung die Erwärmung des Saales durch Zufuhr von Luft bewirkt, die wesentlich über Raumtemperatur erwärmt ist. Über 40° C hinauszugehen, ist jedoch meist nicht zu empfehlen. Inwieweit eine Befeuchtung der Zuluft notwendig ist, hängt von der Art und Benutzungszeit des Saales ab.

Die Luftheizungsanlage ist stets für Umluftbetrieb einzurichten, da dieser zum Hochheizen des noch leeren Saales notwendig ist. In dem Maße, in dem sich dann der Saal füllt und die Wärmeabgabe der Menschen in Erscheinung tritt, muß der Betrieb der Anlage von Heizung auf Lüftung und damit von Umluft- auf Frischluftbetrieb umgestellt werden.

### F. Klimaanlage.

Klimaanlagen sind besonders vollkommene Lüftungsanlagen, die es gestatten, unabhängig von den Verhältnissen im Freien innerhalb des Raumes jede wünschenswerte Temperatur und Luftfeuchtigkeit einzuhalten. Solche Anlagen sind für die verschiedenen Industrie- und Gewerbebetriebe, insbesondere Nahrungs- und Genußmittelbetriebe, unentbehrlich. In zunehmendem Maße finden sie auch für Versammlungsräume, Büroräume usw. Verwendung.

Auch unter den einfachen Lüftungsanlagen sind Ausführungen zu finden, die nach der einen oder anderen Richtung hin eine Vervollkommnung aufweisen, sei es, daß sie durch Kühlung der Zuluft eine Senkung der Raumtemperatur oder durch Berieselung der Zuluft eine Steigerung der relativen Feuchtigkeit gestatten. Zu den Klimaanlagen dürfen sie jedoch deshalb noch nicht gezählt werden.

Der Begriff „Klimaanlage“ ist dadurch abgegrenzt, daß solche Anlagen sowohl Raumtemperatur als Luftfeuchtigkeit mit Hilfe selbsttätiger Regelung auf zahlenmäßig festgelegte Werte einzustellen vermögen, wobei diese Zahlenwerte bei der Auftragserteilung vereinbart und von der Lieferfirma bei der Übernahme des Auftrages schriftlich gewährleistet sein müssen. Diese scharfe Abgrenzung des Begriffes „Klimaanlage“ ist bei allen Auftragserteilungen zu beachten, da sonst die Gefahr besteht, daß durch minderwertige Anlagen der Gedanke der Klimatisierung in Verruf gebracht wird.

Für Versammlungsräume sind die Anforderungen in den DVI-Lüftungsregeln niedergelegt. So ist hier z. B. für eine Temperatur im Freien von +35° eine Raumtemperatur von 27° angesetzt. Eine stärkere Kühlung des Saales und damit ein größerer Temperaturunterschied zwischen innen und außen würde unangenehm empfunden werden. Die relative Feuchtigkeit ist für den Sommerbetrieb auf höchstens 60 vH und für den Winterbetrieb auf mindestens 35 vH festgesetzt.



Den Aufbau der Zentrale einer Klimaanlage zeigt Abb. 195. Zum Aufbereiten der Zuluft sind außer den von den einfachen Lüftungsanlagen her bekannten Staubfiltern und Heizkörpern noch Einrichtungen zum Kühlen, Trocknen und Befeuchten der Luft erforderlich. Die Trocknung der Luft erfolgt dabei — von einigen Sonderfällen abgesehen — durch ihre Kühlung unter Taupunkt.

Die Kühlung der Luft erfolgt heute selten mehr an metallischen Kühlflächen (Rippenrohren), sondern meist durch unmittelbare Einwirkung von Kühlwasser, entweder in Form eines Wasserregens oder eines Wasserschleiers von Zerstäubungsdüsen. Die Wirksamkeit des Regens kann erhöht werden, wenn man das Wasser über ein Rieselbett (Steine, Raschig-Ringe) fließen läßt. Das Rieselbett hat den Vorteil, daß die Luft sehr nahe bis an die Wassertemperatur gekühlt werden kann, aber den Nachteil ziemlich hohen Strömungswiderstandes, und es ist außerdem nur dort an-

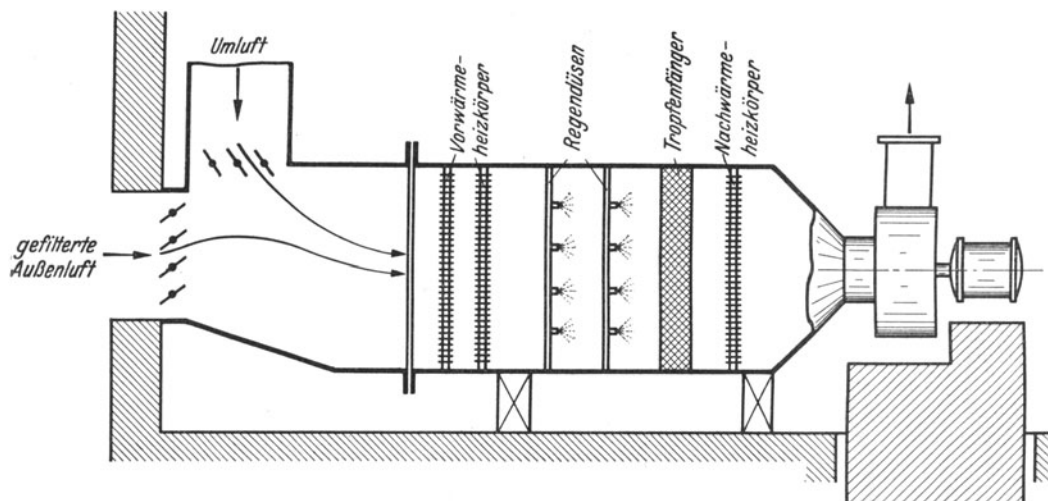


Abb. 195. Grundform einer Klimakammer.

wendbar, wo das Wasser keine sehr starke Algenbildung oder Steinablagerung erwarten läßt, da sonst das Rieselbett zu oft gereinigt werden müßte.

Eine andere Einrichtung, um das Kühlwasser auf die Luft einwirken zu lassen, besteht in einer Anzahl von Streudüsen, die so angeordnet sind, daß mehrere parallele Wasserschleier entstehen, welche die Luft nacheinander durchdringen muß. Wenn der Druck der Wasserleitung nicht ausreicht, um eine hinreichend feine Zerstäubung zu erzielen, so sind Druckwasserpumpen einzubauen.

Für Klimaanlage bei Versammlungsräumen genügt meist ein Taupunkt von etwa  $14^{\circ}\text{C}$ , so daß in vielen Fällen mit Leitungswasser oder Grundwasser auszukommen ist. Andernfalls ist man zur Verwendung von Kältemaschinen gezwungen.

Das Kanalnetz einer Klimaanlage entspricht in seiner Gliederung und seiner Bauweise dem der einfachen Anlage, nur ist bei Klimaanlage stets Umluft vorzusehen, da sonst die Kühlanlage unnötig groß und der Kühlwasserverbrauch im Sommer unwirtschaftlich hoch werden würde.

Die Berechnung der Klimaanlage ist, soweit sie innerhalb der Grenzen des vorliegenden Werkes behandelt werden kann, im II. Teil, S. 215, besprochen. Dort ist auch die Notwendigkeit getrennter Vorwärmehizkörper und Nachwärmehizkörper begründet.

## Zweiter Teil.

# Berechnungen.

### Dimensionen und Formelzeichen.

Als Einheit der Länge gilt in diesem Buch überall das Meter, nur Rohrdurchmesser werden in Millimetern angegeben. Die Zeit wird im allgemeinen in Stunden gemessen, vor allem gilt dies in Verbindung mit Wärmeangaben, z. B. beim Wärmebedarf von Räumen, bei Leistung von Heizflächen u. a. m. Dagegen wird bei der Berechnung von Strömungsvorgängen mit der Sekunde als Zeiteinheit gerechnet, z. B. gilt stets für Strömungsgeschwindigkeiten die Einheit „Meter pro Sekunde“. Diese zweierlei Zeiteinheiten sind zwar äußerst lästig, jedoch ist vorerst eine Änderung nicht möglich.

Die Einheit der Wärmemenge ist in diesem Lehrbuch nicht als WE, sondern als kcal bezeichnet (gesprochen: Kilokalorie und nicht Kilogrammkalorie). Ich berufe mich dabei auf die Stellungnahme des Normenausschusses. Diese wieder stützt sich auf das „Gesetz über die Temperaturskala und die Wärmeeinheit vom 7. August 1924“<sup>1</sup>.

Bei der Entscheidung, ob „Kilokalorie“ oder „Wärmeeinheit“ als Bezeichnung zu wählen sei, war für jene Stellen, welche die Reichsregierung beraten haben, folgende Schlußfolgerung maßgebend:

Längeneinheiten sind: Meter, Millimeter, Zoll engl. usw.,

Zeiteinheiten sind: Jahr, Stunde, Sekunde,

Gewichtseinheiten sind: Kilogramm, Gramm, Pfund engl.,

folglich muß auch gelten:

Wärmeeinheiten sind: Kilokalorie, Kalorie, British Thermal Unit.

Das Wort „Wärmeeinheit“ kennzeichnet die Art der Einheit, also den umfassenderen Begriff und die Worte „Kilokalorie, Kalorie“ die Größe verschiedener solcher Wärmeeinheiten.

Bei den Rechnungen haben die Buchstaben im allgemeinen folgende Bedeutungen:

$h$	= Höhe . . . . .	(m)
$l$	= Länge . . . . .	(m)
$d$ oder $D$	= Durchmesser . . . . .	(mm)
$f$ oder $F$	= Fläche . . . . .	(m <sup>2</sup> )
$t_0$	= Temperatur im Freien . . . . .	(°C)
$t_R$	= Temperatur in einem Raum . . . . .	(°C)
$t_E$	= Eintrittstemperatur . . . . .	(°C)
$t_A$	= Austrittstemperatur . . . . .	(°C)
$t_v$	= Vorlauftemperatur. . . . .	(°C)

<sup>1</sup> Veröffentlicht im Reichsgesetzblatt v. 12. VIII. 1924, Teil I, S. 679; abgedruckt in der Z. Instrumentenk. Nr. 44, S. 475. Okt. 1924.

$t_r$	= Rücklauftemperatur . . . . .	(° C)
$t_D$	= Dampftemperatur . . . . .	(° C)
$z$	= Zeit . . . . .	(h oder s)
$G$	= Luft- oder Wassermenge (Gewicht) . . .	(kg)
$W$	= Wassermenge (Volumen) . . . . .	(m <sup>3</sup> )
$V$	= Luftmenge (Volumen) . . . . .	(m <sup>3</sup> )
$V_s$	= sekundliche Luftmenge . . . . .	(m <sup>3</sup> /s)
$V_h$	= stündliche Luftmenge . . . . .	(m <sup>3</sup> /h)
$Q$	= Wärmemenge . . . . .	(kcal)
$Q_h$	= Wärmemenge je Stunde . . . . .	(kcal/h)
$Q_{m^2, h}$	= Wärmemenge je m <sup>2</sup> und pro Stunde . .	(kcal/m <sup>2</sup> · h)
$\gamma$	= spezifisches Gewicht . . . . .	(kg/m <sup>3</sup> )
$\rho$	= Massendichte . . . . .	(kg · h <sup>2</sup> /m <sup>4</sup> )
$\lambda$	= Wärmeleitzahl . . . . .	(kcal/m · h · ° C)
$\alpha$	= Wärmeübergangszahl . . . . .	(kcal/m <sup>2</sup> · h · ° C)
$k$	= Wärmedurchgangszahl . . . . .	(kcal/m <sup>2</sup> · h · ° C)
$w$	= Strömungsgeschwindigkeit . . . . .	(m/s)
$p_1$	= Anfangsdruck . . . . .	(mm WS = kg/m <sup>2</sup> )
$p_2$	= Enddruck . . . . .	(mm WS = kg/m <sup>2</sup> )
$p_1 - p_2$	= Druckabfall . . . . .	(mm WS)
$\frac{p_1 - p_2}{l} = R$	= Druckgefälle . . . . .	(mm WS/m)

## I. Wärmebedarfsberechnung.

Es ist nicht zu bestreiten, daß die Wärmebedarfsberechnung äußerst zeitraubend und umständlich ist. Deshalb ist anzustreben, daß bei Wettbewerben nicht jede einzelne Firma diese Rechnung für ihr Projekt selbst durchzuführen braucht, sondern daß ihr die Wärmebedarfszahlen der einzelnen Räume von der Bauleitung zur Verfügung gestellt werden. Durch wen die Bauleitung diese Zahlen feststellen läßt und wie sie für diese Arbeit entschädigt wird, ist Sache rechtzeitiger Vereinbarung aller Beteiligten.

Im Interesse des Bauherrn könnte man noch weitergehen und verlangen, daß die Bauleitung sämtliche konkurrierenden Firmen auf die gleichen Wärmebedarfszahlen verpflichtet, denn der Wärmebedarf ist unabhängig von der Heizungsanlage; er ist eine reine Gebäudeeigenschaft, und seine Ermittlung sollte dem Drucke des Wettbewerbes entzogen werden.

Diese Forderung gilt nicht nur beim Wettbewerb einzelner Firmen gegeneinander, sondern sie gilt sinngemäß auch beim Wettbewerb verschiedener Heizungssysteme gegeneinander, z. B. Kachelöfen gegen eiserne Öfen oder Kachelöfen gegen Zentralheizung.

### A. Grundbegriffe.

Wenn zwei Räume, die durch eine Wand getrennt sind, verschiedene Temperaturen besitzen, so findet durch die Wand hindurch ein Wärmeaustausch statt, den man als Wärmedurchgang bezeichnet. Bei genauerer Betrachtung zeigt sich, daß sich dieser Wärmeaustausch aus drei Teilvorgängen aufbaut, aus einem Wärmeübergang vom wärmeren Raum an die anliegende Wandoberfläche, aus einem Wärmeleitvorgang von dieser Oberfläche durch die Wand hindurch zur anderen Oberfläche und aus nochmals einem Wärmeübergang von dieser letztgenannten Oberfläche an den kälteren Raum.

Es bezeichnen

$t_i$  und  $t_a$  die beiden Raumtemperaturen (innen und außen),

$\Theta_i$  und  $\Theta_a$  die beiden Oberflächentemperaturen,

$\delta$  die Dicke der Wand,

$F$  die Größe der Wandfläche,

$Q_h$  die in der Stunde durch die Wand hindurchgehende Wärmemenge.

Für die beiden Wärmeübergänge gelten die Gleichungen

$$Q_h = \alpha_i F \cdot (t_i - \Theta_i)$$

$$\text{und } Q_h = \alpha_a F \cdot (\Theta_a - t_a).$$

Die Wärmemenge ist also proportional der Größe  $F$  der Wandfläche und dem Temperaturunterschied zwischen Raum und Wandoberfläche. Man nennt

die Verhältniszahl  $\alpha$ : die Wärmeübergangszahl,

ihren Kehrwert  $\frac{1}{\alpha}$ : den Wärmeübergangswiderstand.

Für die Wärmeleitung durch die Wand gilt

$$Q_h = \lambda \cdot F \cdot \frac{\Theta_i - \Theta_a}{\delta} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot F (\Theta_i - \Theta_a).$$

Die Wärmemenge ist also proportional der Größe  $F$  der Wandfläche und proportional dem Temperaturunterschied  $(\Theta_i - \Theta_a)$ , ferner umgekehrt proportional der Dicke  $\delta$  der Wand. Man nennt

die Verhältniszahl  $\lambda$ : die Wärmeleitfähigkeit des Wandstoffes,

den Bruch  $\frac{\lambda}{\delta} = A$  die Wärmedurchlässigkeit der Wand,

den Kehrwert  $\frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{A}$ : den Wärmedurchlässigkeitswiderstand der Wand.

Im Beharrungszustand muß dieselbe Wärmemenge, welche auf der einen Seite in die Wand eintritt, auch die Wand durchsetzen und an der Gegenseite wieder die Wand verlassen. Es gelten also alle drei Gleichungen mit demselben Wert  $Q_h$  (siehe linken Teil der nachstehenden Rechnung).

$$\begin{array}{l} Q_h = \alpha_i \cdot F \cdot (t_i - \Theta_i) \\ Q_h = \frac{\lambda}{\delta} \cdot F \cdot (\Theta_i - \Theta_a) \\ Q_h = \alpha_a \cdot F \cdot (\Theta_a - t_a) \end{array} \quad \left\| \begin{array}{l} t_i - \Theta_i = \frac{Q_h}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_i} \\ \Theta_i - \Theta_a = \frac{Q_h}{F} \cdot \frac{\delta}{\lambda} \\ \Theta_a - t_a = \frac{Q_h}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_a} \\ \hline t_i - t_a = \frac{Q_h}{F} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a} \right) \end{array} \right.$$

In diesen drei linken Gleichungen sind außer der Wärmemenge  $Q_h$ , um deren Bestimmung es sich handelt, noch die beiden Oberflächentemperaturen  $\Theta_i$  und  $\Theta_a$  unbekannt. Diese müssen deshalb zuerst aus der Rechnung eliminiert werden. Zu diesem Zwecke löst man alle drei Gleichungen nach ihrer Temperaturdifferenz auf (rechter Teil der Rechnung) und addiert dann die drei Gleichungen; dabei heben sich links die Werte  $\Theta_i$  und  $\Theta_a$  heraus, und nur die Differenz beider Raumtemperaturen bleibt bestehen.

Man löst nun die Gleichung wieder nach  $Q_h$  auf und erhält

$$Q_h = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \cdot F \cdot (t_i - t_a) = k \cdot F \cdot (t_i - t_a). \quad (1)$$

Dies ist die Grundgleichung des Wärmedurchganges.

Man nennt

die Verhältniszahl  $k$ : die Wärmedurchgangszahl,

ihren Kehrwert  $\frac{1}{k}$ : den Wärmedurchgangswiderstand.

Für eine Wand mit mehreren Schichten von den Dicken  $\delta_1, \delta_2, \delta_3 \dots$  und den Wärmeleitzahlen  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \dots$  würde eine Wiederholung der obigen Rechnung die Gleichung liefern:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{1}{\alpha_a}$$

$$= \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} + \frac{1}{A_3} + \dots + \frac{1}{\alpha_a} \tag{2}$$

Der gesamte Wärmedurchgangswiderstand der Wand summiert sich also aus den Wärmeübergangswiderständen an den beiden Oberflächen und aus den Wärmedurchlässigkeitswiderständen der sämtlichen Schichten.

Besteht eine dieser Schichten aus einer Luftschicht, so darf hier nicht der Wärmedurchlässigkeitswiderstand  $\frac{1}{A}$  gleich Dicke  $\delta$  der Luftschicht geteilt durch Wärmeleitzahl  $\lambda$  der Luft gesetzt werden, weil bei Luftschichten der Wärmetransport nicht nur durch Leitung, sondern auch durch Strömung der Luft und durch Strahlung erfolgt. Für Luftschichten, wie sie im Hochbau vorkommen, kann man nach Professor Schmidt, Danzig, als Wärmedurchlässigkeitswiderstand  $\frac{1}{A}$  die Werte der Zahlentafel 7, S. 261, setzen.

### B. Aufbau der Rechnung.

Die Berechnung des Wärmebedarfs von einzelnen Räumen und ganzen Gebäuden ist hier im engsten Anschluß an die „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und der Heizkörper- und Kesselgrößen von Warmwasser- und Niederdruckdampf-Heizungsanlagen“ dargestellt, die unter der Nummer 4701 als Dinorm anerkannt sind.

Der Wärmebedarf eines Raumes, d. i. diejenige Wärmemenge, welche der Heizkörper dem Raum zuführen muß, setzt sich zusammen aus dem Wärmeverlust, den der Raum im Beharrungszustand durch seine Begrenzungsflächen (Mauern, Türen, Fenster, Decke und Fußboden) erleidet, und aus einem Zuschlag für das Wiederhochheizen nach Betriebspausen. Um den erstgenannten Teil, den Wärmeverlust im Beharrungszustand, zu bestimmen, rechnet man mit Hilfe der Gleichung

$$Q_h = k \cdot F \cdot (t_i - t_a)$$

den Wärmeverlust unter Voraussetzung besonders einfacher Verhältnisse aus. Auf diesen so ermittelten Wert, den man den „zuschlagfreien Wärmeverlust“ nennt, kommen noch eine Reihe von Zuschlägen, welche den verschiedenen ungünstigen Einflüssen Rechnung tragen.

Es sind der Reihe nach folgende Werte zu ermitteln:

Zuschlagfreier Wärmeverlust . . . . .	} Wärmeverlust im Beharrungs- zustand	} Wärme- bedarf
Zuschlag für Himmelsrichtung . . . . .		
„ „ Windanfall . . . . .		
„ „ Räume mit mehreren Außenflächen . . . . .		
„ „ besonders hohe Räume . . . . .		
Zuschlag für Anheizen nach Betriebspausen und Hochheizen nach Betriebseinschränkungen . . . . .		

Zur Durchführung dieser Rechnung bedient man sich zweckmäßigerweise eines Vordruckes, dessen Einteilung auf S. 127 dargestellt ist.

Ehe mit der Berechnung des Wärmebedarfs begonnen werden kann, müssen seitens des Architekten verlässliche Angaben über das zu beheizende Gebäude vorliegen. Diese müssen enthalten:

1. Einen Lageplan, aus dem die Himmelsrichtung und die Art des Windzutrittes zu erkennen sind,
2. die notwendigen Grundrisse und Schnitte des Gebäudes,
3. Angaben über die bauliche Ausführung der Wände usw. Dabei ist seitens des Architekten zu berücksichtigen, daß Außenwände bewohnter Räume so beschaffen sind, daß ihre Wärmedurchgangszahlen niemals größer als 1,4 sind (also mindestens gleichwertig dem Wärmeschutz einer 38 cm starken Ziegelmauer). Bei höheren Wärmedurchgangszahlen ist Verbesserung des Wärmeschutzes durch innere Verkleidung mit Isolierplatten (Holz, Kork, imprägnierter Torf usw.) anzustreben.

## C. Einzelheiten der Berechnung.

### 1. Angaben über die Innentemperatur $t_i$ .

In einem geheizten Raum ist die Temperatur in der Nähe des Bodens niedriger als an der Decke. Besonders groß ist der Unterschied bei sehr hohen Räumen. Als maßgebend gilt die Temperatur in 1,5 m Höhe über dem Fußboden, gemessen in der Mitte des geschlossenen zugfreien Raumes.

Wenn nicht durch den Auftraggeber andere Temperaturen vorgeschrieben werden, so sind für Wohn- und Arbeitsräume im allgemeinen  $20^\circ\text{C}$ , für Treppenhäuser, Flure, Aborte usw.  $15^\circ\text{C}$  zugrunde zu legen.

Eine ausführliche Zusammenstellung der anzunehmenden Temperaturen mit getrennten Angaben für Wohnhäuser, Geschäfts- und Verwaltungsgebäude, Schulen, Krankenhäuser, Fabriken usw. enthalten die „Regeln“.

### 2. Angaben über die Temperatur $t_a$ .

#### a) Als Temperatur im Freien.

Als tiefste Außentemperatur ist im allgemeinen nicht diejenige einzusetzen, welche in der betreffenden Gegend jemals gemessen wurde, sondern es genügt jene Temperatur, welche durchschnittlich alle Jahre zwei- bis dreimal erreicht wird. Die selten vorkommenden noch tieferen Temperaturen wird man im Betriebe unter Ausnutzung der Speicherfähigkeit der Gebäudemassen durch ein zeitweiliges Anstrengen der Anlage überwinden können.

Bei den starken klimatischen Verschiedenheiten innerhalb des Deutschen Reiches ist es nicht möglich, mit einer einheitlichen Temperatur im ganzen Reich zu rechnen. Die „Regeln“ enthalten deshalb in ihrer Zahlentafel 1 für 385 Städte die in Rechnung zu stellenden Außentemperaturen. Im allgemeinen ist hier  $-15^\circ\text{C}$  eingesetzt, in besonders kalten Gegenden  $-20^\circ\text{C}$  und in günstigeren Fällen  $-10^\circ\text{C}$ .

Nachstehend sind für einige wichtige Städte aus allen Teilen des Reiches die anzunehmenden Außentemperaturen angegeben:

Königsberg . . . $20^\circ\text{C}$	Helgoland . . . $-10^\circ\text{C}$	Stuttgart . . . $-15^\circ\text{C}$
Breslau . . . $-15^\circ\text{C}$	Düsseldorf . . . $-10^\circ\text{C}$	München . . . $-15^\circ\text{C}$
Leipzig . . . $-15^\circ\text{C}$	Karlsruhe . . . $-15^\circ\text{C}$	Wien . . . . . $-15^\circ\text{C}$
Berlin . . . . . $-15^\circ\text{C}$		

#### b) Als Temperatur eines ungeheizten Nebenraumes.

Grenzt der zu berechnende Raum an einer Seite an einen ungeheizten Nebenraum, so müßte dessen Temperatur erst aus den Temperaturen der ihn umgebenden geheizten Räume und aus der Temperatur der Außenluft berechnet werden. Da diese Berechnung sehr umständlich ist, wird von ihr meist abgesehen. Es sind dann

je nach der Außentemperatur der betreffenden Gegend für die Temperatur der angrenzenden ungeheizten Nebenräume die Werte der Zahlentafel 4 (S. 259) zugrunde zu legen.

### 3. Abkühlungsflächen $F$ .

Bei den Abmessungen der Wände sowie der Fußböden und Decken gelten als Länge und Breite die lichten Raummaße; als Höhe der Wände ist aber nicht die lichte Raumhöhe, sondern die Stockwerkhöhe von Fußbodenoberkante zu Fußbodenoberkante einzusetzen. Für die Bestimmung der Fenster- und Türgröße ist nicht die Glasfläche oder der Holzrahmen, sondern die innere Leibung der Maueröffnung zu messen.

Die Längen- und Flächenmaße in m bzw. m<sup>2</sup> können auf eine Stelle hinter dem Komma abgerundet werden.

Zur Kennzeichnung der einzelnen Abkühlungsflächen bei der Rechnung sind folgende Abkürzungen üblich:

EF Einfachfenster,	BT Balkontür mit Glasfüllung,	D Decke,
DF Doppelfenster,	IW Innenwand,	Da Dach,
IT Innentür,	AW Außenwand,	EO Einfaches Oberlicht,
AT Außentür,	FB Fußboden,	DO Doppeltes Oberlicht.

### 4. Wärmedurchgangszahlen $k$ .

Die Werte der Wärmedurchgangszahlen befinden sich auf S. 262 bis 264, und zwar enthält:

- Zahlentafel 8/I:  $k$ -Werte für Normalwände,
- Zahlentafel 8/II:  $k$ -Werte für Isolierwände,
- Zahlentafel 8/III:  $k$ -Werte für Dächer,
- Zahlentafel 8/IV:  $k$ -Werte für Decken- und Fußbodenkonstruktionen,
- Zahlentafel 8/V:  $k$ -Werte für Türen, Fenster und Oberlichte.

Die in diesen Zahlentafeln enthaltenen Wärmedurchgangszahlen gelten für Bauten guter Ausführung und normalen Feuchtigkeitsgehaltes, wie er sich etwa ein Jahr nach Beendigung des Rohbaues einstellt. Vor Verschwinden der Baufeuchtigkeit treten bei vollwandigen Ziegelbauten, bei Schlackenbeton usw. bis zu 30 vH, bei Leichtbeton bis zu 50 vH höhere Wärmedurchgangszahlen auf.

#### Bemerkung zu Zahlentafel 8/IV: Decken- und Fußbodenkonstruktionen.

Bei den  $k$ -Werten ist angenommen, daß die Decke oder der Fußboden auf der anderen Seite ebenfalls von einem Innenraum begrenzt wird. Ist das nicht der Fall, so sind die  $k$ -Werte der entsprechenden Bauart des Abschnittes „Dächer“ zugrunde zu legen.

Die Abstufung der  $k$ -Werte in zwei Spalten ist notwendig, weil die Temperaturschichtung und die Luftströmung in den Räumen verschieden ist bei Wärmedurchgang von unten nach oben und bei Wärmedurchgang von oben nach unten, d. h. je nachdem, ob der darüber liegende Raum kälter oder wärmer ist.

#### Bemerkung zu Zahlentafel 8/V: Türen, Fenster und Oberlichte.

In dieser Zahlentafel sind zwei Spalten für die Wärmedurchgangszahlen angegeben.

Spalte 1 gilt für Fenster und Oberlichte mit vollständig abgedichteten Fugen, also z. B. für eingemauerte Fenster oder für Fenster, deren Fugen durch besondere Maßnahmen vollständig abgedichtet sind.

Spalte 2 gilt für gewöhnliche Türen und Fenster zum Öffnen, deren Fugen guter Bauausführung entsprechen.

Diese Zweiteilung der  $k$ -Werte ist aus folgendem Grunde notwendig:

Bekanntlich ist für den Wärmeverlust eines Gebäudes neben der Außentemperatur auch der Windanfall zu beachten. Erstens erhöht der Windanfall die äußere Wärmeübergangszahl, aber selbst eine starke Erhöhung dieses Wertes wirkt sich im allgemeinen nur durch eine geringe Erhöhung der Wärmedurchgangszahl aus, so daß diese erste Wirkung des Windes nicht von großem Einfluß ist. Anders ist dies bei der zweiten Wirkung des Windes, bei dem Eindringen von kalter Luft durch die Undichtheiten der Außenhaut des Gebäudes. Zwar findet bei geheizten Räumen schon bei Windstille ein Luftwechsel statt, denn der Temperaturunterschied zwischen innen und außen bewirkt auch Druckunterschiede. Aber erst wenn Wind auf dem Gebäude steht, wird dieser Luftwechsel beträchtlich. Er kann dann

sogar so groß werden, daß Heizungen, die bei tiefster Außentemperatur ausreichen, schon bei mäßiger Kälte versagen, wenn starker Windanfall herrscht. Darum ist es notwendig, diesem Windanfall vor allem bei der Wärmedurchgangsberechnung für Fenster weitgehend Rechnung zu tragen.

Bei den vollständig dichten Fenstern und Türen kann kein nennenswerter Luftwechsel eintreten, und der Wärmeverlust spielt sich als ein reiner Vorgang des Wärmedurchganges ab. Die  $k$ -Werte der ersten Spalte sind deshalb allein nach der Gleichung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2}$$

(vgl. S. 122) errechnet.

Bei den Fenstern mit Fugen lagert sich über den reinen Wärmedurchgang noch ein Wärmetransport durch Luftwechsel, dem man am einfachsten durch einen Zuschlag auf die  $k$ -Werte der ersten Spalte Rechnung trägt. Die  $k$ -Werte der zweiten Spalte sind deshalb nicht mehr reine Wärmedurchgangszahlen im physikalischen Sinne.

### 5. Zuschläge für Himmelsrichtung, Räume mit mehreren Außenflächen, Windangriff.

Diese Zuschläge sind für die einzelnen Teile der Außenflächen und für jeden der Fälle I, II und III getrennt einzusetzen.

Fall:	Zuschläge für:		Wand	Fenster und Türen
I	Himmelsrichtung	N, NW, NO, O W, SW, SO	10%	5%
II	Räume mit mehreren Außenflächen oder mit Erkerbauten	mit Fenster oder Tür in einer Außenfläche	5%	10%
		mit Fenster oder Tür in mehreren Außenflächen	5%	25%
III	Lage der Außenflächen in bezug auf Windangriff. Nur bei N, NO und O-Lage	a) ungünstig	5%	25%
		b) außergewöhnlich ungünstig	10%	50%

Erläuterungen:

Zu I: Zuschlagfrei ist also nur die reine Südrichtung.

Zu II: Für die Bemessung der Zuschläge ist es gleichgültig, ob die beiden Außenflächen gegenüberliegen oder aneinanderstoßen.

Zu III: Der Fall III kommt nur in Frage für die den besonders abkühlenden Winden ausgesetzten Außenflächen, also bei Nord-, Nordost- und Ostlage.

Es sei ausdrücklich betont, daß es sich bei den Angaben über den Windzutritt nicht um Windstärke oder andere meteorologische Angaben für die Gegend handelt, sondern lediglich um die mehr oder weniger freie Lage des Gebäudes, also um eine Kennzeichnung, inwieweit sich der Wind auf das ganze Gebäude oder auf Teile desselben auswirken kann. In diesem Sinne unterscheiden die Regeln außer der normalen zuschlagfreien Lage (z. B. im Innern von Städten bei geschlossener Bauweise) zwei Fälle:

a) ungünstige Lage, z. B. Außenflächen, denen in einem Abstand von 40 m keine Erhebungen mindestens gleicher Höhe (Häuser, Hügel, Wälder usw.) gegenüberstehen,

b) außergewöhnlich ungünstige Lage, z. B. ungeschützte Lage auf freien Erhebungen, an Flüssen und Seen.

### 6. Zuschläge für Betriebsunterbrechung.

Nach Betriebseinschränkungen und Betriebsunterbrechungen ist ein Wiederhochheizen des Gebäudes nur bei vorübergehend vermehrter Wärmezufuhr möglich, darum sind besondere Zuschläge, die „Anheizzuschläge“ zu machen, die wie folgt ermittelt werden:

Aus der täglichen Benutzungsdauer der Räume ergibt sich die Dauer der täglichen Heizpausen, und daraus, unter Berücksichtigung des geplanten Heizungs-systems, die Betriebsweise der Kesselanlage.



Außer dem durchgehenden Betrieb, der keine Anheizzuschläge erfordert, unterscheidet man drei Fälle:

- I. Ununterbrochener Betrieb mit Betriebseinschränkung bei Nacht,
- II. täglich 9- bis 11stündige Betriebsunterbrechung,
- III. täglich 12- bis 15stündige Betriebsunterbrechung.

Für alle drei Fälle ist für das Wiederhochheizen eine Zeit von 3 Stunden angenommen.

Bei der Wahl einer Betriebsweise als Grundlage für die Rechnung ist zu beachten, daß man im allgemeinen an den Tagen außergewöhnlicher Kälte, für welche ja die Wärmebedarfsrechnung gilt, nachts keine volle Betriebsunterbrechung eintreten lassen und noch weniger ein Wiederhochheizen in der kurzen Zeit von 3 Stunden verlangen kann.

Die Betriebsweise I, also diejenige mit den geringsten Anheizzuschlägen, darf deshalb der Rechnung zugrunde gelegt werden, sofern nicht die Eigenart des Baues und seine täglichen Benutzungszeiten zur Betriebsweise II oder III zwingen, welche als Sonderfälle zu betrachten sind.

Dauern die täglichen Betriebsunterbrechungen noch länger als 15 Stunden oder finden gar mehrtägige Betriebsunterbrechungen statt, so wäre es nicht zweckmäßig, die Anheizzuschläge noch weiter zu erhöhen, da man hierdurch Anlagen erhalten würde, die in den meisten Fällen unwirtschaftlich groß würden. Man rechnet darum auch in diesen Fällen im allgemeinen mit Betriebsweise III, muß sich aber dann mit längeren Anheizzeiten als 3 Stunden abfinden.

Die Größe der Zuschläge für Betriebsunterbrechung hängt außer von der gewählten Betriebsweise noch von den Eigenschaften des Baustoffes der Wand ab, und zwar ist maßgebend die dem geheizten Raum zugekehrte Schicht; Putz, Tapete, und Stoffbespannungen bleiben dabei unberücksichtigt.

Zahlentafel 9b enthält die entsprechenden Zahlenwerte.

### 7. Zuschläge für hohe Räume.

Auf den nach vorstehenden Angaben errechneten Wärmebedarf einschließlich aller Zuschläge ist für Räume von über 4,0 m lichter Höhe noch ein Zuschlag zu machen von 1 vH für je 0,5 m Überhöhe, jedoch nicht über 20 vH.

Bei Treppenhäusern bleibt dieser Zuschlag fort.

### 8. Durchführung einer Wärmebedarfsberechnung.

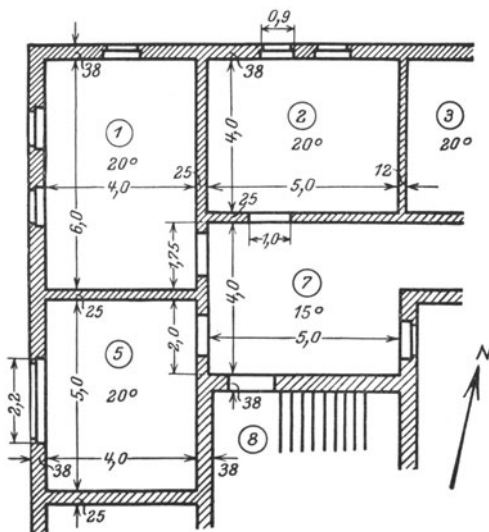


Abb. 196. Grundriß zu Beispiel 1.

**Beispiel 1.** Für die Räume 1 und 2 des in Abb. 196 dargestellten Grundrisses ist der Wärmebedarf zu ermitteln. Hierbei ist von nachstehenden Annahmen auszugehen:

Über den dargestellten Räumen liegen Lagerräume mit  $+10^{\circ}\text{C}$  Raumtemperatur, unter den Räumen befindet sich das Kellergeschoß.

Bauliche Annahmen:

Geschoßhöhe 3,8 m.

Deckenstärke 0,3 m.

Fenster- und Türhöhe 2,0 m.

Außen- und Innenwände: Ziegelmauerwerk, beiderseits verputzt (Zahlentafel 8/I).

Überall Doppelfenster (Zahlentafel 8/V).

Decke und Fußboden (Zahlentafel 8/IV).

Es wird angenommen, daß für die Nordseite mit ungünstigen Windverhältnissen (Fall a) zu rechnen ist.

Bezüglich der Betriebsunterbrechung wird nur Betriebseinschränkung bei Nacht angenommen. (Betriebsweise I.)

Alles andere, auch die Lage nach den Himmelsrichtungen, geht aus Abb. 196 hervor.  
Die Lösung der Aufgabe ist nachstehend mit Benützung des Vordruckes durchgeführt.

Berechnung des Wärmebedarfes.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Bezeichnung	Himmelsrichtung	Wandstärke	Wärmedurchgangszahl	Temperaturunterschied	Länge	Höhe und Breite	Fläche	Anzahl	Abzug	In Rechnung gestellt	Temperaturunterschied × Wärmedurchgangszahl	Wärmeverlust	Zuschläge				Zuschlagsfaktor	Wärmebedarf	Bemerkung
													Himmelsrichtung	mehrfache Außenflächen	Windangriff	Betriebsunterbrechung			
		cm	$\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$	$^\circ\text{C}$	m	m	m <sup>2</sup>		m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	$\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	vH	vH	vH	vH		$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	
1. Wohnzimmer 20° C, I = 84,0 m <sup>3</sup> .																			
DF	N	—	3,5	35	0,9	2,0	1,8	1	—	1,8	122,5	220	10	25	—	—	1,60	352	Z.-T. 8/V
AW	N	38	1,34	35	4,0	3,8	15,2	1	1,8	13,4	46,9	628	10	5	5	15	1,35	848	Z.-T. 8/I
DF	W	—	3,5	35	0,9	2,0	1,8	2	—	3,6	122,5	441	5	25	—	—	1,30	573	
AW	W	38	1,34	35	6,0	3,8	22,8	1	3,6	19,2	46,9	900	5	5	—	15	1,25	1125	
IT	—	—	3	5	1,0	2,0	2,0	1	—	2,0	15,0	30	—	—	—	—	1,00	30	Z.-T. 8/V
IW	—	25	1,33	5	1,75	3,8	6,7	1	2,0	4,7	6,7	31	—	—	—	15	1,15	36	
FB	—	—	0,53	15	6,0	4,0	24,0	1	—	24,0	8,0	192	—	—	—	2	1,02	196	Z.-T. 8/IV
D	—	—	0,58	10	6,0	4,0	24,0	1	—	24,0	5,8	139	—	—	—	2	1,02	142	
																		3302	
2. Schlafzimmer 20° C, I = 70,0 m <sup>3</sup> .																			
DF	N	—	3,5	35	0,9	2,0	1,8	2	—	3,6	122,5	441	10	—	25	—	1,35	595	
AW	N	38	1,34	35	5,0	3,8	19,0	1	3,6	15,4	46,9	722	10	—	5	15	1,30	938	
IT	—	—	3	5	1,0	2,0	2,0	1	—	2,0	15,0	30	—	—	—	—	1,00	30	
IW	—	25	1,33	5	5,0	3,8	19,0	1	2,0	17,0	6,7	114	—	—	—	15	1,15	131	
FB	—	—	0,53	15	5,0	4,0	20,0	1	—	20,0	8,0	160	—	—	—	2	1,02	163	
D	—	—	0,58	10	5,0	4,0	20,2	1	—	20,0	5,8	116	—	—	—	2	1,02	118	
																		1975	

## II. Berechnung von Heizflächen.

### A. Allgemeines.

Ähnlich wie bei dem Wärmedurchgang durch Gebäudewände handelt es sich auch bei Heizflächen um einen Vorgang des Wärmedurchganges, nur liegen hier auf beiden Seiten der Wand keine luftgefüllten Räume, sondern Wasser-, Gas- oder Dampfströme.

Auch hier gilt die Hauptgleichung für den Wärmedurchgang, in der wir aber jetzt statt  $t_i$  und  $t_a$  die Bezeichnungen  $t_1$  und  $t_2$  setzen wollen. Dabei kennzeichnet der Zeiger „1“ stets die heißere, der Zeiger „2“ stets die kältere Flüssigkeit. Es ist also

$$Q_h = k \cdot F \cdot (t_1 - t_2)$$

und

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Es sei darauf aufmerksam gemacht, daß hier selbst bei ganz dünnen Wänden, z. B. Blechen, die Dicke  $\delta$  der Wand in Metern einzusetzen ist. Die Wärmeleitfähigkeit der Wand kann man annehmen:

bei Eisen zu etwa . . . . .	50 kcal/m · h · °C
„ Aluminium zu etwa . . . . .	175 „ „ „
„ Kupfer zu etwa . . . . .	300 „ „ „

Die Wärmeübergangszahlen  $\alpha$  schwanken innerhalb sehr weiter Grenzen; als erster und ganz ungefährender Anhalt kann gelten

bei sog. ruhender Luft . . . . .	3 bis	30
„ bewegter Luft . . . . .	10 „	500
„ bewegten, nicht siedenden Flüssigkeiten . . .	200 „	5000
„ siedenden Flüssigkeiten . . . . .	4000 „	6000
„ kondensierenden Dämpfen . . . . .	7000 „	12000

Die Grundgleichung des Wärmedurchganges dürfte strenggenommen nur auf ein Flächenelement  $dF$  angewandt werden, da sich im allgemeinen durch den Wärmeaustausch die Temperaturen der beiden strömenden Flüssigkeiten bzw. Gase längs der Trennungswand ändern. Von diesem Flächenelement  $dF$  müßte man durch Integration auf die ganze Heizfläche übergehen. Man kann diese Integration vermeiden, indem man zwar mit der ganzen Fläche  $F$  rechnet, dafür aber eine mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta_m$  einführt, also setzt:

$$Q_h = k \cdot F \cdot \Delta_m.$$

Über die Ermittlung dieser Temperaturdifferenz  $\Delta_m$  aus den Eintrittstemperaturen  $t_{1E}$  und  $t_{2E}$  und den Austrittstemperaturen  $t_{1A}$  und  $t_{2A}$  wird bei den einzelnen Aufgaben gesprochen werden.

## B. Berechnung von Raumheizkörpern.

### 1. Allgemeines über Raumheizkörper.

Bei Raumheizkörpern kann strenggenommen für die Raumluft von einer gerichteten regelmäßigen Strömung nicht gesprochen werden. Es haben deshalb auch die Begriffe Ein- und Austrittstemperatur der Luft keinen praktischen Wert, und man rechnet statt mit den Temperaturen  $t_{2E}$  und  $t_{2A}$  mit der mittleren Raumtemperatur  $t_R$ , die man in 1,5 m Höhe über Fußboden mißt.

Die Wärmedurchgangszahlen  $k$  für Heizkörper werden im allgemeinen nicht aus den einzelnen Teilwiderständen errechnet, sondern durch direkte Versuche ermittelt.

Die Zahlentafel 10 (S. 265) gibt die Werte der Wärmedurchgangszahlen für gußeiserne und schmiedeeiserne Radiatoren nach DIN 4720 und 4722.

Für verkleidete Heizkörper vermindert sich der Wärmedurchgang um 10 bis 30 vH je nach Art der Verkleidung. Es ist erforderlich, vor Beginn der Rechnung zu klären, welche Heizkörper Verkleidungen erhalten sollen und welche Art der Verkleidung gewählt werden soll.

### 2. Heizkörper für Dampfheizungen.

Bei Dampfheizkörpern kann man nicht nur an der Außenseite mit einer einheitlichen Luft- und Raumtemperatur  $t_R$  rechnen, sondern auch an der Innenseite mit einer einheitlichen Innentemperatur, nämlich mit der zum Dampfdruck gehörigen Sättigungstemperatur. Man setze also  $t_{1E} = t_{1A} = t_D$ . Da in den  $k$ -Werten die Wärmeübergangszahl an die Raumluft enthalten ist und diese mit der Heizflächentemperatur etwas steigt, so sind auch die  $k$ -Werte etwas mit der Dampftemperatur veränderlich. Die  $k$ -Werte der Zahlentafel 11 für Niederdruckdampfheizkörper sind bei einem Unterschied von 80° C zwischen mittlerer Dampftemperatur (100° C) und Raumtemperatur (20° C) ermittelt.

Aus der Gleichung

$$Q_h = k \cdot F_D \cdot (t_D - t_R)$$

folgt

$$F_D = \frac{Q_h}{k \cdot (t_D - t_R)}.$$

**Beispiel 2.** Für eine Niederdruckdampfheizung ist ein Radiator von 150 mm Tiefe mit 2000 kcal stündlicher Wärmeabgabe zu berechnen. Der Heizkörper soll vor einer Fensterbrüstung mit 850 mm Höhe stehen. Ferner ist angenommen: keine Verkleidung, kein Fensterbrett, Raumtemperatur 20° C.

**Lösung.** Aus den vorgegebenen Maßen errechnet sich nach DIN 4720 der zugehörige Nabenabstand zu 600 mm.

Nach Zahlentafel 10 gehört zu dieser Bauhöhe eine Wärmedurchgangszahl von  $k = 8,1$ .

Die Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Raumluft ist  $100 - 20 = 80^\circ \text{C}$ .

Nach S. 128 ist dann die erforderliche Heizfläche

$$F = \frac{2000}{8,1 \cdot 80} = 3,1 \text{ m}^2.$$

Heizfläche eines Gliedes:  $0,23 \text{ m}^2$  (nach Firmenkatalog).

Zahl der Glieder:  $3,1 : 0,23 = 14$  Glieder.

Baulänge eines Gliedes: 50 mm (nach Firmenkatalog).

Länge des Heizkörpers:  $14 \cdot 50 = 700 \text{ mm}$ .

### 3. Heizkörper für Warmwasserheizungen.

Die mittlere Wassertemperatur kann man mit genügender Annäherung gleich dem arithmetischen Mittel aus der Wassereintrittstemperatur  $t_E$  und der Wasseraustrittstemperatur  $t_A$  setzen.

Die Wassereintrittstemperatur  $t_E$  ist nach den „Regeln“ mit  $90^\circ \text{C}$  anzunehmen.

Für die Wahl der Austrittstemperatur  $t_A$  ist folgende Überlegung maßgebend: Die Wärmeleistung der Heizkörper läßt sich auf zweifache Weise durch eine Gleichung festsetzen. Sie errechnet sich einmal aus dem stündlichen Wassergewicht  $G_h$  und aus der Temperaturabsenkung ( $t_E - t_A$ ) des Wassers zu:

$$Q_h = G_h \cdot c \cdot (t_E - t_A).$$

Ein zweites Mal ist sie aus der Wärmedurchgangsgleichung

$$Q_h = k \cdot F \cdot \left( \frac{t_E + t_A}{2} - t_R \right)$$

zu errechnen.

Wählt man nun einen sehr hohen Wert der Austrittstemperatur, so ergibt sich aus der zweiten Gleichung eine hohe mittlere Wassertemperatur, dadurch eine große Temperaturdifferenz zwischen innen und außen und damit bei einer bestimmten Wärmeleistung ein kleiner Wert  $F$ , also ein billiger Heizkörper. Eine hohe Austrittstemperatur bedeutet aber andererseits eine geringe Temperaturabsenkung des Wassers und damit — zufolge der ersten Gleichung — eine große Wassermenge. Man erhält also ein teures Rohrnetz.

Umgekehrt führt ein niedriger Wert der Austrittstemperatur auf teure Heizkörper und billige Rohrnetze.

Man wird darum bei weitverzweigten Anlagen — lange Rohrstrecken und wenig Heizkörper — die Temperaturabsenkung sehr groß wählen und umgekehrt bei dichtgedrängten Anlagen — kurze Rohrstrecken und viel Heizkörper — die Temperaturabsenkung sehr klein wählen. Als Mittelwert kann eine Absenkung um  $20^\circ \text{C}$  gelten.

Die  $k$ -Werte der Zahlentafel 10 sind bei einem Unterschied von etwa  $60^\circ \text{C}$  zwischen mittlerer Heizkörpertemperatur und Raumtemperatur gefunden.

**Beispiel 3.** Für eine Warmwasserheizung ist ein Radiator von 150 mm Tiefe mit 2000 kcal stündlicher Wärmeabgabe zu berechnen. Die Raumverhältnisse in der Fensternische sind dieselben wie im Zahlenbeispiel oben.

**Lösung.** Zu einem Heizkörper mit 600 mm Nabenabstand gehört nach Zahlentafel 10 für Warmwasser eine Wärmedurchgangszahl von etwa  $k = 7,2$ .

Die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Wasser und Raumluft errechnet sich unter Annahme einer Vorlauftemperatur von  $90^\circ \text{C}$  und einer Rücklauftemperatur von  $70^\circ \text{C}$  zu

$$\frac{90 + 70}{2} - 20 = 60^\circ \text{C}.$$

Nach S. 129 ist dann die erforderliche Heizfläche

$$F = \frac{2000}{7,1 \cdot 60} = 4,7 \text{ m}^2.$$

Heizfläche eines Gliedes = 0,23 m<sup>2</sup> (nach Firmenkatalog).

Zahl der Glieder =  $\frac{4,7}{0,23} = 20$ .

Baulänge eines Gliedes: 50 mm (nach Firmenkatalog).

Länge des Heizkörpers: 20 · 50 = 1000 mm.

### C. Berechnung von Wärmeaustauschapparaten.

Bei den Wärmeaustauschapparaten im engeren Sinne ändern sich häufig die Temperaturen einer oder beider Flüssigkeiten längs der Heizflächen in solchem Betrage, daß zur Berechnung der mittleren Temperaturdifferenz nicht mehr wie bei den Warmwasserheizkörpern der Begriff des arithmetischen Mittels benutzt werden darf, sondern eine genauere Rechnung erforderlich ist.

Wir kennzeichnen in den Gleichungen

- die heißere Flüssigkeit mit dem Zeiger 1,
- „ kältere Flüssigkeit „ „ „ 2,
- „ Eintrittstemperatur „ „ „ E,
- „ Austrittstemperatur „ „ „ A

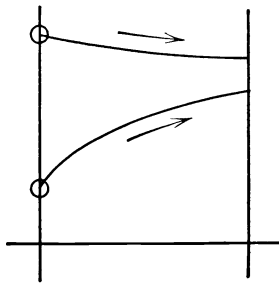


Abb. 197a.  
Gleichstrom  $G_1 c_1 > G_2 c_2$ .

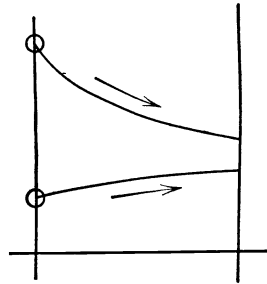


Abb. 197b.  
Gleichstrom  $G_1 c_1 < G_2 c_2$ .

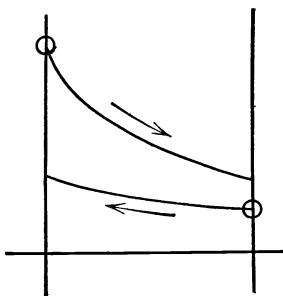


Abb. 197c.  
Gegenstrom  $G_1 c_1 < G_2 c_2$ .

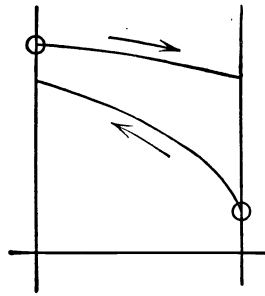


Abb. 197d.  
Gegenstrom  $G_1 c_1 > G_2 c_2$ .

und bezeichnen mit  $G_1$  und  $G_2$  die stündlichen Flüssigkeitsgewichte und mit  $c_1$  und  $c_2$  die spezifischen Wärmen beider Flüssigkeiten.

Aus der Temperaturabsenkung jeder Flüssigkeit lassen sich dann zwei Gleichungen für die ausgetauschte Wärme aufstellen. Man erhält:

$$\left. \begin{aligned} Q_h &= G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1E} - t_{1A}) \\ Q_h &= G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2A} - t_{2E}). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Das Produkt  $Gc$  nennt man auch den Wasserwert; man vergleicht durch diesen Begriff die gegebene Flüssigkeitsmenge mit jener Wassermenge, welche zur gleichen Temperaturerhöhung die gleiche Wärmemenge erfordert.

Durch Zusammenfassung der letzten beiden Gleichungen ergibt sich

$$\frac{t_{1E} - t_{1A}}{t_{2A} - t_{2E}} = \frac{G_2 \cdot c_2}{G_1 \cdot c_1}, \quad (3a)$$

und daraus folgt erstens, daß sich die

Temperaturabsenkungen beider Flüssigkeiten umgekehrt wie die Wasserwerte verhalten, und zweitens, daß bei der Formulierung einer Aufgabe von den sechs maßgebenden Größen, nämlich den vier Temperaturen und den zwei Gewichten, nur fünf willkürlich gewählt werden dürfen. Die sechste Größe ist aus Gleichung (3a) zu ermitteln. Meist wird diese sechste Größe eine der beiden Austrittstemperaturen oder eines der beiden Flüssigkeitsgewichte sein.

Außer den vier Haupttemperaturen  $t_{1E}$ ,  $t_{1A}$ ,  $t_{2E}$ ,  $t_{2A}$  interessiert in vielen Fällen auch der Verlauf der Flüssigkeitstemperaturen längs der Wand. Dieser

Verlauf der Temperaturen ist wesentlich verschieden, je nachdem Gleichstrom oder Gegenstrom angenommen ist und je nachdem der Wasserwert der wärmeren oder derjenige der kälteren Flüssigkeit größer ist. Die Abb. 197 a—d geben ein ungefähres Bild der vier Möglichkeiten.

Aus den vier Haupttemperaturen läßt sich der mittlere Temperaturunterschied  $\Delta_m$  beider Flüssigkeiten errechnen.

Man trägt diese vier Temperaturen gemäß Abb. 198 in ein Schaubild ein, wobei man nur zu beachten hat, ob Gleich- oder Gegenstrom vorliegt. Nun sieht man nach, auf welcher Seite der Unterschied zwischen den Temperaturen beider Flüssigkeiten

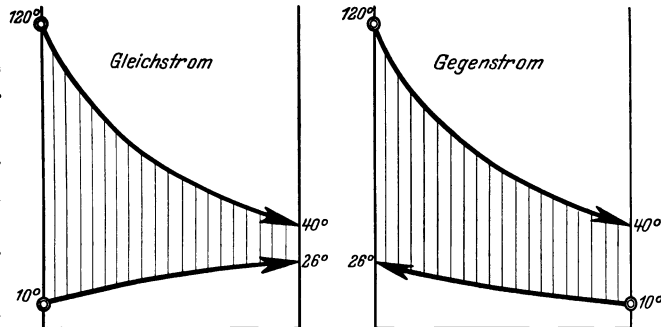


Abb. 198. Temperaturverlauf bei Gleich- und Gegenstrom.

klein und auf welcher Seite er groß ist, und bezeichnet diese Unterschiede demgemäß mit  $\Delta_k$  und  $\Delta_g$ . Nach einer Gleichung, die in ihrer ursprünglichen Form schon von Grashof stammt, ist dann der mittlere Temperaturunterschied

$$\Delta_m = \Delta_g \cdot \frac{1 - \frac{\Delta_k}{\Delta_g}}{\ln \frac{\Delta_g}{\Delta_k}} = \Delta_g \cdot f\left(\frac{\Delta_k}{\Delta_g}\right). \quad (4)$$

Der Verlauf dieser Funktion ist in Abb. 199 wiedergegeben.

Sind die Temperaturänderungen beider Flüssigkeiten nicht allzu groß, so kann  $\Delta_m$  auch näherungsweise wie folgt bestimmt werden. Man bildet für jede Flüssigkeit das arithmetische Mittel aus Eintritts- und Austrittstemperatur und setzt  $\Delta_m$  gleich dem Unterschied dieser arithmetischen Mittel. Also ist angenähert

$$\Delta_m = \frac{t_{1E} + t_{1A}}{2} - \frac{t_{2E} + t_{2A}}{2}. \quad (5)$$

Der Näherungswert für  $\frac{\Delta_m}{\Delta_g}$ , der dieser Gleichung entspricht, ist in Abb. 199 durch die gestrichelte Gerade dargestellt. Man sieht aus dieser Abbildung, daß der Näherungswert von dem genauen Wert nicht allzusehr abweicht, solange das Verhältnis  $\Delta_k:\Delta_g$  nicht viel kleiner ist als 0,5.

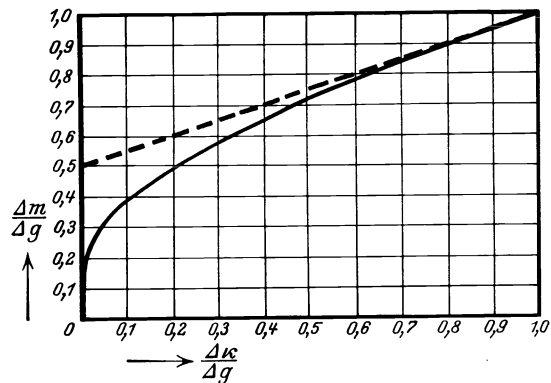


Abb. 199. Abbildung der Gleichung (4).

**Beispiel 4.** In einem Wärmeaustauschapparat sollen stündlich  $2,5 \text{ m}^3$  einer heißen Flüssigkeit vom spez. Gewicht  $\gamma_1 = 1100 \text{ [kg/m}^3\text{]}$  und der spez. Wärme  $0,727 \text{ [kcal/kg} \cdot \text{°C]}$  von  $120^\circ \text{C}$  auf  $40^\circ \text{C}$  gekühlt werden. Zur Kühlung stehen stündlich  $10 \text{ m}^3$  Wasser von  $10^\circ \text{C}$  zur Verfügung. — Es sind die rechnerischen Grundlagen zur Konstruktion des Wärmeaustauschapparates zu ermitteln.

1. Bestimmung der noch fehlenden vierten Temperatur (Austrittstemperatur des Kühlwassers): Die Wärme, welche die heiße Flüssigkeit abgibt, ist

$$Q_1 = 2,5 \cdot 1100 \cdot 0,727 \cdot (120 - 40) = 160000 \text{ kcal/h.}$$

Die Wärme, welche das Kühlwasser aufnimmt, ist

$$Q_2 = 10 \cdot 1000 \cdot 1,0 \cdot (t_{2A} - 10).$$

Da  $Q_2 = Q_1$  sein muß, errechnet sich die Austrittstemperatur des Kühlwassers zu

$$t_{2A} = 10 + \frac{160000}{10000} = 26^\circ \text{C.}$$

2. Bestimmung der mittleren Temperaturdifferenz  $\Delta_m$ : Durch Herstellung einer Zeichnung gemäß Abb. 198 oder auch nur durch eine kurze Überlegung findet man für Gegenstrom

$$\Delta_k = 30^\circ \text{ C} \quad \text{und} \quad \Delta_g = 94^\circ \text{ C}.$$

Daraus

$$\frac{\Delta_k}{\Delta_g} = \frac{30}{94} = 0,32$$

und aus Abb. 199

$$\frac{\Delta_m}{\Delta_g} = 0,60.$$

Endlich ergibt sich:

$$\Delta_m = \Delta_g \cdot 0,60 = 56,5^\circ \text{ C}.$$

3. Bestimmung der Heizfläche: Unter Annahme eines Erfahrungswertes für die Wärmedurchgangszahl, z. B.  $k=1000$ , ergibt sich aus der Gleichung

$$Q_h = k \cdot F \cdot \Delta_m$$

die Heizfläche zu

$$F = \frac{Q_h}{k \cdot \Delta_m} = \frac{160000}{1000 \cdot 56,5} = 2,8 \text{ m}^2.$$

### D. Berechnung der Kesselheizfläche.

Bei der Übertragung der Wärme aus der glühenden Koksschicht oder den Heizgasen nach der Wasserfüllung handelt es sich ebenfalls um einen Vorgang des Wärmedurchganges, so daß auch hier die Grundgleichung des Wärmedurchganges angewandt werden könnte. Aus Zweckmäßigkeitsgründen sieht man jedoch von diesem Rechenverfahren ab und rechnet direkt mit der Wärmelieferung je  $\text{m}^2$  Kesselheizfläche, die man die Heizflächenbelastung  $K$  nennt. Diese Größe ist von der Dimension  $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$  und ist ein reiner Erfahrungswert. Steigert man bei einer Anlage die Belastung über einen bestimmten Wert hinaus, so nimmt der Wirkungsgrad des Kessels sehr rasch ab.

Wirtschaftlich günstige Werte für den Dauerbetrieb gibt die nachstehende Zahlentafel, welche den Regeln DIN 4701 entnommen ist.

	Für Wasser		Für Dampf	
	Koks	Braunkohlenbriketts <sup>1</sup>	Koks	Braunkohlenbriketts <sup>1</sup>
1. Glieder- und schmiedeeiserne Kleinkessel				
a) ohne Züge . . . . .	12000	10000	10000	8000
b) mit Zügen . . . . .	8000	7000	7000	6000
	Koks oder Steinkohle	Braunkohle oder Braunkohlenbriketts <sup>1</sup>	Koks oder Steinkohle	Braunkohle oder Braunkohlenbriketts <sup>1</sup>
2. Flammrohr und Sattelkessel				
a) ohne Heizrohre . . . . .	8000	7000	7500	6500
b) mit Heizrohren . . . . .	7000	6000	6500	5800
3. Heizrohrkessel (Wasser umspült die Rohre außen)				
Verhältnis von Rost- zu Heizfläche etwa 1 : 30	7000	6000	6500	5800
4. Wasserrohrkessel (Wasser durchströmt die Rohre innen)				
Verhältnis von Rost- zu Heizfläche etwa 1 : 30	7000	6000	6500	5800

Als Heizfläche wird im allgemeinen die gesamte feuerberührte Kesselfläche gerechnet. Eine Ausnahme machen die eingemauerten schmiedeeisernen Dampfkessel, bei welchen die dampfberührte Heizfläche nicht mitgerechnet wird.

<sup>1</sup> Die Werte gelten als Richtlinien. Bei Sonderausführungen von Kesseln können höhere Heizflächenbelastungen zugrunde gelegt werden. (Zusatz lt. Beschluß des Fachnormenausschusses für Heizungen vom 10. Sept. 1929).

Die Wärmeleistung, welche vom Kessel verlangt wird, setzt sich zusammen aus dem stündlichen Wärmebedarf des Gebäudes, wie ihn der normale Rechnungsgang ergibt, also mit Anheizzuschlägen, dann aus dem stündlichen Wärmeverlust des Kessels und der Rohrleitungen im Beharrungszustand und ferner dem Wärmeaufwand für das Anwärmen der Eisen- und Wassermassen der Heizungsanlage nach Betriebsunterbrechungen. Dieser letztere Betrag wird jedoch nur berücksichtigt, wenn auch bei großer Kälte der Betrieb täglich unterbrochen wird.

Der Wärmeverlust der Rohrleitungen und der Wärmeaufwand für das Hochheizen des ganzen Systems muß bei sehr großen Anlagen (Fernheizungen) rechnerisch ermittelt werden. Bei den gewöhnlichen Gebäudeheizungen genügt es aber, diese Werte als Prozentsätze auf den Wärmebedarf des Gebäudes in Rechnung zu stellen.

Die erforderliche Kesselheizfläche ergibt sich dann nach der Gleichung

$$F = \frac{Q}{K} \cdot (1 + a + b),$$

hierin ist

- $F$  die Kesselheizfläche in  $m^2$ ,
- $Q$  der Wärmebedarf des Gebäudes in kcal/h,
- $K$  die Heizflächenbelastung in kcal/ $m^2 \cdot h$ ,
- $a$  eine Zuschlaggröße für die Wärmeverluste des Kessels und der Rohrleitungen,
- $b$  eine Zuschlaggröße für das Anwärmen der Eisen- und Wassermassen der Anlage nach Betriebsunterbrechungen.

Bei Heizungen ohne Fernleitung ist die Zuschlaggröße  $a$  für die Wärmeverluste von Kessel und Rohrleitungen wie folgt einzusetzen:

- Für Anlagen, bei welchen die Rohrleitungen geschützt liegen, Steigestränge an den Innenwänden, Verteilungsleitungen mit Wärmeschutz in warmen Räumen . . . . .  $a = 0,05$
- Für Anlagen, bei welchen die Rohrleitungen weniger geschützt liegen, Steigestränge an den Außenwänden, Verteilungsleitungen mit Wärmeschutz in kalten Räumen . . . . .  $a = 0,10$
- Für Anlagen, die besonders ungünstig liegende und weit verzweigte Rohrleitungen, Steigestränge in Mauerschlitzten der Außenwände, Verteilungsleitungen mit Wärmeschutz im kalten Dachgeschoß besitzen  $a = 0,15$
- Für Fernleitungen sind die Wärmeverluste gesondert zu berechnen.

Die Zuschlaggröße  $b$  für das Anwärmen der Eisen- und Wassermassen der Heizungsanlage nach Betriebsunterbrechungen ist nur zu berücksichtigen, wenn auch bei großer Kälte der Betrieb täglich unterbrochen wird (Betriebsweise II und III, vgl. S. 126). Sie beträgt

- bei Warmwasserheizungen . . . . .  $b = 0,20$
- bei Dampfheizungen . . . . .  $b = 0,10$

Die Zuschlaggröße  $b$  braucht nicht berücksichtigt zu werden, wenn Aushilfskessel vorgesehen sind.

### III. Berechnungen von Rohrisolierungen<sup>1</sup>.

#### A. Die wirtschaftliche Isolierstärke.

Der Wärmeverlust eines isolierten Rohres nimmt bekanntlich mit zunehmender Isolierdicke ab. Aus Abb. 200a, welche in der Kurve „a“ den Zusammenhang zwischen Isolierstärke und Wärmeverlust zeigt, erkennt man, daß schon sehr dünne Isolierschichten eine beträchtliche Verminderung der Wärme-

<sup>1</sup> Cammerer, J. S.: Der Wärme- und Kälteschutz in der Industrie. 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1938.



verluste gegenüber dem nackten Rohr bewirken, daß aber mit zunehmender Schichtdicke die Verminderungen des Verlustes immer kleiner werden. Andererseits zeigt die Kurve *b* der gleichen Abbildung, daß mit zunehmender Isolierstärke das Volumen der Isolierung, damit das Gewicht und damit näherungsweise auch der Preis der Iso-

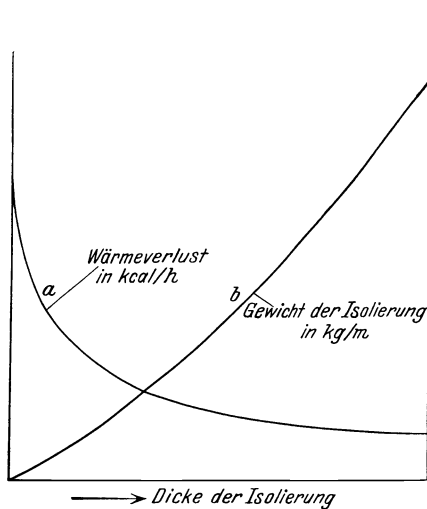


Abb. 200a.

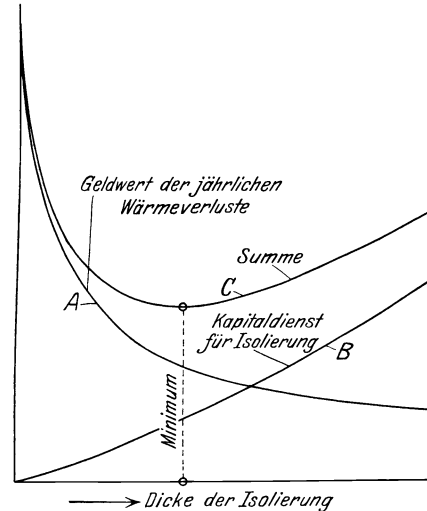


Abb. 200b.

Abb. 200a u. b. Zu: Wirtschaftliche Isolierstärke.

lierung sehr rasch ansteigt. Es wird also bald eine Grenze erreicht sein, bei der eine weitere Vermehrung der Isolierdicke nicht mehr zweckmäßig ist. Das Kennzeichen dieser Grenze, also der „wirtschaftlichsten Isolierstärke“, ergibt sich aus folgender Überlegung, die erstmalig von Gerbel und von Hottinger veröffentlicht wurde.

Aus den stündlichen Wärmeverlusten der Leitung errechnet sich der Geldwert der jährlichen Wärmeverluste durch Berücksichtigung der jährlichen Betriebsstunden-

zahl und der Selbstkosten der Wärme (bezogen auf eine Million kcal). Wie dieser Wert sich mit der Stärke der Isolierung vermindert, zeigt die Kurve *A* in Abb. 200b, welche der Kurve *a* in Abb. 200a ähnlich ist. Die zweite Kurve *B* in Abb. 200b stellt den jährlichen Kapitaldienst für die Isolierung dar, der sich aus dem Preis der

Wirtschaftlichste Isolierstärken.

Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft			
50° C		100° C	
Lichter Rohrdurchmesser in mm	Wirtschaftliche Isolierstärke in mm	Lichter Rohrdurchmesser in mm	Wirtschaftliche Isolierstärke in mm
10 bis 30	20	10 bis 20	20
30 „ 70	30	20 „ 30	30
		30 „ 45	40
		45 „ 70	50
70 „ 100	40	70 „ 100	60
Ebene Wand	50	Ebene Wand	80

Isolierung, einer angenommenen Lebensdauer und einer angenommenen Verzinsungsquote ermittelt. Die Summe aus beiden Kurven, die Kurve *C*, stellt die gesamte Aufwendung für die Wärmeverluste und Kapitaldienst dar. Sie zeigt bei irgendeiner Isolierstärke ein Minimum, und dies ist die wirtschaftlichste Isolierstärke.

Die rechnerische Durchführung des oben angedeuteten Gedankens ist eine ziemlich zeitraubende Arbeit, da im allgemeinen nicht nur verschiedene Isolierstärken, sondern auch verschiedene Isolierstoffe und oft auch noch verschiedene Rohrdurchmesser zur Wahl stehen. Sie wird deshalb nur bei sehr großen Leitungen, z. B. Fernleitungen, durchgeführt. Für die Isolierung von Leitungen bei Heizungsanlagen sind eine ganze Reihe von vereinfachenden Annahmen zulässig, und dadurch vereinfachen

sich auch die Zusammenhänge so weit, daß sie sich in einer einzigen Tabelle darstellen lassen (s. vorstehende Zahlentafel).

Diese Zahlentafel, welche von Cammerer stammt, ist unter der Annahme errechnet, daß die Leitung im Inneren von Gebäuden liegt, also keinem Windanfall und Regen ausgesetzt ist. Bei Aufstellung der Tabelle sind ferner zugrunde gelegt: eine jährliche Benutzungsdauer von 4800 Stunden, ein Wärmepreis von 10 M. für die Million kcal und eine jährliche Verzinsungs- und Amortisationsquote von 15 bis 20 vH.

## B. Berechnung der Wärmeverluste.

Da die Wärme vom strömenden Wärmeträger zuerst an die innere Fläche der Rohrwandung übergehen muß, dann nacheinander die Rohrwandung und die Isolierung durchsetzen und endlich von der Außenseite der Isolierung an die Raumluft übertreten muß, so handelt es sich hierbei um einen Vorgang des Wärmedurchganges. Die Gleichung für den Wärmedurchgang durch ein Rohr ist von ähnlicher Bauart wie die Gleichung des Wärmedurchganges durch eine ebene Wand; sie lautet nämlich:

$$Q_h = k_{\text{Rohr}} \cdot L \cdot (t_i - t_a). \quad (6)$$

Der Unterschied gegenüber der Wärmedurchgangsgleichung für ebene Wände ist vor allem der, daß sich diese Gleichung nicht auf eine Fläche, sondern auf eine Länge, nämlich die Länge des Rohres, bezieht, und daß die Wärmedurchgangszahl  $k_{\text{Rohr}}$  eine etwas andere Form erhält als die Wärmedurchgangszahl  $k$  bei ebener Wand. Zwar gilt auch hier der Satz, daß sich der gesamte Wärmedurchgangswiderstand aus den einzelnen Teilwiderständen zusammensetzt, aber für diese Teilwiderstände gelten andere Werte. Es ist nämlich

$$k_{\text{Rohr}} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_E} \cdot \ln \frac{d_m}{d_i} + \frac{1}{2\lambda_J} \cdot \ln \frac{d_a}{d_m} + \frac{1}{\alpha_a d_a}}, \quad (6a)$$

darin bedeuten:

$\lambda_E$  die Wärmeleitfähigkeit des Eisens,

$\lambda_J$  die Wärmeleitfähigkeit der Isolierung,

$d_i$  den Innendurchmesser des Rohres,

$d_m$  den Außendurchmesser des Rohres, zugleich den Innendurchmesser der Isolierung,

$d_a$  den Außendurchmesser der Isolierung.

In der Praxis sind eine Reihe von Vereinfachungen zulässig, die am besten an Hand eines Zahlenbeispiels zu erläutern sind.

Wir berechnen die Wärmedurchgangszahl für ein Rohr von 82,5 mm innerem Durchmesser und 89 mm Außendurchmesser mit 50 mm Isolierschichtauflage von einer Wärmeleitfähigkeit 0,10. Im Inneren des Rohres strömt heißes Wasser von 90° C. Dabei sei  $\alpha_i = 1000$  und  $\alpha_a = 7$  gesetzt:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\alpha_i d_i} &= \frac{1}{1000 \cdot 0,0825} = 0,012 \\ \frac{1}{2\lambda_E} \cdot \ln \frac{d_m}{d_i} &= \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{89}{82,5} = 0,001 \\ \frac{1}{2\lambda_J} \cdot \ln \frac{d_a}{d_m} &= \frac{1}{2 \cdot 0,10} \cdot \ln \frac{189}{89} = 3,765 \\ \frac{1}{\alpha_a d_a} &= \frac{1}{7 \cdot 0,189} = 0,756 \\ \hline \text{Summe} &= 4,53 \\ k_{\text{Rohr}} &= \frac{\pi}{4,53} = 0,69. \end{aligned}$$

Diese Rechnung zeigt, daß von den vier Teilwiderständen des Wärmedurchganges die ersten beiden, nämlich der Wärmeübergangswiderstand an der Innenseite und der Wärmeleitwiderstand der Eisenwandung, ganz bedeutungslos sind, und daß sich der ganze Wärmedurchgangswiderstand zu 83 vH auf die Rohrisolierung und zu 17 vH auf den äußeren Wärmeübergangswiderstand verteilt. Man kann deshalb mit großer Annäherung für die Wärmedurchgangszahl den Ausdruck setzen

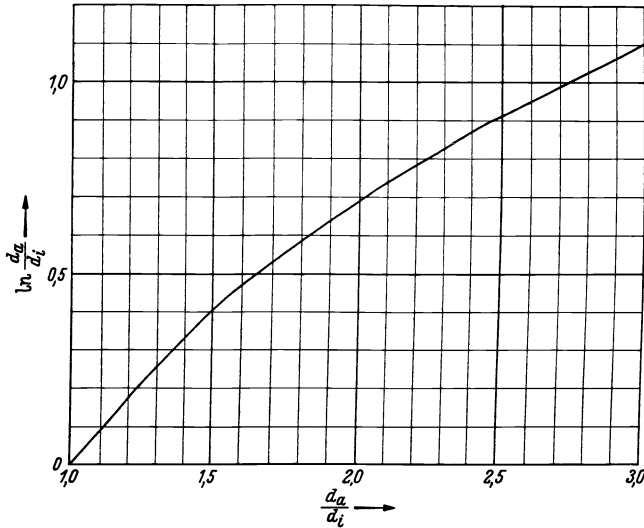


Abb. 201.

$$k_{\text{Rohr}} = \frac{\pi}{\frac{1}{2\lambda_J} \cdot \ln \frac{d_a}{d_m} + \frac{1}{\alpha_a \cdot d_a}} \quad (6b)$$

Da  $\alpha_a$  sehr wenig veränderlich ist (im Inneren von Gebäuden etwa = 7), so hängt für ein gegebenes Rohr die Wärmedurchgangszahl nur mehr von der Wärmeleitzahl  $\lambda_J$  und der Isolierstärke ab. Die natürlichen Logarithmen sind aus nebenstehender Kurve abzulesen.

In die Leitung eingebaute Formstücke werden dadurch berücksichtigt, daß man sie in ihrem Wärmeverlust gleich einer bestimmten Länge isolierten Rohres setzt und sich die Rohrstrecke um diese Beträge verlängert denkt. Es gilt

1 nackter Flansch . . . . .	3 m	isoliertes Rohr
1 mit Flanschdecken isolierter Flansch	0,5 m	„ „
1 wie die Rohrleitung isolierter Flansch	0 m	„ „
1 nacktes Ventil . . . . .	5—7 m	„ „
1 isoliertes Ventil . . . . .	3 m	„ „
für Rohraufhängungen . . . . .	10 vH	der Gesamtlänge

**Beispiel 5.** Für eine Warmwasserheizung mit unterer Verteilung ist das Vorlaufrohr zu isolieren. Die Länge der Leitung ist 50 m. In dieser Leitung sind eingebaut: sechs Flanschenpaare mit Isolierkappen, zwei isolierte Ventile und drei isolierte T-Stücke. Außendurchmesser des Rohres = 95 mm, Wärmeleitzahl  $\lambda_J = 0,10$ .

1. Wie stark soll die Isolierung gewählt werden?
2. Wie groß ist bei 75° C Vorlauftemperatur der stündliche Wärmeverlust?
3. Wie groß ist ungefähr der Geldwert dieser Wärmeverluste während einer Heizperiode?

Zu 1. Der Temperaturunterschied zwischen Rohr und Luft ist etwa 50° C, also gehört nach der Zahlentafel auf S. 134 zu etwa 90 mm Rohrdurchmesser eine Isolierstärke von 40 mm.

Zu 2. Die Teilwiderstände sind:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2\lambda_J} \cdot \ln \frac{d_a}{d_m} &= \frac{1}{2 \cdot 0,1} \cdot \ln \frac{95 + 2 \cdot 40}{95} = \frac{1}{0,2} \cdot \ln 1,85 = 3,1 \\ \frac{1}{\alpha_a \cdot d_a} &= \frac{1}{7 \cdot 0,175} = \dots \dots \dots = 0,8 \\ \text{Summe} &\dots \dots \dots = 3,9 \\ k_R &= \frac{\pi}{3,9} = 0,80. \end{aligned}$$

Für die Rechnung ist die Rohrlänge wie folgt einzusetzen:

Tatsächliche Länge . . . . .	= 50 m
6 Flanschenpaare, bewertet mit je 0,5 m . . . . .	= 3 m
2 Ventile, bewertet mit je 3,0 m . . . . .	= 6 m
3 T-Stücke, bewertet mit je 1,0 m . . . . .	= 3 m
Aufhängung, bewertet mit 10 vH der Rohrlänge	= 5 m
	67 m

Der stündliche Wärmeverlust errechnet sich dann aus:

$$Q_h = k_{\text{Rohr}} \cdot L \cdot (t_i - t_a) = 0,80 \cdot 67 \cdot (75 - 20) = 2910 \text{ kcal/h.}$$

Wärmedurchgangszahlen isolierter Rohrleitungen<sup>1</sup>.

a) Verstärkte Gewinderohre.

Innendurchmesser in engl. Zoll	Durchmesser in mm	Wärmeleitfähigkeit in kcal m · h · °C	$k_{\text{Rohr}}$ in kcal/m · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von								
			20	30	40	50	60	70	80		
$\frac{1}{8}$	3,2/9	0,04	0,127	0,112							
		0,05	0,153	0,136							
		0,06	0,179	0,160							
		0,07	0,203	0,184							
		0,08	0,226	0,207							
		0,09	0,248	0,228							
		0,10	0,269	0,249							
		0,11	0,289	0,269							
		0,12	0,308	0,289							
		0,13	0,327	0,309							
		0,14	0,346	0,328							
		$\frac{1}{4}$	6,4/13	0,04	0,151	0,131					
				0,05	0,182	0,160					
				0,06	0,212	0,188					
0,07	0,239			0,214							
0,08	0,266			0,240							
0,09	0,291			0,265							
0,10	0,316			0,289							
0,11	0,341			0,311							
0,12	0,365			0,333							
0,13	0,387			0,355							
0,14	0,408			0,376							
$\frac{3}{8}$	9,5/16,5			0,04	0,170	0,146					
				0,05	0,204	0,178					
				0,06	0,238	0,209					
		0,07	0,268	0,238							
		0,08	0,298	0,267							
		0,09	0,326	0,293							
		0,10	0,353	0,319							
		0,11	0,378	0,344							
		0,12	0,402	0,369							
		0,13	0,425	0,393							
		0,14	0,448	0,417							
		$\frac{1}{2}$	12,7/20	0,04	0,190	0,161	0,143				
				0,05	0,228	0,196	0,176				
				0,06	0,265	0,230	0,208				
0,07	0,298			0,262	0,237						
0,08	0,331			0,293	0,266						
0,09	0,361			0,322	0,295						
0,10	0,390			0,350	0,323						
0,11	0,418			0,377	0,349						
0,12	0,446			0,404	0,375						
0,13	0,471			0,430	0,400						
0,14	0,495			0,455	0,425						
$\frac{5}{8}$	15,9/24			0,04	0,209	0,176	0,158				
				0,05	0,250	0,214	0,192				
				0,06	0,292	0,253	0,227				
		0,07	0,328	0,286	0,257						
		0,08	0,364	0,320	0,288						
		0,09	0,397	0,350	0,320						

<sup>1</sup> Tabelle von Cammerer.

Innen- durch- messer in engl. Zoll	Durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in kcal m · h · °C	$k_{\text{Rohr}}$ in kcal/m · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von						
			20	30	40	50	60	70	80
$\frac{5}{8}$	15,9/24	0,10	0,431	0,381	0,352				
		0,11	0,460	0,411	0,378				
		0,12	0,489	0,442	0,405				
		0,13	0,515	0,468	0,433				
		0,14	0,540	0,495	0,462				
$\frac{3}{4}$	19,1/26	0,04	0,219	0,184	0,164				
		0,05	0,263	0,224	0,199				
		0,06	0,307	0,264	0,235				
		0,07	0,343	0,298	0,267				
		0,08	0,380	0,332	0,300				
		0,09	0,416	0,365	0,333				
		0,10	0,452	0,398	0,367				
		0,11	0,481	0,429	0,393				
		0,12	0,510	0,461	0,420				
		0,13	0,540	0,488	0,450				
0,14	0,565	0,515	0,480						
$\frac{7}{8}$	22,2/30	0,04	0,240	0,199	0,178				
		0,05	0,287	0,242	0,215				
		0,06	0,334	0,286	0,252				
		0,07	0,374	0,323	0,287				
		0,08	0,414	0,360	0,323				
		0,09	0,453	0,395	0,358				
		0,10	0,492	0,430	0,393				
		0,11	0,525	0,465	0,422				
		0,12	0,558	0,500	0,452				
		0,13	0,585	0,525	0,483				
0,14	0,615	0,555	0,515						
1	25,4/33	0,04	0,256	0,212	0,188	0,167			
		0,05	0,306	0,256	0,227	0,204			
		0,06	0,356	0,301	0,266	0,242			
		0,07	0,398	0,340	0,303	0,277			
		0,08	0,441	0,380	0,340	0,313			
		0,09	0,480	0,416	0,376	0,347			
		0,10	0,520	0,453	0,412	0,382			
		0,11	0,555	0,489	0,443	0,413			
		0,12	0,590	0,525	0,475	0,444			
		0,13	0,620	0,555	0,510	0,474			
0,14	0,650	0,585	0,540	0,505					
$1\frac{1}{4}$	31,7/41	0,04	0,298	0,243	0,212	0,188			
		0,05	0,354	0,293	0,256	0,229			
		0,06	0,410	0,343	0,300	0,269			
		0,07	0,458	0,389	0,343	0,311			
		0,08	0,505	0,435	0,386	0,352			
		0,09	0,553	0,475	0,426	0,390			
		0,10	0,600	0,515	0,465	0,428			
		0,11	0,638	0,555	0,500	0,460			
		0,12	0,675	0,595	0,535	0,492			
		0,13	0,710	0,630	0,570	0,525			
0,14	0,745	0,665	0,605	0,560					

Innen- durch- messer in engl. Zoll	Durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in kcal m · h · °C	$k_{\text{Rohr}}$ in kcal/m · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von								
			20	30	40	50	60	70	80		
1 <sup>1/2</sup>	38,1/47	0,04	0,328	0,266	0,230	0,204	0,186				
		0,05	0,390	0,319	0,277	0,246	0,227				
		0,06	0,452	0,371	0,324	0,288	0,268				
		0,07	0,505	0,422	0,372	0,334	0,309				
		0,08	0,555	0,473	0,419	0,379	0,350				
		0,09	0,610	0,515	0,460	0,420	0,389				
		0,10	0,660	0,560	0,500	0,461	0,422				
		0,11	0,705	0,605	0,545	0,496	0,468				
		0,12	0,745	0,645	0,585	0,530	0,496				
		0,13	0,780	0,685	0,620	0,570	0,530				
		0,14	0,815	0,720	0,655	0,605	0,565				
		1 <sup>3/4</sup>	44,4/53	0,04	0,358	0,289	0,246	0,219	0,198		
				0,05	0,426	0,346	0,298	0,265	0,242		
				0,06	0,493	0,402	0,350	0,310	0,286		
0,07	0,550			0,459	0,401	0,358	0,331				
0,08	0,605			0,515	0,452	0,406	0,375				
0,09	0,660			0,565	0,496	0,451	0,417				
0,10	0,715			0,610	0,540	0,495	0,458				
0,11	0,765			0,655	0,585	0,535	0,494				
0,12	0,810			0,700	0,625	0,570	0,530				
0,13	0,850			0,740	0,665	0,610	0,565				
0,14	0,890			0,780	0,705	0,645	0,600				
2	50,8/60			0,04	0,392	0,314	0,266	0,236	0,213		
				0,05	0,466	0,377	0,323	0,284	0,261		
				0,06	0,540	0,440	0,379	0,332	0,308		
		0,07	0,605	0,498	0,434	0,385	0,354				
		0,08	0,665	0,555	0,488	0,437	0,400				
		0,09	0,725	0,610	0,540	0,486	0,445				
		0,10	0,780	0,660	0,585	0,535	0,490				
		0,11	0,835	0,710	0,630	0,575	0,530				
		0,12	0,885	0,760	0,675	0,615	0,570				
		0,13	0,930	0,805	0,720	0,655	0,610				
		0,14	0,970	0,850	0,760	0,695	0,645				

## b) Nahtlose Rohre.

Äußerer Durch- messer in engl. Zoll	Durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in kcal m · h · °C	$k_{\text{Rohr}}$ in kcal/m · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von						
			20	30	40	50	60	70	80
2 <sup>1/2</sup>	57,5/63,5	0,04	0,410	0,327	0,276	0,245	0,221		
		0,05	0,488	0,392	0,336	0,295	0,270		
		0,06	0,565	0,456	0,394	0,345	0,318		
		0,07	0,630	0,520	0,450	0,399	0,366		
		0,08	0,690	0,580	0,505	0,452	0,413		
		0,09	0,755	0,635	0,555	0,501	0,459		
		0,10	0,815	0,685	0,605	0,550	0,505		
		0,11	0,870	0,735	0,655	0,595	0,550		
		0,12	0,920	0,785	0,700	0,640	0,590		
		0,13	0,965	0,835	0,745	0,680	0,630		
		0,14	1,01	0,880	0,790	0,720	0,670		

Äußerer Durchmesser in engl. Zoll	Durchmesser in mm	Wärmeleitfähigkeit in kcal m · h · °C	$k_{\text{Rohr}}$ in kcal/m · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von								
			20	30	40	50	60	70	80		
2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	64/70	0,04	0,440	0,350	0,294	0,259	0,234				
		0,05	0,475	0,419	0,375	0,313	0,286				
		0,06	0,610	0,488	0,420	0,367	0,338				
		0,07	0,680	0,555	0,478	0,423	0,388				
		0,08	0,745	0,620	0,535	0,479	0,437				
		0,09	0,810	0,680	0,590	0,535	0,486				
		0,10	0,875	0,735	0,645	0,585	0,535				
		0,11	0,930	0,790	0,695	0,635	0,580				
		0,12	0,985	0,840	0,745	0,680	0,625				
		0,13	1,04	0,890	0,795	0,725	0,670				
		0,14	1,09	0,940	0,840	0,765	0,710				
		3	70/76,2	0,04	0,470	0,372	0,312	0,273	0,247	0,226	
				0,05	0,560	0,446	0,379	0,331	0,302	0,278	
				0,06	0,650	0,520	0,445	0,388	0,357	0,330	
0,07	0,725			0,590	0,505	0,447	0,409	0,378			
0,08	0,795			0,660	0,565	0,505	0,461	0,426			
0,09	0,865			0,720	0,625	0,565	0,515	0,476			
0,10	0,935			0,780	0,680	0,620	0,565	0,525			
0,11	0,995			0,835	0,735	0,670	0,610	0,570			
0,12	1,05			0,890	0,785	0,715	0,655	0,615			
0,13	1,11			0,945	0,835	0,760	0,700	0,655			
0,14	1,16			1,00	0,885	0,805	0,745	0,695			
3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	76,5/83			0,04	0,505	0,395	0,330	0,289	0,260	0,238	
				0,05	0,600	0,475	0,401	0,350	0,318	0,292	
				0,06	0,690	0,555	0,471	0,411	0,376	0,346	
		0,07	0,770	0,630	0,535	0,473	0,431	0,397			
		0,08	0,850	0,700	0,600	0,535	0,486	0,448			
		0,09	0,925	0,765	0,660	0,595	0,540	0,505			
		0,10	1,00	0,825	0,720	0,655	0,595	0,555			
		0,11	1,07	0,885	0,780	0,705	0,645	0,605			
		0,12	1,13	0,945	0,835	0,755	0,695	0,650			
		0,13	1,19	1,01	0,885	0,805	0,740	0,690			
		0,14	1,24	1,06	0,935	0,850	0,785	0,730			
		3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	82,5/89	0,04	0,535	0,417	0,348	0,304	0,273	0,249	0,233
				0,05	0,635	0,500	0,423	0,369	0,334	0,306	0,287
				0,06	0,730	0,585	0,497	0,433	0,395	0,362	0,340
0,07	0,815			0,665	0,565	0,497	0,453	0,416	0,390		
0,08	0,900			0,740	0,630	0,560	0,510	0,469	0,440		
0,09	0,980			0,805	0,695	0,625	0,570	0,525	0,490		
0,10	1,06			0,870	0,760	0,685	0,625	0,580	0,540		
0,11	1,13			0,935	0,820	0,740	0,680	0,630	0,580		
0,12	1,20			1,00	0,880	0,795	0,730	0,680	0,640		
0,13	1,26			1,06	0,935	0,845	0,775	0,725	0,685		
0,14	1,31			1,12	0,985	0,890	0,820	0,765	0,730		
3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	88,5/95			0,04	0,560	0,438	0,366	0,317	0,286	0,260	0,243
				0,05	0,665	0,525	0,443	0,386	0,349	0,319	0,299
				0,06	0,770	0,610	0,520	0,454	0,411	0,377	0,355
		0,07	0,860	0,695	0,590	0,525	0,471	0,434	0,407		
		0,08	0,945	0,775	0,660	0,590	0,530	0,490	0,458		
		0,09	1,03	0,845	0,725	0,655	0,590	0,545	0,510		

Äußerer Durchmesser in engl. Zoll	Durchmesser in mm	Wärmeleitfähigkeit in kcal/m · h · °C	$k_{\text{Rohr}}$ in kcal/m · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von						
			20	30	40	50	60	70	80
3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	88,5/95	0,10	1,11	0,915	0,790	0,715	0,650	0,600	0,565
		0,11	1,18	0,980	0,850	0,770	0,705	0,655	0,615
		0,12	1,25	1,04	0,910	0,825	0,755	0,705	0,660
		0,13	1,32	1,11	0,970	0,880	0,805	0,750	0,710
		0,14	1,38	1,17	1,03	0,930	0,855	0,795	0,755
4	94,5/102	0,04	0,595	0,462	0,386	0,333	0,298	0,271	0,252
		0,05	0,705	0,555	0,466	0,405	0,364	0,332	0,313
		0,06	0,810	0,645	0,545	0,476	0,430	0,393	0,374
		0,07	0,905	0,730	0,620	0,545	0,493	0,452	0,425
		0,08	1,00	0,815	0,695	0,615	0,555	0,510	0,476
		0,09	1,09	0,890	0,765	0,680	0,620	0,570	0,530
		0,10	1,17	0,960	0,835	0,745	0,680	0,625	0,585
		0,11	1,25	1,03	0,895	0,805	0,735	0,680	0,635
		0,12	1,32	1,09	0,955	0,860	0,785	0,735	0,685
		0,13	1,39	1,16	1,02	0,915	0,840	0,785	0,735
4 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	100,5/108	0,04	0,620	0,480	0,401	0,346	0,310	0,282	0,261
		0,05	0,735	0,580	0,486	0,422	0,380	0,346	0,322
		0,06	0,850	0,675	0,570	0,498	0,449	0,409	0,383
		0,07	0,950	0,765	0,650	0,570	0,515	0,470	0,439
		0,08	1,05	0,850	0,725	0,640	0,580	0,530	0,494
		0,09	1,14	0,925	0,795	0,705	0,645	0,590	0,550
		0,10	1,23	1,00	0,860	0,770	0,705	0,650	0,605
		0,11	1,31	1,07	0,930	0,835	0,760	0,710	0,660
		0,12	1,38	1,14	0,995	0,895	0,815	0,766	0,710
		0,13	1,46	1,21	1,06	0,955	0,870	0,815	0,760
0,14	1,53	1,28	1,12	1,01	0,925	0,860	0,810		

c) Ebene Wand.

Wärmeleitfähigkeit in kcal/m · h · °C	$k$ in kcal/m <sup>2</sup> · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von						
	20	30	40	50	60	70	80
0,04	1,58	1,13	0,880	0,720	0,610	0,525	0,466
0,05	1,88	1,35	1,07	0,880	0,745	0,645	0,570
0,06	2,17	1,57	1,25	1,03	0,875	0,765	0,675
0,07	2,43	1,77	1,42	1,17	1,01	0,875	0,775
0,08	2,65	1,97	1,58	1,31	1,13	0,985	0,875
0,09	2,90	2,15	1,74	1,45	1,25	1,09	0,975
0,10	3,11	2,33	1,89	1,58	1,36	1,20	1,07
0,11	3,31	2,50	2,03	1,71	1,47	1,30	1,16
0,12	3,51	2,67	2,17	1,83	1,58	1,39	1,25
0,13	3,69	2,83	2,31	1,95	1,69	1,49	1,34
0,14	3,87	2,98	2,44	2,06	1,79	1,58	1,42

Fortsetzung des Beispiels 5 von S. 136.

Zu 3. Bei 4800 Betriebsstunden je Heizperiode und 10 M. Selbstkosten je 1 Million kcal ist der Wert des jährlichen Wärmeverlustes

$$2910 \cdot [\text{kcal/h}] \cdot 4800 [\text{h}] \cdot \frac{10}{10^6} [\text{M./kcal}] = 130 [\text{M.}] .$$

Diese Wärme ist natürlich nur dann als reiner Verlust zu werten, wenn sie vollständig für die Erwärmung des Gebäudes verloren ist.



## IV. Die Gesetze für die Strömung in Leitungen.

Bei allen Aufgaben aus dem Gebiete der Heizungs- und Lüftungstechnik bleiben die Strömungsgeschwindigkeiten so niedrig, daß für die Strömung von Gasen und die Strömung von tropfbaren Flüssigkeiten dieselben Gesetze gelten. Da die deutsche Sprache leider kein Wort besitzt, das beide Arten von strömenden Medien zusammenfaßt, müssen wir das Wort „Flüssigkeit“ im weiteren Sinne auffassen, also Gas und Dampf mit einschließen, sofern nicht ausdrücklich eine Einschränkung gemacht ist.

### A. Der Strömungszustand und die Reynoldssche Zahl.

In einer klaren Flüssigkeit kann man den Strömungszustand durch feinverteilte schwebende Teilchen eines festen Körpers sichtbar machen. Bei genügend langsamer Strömung sind in gerader Leitung die Bahnen der einzelnen Teilchen parallele Linien zur Achse, und selbst bei Krümmungen in der Leitung bilden die Bahnen ein geordnetes System von Kurven. Ist dagegen die Geschwindigkeit der Strömung groß, so herrscht ein ganz anders gearteter Strömungszustand. Von einer geradlinigen oder sonst irgendwie geordneten Bewegung der einzelnen Teilchen ist nichts mehr zu beobachten. Die Teilchen schwirren vielmehr ganz unregelmäßig durcheinander, und wenn es möglich wäre, die Wege der einzelnen Teilchen zu verfolgen, so würde man erkennen, daß sie sich auf ganz unregelmäßigen, sich vielfach durchschlingenden, oft rückläufigen Bahnen bewegen, und daß sich überdies diese Bahnen fortgesetzt ändern.

Den erstgeschilderten Strömungszustand nennt man die geordnete oder laminare Strömung, den zweitgeschilderten Zustand die ungeordnete oder turbulente Strömung. Der Übergang von dem einen zum anderen Strömungszustand erfolgt bei einer Strömung in gerader Leitung plötzlich, und man nennt den Zustand, bei dem dieses Umschlagen der Bewegung eintritt, den kritischen Zustand.

Das Eintreten des kritischen Zustandes hängt nicht nur von der Strömungsgeschwindigkeit, sondern auch vom Rohrdurchmesser ab, und zwar derart, daß bei einem doppelt so weiten Rohr der kritische Zustand schon bei einer halb so großen Geschwindigkeit auftritt. Entscheidend ist also das Produkt  $w \cdot d$ , worin  $w$  die Strömungsgeschwindigkeit und  $d$  den Durchmesser bedeutet. Außerdem ist noch die kinematische Zähigkeit  $\nu$  der Flüssigkeit von Einfluß. Eingehende Versuche haben gezeigt, daß der kritische Zustand erreicht ist, wenn die sog. Reynoldssche Zahl  $Re$ , d. i. die Größe  $\frac{w \cdot d}{\nu}$ , etwa den Wert 2320 annimmt. Der Ausdruck  $\frac{w \cdot d}{\nu}$  kann auch als  $\frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta}$  geschrieben werden, worin  $\rho$  die Massendichte und  $\eta$  die dynamische Zähigkeit bezeichnet.

Nachstehende Zahlentafel enthält einige Werte der kinematischen Zähigkeit  $\nu = \frac{\eta}{\rho}$  und des spez. Gewichts  $\gamma$  von Wasser, Luft und Satttdampf.

Wasser			Luft (1 kg/cm <sup>2</sup> )			Satttdampf			
$t$ °C	$10^6 \nu$ m <sup>2</sup> /s	$\gamma$ kg/m <sup>3</sup>	$t$ °C	$10^6 \nu$ m <sup>2</sup> /s	$\gamma$ kg/m <sup>3</sup>	$p$ ata	$t$ °C	$10^6 \nu$ m <sup>2</sup> /s	$\gamma$ kg/m <sup>3</sup>
0	1,79	1000	0	13,7	1,25	1	99,1	21,6	0,58
20	1,00	998	20	15,5	1,17	1,5	110,8	15,4	0,85
40	0,66	992	40	17,5	1,09	2	119,6	12,1	1,11
60	0,48	983	60	19,5	1,03	3	132,9	8,8	1,62
80	0,37	972	80	21,6	0,97	4	142,9	7,0	2,12
100	0,30	958	100	23,7	0,92	5	151,1	5,9	2,61
120	0,25	944	120	25,6	0,87	7	164,2	4,0	3,59
140	0,21	926	140	28,0	0,83	10	179,0	3,13	5,04

Die folgende Zahlentafel gibt für die gleichen Flüssigkeiten den Wert der kritischen Geschwindigkeit in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser wieder und läßt erkennen, daß bei Strömungen, wie sie in der Technik vorkommen meist mit turbulenter Strömung zu rechnen ist.

Kritische Geschwindigkeiten in Röhren.

		$t$	Kritische Geschwindigkeit in m/s bei $d =$				
			10 mm	50 mm	100 mm	200 mm	300 mm
Wasser		0° C	0,42	0,083	0,042	0,021	0,014
		20° C	0,23	0,046	0,023	0,012	0,0077
		60° C	0,11	0,022	0,011	0,0056	0,0037
		100° C	0,070	0,014	0,0070	0,0035	0,0023
Luft 1 ata		0° C	3,2	0,64	0,32	0,16	0,11
		20° C	3,6	0,72	0,36	0,18	0,12
		40° C	4,1	0,81	0,41	0,20	0,14
Satt- dampf	1 ata	99,1° C	5,0	1,0	0,50	0,25	0,17
	1,5 ata	110,8° C	3,6	0,71	0,36	0,18	0,12
	2 ata	119,6° C	2,8	0,56	0,28	0,14	0,094
	3 ata	132,9° C	2,0	0,41	0,20	0,10	0,068
	4 ata	142,9° C	1,6	0,32	0,16	0,081	0,054
	5 ata	151,1° C	1,4	0,27	0,14	0,068	0,046

Die Bedeutung der Reynoldsschen Zahl erschöpft sich nicht darin, daß sie das Eintreten der Turbulenz kennzeichnet, sondern sie spielt auch bei allen Gesetzen über den Ablauf der turbulenten Strömung eine ausschlaggebende Rolle (vgl. z. B. S. 145).

## B. Die Begriffe „statischer und dynamischer Druck“.

Der Begriff des Druckes kann für ruhende Flüssigkeiten als bekannt vorausgesetzt werden. Einer Erörterung bedarf jedoch dieser Begriff für bewegte Flüssigkeiten, da hier zwischen dem statischen Druck, dem dynamischen Druck und dem Gesamtdruck zu unterscheiden ist.

Die Regeln des VDI. für Leistungsversuche an Ventilatoren definieren die drei Drucke durch folgenden Wortlaut:

1. *Statischer Druck* ( $p_{st}$ ) ist der innere Druck einer geradlinig strömenden Flüssigkeit, also der Druck, den ein im Flüssigkeitsstrom mit gleicher Geschwindigkeit mitbewegtes Druckmeßgerät anzeigen würde. Der statische Druck ist auch der Druck, den eine parallel zur Kanalwand strömende Flüssigkeit auf diese ausübt.

2. *Dynamischer Druck oder Staudruck* (Geschwindigkeitsdruck  $p_d$ ) ist die größte Drucksteigerung, die in einem Flüssigkeitsstrom vor dem Mittelpunkt eines Hindernisses auftritt und gleichbedeutend mit dem Druck, der zur Beschleunigung der Flüssigkeit aus der Ruhe auf die betreffende Geschwindigkeit erforderlich ist; er ergibt sich aus der Formel:

$$p_d = \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} \text{ kg/m}^2 \text{ (mm WS)}, \quad (7)$$

worin bedeuten:

$w$  die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in m/s,

$\gamma$  das Raumgewicht der Flüssigkeit in kg/m<sup>3</sup>,

$g$  die Erdbeschleunigung in m/s<sup>2</sup>.

3. *Gesamtdruck* ist die algebraische Summe des statischen und des dynamischen Druckes

$$p_g = p_{st} + p_d = p_{st} + \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g}. \quad (8)$$

### C. Die Strömung einer idealen Flüssigkeit.

Durch die Leitung mit veränderlicher Weite, welche Abb. 202 darstellt, soll in der Zeiteinheit das Flüssigkeitsgewicht  $G$  strömen. Bedeuten  $F_1, F_2, F_3$  die Strömungsquerschnitte an den Stellen 1, 2, 3, so gilt die Gleichung:

$$G = F_1 w_1 \gamma_1 = F_2 w_2 \gamma_2 = F_3 w_3 \gamma_3.$$

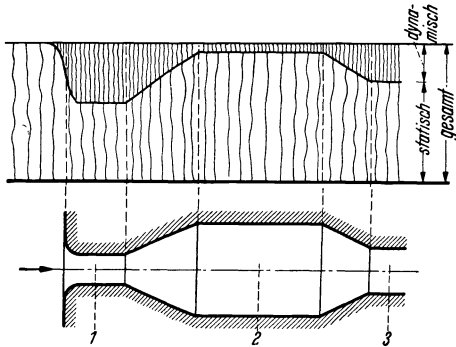
Da bei den Aufgaben unseres Gebiets im allgemeinen  $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_3$  gesetzt werden kann, ist

$$w_1 = \frac{G}{\gamma} \frac{1}{F_1}; \quad w_2 = \frac{G}{\gamma} \frac{1}{F_2}; \quad w_3 = \frac{G}{\gamma} \frac{1}{F_3},$$

d. h. die Geschwindigkeiten verhalten sich umgekehrt wie die Querschnitte.

Für eine ideale Flüssigkeit, also eine Flüssigkeit ohne Zähigkeit, gilt der Satz, daß der Gesamtdruck längs eines Stromfadens, unabhängig vom Querschnitt, an allen Stellen gleich groß ist.

Abb. 202. Statischer, dynamischer und Gesamtdruck bei verlustloser Strömung.



Als Gleichung angesetzt, liefert dieser Satz die Bernoullische Gleichung

$$p_0 = p_{st_1} + \frac{w_1^2}{2} \frac{\gamma}{g} = p_{st_2} + \frac{w_2^2}{2} \frac{\gamma}{g} = p_{st_3} + \frac{w_3^2}{2} \frac{\gamma}{g}. \quad (9)$$

An den engen Stellen der Leitung, wo die Geschwindigkeit und damit der dynamische Druck groß ist, muß also der statische Druck klein sein und umgekehrt, d. h. es findet ein dauernder Umsatz von dynamischem Druck in statischen Druck und umgekehrt statt.

In dem Raum links in der Abb. 202, aus dem die Flüssigkeit abströmt, soll sie ruhen. Der dynamische Druck ist hier also gleich Null, und der Gesamtdruck ist gleich dem statischen Druck  $p_0$ .

### D. Die Strömung einer wirklichen Flüssigkeit.

Bei einer wirklichen, also mit Zähigkeit behafteten Flüssigkeit findet durch Reibung eine dauernde Umwandlung von mechanischer Energie in Wärme statt. Infolgedessen wird der oben geschilderte Umsatz von dynamischem und statischem Druck von einer Abnahme des Gesamtdruckes längs der Leitung überlagert. Auf zwei Querschnitte angewendet lautet jetzt die Gleichung (9)

$$p_{st_1} + \frac{w_1^2}{2} \frac{\gamma}{g} = \left( p_{st_2} + \frac{w_2^2}{2} \frac{\gamma}{g} \right) + (p_{g_1} - p_{g_2}). \quad (10a)$$

$p_{g_1} - p_{g_2}$  bedeutet den bleibenden Verlust an Druck. Nach den statischen Drücken aufgelöst, lautet die Gleichung:

$$p_{st_1} - p_{st_2} = (p_{g_1} - p_{g_2}) + \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) \frac{\gamma}{g}. \quad (10b)$$

Wir besprechen vorerst nur Fälle, bei denen in den betrachteten Querschnitten Flüssigkeitsmenge und Querschnitt gleich ist und verschieben die Besprechung der allgemeinen Fälle auf später (s. S. 197). Dann ist  $w_1 = w_2 = w$ , und die Gleichung (10b) vereinfacht sich auf

$$p_{st_1} - p_{st_2} = p_{g_1} - p_{g_2} = p_1 - p_2. \quad (10c)$$

Es hat sich in der Heizungstechnik als zweckmäßig erwiesen, bei der Berechnung der Druckverluste in Leitungen zu unterscheiden zwischen den Druckverlusten in den geraden Rohrstrecken und den Druckverlusten in den Einzelwiderständen. Mit

letzterem Ausdruck bezeichnet man alle Krümmer, T-Stücke, Ventile usw., aber auch alle Verengungen und Erweiterungen in der Leitung. In Anlehnung an die Gesetze der alten Hydraulik setzt man für beide Fälle den bleibenden Druckverlust proportional dem dynamischen Druck, man rechnet also mit einer Gleichung von der Form

$$p_1 - p_2 = (\text{Prop. Faktor}) \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g}.$$

### 1. Das Druckgefälle im geraden Rohr.

Strömt eine Flüssigkeit durch ein gerades Rohr, so nimmt der Druck in der Flüssigkeit längs des ganzen Rohres geradlinig ab. Bezeichnet  $l$  die Länge des Rohres,  $p_1$  den Anfangsdruck,  $p_2$  den Enddruck, so nennt man

$p_1 - p_2$  [mm WS] den Druckabfall und

$\frac{p_1 - p_2}{l} \left[ \frac{\text{mm WS}}{\text{m}} \right]$  das Druckgefälle, das allgemein mit dem Buchstaben  $R$  bezeichnet wird.

Für das Druckgefälle gilt die Gleichung:

$$R = \frac{p_1 - p_2}{l} = \lambda \frac{1}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} \quad (11)$$

und für den Druckabfall:

$$Rl = p_1 - p_2 = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g}. \quad (12)$$

Der als Widerstandszahl bezeichnete Beiwert  $\lambda$  läßt sich als Funktion der Reynoldsschen Zahl  $Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$  darstellen. Für glatte gezogene Rohre aus Messing, Kupfer oder Blei gilt nach neueren Forschungen<sup>1</sup> die Gleichung:

$$\lambda_{\text{glatt}} = a + \frac{b}{Re^n}. \quad (13)$$

Die in der Heizungstechnik verwendeten schmiedeeisernen Rohre gehören zu den rauhen Rohren und haben daher eine größere Widerstandszahl als glatte Rohre.

Wie schon im Vorwort zur 9. Auflage erwähnt, ergaben die Messungen an Muffen- und Flanschenrohren<sup>2</sup> bei ihrer Neuauswertung durch Dr. Bradtke<sup>3</sup> die Beziehung:

$$\lambda = \lambda_{\text{glatt}} + \frac{c}{d} \cdot Re^m$$

oder mit Benutzung von Gleichung (13)

$$\lambda = a + \frac{b}{Re^n} + \frac{c}{d} Re^m. \quad (14)$$

In dieser Gleichung bezeichnen die Buchstaben  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $n$ ,  $m$  Festwerte.

Die Widerstandszahl  $\lambda$  ist hiernach gleich der Widerstandszahl für glatte Rohre, vermehrt um ein Zusatzglied, das von der Reynoldsschen Zahl  $Re$ , dem Rohrdurchmesser  $d$  und der im Beiwert  $c$  enthaltenen Rauigkeit der Rohre abhängt.

Der Ausdruck für  $\lambda$  ist, wie erforderlich, dimensionslos, denn  $Re$  ist dimensionslos und der Quotient  $c/d$  des Zusatzgliedes enthält im Zähler  $c$  die Rauigkeit, welche ebenso wie der Rohrdurchmesser  $d$  die Dimension einer Länge besitzt.

<sup>1</sup> Jakob, M., und Erk: Der Druckabfall in glatten Rohren usw., Forschungsarb. d. VDI. Bd. 267. 1924.

<sup>2</sup> Nach der Rohrnormung entsprechen den Muffenrohren die „verstärkten Gewinderohre“, den Flanschenrohren die „nahtlosen Rohre“, vgl. S. 34.

<sup>3</sup> Vgl. F. Bradtke: Das Druckgefälle in geraden Rohrstrecken. Gesundh.-Ing. 1930, Kongreßnummer.

Werden in der Gleichung (14) für die Beiwerte und Exponenten die aus den Versuchen ermittelten Zahlenwerte eingesetzt, so ergibt sich die Gleichung von Bradtke:

$$\lambda = 0,0072 + \frac{0,61}{Re^{0,35}} + \frac{2,9 \cdot 10^{-5}}{d} \cdot Re^{0,108}. \quad (14a)$$

Die für das Rohrmaterial der Heizungstechnik ermittelte Formel für die Widerstandszahl  $\lambda$  besitzt allgemeine Gültigkeit, d. h. sie ist unabhängig davon, ob durch diese

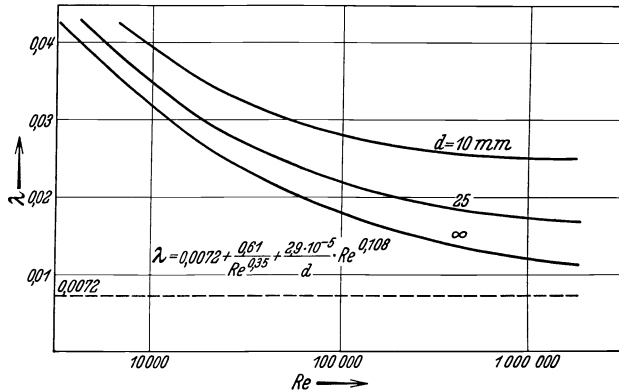


Abb. 203. Widerstandszahl  $\lambda = f(Re)$ .

Rohre Wasser, Dampf oder ein anderes Medium strömt. Die Art des Mediums ist in der Formel durch die in der Reynoldsschen Zahl  $Re = \frac{wd}{\nu}$  enthaltene kinematische Zähigkeit  $\nu$  berücksichtigt.

Gleichung (14a) ist in Abb. 203 zeichnerisch dargestellt, wobei die Reynoldssche Zahl als Abszisse im logarithmischen Maßstab aufgetragen ist. Die Kurve für  $d = \infty$  gilt gleichzeitig für das vollkommen glatte Rohr beliebigen Durchmessers.

## 2. Der Druckabfall in Einzelwiderständen.

Für den Druckabfall im Einzelwiderstand gilt die Gleichung

$$Z = p_1 - p_2 = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \frac{\gamma}{g}. \quad (15)$$

Der Beiwert  $\zeta$  ist in erster Linie durch die Gestalt des Einzelwiderstandes bestimmt; er ist von anderen Einflüssen, wie etwa Dichte und Zähigkeit sowie Geschwindigkeit der strömenden Flüssigkeit so weit unabhängig, daß diese Einflüsse vernachlässigt werden können. Im Gegensatz zum Beiwert  $\lambda$  [vgl. Gleichung (14)] ist deshalb der Beiwert  $\zeta$  von der Reynoldsschen Zahl unabhängig gesetzt und gilt als reiner Formwert des Einzelwiderstandes, der im allgemeinen nur durch den Versuch bestimmt werden kann.

**Bemerkung.** Die gleichwertige Rohrlänge. Es sei an dieser Stelle das Verfahren erwähnt, einen Einzelwiderstand statt durch seinen  $\zeta$ -Wert durch eine gleichwertige Rohrlänge  $l^*$  zu kennzeichnen, wobei man die Rohrlänge nicht in Metern, sondern in sog. „Durchmesserlängen“  $l^*/d$  angibt. Für den Vergleich beider Angaben gilt die Beziehung:

$$p_1 - p_2 = \lambda \cdot \frac{l^*}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \frac{\gamma}{g},$$

also ist  $l^*/d = \zeta/\lambda$ .

Während aber  $\zeta$  eine nur von der geometrischen Gestalt des Einzelwiderstandes abhängige Zahl ist, hängt das Verhältnis  $l^*/d$  auch vom Wert  $\lambda$  und damit von der Strömungsgeschwindigkeit und den physikalischen Eigenschaften der Flüssigkeit (Wasser, Dampf, Luft) ab. Da diese Abhängigkeit keineswegs zu vernachlässigen ist, stellt die „gleichwertige Rohrlänge“ kein eindeutiges Kennzeichen eines Einzelwiderstandes dar und ist deshalb zum Aufbau eines Rohrberechnungsverfahrens nicht geeignet.

## 3. Der Druckabfall in einer Teilstrecke.

Unter einer Teilstrecke versteht man ein Stück eines Rohrnetzes (z. B. Abb. 204), in welchem sich die Menge der strömenden Flüssigkeit nicht ändert, also kein Abzweig vorhanden ist, und in dem sich auch der Rohrdurchmesser nicht ändert. Dann ist auch die Strömungsgeschwindigkeit in diesem Teil des Rohrnetzes konstant.

Der Druckabfall in der ganzen Teilstrecke ist

$$p_1 - p_2 = \sum Rl + \sum Z = \sum \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} + \sum \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} = \left( \lambda \cdot \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g}. \quad (16a)$$

Man kann nun noch von der Strömungsgeschwindigkeit  $w$  auf die Flüssigkeitsmenge — ausgedrückt durch ihr Gewicht  $G$  — übergehen. Dazu dient die Gleichung:

$$G = \frac{d^2 \pi}{4} w \gamma \quad \text{bzw.} \quad w = \frac{4}{\pi} \frac{1}{\gamma} \frac{G}{d^2}.$$

Für den dynamischen Druck ergibt sich damit

$$\frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} = \frac{1,62}{2g} \frac{1}{\gamma} \frac{G^2}{d^4}$$

und für die Gleichung (16a) die Form

$$p_1 - p_2 = \left( \lambda \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{1,62}{2g} \frac{1}{\gamma} \frac{G^2}{d^4}. \quad (16b)$$

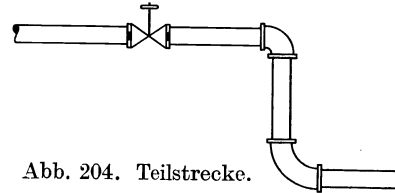


Abb. 204. Teilstrecke.

In die Gleichungen (16a) und (16b) setzt man noch für  $2g$  seinen Zahlenwert ein und erhält so die für alle Arten von Rohrnetzaufgaben grundlegende Beziehung in zweierlei Form:

$$p_1 - p_2 = \left( \lambda \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot 5,10 \cdot 10^{-2} \cdot \gamma \cdot w_s^2, \quad (17a)$$

$$p_1 - p_2 = \left( \lambda \frac{\sum l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot 8,27 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{G_s^2}{d^4}. \quad (17b)$$

Hierin sind alle Längen, also auch der lichte Rohrdurchmesser, in Metern einzusetzen. Als Zeiteinheit gilt die Sekunde, wie durch den Zeiger  $s$  angedeutet ist.

#### 4. Grundsätzliches über Rohrnetzrechnungen.

Bei den Rohrnetzaufgaben ist entweder für einen gegebenen Rohrstrang der Druckabfall zu berechnen, oder es ist für gegebene Bedingungen der Rohrdurchmesser zu ermitteln. So entstehen zwei Aufgabengruppen.

Die erste Aufgabengruppe ist wie folgt gekennzeichnet: Gegeben ist der Rohrstrang in allen seinen Teilen, also Länge aller geraden Rohrstrecken, Durchmesser der Rohre, Zahl und Art der Einzelwiderstände. Ferner ist gegeben die zu fördernde Flüssigkeitsmenge oder, was gleichbedeutend ist, die Strömungsgeschwindigkeit. Gesucht ist der Druckabfall  $p_1 - p_2$ . Die Aufgaben dieser Gruppe bereiten keinerlei Schwierigkeiten, denn die beiden Gleichungen (17a) und (17b) führen ohne weiteres zum Ziel. Die Gleichung (17a) ist im allgemeinen für die Rechnung bequemer.

Die zweite Aufgabengruppe, mit der wir uns ausschließlich zu befassen haben, hat folgenden Wortlaut: Gegeben ist der Linienzug des Rohrstranges einschließlich der Art und Zahl der Einzelwiderstände. Ferner ist gegeben die in der Zeit zu fördernde Flüssigkeitsmenge sowie der zulässige Druckabfall  $p_1 - p_2$ . Gesucht ist der Rohrdurchmesser.

In diesem Falle führt keine der beiden Gleichungen unmittelbar zum Ziel, weil sie sich nicht in algebraischer Weise nach der Unbekannten „ $d$ “ auflösen lassen. Der Grund dafür liegt an der Bauart der Gleichungen sowie an dem Umstande, daß der Wert  $\lambda$  sowohl vom Durchmesser als von der Strömungsgeschwindigkeit abhängt — beides vorerst noch unbekannte Größen.

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, aus dieser Schwierigkeit einen Ausweg zu finden, und daraus erklärt sich die Vielzahl der in den verschiedenen Zweigen der Technik üblichen Berechnungsverfahren. In großen Zügen lassen sich zwei Hauptarten unterscheiden, die beide von einer Schätzung ihren Ausgang nehmen.

### a) Unterteilung in eine vorläufige und eine endgültige Rechnung.

Man geht dabei meist von der Annahme aus, daß man aus der Erfahrung schätzen kann, in welchem ungefähren Verhältnis der zur Verfügung stehende Druckabfall von den geraden Rohrstrecken und von den Einzelwiderständen aufgebraucht wird. Dieses Verhältnis ist natürlich je nach Art des Rohrnetzes, ob Fernleitung, Gebäudeheiznetz usw., stark verschieden (vgl. Zahlentafel 16 im Anhang). Bezeichnet man mit  $a$  vH den Anteil der Einzelwiderstände am gesamten Druckabfall, so kann man die Gleichung (17b) aufspalten und erhält

$$\text{für die Einzelwiderstände: } a \cdot (p_1 - p_2) = \Sigma \zeta \cdot 8,27 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{G_s^2}{d^4}, \quad (18a)$$

$$\text{für die geraden Rohrstrecken: } (1 - a) \cdot (p_1 - p_2) = \lambda \cdot \frac{\Sigma l}{d} \cdot 8,27 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{G_s^2}{d^4}. \quad (18b)$$

Mit der zweiten Gleichung wird meist die vorläufige Rechnung durchgeführt. Eine Nachrechnung ist notwendig, nicht so sehr, weil durch die Schätzung des Wertes  $a$  einige Unsicherheit in die Rechnung gebracht wurde, als vielmehr, weil statt des Durchmessers, den die Rechnung ergibt, ein genormter Durchmesser verwendet werden muß. Je nachdem man die nächsthöhere oder die nächstniedrigere Nennweite wählt, wird der zur Verfügung stehende Druckabfall entweder nicht aufgebraucht oder überschritten. Das Maß dieser Abweichung festzustellen, ist Aufgabe der Nachrechnung.

Das Verfahren mit dem geschätzten Anteil der Einzelwiderstände ist sehr gut brauchbar bei Fernleitungen, bei denen der Anteil der Einzelwiderstände nur etwa 10 bis 20 vH beträgt. Es liefert auch noch zufriedenstellende Werte bei den Gebäudeheizsträngen mit einem Anteil der Einzelwiderstände von etwa 30 bis 50 vH. Dagegen wird das Verfahren unbrauchbar bei Netzen mit außergewöhnlich hohem Anteil der Einzelwiderstände, also z. B. bei Rohrschalt- und Verteileranlagen, bei Lüftungsetzungen usw. In solchen Fällen geht man besser den nachstehend bezeichneten Weg.

### b) Gleichzeitige Durchrechnung mehrerer Annahmen.

Die Schätzung bezieht sich hier auf die Strömungsgeschwindigkeit. Diese liegt bei mittleren und größeren Leitungen im allgemeinen

für Dampf . . . . .	zwischen 20 bis 70 m/s
für Warm- und Heißwasser . . . . .	„ 0,5 und 4 m/s

Bei einiger Erfahrung ist es meist möglich, die Grenzen noch erheblich enger zu ziehen. Man ermittelt dann durch eine kurze Zwischenrechnung aus der zu fördernden Flüssigkeitsmenge unter Beachtung der Stufen der genormten Rohrdurchmesser zwei oder drei Geschwindigkeiten, mit denen man nach Gleichung (17a) den Druckabfall  $p_1 - p_2$  bestimmt. Der Vergleich dieser Werte mit dem vorgeschriebenen Druckabfall läßt dann erkennen, welcher Durchmesser für die Ausführung zu wählen ist.

Dem Nachteil dieses Verfahrens, mehrere Annahmen durchrechnen zu müssen, steht der Vorteil gegenüber, daß man ohne die Unsicherheiten einer vorläufigen Rechnung sofort die einwandfreien Werte des Druckverlustes für die zwei oder drei gewählten Durchmesser erhält.

## 5. Die Berechnungsverfahren der Heizungs- und Lüftungstechnik.

In steigendem Maße zeigt sich die Notwendigkeit, zwischen den Berechnungsverfahren der Strangnetze von Gebäudeheizungen und dem Berechnungsverfahren von anderen Rohrleitungen, z. B. Fernleitungen, größeren Verteilnetzen oder Lüftungskanälen usw. zu unterscheiden.

Die Berechnung der Gebäudeheizung muß nach einem möglichst einfachen und bei allen Firmen einheitlichen Verfahren durchgeführt werden können. Die Einheit-

lichkeit ist durch das Verfahren von Rietschel mit den Ergänzungen von Brabbée und Bradtke im wesentlichen erreicht.

Die anderen erwähnten Aufgaben verlangen eine größere Freiheit im Rechnungsgang. In diesem Sinne wird nachstehend bei den Fernleitungen ein etwas anderer Rechnungsgang eingeschlagen werden als in den früheren Auflagen. Den äußeren Anlaß zu dieser Änderung gab die Unmöglichkeit, bei Heißwasserfernleitungen für die verschiedenen vorkommenden Temperaturen mit einer einzigen großen Hilfstafel auszukommen. Die Aufnahme von mehreren Hilfstafeln verbot sich aus verschiedenen Gründen.

## V. Berechnung von Fernleitungen.

Das Wort „Fernleitung“ ist keineswegs allzu wörtlich zu nehmen. Auch die Leitungen, die bei einer größeren Anlage von der Zentrale nach den einzelnen Unterstationen und Verteilern führen, können hier mit einbezogen werden.

### A. Warmwasser- und Heißwasserfernleitungen.

#### 1. Der Beiwert $\lambda$ .

Die Gleichung von Bradtke (S. 146) gibt die Abhängigkeit der Beiwerte  $\lambda$  vom Rohrdurchmesser und der Reynoldsschen Zahl. In letzterer kommt noch der Einfluß der Strömungsgeschwindigkeit und der Temperatur zum Ausdruck. Die nachstehende Zahlentafel (S. 150) zeigt die Werte  $\lambda$  mit ihrer Abhängigkeit von Temperatur, Durchmesser und Geschwindigkeit, wobei der besseren Übersichtlichkeit wegen die Werte  $10000 \cdot \lambda$  eingetragen sind.

#### 2. Die vorläufige Rechnung.

Bei Wasserfernheizungen ist es zweckmäßig, statt mit der stündlichen Wärmerförderung  $Q_h$  des Stranges mit seiner sekundlichen Wasserförderung  $G_s$  zu rechnen. Es ist:

$$G_s = \frac{Q_h}{3600 \cdot 1,0 \cdot (t_{\text{Vorlauf}} - t_{\text{Rücklauf}})}$$

Wir greifen zurück auf Gleichung (18b) und geben ihr durch eine erste Umstellung

$$(1 - a) \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l} = 8,27 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{\lambda}{\gamma} \cdot \frac{G_s^2}{d^5}$$

und dann eine zweite Umstellung die Form

$$G_s^2 / \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l} = \frac{(1 - a) \cdot \gamma}{8,27 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot d^5. \quad (19)$$

Die linke Seite der Gleichung faßt die Forderungen der gestellten Aufgabe zusammen. Die rechte Seite stellt einen Wert dar, der im wesentlichen nur vom Rohrdurchmesser abhängt, da dieser in der fünften Potenz vorkommt. Kleine Unsicherheiten in den Werten  $a$ ,  $\lambda$  und  $\gamma$  spielen dieser Potenz gegenüber nur eine ganz untergeordnete Rolle. Als Anteil der Einzelwiderstände kann man bei Fernleitungen 15 vH rechnen, und für  $\gamma$  kann man mit hinreichender Genauigkeit sowohl bei Warmwasser als bei Heißwasser den festen Wert  $958 \text{ kg/m}^2$  ansetzen. Man erhält so für die rechte Seite der Gleichung den Wert

$$\frac{(1 - 0,15) \cdot 958}{8,27 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot d^5 = 9850 \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot d^5$$

und für die ganze Gleichung die Form

$$G_s^2 / \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l} = 9850 \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot d^5. \quad (20)$$



Zahlenwerte  $10000 \cdot \lambda$  für Warm- und Heißwasserleitung. (Die Angabe 182 bedeutet:  $\lambda = 0,0182$ .)

Nennweite Lichte Weite	Zoll mm	1"	1 $\frac{1}{4}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	2"												
		25 25,50	32 34,25	40 39,75	50 51,0	60 64	70 70	80 82,5	90 94,5	100 100,5	125 125	150 150	200 203	300 302	400 399		
$t = 60^\circ \text{C}$	$w = 0,5$	278	254	243	225	213	208	200	192	190	180	171	160	148	140		
	$= 1,0$	244	223	213	198	186	182	174	169	167	158	152	143	132	125		
	$= 2,0$	218	198	190	176	165	163	156	151	149	142	137	129	120	116		
	$= 3,0$	204	186	178	166	155	152	147	142	140	134	129	122	116	112		
	$= 5,0$	191	174	167	156	146	143	137	133	132	126	121	116	110	106		
$t = 80^\circ \text{C}$	$w = 0,5$	264	241	231	214	202	198	189	183	181	171	163	152	141	134		
	$= 1,0$	234	214	203	188	178	174	167	162	159	151	146	137	127	121		
	$= 2,0$	208	190	182	169	159	156	150	145	143	137	132	124	117	113		
	$= 3,0$	198	179	172	160	150	147	142	138	136	129	125	118	112	108		
	$= 5,0$	186	181	163	151	142	139	133	129	128	123	119	113	107	103		
$t = 100^\circ \text{C}$	$w = 0,5$	254	232	222	205	194	190	181	176	174	167	157	148	136	129		
	$= 1,0$	226	206	196	182	171	168	161	156	154	146	141	132	123	119		
	$= 2,0$	202	184	177	164	154	151	145	141	139	132	128	121	115	111		
	$= 3,0$	192	175	168	156	147	144	138	134	132	126	122	116	110	106		
	$= 5,0$	182	165	158	148	139	136	131	127	126	121	116	111	105	101		
$t = 120^\circ \text{C}$	$w = 0,5$	246	225	214	198	187	183	174	170	168	160	152	143	132	126		
	$= 1,0$	219	199	190	176	166	162	156	151	149	142	137	129	120	116		
	$= 2,0$	198	191	173	160	150	148	142	138	136	129	125	118	112	108		
	$= 3,0$	189	171	164	153	144	141	135	131	130	124	120	114	108	104		
	$= 5,0$	179	162	155	145	137	134	129	125	124	119	115	109	103	100		
$t = 140^\circ \text{C}$	$w = 0,5$	240	219	208	193	182	178	171	166	163	155	149	140	129	123		
	$= 1,0$	214	195	186	173	162	159	153	148	146	139	134	126	119	114		
	$= 2,0$	194	177	170	158	148	145	139	135	133	127	123	116	101	106		
	$= 3,0$	185	168	160	150	142	138	133	129	128	122	118	112	107	103		
	$= 5,0$	177	160	153	143	135	132	127	124	123	117	113	108	102	100		

Für  $\lambda$  kann man bei jedem Durchmesser geeignete Mittelwerte aus den senkrechten Spalten der obigen Tabelle auswählen, wobei man dem Umstande Rechnung tragen kann, daß

Vorläufige Rohrdurchmesser für Heiß- und Warmwasserfernleitungen.

Nennweite	$G_s^2 \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l}$	Nennweite	$G_s^2 \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l}$	Nennweite	$G_s^2 \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l}$
25	0,0041	110	12,60	200	271
32	0,0200	120	16,85	225	493
40	0,0456	125	21,9	250	845
50	0,171	130	28,0	275	1328
60	0,586	135	36,3	300	2060
70	0,95	140	43,9	325	3130
80	2,23	150	56,2	350	4680
90	4,55	160	84,0	375	6660
100	6,55	175	145,5	400	8960

bei engen Rohren meist die hohen Geschwindigkeiten, bei weiten Rohren die niederen Geschwindigkeiten ausfallen. Auf diese Weise sind die zu jeder Nennweite gehörigen Werte der rechten Seite in Gleichung (20) errechnet und in der nebenstehenden Zahlentafel den Nennweiten zugeordnet.

Da die linke Seite der Gleichung aus den Forderungen der Aufgabe rasch zu errechnen ist, ist damit auch der vorläufige Rohrdurchmesser rasch gefunden. Wegen des Einflusses der fünften Potenz des Durchmessers und wegen der verhältnismäßig großen Stufung der Rohrnormung umfaßt jede Nennweite einen ziemlich großen Bereich.

### 3. Endgültige Rechnung.

Zur Nachrechnung dient Gleichung (17a), welche mit Verwendung des Wertes  $\gamma = 958$  für Warm- und Heißwasser die Form annimmt:

$$p_1 - p_2 = \left( \lambda \frac{\Sigma l}{d} + \Sigma \zeta \right) \cdot 49 \cdot w_s^5 [\text{mm WS}]. \quad (21)$$

Die Durchführung der Rechnung erläutert am besten das folgende Zahlenbeispiel:

**Beispiel 6.** Für das in Abb. 205 dargestellte Heißwasserfernnetz sind die Rohrdurchmesser zu berechnen. Die Längen  $l$  der einzelnen Teilstrecken, ihre  $\zeta$ -Werte und ihre Wärmeförderungen sind aus untenstehender Zusammenstellung zu entnehmen.

Nummer der Teilstrecke	Länge $l$ [m]	Zahlenwert $\Sigma\zeta$	Wärmelieferung $Q_h$ [ $10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$ ]	Nummer der Teilstrecke	Länge $l$ [m]	Zahlenwert $\Sigma\zeta$	Wärmelieferung $Q_h$ [ $10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$ ]
1	200	7,2	0,68	5	156	5,0	2,43
2	86	4,0	1,00	6	110	6,5	1,20
3	88	4,2	1,68	7	210	5,5	3,63
4	90	4,8	0,75				

Die Vorlauftemperatur beträgt  $120^\circ \text{C}$ , die Rücklauftemperatur  $60^\circ \text{C}$ . Am Anfang  $E$  des Netzes stehen 12 m WS Druckunterschied zwischen Vorlauf und Rücklauf zur Verfügung. An den Verbrauchsstellen  $A, B', C'$  und  $D'$  sollen noch mindestens 4 m WS vorhanden sein.

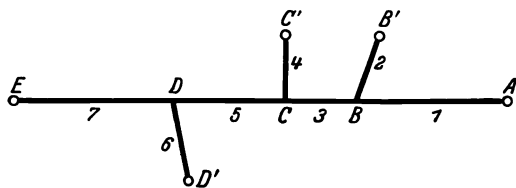


Abb. 205. Strangschema zu den Beispielen 6 und 7.

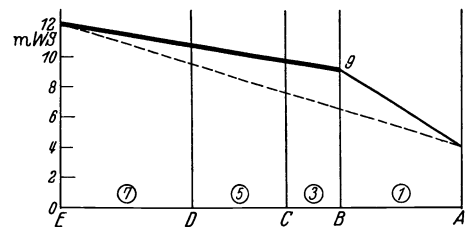


Abb. 206.

### 1. Vorläufige Rechnung für den Hauptstrang.

Es empfiehlt sich, als Hauptstrang nur die Strecke von  $E$  bis  $B$  aufzufassen und die Teilstrecke  $1$  ebenso wie die Teilstrecken  $2, 4$  und  $6$  als Abzweigungen zu betrachten. Verbraucht man von dem zur Verfügung stehenden Druckunterschied möglichst wenig im Hauptstrang, so erzielt man den Vorteil, daß Eingriffe an einer Verbrauchsstelle nur in geringem Maße auf die Druckunterschiede an den anderen Verbrauchsstellen zurückwirken. Die entstehende Verteuerung des Hauptstranges wird durch die Verbilligung der Abzweigungen zum großen Teil aufgewogen.

Unter der Annahme eines Druckunterschiedes in Punkt  $B$  von 9 m WS (vgl. Abb. 206) ist

$$p_E - p_B = 12000 - 9000 = 3000 \text{ mm WS.}$$

Die Länge des Hauptstranges (Vorlauf + Rücklauf) ist:

$$\Sigma l = 2 \cdot (210 + 156 + 88) = 908 \text{ m.}$$

Damit wird

$$\frac{p_E - p_B}{\Sigma l} = \frac{3000}{908} = 3,3 \left[ \frac{\text{mm WS}}{\text{m}} \right].$$

Die sekundlichen Wassermengen  $G_s$  ergeben sich aus den stündlichen Wärmemengen  $Q_h$  durch die Beziehung:

$$G_s = \frac{Q_h}{3600 \cdot 1,0(120^\circ - 60^\circ)} = \frac{Q_h}{216000} [\text{kg/sek}].$$

Damit sind alle Unterlagen gegeben, um mit Hilfe der unteren Zahlentafel von S. 150 die vorläufigen Rohrdurchmesser zu bestimmen.

Teilstrecke	$Q_h \cdot 10^{-6}$	$G_s$	$G_s^2$	$G_s^2 \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l}$	$d_{\text{vorl}}$
7	3,63	16,80	282	85	160
5	2,43	11,25	126	38,2	140
3	1,68	7,78	60,5	18,2	125

### 2. Nachrechnung des Hauptstranges.

Hierzu dient Gleichung (21):

$$p_1 - p_2 = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma\zeta \right) \cdot 49 \cdot w_s^2 [\text{mm WS}].$$

Die  $\lambda$ -Werte werden aus der Zahlentafel von S. 150 entnommen. Die Geschwindigkeiten  $w_s$  errechnet man aus der sekundlichen Wassermenge  $G_s$  und dem Rauminhalt von 1 m Rohr des betreffenden Durchmessers (vgl. die Zahlentafel 11 im Anhang).

Teilstrecke	7	5	3
Vorläufige Nennweite	160	140	125
$G_s$ . . . . . kg/sek	16,80	11,25	7,78
$V_s = G_s : 0,958$ . . . . . dm <sup>3</sup> /sek	17,50	11,72	8,10
Vol. je 1 m Rohr . . . . . dm <sup>3</sup> /m	20,6	16,1	12,3
$w_s =$ Quotient aus Zeile 2 und 3, m/sek	0,85	0,73	0,66
$w_s^2$ . . . . .	0,72	0,53	0,435
$49 \cdot w_s^2$ . . . . .	35,3	28,0	21,5
$\lambda$ im Vorlauf ( $\times 10000$ ) . . . . .	141	146	150
$\lambda$ im Rücklauf ( $\times 10000$ ) . . . . .	159	164	173
$\lambda$ mittel . . . . .	0,0150	0,0155	0,0162
$l$ (Vorlauf + Rücklauf) . . . . .	420	312	176
$\lambda \cdot l/d$ . . . . .	39,3	34,6	22,8
$\Sigma \zeta$ (laut Rohrplan) . . . . .	5,5	5,0	4,2
$\lambda \cdot l/d + \Sigma \zeta$ . . . . .	44,8	39,6	27,0
$p_1 - p_2 = (\lambda \cdot l/d + \Sigma \zeta) \cdot 49 \cdot w_s^2$ [mm WS]	1580	1110	580
Gesamter Druckabfall . . . . .	3270 mm WS		

Der Druck an den Knotenpunkten errechnet sich wie nachstehend:

$p_E = 12000$ mm WS
— 1580 „ „
$p_D = 10420$ mm WS
— 1110 „ „
$p_C = 9310$ mm WS
— 580 „ „
$p_B = 8730$ mm WS

3. Vorläufige Rechnung für die Abzweigungen.

Die Rechnung unterscheidet sich von derjenigen des Hauptstranges nur dadurch, daß das Druckgefälle  $(p_1 - p_2)/2l$  in jeder Teilstrecke verschieden ist.

Teilstrecke	$Q_h \left[ 10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$	$G_s$	$G_s^2$	$p_1 - p_2$	$2l$	$\frac{p_1 - p_2}{2l}$	$G_s^2 / \frac{p_1 - p_2}{2l}$	$d_{\text{Vorl}}$
1	0,68	3,15	9,9	4730	400	11,8	0,84	70
2	1,00	4,63	21,4	4730	172	27,5	0,78	70
4	0,75	3,47	12,1	5310	180	29,5	0,41	60
6	1,20	5,56	30,8	6420	220	29,2	1,06	70 oder 80

Teilstrecke	6	
Vorläufiger Durchmesser	70	80
$G_s$ . . . . .	5,56	5,56
$V_s = G_s : 0,958$ . . . . .	5,80	5,80
Vol. je 1 m Rohr . . . . .	3,85	5,35
$w_s$ . . . . .	1,51	1,08
$w_s^2$ . . . . .	2,27	1,17
$49 \cdot w_s^2$ . . . . .	111	57
$\lambda$ im Vorlauf ( $\times 10000$ ) . . . . .	155	149
$\lambda$ im Rücklauf ( $\times 10000$ ) . . . . .	173	165
$\lambda$ mittel . . . . .	0,0164	0,0157
$l$ . . . . .	220	220
$\lambda \cdot l/d$ . . . . .	51,5	41,9
$\Sigma \zeta$ . . . . .	6,5	6,5
$\lambda \cdot l/d + \Sigma \zeta$ . . . . .	58,0	48,4
$p_D - p_{D'} = (\lambda \cdot l/d + \Sigma \zeta) \cdot 49 \cdot w_s^2$ . . . . .	6450	2760
$p_D$ . . . . .	10420	10420
$p_D - p_{D'}$ . . . . .	6450	2760
$p_{D'}$ . . . . .	3970	7660

4. Nachrechnung für die Abzweigungen.

Diese erfolgt genau, wie oben für den Hauptstrang gezeigt. Sie soll nur für die Teilstrecke 6 durchgeführt werden, da hier zwei Durchmesser zur Wahl stehen.

Die Rechnung zeigt, daß bei dem Nenndurchmesser 70 mm die Forderung von 4 m WS an der Verbrauchsstelle  $D'$  eben nicht mehr erfüllt wird, daß aber der nächsthöhere Nenndurchmesser von 80 mm fast die doppelte Höhe des verlangten Druckes ergibt.

B. Dampfernleitungen.

1. Der Beiwert  $\lambda$ .

Die nebenstehende Zahlentafel (S. 153) zeigt für Dampf

Zahlenwerte 10000  $\lambda$  für Dampfleitungen. (Die Angabe 184 bedeutet:  $\lambda = 0,00184$ .)

Nennweite Lichte Weite	Zoll mm	1''	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> ''	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> ''	2''	60	70	80	90	100	125	150	200	300	400
		25,50	34,25	39,75	51,0	64,0	70,0	82,5	94,5	100,5	125	150	203	302	399
$p = 1,0 \text{ ata}$	$w = 10$	334	306	290	270	255	250	237	229	225	214	204	190	172	162
	$= 20$	287	262	251	234	220	215	205	198	195	184	179	165	152	143
	$= 40$	251	230	219	203	191	186	179	172	170	162	157	146	135	128
	$= 60$	235	212	203	188	177	173	166	161	159	148	146	137	127	121
	$= 80$	224	201	193	179	169	166	159	154	152	145	141	131	122	118
$p = 2,0 \text{ ata}$	$w = 10$	293	267	257	239	225	218	209	202	199	188	181	169	155	146
	$= 20$	257	234	223	207	195	189	182	176	174	165	158	148	138	130
	$= 40$	227	208	196	183	172	169	162	157	154	147	141	133	124	118
	$= 60$	212	193	184	171	162	159	152	148	145	139	134	126	118	113
	$= 80$	204	186	177	165	155	152	147	142	139	133	128	123	115	110
$p = 3,0 \text{ ata}$	$w = 10$	275	251	239	222	209	202	195	188	186	176	169	158	146	137
	$= 20$	241	220	210	194	183	178	171	166	163	155	149	140	131	124
	$= 40$	215	196	186	173	163	160	153	149	146	140	135	127	119	114
	$= 60$	203	184	175	163	154	151	145	141	138	133	129	124	113	110
	$= 80$	195	178	169	158	149	145	140	135	133	129	124	118	110	106
$p = 5,0 \text{ ata}$	$w = 10$	253	231	220	204	192	186	179	173	171	162	156	146	136	128
	$= 20$	224	205	194	180	170	167	160	156	152	145	140	132	123	117
	$= 40$	202	184	175	163	154	150	145	141	138	132	128	121	113	110
	$= 60$	192	174	166	155	146	142	138	134	132	127	122	117	109	105
	$= 80$	186	169	160	151	141	137	133	131	128	122	119	114	105	103
$p = 10,0 \text{ ata}$	$w = 10$	228	208	198	184	172	169	162	157	154	147	142	133	125	119
	$= 20$	205	187	177	165	156	152	147	143	140	134	130	123	114	110
	$= 40$	189	171	162	153	143	139	135	131	129	124	120	115	107	104
	$= 60$	181	163	155	146	137	135	129	128	124	119	117	112	103	100
	$= 80$	175	159	151	144	134	131	126	123	122	117	112	108	101	098

Vorläufige Rohrdurchmesser für Dampffernleitungen.

Nennweite	$\frac{G_h^2}{\gamma} / \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l}$	Nennweite	$\frac{G_h^2}{\gamma} / \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l}$	Nennweite	$\frac{G_h^2}{\gamma} / \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l}$
25	51	110	147300	200	3408000
32	241	120	205400	225	6330000
40	567	125	271700	250	11080000
50	2315	130	354500	275	18000000
60	7925	135	442000	300	23000000
70	12440	140	550300	325	43150000
80	28970	150	726000	350	62250000
90	57150	160	1067000	375	91800000
100	85400	175	1877000	400	123600000

als strömendes Mittel die Abhängigkeit des Beiwertes  $\lambda$  vom Rohrdurchmesser, dem Dampfdruck und der Strömungsgeschwindigkeit. Die Zahlentafel gilt für Sattedampf. Für Heißdampf sind die Werte etwas größer. Bei einer Überhitzung um  $50^\circ$  kann man im Mittel für alle Bereiche der Tabelle die Werte um etwa 3,5 vH höher setzen.

## 2. Die vorläufige Rechnung.

Bei Dampffernleitungen ist es zweckmäßig, statt mit dem sekundlichen Dampfgewicht mit dem stündlichen Dampfgewicht zu rechnen.

Die Gleichung (19) läßt sich für die Dampffernleitung übernehmen, nur ist zu beachten, daß  $\gamma$  nicht mehr als konstant angenommen werden kann, da es sich stark mit dem Druck ändert. Es wird deshalb  $\gamma$  auf die linke Gleichungsseite gebracht.

Auf der rechten Gleichungsseite erhält man mit dem Zahlenwert  $a = 0,15$  und der Umrechnung auf die Stunde den Ausdruck

$$\frac{(1 - 0,15) \cdot 3600^2}{8,27 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{d^5}{\lambda} = 1,33 \cdot 10^8 \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot d^5,$$

und die ganze Gleichung lautet:

$$\frac{G_h^2}{\gamma} \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l} = 1,33 \cdot 10^8 \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot d^5. \quad (22)$$

Ebenso wie bei den Heißwasserfernleitungen sind auch hier die Werte der Gleichung in einer Zahlentafel zusammengestellt.

### 3. Endgültige Rechnung.

Zur Nachrechnung dient Gleichung (17a):

$$p_1 - p_2 = \left( \lambda \cdot \frac{\Sigma l}{d} + \Sigma \zeta \right) \cdot 5,1 \cdot 10^{-2} \cdot \gamma \cdot w_s^2.$$

Die zur Bestimmung des spezifischen Gewichtes  $\gamma$  notwendigen mittleren Drucke  $p_m$  der Teilstrecken werden am einfachsten aus einer zeichnerischen Darstellung des Druckverlaufes gemäß der vorläufigen Rechnung entnommen.

**Beispiel 7.** Für das in Abb. 205 dargestellte Dampffernnetz sind die Rohrdurchmesser zu berechnen. Die Längen  $l$  der einzelnen Teilstrecken, ihre  $\zeta$ -Werte und die stündlich geförderten Dampfmenngen sind aus nachstehender Zusammenstellung zu entnehmen.

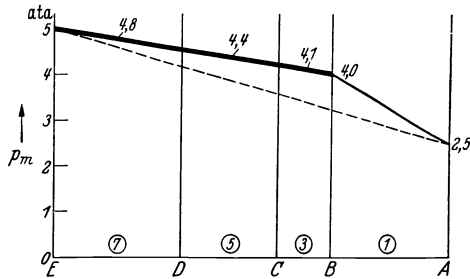


Abb. 207.

Nummer der Teilstrecke	Länge $l$ [m]	Zahlenwerte $\Sigma \zeta$	Dampf-förderung [kg/h]
1	200	7,2	1300
2	86	4,0	1900
3	88	4,2	3300
4	90	4,8	1450
5	156	5,0	4900
6	110	6,5	2300
7	210	5,5	7400

Der Dampf ist Satttdampf. Die Dampfminderung durch Kondensatbildung in der Leitung ist in den Zahlen der letzten Spalte bereits berücksichtigt. Im Punkt  $E$  am Anfang des Netzes steht ein Druck von 7,0 ata zur Verfügung. An den Verbrauchstellen  $A$ ,  $B$ ,  $C$  und  $D$  sollen noch mindestens 2,5 ata vorhanden sein.

#### 1. Vorläufige Rechnung für den Hauptstrang.

Aus den Gründen, die beim Beispiel 6 für das Wasserfernnetz erläutert wurden, sei auch hier als Hauptstrang nur die Strecke  $E$  bis  $B$  angenommen. Im Punkt  $B$  sei ein Druck von 4,0 ata angesetzt, so daß für den Hauptstrang ein Druckabfall von 10000 [kg/m<sup>2</sup>] zur Verfügung steht. Wir erhalten

$$\frac{p_E - p_B}{\Sigma l} = \frac{10000}{210 + 156 + 88} = 22 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{m}} \right].$$

Unter Benutzung der unteren Zahlentafel auf S. 153 ergeben sich die nachstehenden vorläufigen Rohrdurchmesser:

Teil-strecke	$G_h$	$G_h^2$	$p_m$	$\gamma$	$\frac{G_h^2}{\gamma}$	$\frac{G_h^2}{\gamma} \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l}$	$d_{\text{vorl}}$
7	7400	$54,8 \cdot 10^6$	4,8	2,52	$21,8 \cdot 10^6$	990000	160
5	4900	$24,0 \cdot 10^6$	4,4	2,32	$10,3 \cdot 10^6$	468000	140
3	3300	$10,9 \cdot 10^6$	4,1	2,17	$5,03 \cdot 10^6$	229000	125

2. Nachrechnung für den Hauptstrang.

Hierzu dient die Gleichung (17a):

$$p_1 - p_2 = \left( \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \cdot 5,1 \cdot 10^{-2} \cdot \gamma \cdot w_s^2.$$

Die Zahlenwerte  $\lambda$  sind aus der oberen Zahlentafel von S. 153 entnommen. Der Rechnungsgang ist durch die nachstehende Zusammenstellung gezeigt.

Teilstrecke	7	5	3
Vorläufiger Durchmesser	160	140	125
Mittlerer Druck	4,8	4,4	4,1
$G_h$ . . . . . [kg/h]	7400	4900	3300
$\gamma$ . . . . . [kg/m <sup>3</sup> ]	2,52	2,32	2,17
$V_h$ . . . . . [m <sup>3</sup> /h]	2940	2130	1520
$V_s$ . . . . . [dm <sup>3</sup> /sek]	818	591	422
Vol. je 1 m Rohr . . . . . [dm <sup>3</sup> /m]	20,6	16,1	12,3
$w_s$ . . . . . [m/sek]	39,7	36,7	34,3
$w_s^2$ . . . . .	1576	1347	1176
$5,1 \cdot 10^{-2} \cdot w_s^2$ . . . . .	80,4	68,7	60,0
$5,1 \cdot 10^{-2} \cdot w_s^2 \cdot \gamma$ . . . . .	203	159	130
$\lambda$ . . . . .	0,0127	0,0131	0,0137
$l$ . . . . .	210	156	88
$\lambda \cdot l/d$ . . . . .	16,7	14,6	95,6
$\Sigma \zeta$ . . . . .	5,5	5,0	4,2
$\lambda \cdot l/d + \Sigma \zeta$ . . . . .	22,2	19,6	13,85
$p_1 - p_2 = (\lambda \cdot l/d + \Sigma \zeta) \cdot 5,1 \cdot 10^{-2} \cdot w_s^2 \cdot \gamma$	4500	3130	1800
	9430 [kg/m <sup>2</sup> ]		

An den Abzweigstellen stellen sich nachstehende Drucke ein:

$$p_D = 50000 - 4500 = 45500 \text{ [kg/m}^2\text{]} = 4,55 \text{ ata}$$

$$p_C = 45500 - 3130 = 42370 \text{ ,, } = 4,24 \text{ ,,}$$

$$p_B = 42370 - 1800 = 40570 \text{ ,, } = 4,06 \text{ ,,}$$

3. Berechnung der Abzweigungen.

Es soll hier nur die vorläufige Rechnung durchgeführt werden.

Teil- strecke	$G_h$	$G_h^2$	$p_1 - p_2$	$\Sigma l$	$\frac{p_1 - p_2}{l}$	$p_m$	$\gamma_m$	$\frac{G_h^2}{\gamma} \left  \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l} \right $	$d_{\text{vorl}}$
1	1300	$1,69 \cdot 10^6$	20570	200	104	3,6	1,92	8450	60
2	1900	$3,61 \cdot 10^6$	20570	86	241	3,6	1,92	7800	60
4	1450	$2,10 \cdot 10^6$	22370	90	248	3,6	1,92	4400	60
6	2300	$5,29 \cdot 10^6$	25500	110	232	3,6	1,92	11900	70

## VI. Berechnung der Strangnetze von Warmwasserheizungen.

### A. Der Grundgedanke der Rechnung.

Der Gang der Rechnung soll an dem in Abb. 208 gezeichneten einfachen Heizsystem, das nur aus dem Heizkessel und einem Heizkörper besteht, erläutert werden. Dabei sei angenommen, daß Temperaturänderungen des Wassers nur im Heizkörper und im Kessel, nicht aber in den Rohrleitungen stattfinden.

### 1. Der wirksame Druck.

Die Kraft, welche das Wasser in Umlauf hält, ist der Gewichtsunterschied zwischen der schwereren Wassersäule im Rücklauf und der leichteren Wassersäule im Vorlauf. Es bezeichne:

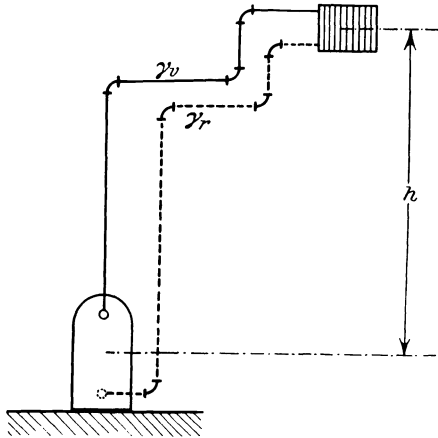


Abb. 208. Zur Ableitung der Gleichung (23).

$H$  den gesuchten wirksamen Druckunterschied in mm WS,

$h$  den Höhenunterschied zwischen Kesselmitte und Heizkörpermitte in m,

$\gamma_v$  das spez. Gewicht des Wassers im Vorlauf in  $\text{kg/m}^3$ ,

$\gamma_r$  das spez. Gewicht des Wassers im Rücklauf in  $\text{kg/m}^3$ .

Dann gilt die Gleichung:

$$H = h \cdot (\gamma_r - \gamma_v) [\text{kg/m}^2]. \quad (23)$$

Der Wert  $H$  tritt an Stelle des in den früheren Gleichungen mit  $p_1 - p_2$  bezeichneten Druckunterschiedes. Hierbei sei daran erinnert, daß eine Druckangabe in  $\text{kg/m}^2$  stets zahlenmäßig gleich ist der Druckangabe in mm WS.

### 2. Die Grundgleichung für den Wasserumlauf im Rohrnetz.

Unter dem Einfluß des wirksamen Druckes  $H$  stellt sich eine Bewegung des Wassers im Rohrnetz ein. Die Strömungsgeschwindigkeit steigt so lange an, bis die gesamten Strömungswiderstände, nämlich die Summe aus allen Einzelwiderständen plus der Summe aller Widerstände in den geraden Rohrstrecken, gleich der wirksamen Druckhöhe sind. Daraus ergibt sich die Grundgleichung

$$H = \Sigma Z + \Sigma Rl \quad (24a)$$

oder

$$H - \Sigma Z = \Sigma Rl. \quad (24b)$$

Die Einzelwiderstände lassen sich erst dann rechnerisch erfassen, wenn der Durchmesser der Strömungswege annähernd bekannt ist. Man teilt deshalb (vgl. S. 148) den ganzen Rechnungsgang in eine vorläufige Rechnung und eine Nachrechnung.

Zum Zwecke der vorläufigen Rechnung nimmt man an, daß je nach dem Charakter des Gebäudes oder der Heizanlage die Einzelwiderstände einen erfahrungsmäßig bekannten Bruchteil ( $a$  vH der wirksamen Druckhöhe) aufzehren und der Rest für die geraden Rohrstrecken übrigbleibt. Der Bruchteil der Einzelwiderstände ist für gewöhnliche Wohngebäudeheizungen etwa 50 vH, für Fernleitungen etwa 10 bis 20 vH. Über genauere Werte s. Zahlentafel 16, S. 277.

Die Grundgleichung lautet nun in dritter Form:

$$H - a \cdot H = (1 - a) \cdot H = \Sigma Rl. \quad (25)$$

Mit dem Druckverlust, wie er auf der linken Seite der letzten Gleichung steht, berechnet man nun ein gedachtes Rohrnetz, von dem man sich vorstellt, daß in allen Formstücken die Strömung reibungslos verläuft, dafür aber nur der um  $a$  vH verminderte Druck zur Verfügung steht. Es ist üblich, die Rohrnetze so zu berechnen, daß innerhalb desselben Rohrzuges nicht die Strömungsgeschwindigkeit  $w$ , sondern das Druckgefälle  $R$  konstant ist. Damit wird

$$R = (1 - a) \frac{H}{\Sigma l}, \quad (26)$$

also eine Größe, die aus dem Rohrplan ohne Mühe zu errechnen ist.

### 3. Die Gleichung für den Rohrdurchmesser.

Der Rohrdurchmesser ist nun so zu bestimmen, daß das aus Gleichung (26) errechnete Druckgefälle  $R$  sich bei der erforderlichen Wassermenge einstellt.

Hierzu dient Gleichung (18b), der wir die Form geben:

$$(1 - a) \frac{H}{\Sigma l} = R = 8,27 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{\lambda}{\gamma} \cdot \frac{G_h^2}{d^5}.$$

Die rechte Seite müssen wir mehrfach umformen. Erstens ist es in der Heizungs-technik üblich, die Durchmesser in Millimetern anzugeben und als Zeiteinheit die Stunde zu wählen. Wir setzen

$$R = 8,27 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1000^5}{3600^2} \cdot \frac{\lambda}{\gamma} \frac{G_h^2}{d^5} = 6,4 \cdot 10^6 \cdot \frac{\lambda}{\gamma} \frac{G_h^2}{d^5}. \quad (27)$$

Zweitens ist bei der Warmwasserheizung die stündliche Wassermenge  $G_h$  eines Stromkreises bei vorgeschriebener Wärmeleistung  $Q_h$  aus Vorlauf- und Rücklauf-temperatur zu errechnen. Mit  $t_{\text{Vorl}} = 90^\circ \text{C}$  und  $t_{\text{Rückl}} = 70^\circ \text{C}$  wird  $G_h = \frac{Q_h}{20}$ . Endlich ist für  $\gamma$  bei Warmwasser der Wert 972 einzusetzen.

Wir erhalten damit die für die Rohrnetz-berechnung von Warmwasserheizungen grundlegende Gleichung

$$R = 16,5 \cdot \lambda \cdot \frac{Q_h^2}{d^5}. \quad (28)$$

Um das Auswerten der 5. Wurzel zu ersparen, wurden die großen Hilfstafeln (Innenseite des Buchdeckels) berechnet.

### 4. Beschreibung der Hilfstafel I bzw. II.

Die Haupttabelle enthält in der linken und rechten Randspalte das Druckgefälle  $R$ , im Kopf die Nennwerte der Rohre und in jedem Tabellenfeld zuerst die stündliche Wärmemenge  $Q_h$  und darunter die später benötigte sekundliche Wassergeschwindigkeit  $w$ .

Die Tabelle gibt also gemäß Gleichung (28) den Zusammenhang zwischen  $R$ ,  $Q_h$  und  $d$  und dient zur bequemen zahlenmäßigen Verwertung dieser Gleichung.

Es sei darauf aufmerksam gemacht, daß die Widerstandszahl  $\lambda$  von  $w$  und  $d$ , damit also auch von  $Q_h$  und  $d$  abhängt. Diese Abhängigkeit ist bereits bei der Aufstellung der Hilfstafel berücksichtigt. Ferner ist zu erwähnen, daß die nach der Gleichung (28) berechneten Werte von  $R$  noch um 5 vH erhöht wurden als Sicherheitszuschlag für unkontrollierbare Zusatzwiderstände, die sich bei der Ausführung der Anlagen ergeben.

Die Hilfstafel I umfaßt das Zahlengebiet für Schwerkraftheizungen, die Tafel II für Pumpenheizungen.

#### Bemerkung zu den Hilfstafeln I und II.

(Im Streifband am Schluß des Buches.)

Die Hilfstafeln sind für einen Temperaturunterschied ( $t_v - t_r$ ) von  $20^\circ \text{C}$  entworfen worden. Für alle gewöhnlichen Fälle, bei denen mit dem letztgenannten Unterschied gearbeitet wird, können sie ohne weiteres benutzt werden. Ist dagegen ein anderer Temperaturunterschied, z. B. mit  $t^\circ \text{C}$  gegeben, so sind die durch die einzelnen Teilstrecken zu fördernden Wärmemengen zunächst mit  $20/t$  zu multiplizieren; hierauf können die Hilfstafeln unmittelbar verwendet werden.

**Beispiel 8.** (Vorübung zum Handhaben der Hilfstafel.) In einem 10 m langen Stromkreis mit einer Vorlauf-temperatur von  $90^\circ \text{C}$  und einer Rücklauf-temperatur von  $70^\circ \text{C}$  soll eine Wärmemenge von 35000 kcal/h gefördert werden. Es steht eine Druckhöhe von 3,6 mm WS zur Verfügung.



Welchen Durchmesser muß die Rohrleitung erhalten?  
Wie groß ist die Wassergeschwindigkeit?

Da für die 10 m lange Rohrleitung eine Druckhöhe von 3,6 mm WS zur Verfügung steht, so beträgt das Druckgefälle  $R = 3,6:10 = 0,36$  mm WS/1 m Rohr. Man geht in der Spalte für das Druckgefälle nach unten bis zum Wert 0,36 und findet, in dieser Reihe nach rechts gehend, nur die Wärmemengen 29000 und 36700 kcal/h angegeben, entsprechend den beiden handelsüblichen Durchmessern 60 mm und 70 mm. Man wählt den größeren Durchmesser  $d = 70$ . Um die herrschende Wassergeschwindigkeit zu bestimmen, geht man in der Spalte für den Durchmesser 70 mm bis zur Wärmemenge 35000 kcal/h und findet unter dieser Zahl eine Wassergeschwindigkeit von 0,13 m/s und damit, von dieser Zahl aus nach links gehend, ein Druckgefälle von 0,33. Da also wegen der handelsüblichen Stufung der Rohrdurchmesser ein etwas zu weites Rohr gewählt werden mußte, werden von dem zur Verfügung stehenden Druck von 3,6 mm nur  $10 \cdot 0,33 = 3,3$  mm aufgebraucht.

## B. Zweirohrsystem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung.

### 1. Vorbereitende Arbeit.

Liegt für ein Projekt Rohrplan und Strangschema fest, so beginnt die Ausarbeitung damit, daß man den ungünstigsten Strang herausucht. Dies ist die Rohrverbindung des Kessels mit dem am ungünstigsten gelegenen Heizkörper, meist jenem Heizkörper, der bei niedrigster Höhenlage über dem Kessel zugleich die größte horizontale Entfernung hat. Im Zuge dieses Rohrstranges legt man dann die einzelnen Teilstrecken fest, wobei man unter Teilstrecken alle jene Rohrstrecken versteht, in welchen sich die Wassermenge nicht ändert, also von T-Stück zu T-Stück. Diese Teilstrecken numeriert man dann vom Heizkörper ausgehend durch den Rücklauf zum Kessel und von hier wieder zum Heizkörper zurück. Durch Summierung der Längen all dieser Teilstrecken bildet man den Wert  $\Sigma l$ . Die wirksame Druckhöhe  $H$  ist nach Zahlentafel 12 bzw. 13 zu berechnen. Von ihr ist der Anteil der Einzelwiderstände nach Zahlentafel 16 abzuziehen. Der Rest wird durch  $\Sigma l$  dividiert, wodurch das Druckgefälle  $R$  erhalten wird.

### 2. Vorläufige Ermittlung der Rohrdurchmesser.

Der Wert  $R$  ist in der Hilfstafel I aufzusuchen, worauf man, in derselben Waagerechten fortschreitend, über der jeweilig zu fördernden Wärmemenge sofort den vorläufigen Rohrdurchmesser abliest. Sinngemäß erfolgt, wie die nachstehenden Beispiele zeigen, die Behandlung der anderen Stromkreise.

Die so erhaltenen Durchmesser können direkt in den Vordruck (Spalte e S. 160) eingetragen werden.

Man nennt diese vorläufige Ermittlung des Rohrdurchmessers auch häufig „Annahme des Rohrdurchmessers für den Kostenanschlag“.

### 3. Nachrechnung der Rohrleitung für die Ausführung.

Die vorläufigen Rohrdurchmesser sind aus zwei Gründen unsicher, erstens zwang uns die Notwendigkeit, mit den genormten Rohrdurchmessern auszukommen, immer wieder dazu, bald größere oder kleinere Rohrweiten zu wählen, als der verlangten Wärmeleistung genau entsprochen hätte, und zweitens war der Einfluß der Einzelwiderstände durch den erfahrungsmäßigen Prozentsatz „ $a$ “ nur schätzungsweise berücksichtigt.

Diese Unsicherheiten müssen nun durch die Nachrechnung beseitigt werden.

In der großen Tabelle der Hilfstafel geht man von dem vorläufigen Durchmesser aus und sucht lotrecht unter ihm die zu fördernde Wärmemenge. Man findet

dort auch gleich die richtige Wassergeschwindigkeit, die man sich für später notiert. Von diesem Tabellenrechteck aus nach links oder rechts schreitend findet man in der Randspalte den Wert  $R$ , der mit der Länge der Teilstrecke zu multiplizieren ist. Auf diese Weise findet man das richtige  $\Sigma Rl$ . Um  $\Sigma Z$  zu finden, bestimmt man unter Benutzung der linken unteren Hälfte der Hilfstafel die Werte  $\Sigma \zeta$  für jede Teilstrecke. Unter Benutzung dieses Wertes und der bereits früher notierten Wassergeschwindigkeit wird aus der Zahlentafel links oben der zugehörige Einzelwiderstand unmittelbar erhalten.

$\Sigma lR + \Sigma Z$ , gebildet für alle Teilstrecken eines Stromkreises, muß gleich der in diesem Kreis zur Verfügung stehenden Druckhöhe  $H$  sein. Ist dies nicht in hinreichendem Maße der Fall, so müssen einzelne Teilstrecken so lange geändert werden, bis vorstehende Bedingung erfüllt ist.

#### 4. Beispielsrechnung.

**Beispiel 9.** Aufgabe: Für die in nebenstehend abgebildetem Strangschema Abb. 209 dargestellte Heizanlage mit unterer Verteilung ist die Rohrdimensionierung durchzuführen. Die Berechnung soll ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung erfolgen. Die Temperatur des Wassers soll im Vorlauf  $90^\circ\text{C}$ , im Rücklauf  $70^\circ\text{C}$  betragen.

##### Durchrechnung.

Nach Einteilung der Teilstrecken füllt man zunächst die Spalten a, b und d des Vordruckes aus. Dann beginnt man mit der Berechnung des Druckgefälles  $R$  und der Annahme der vorläufigen Rohrdurchmesser  $d$ . Die Nennweiten dieser Rohrdurchmesser werden in Spalte e eingetragen.

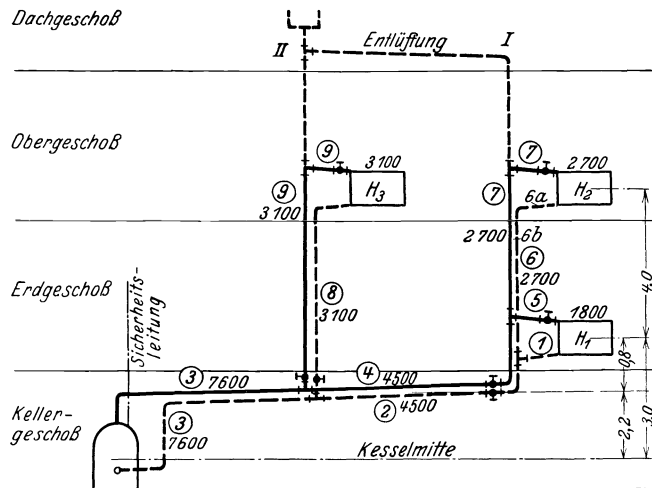


Abb. 209. Strangschema zu Beispiel 9.

##### 1. Vorläufige Rechnung.

- a) Stromkreis des Heizkörpers 1 (d. i. der ungünstigste).  
(Teilstrecken 1 bis 5.)

Wirksamer Druck (aus Zahlentafel 13) . . . . .  $H = 3,0 \cdot 12,47 = 37,4$  mm WS  
 Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 1 bis 5 (nach Zahlen-  
 tafel 16) . . . . .  $50 \nu H = 18,7$  „ „  
 Gesamtlänge dieser Teilstrecken . . . . . = 29,0 m  
 Druckgefälle . . . . .  $R = 18,7 : 29,0 = 0,65$  mm WS/m

Hieraus folgen unter Benutzung der Hilfstafel I die „vorläufigen Rohrdurchmesser  $d$ “, die in Spalte e des Vordruckes einzutragen sind.

- b) Stromkreis des Heizkörpers 2.  
(Teilstrecken 2, 3, 4, 6, 7.)

Wirksamer Druck . . . . .  $H = 7,0 \cdot 12,47 = 87,2$  mm WS  
 Bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken . .  $50 \nu H = 43,6$  „ „  
 Hiervon aufgebraucht in den mit dem Stromkreis des Heizkörpers 1  
 gemeinsamen Teilstrecken 2, 3, 4 mit einer Gesamtlänge von 26 m  
 $26,0 \cdot 0,65 = 16,9$  „ „  
 Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 6 und 7 . . . . . = 26,7 mm WS  
 Gesamtlänge dieser Teilstrecken . . . . . = 11,0 m  
 Druckgefälle . . . . .  $R = 26,7 : 11,0 = 2,4$  mm WS/m

c) Stromkreis des Heizkörpers 3.  
(Teilstrecken 3, 8, 9.)

Wirksamer Druck. . . . .  $H = 7,0 \cdot 12,47 = 87,2$  mm WS  
 Bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken . .  $50 \nu H = 43,6$  „ „  
 Hiervon aufgebraucht in Teilstrecke 3 (Stromkreis 1)  $14,0 \cdot 0,65 = 9,1$  „ „  
 Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 8 und 9 . . . . .  $= 34,5$  mm WS  
 Gesamtlänge dieser Teilstrecken . . . . .  $= 13,0$  m  
 Druckgefälle . . . . .  $R = 34,5 : 13,0 = 2,7$  mm WS/m

Aus dem Rohrplan				Vorläufiger Rohrdurchmesser <i>d</i>	Nachrechnung										Unterschied		
Teilstrecke Nr.	Wärme- menge kcal/h	Wärme- menge bei einer Temp.- Absenkung von...°C kcal/h	Länge der Teil- strecke <i>l</i> m		mit vorläufigem Rohr- durchmesser					mit geändertem Rohr- durchmesser					$\frac{lR}{o-h}$ mm WS	$\frac{Z}{q-k}$ mm WS	
					<i>w</i> m/s	$\frac{R}{m}$ mm WS	<i>lR</i> mm WS	$\Sigma \zeta$ mm WS	<i>Z</i> mm WS	<i>d</i> mm	<i>w</i> m/s	$\frac{R}{m}$ mm WS	<i>lR</i> mm WS	$\Sigma \zeta$ mm WS			<i>Z</i> mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Heizkörpers 1.

Wirksamer Druck:  $H = 37,4$  mm WS.      Druckgefälle:  $R = 0,65$  mm WS/m.

1	1800	—	1,5	20													
2	4500	—	5,5	32													
3	7600	—	14,0	32													
4	4500	—	6,5	32													
5	1800	—	1,5	20													
			<u>29,0</u>														

Stromkreis des Heizkörpers 2.

Wirksamer Druck:  $H = 87,2$  mm WS.      Druckgefälle:  $R = 2,4$  mm WS/m.

6	2700	—	5,5	20													
7	2700	—	5,5	20													
			<u>11,0</u>														

Stromkreis des Heizkörpers 3.

Wirksamer Druck:  $H = 87,2$  mm WS.      Druckgefälle:  $R = 2,7$  mm WS/m.

8	3100	—	6,0	20													
9	3100	—	7,0	20													
			<u>13,0</u>														

2. Nachrechnung der Rohrleitung.

a) Stromkreis des Heizkörpers 1.

Zur Feststellung der  $\zeta$ -Werte muß die Ausführung der Heizkörperanschlüsse bekannt sein. Diese seien bei den drei Heizkörpern wie folgt ausgeführt (Abb. 210):

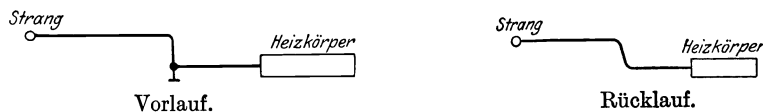
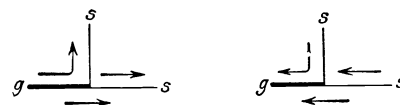


Abb. 210.

Zusammenstellung der  $\zeta$ -Werte.

Teilstrecke 1.	Halber Heizkörper . . . . .	$\zeta = 1,5$
	2 Bogen (20 mm) . . . . .	$\zeta = 2,0$
	T-Stück, Abzweig <sup>1</sup> . . . . .	$\zeta = 1,5$
		<u><math>\Sigma \zeta_1 = 5,0</math></u>

<sup>1</sup> Die  $\zeta$ -Werte der T-Stücke sind nur bei den Teilstrecken in Anrechnung zu bringen, in denen sich die Schenkel *s* befinden, nicht dagegen in der Teilstrecke, die das gemeinsame Stück *g* enthält.



Teilstrecke 2.	Bogen (32 mm) . . . . .	$\zeta = 0,5$
	Strangventil (32 mm) . . . . .	$\zeta = 9,0$
	T-Stück, Durchgang <sup>1</sup> . . . . .	$\zeta = 1,0$
		$\Sigma \zeta_2 = 10,5$
Teilstrecke 3.	4 Bogen (32 mm) . . . . .	$\zeta = 2,0$
	Kessel . . . . .	$\zeta = 2,5$
		$\Sigma \zeta_3 = 4,5$
Teilstrecke 4.	T-Stück, Durchgang . . . . .	$\zeta = 1,0$
	Strangventil (32 mm) . . . . .	$\zeta = 9,0$
	Bogen (32 mm) . . . . .	$\zeta = 0,5$
		$\Sigma \zeta_4 = 10,5$
Teilstrecke 5.	T-Stück, Abzweig . . . . .	$\zeta = 1,5$
	Bogen (20 mm) . . . . .	$\zeta = 1,0$
	Eckventil mit Voreinstellung (20 mm) . . . . .	$\zeta = 2,0$
	Halber Heizkörper . . . . .	$\zeta = 1,5$
		$\Sigma \zeta_5 = 6,0$

Ausfüllen des Vordruckes.

Aufgreifen des angenommenen Durchmessers  $d$  (aus Spalte e) in der obersten Zeile der Hilfstafel I. Aufsuchen lotrecht darunter in den oberen Zeilen die jeweils zu fördernde Wärmemenge (aus Spalte b). Ablesen von  $R$  am linken oder rechten Rande der Hilfstafel, Eintragen dieses Wertes in Spalte g des Vordruckes.

Ablesen von  $w$  unmittelbar unter der aufgesuchten Wärmemenge, Eintragen dieses Wertes in Spalte f des Vordruckes.

Berechnen der Werte  $l \cdot R$  und Eintragen des Resultates in Spalte h.

Eintragen der Werte  $\Sigma \zeta$  (aus obenstehender Zusammenstellung) in die Spalte i.

Aufsuchen von  $w$  in der Zusammenstellung links oben in der Hilfstafel.

Ablesen von  $Z$ , zugehörig dem jeweiligen Wert  $\Sigma \zeta$  (aus Spalte i) und Eintragen dieses Wertes in Spalte k.

Addition der Werte  $l \cdot R$  und  $Z$  für alle Teilstrecken des Stromkreises.

Für den Stromkreis des Heizkörpers 1 stehen 37,4 mm WS zur Verfügung. Wenn die Rohrdimensionierung mit den vorläufig angenommenen Durchmessern  $d$  (Spalte e) ausgeführt würde, so würden hiervon nur 27,5 mm WS aufgebraucht werden. Verkleinert man den Durchmesser der Teilstrecke 1 um ein Handelsmaß (auf 13 mm), so wird, wie die weitere Nachrechnung zeigt, insgesamt ein Druck von 36,4 mm WS verbraucht. Eine weitere Änderung der Durchmesser ist nun nicht mehr nötig.

b) Stromkreis des Heizkörpers 2.

Es werden zunächst wieder die Werte  $\Sigma \zeta$  für jede Teilstrecke bestimmt und dann die Spalten f bis k des Vordruckes genau wie vor ausgefüllt.

Zusammenstellung der  $\zeta$ -Werte.

Teilstrecke 6.	Halber Heizkörper . . . . .	$\zeta = 1,5$
	3 Bogen (20) . . . . .	$\zeta = 3,0$
	-Stück, Durchgang . . . . .	$\zeta = 1,0$
		$\Sigma \zeta_6 = 5,5$
Teilstrecke 7.	T-Stück, Durchgang . . . . .	$\zeta = 1,0$
	Knie (20) . . . . .	$\zeta = 1,5$
	Bogen (20) . . . . .	$\zeta = 1,0$
	Eckventil mit Voreinstellung (20) . . . . .	$\zeta = 2,0$
	Halber Heizkörper . . . . .	$\zeta = 1,5$
	$\Sigma \zeta_7 = 7,0$	

Es ergibt sich dann, daß von den zur Verfügung stehenden 87,2 mm WS nur 49,8 mm WS verbraucht werden. Man kann also eine Teilstrecke im Durchmesser verkleinern. Aus Gründen praktischer Erfahrung verkleinert man nun nicht Steig- und Fallstränge, sondern einen der Anschlußstränge, und zwar wählt man meist den Rücklaufanschluß. Man wird also hier die Teilstrecke 6 in 6a und 6b aufteilen, wobei für Teilstrecke 6a eine Länge von 1,5 m und für Teilstrecke 6b eine solche von 4,0 m angenommen wird. Den Durchmesser der Teilstrecke 6a verringert man auf 13 mm. Damit ändert sich auch der Wert  $\Sigma \zeta$  für Teilstrecke 6 wie folgt:

<sup>1</sup> Siehe Fußnote auf S. 160.

Teilstrecke 6a.	Halber Heizkörper . . . . .	$\zeta = 1,5$
	3 Bogen (13) . . . . .	$\zeta = 4,5$
	1 plötzl. Geschwindigkeitsänderung geschätzt zu . . . . .	$\zeta = 0,3$
		<u><math>\Sigma \zeta_{6a} = 6,3</math></u>
Teilstrecke 6b.	1 T-Stück, Durchgang . . . . .	$\zeta_{6b} = 1,0$

Die mit diesem geänderten Durchmesser durchgeführte Nachrechnung zeigt, daß nun statt 49,8 mm WS insgesamt 68,4 mm WS aufgezehrt werden. Eine weitere Änderung ist nicht mehr erforderlich.

c) Stromkreis des Heizkörpers 3.  
Zusammenstellung der  $\zeta$ -Werte.

Teilstrecke 8.	Halber Heizkörper . . . . .	$\zeta = 1,5$
	3 Bogen (20) . . . . .	$\zeta = 3,0$
	Strangventil (20) . . . . .	$\zeta = 12,0$
	T-Stück, Abzweig . . . . .	$\zeta = 1,5$
		<u><math>\Sigma \zeta_8 = 18,0</math></u>
Teilstrecke 9.	T-Stück, Abzweig . . . . .	$\zeta = 1,5$
	Strangventil (20) . . . . .	$\zeta = 12,0$
	Knie (20) . . . . .	$\zeta = 1,5$
	Bogen (20) . . . . .	$\zeta = 1,0$
	Eckventil mit Voreinstellung (20) . . . . .	$\zeta = 2,0$
	Halber Heizkörper . . . . .	$\zeta = 1,5$
		<u><math>\Sigma \zeta_9 = 19,5</math></u>

Die Nachrechnung ergibt, daß hier keine Änderung der Durchmesser erforderlich ist.

Aus dem Rohrplan				Nachrechnung												Unterschied		
Teilstrecke Nr.	Wärme- menge kcal/h	Wärme- menge bei einer Temp.- Absenkung von ... °C kcal/h	Länge der Teil- strecke l m	Vorläufiger Rohrdurch- messer d mm	mit vorläufigem Rohr- durchmesser						mit geändertem Rohr- durchmesser						l R o-h mm WS	Z q-k mm WS
					w m/s	R mm WS	l R mm WS	$\Sigma \zeta$	Z mm WS	d mm	w m/s	R mm WS	l R mm WS	$\Sigma \zeta$	Z mm WS			
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	

Stromkreis des Heizkörpers 1.

Wirksamer Druck:  $H = 37,4$  mm WS. Druckgefälle:  $R = 0,65$  mm WS/m.

1	1800	—	1,5	20	0,08	0,80	1,2	5,0	1,6	13	0,15	3,3	5,0	6,0	6,7	+3,8	+5,1
2	4500	—	5,5	32	0,07	0,28	1,5	10,5	2,6	—	—	—	—	—	—	—	—
3	7600	—	14,0	32	0,12	0,70	9,8	4,5	3,3	—	—	—	—	—	—	—	—
4	4500	—	6,5	32	0,07	0,28	1,8	10,5	2,6	—	—	—	—	—	—	—	—
5	1800	—	1,5	20	0,08	0,80	1,2	6,0	1,9	—	—	—	—	—	—	—	—
				29,0	$\Sigma l R_1^2 + \Sigma Z_1^2 = 15,5$				+	12,0	$= 27,5$ mm WS				<u>+8,9</u>		
				Teilstrecke 1 geändert. . . . .				+	8,9	,, ,,							
				Nun ist $\Sigma l R + \Sigma Z$ für H.K. 1 . . . . . = 36,4 mm WS.													

Stromkreis des Heizkörpers 2.

Wirksamer Druck:  $H = 87,2$  mm WS. Druckgefälle:  $R = 2,4$  mm WS/m.

6	2700	—	5,5	20	0,13	1,6	8,8	5,5	4,7	a) 13	0,22	6,5	9,7	6,3	15,1	+7,3	+11,3
7	2700	—	5,5	20	0,13	1,6	8,8	7,0	5,9	b) 20	0,13	1,6	6,4	1,0	0,9	—	—
				11,0	$\Sigma l R_6^2 + \Sigma Z_6^2 = 17,6$				+	10,6	$= 28,2$ mm WS				<u>+18,6</u>		
				Dazu kommt $\Sigma l R_2^2 + \Sigma Z_2^2$ . . . . .				=	21,6	,, ,,							
				Nun ist $\Sigma l R + \Sigma Z$ für H.K. 2 . . . . . = 49,8 mm WS													
				Teilstrecke 6 geändert . . . . .				+	18,6	,, ,,							
				Damit wird $\Sigma l R + \Sigma Z$ für H.K. 2 . . . . . = 68,4 mm WS.													

Aus dem Rohrplan				Nachrechnung											Unterschied		
Teilstrecke Nr.	Wärme- menge kcal/h	Wärme- menge bei einer Temp.- Absenkung von ... °C kcal/h	Länge der Teil- strecke l m	Vorläufiger Rohrdurch- messer d mm	mit vorläufigem Rohr- durchmesser					mit geändertem Rohr- durchmesser					lR o-h mmWS	Z q-k mmWS	
					w m/s	R mmWS m	lR mmWS	Σζ	Z mmWS	d mm	w m/s	R mmWS m	lR mmWS	Σζ			Z mmWS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Heizkörpers 3.

Wirksamer Druck:  $H = 87,2$  mm WS.

Druckgefälle:  $R = 2,7$  mm WS/m

8	3100	—	6,0	20	0,14	2,0	12,0	18,0	17,7	—	—	—	—	—	—	—	—
9	3100	—	7,0	20	0,14	2,0	14,0	19,5	18,9	—	—	—	—	—	—	—	—

$$13,0 \quad \Sigma l R_s^9 + \Sigma Z_s^9 = 26,0 + 36,6 = 62,6 \text{ mm WS}$$

$$\text{Dazu kommt } l R_3 + Z_3 \dots = 13,1 \text{ ,, ,,}$$

$$\text{Damit wird } \Sigma l R + \Sigma Z \text{ für H.K. 3 } \dots = 75,7 \text{ mm WS.}$$

**Beispiel 10.** Aufgabe: Für die in nachstehend abgebildetem Strangschemata (Abb. 211) dargestellte Heizanlage mit unterer Verteilung ist die Rohrdimensionierung durchzuführen. Die Berechnung soll ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung durchgeführt werden. Die Temperatur des Wassers soll im Vorlauf 90° C, im Rücklauf 70° C betragen. Die Heizkörperanschlüsse werden nach Abb. 211 ausgeführt.

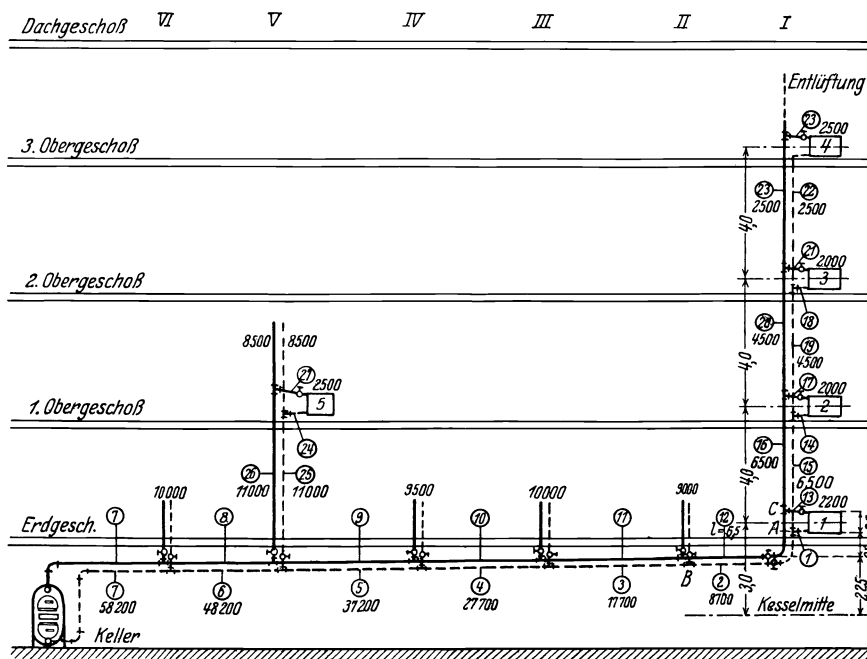


Abb. 211.

**Durchrechnung.** Man füllt wie im Beispiel 9 zunächst die Spalten a, b, d des Vordruckes aus und trägt nach Berechnung des Druckgefälles  $R$  den aus der Hilfstafel I in der „vorläufigen Rechnung“ gefundenen Wert  $d$  in Spalte e ein.

1. Vorläufige Rechnung.

a) Stromkreis des Heizkörpers 1 (d. i. der ungünstigste).  
(Teilstrecken 1 bis 13.)

Wirksamer Druck	$H = 3,0 \cdot 12,47 = 37,4$ mm WS
Bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken	$50 \text{ vH} = 18,7$ ,, ,,
Gesamtlänge dieser Teilstrecken	$= 73,0$ m
Druckgefälle	$R = 18,7 : 73,0 = 0,26$ mm WS/m

b) Stromkreis des Heizkörpers 2.

(Teilstrecken 2 bis 12, 14, 15, 16, 17.)

Wirksamer Druck . . . . .  $H = 7,0 \cdot 12,47 = 87,2$  mm WS  
 Bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken .  $50 \nu H = 43,6$  „ „  
 Hiervon aufgebraucht:  
 in den Teilstrecken 2 bis 12 (Länge 70 m) . . . . .  $70 \cdot 0,26 = 18,2$  „ „  
 Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 14 bis 17. . . . .  $= 25,4$  mm WS  
 Gesamtlänge dieser Teilstrecken . . . . .  $= 10,0$  m  
 Druckgefälle . . . . .  $R = 25,4 : 10,0 = 2,5$  mm WS/m

c) Stromkreis des Heizkörpers 3.

(Teilstrecken 2 bis 12, 15, 16, 18 bis 21.)

Wirksamer Druck . . . . .  $H = 11,0 \cdot 12,47 = 137,2$  mm WS  
 Bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken .  $50 \nu H = 68,6$  „ „  
 Hiervon aufgebraucht:  
 in den Teilstrecken 2 bis 12 (wie oben) . . . . .  $= 18,2$  „ „  
 in den Teilstrecken 15 und 16 (Länge 8 m) . . . . .  $8 \cdot 2,5 = 20,0$  „ „  
 Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 18 bis 21:  $68,6 - 38,2 = 30,4$  mm WS  
 Gesamtlänge dieser Teilstrecken . . . . .  $= 10,0$  m  
 Druckgefälle . . . . .  $R = 30,4 : 10,0 = 3,0$  mm WS/m

In derselben Weise wird der wirksame Druck und das Druckgefälle  $R$  für alle anderen Stromkreise berechnet.

2. Nachrechnung der Rohrleitung.

Nach Ermittlung der  $\Sigma \zeta$  für die einzelnen Teilstrecken beginnt man mit der Bestimmung der wirklichen Werte für  $\Sigma lR$  und  $\Sigma Z$  und nimmt, falls es erforderlich ist, eine Änderung der Rohrweiten vor. Die entsprechenden Werte sind in den Vordruck einzutragen.

Aus dem Rohrplan				Vorläufiger Rohrdurchmesser	Nachrechnung										Unterschied		
Teilstrecke	Wärmemenge	Wärmemenge bei einer Temp.-Absenkung von ... °C	Länge der Teilstrecke		mit vorläufigem Rohrdurchmesser					mit geändertem Rohrdurchmesser					$lR_{o-h}$	$Z_{q-k}$	
					$w$	$R$	$lR$	$\Sigma \zeta$	$Z$	$d$	$w$	$R$	$lR$	$\Sigma \zeta$			$Z$
Nr.	kcal/h	kcal/h	m	m/s	mm WS	mm WS		mm WS	mm	m/s	mm WS	mm WS		mm WS	mm WS		
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Heizkörpers 1.

Wirksamer Druck:  $H = 37,4$  mm WS.

Druckgefälle:  $R = 0,26$  mm WS/m.

1	2200	—	1,5	25	0,06	0,33	0,5	5,0	0,9	20	0,10	1,1	1,7	5,0	2,5	+ 1,2	+ 1,6
2	8700	—	5,5	50	0,06	0,13	0,7	8,5	1,5	—	—	—	—	—	—	—	—
3	17700	—	6,0	(57) <sup>1</sup>	0,10	0,26	1,6	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
4	27700	—	5,0	70	0,10	0,22	1,1	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
5	37200	—	7,0	(76) <sup>1</sup>	0,12	0,24	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
6	48200	—	4,0	80	0,13	0,26	1,0	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—
7	58200	—	14,0	(88) <sup>1</sup>	0,14	0,28	3,9	4,5	4,4	—	—	—	—	—	—	—	—
8	48200	—	4,0	80	0,13	0,26	1,0	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—
9	37200	—	7,0	(76)	0,12	0,24	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
10	27700	—	5,0	70	0,10	0,22	1,1	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
11	17700	—	6,0	(57)	0,10	0,26	1,6	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
12	8700	—	6,5	50	0,06	0,13	0,8	8,5	1,5	—	—	—	—	—	—	—	—
13	2200	—	1,5	25	0,06	0,33	0,5	6,0	1,1	—	—	—	—	—	—	—	—

$73,0 \quad \Sigma l R_1^{13} + \Sigma Z_1^{13} = 17,2 + 14,6 = 31,8$  mm WS

Teilstrecke 1 geändert . . . . . + 2,8 „ „

Nun wird  $\Sigma l R + \Sigma Z$  für H.K. 1 = 34,6 mm WS.

<sup>1</sup> Nicht genormte Rohre.

Aus dem Rohrplan				Nachrechnung											Unterschied		
Teilstrecke	Wärme- menge	Wärme- menge bei einer Temp.- Absenkung von ... °C	Länge der Teil- strecke <i>l</i>	Vorläufiger Rohrdurch- messer	mit vorläufigem Rohr- durchmesser					mit geändertem Rohr- durchmesser					<i>lR</i> o-h	<i>Z</i> q-k	
					<i>w</i>	<i>R</i> mm WS m	<i>lR</i> mm WS	$\Sigma\zeta$	<i>Z</i> mm WS	<i>d</i>	<i>w</i> m/s	<i>R</i> mm WS m	<i>lR</i> mm WS	$\Sigma\zeta$			<i>Z</i> mm WS
Nr.	kcal/h	kcal/h	m	mm	m/s	m	mm WS		mm WS	mm	m/s	m	mm WS		mm WS	mm WS	mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Heizkörpers 2.

Wirksamer Druck:  $H = 87,2$  mm WS.

Druckgefälle:  $R = 2,5$  mm WS/m.

14	2000	—	1,0	13	0,17	4,0	4,0	6,0	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—
15	6500	—	4,0	25	0,18	2,2	8,8	1,0	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—
16	6500	—	4,0	25	0,18	2,2	8,8	1,0	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—
17	2000	—	1,0	13	0,17	4,0	4,0	8,5	12,2	—	—	—	—	—	—	—	—

$$10,0 \quad \Sigma l R_{14}^{17} + \Sigma Z_{14}^{17} = 25,6 + 23,9 = 49,5 \text{ mm WS}$$

$$\text{Dazu kommt } \Sigma l R_2^{12} + \Sigma Z_2^{12} = 28,8 \text{ „ „}$$

$$\text{Damit wird } \Sigma l R + \Sigma Z \text{ für H.K. 2} = 78,3 \text{ mm WS.}$$

Stromkreis des Heizkörpers 3.

Wirksamer Druck:  $H = 137,2$  mm WS.

Druckgefälle:  $R = 3,0$  mm WS/m.

18	2000	—	1,0	13	0,17	4,0	4,0	6,0	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—
19	4500	—	4,0	20	0,22	4,0	16,0	1,0	2,4	—	—	—	—	—	—	—	—
20	4500	—	4,0	20	0,22	4,0	16,0	1,0	2,4	—	—	—	—	—	—	—	—
21	2000	—	1,0	13	0,17	4,0	4,0	8,5	12,2	—	—	—	—	—	—	—	—

$$10,0 \quad \Sigma l R_{18}^{21} + \Sigma Z_{18}^{21} = 40,0 + 25,5 = 65,5 \text{ mm WS}$$

$$\text{Dazu kommt } \Sigma l R_3^{12} + \Sigma Z_3^{12} = 28,8 \text{ „ „}$$

$$\text{und } \Sigma l R_{15}^{16} + \Sigma Z_{15}^{16} = 20,8 \text{ „ „}$$

$$\text{Damit wird } \Sigma l R + \Sigma Z \text{ für H.K. 3} = 115,1 \text{ mm WS.}$$

Stromkreis des Heizkörpers 4.

Wirksamer Druck:  $H = 187,0$  mm WS.

Druckgefälle:  $R = 3,1$  mm WS/m.

22	2500	—	5,0	13	0,22	6,0	30,0	6,0	14,4	—	—	—	—	—	—	—	—
23	2500	—	5,0	13	0,22	6,0	30,0	9,5	22,7	—	—	—	—	—	—	—	—

$$10,0 \quad \Sigma l R_{22}^{23} + \Sigma Z_{22}^{23} = 60,0 + 37,1 = 97,1 \text{ mm WS}$$

$$\text{Dazu kommt } \Sigma l R_3^{12} + \Sigma Z_3^{12} = 28,8 \text{ „ „}$$

$$\text{und } \Sigma l R_{15}^{16} + \Sigma Z_{15}^{16} = 20,8 \text{ „ „}$$

$$\text{ferner } \Sigma l R_{19}^{20} + \Sigma Z_{19}^{20} = 36,8 \text{ „ „}$$

$$\text{Damit wird } \Sigma l R + \Sigma Z \text{ für H.K. 4} = 183,5 \text{ mm WS.}$$

Stromkreis des Heizkörpers 5.

Wirksamer Druck:  $87,2$  mm WS.

Druckgefälle:  $R = 3,2$  mm WS/m.

24	2500	—	1,0	20	0,12	1,4	1,4	5,0	3,6	13	0,22	6,0	6,0	6,0	14,4	+4,6	+10,8
25	11000	—	4,5	32	0,17	1,4	6,3	10,5	15,0	—	—	—	—	—	—	—	—
26	11000	—	5,5	32	0,17	1,4	7,7	10,5	15,0	—	—	—	—	—	—	—	—
27	2500	—	1,0	20	0,12	1,4	1,4	6,0	4,3	—	—	—	—	—	—	—	—

$$12,0 \quad \Sigma l R_{24}^{27} + \Sigma Z_{24}^{27} = 16,8 + 37,9 = 54,7 \text{ mm WS}$$

$$\text{Dazu kommt } \Sigma l R_5^8 + \Sigma Z_5^8 = 12,1 \text{ „ „}$$

$$\text{Damit wird } \Sigma l R + \Sigma Z \text{ für H.K. 5} = 66,8 \text{ „ „}$$

$$\text{Teilstrecke 24 wird geändert } + 15,4 \text{ „ „}$$

$$\text{Nun ist } \Sigma l R + \Sigma Z \text{ für H.K. 5} = 82,2 \text{ mm WS.}$$

Die Nachrechnung ist im vorstehenden für alle fünf Heizkörper durchgeführt. Zu bemerken ist, daß von allen 27 durchgerechneten Teilstrecken nur zwei geändert wurden. Die tatsächlich auszuführende Rohrleitung würde daher keine wesentlich anderen Kosten ergeben als die im Kostenanschlag „vorläufig“ angenommene.



## C. Zweirohrsystem mit Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung<sup>1</sup>.

Man könnte die Wärmeverluste der Rohrleitung vernachlässigen, wenn die Wirkung der Abkühlung:

„vom Kessel bis zum Eintritt in alle Heizkörper“ und  
 „vom Austritt aller Heizkörper bis zum Kessel“ gleich wäre.

Da dies in den allermeisten Fällen keineswegs zutrifft, darf man von der erwähnten Vereinfachung nur mit Vorsicht Gebrauch machen. Wie Beispielsrechnungen zeigten, bewirken die Wärmeverluste bei „unterer Verteilung“ eine Verkleinerung der Umtriebskräfte, die jedoch nicht wesentlich ist und mit Rücksicht auf die vielen anderen nicht rechnerisch verfolgbaren Einflüsse vernachlässigt werden kann.

Bei „oberer Verteilung“ hingegen werden die Auftriebskräfte unter Berücksichtigung der Wärmeverluste erheblich größer als jene Werte, die ohne Rücksichtnahme auf diese Verluste erscheinen. Das einfachste zur Zeit bekannte Verfahren, die Wärmeverluste der Rohrleitung zu berücksichtigen, ist im folgenden erörtert.

### 1. Vorläufige Ermittlung der Rohrdurchmesser.

Der wirksame Druck, der zur Ermittlung der vorläufigen Rohrdurchmesser in Rechnung gesetzt werden muß, setzt sich zusammen aus dem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung ermittelten Wert vermehrt um einen Zuschlag, der sich aus der Größe der Wärmeverluste ergibt. Dieser Zuschlag wird zunächst nach Zahlentafel 15 A überschlägig angenommen. Ist so der vorläufige wirksame Druck  $H'$  für einen Stromkreis ermittelt, so können die vorläufigen Rohrdurchmesser für den Kostenanschlag in der üblichen Weise berechnet und in den Vordruck eingetragen werden.

Es ist noch zu bemerken, daß auch die Heizflächen einen Zuschlag erhalten müssen, da wegen der Wasserabkühlung die Ein- und Austrittstemperaturen an den Heizkörpern niedriger als 90 bzw. 70° C sind. Für den Kostenanschlag wird dieser Zuschlag vorläufig nach Zahlentafel 15 B bestimmt.

### 2. Nachrechnung der Rohrleitung.

Nach Berechnung des vorläufigen wirksamen Druckes  $H'$  und Ermittlung der vorläufigen Rohrdurchmesser  $d$  werden zunächst die Temperaturen am Anfang und Ende jeder Teilstrecke festgestellt und dann die in den einzelnen Teilstrecken entstehenden Teildrucke  $h$  ermittelt. Die Summe dieser Teildrucke ergibt den endgültigen, d. h. tatsächlich auftretenden wirksamen Druck  $H$  in mm WS.

Die weitere Nachrechnung geschieht in bekannter Weise unter Benutzung der Hilfstafel I. Auch hier darf wie bei den früheren Beispielen  $\Sigma lR + \Sigma Z$  nicht größer sein als der gefundene endgültige wirksame Druck  $H$ .

Die Berechnung der Größe  $H$  geht folgendermaßen vor sich:

Da die Durchmesser der Rohrstränge bekannt sind, läßt sich für jede Teilstrecke der Wärmeverlust genau feststellen und damit die Abkühlung des Wassers aus Gleichung (29) berechnen.

$$\vartheta = \frac{l \cdot f \cdot k (1 - \eta) (t_E - t_R)^*}{G_h} \text{ (}^\circ\text{C)}. \quad (29)$$

<sup>1</sup> Siehe W. Hässelbarth: Graphisches Verfahren zur Ermittlung des Temperaturabfalles in glatten Rohren bei Schwerkraft-Warmwasserheizungen. Gesundheits-Ing. Bd. 48, S. 149. 1925.

Wierz, M.: Über die Kräfte durch Rohrabkühlung in Warmwasserheizungen. Gesundheits-Ing. Bd. 48, S. 145. 1925.

\* In Gl. (29) wäre strenggenommen statt  $t_E \dots \frac{t_E + t_A}{2}$  zu schreiben. Da dies einerseits eine wesentliche Erschwernis der Rechnung mit sich bringt und andererseits ohne wesentliche Bedeutung ist, wird die einfachere Form der Gl. (29) beibehalten.

In dieser Gleichung bedeutet:

- $\vartheta$  die Wasseraus Kühlung in der Teilstrecke (in °C),
- $l$  die Länge der Teilstrecke (in m),
- $f$  die Rohroberfläche für 1 m Rohr (in m<sup>2</sup>) (nach Zahlentafel 11),
- $k$  die Wärmedurchgangszahl des Rohres (in kcal/m<sup>2</sup> · h · °C) (nach Zahlentafel 11),
- $\eta$  den Wirkungsgrad des Wärmeschutzes (in vH-Teilen),
- $t_E$  die Eintrittstemperatur des Wassers in die Teilstrecke (in °C),
- $t_A$  die Austrittstemperatur des Wassers aus der Teilstrecke (in °C). Sie ergibt sich aus  $(t_E - \vartheta)$ ,
- $t_R$  die Temperatur der das Rohr umgebenden Luft (in °C).

Diese ist:

- a) bei frei verlegten Rohren gleich der Lufttemperatur des betreffenden Raumes,
- b) bei isoliert in verschlossenen Mauerschlitzen verlegten Rohren mit 35 °C,
- c) bei nicht isolierten, in geschlossenen Mauerschlitzen verlegten Rohren mit 45 °C

anzunehmen.

$G_n$  die stündlich durch die Teilstrecke fließende Wassermenge in Litern.

Man beginnt diese Berechnung stets mit der Teilstrecke, die am Kesselaustritt angeschlossen ist, und nimmt die Wassertemperatur dort in der Regel mit 90 °C an. Zweckmäßig bedient man sich dabei folgender Vorlage:

Nr. der Teilstrecke	$G_n$ l/h	$d^*$ mm	$f$ m <sup>2</sup> /m	$l$ m	$k$ kcal/m <sup>2</sup> · h · °C	$l \cdot f \cdot k$	$1 - \eta$	$t_E$ °C	$t_R$ °C	$t_E - t_R$ °C	$\vartheta$ °C	$t_A$ °C

Man kennt also die Wassertemperatur am Anfangs- und Endpunkt einer jeden Teilstrecke und kann nun aus Gleichung (30) den wirksamen Druck  $h$  für diese Teilstrecke berechnen.

$$h = h' \cdot (\gamma_m - \gamma_v) . \tag{30}$$

Hierbei bedeutet:

- $h$  den wirksamen Druck (in mm WS),
- $h'$  die wirksame, d. h. senkrechte Höhe der Teilstrecke (in m),
- $\gamma_m$  das mittlere spezifische Gewicht des Wassers in dieser Teilstrecke entsprechend der Wassertemperatur  $t_m$  (in kg/m<sup>3</sup>),
- $\gamma_v$  das spezifische Gewicht des Wassers im Steigstrang entsprechend der mittleren Wassertemperatur  $t_v$  im Steigstrang (in kg/m<sup>3</sup>).

Für diese Berechnung kann nebenstehende Vorlage benutzt werden, die man am besten mit der vorhergehenden vereint: Den Wert  $(\gamma_m - \gamma_v)$  kann man entsprechend den Temperaturen  $t_m$  und  $t_v$  direkt aus Zahlentafel 13 (S. 270) entnehmen.

$t_E$ °C	$t_A$ °C	$t_m$ °C	$\gamma_m - \gamma_v$ kg/m <sup>3</sup>	$h'$ m	$h$ mm WS

Die Summe der so ermittelten Teildrücke  $h$  für alle Teilstrecken eines Stromkreises ergibt nun den endgültigen wirksamen Druck  $H$ . Es bleibt nur noch übrig, zu prüfen, ob der in der üblichen Weise für den gesamten Stromkreis gefundene Wert  $\Sigma lR + \Sigma Z$  diesem wirksamen Druck entspricht.

Da durch diese Berechnung die Wassertemperaturen am Eintritt und Austritt der Heizkörper bekannt sind, sind damit auch die Grundlagen für die endgültige Größenbemessung der Heizkörper gegeben.

\* Hier sind die Durchmesser aus Spalte e des Vordruckes (S. 171 und 172) einzutragen.

**Bemerkungen zur Berechnung der Abkühlungsverluste.**

Die Abkühlungsverhältnisse im Steigstrang brauchen seines meist sehr guten Wärmeschutzes wegen nicht berücksichtigt zu werden. Man rechnet, wie in den „Regeln“ vorgeschrieben, mit einer Vorlauftemperatur im Steigstrang von  $t_v = 90^\circ\text{C}$ .

Daß auch die Wasserabkühlung in der Rücklaufsammelleitung in vielen Fällen vernachlässigt werden darf, soll im folgenden Beispiel gezeigt werden (Abb. 212).

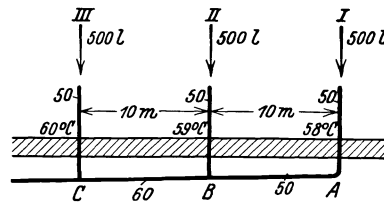


Abb. 212. Temperaturen in der Rücklaufsammelleitung.

Das im Fallstrang I herabkommende Wasser möge im Punkt A eine Temperatur von  $58^\circ\text{C}$  besitzen. Nimmt man die Lufttemperatur in der Umgebung des Rohres zu  $10^\circ\text{C}$  (unbeheiztes Kellergeschoß) und den Wirkungsgrad des Wärmeschutzes zu 60 vH an, so beträgt die Abkühlung des Wassers in der Teilstrecke von A nach B  $0,8^\circ\text{C}$ .

Dem Wasser von  $57,2^\circ\text{C}$  werden in B 500 l Wasser von  $59^\circ\text{C}$  aus Strang II zugemischt, wodurch die Temperatur in B, wie nachstehend gezeigt, auf  $58,1^\circ\text{C}$  ansteigt.

$$\frac{500 \cdot 57,2 + 500 \cdot 59,0}{1000} = 58,1^\circ\text{C}.$$

Von B bis C kühlt sich dieses Wasser auf  $57,6^\circ\text{C}$  ab, wird aber in C durch Mischung mit dem Wasser aus Strang III auf  $58,4^\circ\text{C}$  erwärmt.

Man sieht, daß eine Abkühlung zwischen den Punkten A und C gar nicht stattfindet. In besonderen Fällen jedoch sind diese Verhältnisse sowohl für den Vorlaufsteigstrang wie auch für die Rücklaufsammelleitung rechnerisch nachzuprüfen.

**3. Beispielsrechnung.**

**Beispiel 11.** Aufgabe: Für eine Schwerkraft-Warmwasserheizung mit oberer Verteilung (Abb. 213) ist die Rohrnetzberechnung mit Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung durchzuführen.

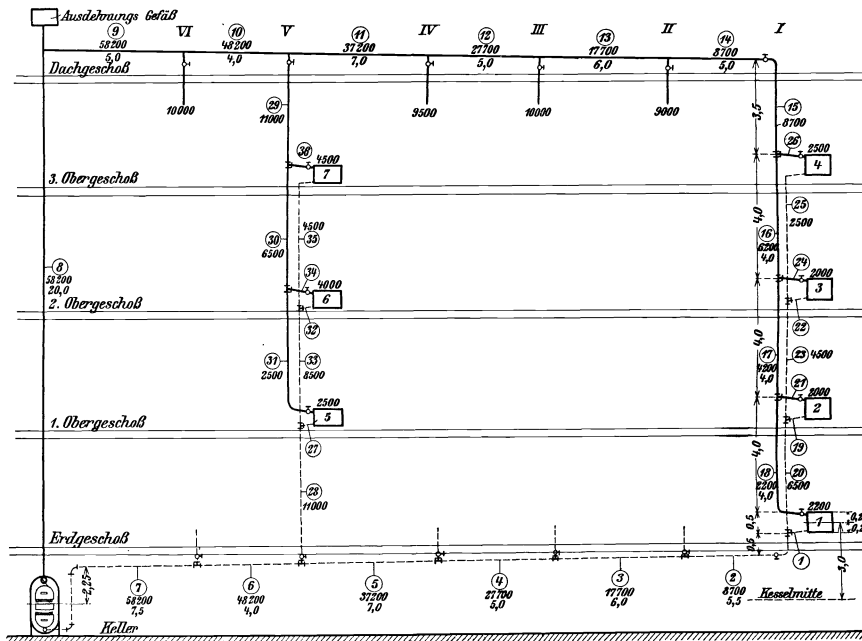


Abb. 213. Strangschema zu Beispiel 11.

Annahmen: Wassertemperatur am Kesselaustritt  $90^\circ\text{C}$ , Temperaturgefälle in den Heizkörpern  $20^\circ\text{C}$ , Temperatur im Dachboden  $0^\circ\text{C}$ . Die Abkühlung im Steigstrang ist zu vernachlässigen, da dieser mit bestem Wärmeschutz versehen ist und in geschlossenem Mauerkanal liegt. Der Wärmeschutz der oberen Verteilung betrage 80 vH, der der Fallstränge 60 vH. Letztere liegen in geschlossenen Mauerkanälen ( $35^\circ\text{C}$ ). Die Anschlüsse der Heizkörper werden nach Abb. 210, S. 160, vorgenommen. Der Fallstrang V liegt in waagerechter Richtung 5 m von der Vorlauf- bzw. Rücklaufsammelleitung entfernt.

**1. Vorläufige Rechnung.**

**A. Bestimmung der vorläufigen Rohrweiten für den Kostenanschlag.**

a) Stromkreis des Heizkörpers 1.  
(Teilstrecken 1 bis 18.)

Wirksamer Druck ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste:  
(nach Zahlentafel 13) . . . . .  $3,0 \cdot 12,47 = 37,4$  mm WS  
Zusätzlicher Druck (nach Zahlentafel 15, A II b)<sup>1</sup> . . . . . = 25,0 „ „  
Vorläufig angenommener wirksamer Druck . . . . .  $H' = 62,4$  mm WS  
Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 1 bis 18 (nach Zahlen-  
tafel 16) . . . . .  $50 \text{ vH} = 31,2$  „ „  
Gesamtlänge dieser Teilstrecken . . . . . = 105,5 m  
Druckgefälle . . . . .  $R = 31,2 : 105,5 = 0,3$  mm WS/m

Hieraus folgen unter Benutzung der Hilfstafel I die „vorläufigen Rohrdurchmesser  $d''$ “, die in Spalte e des Vordruckes auf S. 171 und 172 eingetragen sind. (Vgl. dort Stromkreis des Heizkörpers 6.)

b) Stromkreis des Heizkörpers 2.  
(Teilstrecken 19, 20, 2 bis 17, 21.)

Wirksamer Druck (ohne Wärmeverluste) . . . . .  $7,0 \cdot 12,47 = 87,2$  mm WS  
Zusätzlicher Druck . . . . . = 25,0 „ „  
Vorläufiger wirksamer Druck . . . . .  $H' = 112,2$  „ „  
Bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken .  $50 \text{ vH} = 56,1$  „ „  
Hiervon aufgebraucht in den Teilstrecken 2 bis 17 (Länge 98,5 m):  
 $98,5 \cdot 0,3 = 29,5$  „ „  
Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 19, 20, 21 . . . . . = 26,6 mm WS  
Gesamtlänge dieser Teilstrecken . . . . . = 7,0 m  
Druckgefälle . . . . .  $R = 26,6 : 7,0 = 3,8$  mm WS/m

In gleicher Weise ergeben sich die Werte für die übrigen Stromkreise und damit die „vorläufigen Rohrdurchmesser  $d''$  für den Kostenanschlag.

**B. Berechnung der Heizflächenvergrößerung für den Kostenanschlag.**

Auf die in üblicher Weise berechneten Heizflächengrößen ist noch ein Zuschlag zu machen, dessen Größe sich aus Zahlentafel 14, B II ergibt. Dieser Zuschlag beträgt

bei Heizkörper 1 . . . . . 5 vH,  
„ „ 2, 3, 5 und 6 . . . . . 3 „ „  
„ „ 4 und 7 . . . . . 0 „ „

**2. Nachrechnung.**

**A. Berechnung des endgültigen wirksamen Druckes  $H$ .**

Unter Benutzung der vorläufigen Rohrdurchmesser  $d$  aus Spalte e des Vordruckes (s. S. 171) und Annahme einer konstanten Wärmedurchgangszahl  $k = 11,0$  ergeben sich die Teildrucke  $h$  für die einzelnen Teilstrecken aus nachfolgender Rechnung:

Das Wasser tritt mit  $90^\circ \text{C}$  vom Kessel in die Teilstrecke 8 ein. Nach dem auf S. 168 Gesagten ist auch die Temperatur am Ende der Teilstrecke 8 bzw. am Anfang der Teilstrecke 9 gleich  $90^\circ \text{C}$ . Man beginnt daher die Berechnung mit Teilstrecke 9. Die waagerechten Heizkörperanschlußleitungen werden dabei vernachlässigt.

Nr. der Teilstrecke	$G_h$ l/h	$d$ mm	$f^*$ m <sup>2</sup> /m	$l$ m	$f \cdot l \cdot k$	$1 - \eta$	$t_E$ °C	$t_R$ °C	$t_E - t_R$ °C	$\vartheta$ °C	$t_A$ °C	$t_m$ °C	$\gamma_m - \gamma_v^{**}$ kg/m <sup>3</sup>	$h'$ m	$h$ mm WS
Gemeinsamer Vorlauf															
9	2910	(88) <sup>2</sup>	0,298	5,0	16,4	0,2	90,0	0	90,0	0,1	89,9	} 89,4	0,41	0,16 <sup>3</sup>	0,07 ≅ 0,1
10	2410	80	0,279	4,0	12,3	0,2	89,9	0	89,9	0,1	89,8				
11	1860	(76)	0,261	7,0	20,1	0,2	89,8	0	89,8	0,2	89,6				
12	1385	60	0,220	5,0	12,1	0,2	89,6	0	89,6	0,2	89,4				
13	885	(57)	0,198	6,0	13,1	0,2	89,4	0	89,4	0,3	89,1				
14	435	40	0,151	5,0	8,3	0,2	89,1	0	89,1	0,3	88,8				

<sup>1</sup> Waagerechte Ausdehnung der Anlage 32 m.

\* Aus Zahlentafel 11, S. 266.      \*\* Aus Zahlentafel 13, S. 270.

<sup>2</sup> Nicht genormte Rohrdurchmesser.

<sup>3</sup> Waagerechte Ausdehnung der Anlage 32 m, Leitungsgefälle 0,005 m/ld. m. Daraus  $h' = 32 \cdot 0,005 = 0,16$  m.

Nr. der Teil- strecke	$G_h$ l/h	$d$ mm	$f^*$ m <sup>2</sup> /m	$l$ m	$f \cdot l \cdot k$	$1-\eta$	$t_E$ °C	$t_R$ °C	$t_E-t_R$ °C	$\vartheta$ °C	$t_A$ °C	$t_m$ °C	$\gamma_m-\gamma_v^{**}$ kg/m <sup>3</sup>	$h'$ m	$h$ mm WS
-----------------------------	--------------	-----------	----------------------------	----------	---------------------	----------	-------------	-------------	-----------------	-------------------	-------------	-------------	---	-----------	--------------

## Vorlauf-Fallstrang I.

15	435	40	0,151	3,5	5,8	0,4	88,8	35,0	53,8	0,3	88,5	88,7	0,87	3,5	3,0
16	310	40	0,151	4,0	6,6	0,4	88,5	35,0	53,5	0,4	88,1	88,3	1,14	4,0	4,6
17	210	32	0,133	4,0	5,9	0,4	88,1	35,0	53,1	0,6	87,5	87,8	1,47	4,0	5,9
18	110	25	0,105	4,0	4,6	0,4	87,5	35,0	52,5	0,9	86,6	87,1	1,94	4,0	7,8

## Rücklauf-Fallstrang I.

25	125	13	0,0683	4,0	3,0	0,4	68,5 <sup>1</sup>	35,0	33,5	0,3	68,2	68,4	13,37	4,0	53,3
----	-----	----	--------	-----	-----	-----	-------------------	------	------	-----	------	------	-------	-----	------

Aus Heizkörper 3 kommen hierzu 100 l von 68,1° C. Mischtemperatur 68,2° C.

23	225	20	0,0840	4,0	3,7	0,4	68,2	35,0	33,2	0,2	68,0	68,1	13,54	4,0	54,1
----	-----	----	--------	-----	-----	-----	------	------	------	-----	------	------	-------	-----	------

Aus Heizkörper 2 kommen hierzu 100 l von 67,5° C. Mischtemperatur 67,8° C.

20	325	25	0,105	4,0	4,6	0,4	67,8	35,0	32,8	0,2	67,6	67,7	13,77	4,0	55,1
----	-----	----	-------	-----	-----	-----	------	------	------	-----	------	------	-------	-----	------

Aus Heizkörper 1 kommen hierzu 110 l von 66,6° C. Mischtemperatur 67,4° C.

2	435	40	0,151	6,0	10,0	0,4	67,4	35,0	32,4	0,3	67,1	67,2	14,05	0,5	7,0
---	-----	----	-------	-----	------	-----	------	------	------	-----	------	------	-------	-----	-----

Die Austrittstemperatur aus Teilstrecke 2 ist 67,1° C. Da die Abkühlung des Rücklaufsammelstranges vernachlässigt werden kann, ist auch die Temperatur am Kesseleintritt mit 67,1° C anzunehmen.

3-7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	67,1	14,10	2,4 <sup>2</sup>   33,8
-----	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	------	-------	-------------------------

Die durch Abkühlung in den Heizkörpern gewonnenen Teildrücke sind bei:

H.K. 1	—	—	—	—	—	—	86,6	—	—	20,0	66,6	76,6	8,58	0,5	4,3
H.K. 2	—	—	—	—	—	—	87,5	—	—	20,0	67,5	77,5	8,03	0,5	4,0
H.K. 3	—	—	—	—	—	—	88,1	—	—	20,0	68,1	78,1	7,67	0,5	3,8
H.K. 4	—	—	—	—	—	—	88,5	—	—	20,0	68,5	78,5	7,42	0,5	3,7

## Fallstrang V.

29	550	32	0,133	8,5	12,4	0,4	89,8	35,0	54,8	0,5	89,3	89,6	0,27	3,5	0,9
30	325	25	0,105	4,0	4,6	0,4	89,3	35,0	54,3	0,3	89,0	89,2	0,54	4,0	2,2
31	125	20	0,0840	4,0	3,7	0,4	89,0	35,0	54,0	0,6	88,4	88,7	0,87	4,0	3,5
35	225	13	0,0683	4,0	3,0	0,4	69,3	35,0	34,3	0,2	69,1	69,2	12,93	4,0	51,8

Aus Heizkörper 6 kommen hierzu 200 l von 69,0° C. Mischtemperatur 69,0° C.

33	425	25	0,105	4,0	4,6	0,4	69,0	35,0	34,0	0,1	68,9	68,9	13,10	4,0	52,4
----	-----	----	-------	-----	-----	-----	------	------	------	-----	------	------	-------	-----	------

Aus Heizkörper 5 kommen hierzu 125 l von 68,4° C. Mischtemperatur 68,8° C.

28	550	32	0,133	9,5	13,9	0,4	68,8	35,0	33,8	0,3	68,5	68,7	13,21	4,5	59,5
----	-----	----	-------	-----	------	-----	------	------	------	-----	------	------	-------	-----	------

Die durch Abkühlung in den Heizkörpern gewonnenen Teildrücke sind bei:

H.K. 5	—	—	—	—	—	—	88,4	—	—	20,0	68,4	78,4	7,48	0,5	3,7
H.K. 6	—	—	—	—	—	—	89,0	—	—	20,0	69,0	79,0	7,11	0,5	3,6
H.K. 7	—	—	—	—	—	—	89,3	—	—	20,0	69,3	79,3	6,92	0,5	3,5

Sind auf diese Weise die Teildrücke  $h$  aller Teilstrecken eines Stromkreises berechnet, so kann man durch einfache Addition dieser Teildrücke den tatsächlich auftretenden wirksamen Druck  $H$  ermitteln. Es ist also der endgültige wirksame Druck  $H$  für den

Stromkreis des Heizkörpers 1.

$$H_1 = \Sigma(h_{9-14} + h_{15} + h_{16} + h_{17} + h_{18} + h_{\text{H.K. 1}} + h_2 + h_{3-7}),$$

$$H_1 = 0,1 + 3,0 + 4,6 + 5,9 + 7,8 + 4,3 + 7,0 + 34,0 = 66,7 \text{ mm WS.}$$

Stromkreis des Heizkörpers 2.

$$H_2 = \Sigma(h_{9-14} + h_{15} + h_{16} + h_{17} + h_{\text{H.K. 2}} + h_{20} + h_2 + h_{3-7}),$$

$$H_2 = 0,1 + 3,0 + 4,6 + 5,9 + 4,0 + 54,6 + 7,0 + 34,0 = 113,2 \text{ mm WS.}$$

\* Aus Zahlentafel 11, S. 266.

\*\* Aus Zahlentafel 13, S. 270.

<sup>1</sup> Die Eintrittstemperatur in den Heizkörper 4 ist 88,5° C, die Austrittstemperatur aus dem Heizkörper bzw. die Eintrittstemperatur in die Teilstrecke 25 beträgt bei 20° C Temperaturgefälle im Heizkörper mithin 68,5° C.

<sup>2</sup> Zu der aus Abb. 213 hervorgehenden Höhe von 2,25 m kann noch das Leitungsgefälle von 0,16 m hinzugerechnet werden.

Diese Werte  $H$  werden im nachstehenden Vordruck rechts oben in die betreffende Überschrift der einzelnen Stromkreise eingetragen. (Vgl. Stromkreis des Heizkörpers 5, S. 172.)

**B. Nachrechnung der Rohrdurchmesser  $d$ .**

Nachdem nun der endgültige wirksame Druck  $H$  für einen Stromkreis bekannt ist, erfolgt die Aufstellung der Einzelwiderstände und die Nachprüfung, ob  $\sum l \cdot R + \sum Z$  des betreffenden Stromkreises diesem Wert entspricht. Ist dies nicht der Fall, so sind, wie bei den früher berechneten Beispielen, Änderungen der Rohrweite vorzunehmen. Dabei ist jedoch darauf zu achten, daß durch diese Änderungen der wirksame Druck  $H$  nicht wesentlich beeinflußt wird.

Aus dem Rohrplan				Nachrechnung											Unterschied		
Teilstrecke Nr.	Wärme- menge kcal/h	Wärme- menge bei einer Temp.- Absenkung von ... °C kcal/h	Länge der Teil- strecke $l$ m	Vorläufiger Rohrdurch- messer $d$ mm	mit vorläufigem Rohr- durchmesser					mit geändertem Rohr- durchmesser					$lR$ $o-h$ mm WS	$Z$ $q-k$ mm WS	
					$w$ m/s	$R$ mm WS m	$lR$ mmWS	$\sum \zeta$	$Z$ mmWS	$d$ mm	$w$ m/s	$R$ mm WS m	$lR$ mmWS	$\sum \zeta$			$Z$ mmWS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

**Stromkreis des Heizkörpers 1.**

$H' = 62,4$ mm WS.				$R = 0,3$ mm WS/m.											$H = 66,7$ mm WS.					
1	2200	—	1,5	25	0,06	0,33	0,5	5,0	0,9	20	0,10	1,10	1,7	6,0	3,0	+1,2	+2,1			
2	8700	—	5,5	40	0,10	0,40	2,2	10,5	5,3	—	—	—	—	—	—	—	—			
3	17700	—	6,0	(57)	0,10	0,26	1,6	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—			
4	27700	—	5,0	60	0,12	0,33	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—			
5	37200	—	7,0	(76)	0,12	0,24	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—			
6	48200	—	4,0	80	0,13	0,26	1,0	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—			
7	58200	—	7,5	(88)	0,13	0,26	1,9	1,5	1,3	—	—	—	—	—	—	—	—			
8	58200	—	20,0	(88)	0,13	0,26	5,2	2,5	2,1	—	—	—	—	—	—	—	—			
9	58200	—	5,0	(88)	0,13	0,26	1,3	1,5	1,3	—	—	—	—	—	—	—	—			
10	48200	—	4,0	80	0,13	0,26	1,0	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—			
11	37200	—	7,0	(76)	0,12	0,24	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—			
12	27700	—	5,0	60	0,12	0,33	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—			
13	17700	—	6,0	(57)	0,10	0,26	1,6	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—			
14	8700	—	5,0	40	0,10	0,40	2,0	10,0	5,0	—	—	—	—	—	—	—	—			
15	8700	—	3,5	40	0,10	0,40	1,4	0,5	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—			
16	6200	—	4,0	40	0,07	0,24	1,0	1,0	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—			
17	4200	—	4,0	32	0,06	0,24	1,0	1,0	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—			
18	2200	—	5,5	25	0,06	0,33	1,8	6,5	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—			
				105,5	$\sum l R_1^{18} + \sum Z_1^{18} = 30,3 + 23,5 = 53,8$ mm WS											+ 3,3				
				Teilstrecke 1 geändert . . . + 3,3 „ „																
				Nun ist $\sum l R + \sum Z$ für H.K. 1 = 57,1 mm WS.																

**Stromkreis des Heizkörpers 2.**

$H' = 112,2$ mm WS.				$R = 3,8$ mm WS/m.											$H = 113,2$ mm WS.					
19	2000	—	1,5	13	0,17	4,0	6,0	6,0	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—			
20	6500	—	4,0	25	0,18	2,2	8,8	1,0	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—			
21	2000	—	1,5	13	0,17	4,0	6,0	8,5	12,2	—	—	—	—	—	—	—	—			
				7,0	$\sum l R_{19}^{21} + \sum Z_{19}^{21} = 20,8 + 22,3 = 43,1$ mm WS															
				Dazu kommt $\sum l R_2^{17} + \sum Z_2^{17} = 49,4$ „ „																
				Nun ist $\sum l R + \sum Z$ für H.K. 2 = 92,5 mm WS.																

**Stromkreis des Heizkörpers 3.**

$H' = 162,2$ mm WS.				$R = 4,7$ mm WS/m.											$H = 160,9$ mm WS					
22	2000	—	2,0	13	0,17	4,0	8,0	6,0	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—			
23	4500	—	4,0	20	0,22	4,0	16,0	1,0	2,4	—	—	—	—	—	—	—	—			
24	2000	—	2,0	13	0,17	4,0	8,0	8,5	12,2	—	—	—	—	—	—	—	—			
				8,0	$\sum l R_{22}^{24} + \sum Z_{22}^{24} = 32,0 + 23,1 = 55,1$ mm WS															
				Dazu kommt $\sum l R_2^{16} + \sum Z_2^{16} = 48,2$ „ „																
				und $l R_{20} + Z_{20} = 10,4$ „ „																
				Zusammen wird $\sum l R + \sum Z$ für H.K. 3 = 113,7 mm WS.																

Eine Änderung der Teilstrecke 23 von 20 auf 13 mm ist nicht möglich. Der Rest muß durch Voreinstellung des Ventils abgedrosselt werden.

Aus dem Rohrplan				Nachrechnung											Unterschied		
Feilstrecke Nr.	Wärmemenge kcal/h	Wärmemenge bei einer Temp.-Absenkung von ... °C kcal/h	Länge der Teilstrecke l m	Vorläufiger Rohrdurchmesser d mm	mit vorläufigem Rohrdurchmesser					mit geändertem Rohrdurchmesser					lR o-h mm WS	Z q-k mm WS	
					w m/s	R mm WS m	lR mm WS	Σζ	Z mm WS	d mm	w m/s	R mm WS m	lR mm WS	Σζ			Z mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Heizkörpers 4.

$H' = 212,2 \text{ mm WS.}$   $R = 5,9 \text{ mm WS/m.}$   $H = 209,5 \text{ mm WS.}$

25	2500	—	6,0	13	0,22	6,0	36,0	7,0	16,8	—	—	—	—	—	—	—	—
26	2500	—	2,0	13	0,22	6,0	12,0	8,5	20,3	—	—	—	—	—	—	—	—

$8,0 \quad \Sigma l R_{25}^{26} + \Sigma Z_{25}^{26} = 48,0 + 37,1 = 85,1 \text{ mm WS}$

Dazu kommt  $\Sigma l R_2^{15} + \Sigma Z_2^{15} = 46,9 \text{ ,, ,,}$

und  $\Sigma l R_{20,23} + \Sigma Z_{20,23} = 28,8 \text{ ,, ,,}$

Damit wird  $\Sigma l R + \Sigma Z$  für H.K. 4 = 160,8 mm WS.

Eine weitere Verkleinerung der Durchmesser ist unmöglich, der Rest muß durch Voreinstellung des Ventils abgedrosselt werden.

Stromkreis des Heizkörpers 5.

$H' = 97,2 \text{ mm WS.}$   $R = 1,3 \text{ mm WS/m.}$   $H = 103,8 \text{ mm WS.}$

27	2500	—	1,5	20													
28	11000	—	9,5	32													
29	11000	—	8,5	32													
30	6500	—	4,0	25													
31	2500	—	5,5	20													
			29,0														

Stromkreis des Heizkörpers 6.

$H' = 147,2 \text{ mm WS.}$   $R = 6,5 \text{ mm WS/m.}$   $H = \dots \text{ mm WS.}$

32	4000	—	1,0	20													
33	8500	—	4,0	25													
34	4000	—	1,0	20													
			6,0														

C. Nachrechnung der Raumheizflächen.

Da für jeden Heizkörper die Vor- und Rücklauftemperaturen nunmehr genau bekannt sind, kann die notwendige Vergrößerung der Heizflächen ebenfalls genau ermittelt werden. Eine Nachrechnung zeigt, daß z. B. für Heizkörper 1 die nach Zahlentafel 14, B II angenommene Vergrößerung von 5 vH ausreichend ist.

D. Stockwerksheizung<sup>1</sup>.

Bei dieser Heizart entsteht der wirksame Druck ausschließlich durch den Einfluß der Wärmeverluste der Rohrleitung. Hieraus ergibt sich, daß ihre Berechnung

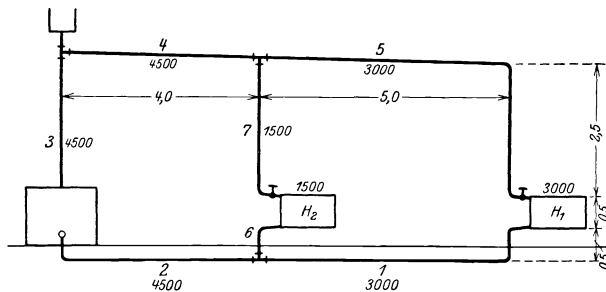


Abb. 214. Strangschemata zu Beispiel 12.

nach dem unter C. Gesagten zu erfolgen hat, jedoch wird zur übersichtlichen Annahme des vorläufigen wirksamen Druckes nicht die Zahlentafel 14, sondern die Zahlentafel 15 benutzt. Im übrigen vollzieht sich die Annahme der vorläufigen Rohrweite und ihre Nachrechnung sinngemäß nach jenen Regeln, die an der genannten Stelle entwickelt sind.

<sup>1</sup> Wierz, M.: Die Berechnung der Etagen-Warmwasserheizung. Gesundheits-Ing. 1924, S. 345. Klinger, H. J.: Die Stockwerks-Warmwasserheizung (Etagenheizung). C. Marhold, Halle a. S. 1930.

**Beispiel 12.** Aufgabe: Für eine Stockwerksheizung sind die Rohrweiten zu berechnen (Abb. 214). Es können folgende Annahmen gemacht werden:

- Temperatur des Wassers beim Austritt aus dem Kessel . . . . .  $t_w = 90^\circ \text{C}$
- Temperaturgefälle in den Heizkörpern . . . . .  $\Delta t = 20^\circ \text{C}$
- Raumtemperatur . . . . .  $t_R = 20^\circ \text{C}$

Der Steigstrang ist gut isoliert. Es findet keine wesentliche Abkühlung in ihm statt. Die Verteilungsleitungen, Fallstränge und Heizkörperanschlüsse liegen nichtisoliert und frei vor der Wand. Der gemeinsame Rücklauf ist vor Wärmeabgabe geschützt im Fußbodenkanal angeordnet. Die Kesselmitte liegt 0,4 m über der Rücklaufsammelleitung.

**1. Ermittlung des vorläufigen wirksamen Druckes und der vorläufigen Rohrdurchmesser.**

Man beginnt die Ermittlung der vorläufigen Rohrdurchmesser hier ebenfalls, indem man den ungünstigsten Stromkreis auswählt und für diesen das Druckgefälle  $R$  berechnet. Da sich dieser Stromkreis nicht ohne weiteres erkennen läßt, muß man ihn durch eine kurze vorangehende Rechnung bestimmen.

Für den Stromkreis des Heizkörpers . . . . .	1	2	
ist nach Zahlentafel 15 A der vorläufige wirksame Druck $H'$ . . . . .	18,0	7,0	mm WS
Nach Abzug von 50 vH (nach Zahlentafel 16) bleiben für Rohrreibung . . . . .	9,0	3,5	„ „
Die Gesamtlänge des Stromkreises ist . . . . .	24,5	14,5	m
Das Druckgefälle $R$ beträgt demnach . . . . .	0,37	0,24	mm WS/m

a) Ungünstigster Stromkreis, d. i. der des Heizkörpers 2.

Der ungünstigste Stromkreis ist daher der des Heizkörpers 2 mit den Teilstrecken 6, 2, 3, 4, 7. Mit dem schon ermittelten Druckgefälle  $R = 0,24$  mm WS/m müssen nun die vorläufigen Durchmesser  $d$  der Teilstrecken dieses Stromkreises berechnet und in Spalte e des Vordruckes eingetragen werden (S. 173).

b) Stromkreis des Heizkörpers 1.

(Teilstrecken 1 bis 5.)

- Vorläufiger wirksamer Druck (nach Zahlentafel 15 A) . . . . .  $H' = 18,0$  mm WS
- Bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken . . 50 vH = 9,0 „ „
- Davon bereits in den Teilstrecken 2, 3 und 4 (Länge 11,5 m) aufgebraucht . . . . .  $11,5 \cdot 0,24 = 2,8$  „ „
- Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 1 und 5 . . . . . = 6,2 mm WS
- Länge dieser Teilstrecken . . . . . = 13,0 m
- Druckgefälle . . . . .  $R = 6,2 : 13,0 = 0,48$  mm WS/m.

Danach ergeben sich unter Benutzung der Hilfstafel I für die Teilstrecken 1 und 5 die vorläufigen Rohrdurchmesser  $d$ .

**2. Nachrechnung.**

**A. Berechnung des endgültigen wirksamen Druckes  $H$ .**

Die Berechnung des endgültigen wirksamen Druckes  $H$  kann auf die schon gezeigte Weise (vgl. S. 169) vor sich gehen. Danach sind zunächst die Temperaturen am Eintritt und Austritt der einzelnen Teilstrecken zu ermitteln.

Nr. der Teilstrecke	$G_h$ l/h	$d$ mm	$f$ m <sup>2</sup> /m	$l$ m	$f \cdot l \cdot K$	$t_E$ °C	$t_R$ °C	$t_E - t_R$ °C	$\vartheta$ °C	$t_A$ °C	$t_m$ °C	$\gamma_m - \gamma_v$ kg/m <sup>3</sup>	$h'$ m	$h$ mm WS
4	225	32	0,133	4,0	5,85	90,0	20,0	70,0	1,8	88,2	89,1	0,61	0,1	0,06
5	150	32	0,133	7,5	11,00	88,2	20,0	68,2	5,0	83,2	85,7	2,86	2,6	7,44
7	75	25	0,105	2,5	2,90	88,2	20,0	68,2	2,6	85,6	86,9	2,07	2,6	5,38
H.K. 1	150	—	—	—	—	85,7	—	—	20,0	65,7	75,7	9,13	0,5	4,56
H.K. 2	75	—	—	—	—	86,9	—	—	20,0	66,9	76,9	8,40	0,5	4,20

Mit den so erhaltenen Teildrücken läßt sich nun der endgültige wirksame Druck  $H$  für jeden Stromkreis errechnen. Es ist:

$$H_2 = h_4 + h_7 + h_{H.K.2} = 0,06 + 5,38 + 4,20 = 9,64 \text{ mm WS,}$$

$$H_1 = h_4 + h_5 + h_{H.K.1} = 0,06 + 7,44 + 4,56 = 12,06 \text{ mm WS.}$$

**B. Nachrechnung der Rohrweiten.**

Zusammenstellung der  $\zeta$ -Werte.

Teilstr. 1 (25). Halber Heizkörper . . . . .	1,5	Teilstr. 2 (32). 3 Bogen . . . . .	1,5
3 Bogen . . . . .	3,0	Halber Kessel . . . . .	1,0
1 T-Stück, Durchgang . . . . .	1,0		2,5
	<u>5,5</u>		



Teilstr. 3 (32). Halber Kessel . . . . . 1,5	Teilstr. 6 (25). Halber Heizkörper . . . 1,5
Bogen . . . . . 0,5	2 Bogen . . . . . 2,0
<u>2,0</u>	1 T-Stück, Abzweig . . . 1,5
	<u>5,0</u>
Teilstr. 4 (32). Knie . . . . . 1,0	
Teilstr. 5 (32). 1 T-Stück, Durchgang 1,0	Teilstr. 7 (25). 1 T-Stück, Abzweig . . . 1,5
3 Bogen . . . . . 1,5	2 Bogen . . . . . 2,0
Eckhahn . . . . . 2,0	Eckhahn . . . . . 2,0
Halber Heizkörper . . . 1,5	Halber Heizkörper . . . 1,5
<u>6,0</u>	<u>7,0</u>

Nachrechnung der Rohrweiten.

Aus dem Rohrplan				Nachrechnung											Unterschied		
Teilstrecke	Wärmemenge	Wärmemenge bei einer Temp.-Absenkung von ... °C	Länge der Teilstrecke l	Vorläufiger Rohrdurchmesser d	mit vorläufigem Rohrdurchmesser					mit geändertem Rohrdurchmesser					lR <sub>o-h</sub>	Z <sub>q-k</sub>	
					w	R	lR	Σζ	Z	d	w	R	lR	Σζ			Z
Nr.	kcal/h	kcal/h	m	mm	m/s	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	mm	m/s	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Heizkörpers 2.

$H' = 7,0 \text{ mm WS.}$				$R = 0,24 \text{ mm WS/m.}$											$H = 9,6 \text{ mm WS.}$		
6	1500	—	0,5	25	0,04	0,17	0,08	5,0	0,4	—	—	—	—	—	—	—	—
2	4500	—	4,0	32	0,07	0,28	1,12	2,5	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
3	4500	—	3,2	32	0,07	0,28	0,90	2,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
4	4500	—	4,0	32	0,07	0,28	1,12	1,0	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—
7	1500	—	2,8	25	0,04	0,17	0,48	7,0	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—
					$14,5 \Sigma lR_{H.K.2} + \Sigma Z_{H.K.2} = 3,70$											$+ 2,5 = 6,2 \text{ mm WS}$	

Stromkreis des Heizkörpers 1.

$H' = 18,0 \text{ mm WS.}$				$R = 0,48 \text{ mm WS.}$											$H = 12,1 \text{ mm WS.}$		
1	3000	—	5,5	25	0,085	0,57	3,14	5,5	2,0	—	—	—	—	—	—	—	—
5	3000	—	7,5	32	0,045	0,14	1,05	6,0	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—
					$13,0 \Sigma lR_{1.5} + \Sigma Z_{1.5} = 4,19$											$+ 2,6 = 6,8 \text{ mm WS}$	
					Dazu kommt $\Sigma lR_2^2 + \Sigma Z_2^2 = 4,6 \text{ ,, ,,}$												
					Nun ist $\Sigma lR + \Sigma Z$ für H.K. 1 = 11,4 mm WS.												

Eine Verkleinerung der Durchmesser ist nicht möglich.

E. Einrohrsystem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste.

1. Der wirksame Druck.

a) Berechnung der Temperaturen.

In Abb. 215 ist:

$$t' = t_4 = t_5 = t_6^*,$$

$$t'' = t_3,$$

$$t_8 = t_9.$$

Das Temperaturgefälle ( $\Delta t$ ) der Heizkörper wähle man, um die Heizflächen auf ein Mindestmaß zu bringen, klein, jedoch muß

$$\Delta t \gg \frac{Q_H}{\Sigma Q} (t' - t'') \text{ sein.} \quad (31)$$

Hierin bedeutet, falls man das Temperaturgefälle für alle Heizkörper desselben Stranges gleich groß wählt:

$Q_H$  die größte Heizkörperleistung im Strang.

$\Sigma Q$  die Gesamtleistung des Stranges.

\* Die Indizes der Temperaturen entsprechen den bezüglichen Teilstreckennummern.

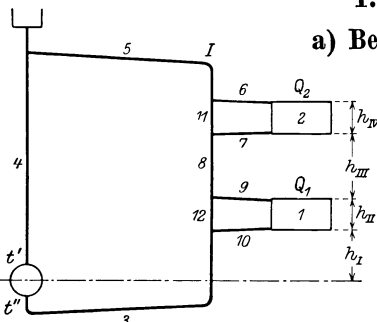


Abb. 215. Einrohrsystem.



durch die Fallstränge ersetzt werden. Es sind daher jene Werte der Zahlentafel zu nehmen, die dem mittelsten Heizkörper des Stranges entsprechen, das ist jener Heizkörper, der zwischen dem Kessel und dem obersten Heizkörper lotrecht etwa in der Mitte liegt. Infolge der bei den Einrohranlagen auftretenden

Verhältnisse ist aber, wie auf der Zahlentafel 14 ausdrücklich vermerkt, nur die Hälfte des jeweiligen Tafelwertes anzusetzen. Dieser Zusammenhang wurde durch Beispielsrechnungen ermittelt.

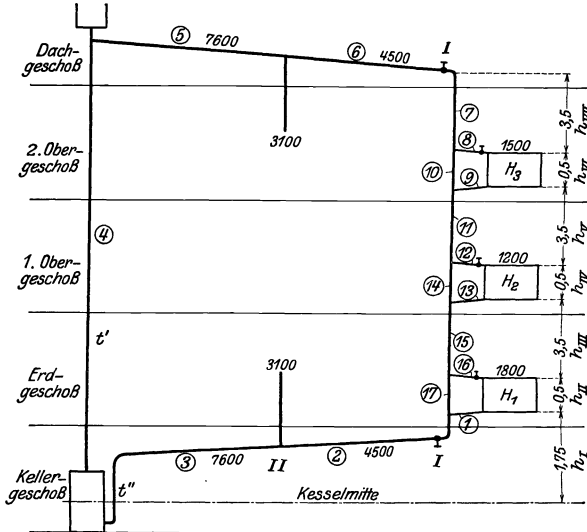


Abb. 216. Strangschema zu Beispiel 13.

**Beispiel 13. Annahmen:** Wassertemperatur beim Austritt aus dem Kessel  $t' = 85^\circ \text{C}$ . Temperaturgefälle aller Stränge (ohne Wärmeverluste)  $15^\circ \text{C}$ . Temperaturgefälle aller Heizkörper desselben Stranges gleich  $\Delta t = 10^\circ \text{C}$ <sup>1</sup>. Steigstrang keine Abkühlung. Dachbodentemperatur  $\pm 0^\circ \text{C}$ . Wärmeschutz der oberen Verteilung 80 vH Wirkungsgrad. Fallstränge ungeschützt vor der Wand. Gemeinsamer Rücklauf keine Abkühlung. Raumtemperatur  $20^\circ \text{C}$ . Alles übrige zeigt Abb. 216.

**Durchrechnung.**

**1. Annahme der vorläufigen Rohrdurchmesser und Heizkörper.**

A. Ungünstigster Stromkreis, d. i. der Stromkreis des Fallstranges I.  
Temperaturgefälle der Heizkörper  $10^\circ \text{C}$ <sup>1</sup>.

a) Wirksamer Druck.

$\alpha$ ) Berechnung der Temperaturen ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste.  
 $t' = 85^\circ \text{C} = t_4 = t_5 = t_6 = t_7 = t_8 = t_{10}, \quad W = \frac{\Sigma Q}{t - t''} = \frac{1500 + 1200 + 1800}{85 - 70} = 300 \text{ l/h},$   
 $t_9 = 85 - 10 = 75^\circ \text{C},$

$t'' = 70^\circ \text{C} = t_2 = t_3,$   
 $t_{11} = [\text{nach Gl. (28)}] = t' - \frac{Q_3}{W} = 85 - \frac{1500}{300} = 80^\circ \text{C},$   
 $t_{12} = 80^\circ \text{C} = t_{14},$   
 $t_{13} = 80 - 10 = 70^\circ \text{C},$   
 $t_{15} = [\text{nach Gl. (28)}] = t_{11} - \frac{Q_2}{W} = 80 - \frac{1200}{300} = 76^\circ \text{C},$   
 $t_{16} = 76^\circ \text{C} = t_{17},$   
 $t_1 = 76 - 10 = 66^\circ \text{C}.$

Mittlere Temperatur im Heizkörper $H_3$ . . . . .	$t_{H_3} = 80^\circ \text{C}$
"    "    "    " $H_2$ . . . . .	$t_{H_2} = 75^\circ \text{C}$
"    "    "    " $H_1$ . . . . .	$t_{H_1} = 71^\circ \text{C}$

$\beta$ ) Bestimmung des wirksamen Druckes.

$H = h_I(\gamma'' - \gamma') + h_{II}(\gamma_{H_1} - \gamma') + h_{III}(\gamma_{15} - \gamma') + h_{IV}(\gamma_{H_2} - \gamma') + h_V(\gamma_{11} - \gamma') + h_{VI}(\gamma_{H_3} - \gamma') + h_{VII}(\gamma' - \gamma')$   
 $= 1,75(\gamma_{70} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{71} - \gamma_{85}) + 3,5(\gamma_{76} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{76} - \gamma_{85}) + 3,5(\gamma_{80} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{80} - \gamma_{85}).$

Benutzung der Zahlentafel 2:

$= 1,75 \cdot 9,16 + 0,5 \cdot 8,58 + 3,5 \cdot 5,64 + 0,5 \cdot 6,24 + 3,5 \cdot 3,18 + 0,5 \cdot 3,18 = 55,9 \text{ mm WS}.$

b) Annahme der vorläufigen Durchmesser des Stromkreises des Stranges I.

Wirksamer Druck ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste . . . . = 55,9 mm WS

Berücksichtigung der Wärmeverluste nach Zahlentafel 15 A I: Fallstränge ungeschützt. 3geschossig. Waagerechte Ausdehnung der

<sup>1</sup>  $\Delta t \gg \frac{1800}{4500}$  15;  $\Delta t \gg 6^\circ \text{C}$ , s. S. 174, Gl. (31).

Anlage bis 25 m. Höhe des mittelsten Heizkörpers über Kesselmitte  
 6,0 m. Waagerechte Entfernung des Stranges vom Steigstrang  
 12 m. Ergibt nach der erwähnten Zahlentafel zusätzliche Druck-  
 höhe . . . . . = 25,0 mm WS  
 Bei Einrohrführung halber Wert . . . . . = 12,5 „ „  
 Vorlauftemperatur 85° C, daher -15 vH . . . ∞ -2,0 „ „  
 Zusätzliche Druckhöhe . . . . . = 10,5 mm WS . . . 10,5 mm WS  
 Gesamte Druckhöhe . . . . . = 66,4 mm WS  
 Davon ab für Einzelwiderstände 50 vH . . . . . = 33,2 „ „  
 Bleiben für Reibung . . . . . = 33,2 mm WS  
 Länge des Stromkreises 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 11, 12, 13, 15, 16 . . = 55,5 m  
 Druckgefälle . . . . .  $R = \frac{33,2}{55,5} \approx 0,6$  mm WS/m

Daraus folgen die Durchmesser in Spalte e der Zusammenstellung auf S. 179.

**B. Kurzschlußstrecken 10, 14 und 17.**

$d_{10}$  ein Handelsmaß kleiner als  $d_8$  bzw.  $d_9$ ;  $d_{10} = 20$  mm  
 $d_{14}$  „ „ „ „  $d_{12}$  „  $d_{13}$ ;  $d_{14} = 20$  „  
 $d_{17}$  „ „ „ „  $d_{16}$  „  $d_1$ ;  $d_{17} = 20$  „

c) Annahme der Heizkörper (Nabenabstand 500, 2säulig).

Aus Zahlentafel 14 BI abzulesen: (halben Werte wegen Einrohr) z. B. Heizkörper 2 . . . + 5 vH, d. i.

$$j_{H_2} = \frac{1200}{k(75 - 20)} + 5 \text{ vH} = \frac{1200}{7,0 \cdot 55} + 5 \text{ vH} = 3,12 + 0,16 = 3,28 \text{ m}^2.$$

$k$ -Wert entnommen aus Zahlentafel 10.

**2. Nachrechnung der Rohrleitung und Heizkörper.**

**A. Stromkreis des Fallstranges I.**

α) Berechnung der Temperaturen mit Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung. Siehe Gl. (29), S. 166.

Nr. der Teilstrecke	$G_h$ l/h	$d$ mm	$f$ m <sup>2</sup> /m	$l$ m	$f \cdot l \cdot k$	$1 - \eta$	$t_E$ °C	$t_R$ °C	$t_E - t_R$ °C	$\vartheta$ °C	$t_A$ °C	$t_m$ °C	$\gamma_m - \gamma_v$ kg/m <sup>3</sup>	$k'$ m	$h$ mm WS
5	506	40	0,151	8,0	12,1	0,2	85,0	0	85,0	0,4	84,6	—	—	—	1
6	300	32	0,133	4,0	5,3	0,2	84,6	0	84,6	0,3	84,3	—	—	—	—
7	300	32	0,133	3,5	4,7	1,0	84,3	20	64,3	1,0	83,3	83,8	—	—	—
8	150	25	0,105	1,0	1,1	1,0	83,3	20	63,3	0,5	82,8	—	—	—	—
9	150	25	0,105	1,0	1,1	1,0	72,8	20	52,8	0,4	72,4	—	—	—	—
11	300	32	0,133	3,5	4,7	1,0	78,3	20	58,3	0,9	77,4	77,9	—	—	—
12	120	20	0,084	1,0	0,8	1,0	77,4	20	57,4	0,4	77,0	—	—	—	—
13	120	25	0,105	1,0	1,1	1,0	67,0	20	47,0	0,4	66,6	—	—	—	—
15	300	32	0,133	3,5	4,7	1,0	73,4	20	53,4	0,8	72,6	73,0	—	—	—
16	180	25	0,105	1,0	1,1	1,0	72,6	20	52,6	0,3	72,3	—	—	—	—
1	180	25	0,105	1,0	1,1	1,0	62,3	20	42,3	0,3	62,0	—	—	—	—

$$t_9 = t_8 - \text{Temperaturgefälle im Heizkörper } H_3 = 82,8 - 10,0 = 72,8^\circ \text{C},$$

$$t_{11} = t_7 - \frac{Q_3}{W} = 83,2 - \frac{1500}{300} = 78,3^\circ \text{C}^2,$$

$$t_{13} = t_{12} - \text{Temperaturgefälle im Heizkörper } H_2 = 77,0 - 10,0 = 67,0^\circ \text{C},$$

$$t_{15} = t_{11} - \frac{Q_2}{W} = 77,4 - \frac{1200}{300} = 73,4^\circ \text{C}^2,$$

$$t_1 = t_{16} - 10^\circ = 72,3 - 10,0 = 62,3^\circ \text{C},$$

$$t_2 = t_{15} - \frac{Q_1}{W} = 72,6 - \frac{1800}{300} = 66,6^\circ \text{C}^2.$$

<sup>1</sup> Zwecks klarerer Darstellung erfolgt die Berechnung der Teildrucke  $h$  unter  $\beta$ ).

<sup>2</sup> Streng genommen wären zu  $Q_3$  bzw.  $Q_2$  und  $Q_1$  noch jene Wärmemengen zuzuzählen, die infolge der Wärmeverluste der Rohrleitungen 8, 9 bzw. 12, 13 und 16, 1 auftreten. Der Einfluß ist bei nicht zu langen Anschlüssen gering und kann hier vernachlässigt werden. Bemerkt sei, daß hierdurch die errechnete zusätzliche Druckhöhe unter der tatsächlich auftretenden bleibt.

Da die Abkühlung der gemeinsamen Rücklaufleitung vernachlässigt werden kann (S. 168), ist  $66,6^\circ\text{C}$  auch die Kesseleintrittstemperatur.

$$\begin{aligned} \text{Mittlere Temperatur } t_m \text{ im Heizkörper } H_3 &= \frac{82,8 + 72,8}{2} = 77,8^\circ\text{C}, \\ \text{,, ,, } t_m \text{ ,, ,, } H_2 &= \frac{77,0 + 67,0}{2} = 72,0^\circ\text{C}, \\ \text{,, ,, } t_m \text{ ,, ,, } H_1 &= \frac{72,3 + 62,3}{2} = 67,3^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

$\beta$ ) Bestimmung des wirksamen Druckes.

Nunmehr sind für die in Frage kommenden Teilstrecken alle Temperaturen genau bestimmt, so daß die Ermittlung des wirksamen Druckes, bei Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung, vor sich gehen kann.

Temperatur zugehörig	Höhe $h_I^*$	66,6° C
,,	,, $h_{II}$	67,3° C
,,	,, $h_{III}$	73,0° C
,,	,, $h_{IV}$	72,0° C
,,	,, $h_V$	77,9° C
,,	,, $h_{VI}$	77,8° C
,,	,, $h_{VII}$	83,8° C

$$H = \sum h'(\gamma_m - \gamma_v) = 1,75 \cdot (\gamma_{66,6} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{67,3} - \gamma_{85}) + 3,5(\gamma_{73,0} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{72,0} - \gamma_{85}) + 3,5(\gamma_{77,9} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{77,8} - \gamma_{85}) + 3,5(\gamma_{83,8} - \gamma_{85}).$$

Benutzung der Zahlentafel 2:

$$H = 1,75 \cdot 11,07 + 0,5 \cdot 10,68 + 3,5 \cdot 7,42 + 0,5 \cdot 8,01 + 3,5 \cdot 4,48 + 0,5 \cdot 4,54 + 3,5 \cdot 0,78 = 75,4 \text{ mm WS.}$$

Nunmehr erfolgt die Bildung der  $\sum lR_1^{16} + \sum Z_1^{16}$  in bekannter Weise unter Benutzung der Hilfstafel I. Aus der Zusammenstellung Seite 179 ergibt sich, daß die Summe aller Widerstände = 51,2 wird, während an wirksamem Druck = 75,4 mm WS zur Verfügung stehen. Teilstrecke 2 wird daher auf 25 mm WS verengt, womit die fragliche Summe = 73,3 mm WS wird und nunmehr mit dem wirksamen Druck in genügender Übereinstimmung steht.

#### B. Kurzschlußstrecken 10, 14 und 17.

Teilstrecke 10. Nach Gl. (34) ist:

$$H = h_{VI}(\gamma_{H_3} - \gamma_{10}) + lR_{10} + Z_{10} = 0,5(\gamma_{77,8} - \gamma_{83,3}) + 3,0 = 0,5 \cdot 3,44 + 3,0 = 4,7 \text{ mm WS}^1.$$

Nun muß  $4,7 \geq lR_{8,9} + Z_{8,9}$  sein,

$$4,7 \geq 3,5.$$

Teilstrecke 10 bleibt unverändert mit 20 mm l. W. bestehen.

Teilstrecke 14:

$$H = h_{IV}(\gamma_{H_2} - \gamma_{14}) + lR_{14} + Z_{14} = 0,5(\gamma_{72,0} - \gamma_{77,4}) + 3,9 = 0,5 \cdot 3,23 + 3,9 = 5,5 \text{ mm WS}^1.$$

Nun muß  $5,5 \geq lR_{12,13} + Z_{12,13}$  sein,

$$5,5 \geq 4,9.$$

Teilstrecke 14 kann mit 20 mm l. W. bestehen bleiben.

Teilstrecke 17:

$$H = h_{II}(\gamma_{H_1} - \gamma_{17}) + lR_{17} + Z_{17} = 0,5(\gamma_{67,3} - \gamma_{72,6}) + 1,9 = 0,5 \cdot 3,03 + 1,9 = 3,4 \text{ mm WS}^1.$$

Nun müßte:  $3,4 \geq lR_{16,1} + Z_{16,1}$

sein, da aber  $lR_{16,1} + Z_{16,1} = 5,1$

ist, muß Teilstrecke 17 von 20 mm l. W. auf 13 mm l. W. verengt werden.

Es wird also

$$H = 1,5 + lR_{17} + Z_{17} = 1,5 + 6,8 = 8,3 \text{ mm WS,}$$

wodurch die Ungleichheit erfüllt erscheint.

\* Die Bezeichnung dieser Höhen müßte entsprechend obenstehender Zusammenstellung eigentlich  $h'_i$  heißen. Der Übereinstimmung mit Abb. 216 wegen ist die alte Bezeichnung  $h_i$  beibehalten worden.

<sup>1</sup> Bei Teilstrecke 10, 14 und 17 wäre, streng genommen, die Abkühlung der Kurzschlußstrecken zu berücksichtigen. Dies kann hier wegen der geringen Länge der Teilstrecken entfallen.

Aus dem Rohrplan				Nachrechnung											Unterschied		
Teilstrecke Nr.	Wärmemenge kcal/h	Wärmemenge bei einer Temp.-Absenkung von 10 bzw. 15 °C kcal/h	Länge der Teilstrecke l m	Vorläufiger Rohrdurchmesser d mm	mit vorläufigem Rohrdurchmesser					mit geändertem Rohrdurchmesser					lR o-h mm WS	Z q-k mm WS	
					w m/s	R mm WS m	lR mm WS	Σζ 1	Z mm WS	d mm	w m/s	R mm WS m	lR mm WS	Σζ 1			Z mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Fallstranges 1.

H' = 66,4 mm WS.

R = 0,6 mm WS/m.

H = 75,4 mm WS.

1	1800	3600	1,0	25	0,10	0,80	0,8	3,0	1,5	—	—	—	—	—	—	—	—
2	4500	6000	4,0	32	0,09	0,45	1,8	10,5	4,2	25	0,17	2,0	8,0	14,0 <sup>2</sup>	20,1	+6,2	+15,9
3	7600	10120	9,0	40	0,12	0,55	5,0	1,5	1,1	—	—	—	—	—	—	—	—
4	7600	10120	14,0	40	0,12	0,55	7,7	2,5	1,8	—	—	—	—	—	—	—	—
5	7600	10120	8,0	40	0,12	0,55	4,4	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
6	4500	6000	4,0	32	0,09	0,45	1,8	11,0	4,4	—	—	—	—	—	—	—	—
7	4500	6000	3,5	32	0,09	0,45	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	1500	3000	1,0	25	0,08	0,55	0,6	4,0	1,3	—	—	—	—	—	—	—	—
9	1500	3000	1,0	25	0,08	0,55	0,6	3,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—
11	4500	6000	3,5	32	0,09	0,45	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	1200	2400	1,0	20	0,11	1,30	1,3	4,0	2,4	—	—	—	—	—	—	—	—
13	1200	2400	1,0	25	0,07	0,40	0,4	3,0	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—
15	4500	6000	3,5	32	0,09	0,45	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
16	1800	3600	1,0	25	0,10	0,80	0,8	4,0	2,0	—	—	—	—	—	—	—	—
				55,5	ΣlR + ΣZ = 30,0 + 21,2 = 51,2 mm WS									22,1			
				Teilstrecke 2 geändert . . . + 22,1 „ „													
				Nun ist ΣlR + ΣZ für Fallstrang 1 = 73,3 mm WS													

Kurzschlußstrecken 10, 14, 17.

10	—	3000	0,5	20	0,14	2,0	1,0	2,0	2,0	—	—	—	—	—	—	—	—
14	—	3600	0,5	20	0,16	2,6	1,3	2,0	2,6	—	—	—	—	—	—	—	—
17	—	2400	0,5	20	0,11	1,3	0,7	2,0	1,2	13	0,2	5,5	2,8	2,0	4,0	+2,1	+2,8
+4,9																	

<sup>1</sup> Einzelwiderstände:

Teilstr. 1 (25).	1 T-St.-A. . . . .	1,5
	1 halb. Heizk. . . . .	1,5
		<u>3,0</u>
Teilstr. 2 (32).	1 Bogen . . . . .	0,5
	1 Str.-Vent. . . . .	9,0
	1 T-St.-D. . . . .	1,0
		<u>10,5</u>
Teilstr. 3 (40).	3 Bogen je 0,5 . . . . .	1,5
Teilstr. 4 (40).	1 Kessel . . . . .	2,5
Teilstr. 5 (40).	1 Knie . . . . .	1,0
Teilstr. 6 (32).	1 T-St.-D. . . . .	1,0
	1 Str.-Vent. . . . .	9,0
	1 Knie . . . . .	1,0
		<u>11,0</u>
Teilstr. 7 (34).	Nichts.	

Heizkörperanschlüsse geradlinig.

Teilstr. 8 (25).	1 T-St.-A. . . . .	1,5
	1 Durchgangshahn . . .	1,0
	1 halb. Heizk. . . . .	1,5
		<u>4,0</u>
Teilstr. 9 (25).	1 halb. Heizk. . . . .	1,5
	1 T-St.-A. . . . .	1,5
		<u>3,0</u>
Teilstr. 11 (32).	Nichts.	
Teilstr. 12 (20).	1 T-St.-A. . . . .	1,5
	1 Durchgangshahn . . .	1,0
	1 halb. Heizk. . . . .	1,5
		<u>4,0</u>
Teilstr. 13 (25).	1 halb. Heizk. . . . .	1,5
	1 T-St.-A. . . . .	1,5
		<u>3,0</u>
Teilstr. 15 (32).	Nichts.	
Teilstr. 16 (25).	Wie Teilstr. 8 . . . . .	4,0

<sup>2</sup> Teilstr. 2 (25). 1 Bogen . . . . . 1,0  
 1 Str.-Vent. . . . . 12,0  
 1 T-St.-D. . . . . 1,0  
14,0

Die eingeklammerten Zahlen bedeuten die Nennweiten der Rohre.

### C. Nachrechnung der Heizkörper.

Nunmehr sind alle Temperaturen genau bekannt und es ergibt sich z. B. für Heizkörper 2

$$f_{H_2} = \frac{1200}{k(72,0 - 20)} = \frac{1200}{7,0 \cdot 52,0} = 3,3 \text{ m}^2,$$

während sich nach der „Annahme“ 3,35 m<sup>2</sup> ergab.

$k$ -Wert entnommen aus Zahlentafel 10.

### G. Pumpenheizung.

Der wirksame Druck einer Pumpenheizung setzt sich zusammen aus dem durch die Pumpe erzeugten Druck  $H_P$  (mm WS) und dem durch Schwerkraftwirkung entstehenden Druck  $H_S$  (mm WS). Demnach wird der Gesamtdruck  $H$ :

$$H = H_P + H_S \text{ (mm WS)}. \quad (35)$$

Um für die Darstellung des Rechnungsganges möglichst einfache Verhältnisse zu schaffen, wird im nachstehenden angenommen, daß die Schwerkraftwirkung gegenüber dem Pumpendruck zu vernachlässigen sei. Die Berechnung der Pumpenheizung stützt sich zwar in ihren Einzelheiten auf dieselben Gleichungen, die wir bei Berechnung der Schwerkraftheizungen kennengelernt hatten, insbesondere gilt auch hier die Gleichung

$$H_P = \Sigma lR + \Sigma Z, \quad (36)$$

aber die Reihenfolge der einzelnen Rechnungen ist hier aus nachstehenden Gründen gänzlich anders als früher. Während nämlich bei der Schwerkraftheizung durch die Höhe des Gebäudes der wirksame Druck  $H$  von vornherein festliegt und die Strömungsgeschwindigkeiten sowie die Rohrdurchmesser in einzelnen Teilstrecken gesucht sind, ist bei der Pumpenheizung auch der Druck  $H_P$  unbekannt. Bei gegebenem Strangschema und gegebenen Wärmemengen sind Rohrnetze mit verschiedenen Durchmessern möglich, welche alle in bezug auf das Arbeiten der Anlage gleichwertig sind. Aber nur eins dieser Rohrnetze ist das wirtschaftlich günstigste. Sind die Rohrdurchmesser sehr klein, so ist das Rohrnetz billig. Aber da die Strömungsgeschwindigkeiten hoch sind, sind auch die Druckverluste groß und damit ergibt sich ein hoher Kraftverbrauch für die Pumpe. Es ergeben also große Geschwindigkeiten zwar billige Rohrnetze, aber hohe Betriebskosten. Umgekehrt geben niedere Geschwindigkeiten teure Rohrnetze, aber geringe Betriebskosten. Es ist die Aufgabe des Ingenieurs, die wirtschaftlich günstigste Zusammenstellung von Strömungsgeschwindigkeit und Druckverlust zu finden.

Man muß bei der Rechnung der Pumpenheizung immer zuerst einmal eine willkürliche Annahme treffen, indem man entweder den Pumpendruck oder die Strömungsgeschwindigkeit wählt. Im nachstehenden wollen wir die Strömungsgeschwindigkeit frei wählen, und zwar ist es zweckmäßig, von konstanter Geschwindigkeit längs des ganzen Hauptstranges auszugehen. Bei der Ausführung werden sich natürlich wegen der Stufung der handelsüblichen Rohrdurchmesser in den einzelnen Teilstrecken kleine Abweichungen von der gewählten Geschwindigkeit ergeben, die aber nicht von großer Bedeutung sind.

Man beginnt mit der Berechnung des Hauptstranges, und zwar empfiehlt es sich, nicht nur eine einzige Geschwindigkeit, sondern sogleich zwei oder drei Geschwindigkeiten aus dem vermutlich günstigsten Bereich durchzurechnen. Weitere Einzelheiten zeigt nachstehendes Zahlenbeispiel 14.

**Beispiel 14.** Aufgabe: Für den in Abb. 217a und Abb. 217b dargestellten Teil des Rohrnetzes einer Gebäude-Pumpenwarmwasserheizung sind die Rohrdurchmesser zu berechnen unter Vernachlässigung des durch Schwerkraftwirkung entstehenden zusätzlichen Druckes  $H_s$ . Die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf sei zu  $10^\circ\text{C}$  angenommen.

**1. Berechnung des Hauptstranges.**

Als Hauptstrang ist der längste Rohrstrang, also die Vor- und Rücklaufleitung bis zum obersten Heizkörper des Steigstranges I anzusehen. Entsprechend dem oben Gesagten rechnet man diesen Rohrzug für verschiedene Geschwindigkeiten durch. Man kann hierbei immer die entsprechenden Teilstrecken im Vor- und Rücklauf zusammenfassen, wie dies auch im weiteren Gang der Rechnung durchgeführt worden ist. Man beginnt zweckmäßigerweise am Verteiler, da man hier zuerst an die größeren Rohrweiten kommt und bei diesen das Einhalten der gewählten Wassergeschwindigkeiten wegen der feineren Unterteilung der zur Verfügung stehenden Rohrdurchmesser leichter

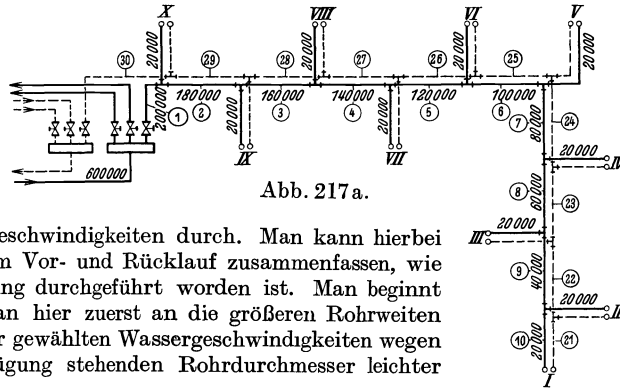


Abb. 217 a.

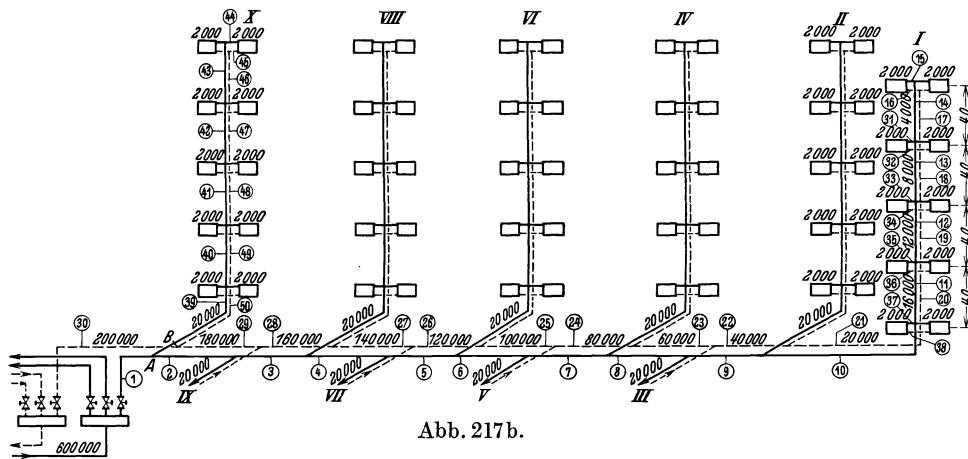


Abb. 217 b.

Abb. 217 a und b. Rohrplan und Strangschema einer Pumpenheizungsanlage.

möglich ist. Zunächst füllt man die Spalten a, b und d des Formblattes an Hand der Pläne aus und rechnet sich dann die Werte der Spalte c aus. Aus dem Rohrplan entnimmt man ferner die vorhandenen Einzelwiderstände. Für das vorliegende Beispiel ergibt sich folgende Zusammenstellung:

Zusammenstellung der Einzelwiderstände.

Teilstrecke 1:	1 Geschwindigkeitsänderung, angenommen zu . . .	0,5	} = 3,5
	1 Ventil . . . . .	2,0	
	2 Bogen $90^\circ$ . . . . .	1,0	
Teilstrecke 30:	2 Bogen $90^\circ$ . . . . .	1,0	} = 4,0
	1 Ventil . . . . .	2,0	
	1 Geschwindigkeitsänderung . . . . .	1,0	
Teilstrecken 2 bis 6 und 25 bis 29:	je 1 T-Stück-Durchgang . . . . .	1,0	
Teilstrecken 7 und 24:	je 1 T-Stück-Abzweig . . . . .	1,5	
Teilstrecken 8 bis 9 und 22 bis 23:	je 1 T-Stück-Durchgang . . . . .	1,0	
Teilstrecken 10 und 21:	je 1 Bogen $90^\circ$ . . . . .	1,0	} = 2,0
	je 1 T-Stück-Durchgang . . . . .	1,0	
Teilstrecken 11 bis 14 und 17 bis 20:	je 1 T-Stück-Durchgang . . . . .	1,0	



Teilstrecke 15:	$\frac{1}{2}$ Heizkörper . . . . .	1,5	}	= 7,0
	1 Eckventil . . . . .	4,0		
	1 T-Stück-Abzweig . . . . .	1,5		
Teilstrecke 16:	1 T-Stück-Abzweig . . . . .	1,5	}	= 4,0
	1 Doppelbogen . . . . .	1,0		
	$\frac{1}{2}$ Heizkörper . . . . .	1,5		

Nun kann die Dimensionierung des Hauptstranges in Angriff genommen werden. Man entscheidet, mit welchen Wassergeschwindigkeiten man die Berechnung durchführen will und füllt dann unter Benutzung der Hilfstafel II die Spalten e, f und g bzw. l, m und n des Formblattes aus. Man muß dabei immer dasjenige Tabellenrechteck herausuchen, in dem die Wärmeleistung  $Q'$  (aus Spalte c) und die gewählte Geschwindigkeit  $w$  untereinander stehen. Wenn dies nicht genau zutrifft, nimmt man den nächstgelegenen Wert. Die Rechnung ist nachstehend für die Geschwindigkeiten  $w = 0,8$  und  $w = 1,2$  m/s durchgeführt.

Aus dem Rohrplan				Rechnung											
Teil- strecke	Wärme- menge $Q$ bei $\Delta t = 10^\circ \text{C}$	Für die Rechnung $Q' = \frac{Q \cdot 20}{\Delta t}$	Länge der Teil- strecke $l$	mit $w \approx 0,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$						mit $w \approx 1,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$					
				$d$	$w$	$R$	$lR$	$\Sigma \zeta$	$Z$	$d$	$w$	$R$	$lR$	$\Sigma \zeta$	$Z$
Nr	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	m	mm	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{mm WS}}{\text{m}}$	mm WS	mm WS	mm WS	mm	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{mm WS}}{\text{m}}$	mm WS	mm WS	mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q
1 u. 30 <sup>1</sup>	200000 <sup>1</sup>	400000 <sup>1</sup>	20 <sup>1</sup>	88	0,92	8,5	170	7,5	315	76	1,3	18	360	7,5	635
2 u. 29	180000	360000	20	88	0,85	7,5	150	2	72	70	1,3	22	440	2	167
3 u. 28	160000	320000	20	80	0,85	8	160	2	72	70	1,2	18	360	2	143
4 u. 27	140000	280000	20	76	0,85	9	180	2	72	60	1,3	22	440	2	167
5 u. 26	120000	240000	20	70	0,90	11	220	2	80	57	1,3	28	560	2	167
6 u. 25	100000	200000	20	60	0,85	11	220	2	72	57	1,1	20	400	2	119
7 u. 24	80000	160000	20	57	0,90	13,5	270	3	121	50	1,1	24	480	3	179
8 u. 23	60000	120000	20	50	0,85	14	280	2	72	40	1,4	50	1000	2	195
9 u. 22	40000	80000	20	40	0,90	23	460	2	80	32	1,25	48	960	2	155
10 u. 21	20000	40000	23	32	0,60	13	299	4	72	25	1,1	58	1334	4	240
11 u. 20	16000	32000	8	32	0,50	9	72	2	25	25	0,9	40	320	2	80
12 u. 19	12000	24000	8	32	0,37	5,3	43	2	14	25	0,67	23	184	2	46
13 u. 18	8000	16000	8	25	0,44	11	88	2	19	20	0,75	40	320	2	56
14 u. 17	4000	8000	8	20	0,38	11	88	2	14	13	0,67	47	376	2	46
15 u. 16	2000	4000	2	13	0,32	13	26	11	56	10	0,57	52	104	11	178
			237	$\Sigma lR_1^{30} + \Sigma Z_1^{30} = 2726 + 1156$						$\Sigma lR_1^{30} + \Sigma Z_1^{30} = 7648 + 2573$					
				3882 mm WS						10221 mm WS					

$w$	m/s	0,4	0,8	1,2
$\Sigma lR$	m WS	0,625	2,726	7,648
$\Sigma Z$	m WS	0,408	1,156	2,573
$\Sigma lR + \Sigma Z$	m WS	1,033	3,882	10,221
Erforderliche Pumpenleistung $N_P = 0,272 \cdot H_P$	kW	0,28	1,05	2,78

Aus dieser Berechnung und aus einer weiteren Rechnung für  $w = 0,4$  m/s ergibt sich folgende Übersicht, worin die Druckverluste nun nicht mehr in mm WS, sondern in m WS angegeben sind.

Die Pumpenleistung läßt sich nach der Gleichung

$$N_P = \frac{V_s \cdot H_P}{102 \cdot \eta} \text{ (kW)}$$

berechnen, worin  $V_s$  die sekundlich maximal zu fördernde Wassermenge in l/s,  
 $H_P$  den von der Pumpe zu leistenden Überdruck in m WS,  
 $\eta$  den Pumpenwirkungsgrad

bedeutet. Die sekundlich zu liefernde Wassermenge errechnet sich unter Berücksichtigung des gesamten Rohrnetzes des Gebäudes für  $Q_{ges} = 600000$  kcal/h aus der Beziehung

$$V_s = \frac{Q_h}{\Delta t \cdot 3600}$$

zu

$$V_s = \frac{600000}{10 \cdot 3600} = 16,67 \text{ l/s.}$$

<sup>1</sup> Jede dieser Teilstrecken 1 und 30 wird für 400000 kcal/h berechnet. Die Länge der Teilstrecken beträgt zusammen 20 m.

Der Pumpenwirkungsgrad sei zu 0,6 angenommen, dann ist

$$N_P = \frac{16,67 \cdot H_P}{102 \cdot 0,6} = 0,272 \cdot H_P .$$

Hat man sich unter Berücksichtigung aller wirtschaftlichen Verhältnisse (Materialpreise des Rohrnetzes, jährliche Stromkosten usw.) für eine bestimmte Geschwindigkeit entschieden, so geht man an die Dimensionierung der Seitenstränge und Heizkörperanschlüsse. Für das vorliegende Beispiel wird die Berechnung mit  $w = 0,8$  m/s fortgesetzt.

### 2. Berechnung der Heizkörperanschlüsse im Steigstrang I.

Für die Bemessung der Heizkörperanschlüsse stehen folgende Drücke zur Verfügung:

Im III. Geschoß	$H = \Sigma l R_{14}^{17} + \Sigma Z_{14}^{17} = 184,3$ mm WS
„ II. „	$H = \Sigma l R_{13}^{18} + \Sigma Z_{13}^{18} = 291,5$ „ „
„ I. „	$H = \Sigma l R_{12}^{19} + \Sigma Z_{12}^{19} = 348,1$ „ „
„ Erd- „	$H = \Sigma l R_{11}^{20} + \Sigma Z_{11}^{20} = 445,1$ „ „

Diese Drücke dürfen nicht überschritten werden. Man geht also hier wie bei der Berechnung der Schwerkraftanlagen so vor, daß man zunächst das zur Verfügung stehende Druckgefälle  $R$  berechnet. Nimmt man als Anteil der Einzelwiderstände in diesen kurzen Rohrstrecken, die verhältnismäßig viele Einzelwiderstände enthalten (Regulierventil, Heizkörper, Bogen), zu etwa 66 vH an, so lassen sich die  $R$ -Werte wie folgt berechnen:

Es bleiben für Rohrreibung:		$l$	$R$
Im III. Geschoß	$0,34 \cdot 184,3 = 63$ mm WS	2 m	31,5
„ II. „	$0,34 \cdot 291,5 = 99$ „ „	2 m	49,5
„ I. „	$0,34 \cdot 348,1 = 118$ „ „	2 m	59
„ Erd- „	$0,34 \cdot 445,1 = 152$ „ „	2 m	76

Aus Hilfstafel II lassen sich dann die Durchmesser leicht berechnen:

Aus dem Rohrplan				Vorläufiger Rohrdurchmesser $d$	Nachrechnung					
Teilstrecke	Wärmemenge	Wärmemenge bei einer Temp.-Absenkung von 10° C	Länge der Teilstrecke $l$		mit vorläufigem Rohrdurchmesser					
				$w$	$R$	$l R$	$\Sigma \zeta$	$Z$	$\Sigma l R + \Sigma Z$	
Nr.	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	m	mm	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{\text{mm WS}}{\text{m}}$	mm WS		mm WS	mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l
31 u. 32	2000	4000	2	13	0,32	13	26	11	56	82
33 u. 34	2000	4000	2	10	0,57	52	104	11	178	282
35 u. 36	2000	4000	2	10	0,57	52	104	11	178	282
37 u. 38	2000	4000	2	10	0,57	52	104	11	178	282

Die verbleibenden Reste an wirksamem Druck sind durch die Ventilvoreinstellung abzudrosseln.

### 3. Berechnung eines nahe am Verteiler gelegenen Steigstranges.

Um den weiteren Gang der Berechnung zu zeigen, sei die Berechnung des Stranges  $X$  durchgeführt. Zwischen den Abzweigpunkten  $A$  und  $B$  besteht eine Druckdifferenz von  $H = (\Sigma l R_2^{29} + \Sigma Z_2^{29}) = 3397$  mm WS. Diese Druckdifferenz steht auch zur Bemessung der Rohrweiten des Stranges  $X$ , also der Teilstrecken 39 bis 50 zur Verfügung. Bei der Berechnung der Rohrweiten muß man hier ebenfalls so verfahren wie unter Ziffer 2. Man muß also zunächst das Druckgefälle  $R$  berechnen. Schätzt man hierzu den Anteil der Einzelwiderstände auf 30 vH, da nur wenige Einzelwiderstände im Verhältnis zur Länge des Rohrzuges vorhanden sind, so bleiben zur Dimensionierung des Rohrzuges  $0,7 \cdot 3397 = 2380$  mm WS übrig. Bei einer Länge von insgesamt 57 m ergibt sich demnach

$$R = \frac{2380}{57} = 42 \text{ mm WS/m} .$$

Daraus folgen unter Benutzung der Hilfstafel II für die Teilstrecken 39 bis 50 folgende Rohrdurchmesser:

Aus dem Rohrplan				Vorläufiger Rohrdurchmesser	Nachrechnung										Unterschied		
Teilstrecke Nr.	Wärmemenge kcal/h	Wärmemenge bei einer Temp.-Absenkung von 10°C kcal/h	Länge der Teilstrecke l m		mit vorläufigem Rohrdurchmesser					mit geändertem Rohrdurchmesser					lR o-h mmWS	Z q-k mmWS	
					d mm	w m/s	R mmWS m	lR mmWS	Σζ mmWS	Z mmWS	d mm	w m/s	R mmWS m	lR mmWS			Σζ mmWS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s
39 u. 50	20000	40000	23	32	0,6	13	300	4	72	25	1,1	60	1380	4	240	1080	168
40 u. 49	16000	32000	8	25	0,9	38	304	2	80								
41 u. 48	12000	24000	8	25	0,65	23	184	2	42								
42 u. 47	8000	16000	8	20	0,75	38	304	2	56								
43 u. 46	4000	8000	8	13	0,65	47	376	2	42								
44 u. 45	2000	4000	2	10	0,57	52	104	11	177								

$$57 \quad \Sigma lR_{39}^{50} + \Sigma Z_{39}^{50} = \underline{1572} + \underline{469}$$

2041 mm WS

Teilstrecken 39 u. 50 geändert  $\quad + 1248 \text{ mm WS}$

3289 mm WS

Da 3397 mm WS zur Verfügung stehen, ist eine weitere Veränderung der Rohrweiten nicht möglich. Die übrigen Steigstränge können auf die gleiche Weise berechnet werden.

Zusatz. Den Ausgangspunkt für diese Rechnung bildeten die drei freigewählten Werte der Geschwindigkeit. Statt dessen hätte man auch von drei frei gewählten Werten des Pumpendruckes  $H_p = \Sigma lR + \Sigma Z$  ausgehen können, etwa von den Werten 1 m, 5 m und 10 m WS. Die Rechnung wäre dann ganz ähnlich derjenigen bei Schwerkraftheizung geworden. Man hätte dann schon beim Hauptstrang eine Annahme über den prozentualen Anteil der Einzelwiderstände machen, also eine vorläufige und eine endgültige Rechnung durchführen müssen. Diese vorläufige Rechnung ist bei freier Wahl der Geschwindigkeit vermieden.

## VII. Berechnung der Strangnetze von Niederdruckdampfheizungen.

### A. Das verfügbare Druckgefälle.

Bei den Niederdruckdampfheizungen ist der Druck am Anfang der Leitung bekannt, da er gleich dem Kesseldruck ist. Am Ende der einzelnen Verzweigungsleitungen, also am Eintritt in die einzelnen Heizkörper, darf nur mehr so wenig Druck vorhanden sein, daß sich der Heizkörper bei voller Öffnung des Ventils eben mit Dampf füllt, ohne daß Dampf in die Kondensleitung übertritt. Es ist üblich, vor dem Heizkörperventil mit 200 kg/m<sup>2</sup> zu rechnen.

Das Rohrnetz muß nun so berechnet sein, daß der Kesseldruck durch die Einzelwiderstände und die Reibungsverluste in den geraden Rohrstrecken so weit aufgebraucht wird, daß vor den Heizkörperventilen nur der obengenannte Druck herrscht.

Die Rechnung beginnt auch bei der Niederdruckdampfheizung mit der Berechnung der vorläufigen Rohrdurchmesser des ungünstigsten Stranges, d. h. jenes Stranges, der den Kessel mit dem weitest entfernten Heizkörper verbindet. Man setzt wieder für die vorläufige Berechnung die Einzelwiderstände gleich  $a \text{ vH}$  des gesamten Druckabfalles. Während man jedoch bei Warmwasserheizungen mit 50 vH rechnet, werden bei Niederdruckdampfheizungen nur 33 vH in Rechnung gesetzt. Sodann nimmt man wieder gleichbleibendes Druckgefälle vom Kessel bis zum letzten Heizkörper an.

Bezeichnet

$p_1$  die Kesselspannung,

$p_2$  die Endspannung vor dem Heizkörper,

$\Sigma l$  die gesamte Länge aller geraden Teilstrecken im ungünstigsten Strang,

so ist das Druckgefälle  $R$  in allen Teilstrecken des ungünstigsten Stranges gleich

$$R = (1 - a) \cdot \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l}. \quad (37)$$

### B. Die Gleichung für den Rohrdurchmesser.

Wir greifen zurück auf Gleichung (27) von S. 157, die wir aus der Gleichung (18b) von S. 148 abgeleitet hatten.

$$R = 6,4 \cdot 10^6 \cdot \frac{\lambda}{\gamma} \cdot \frac{G_h^2}{d^5}.$$

Bei Niederdruckdampfheizung kann man für das spezifische Gewicht  $\gamma$  mit dem festen Wert 0,633 und für die Verdampfungswärme  $r$  mit dem festen Wert 539 rechnen. Mit diesen Zahlenwerten wird

$$R = 34,6 \cdot \lambda \frac{Q_h^2}{d^5}.$$

Die Menge des Dampfes nimmt infolge Kondensatbildung längs des Rohres ab. Bei isolierten Rohren rechnet man mit 10 vH Kondensatbildung längs der ganzen Strecke. Als Mittelwert der Dampfmenge nimmt man deshalb die um 5 vH erhöhte Menge  $G_h$  am Ende der Leitung an. Man setzt also in der letzten Gleichung statt  $Q_h$  den Wert  $1,05 \cdot Q_h$  und erhält damit die für Niederdruckleitungen grundlegende Gleichung

$$R = 34,6 \cdot \lambda \cdot \frac{(1,05 \cdot Q_h)^2}{d^5}. \quad (38)$$

Diese Gleichung entspricht der Gl. (28) bei der Warmwasserheizung.

Auch für die Einzelwiderstände gilt dieselbe Gleichungsform wie bei der Warmwasserheizung [Gl. (15)].

$$Z = \zeta \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g}.$$

Für die Bestimmung der Rohrweiten der Niederdruckdampfnetze konnte daher eine gleiche Hilfstafel wie für Warmwasserheizungen hergestellt werden.

### C. Beschreibung der Hilfstafel III.

Die Hilfstafel III ist genau so aufgebaut wie die beiden Hilfstafeln I und II (vgl. S. 157). Ihre Berechnung geschah unter Verwendung der im vorigen Abschnitt abgeleiteten Gleichungen. Die Haupttafel enthält:

Die Werte  $Q_h$  in kcal/h in den oberen waagerechten Zeilen.

Greift man in den oberen Zeilen irgendeine Wärmemenge heraus, so arbeitet man nicht mit dem dort stehenden Wert  $Q_h$ , sondern mit einer um 5 vH größeren Zahl. Auf diese Weise werden in allen gewöhnlichen Fällen die Wärmeverluste gut geschützter Leitungen ohne jede Nebenrechnung ausreichend berücksichtigt.

Die Dampfgeschwindigkeiten  $w$  in m/s in den unteren waagerechten Zeilen.

Das Druckgefälle  $R$  in mm WS für 1 m Rohr.

Die Werte  $R$  sind ebenso wie bei der Aufstellung der Hilfstafel I und II noch um 5 vH erhöht, als Sicherheitszuschlag für unvorhergesehene Zusatzwiderstände, die sich bei der Ausführung der Anlage ergeben können.

Die Rohrdurchmesser von 10 bis 250 mm Nennweite.

Auf der linken Seite:

Die Dampfgeschwindigkeiten in m/s.

Die Einzelwiderstände  $Z$  für  $\Sigma\zeta = 1$  bis 15.

Die Widerstandszahlen  $\zeta$  für die gebräuchlichen Einzelwiderstände.

## D. Berechnung der vorläufigen Rohrdurchmesser der Dampfleitungen.

Aus der Gleichung  $R = (1 - a) \cdot \frac{p_1 - p_2}{\Sigma l}$  wird zuerst der Wert  $R$  für den ungünstigsten Strang (d. i. hier im allgemeinen der längste) ermittelt. Diesen Wert sucht man in der Hilfstafel III auf, schreitet in derselben Waagerechten nach rechts weiter und findet für die in jeder Teilstrecke zu fördernde Wärmemenge am Kopf der Tafel den vorläufigen Durchmesser.

Für längere, nicht gut entwässerte Leitungen, in denen das Kondenswasser dem Dampf entgegenströmt (z. B. Steigleitungen durch mehrere Stockwerke), ist es zweckmäßig, ein bestimmtes Druckgefälle  $R$  nicht zu überschreiten. Diese Grenze wird in der Praxis zur Zeit zwischen 5 und 10 kg/m<sup>2</sup> für das laufende Meter angenommen. Der Kesseldruck  $p_1$  kann nach den auf S. 59 gemachten Angaben festgesetzt werden. Der Druck  $p_2$  vor dem Heizkörperventil soll im allgemeinen 200 mm WS betragen (vgl. S. 57).

Für nackte Dampfleitungen sind die Werte  $Q_h$  noch um 10 vH zu erhöhen, so daß die Wärmeverluste solcher Leitungen in der Hilfstafel III mit 15 vH berücksichtigt erscheinen. Es ist ferner anzuraten, bei der „Nachrechnung der Dampfleitungen“ diese Wärmeverluste genau zu ermitteln.

## E. Nachrechnung der Dampfleitungen.

### a) Die Rohre sind gut vor Wärmeabgabe geschützt.

Zu den vorläufigen Rohrdurchmessern werden in den betreffenden lotrechten Spalten die geförderten Wärmemengen (in den oberen Zeilen) aufgesucht und hierzu, nach links weiterschreitend, das Druckgefälle  $R$  in mm WS für 1 m Rohr gefunden. Gleichzeitig kann man unmittelbar unter der in der oberen Zeile stehenden Wärmemenge in der unteren Zeile die Dampfgeschwindigkeit  $w$  ablesen. Dieser Wert wird in der linken Seitentafel aufgesucht, wo für  $\Sigma\zeta = 1$  bis 15 die Einzelwiderstände  $Z$  in mm WS sofort abgelesen werden können.

### b) Die Rohre sind nackt.

In diesem Fall sind die Wärmeverluste unter Benutzung der Zahlentafel 11 zu ermitteln und ihr halber Wert zur nutzbaren Wärmemenge zu addieren. Der so erhaltene Wert ist in den oberen Zeilen der Hilfstafel III aufzusuchen. Man rechnet hierdurch allerdings etwas reichlich, da in der Hilfstafel bereits alle Wärmemengen um 5 vH erhöht sind. In Anbetracht des Umstandes, daß stets nur geringe Längen ungeschützter Rohrleitungen vorhanden sein werden, wird hierdurch eine Verteuerung des Rohrnetzes nicht eintreten. Soll die Berechnung in einzelnen Fällen genau erfolgen, so sind die gegebenen Wärmemengen erst um 5 vH zu verkleinern und dann die Wärmeverluste hinzuzuzählen. Die so erhaltenen Werte werden in den betreffenden Zeilen des Hilfsblattes III aufgesucht.

### F. Bemessung der Kondenswasserleitungen.

Eine Berechnung der erwähnten Leitungen findet nicht statt, man entnimmt vielmehr die erforderlichen Durchmesser empirisch aufgestellten Tafeln. Eine derartige, von Rietschel herrührende Zusammenstellung zeigt Zahlentafel 17.

Liersch<sup>1</sup> hat im Gesundheits-Ing. 1921 erweiterte Zahlentafeln für die Bestimmung der Kondensatleitungen gegeben. Nimmt man den Anteil der Einzelwiderstände zu 50 vH statt wie Liersch mit 15 bis 25 vH an und beschränkt sich auf den Fall des gewöhnlichen Gefälles mit 5 mm auf 1 m, so kommt man wieder auf die Rietschelsche Tafel zurück.

### G. Beispielsrechnung.

**Beispiel 15.** Aufgabe: Für das in Abb. 218 dargestellte Strangschema einer Niederdruckdampfheizanlage sind die Rohrdurchmesser zu berechnen.

Annahme: Überdruck am Kessel 500 kg/m<sup>2</sup>, Überdruck vor den Heizkörperventilen 200 kg/m<sup>2</sup>. Alle Dampfleitungen sind vor Wärmeabgabe gut geschützt.

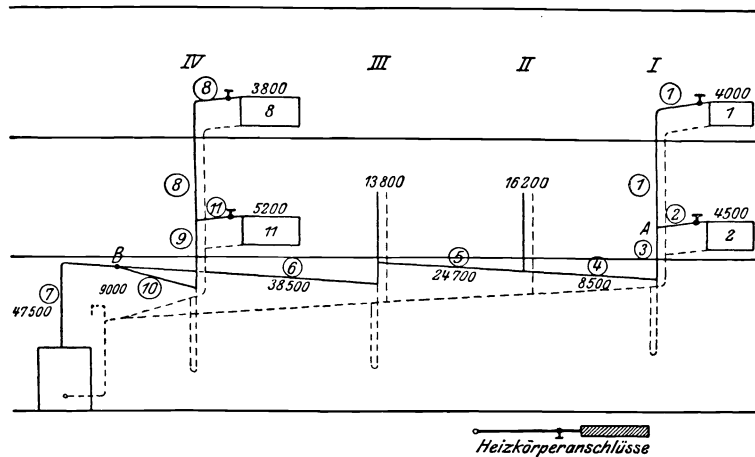


Abb. 218.

#### 1. Vorläufige Rechnung.

- a) Dampfleitung zum Heizkörper 1.  
(Teilstrecken 1, 3 bis 7.)

Überdruck am Kessel . . . . .	= 500 kg/m <sup>2</sup>
Überdruck vor dem Heizkörperventil . . . . .	= 200 „
<hr/>	
Wirksamer Druck zur Bemessung der Rohrleitungen . . . . .	= 300 kg/m <sup>2</sup>
Davon stehen für Rohrreibung zur Verfügung (nach Zahlentafel 16)	
67 vH . . . . .	= 200 kg/m <sup>2</sup>
Gesamtlänge der genannten Teilstrecken . . . . .	= 28,5 m
Druckgefälle . . . . .	$R = 200 : 28,5 = 7,0 \text{ mm WS/m}$

Für dieses Druckgefälle sind aus Hilfstafel III die vorläufigen Rohrweiten der Teilstrecken zu bestimmen.

- b) Dampfleitung zum Heizkörper 2.  
(Teilstrecken 2 bis 7.)

Für Rohrreibung stehen zur Verfügung (wie oben) . . . . .	= 200 kg/m <sup>2</sup>
Davon sind bereits aufgebraucht:	
in den Teilstrecken 3 bis 7 (Länge 22,5 m): $22,5 \cdot 7,0$ . . . . .	= 158 „
<hr/>	
Mithin stehen im Punkt A für die Teilstrecke 2 zur Verfügung =	42 kg/m <sup>2</sup>
Länge der Teilstrecke 2 . . . . .	= 4,0 m
Druckgefälle . . . . .	$R = 42 : 4,0 = 10,5 \text{ mm WS/m}$

<sup>1</sup> Liersch: „Die Bemessung der Kondensleitungen bei Dampfheizungen“. Ges.-Ing. 1921, S. 70.

## c) Dampfleitung zum Heizkörper 8.

(Teilstrecken 7 bis 10.)

Für Rohrreibung stehen zur Verfügung (wie oben) . . . . . = 200 kg/m<sup>2</sup>

Davon sind bereits aufgebraucht:

in der Teilstrecke 7 (Länge 3,0 m) . . . . .  $3,0 \cdot 7,0 = 21$  „Mithin stehen im Punkt B zur Verfügung . . . . . = 179 kg/m<sup>2</sup>

Länge der Teilstrecken 8 bis 10 . . . . . = 15,5 m

Druckgefälle . . . . .  $R = 179 : 15,5 = 11,5$  mm WS/m.

## d) Dampfleitung zum Heizkörper 11.

(Teilstrecken 7, 10, 9, 11.)

Für Rohrreibung stehen zur Verfügung . . . . . = 200 kg/m<sup>2</sup>

Davon sind bereits aufgebraucht:

in der Teilstrecke 7 (wie oben) . . . . . = 21 } = 130 „

in den Teilstrecken 9 und 10 (Länge 9,5 m)  $9,5 \cdot 11,5 = 109$  }Mithin stehen für Teilstrecke 11 zur Verfügung . . . . . = 70 kg/m<sup>2</sup>

Länge der Teilstrecke 11 . . . . . = 2,0 m

Druckgefälle . . . . .  $R = 70 : 2,0 = 35,0$  mm WS/m.

Es empfiehlt sich nun nicht, ein derartig hohes Druckgefälle der Berechnung zugrunde zu legen. Man geht vielmehr, wie schon erwähnt, bei der Bestimmung der vorläufigen Rohrweiten in solchen Fällen nicht über bestimmte Erfahrungswerte für  $R$  hinaus.

Wählen wir für unser Beispiel  $R = 10$  mm WS/m, so ergeben sich die in nachstehendem Vordruck (Spalte e) eingetragenen Werte  $d$  der vorläufigen Rohrweiten.

## e) Bemessung der Kondensleitungen.

Nachdem die vorläufigen Durchmesser der Dampfleitungen festgelegt sind, werden für den Kostenschlag noch die Durchmesser der Kondensleitungen angenommen. Die hierfür erhaltenen Werte bedürfen indes im allgemeinen keiner weiteren Nachrechnung und können als endgültige betrachtet werden.

Nach Zahlentafel 17 ergeben sich für die den einzelnen Teilstrecken der Dampfleitung entsprechenden Kondensleitungen folgende Durchmesser:

## Für Strang I:

Kondensleitung entspr. Teilstr. . . . .	1	2	3	4	5	6	7
Entsprechende Wärmemenge $Q_h$ . . . . .	4000	4500	8500	8500	24700	38500	47500
Rohrweite $d$ (mm) . . . . .	13	13	20	20	25	32	32

## Für Strang IV:

Kondensleitung entspr. Teilstr. . . . .	8	9	10	11
Entsprechende Wärmemenge $Q_h$ . . . . .	3800	9000	9000	5200
Rohrweite $d$ (mm) . . . . .	13	20	20	20

## 2. Nachrechnung der Dampfleitungen.

Die Nachrechnung geschieht unter Benutzung der Hilfstafel III. Man kann deutlich erkennen, daß ein um so größerer Anteil des zur Verfügung stehenden Druckes als Rest übrigbleibt, je näher der betreffende Heizkörper dem Kessel liegt. Da man aber die Rohrdurchmesser aus praktischen Gründen nicht unter ein gewisses Maß verkleinern kann, bleibt nichts weiter übrig, als diesen Rest durch die Voreinstellung der Regelorgane abzudrosseln.

Es folgt zunächst eine Zusammenstellung der Einzelwiderstände:

Teilstrecke 1. Knie . . . . . 1,5	Teilstrecke 7. Knie . . . . . 1,0
T-Stück, Durchgang . 1,0	Kesselaustritt . . . . 1,0
Teilstrecke 2. T-Stück, Abzweig . . 1,5	Teilstrecke 8. Knie . . . . . 1,5
Teilstrecke 3. Knie . . . . . 1,5	T-Stück, Durchgang . 1,0
Teilstrecke 4. T-Stück, Durchgang . 1,0	Teilstrecke 9. Knie . . . . . 1,5
Teilstrecke 5. T-Stück, Abzweig . . 1,5	Teilstrecke 10. T-Stück, Abzweig . . 1,5
Teilstrecke 6. Knie . . . . . 1,0	Teilstrecke 11. T-Stück, Abzweig . . 1,5
T-Stück, Durchgang . 1,0	

Aus dem Rohrplan				Nachrechnung												Unterschied	
Teilstrecke	Wärme- menge	Wärme- menge bei einer Temp.- Absenkung von ... °C	Länge der Teil- strecke <i>l</i>	Vorläufiger Rohrdurch- messer <i>d</i>	mit vorläufigem Rohr- durchmesser					mit geändertem Rohr- durchmesser					<i>lR</i> <i>o-h</i>	<i>Z</i> <i>q-k</i>	
					<i>w</i>	<i>R</i> mm WS	<i>lR</i>	$\Sigma \zeta$	<i>Z</i>	<i>d</i>	<i>w</i>	<i>R</i> mm WS	<i>lR</i>	$\Sigma \zeta$			<i>Z</i>
Nr.	kcal/h	kcal/h	m	mm	m/s	m	mm WS		mm WS	mm	m/s	m	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Dampfleitung zum Heizkörper 1.

Wirksamer Druck: 300 kg/m<sup>2</sup> (mm WS). Druckgefälle: *R* = 7,0 mm WS/m.

1	4000	—	6,0	20	10	7,5	45,0	2,5	8,1	—	—	—	—	—	—	—	—
3	8500	—	1,5	25	14	8,2	12,3	1,5	9,5	—	—	—	—	—	—	—	—
4	8500	—	5,0	25	14	8,2	41,0	1,0	6,3	—	—	—	—	—	—	—	—
5	24700	—	5,0	40	16	6,3	31,5	1,5	12,5	—	—	—	—	—	—	—	—
6	38500	—	8,0	50	14	4,2	33,6	2,0	12,7	—	—	—	—	—	—	—	—
7	47500	—	3,0	50	18	6,1	18,3	2,0	21,0	—	—	—	—	—	—	—	—

$$28,5 \Sigma l R_{H.K.1} + \Sigma Z_{H.K.1} = 181,7 + 70,1 = 251,8 \text{ mm WS}$$

Der Rest ist abzudrosseln!

Dampfleitung zum Heizkörper 2.

Wirksamer Druck: 300 mm WS. Druckgefälle: *R* = 10,5 mm WS/m.

2	4500	—	4,0	20	12	9,2	36,8	1,5	7,0	—	—	—	—	—	—	—	—
---	------	---	-----	----	----	-----	------	-----	-----	---	---	---	---	---	---	---	---

$$l R_2 + Z_2 = 36,8 + 7,0 = 43,8 \text{ mm WS}$$

$$\text{Dazu kommt } \Sigma l R_3 + \Sigma Z_3 = 198,7 \text{ „ „}$$

$$\text{Damit wird } \Sigma l R + \Sigma Z \text{ für H.K. 2} = 242,5 \text{ mm WS.}$$

Der Rest ist abzudrosseln!

Dampfleitung zum Heizkörper 8.

Wirksamer Druck: 300 mm WS. Druckgefälle: *R* = 11,5 mm WS/m.

8	3800	—	6,0	20	10	6,8	40,8	2,5	8,1	—	—	—	—	—	—	—	—
9	9000	—	1,5	25	14	9,1	13,7	1,5	9,5	—	—	—	—	—	—	—	—
10	9000	—	8,0	25	14	9,1	72,8	1,5	9,5	—	—	—	—	—	—	—	—

$$15,5 \Sigma l R_8^{10} + \Sigma Z_8^{10} = 127,3 + 27,1 = 154,4 \text{ mm WS}$$

$$\text{Dazu kommt } l R_7 + Z_7 = 39,3 \text{ „ „}$$

$$\text{Damit wird } \Sigma l R + \Sigma Z \text{ für H.K. 8} = 193,7 \text{ mm WS.}$$

Der Rest ist abzudrosseln!

Dampfleitung zum Heizkörper 11.

Wirksamer Druck: 300 mm WS. Druckgefälle: *R* = (35,0) 10,0 mm WS/m.

11	5200	—	2,0	20													
----	------	---	-----	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

## VIII. Berechnung der Rohrnetze von Hochdruckdampfheizungen.

Die Ableitung des Berechnungsverfahrens muß hier in etwas allgemeinerer Form erfolgen als bei der Niederdruckdampfheizung.

Erstens sei angenommen, daß  $p_2$  beträchtlich niedriger ist als  $p_1$ . Dann ändert sich auch  $\gamma$  längs des Stranges so stark, daß man nicht einfach das arithmetische Mittel zwischen  $\gamma_1$  und  $\gamma_2$  in die Rechnung einsetzen darf. Ferner darf auch das Druckgefälle nicht mehr als konstant längs des Stranges gesetzt werden.

Zweitens sei mit einer so erheblichen Kondensatbildung in den Leitungen gerechnet, daß die bei der Niederdruckdampfheizung angegebene Schätzung nicht mehr zulässig ist. Es ist deshalb nach Ausführungen auf S. 135 der Wärmeverlust je 1 m Rohr zu berechnen und daraus durch Division mit der Kondensationswärme die Kondensatbildung je 1 m Rohr zu ermitteln. Sie wird später mit dem Buchstaben *q* bezeichnet werden.



### A. Die Gleichung für den Rohrdurchmesser.

Für das Druckgefälle an irgendeiner Stelle, die  $l$  [m] von Anfang der Teilstrecke entfernt ist, lautet die Gleichung (27) von S. 157:

$$\frac{dp}{dl} = 6,4 \cdot 10^6 \cdot \frac{\lambda}{\gamma} \cdot \frac{G^2}{d^5}. \quad (39)$$

Zwecks Integration der Gleichung multiplizieren wir beide Seiten mit  $p \cdot dl$ :

$$p \cdot dp = \frac{6,4 \cdot 10^6}{d^5} \cdot \lambda \cdot \frac{p}{\gamma} \cdot G^2 \cdot dl.$$

Ferner führen wir, um  $dl$  zu eliminieren, die stündlich je Längeneinheit gebildete Kondensatmenge  $q$  ein.

$$q = \frac{dG}{dl} \quad \text{oder} \quad dl = \frac{dG}{q}.$$

Dann ist:

$$p \cdot dp = \frac{6,4 \cdot 10^6}{d^5 \cdot q} \cdot \lambda \cdot \frac{p}{\gamma} \cdot G^2 \cdot dG.$$

In dieser Gleichung sind für eine bestimmte Teilstrecke die Widerstandszahl  $\lambda$  und der Quotient  $\frac{p}{\gamma}$  nur in geringem Grade veränderlich. Es entsteht daher kein wesentlicher Fehler, wenn bei der Integration der Gleichung die zwischen den Integrationsgrenzen (Rohranfang und Rohrende) geltenden Mittelwerte  $\lambda_m$  und  $\frac{p_m}{\gamma_m}$  als konstant betrachtet werden.

Wird nunmehr die Gleichung integriert und beiderseits noch mit  $l$  dividiert, so findet man:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2l} = \frac{6,4 \cdot 10^6}{d^5} \cdot \lambda_m \cdot \frac{p_m}{\gamma_m} \cdot \frac{G_1^3 - G_2^3}{3ql}. \quad (40)$$

Hierin ist aber:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2l} = \frac{p_1 - p_2}{l} \cdot \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{p_1 - p_2}{l} \cdot p_m. \quad (a)$$

Ferner ist, wie nachstehend im Kleindruck gezeigt wird:

$$\frac{G_1^3 - G_2^3}{3ql} = \left(G_2 + \frac{ql}{2}\right)^2. \quad (b)$$

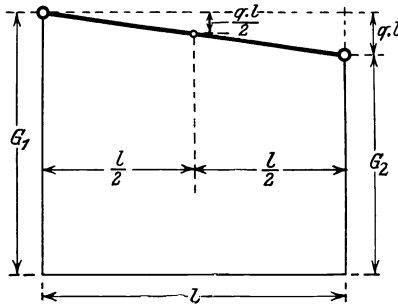


Abb. 219. Kondensatanfall längs der Leitung.

Die Dampfmenge  $G_1$  am Rohranfang ist gleich der Dampfmenge  $G_2$  am Rohrende, vermehrt um die längs der Rohrstrecke  $l$  gebildete Kondensatmenge  $ql$  (Abb. 219).

$$\text{Mithin:} \quad G_1 = G_2 + ql.$$

$$\frac{G_1^3 - G_2^3}{3ql} = \frac{(G_2 + ql)^3 - G_2^3}{3ql} = G_2^2 + G_2 ql + \frac{(ql)^2}{3}.$$

Da  $ql$  meist klein gegen  $G_2$ , kann  $\frac{(ql)^2}{3}$  durch  $\frac{(ql)^2}{4}$  ersetzt werden.

Folglich:

$$\frac{G_1^3 - G_2^3}{3ql} = G_2^2 + G_2 ql + \frac{(ql)^2}{4} = \left(G_2 + \frac{ql}{2}\right)^2. \quad (37)$$

Mit Einführung der Beziehungen (a) und (b) geht die Gleichung (40) über in die Form

$$R = \frac{p_1 - p_2}{l} = 6,4 \cdot 10^6 \cdot \frac{\lambda_m}{\gamma_m} \left(G_2 + \frac{ql}{2}\right)^2 \cdot \frac{1}{d^5}.$$

Zwecks weiterer Verwendung der Gleichung bringen wir  $\gamma_m$  auf die linke Seite und bezeichnen das Produkt  $\frac{p_1 - p_2}{l} \cdot \gamma_m$  mit  $R'$ . Es wird also

$$R' = \frac{p_1 - p_2}{l} \cdot \gamma_m = 6,4 \cdot 10^6 \cdot \lambda_m \left(G_2 + \frac{ql}{2}\right)^2 \cdot \frac{1}{d^5}. \quad (41)$$

Die Größe  $R'$  erscheint in dieser Gleichung in Abhängigkeit von der zu fördernden Dampfmenge, dem Rohrdurchmesser und der Widerstandszahl. Der Zusammenhang der Rechnungsgrößen läßt sich daher in gleicher Weise in einer Hilfstafel darstellen wie bei der Niederdruckdampf- und Warmwasserheizung, nur stehen in der Randspalte links statt der Werte für das Druckgefälle  $R$  die Werte der Hilfsgröße  $R' = \frac{p_1 - p_2}{l} \cdot \gamma_m$ . Ergänzend zu dieser Hilfstafel wird aber eine weitere Tafel benötigt, aus der für jeden Wert von  $R' \cdot l = (p_1 - p_2) \cdot \gamma_m$  bei gegebenem Anfangsdruck  $p_1$  sofort der zugehörige Enddruck  $p_2$  oder bei gegebenen Drücken  $p_1$  und  $p_2$  der zugehörige Wert  $R' \cdot l$  entnommen werden kann.

Für die Einzelwiderstände gilt wieder die Gl. (15):

$$Z = p_1 - p_2 = \zeta \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g},$$

worin  $p_1$  und  $p_2$  die Drücke vor und hinter dem Widerstand bedeuten.

In dieser Gleichung wird bei Hochdruckdampfleitungen zweckmäßig die Dampfgeschwindigkeit  $w$  durch die stündliche Dampfmenge  $G$  ersetzt mit Hilfe der Gl. (42):

$$w = \frac{10^4}{9\pi} \cdot \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{G}{d^2}. \quad (42)$$

Dann ist:

$$Z = p_1 - p_2 = 6380 \cdot \Sigma \zeta \cdot \frac{G^2}{d^4 \cdot \gamma}$$

oder

$$Z' = (p_1 - p_2) \cdot \gamma = 6380 \cdot \Sigma \zeta \cdot \frac{G^2}{d^4}. \quad (43)$$

In ähnlicher Weise, wie sich bei der Rohrreibung die Hilfsgröße  $R'$  ergab, erhalten wir also für die Einzelwiderstände die Hilfsgröße  $Z' = (p_1 - p_2) \cdot \gamma$ , welche von der Dampfmenge, dem Rohrdurchmesser und  $\Sigma \zeta$  abhängt. Für diesen Zusammenhang kann daher ebenfalls eine Hilfstafel hergestellt werden, die sich jedoch mit der vorher erwähnten in einfacher Weise vereinigen läßt.

## B. Beschreibung der Hilfstafel IV.

Die Hilfstafel IV enthält in der linken Randspalte die Hilfsgröße  $R' = \frac{(p_1 - p_2)}{l} \cdot \gamma_m$ , im Kopf die Nennweite der Rohre und in jedem Tabellenfeld zuerst die stündliche Dampfmenge  $G$ . Die darunter befindliche Zahl dient zur Ermittlung des Druckabfalles durch Einzelwiderstände; sie ist gleich  $Z'$  für  $\zeta = 1$ . Die Tabelle entspricht also gemäß den Gleichungen (41) und (43) dem Zusammenhang zwischen  $R'$ ,  $G$  und  $d$  einerseits und  $Z'$ ,  $G$  und  $d$  andererseits.

Es ist noch zu bemerken, daß die Widerstandszahl  $\lambda$  für Hochdruckdampfleitungen außer von  $w$  und  $d$  bzw.  $G$  und  $d$  noch von der kinematischen Zähigkeit  $\nu$  des Dampfes abhängt, die mit dem Druck veränderlich ist. Bei der Berechnung der Widerstandszahl  $\lambda$  für gleiche Dampfmenge und gleiche Rohrdurchmesser ergab sich jedoch nur eine geringe Zunahme von  $\lambda$  mit dem Dampfdruck. Es konnten daher bis zu einem Druck von etwa 10 ata die für Niederdruckdampf ermittelten Widerstandszahlen  $\lambda$  auch für Hochdruckdampf benutzt werden.

Die Hilfstafel IV enthält als notwendige Ergänzung noch die folgenden Tabellen:

1. rechts unten eine Tafel für die Werte  $R' \cdot l = (p_1 - p_2) \gamma_m$  \*. In der untersten Reihe stehen die Anfangsdrucke  $p_1$ , in der rechten Randspalte die Enddrucke  $p_2$ ;
2. rechts oben eine Tafel für das spezifische Gewicht  $\gamma$  des Dampfes in Abhängigkeit vom absoluten Dampfdruck;
3. darunter eine Zusammenstellung der  $\zeta$ -Werte für die verschiedenen Einzelwiderstände.

\* In der Tafel IVa stehen zur Vermeidung großer Zahlen die Werte  $\frac{R' \cdot l}{1000}$ .

### C. Berechnung der vorläufigen Rohrdurchmesser der Dampfleitungen.

Man beginnt die Rechnung mit dem ungünstigsten, d. h. längsten Strang. Da der Anfangs- bzw. Enddruck des Dampfes aus der Aufgabenstellung meist bekannt ist, kann man aus der Hilfstafel IV a die Hilfsgröße  $(p_1 - p_2) \cdot \gamma_m$  entnehmen, die dem wirksamen Druck bei Niederdruckdampf-Heizanlagen entspricht. Von diesem Hilfswert ist noch ein erfahrungsmäßiger Bruchteil für Druckverluste in den Einzelwiderständen abzuziehen (nach Zahlentafel 16). Der Rest dient dann zur Bestimmung des dem Druckgefälle entsprechenden Hilfswertes  $R'$ .

Aus Hilfstafel IV ist nun für die durch die Teilstrecke strömende Dampfmenge  $G$  und die Hilfsgröße  $R'$  der vorläufige Rohrdurchmesser  $d$  direkt abzulesen.

### D. Nachrechnung der Dampfleitungen.

Die Nachrechnung der Dampfleitungen beginnt bei dem entferntesten Unterverteiler. Man berechnet der tatsächlichen Reihenfolge nach den Druckabfall in den einzelnen Teilstrecken und Einzelwiderständen (Ventil, Ausgleicher usw.) und ermittelt so, ausgehend von dem bekannten Druck am Ende der Leitung, den wirklichen Druck hinter und vor dem Einzelwiderstand bzw. am Ende und am Anfang einer Teilstrecke ( $p_2$  und  $p_1$ ). Dabei geht man folgendermaßen vor:

#### a) Bei Einzelwiderständen.

Für die vorläufige lichte Weite  $d$  und die durchströmende Dampfmenge  $G$  ergibt Hilfstafel IV (untere Zeilen) zu einer Widerstandszahl  $\zeta = 1$  den Hilfswert  $Z' = (p_1 - p_2) \cdot \gamma$ .

Man bestimmt nun aus Hilfstafel IV (links oben)  $\gamma$  für den bekannten Enddruck  $p_2$  und erhält dann durch Division mit  $\gamma$  und Multiplikation mit dem wirklichen Wert  $\zeta$  den gesuchten Druckabfall im Einzelwiderstand  $Z = (p_1 - p_2) = \frac{\zeta \cdot Z'}{\gamma}$ . Der Druck vor dem Einzelwiderstand ist dann  $p_1 = p_2 + Z$ .

#### b) Bei geraden Rohrstrecken (Teilstrecken).

Unter Benutzung der Gleichung  $G_m = G_2 + \frac{q \cdot l}{2}$  (vgl. S. 190) wird zunächst das mittlere Dampfgewicht  $G_m$  in der Rohrstrecke berechnet.

Für den vorläufigen Rohrdurchmesser  $d$  und das mittlere Dampfgewicht  $G_m$  wird dann aus Hilfstafel IV (linke Randspalte) die Hilfsgröße  $R' = \frac{(p_1 - p_2)}{l} \cdot \gamma_m$  entnommen. Multipliziert man  $R'$  mit der Länge der Teilstränge  $l$ , so erhält man den Wert  $R' \cdot l$ , womit man aus Zahlentafel IV a zu dem bekannten Enddruck  $p_2$  den Anfangsdruck  $p_1$  findet.

### E. Vakuumheizungen.

Die im vorhergehenden Abschnitt C für die Berechnung von Hochdruckdampfleitungen abgeleiteten Gleichungen (41) und (43) gelten auch für die Berechnung von Vakuumheizungen. Die Bestimmung der Rohrweiten bei dieser Heizungsart kann daher ebenfalls unter Verwendung der Hilfstafel IV vorgenommen werden. Der gesamte Rechnungsgang ist der gleiche wie bei der Berechnung von Hochdruckdampfleitungen.

## IX. Berechnung von Lüftungsanlagen.

### A. Die erforderliche Luftmenge.

Für Versammlungsräume und andere Räume, in denen die Luftverschlechterung im wesentlichen nur durch die anwesenden Menschenmassen bewirkt wird, liegen — wie auf S. 97 erwähnt — für die stündliche Zuluftmenge Erfahrungswerte fest. Für jene Fabrikräume, gewerblichen Räume usw., in denen außergewöhnliche Quellen der Luftverschlechterung vorhanden sind, ist die stündliche Luftmenge von Fall zu Fall zu errechnen. Als Rechnungsgrundlage dient in allen Fällen eine Bilanz, die Durchführung der Rechnung ist jedoch bei Dauerlüftung und bei der zeitweisen Lüftung verschieden.

#### 1. Dauerlüftung.

##### a) Einhaltung einer vorgeschriebenen Raumtemperatur.

In diesem Falle sei angenommen, daß infolge starker Wärmequellen, z. B. Industrieöfen, eine Überwärmung des Raumes zu erwarten ist, der durch ausreichenden Luftwechsel entgegengearbeitet werden soll. Die Wärmebilanz des Raumes lautet dann folgendermaßen: Die Ergiebigkeit aller Wärmequellen, vermehrt um den Wärmeinhalt der Zuluft, muß gleich sein dem Wärmeverlust durch die Umfassungswände, vermehrt um den Wärmeinhalt der Abluft.

Im einzelnen soll bezeichnen:

$t_a$  [ $^{\circ}$  C] die Außentemperatur,

$t_i$  [ $^{\circ}$  C] die Innentemperatur,

$Q_1$   $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right]$  die Ergiebigkeit sämtlicher Wärmequellen,

$Q_2$   $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right]$  den Wärmeverlust des Raumes im Beharrungszustand bei der Temperatur  $t_i$  (berechnet in Anlehnung an die Wärmebedarfsrechnung),

0,3  $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3 \text{ } ^{\circ}\text{C}}\right]$  die spezifische Wärme der Luft je Raumeinheit,

$V$  [ $\text{m}^3/\text{h}$ ] die stündliche Luftzufuhr.

Damit nimmt die Wärmebilanz die Form an:

$$Q_1 + 0,3 \cdot V \cdot t_a = Q_2 + 0,3 \cdot V \cdot t_i.$$

Daraus folgt für die stündliche Luftmenge:

$$V = \frac{Q_1 - Q_2}{0,3(t_i - t_a)} [\text{m}^3/\text{h}].$$

##### b) Einhaltung einer vorgeschriebenen Luftzusammensetzung.

Hier sei angenommen, daß durch Entwicklung schädlicher Gase oder Dämpfe, durch Staubentwicklung oder in ähnlicher Weise eine stetige Luftverschlechterung bewirkt wird, der durch Luftwechsel eine vorgeschriebene Grenze gesetzt werden soll. Wir nehmen als Beispiel an, daß durch große Gasbrenner erhebliche Mengen Kohlensäure erzeugt werden, die ausnahmsweise nicht abgeleitet werden können und so in den Raum gelangen. Unter der Annahme, daß keine Kohlensäureabsorption an den Wänden eintritt, lautet die Bilanz: Die Ergiebigkeit aller Kohlensäurequellen vermehrt um den Kohlensäuregehalt der Zuluft muß gleich sein dem Kohlensäuregehalt der Abluft.

Bezeichnet:

$k_a$   $\left[\frac{\text{m}^3 \text{ CO}_2}{\text{m}^3 \text{ Luft}}\right]$  die Kohlensäurekonzentration der Außenluft,

$k_i$   $\left[\frac{\text{m}^3 \text{ CO}_2}{\text{m}^3 \text{ Luft}}\right]$  die Kohlensäurekonzentration der Innenluft,

$K \left[ \frac{\text{m}^3 \text{CO}_2}{\text{h}} \right]$  die Ergiebigkeit aller Kohlensäurequellen,

$V \left[ \frac{\text{m}^3 \text{Luft}}{\text{h}} \right]$  die stündliche Luftzufuhr,

so lautet die Bilanz:

$$K + V \cdot k_a = V \cdot k_i.$$

Die stündliche Luftzufuhr muß betragen:

$$V = \frac{K}{k_i - k_a} \left[ \frac{\text{m}^3 \text{Luft}}{\text{h}} \right].$$

## 2. Zeitweise Lüftung.

Wie schon auf S. 96 besprochen, spielt für die Schnelligkeit, mit der sich der Luftzustand am Anfang ändert, die Raumgröße eine ausschlaggebende Rolle.

Wir nehmen wieder, wie im letzten Beispiel, Kohlensäurequellen im Raum an. Die Bilanz lautet in diesem Falle in Worten: Die Kohlensäure, die mit der Zuluft in den Raum hereingetragen wird, vermehrt um die Kohlensäurelieferung der im Raum vorhandenen Kohlensäurequellen, vermindert um die Kohlensäure, die mit der Abluft aus dem Raum hinausgetragen wird und vermindert um den Verbrauch etwa im Raum vorhandener Kohlensäureabsorptionsstellen — muß gleich sein der Anreicherung der Raumluft mit Kohlensäure.

Trifft man noch nachstehende Buchstabenwahl:

$z$  [h] Zeit,

$J$  [m<sup>3</sup>] Rauminhalt,

so ergibt die Rechnung für die einzelnen Kohlensäuremengen folgende Ausdrücke:

1. Mit der Außenluft gelangt in der Zeit  $dz$  an Kohlensäure in den Raum herein der Betrag:

$$V \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \cdot k_a \left[ \frac{\text{m}^3 \text{CO}_2}{\text{m}^3 \text{Luft}} \right] \cdot dz [\text{h}] = V \cdot k_a \cdot dz [\text{m}^3 \text{CO}_2].$$

2. Die Kohlensäurequellen liefern:

$$K \left[ \frac{\text{m}^3 \text{CO}_2}{\text{h}} \right] \cdot dz [\text{h}] = K \cdot dz [\text{m}^3 \text{CO}_2].$$

3. Die Abluft entführt aus dem Saal den Betrag:

$$V \cdot k_i \cdot dz [\text{m}^3 \text{CO}_2].$$

Hierbei ist zur Vereinfachung angenommen, daß im ganzen Saal eine einheitliche Kohlensäurekonzentration herrscht und daß die Saalluft mit diesem Kohlensäuregehalt in den Abzugsschacht streicht.

4. Für den Kohlensäureverbrauch kommt im allgemeinen nur die Absorption der Kohlensäure durch die Umfassungswände und Einrichtungsgegenstände in Frage. Wir nehmen an, daß dieser Betrag so gering sei, daß wir ihn gleich Null setzen dürfen.

5. Aus dem Kohlensäuregehalt  $J \cdot k_i$  des Raumes ergibt sich die Änderung des Kohlensäuregehaltes durch Differentiation zu:

$$J \cdot dk_i.$$

Die Bilanz heißt dann:

$$V \cdot k_a \cdot dz + K \cdot dz - V \cdot k_i \cdot dz - 0 = J \cdot dk_i, \\ \{K - V \cdot (k_i - k_a)\} dz = J \cdot dk_i.$$

Die Integration dieser Differentialgleichung ist nachstehend in kleinerem Druck wiedergegeben. Dabei ist die Annahme gemacht, daß die Konzentration der Innenluft zu Beginn gleich  $k_0$  sei. Das Ergebnis lautet:

$$K - V \cdot (k_i - k_a) = \{K - V \cdot (k_0 - k_a)\} \cdot e^{-\frac{V}{J}z}. \quad (44)$$

Je nach der gestellten Aufgabe ist nun die Gleichung nach  $k_i$  oder nach  $z$  aufzulösen.

Da in der Differentialgleichung  $k_a$  eine konstante Größe ist, können wir statt  $dk_i$  auch  $d(k_i - k_a)$  schreiben. Gleichzeitig stellen wir um und erhalten

$$\frac{d(k_i - k_a)}{K - V \cdot (k_i - k_a)} = \frac{dz}{J}.$$

Nach einer Formelsammlung (z. B. Hütte, 26. Aufl., I. Bd., S. 90, Nr. 2) ergibt die Integration:

$$-\frac{1}{V} \cdot \ln(K - V(k_i - k_a)) + C_1 = \frac{z}{J}.$$

Die weitere Umformung gibt

$$\begin{aligned} \ln(K - V(k_i - k_a)) + \ln C_2 &= \frac{-V}{J} z, \\ K - V(k_i - k_a) &= C_3 \cdot e^{-\frac{V}{J} z}. \end{aligned}$$

Die Bestimmung der Integrationskonstanten ergibt sich aus der Bedingung, daß für  $z = 0$  der Wert  $k_i = k_0$  ist. Da  $e^{-0} = 1$  ist, wird

$$C_3 = K - V \cdot (k_0 - k_a).$$

Die Lösung der Differentialgleichung lautet:

$$K - V(k_i - k_a) = \{K - V \cdot (k_0 - k_a)\} e^{-\frac{V}{J} z}.$$

## B. Berechnung von Lüftungsschächten.

Für einen Lüftungsschacht mit natürlichem Auftrieb kommt als treibende Kraft nur der Gewichtsunterschied zwischen der kälteren Außen- und der wärmeren Innenluft in Frage. Es gilt also die Gleichung

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

Hemmend für die Luftbewegung wirken die Widerstände der geraden Kanalstrecken und die Einzelwiderstände. Nach Früherem (S. 147) ist hierfür anzusetzen:

$$\Sigma Rl + \Sigma Z = \left( \lambda \frac{\Sigma l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{w^2}{2} \frac{\gamma_i}{g}.$$

Durch Gleichsetzen beider Ausdrücke und Auflösen der neuen Gleichung nach der Geschwindigkeit ergibt sich

$$w = \sqrt{\frac{2gh}{\Sigma \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta} \cdot \frac{\gamma_a - \gamma_i}{\gamma_i}}. \quad (45)$$

Das stündlich geförderte Luftvolumen ist:

$$V_h = 3600 F w. \quad (46)$$

In der Gleichung (45) ist der erste Bruch nur von der Form der Luftwege abhängig. Die Reibungszahl  $\lambda$  in glatten gemauerten Kanälen kann bei den praktisch vorkommenden Geschwindigkeiten etwa mit 0,03 angenommen werden. Die Länge  $l$  der Luftwege ist häufig gleich der Höhe  $h$  des Schachtes. Ist ein Luftzuführungskanal vorhanden, so ist auch dieser zu berücksichtigen.

Bei der Ermittlung der Einzelwiderstände darf nicht vergessen werden, auch die Einströmstelle der Luft aus dem Freien in den Saal zu berücksichtigen. Besteht diese in einer einfachen Öffnung in der Wand von gleichem Querschnitt wie der Kanalquerschnitt, so kann hierfür  $\zeta = 1$  gesetzt werden. Sind dagegen Jalousieklappen vorhanden oder andere Regelvorrichtungen, so ist ein entsprechend höherer Wert einzusetzen.

Der zweite Bruch in der Gleichung (45) ist ein unbenannter Zahlenwert und von den Temperaturen abhängig. Er kann bis auf Null abnehmen und an warmen Sommertagen sogar negativ werden.

	Höhe $h$ in Metern	Seitenlänge $s$ des quadratischen Schachtes in Metern						
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Sekundliche Ge- schwindigkeit (m/s)	5	0,63	0,65	0,67	0,68	0,68	0,69	0,69
	7	0,71	0,74	0,77	0,78	0,79	0,80	0,81
	10	0,80	0,85	0,89	0,91	0,93	0,93	0,94
	15	0,91	0,98	1,03	1,06	1,09	1,11	1,12
	20	0,97	1,07	1,14	1,18	1,21	1,24	1,26
	30	1,06	1,19	1,28	1,34	1,39	1,43	1,46
Stündliche Luftmenge (m <sup>3</sup> /h)	5	91	211	384	610	880	1220	1590
	7	103	240	443	700	1020	1410	1870
	10	116	275	510	820	1210	1640	2170
	15	130	318	590	950	1410	1960	2580
	20	140	347	660	1060	1570	2190	2900
	30	152	386	740	1210	1800	2520	3360

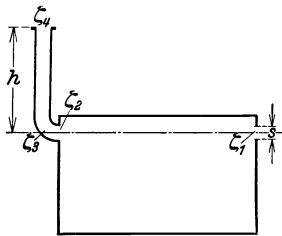


Abb. 220. Lüftungsschacht.

$$\begin{aligned} \zeta_1 &= 1,0 \\ \zeta_2 &= 0 \\ \zeta_3 &= 0,6 \\ \zeta_4 &= 1,0 \\ \hline \Sigma \zeta &= 2,6 \end{aligned}$$

Einen Überblick über die mit einem Lüftungsschacht erzielbaren Strömungsgeschwindigkeiten und Luftmengen gibt obige Tabelle. Sie ist für das in Abb. 220 gezeichnete Beispiel ermittelt und gilt unter folgenden Voraussetzungen:

1. Die Einströmung der Luft aus dem Freien in den Saal erfolgt durch eine einfache Öffnung von der Größe des Schachtquerschnittes ohne Gitter und ohne Vorwärmeheizkörper.

2. Der Übertritt der Luft aus dem Saal in den Lüftungsschacht erfolgt ebenfalls durch eine Öffnung ohne Gitter.

3. Der Lüftungsschacht führt ohne jeden Knick bis über Dach.

4. Der Temperaturunterschied zwischen Innen- und Außenluft beträgt 4°C. Bei kleineren oder größeren Temperaturunterschieden sind die Tabellenwerte für  $w$  und  $V_h$  noch mit nachstehenden Beiwerten zu multiplizieren:

$t_i - t_a$	1	2	3	4	6	10	20
Beiwert	0,50	0,71	0,87	1	1,22	1,58	2,24

### C. Berechnung der Luftverteilungsleitungen.

#### 1. Das Druckgefälle in geraden Kanalstrecken.

##### a) Blechrohre.

Wir gehen aus von der Gleichung (12) (vgl. S. 145)

$$Rl = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g},$$

darin ist nach Gleichung (14a)

$$\lambda = 0,0072 + \frac{0,61}{Re^{0,35}} + \frac{2,9 \cdot 10^{-5}}{d} \cdot Re^{0,108}.$$

Die ersten beiden Summanden geben den Wert  $\lambda_{\text{glatt}}$  für glatte Rohre. Der dritte Summand berücksichtigt die Rauigkeit der Wand, und zwar ist entscheidend die relative Rauigkeit  $\delta/d$ , d. h. das Verhältnis der absoluten Rauigkeit  $\delta$  zum Rohrdurchmesser  $d$ . Wir können als den dritten Summanden auch schreiben

$$\text{konst.} \times \frac{\delta}{d} Re^{0,108}.$$

Im Vergleich zu den Rohren der Heiztechnik ist bei den Blechrohren von Lüftungsanlagen nicht nur die absolute Rauigkeit sehr gering, sondern auch der Durchmesser groß, so daß die relative Rauigkeit sehr klein wird und damit der ganze dritte Summand verschwindet.

### b) Blechleitungen mit rechteckigem Querschnitt.

Die Gleichung (12) läßt sich auch auf Kanäle mit rechteckigem Querschnitt anwenden, wenn man darin für  $d$  einen gleichwertigen Durchmesser  $d_g$  einführt nach der Beziehung

$$d_g = \frac{2ab}{a+b}. \quad (47)$$

Darin sind  $a$  und  $b$  die Seitenlängen des Kanalquerschnittes.

Die Hydrodynamik lehrt nämlich, daß sich zu jedem rechteckigen Kanal ein kreisrundes Rohr finden läßt, das mit dem Kanal gleiches Druckgefälle hat, wenn in beiden Leitungen gleiche Strömungsgeschwindigkeit herrscht. Die Übereinstimmung gilt bei allen Geschwindigkeiten oberhalb der kritischen Geschwindigkeit. Der Durchmesser dieses gleichwertigen Rohres ist durch Gleichung (47) bestimmt. In beiden Leitungen strömen natürlich verschiedene Flüssigkeitsmengen, weil die Querschnitte nicht gleich sind.

Zu dem erwähnten rechteckigen Kanal läßt sich noch ein zweites gleichwertiges Rohr berechnen, wenn man von der Bedingung gleichen Druckgefälles bei gleichen strömenden Mengen in beiden Leitungen ausgeht. Dann sind natürlich die Geschwindigkeiten verschieden. Für diese zweite Art von gleichwertigem Durchmesser gilt

$$d^* = 1,27 \sqrt[5]{\frac{(ab)^3}{a+b}}.$$

Das Rechnen mit dem Wert  $d^*$  ist aber weder einfacher, noch ist es vom Standpunkt des Lüftungsingenieurs zweckmäßiger als das Rechnen mit dem Wert  $d_g$ .

### c) Gemauerte Kanäle.

Gemauerte Kanäle sind fast immer rechteckig, so daß für sie das Berechnungsverfahren mit dem gleichwertigen Durchmesser angewandt werden muß.

Einer besonderen Erwähnung bedarf noch die Frage der Rauigkeit solcher Kanäle. Wie schon im ersten Teil des Buches erwähnt, gilt als Forderung der Lüftungstechnik, daß die Kanalinnenseiten möglichst glatt sein müssen, nicht nur zur Verminderung der Reibung, sondern vor allem aus hygienischen Gründen. Sind dieser Forderung gemäß die Kanäle innen im Glattstrich verputzt oder doch mindestens aus guten Steinen ausgeführt und die Mörtelfugen sorgfältig verstrichen, so ist die absolute Rauigkeit  $\delta$  so gering, daß sich zusammen mit der verhältnismäßig großen Kanalinnenweite  $d$  immer eine ganz geringe relative Rauigkeit  $\delta/d$  ergibt und damit in Gleichung (14a) der dritte Summand verschwindet.

## 2. Einzelwiderstände.

In der Gleichung (15)

$$Z = \sum \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g}$$

kann man bei allen Aufgaben der Lüftungstechnik mit einem konstanten Wert  $\gamma = 1,2$  rechnen und erhält dann

$$Z = \sum \zeta \cdot 0,061 \cdot w^2. \quad (48)$$

Wir lassen jetzt die auf S. 144 getroffene Einschränkung fallen, betrachten also auch den Fall, daß der Querschnitt und damit die Strömungsgeschwindigkeit vor und hinter dem Einzelwiderstand verschieden ist. Solche Einzelwiderstände kommen auch bei Rohrleitungen von Heizungen vor, aber sie treten dort im Berechnungsverfahren nicht so stark hervor wie hier bei den Luftleitungen. Deshalb



wird der Druckverlust in ihnen erst hier besprochen. Wir knüpfen an Gleichung (10b) an, die wir gleich in der Form schreiben

$$p_{st_1} - p_{st_2} = \zeta \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} + \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) \frac{\gamma}{g}. \quad (49)$$

Hier ist noch bei jeder einzelnen Aufgabe zu bestimmen, ob man den  $\zeta$ -Wert auf den Leitungsdurchmesser vor oder hinter dem Einzelwiderstand beziehen will. Demgemäß hat man für  $w$  den Wert  $w_1$  oder  $w_2$  zu setzen.

### a) Einzelwiderstände in geraden Rohrstrecken.

Bei Einzelwiderständen mit Ablenkung des Flüssigkeitsstrahles aus seiner Richtung, also bei Krümmern, T-Stücken, Ventilen usw. läßt sich der  $\zeta$ -Wert nur durch den Versuch bestimmen. Dagegen können bei Einzelwiderständen mit geradem Durchgang Gesetze aufgestellt werden, die bis zu einem gewissen Grade physikalisch begründbar sind. Der Strömungsvorgang und damit der Energieverlust hängen wesentlich davon ab, ob der Leitungsquerschnitt in Strömungsrichtung sich erweitert oder verengt, und ferner davon, ob die Änderung des Strömungsquerschnittes allmählich oder plötzlich erfolgt.

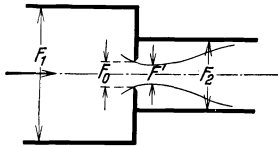


Abb. 221. Strömung durch eine Blende.

Die Verhältnisse sollen an dem in Abb. 221 gezeigten Beispiel erörtert werden. Aus einem ersten Rohr mit dem Querschnitt  $F_1$  soll die Strömung durch eine Blende mit dem Querschnitt  $F_0$  hindurch in ein zweites Rohr mit dem Querschnitt  $F_2$  übertreten. Wenn, wie wir annehmen wollen, die Kante der Blende nur eine unvollkommene Abrundung hat, so schnürt sich der Flüssigkeitsstrahl nach dem Passieren der Blende noch weiter zusammen auf den Querschnitt  $F'$ . Das Querschnittsverhältnis  $F'$  zu  $F_0$  nennt man die Einschnürung und bezeichnet sie mit dem Buchstaben  $\alpha$ . Der Betrag der Einschnürung hängt nicht nur von der Ausrundung der Blendenkante, sondern auch von den Verhältnissen  $F_0 : F_1$  und  $F_2 : F_1$  der Strömungsquerschnitte ab.

a) Der Strömungsweg vom Querschnitt  $F_1$  bis zum engsten Querschnitt  $F'$ : Auf diesem Wege findet eine gleichmäßige stete Beschleunigung der Flüssigkeit statt, und diese erfolgt — nach den Ergebnissen der Strömungslehre — fast ohne Verlust. Der Betrag ist so gering ( $\zeta = 0,06$  bis  $0,005$ ), daß wir ihn bei unseren Aufgaben der Lüftungstechnik vernachlässigen dürfen.

b) Die Ausbreitung des Strahles hinter der engsten Stelle  $F'$ :

Wenn eine Flüssigkeitsströmung mit der großen Geschwindigkeit  $w'$  plötzlich auf eine vorausgehende Strömung mit der kleineren Geschwindigkeit  $w_2$  aufprallt, so tritt stets ein Verlust ein, der als Carnotscher Stoßverlust bezeichnet wird. Der Betrag ist dem Quadrat der Relativgeschwindigkeit  $(w' - w_2)$  proportional.

Wir erhalten dadurch:

$$\Delta p_g = \frac{(w' - w_2)^2}{2} \frac{\gamma}{g} = \left( \frac{w'}{w_2} - 1 \right)^2 \frac{w_2^2}{2} \frac{\gamma}{g} = \left( \frac{F_2}{\alpha F_0} - 1 \right)^2 \frac{w_2^2}{2} \frac{\gamma}{g}. \quad (50)$$

Im Anschluß an den in Abb. 221 dargestellten allgemeinen Fall können einige vereinfachte Sonderfälle berechnet werden:

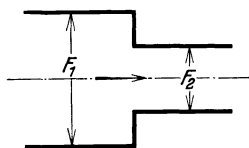


Abb. 222. Plötzliche Querschnittsverengung.

Erster Fall: Plötzlicher Übergang aus einer weiten in eine engere Leitung (Abb. 222). Mit  $F_0 = F_2$  geht die Gleichung (50) über in:

$$\Delta p_g = \left( \frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2 \frac{w_2^2}{2} \frac{\gamma}{g} = \zeta \frac{w_2^2}{2} \frac{\gamma}{g}.$$

Ungefähre Zahlenwerte für die Einschnürung  $\alpha$  gibt die nachfolgende Zahlentafel:

$F_2/F_1$	0÷0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Scharfe Kante . . . . .	0,63	0,65	0,68	0,71	0,76	0,82	0,90	1,00
Schwache Kantenbrechung . .	0,75	0,77	0,79	0,82	0,85	0,88	0,94	1,00
Wenig abgerundet . . . . .	0,90	0,91	0,91	0,92	0,94	0,96	0,98	1,00
Glatte, gute Abrundung . . .	0,99	0,99	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00

Die  $\zeta$ -Werte errechnen sich damit nach der Gleichung  $\zeta = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2$  zu:

$F_2/F_1$	0÷0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Scharfe Kante . . . . .	0,35	0,29	0,22	0,17	0,10	0,05	0,01	0
Schwache Kantenbrechung . .	0,11	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0	0
Wenig abgerundet . . . . .	0,01	0,01	0,01	0,01	0	0	0	0
Glatte, gute Abrundung . . .	0	0	0	0	0	0	0	0

Zweiter Fall: Einströmen aus einem Raum in eine Leitung (Abb. 223). Hier gilt ebenfalls die Gleichung

$$\Delta p_g = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 \frac{w_2^2}{2} \frac{\gamma}{g} = \zeta \frac{w_2^2}{2} \frac{\gamma}{g}$$

mit der Vereinfachung, daß für  $\zeta$  nur die erste Spalte der Zahlentafel zu wählen ist.

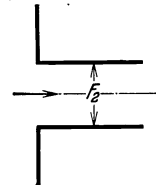


Abb. 223. Strömung aus einem Raum in eine Leitung.

Dritter Fall: Allmählicher Übergang aus einer weiten in eine enge Leitung (Abb. 224). Da hier die Geschwindigkeit stetig steigt, kann mit hinreichender Genauigkeit  $\Delta p_g = 0$  gesetzt werden.

Vierter Fall: Plötzlicher Übergang aus einer engen Leitung in eine weite Leitung (Abb. 225). Dies ist der reine Fall des Carnotschen Stoßverlustes, so daß sich sofort ansetzen läßt:

$$\Delta p_g = \frac{(w_1 - w_2)^2}{2} \frac{\gamma}{g} = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 \frac{w_1^2}{2} \frac{\gamma}{g}.$$

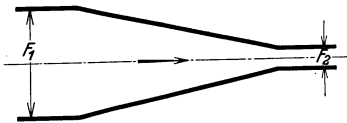


Abb. 224. Allmähliche Querschnittsverengung.

Es ist also, bezogen auf die anströmende Geschwindigkeit  $w_1$ :

$$\zeta = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2.$$

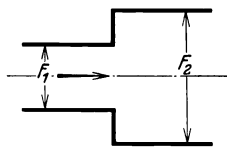


Abb. 225. Plötzliche Querschnittserweiterung.

Fünfter Fall: Ausströmen aus einer Leitung in einen Raum (Abb. 226). Wir setzen in der Formel für den Carnotschen Stoßverlust  $w_2 = 0$  und  $w_1 = w$  und erhalten

$$\Delta p_g = 1 \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g}, \text{ also } \zeta = 1.$$

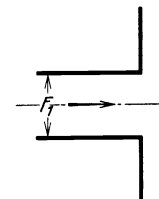


Abb. 226. Strömung aus einer Leitung in einen Raum.

Sechster Fall: Allmählicher Übergang aus einer engen in eine weite Leitung (Abb. 227). Wenn der Öffnungswinkel der Erweiterung nicht mehr als  $8^\circ$  beträgt, tritt kein Ablösen der Strömung von der Wand und damit keine Wirbelbildung ein. Es gilt dann auch nicht der Ansatz für den Carnotschen Stoßverlust, sondern eine rein empirische Gleichung, die den Verlust an Gesamtdruck gleich 15vH der Differenz zwischen den dynamischen Drücken vor und nach der Erweiterung setzt. Es gilt also

$$\Delta p_g = 0,15 \left(\frac{w_1^2}{2} \frac{\gamma}{g} - \frac{w_2^2}{2} \frac{\gamma}{g}\right) = 0,15 \left(1 - \frac{F_1^2}{F_2^2}\right) \frac{w_1^2}{2} \frac{\gamma}{g}, \text{ also } \zeta = 0,15 \left(1 - \frac{F_1^2}{F_2^2}\right).$$

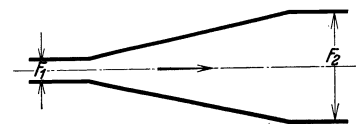
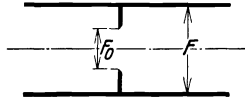


Abb. 227. Allmähliche Querschnittserweiterung.

Beträgt der Öffnungswinkel mehr als  $8^\circ$ , so gilt der Ansatz für den Carnotschen Stoßverlust gemäß Abb. 225.

Siebenter Fall: Meßblende in einer Leitung gleichbleibenden Querschnittes  $F_1 = F_2 = F$  (Abb. 228). Die Gleichung (50) geht dann über in:



$$\Delta p_g = \left( \frac{F}{\alpha F_0} - 1 \right)^2 \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g}.$$

Abb. 228. Strömung durch eine Meßblende.  $F_0/F$  darstellen. Da die Kontraktionsziffer  $\alpha$  selbst wieder vom Verhältnis  $F_0/F$  abhängt, kann man den  $\zeta$ -Wert als Funktion der einzigen Größe  $F_0/F$  darstellen.

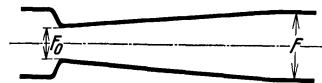


Abb. 229. Venturirohr.

Für $F_0/F = 0,9$	ist $\alpha = 0,90$	und damit $\zeta = 0,06$
„ $F_0/F = 0,8$	„ $\alpha = 0,82$	„ „ $\zeta = 0,28$
„ $F_0/F = 0,7$	„ $\alpha = 0,76$	„ „ $\zeta = 0,78$
„ $F_0/F = 0,6$	„ $\alpha = 0,71$	„ „ $\zeta = 1,82$
„ $F_0/F = 0,5$	„ $\alpha = 0,68$	„ „ $\zeta = 3,8$
„ $F_0/F = 0,4$	„ $\alpha = 0,65$	„ „ $\zeta = 8,1$

Achter Fall: Das Venturirohr (Abb. 229). Hier tritt nach Früherem ein merklicher Druckverlust nur in der Erweiterung nach der engsten Stelle ein und dafür ist der Fall 6 einschlägig. Es ist also

$$\Delta p = 0,15 \frac{w_0^2 - w^2}{2} \frac{\gamma}{g} = 0,15 \left( \left( \frac{F}{F_0} \right)^2 - 1 \right) \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g},$$

und damit ergibt sich für

$F_0/F = 0,9$	der $\zeta$ -Wert = 0,035	$F_0/F = 0,6$	der $\zeta$ -Wert = 0,27
$F_0/F = 0,8$	„ „ = 0,085	$F_0/F = 0,5$	„ „ = 0,45
$F_0/F = 0,7$	„ „ = 0,16	$F_0/F = 0,4$	„ „ = 0,79.

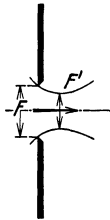


Abb. 230. Strömung von Raum zu Raum durch eine Blende.

Neunter Fall: Ausströmen aus einem ersten Raum durch eine Blende in einen zweiten Raum (Abb. 230). Dieser Fall ist ganz gesondert zu betrachten. Die Einschnürung  $\alpha$  ist je nach Abrundung der Blendenkante aus der Zahlentafel S. 199, erste Spalte, zu nehmen.

Für die Geschwindigkeit  $w'$  gilt der Ansatz

$$w' = \mu \cdot \sqrt{2g \frac{p_1 - p_2}{\gamma}},$$

worin der Wert  $\mu$  mit hinreichender Genauigkeit gleich „Eins“ gesetzt werden kann.

### b) Der Widerstand in Lüftungsgittern.

Wir betrachten ein Gitter, dessen Gesamtfläche  $F$  sei und dessen Öffnungen zusammen die Fläche  $f$  ausmachen. Das Verhältnis  $f/F$  ist also ein Maß der Maschenweite bei Drahtgittern oder der Lochweite bei gestanzten Gittern. Besteht zwischen beiden Seiten des Gitters ein Druckunterschied im Betrage  $(p_i - p_a)$ , so strömen durch die Öffnungen Luftfäden, deren Geschwindigkeit  $w_0$  ungefähr der Wurzel aus dem Druckunterschied  $p_i - p_a$  proportional ist. Die Luftfäden vereinigen sich bald zu einem einheitlichen Luftstrom von der Geschwindigkeit  $w$ . Das Produkt  $w \cdot F$  gibt die ausströmende Luftmenge.

Es gilt die Gleichung:

$$p_i - p_a = \frac{w^2}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} + \Delta p_g = \frac{w^2}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} + \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} = (1 + \zeta) \frac{w^2}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \frac{\gamma}{g}.$$

Wenn die Luft auf der einen Seite des Gitters nicht ruht, sondern strömt, wie das bei Kanälen der Fall ist, so ist als Innendruck  $p_i$  der statische Druck und nicht etwa der Gesamtdruck zu setzen.

Der Wert  $\zeta$  und damit auch der Wert  $\xi$  hängen sowohl von dem Verhältnis  $f/F$  als auch von der Geschwindigkeit  $w$  ab, wie die nebenstehende Zahlentafel der  $\xi$ -Werte

$f/F$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$w = 0,5$	110	30	12	6,0	3,6	2,3
$= 1,0$	120	33	13	6,8	4,1	2,7
$= 1,5$	128	36	14,5	7,4	4,6	3,0
$= 2,0$	134	39	15,5	7,8	4,9	3,2
$= 2,5$	140	40	16,5	8,3	5,2	3,4
$= 3,0$	146	41	17,5	8,6	5,5	3,7

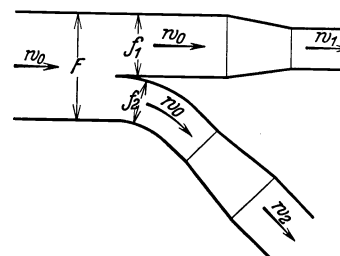


Abb. 231. Kanalabzweigung.

für gestanzte Blechgitter zeigt. Für Drahtgeflechte gelten etwa die Hälfte obiger Werte.

### c) Abzweigung und Vereinigung von Kanälen.

Abzweigungen aus einem Hauptstrang sollen, wie schon erwähnt, mit möglichst schlankem Übergang ausgeführt werden, um so den Druckverlust möglichst niedrig zu halten. Zu demselben Zweck sollen auch alle Geschwindigkeitsänderungen bei der Trennung der Luftströme vermieden werden, d. h. die Geschwindigkeit im abgezweigten Strang soll gleich der im gerade fortgesetzten Strang sein und beide gleich der Geschwindigkeit im Hauptkanal vor der Trennung. Es muß also (vgl. Abb. 231) sich  $f_1$  zu  $f_2$  verhalten wie die Luftmengen in den beiden Teilsträngen, und es muß ferner  $f_1 + f_2 = F$  sein. Kann die Geschwindigkeit und damit der Querschnitt in den Abzweigungen nicht beibehalten werden, so soll eine Änderung des Querschnittes erst später, also nach der Abzweigung, vorgenommen werden. — Die gleichen Gesichtspunkte, die hier für die Trennung zweier Luftströme aufgestellt werden, gelten auch für das Zusammenführen zweier Ströme.

## 3. Die Hilfstafeln V, VI und VII.

### a) Kreisrunde Leitungen.

Hierzu gehören die Hilfstafeln V und VI, von denen die erste für Durchmesser von 50 bis 500 mm, die zweite für Durchmesser von 500 bis 2500 mm lichte Weite gelten. Beide Tafeln entsprechen in ihrem Aufbau vollständig den früher beschriebenen Hilfstafeln für Warmwasser- und Dampfheizungen.

### b) Rechteckige Kanäle.

Die Hilfstafel VII gibt für verschiedene Querschnittsabmessungen die gleichwertigen Durchmesser in mm nach Gleichung (47) und die Fläche des rechteckigen Querschnittes in m<sup>2</sup>.

Im übrigen gelten auch hier die Hilfstafeln V und VI, nur dürfen die Zahlen für die geförderten Luftmengen (obere Zahlen in den kleinen Rechtecken) nicht verwendet werden, da diese nur für die kreisrunden Querschnitte gelten.

## 4. Der Druckverlust in den Verteilungsleitungen.

Wenn auch die Hilfstafeln V und VI den früheren Hilfstafeln durchaus entsprechen, so muß doch die Berechnung von Lüftungsrohrnetzen anders durchgeführt werden als die Berechnung von Heizungsrohrnetzen, und zwar aus zwei Gründen.

Erstens sind bei den Lüftungsrohrnetzen die Summen der Einzelwiderstände meist wesentlich höher als die Summen der Widerstände in den geraden Kanalstrecken, wie das die untenstehende Zusammenstellung zeigt. Es ist natürlich nicht zweckmäßig, mit der Berechnung des kleineren Widerstandes zu beginnen.

Zweitens ist bei den Lüftungsrohrnetzen nicht wie beim Schwerkraft-Warmwasser- oder Niederdruckdampfnetz die zur Verfügung stehende Druckhöhe  $H$  von vornherein

Stränge mit lichten Kanalabmessungen von	Anteil der Einzelwiderstände am Gesamtwiderstand in vH	
	Blechkanäle	Mauerkanäle
50 bis 150 mm . . . . .	40	30
100 bis 300 mm . . . . .	60	50
200 bis 600 mm . . . . .	80	70
400 bis 1100 mm . . . . .	90	80
über 1000 mm . . . . .	95	85

gegeben, sondern sie muß entweder erst durch die Berechnung des Rohrnetzes bestimmt werden, oder sie muß aus wirtschaftlichen Gründen, vor allem im Hinblick auf die entstehenden Stromkosten, aus der Erfahrung heraus frei gewählt werden.

Bei dem Entwurf und der Berechnung eines Lüftungsrohrnetzes wird man immer irgendwie von der Erfahrung ausgehen müssen. Man wählt entweder den Druck des Gebläses oder die Geschwindigkeit im Rohrnetz. In manchen Fällen können auch konstruktive Verhältnisse zur Annahme bestimmter Kanalquerschnitte zwingen. Bei kreisrunden Querschnitten ist es im Interesse der billigen Herstellung der Rohrleitungen oft zweckmäßig, wenn man mehrere Teilstrecken mit gleichem Durchmesser ausführt. Bei rechteckigen Kanälen ist sehr oft aus baulichen Gründen eine gleichbleibende Kanalhöhe im ganzen Rohrnetz notwendig, so daß die Änderung der Querschnitte nur durch Änderung der Breite erzielt werden kann.

Im allgemeinen wird es zweckmäßig sein, von der Geschwindigkeit auszugehen. Man rechnet dann unter der Annahme gleichbleibender Geschwindigkeit im Rohrnetz mehrere Geschwindigkeiten durch und prüft, unter welcher Geschwindigkeitsannahme sich die günstigsten Verhältnisse ergeben, d. h. einerseits nicht zu große Rohre und andererseits kein zu hoher Anfangsdruck und damit keine zu hohen Stromkosten während des Betriebes. Hat man sich unter Beachtung dieser Gesichtspunkte für eine Geschwindigkeit entschieden, so werden noch in einer nachträglichen Rechnung die besonderen Forderungen der Anlage berücksichtigt, so wird z. B. in dieser Rechnung der Übergang vom kreisrunden zum rechteckigen Querschnitt vollzogen.

Weitere Einzelheiten lassen sich besser an Hand des nachstehenden Beispielles besprechen.

**Beispiel 16.** Durch das in Abb. 232 perspektivisch dargestellte Luftverteilungsnetz sollen die an den Enden der Verzweigungen eingeschriebenen Luftmengen in  $\text{m}^3/\text{h}$  bei  $20^\circ\text{C}$  gefördert werden. Es sind die günstigsten Abmessungen der Blechleitungen festzustellen unter der Annahme

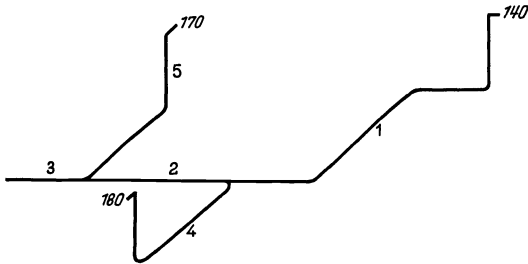


Abb. 232. Kanalnetz.

1. kreisrunder Rohrleitungen,
2. rechteckiger Blechkanäle.

Bei den rechteckigen Blechkanälen soll angenommen sein, daß die senkrechte Kanalhöhe überall 120 mm betragen muß.

Annahme für die Rechnung. Für die Festsetzung der  $\zeta$ -Werte soll angenommen werden, daß das Ende jeder Leitung mit einem Drahtgewebe versehen ist, für das der Wert  $\zeta = 2$  anzusetzen ist. Die Ablenkung kurz vor der Austrittsöffnung erfolgt in scharfem rechtem Winkel (also  $\zeta = 1,5$ ), alle übrigen Richtungsänderungen erfolgen in einem rechtwinkligen Bogen (also  $\zeta = 0,1$ ).

**Lösung der Aufgabe.** Man beginnt die Aufgabe mit der Berechnung des Hauptstranges, der aus den Teilstrecken 1 bis 3 besteht. Nachfolgende Zusammenstellung A zeigt die Rechnung für die drei Annahmen  $w = 3 \text{ m/s}$ ,  $5 \text{ m/s}$ ,  $7 \text{ m/s}$ . Die ersten vier Spalten enthalten Angaben, welche aus dem Rohrplan unmittelbar zu entnehmen sind. Für jede Teilstrecke ist ein T-Stück angenommen. Spalte e bis h enthält dann die Rechnung für die erste Annahme  $w = 3 \text{ m/s}$ . Die Werte in Spalte e und f sind aus der Hilfstafel V abgelesen, indem man jenes Tabellenrechteck aufsucht, indem die Geschwin-

**Zusammenstellung A. Kreisrunde Rohre — Hauptstrang.**

Aus Rohrplan				$w = 3 \text{ m/s}$				$w = 5 \text{ m/s}$				$w = 7 \text{ m/s}$			
Nr.	$l$	$\Sigma\zeta$	$V_s$	$R$	$d$	$Z$	$Rl$	$R$	$d$	$Z$	$Rl$	$R$	$d$	$Z$	$Rl$
—	m	—	$\text{m}^3/\text{s}$	$\frac{\text{mmWS}}{\text{m}}$	mm	mm WS	mm WS	$\frac{\text{mmWS}}{\text{m}}$	mm	mm WS	mm WS	$\frac{\text{mmWS}}{\text{m}}$	mm	mm WS	mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q
1	12,3	3,8	0,039	0,10	130	2,1	1,23	0,37	100	5,8	4,55	0,81	85	11,1	10,0
2	5,1	0	0,089	0,067	190	0	0,34	0,21	150	0	1,07	0,45	130	0	2,3
3	4,2	0	0,136	0,045	240	0	0,19	0,17	180	0	0,71	0,37	160	0	1,6
	21,6	2,8				2,1	1,76			5,8	6,33			11,1	13,9

digkeit 3,0 zusammensteht mit der für jede Teilstrecke gültigen Luftmenge. Spalte g ergibt sich aus der linken Seitentabelle der Hilfstafel V, indem man bei der Geschwindigkeit 3,0 den entsprechenden Wert  $Z$  sucht. Spalte h entsteht durch Multiplikation von Spalte b mit e. Zuletzt bildet man die Summe aller Einzelwiderstände  $Z$  und dann die Summe aller Widerstände  $Rl$ . In gleicher Weise werden die Geschwindigkeiten 5 m/s und 7 m/s durchgerechnet.

**Zusammenstellung B. Kreisrunde Rohre.**

	$w$	m/s	3	5	7
1	$\Sigma Z$	mm WS	2,1	5,8	11,1
2	$\Sigma Rl$	mm WS	1,8	6,3	13,9
3	$\Sigma Z + \Sigma Rl$	mm WS	3,9	12,1	24,0

Zusammenstellung B gibt in Zeile 1 die Summe der Einzelwiderstände, in Zeile 2 die Summe des Druckabfalles in den geraden Rohrstrecken und in Zeile 3 den Gesamtdruckverlust vom Anfang der

Leitung bis zu ihrem Ende. Aus diesem Druckverlust und der geförderten Luftmenge von 0,136  $\text{m}^3/\text{s}$  ergibt sich die theoretische Arbeit für das Gebläse. Unter Berücksichtigung der verschiedenen Wirkungsgrade und des Strompreises ermittelt man ferner die stündlichen Stromkosten. Nun hat man sich auf Grund eines Vergleiches der Herstellungskosten des Kanalnetzes und der Betriebskosten für eine der drei Geschwindigkeiten zu entscheiden. Die Geschwindigkeit 7 m/s wird man ausschalten müssen, nicht nur wegen der hohen Stromkosten, sondern auch weil bei dieser Geschwindigkeit schon stark die Gefahr der Geräuschbildung vorliegt. Wir nehmen an, daß man sich durch einen Vergleich der Stromkosten einerseits und der Herstellungskosten des Rohrnetzes andererseits für die Geschwindigkeit 5 m/s entschieden habe. Die Rohrdurchmesser der Spalte k werden dann der Ausführung zugrunde gelegt.

Die Berechnung der Abzweigungen ist in Zusammenstellung C gezeigt. Die ersten vier Spalten erhalten wieder Angaben, die aus dem Rohrplan abzulesen sind. Spalte e enthält die für die betreffenden Abzweigstrecken zur Verfügung stehende Druckhöhe  $H$ , die sich aus den Spalten l und m der Zusammenstellung A durch Addition ergeben. Spalte f enthält den Einzelwiderstand  $Z$  für 5 m Geschwindigkeit, Spalte g den Druckabfall in den geraden Rohrstrecken, der sich als Differenz von Spalte e und Spalte f errechnet. Durch Division dieses erhaltenen Wertes mit der Länge  $l$  der Teilstrecke ergibt sich das Druckgefälle  $R$ . Spalte i und k werden wieder mit Hilfe der Hilfstafel V ermittelt. Man sieht hierbei, daß sich für die Abzweigungen zuweilen etwas höhere Geschwindigkeiten errechnen als im Hauptstrang. Tatsächlich aber werden diese Geschwindigkeiten nicht auftreten, da wir die Einzelwiderstände mit der Geschwindigkeit 5 m/s ermittelt haben. Es wird sich ein Zwischenwert zwischen der Geschwindigkeit 5 m/s und den in Spalte k angegebenen Werten einstellen.

**Zusammenstellung C. Kreisrunde Rohre — Abzweigungen.**

Aus Rohrplan				$w = 5 \text{ m/s}$					
Nr.	$l$	$\Sigma\zeta$	$V_s$	$H$	$Z$	$Rl$	$R$	$d$	$w$
—	m	—	$\text{m}^3/\text{s}$	mmWS	mmWS	mmWS	mmWS/m	mm	m/s
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k
4	9,0	3,7	0,050	10,4	5,4	5,0	0,56	100	6
5	7,5	3,7	0,047	11,5	5,4	6,1	0,81	90	7

**Rechteckige Kanäle.**

Nachdem wir aus der Berechnung der kreisrunden Rohre (Zusammenstellung C) erkannt haben, daß etwa 5 m/s die günstigste Geschwindigkeit ist, brauchen wir für die Berechnung der rechteckigen Kanäle nur mehr zwei Geschwindigkeiten durchzurechnen, nämlich 5 m/s und eine etwas niedere, nämlich 4 m/s. Die niedere Geschwindigkeit ziehen wir deswegen in die Rechnung herein, weil rechteckige Leitungen etwas höheren Druckverlust haben als runde, also 5 m/s vielleicht für rechteckige Leitungen etwas zu groß werden könnte.

Zusammenstellung D enthält in den ersten vier Spalten wieder die Angaben aus dem Rohrplan. Der Kanalquerschnitt  $F$  (Spalte e) errechnet sich durch Division der Luftmenge mit der Geschwindigkeit. Aus diesem Querschnitt und der vorgeschriebenen Kanalhöhe von 120 mm ergeben sich dann aus Hilfstafel VII die Werte von Spalte f und g. Die übrigen Spalten werden wieder aus Hilfstafel V abgelesen, indem man in der Spalte des gleichwertigen Durchmessers das Rechteck mit der Geschwindigkeit 4 bzw. 5 aufsucht und am linken Rand das Druckgefälle  $R$  abliest.

**Zusammenstellung D. Rechteckige Kanäle — Hauptstrang.**

Aus Rohrplan				$w = 4 \text{ m/s}$						$w = 5 \text{ m/s}$					
Nr.	$l$	$\Sigma \zeta$	$V_s$	$F$	$a \times b$	$d_v$	$R$	$Rl$	$Z$	$F$	$a \times b$	$d_v$	$R$	$Rl$	$Z$
—	m	—	m <sup>3</sup> /s	m <sup>2</sup>	mm × mm	mm	mm WS m	mm WS	mm WS	m <sup>2</sup>	mm × mm	mm	mm WS m	mm WS	mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q
1	12,3	3,8	0,039	0,00975	80 × 120	95	0,25	3,1	3,7	0,0078	65 × 120	85	0,45	5,5	5,8
2	5,1	0	0,089	0,02225	190 × 120	150	0,14	0,7	0	0,0178	150 × 120	130	0,25	1,3	0
3	4,2	0	0,136	0,0340	280 × 120	170	0,12	0,5	0	0,0272	225 × 120	160	0,21	0,9	0
								4,3	3,7					7,7	5,8

Aus der Zusammenstellung D entnehmen wir:

	$w = 4 \text{ m/s}$	$w = 5 \text{ m/s}$
$\Sigma Z$	3,7	5,8
$\Sigma Rl$	4,3	7,7
$\Sigma Z + \Sigma Rl$	8,0	13,5

In ganz derselben Weise wie bei den kreisrunden Rohren haben wir uns nun durch Abwägung der Rohrkosten einerseits und der Stromkosten andererseits für eine der beiden Geschwindigkeiten endgültig zu entscheiden und dann noch die Abzweigungen 4 und 5 zu berechnen.

## 5. Der Druckverlust in einer Lüftungskammer.

In Abb. 233 ist ein Ventilator, eine Lüftungskammer mit Filter und der Anfang einer Luftverteilungsleitung gezeichnet. Um den Ventilator in seinen Abmessungen und seiner Leistung bestimmen zu können, muß man die Luftmenge und für den Querschnitt 1 den Gesamtdruck kennen. Zu diesem Zweck muß man vom Querschnitt 5 stufenweise nach rückwärts gehend für die einzelnen Querschnitte die Drücke bestimmen. Zur Durchführung dieser Rechnung muß bekannt sein:

1. die zu fördernde Luftmenge,
2. die Größe der Leitungsquerschnitte an den einzelnen Stellen,
3. der statische Druck im Querschnitt 5, welcher sich nach dem Verfahren des letzten Abschnittes berechnen läßt,
4. der Druckverlust im Filter, wofür die Angaben der Lieferfirmen maßgebend sind. Diese werden meist in der Form gegeben, daß die Flächeneinheit des Filters mit einer bestimmten Luftmenge belastet werden soll, wenn die Reinigungskraft des Filters richtig ausgenutzt werden soll. Für diese Belastung wird von der Lieferfirma auch der Widerstand des Filters in mm WS gegeben.

**Beispiel 17.** Es sei gegeben:

die Luftmenge zu 40000 m<sup>3</sup>/h,

die Strömungsquerschnitte gemäß Abb. 233,

der statische Druck im Querschnitt 5 zu 20 mm WS,

der Druckverlust des Filters gleich 12 mm WS bei einer Belastung des Filters von 4000 m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>, h.

Aus der letzten Angabe errechnet sich eine Filterfläche von 10 m<sup>2</sup>, wie das bereits in der Abbildung eingetragen ist.

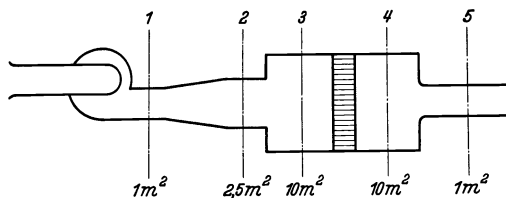


Abb. 233. Lüftungskammer.

Die Geschwindigkeiten in den einzelnen Querschnitten sind:

$$w_5 = \frac{40000}{1 \cdot 3600} = 11,11 \text{ m/s,}$$

$$w_4 = \frac{40000}{10 \cdot 3600} = 1,11 \text{ m/s,}$$

$$w_3 = w_4 = 1,11 \text{ m/s,}$$

$$w_2 = \frac{40000}{2,5 \cdot 3600} = 4,44 \text{ m/s,}$$

$$w_1 = \frac{40000}{1 \cdot 3600} = 11,11 \text{ m/s,}$$

$$w_0 = 0 \text{ m/s.}$$

Berechnung des Gesamtdruckes in den einzelnen Querschnitten.

Querschnitt 5:

$$p_{g_5} = p_{dyn_5} + p_{st_5}$$

$$p_{g_5} = 7,6 + 20 = 27,6 \text{ mm WS.}$$

$$p_{dyn_5} = \frac{w_5^2}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} = \frac{11,11^2}{16,3} = 7,6 \text{ mm WS.}$$

Querschnitt 4:

$$p_{g_4} = p_{g_5} + \Delta p_g$$

$$p_{g_4} = 27,6 + 0 = 27,6 \text{ mm WS.}$$

$$\Delta p_g = 0, \text{ weil nach Fall 2 bei guter Abrundung der } \zeta\text{-Wert} \\ = 0 \text{ ist.}$$

Querschnitt 3:

$$p_{g_3} = p_{g_4} + \Delta p_g$$

$$p_{g_3} = 27,6 + 12,0 = 39,6 \text{ mm WS.}$$

$$\Delta p_g = 12 \text{ mm WS laut Angabe.}$$

Querschnitt 2:

$$p_{g_2} = p_{g_3} + \Delta p_g$$

$$p_{g_2} = 39,6 + 0,9 = 40,5 \text{ mm WS.}$$

$$\text{Nach Fall 4 ist } \Delta p_g = \left(1 - \frac{F_2}{F_3}\right)^2 \cdot \frac{w_3^2}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} = \left(1 - \frac{2,5}{10}\right)^2 \cdot \frac{4,44^2}{16,3} \\ = 0,9 \text{ mm WS.}$$

Querschnitt 1:

$$p_{g_1} = p_{g_2} + \Delta p_g$$

$$p_{g_1} = 40,5 + 1,0 = 41,5 \text{ mm WS.}$$

$$\text{Nach Fall 6 ist } \Delta p_g = 0,15 \left[1 - \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2\right] \frac{w_2^2}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} \\ = 0,15 \left[1 - \left(\frac{1}{2,5}\right)^2\right] \cdot \frac{11,11^2}{16,3} = 1,0 \text{ mm WS.}$$

**Zusammenstellung der Drücke.**

	Querschnitt				
	1	2	3	4	5
Geschwindigkeit . . . . . m/s	11,11	4,44	1,11	1,11	11,11
Statischer Druck . . . mm WS	33,9	39,4	39,5	27,5	20,0
Dynamischer Druck . . mm WS	7,6	1,1	0,1	0,1	7,6
Gesamtdruck . . . . . mm WS	41,5	40,5	39,6	27,6	27,6

Die theoretische Ventilatorleistung ist das Produkt aus der Luftmenge von 40000 m<sup>3</sup>/h und der Gesamtdruckhöhe von 41,5 mm WS.

$$\frac{40000}{3600} \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{sek}} \right] \cdot 41,5 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right] = 465 \left[ \frac{\text{mkg}}{\text{sek}} \right] = 4,5 \text{ [kW].}$$

**D. Der Begriff „gleichwertige Düse“.**

Will man die wechselseitigen Beziehungen zwischen Ventilator und Kanalnetz untersuchen, so ist es zweckmäßig, von dem Begriff der „gleichwertigen Düse“ Gebrauch zu machen. Man kann nämlich zu jedem beliebigen gegebenen Kanalnetz eine Düse berechnen, die bei gleichem Druckunterschied  $p_1 - p_2$  die gleiche sekundliche Luftmenge ergibt, und kann dann für alle Untersuchungen am Ventilator (vgl. später) sich das Rohrnetz durch diese Düse ersetzt denken.



### 1. Strömung durch eine Düse.

Wenn der Druck vor der Düse gleich  $p_1$ , der Druck hinter der Düse gleich  $p_2$  ist, so ergibt sich für die Ausströmgeschwindigkeit der Wert

$$w = \sqrt{2g \cdot \frac{p_1 - p_2}{\gamma}}.$$

Da bei einer gut ausgebildeten Düse (Abb. 234) die Einschnürungszahl  $\alpha = 1$  gesetzt werden kann, ist die sekundlich ausströmende Luftmenge:

$$V_s = \alpha A_1 w = A_1 w.$$

Darin bedeutet  $A_1$  den Querschnitt der Düse.

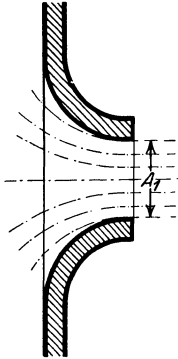


Abb. 234. Düse.

### 2. Strömung durch ein Rohrnetz.

Bei der Berechnung der Luftleitungen (s. S. 195 und 196) gingen wir von der Gleichung aus:

$$p_1 - p_2 = \Sigma Rl + \Sigma Z = \Sigma \left( \left( \lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \cdot \frac{w^2}{2} \frac{\gamma}{g} \right).$$

Darin ist  $\lambda$  nach der Ausführung auf S. 146 nur in geringem Maße von der Geschwindigkeit abhängig. Da bei ein und derselben Lüftungsanlage die Geschwindigkeit nicht in allzu weiten Grenzen veränderlich sein wird, kann man  $\lambda$  und damit die Werte  $\left( \lambda \frac{l}{d} + \zeta \right)$  als konstant annehmen.

Es ergibt sich also bei dem Kanalnetz für die Geschwindigkeit der Ausdruck

$$w = \text{konst.} \times \sqrt{2g \frac{p_1 - p_2}{\gamma}}.$$

Als Druckverlust  $p_1 - p_2$  ist hier natürlich nicht allein der Druckverlust in der Druckleitung zu nehmen, sondern es sind noch alle Verluste in der Saugleitung und der Filterkammer hinzuzufügen.

### 3. Der Vergleich von Kanalnetz und Düse.

Entscheidend ist, daß sowohl beim Kanalnetz als bei der Düse die Geschwindigkeit und damit auch die Luftmenge proportional der Wurzel aus dem Druckunterschied ist. Wenn deshalb von einer Düse bekannt ist, daß sie bei einem bestimmten Druckunterschied mit dem gegebenen Kanalnetz gleiche Luftmenge hat, so gilt dies

auch für alle anderen Druckunterschiede, Geschwindigkeiten und Luftmengen. Diese Düse nennt man deshalb die „gleichwertige Düse“.

Ist die Luftmenge  $V_s$  eines Leitungsnetzes bei irgendeinem Wert  $p_1 - p_2$  des Druckabfalles bekannt — sei es durch Rechnung oder Versuch —, so errechnet sich der Querschnitt  $A_1$  der gleichwertigen Düse zu

$$A_1 = \frac{V_s}{\sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot \sqrt{p_1 - p_2}}}. \quad (51)$$

Mit Einführung des Wertes  $\gamma = 1,2$  ergibt sich

$$A_1 \approx \frac{1}{4} \frac{V_s}{\sqrt{p_1 - p_2}}. \quad (51a)$$

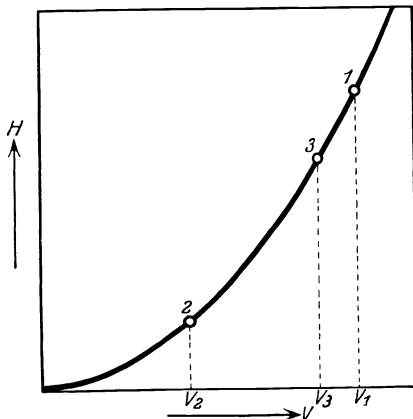


Abb. 235. Kennlinie eines Rohrnetzes.  
Abszisse: Luftvolumen,  
Ordinate: Druckverlust.

**Beispiel 18.** Für das im Beispiel 16 errechnete Rohrnetz ist die gleichwertige Düse zu ermitteln. Bei einer Luft-

menge  $V = 490 \text{ m}^3/\text{h} = 0,136 \text{ m}^3/\text{s}$  hatten wir in der Druckleitung einen Verlust von 12,1 mm WS gefunden. Dazu nehmen wir noch 10 mm WS für die Saugleitung und die Filterkammer, so daß  $p_1 - p_2 = 22,1 \text{ mm WS}$  wird. Daraus ergibt sich:

$$A_1 = \frac{1}{4} \frac{0,136}{\sqrt{22,1}} = 0,0081 \text{ m}^2,$$

was einem Durchmesser der Düse von 101 mm entspricht.

Die Gleichung (51a) kann man auch schreiben:

$$H = p_1 - p_2 = \left( \frac{1}{4 A_1} \right)^2 \cdot V_s^2.$$

Dies ist die Gleichung einer Parabel, und man bezeichnet diese Kurve als die Kennlinie der Düse und damit auch des Rohrnetzes (vgl. Abb. 235).

Die einzelnen Punkte dieser Kurve stellen verschiedene Betriebszustände dar. So kann z. B. Punkt 1 bzw. 2 den Zustand bei stärkster bzw. schwächster Luftförderung darstellen, Punkt 3 einen mittleren Betriebszustand, etwa den häufigst vorkommenden, der für alle Wirtschaftlichkeitsfragen entscheidend ist.

### E. Verhalten der Ventilatoren im Betrieb.

Wenn auch der Lüftungsingenieur die Ventilatoren nicht selbst zu bauen hat, so muß er sich doch vollkommen im klaren sein über das Verhalten der Ventilatoren im Betrieb, insbesondere muß er wissen, wie sich Änderungen der Drehzahl des Ventilators oder Änderungen im Widerstand des Leitungsnetzes auswirken. Diese Verhältnisse lassen sich am besten an Hand einiger Versuche besprechen, die wir uns an nebstehend gezeichneter Versuchsanordnung (Abb. 236) ausgeführt denken.

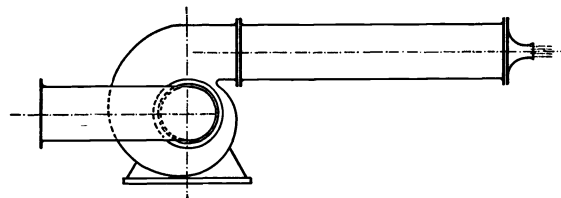


Abb. 236. Versuchsanordnung.

Ein Ventilator, dessen Drehzahl in weiten Grenzen veränderlich ist, saugt mittels einer kurzen Ansaugleitung Luft an und preßt sie in eine kurze Ausblaseleitung. Das Ende dieser Ausblaseleitung kann durch auswechselbare Düsen verschiedener Weite abgeschlossen werden. Gemessen wird bei jedem Versuch der Querschnitt  $F$  der Düsenöffnung, die Drehzahl  $n$ , der Druckunterschied  $H$ , die sekundliche Luftmenge  $V_s$  und die aufgewendete Antriebsleistung  $N$ .

#### 1. Erste Versuchsreihe. $F$ konstant, $n$ veränderlich.

Wir setzen eine Düse mittlerer Weite ein und lassen nun den Ventilator mit stetig steigender Drehzahl laufen. Es ist ohne weiteres verständlich, daß mit steigender Drehzahl die geförderte Luftmenge  $V$ , der erzielte Druckanstieg  $H$  und die aufzuwendende Antriebsleistung  $N$  zunehmen. Die Versuche haben gezeigt, daß die Luftmenge der ersten Potenz, der Druckanstieg der zweiten und die Leistung der dritten Potenz der Drehzahl proportional ist, und daß die Proportionalitätsfaktoren außer von der Bauart des Ventilators auch noch vom Querschnitt  $F$  der Düsen abhängen. Es gelten also die Gleichungen

$$1. \quad V = \varphi_1(F) \cdot n, \quad (52)$$

$$2. \quad H = \varphi_2(F) \cdot n^2, \quad (53)$$

$$3. \quad N = \varphi_3(F) \cdot n^3. \quad (54)$$

Aus den beiden ersten Gleichungen folgt

$$H = \varphi_4(F) \cdot V^2. \quad (55)$$

Diese Beziehung zwischen  $H$  und  $V$  ist bei festgehaltenem Werte  $F$  die Gleichung einer Parabel (vgl. Abb. 237). Düsen verschiedenen Querschnitts  $F$  würden verschiedene Parabeln ergeben, die wir als die Düsenkennlinien bezeichnen wollen.

Aus der Beziehung (52) folgt, daß sich die zu den Drehzahlen  $n_1, n_2$  usw. gehörigen Abszissen  $V_1:V_2:V_3$  usw. verhalten wie die Drehzahlen selbst.

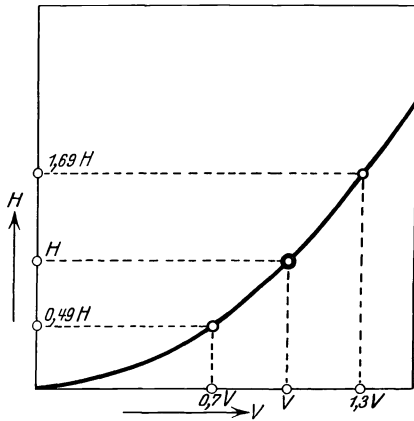


Abb. 237. Düsenkennlinie.  
Abszisse: Luftvolumen,  
Ordinate: Druckverlust.

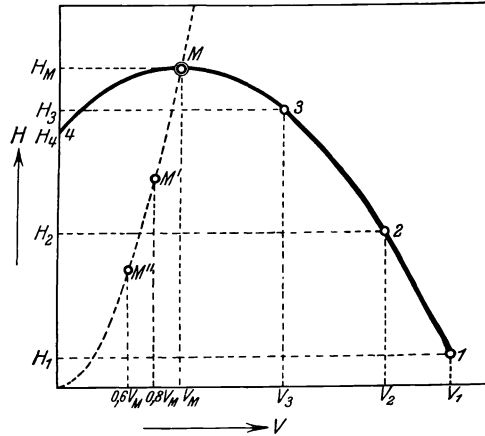


Abb. 238. Drosselkurve bei einer Drehzahl.  
Abszisse: Luftvolumen,  
Ordinate: Druckverlust.

## 2. Zweite Versuchsreihe, $n$ konstant, $F$ veränderlich.

Wir lassen nun den Ventilator mit konstanter Geschwindigkeit laufen, setzen aber der Reihe nach Düsen von verschiedener Weite an.

Bei dem ersten Versuch setzen wir noch keine Düse an, so daß der Ausblasequerschnitt des Ventilators vollständig frei ist. Dann ergibt sich eine sehr große geförderte Luftmenge  $V_1$ , aber ein niedriger Druckunterschied  $H_1$  (vgl. Abb. 238). Setzt man nun die verschiedenen Düsen ein, und zwar der Reihe nach immer engere Düsen, so geht die geförderte Luftmenge zurück, während gleichzeitig der Druck  $H$  steigt. Bei einem bestimmten Düsenquerschnitt  $F_M$  erreicht jedoch der Druck  $H$  seinen Höchstwert  $H_M$  und fällt dann wieder ab, bis bei völligem Abschluß der Ausblaseleitung der Ventilator ohne Luftförderung sich dreht. Die Kurve 1, 2, 3,  $M$ , 4, welche den Zusammenhang zwischen Luftmenge und Pressung des Ventilators bei konstanter Drehzahl wiedergibt, nennt man die Drosselkurve des Ventilators; sie kann mit hinreichender Genauigkeit als Parabel aufgefaßt werden.

## 3. Zusammenfassung der beiden Versuchsreihen.

Untersucht man an demselben Ventilator die Drosselkurven bei verschiedenen Drehzahlen, so zeigt sich, daß alle diese Parabeln kongruent sind, und daß sich die Höchstdrucke  $H_M$  alle bei derselben Düsenöffnung  $F_M$  einstellen. Man braucht darum nur eine einzige Drosselkurve aufzunehmen und kann daraus wie folgt alle anderen Drosselkurven ableiten. (Vgl. Abb. 239.)

Durch den Scheitelpunkt  $M$  der gegebenen Drosselkurve und den Ursprung  $O$  des Koordinatensystems legt man die Düsenkennlinie  $OM$  (als Parabel mit  $O$  als Scheitel) und sucht auf dieser die Scheitelpunkte  $M'M''$  usw. zu den Drosselkurven für  $0,9n, 0,8n, 0,7n$  bzw.  $1,1n$  usw., indem man ihre Abszissen gleich  $0,9V_M, 0,8V_M$  usw. macht. Durch diese Scheitelpunkte legt man dann Parabeln, die der gegebenen Drosselkurve kongruent sind, und erhält damit die ganze Schar der Drosselkurven. Ferner zeichnet man noch durch den Koordinatenursprung und die

Punkte 1, 2 usw. die einzelnen Düsenkennlinien für verschiedene Düsenweiten. Die Abb. 239 enthält außer den Düsenkennlinien und den Drosselkurven auch noch Kurven gleichen Wirkungsgrades, wie sie sich aus Versuchen etwa ergeben würden.

#### 4. Auswahl des Ventilators<sup>1</sup>.

Um für ein gegebenes Rohrnetz und eine gegebene sekundliche Luftmenge den geeignetsten Ventilator zu finden, muß man für das Rohrnetz die gleichwertige Düse  $A_1$  errechnet haben und die sekundliche Luftmenge  $V_s$ , mit der die Anlage meistens betrieben wird, kennen. Bei sehr komplizierten Kanalnetzen ist es oft nicht möglich, den Zusammenhang zwischen der Pressung  $p_1 - p_2$  (einschließlich Widerstand in der Filteranlage) und der geförderten Luftmenge durch Rechnung zu finden. Man kann sich dann — wenn die Zeit dazu vorhanden ist — helfen, indem man einen beliebigen Ventilator vorübergehend einbaut und mit diesem in einem Vorversuch bei irgendeinem beliebigen Betriebszustand ein zusammengehöriges Wertepaar von  $V$  und  $p_1 - p_2$  bestimmt und hieraus dann nach Gleichung (51) die gleichwertige Düse errechnet.

Ferner muß man für eine Reihe von Ventilatoren das Kurvenschaubild 239 kennen. Man sucht in jedem Schaubild den Schnittpunkt der Ordinate des Volumens  $V_s$  mit der für die Anlage ermittelten Kennlinie der Düse  $A_1$  (Punkte  $M$ ). Liegt dieser Schnittpunkt innerhalb eines Gebietes mit hohem Wirkungsgrad, so ist der Ventilator brauchbar. Hat man unter mehreren Ventilatoren, welche diese Bedingung erfüllen, die Auswahl, so soll man jenen wählen, dessen Wirkungsgrad in einem möglichst großen Betriebsbereich günstig ist, damit nicht bei Änderungen der Drehzahl des Motors oder bei Änderungen der gleichwertigen Düse (Schließen oder Öffnen von Lüftungsklappen) der Wirkungsgrad sofort stark sinkt. Das ist wichtiger als ein außergewöhnlicher Wirkungsgrad in nur engem Betriebsbereich.

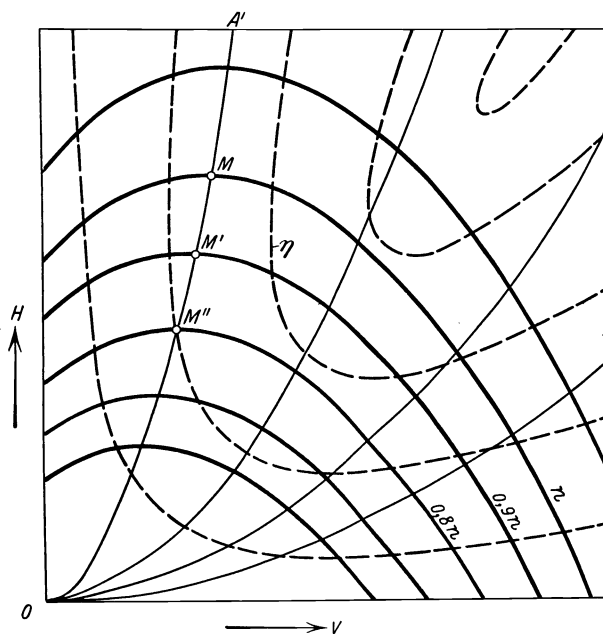


Abb. 239. Ventilatorschaubild  
(Düsenkennlinien, Drosselkurven, Wirkungsgradkurven).

## X. Die physikalischen Gesetzmäßigkeiten für feuchte Luft<sup>2</sup>.

### 1. Das Daltonsche Gesetz.

Feuchte Luft kann als eine Gasmischung mit den Bestandteilen trockene Luft und Wasserdampf aufgefaßt werden. Als Teildruck eines Bestandteiles der Mischung bezeichnet man denjenigen Druck, den der betreffende Bestandteil auf die Gefäßwände ausüben würde, wenn er den Raum allein erfüllen würde, die anderen Bestandteile also nicht vorhanden wären.

<sup>1</sup> Schacht, A.: Wärme 1936, H. 1, S. 10.

<sup>2</sup> Merkel, F.: Verdunstungskühlung. Forsch.-Arb. Ing. Heft 275. Berlin: V. d. I.-Verlag 1925.

Wir bezeichnen mit

- $p$  den Gesamtdruck,
- $p_L$  den Teildruck der Luft,
- $p_D$  den Teildruck des Dampfes (ungesättigt),
- $p_s$  den Teildruck des Dampfes (im Sättigungszustand).

Ferner sei darauf aufmerksam gemacht, daß man bei Feuchtigkeitsrechnungen immer den Druck in mm QS und nicht in Atmosphären rechnet.

Nach dem Daltonschen Gesetz ist der Teildruck eines Bestandteiles unabhängig von der Anwesenheit des anderen Bestandteiles, und ferner ist der Gesamtdruck der Mischung gleich der Summe der Teildrucke. Für feuchte Luft gilt also  $p = p_L + p_D$ .

Der Teildruck des Wasserdampfes kann nie über einen bestimmten Betrag, welchen man den Sättigungsdruck nennt, ansteigen. Dieser Sättigungsdruck ist eine Funktion der Temperatur, wie nachstehende Übersicht zeigt.

$t^\circ \text{C}$	0°	20°	40°	60°	80°	100°
$p_s$ mm QS	4,6	17,5	55,3	149	355	760

Man kann den in einer feuchten Luft bestehenden Teildruck des Dampfes als Bruchteil  $\varphi$  des Sättigungsdruckes auffassen, der zur herrschenden Temperatur gehört. Man setzt also

$$p_D = \varphi \cdot p_s. \quad (56)$$

## 2. Die relative Feuchtigkeit $\varphi$ .

Wie die nachstehende Rechnung beweist, ist die Größe  $\varphi$  in der Gleichung (56) zugleich das Maß für die Luftfeuchtigkeit. Bei einer gegebenen Temperatur der Luft ist nur ein bestimmter Wassergehalt möglich, den man den Sättigungsgehalt nennt. Die Größe  $\varphi$  gibt an, welcher Bruchteil dieser Höchstmenge an Wasserdampf in der Luft tatsächlich enthalten ist. Man nennt darum  $\varphi$  die relative Feuchtigkeit.

Ableitung: Außer dem Daltonschen Gesetz gelten für die Gewichte und die Volumina feuchter Luft sowie ihrer Bestandteile noch die beiden selbstverständlichen Gleichungen

$$\begin{aligned} G_D + G_L &= G \\ V_D &= V_L = V. \end{aligned}$$

und

Ohne allzu großen Fehler kann man den Wasserdampf als ein ideales Gas betrachten, also mit der Zustandsgleichung für ideale Gase rechnen. Diese lautet

$$p v = R T \quad \text{oder} \quad p V = G \cdot R T$$

oder

$$G = \frac{V}{T} \cdot \frac{1}{R} \cdot p. \quad (57)$$

Da man bei Feuchtigkeitsrechnungen nicht wie sonst in der Thermodynamik den Druck in  $\text{kg/m}^2$  mißt, sondern in mm QS, erhalten die Gaskonstanten die Werte

$$\begin{aligned} \text{für Luft:} \quad R_L &= \frac{29,27}{13,6} = 2,15 \quad \text{bzw.} \quad \frac{1}{R_L} = 0,465, \\ \text{für Dampf:} \quad R_D &= \frac{47,06}{13,6} = 3,46 \quad \text{bzw.} \quad \frac{1}{R_D} = 0,289. \end{aligned}$$

Für die beiden Teildrucke setzen wir

$$p_D = \varphi \cdot p_s$$

und

$$p_L = p - p_D = p - \varphi \cdot p_s.$$

Damit wird die Gl. (57)

$$\text{für die Luft:} \quad G_L = \frac{V}{T} \cdot 0,465 (p - \varphi \cdot p_s), \quad (58)$$

$$\text{für den Dampf:} \quad G_D = \frac{V}{T} \cdot 0,289 \cdot \varphi \cdot p_s, \quad (59)$$

$$\text{für das Gemisch:} \quad G = \frac{V}{T} \cdot (0,465 \cdot p - 0,176 \cdot \varphi \cdot p_s). \quad (60)$$

1. Folgerung. Aus Gl. (59) folgt, daß  $V$  m<sup>3</sup> feuchter Luft folgende Wasserdampfgewichte enthalten

$$\text{im ungesättigten Zustand: } G_D = \frac{V}{T} \cdot 0,289 \cdot \varphi \cdot p_s,$$

$$\text{im gesättigten Zustand: } G_{D,s} = \frac{V}{T} \cdot 0,289 \cdot p_s.$$

Letzteres ist der Höchstgehalt an Wasserdampf, der bei der betreffenden Temperatur überhaupt möglich ist. Definiert man den Begriff relative Feuchtigkeit durch den Quotienten  $\frac{\text{tatsächliches Wasserdampfgewicht}}{\text{Höchstwert am Wasserdampfgewicht}}$ , so erhalten wir

$$\text{relative Feuchtigkeit} = \frac{G_D}{G_{D,s}} = \frac{\varphi \cdot p_s}{p_s} = \varphi. \quad (61)$$

Dies zeigt, daß die Größe  $\varphi$ , also das Verhältnis Teildruck des Dampfes zu Sättigungsdruck, zugleich ein Maß der Feuchtigkeit ist.

2. Folgerung. Das spez. Gewicht  $\gamma_\varphi$  ergibt sich aus Gl. (60), indem wir in ihr  $V$  gleich „eins“ setzen. Es ist

$$\begin{aligned} \gamma_\varphi = G_{V=1} &= \frac{0,465 p - 0,176 \cdot \varphi \cdot p_s}{T}, \\ &= \frac{0,465 p}{T} - \frac{0,176 \cdot \varphi \cdot p_s}{T}, \\ \gamma_\varphi &= \gamma_{\text{trock.}} - 0,176 \cdot \varphi \cdot \frac{p_s}{T}, \end{aligned} \quad (62)$$

d. h. feuchte Luft ist immer leichter als trockene Luft.

### 3. Der Wassergehalt $x$ .

Bei den meisten einschlägigen Aufgaben ändert sich im Laufe des zu untersuchenden Vorganges das Gewicht des Luftdampfgemisches infolge von Wasseraufnahme oder Wasserausscheidung, und es ändert sich sowohl das Volumen des Gemisches als auch das Volumen des Anteiles „trockene Luft“ infolge von Temperaturänderungen. Die einzige Größe, welche meist konstant bleibt, ist das Gewicht des Anteiles trockener Luft. Man wählt deshalb das Gewicht  $G$  der trockenen Luft als die Bezugsgröße. Damit gelangt man zu einer zweiten Bezeichnungsart des Feuchtigkeitsgrades, nämlich zu der Angabe

$x$  kg Dampf auf 1 kg trockene Luft.

Im Gegensatz zur relativen Feuchtigkeit  $\varphi$  nennt man  $x$  den Wassergehalt.

Unter Benutzung von Gl. (58) und Gl. (59) erhält man

$$x = \frac{G_D}{G_L} = \frac{0,289}{0,465} \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{p - \varphi \cdot p_s} = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{p - \varphi \cdot p_s}. \quad (63)$$

Diese Gleichung gibt den Zusammenhang zwischen den beiden Arten  $x$  und  $\varphi$  der Feuchtigkeitsangabe. Für den Sättigungszustand ( $\varphi = 1,00$  und  $x = x_s$ ) folgt

$$x_s = 0,622 \cdot \frac{p_s}{p - p_s} \quad (64)$$

Weitere Gleichungen ergeben sich durch Umkehrung der Gl. (63). Es ist:

$$\text{relative Feuchtigkeit: } \varphi = \frac{p}{p_s} \cdot \frac{x}{0,622 + x}, \quad (65)$$

$$\text{Teildruck des Dampfes: } p_D = p \cdot \frac{x}{0,622 + x}, \quad (66)$$

$$\text{Teildruck der Luft: } p_L = p \cdot \frac{0,622}{0,622 + x}. \quad (67)$$

### 4. Wärmehalt feuchter Luft.

Als Wärmehalt „Null“ gilt hierbei der Wärmehalt bei 0° C.

Der Wärmehalt von 1 kg trockener Luft errechnet sich nach der Gleichung

$$i_L = 0,24 t$$

und der Wärmehalt von 1 kg Wasserdampf nach der Gleichung

$$i_D = 595 + 0,46 t.$$

In diesen Gleichungen ist

0,24 die spez. Wärme der trockenen Luft,  
0,46 die spez. Wärme des Wasserdampfes,  
595 die Verdampfungswärme des Wassers bei 0° C.

Der Wärmehalt eines Gemisches, bestehend aus 1 kg trockener Luft und  $x$  kg Wasserdampf ist

$$i_{1+x} = 0,24 t + 0,46 x \cdot t + 595 x. \quad (68)$$

## 5. Das $i-x$ -Diagramm nach Mollier.

### a) Die Grundlagen des Diagrammes.

Die Bauart der letzten Gleichung läßt erkennen, daß sich in einem Schaubild die drei Linien  $x = \text{konst.}$ ,  $t = \text{konst.}$ ,  $i = \text{konst.}$  durch Gerade darstellen lassen.

Abb. 240 zeigt dieses Schaubild<sup>1</sup>. Die senkrechten Geraden bedeuten gleichen Wassergehalt  $x$ , die nahezu waagerechten Geraden gleiche Temperatur  $t$  und die schrägen Geraden von links oben nach rechts unten gleichen Wärmehalt  $i_{1+x}$ . Die eingetragenen Kurven sind Linien gleicher relativer Feuchtigkeit  $\varphi$ , und zwar für einen Druck  $p = 760$  mm QS. Jeder Punkt des Schaubildes stellt einen bestimmten Zustand der Luft dar; so kann man z. B. ablesen, daß Luft von 10° C und 80 vH relativer Feuchtigkeit einen absoluten Feuchtigkeitsgehalt  $x$  von 6 g Wasserdampf je 1 kg Reinsluft und einen Wärmehalt  $i$  von etwa 6 kcal/1 kg Reinsluft aufweist.

Wird Luft von dieser Beschaffenheit in einer Erwärmungs- und Befeuchtungsanlage auf 30° C und 60 vH relative Feuchtigkeit gebracht, so steigt ihre absolute Feuchtigkeit auf 16 g und ihr Wärmehalt auf etwa 17 kcal. Man muß also in der Erwärmungs- und Befeuchtungsanlage je 1 kg trockene Luft, 10 g Wasser und 11 kcal Wärme zuführen.

**Beispiel 19.** Einem Versammlungsraum für 500 Personen sollen je Besucher stündlich 30 m<sup>3</sup> Luft von 28° C und 60 vH relative Feuchtigkeit zugeführt werden. Die Außenluft sei zu 8° C und 80 vH relativer Feuchtigkeit angenommen. Welche Wassermenge und welche Wärmemenge ist der Luft zuzuführen?

Das stündliche Luftvolumen ist  $500 \cdot 30 = 15000$  m<sup>3</sup>, und das stündliche Luftgewicht ist ( $\gamma$  zu 1,2 angenommen) gleich 18000 kg.

Aus dem Schaubild 240 lesen wir ab:

$$\begin{array}{l} \text{für die Fertiglufte:} \quad x_2 = 14,0 \text{ und } i_2 = 15,3 \\ \text{„ „ Außenluft:} \quad x_1 = 5,2 \text{ „ } i_1 = 5,0 \\ \text{Unterschied:} \quad x_2 - x_1 = 8,8; \quad i_2 - i_1 = 10,3 \end{array}$$

Es sind also zuzuführen:

$$18 \cdot 8,8 = 158 \text{ kg Wasser und } 18000 \cdot 10,3 = 196000 \text{ kcal/h.}$$

Das eben besprochene Beispiel stellt eine beliebige Zustandsänderung der Luft dar. Für unser Arbeitsgebiet sind zwei ausgezeichnete Zustandsänderungen besonders wichtig, nämlich diejenige bei Einwirkung trockener Heiz- oder Kühlflächen und diejenige bei Einwirkung eines Wasserregens oder stark nasser Oberflächen eines Trockengutes.

### b) Einwirkung von Heiz- und Kühlflächen.

In Abb. 241 soll Punkt 1 den Ausgangszustand der Luft darstellen. Wird Luft dieser Beschaffenheit an trockenen Heizflächen entlanggeführt, so bleibt der Wassergehalt  $x$  unverändert, die Temperatur steigt und der Zustandspunkt der Luft wandert

<sup>1</sup> Mollier, R.: Ein neues Diagramm für Dampfluftgemische. Z. V. d. I. Bd. 67, S. 869—872. 1923. — Grubenmann, M.:  $Jx$ -Tafeln feuchter Luft. Berlin: Julius Springer 1926.

im Schaubild senkrecht nach oben bis zur Stelle 2. Reine Erwärmung der Luft führt also immer zu Werten geringer relativer Feuchtigkeit. Der Vorgang läßt sich zahlenmäßig in Abb. 240 verfolgen. Wird Außenluft von 4° C und 80 vH relativer

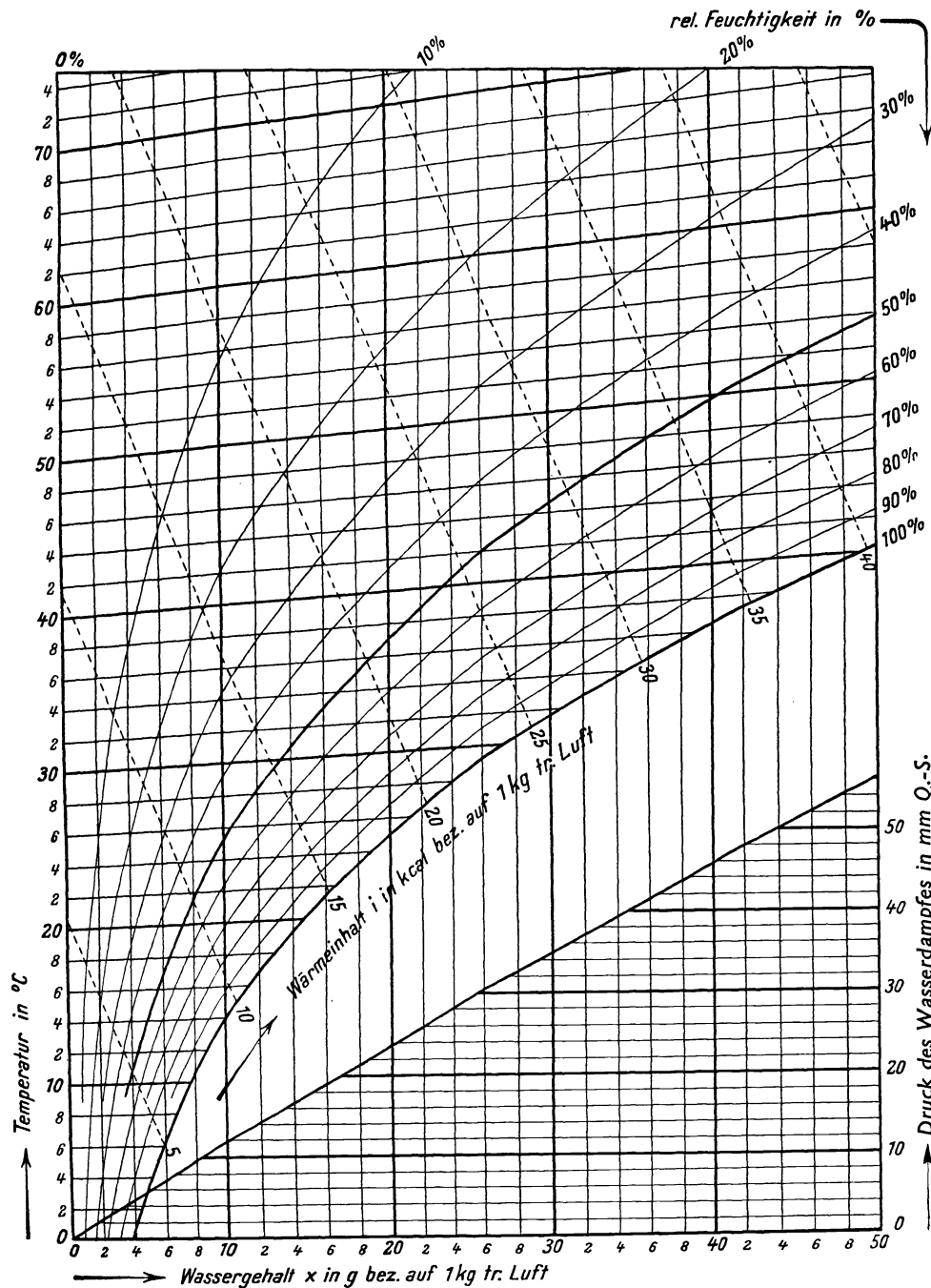


Abb. 240. *i*-*x*-Bild für feuchte Luft.

Feuchtigkeit, also Luft von einem Wassergehalt  $x_1 = 4,0$  auf 30° C erwärmt, so ergibt sich ein Endzustand mit den Werten  $x_2 = 4,0$ ;  $t_2 = 30^\circ \text{C}$  und  $\varphi_2 = 15 \text{ vH}$ .

In derselben Abbildung ist auch der Vorgang der Kühlung von Luft an trocknen Kühlflächen dargestellt. Wird Luft vom Zustand 3 gekühlt, so wandert der Zustands-



punkt zuerst senkrecht nach unten, bis er die Sättigungslinie erreicht<sup>1</sup>. Wird die Abkühlung fortgesetzt, so wandert der Zustandspunkt auf der Sättigungslinie nach links weiter, bis er die Endtemperatur  $t_4$  und damit den Wassergehalt  $x_4$  erreicht.

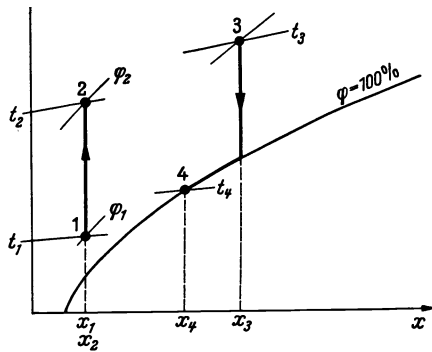


Abb. 241.  
Einwirkung von trockenen Heiz- und Kühlflächen.

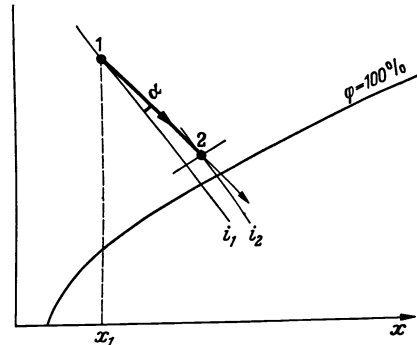


Abb. 242.  
Einwirkung eines Wasserregens.

### c) Einwirkung eines Wasserregens.

In Abb. 242 stellt wieder Punkt 1 den Anfangszustand der Luft dar. Nimmt die Luft aus dem Regen Wasser auf, so steigt der Feuchtigkeitsanteil je 1 kg Trockenluft, also der Wert  $x$ , und der Zustandspunkt muß im Schaubild nach rechts wandern. Die Richtung  $1 \rightarrow 2$  der Zustandsänderung ergibt sich aus folgender Überlegung. Mit der Aufnahme des Wassers nimmt die Luft auch dessen Wärmehalt auf, so daß auch der  $i$ -Wert steigen muß. Es muß also zwischen der Linie  $1 \rightarrow 2$  und der Linie  $i_1 = \text{konstant}$  ein Winkel entstehen, der von der Temperatur des aufgenommenen Wassers abhängig ist. Der Winkel ist jedoch selbst bei Wasser von  $100^\circ\text{C}$  so klein, daß wir ihn im Rahmen der Aufgaben, die hier zu besprechen sind, außer acht lassen und die Linie  $1 \rightarrow 2$  mit der Linie  $i = \text{konstant}$  zusammenfallen lassen können. Bei diesen Überlegungen ist vorausgesetzt, daß das Wasser hinreichend warm ist, um von der Luft aufgenommen werden zu können. Bedingung dafür ist, nach der Daltonschen Verdunstungsformel, daß der Dampfdruck über dem Wasser größer ist als der Dampfdruck in der Luft.

Die Zahlenwerte liefert wieder Abb. 240. Setzen wir Luft der Temperatur  $t_1 = 30^\circ\text{C}$  und der relativen Feuchtigkeit  $\varphi_1 = 15 \text{ vH}$ , also  $x_1 = 4$  einem so kräftigen Wasserschleier aus, daß sie sich auf  $90 \text{ vH}$  sättigen kann, so hat der Endzustand die Werte  $\varphi_2 = 90 \text{ vH}$ ,  $t_2 = 16^\circ\text{C}$  und  $x_2 = 10$ . Es sind also je Kilogramm Trockenluft  $6 \text{ g}$  Wasser aufgenommen worden.

### d) Die Verdunstung aus feuchten Oberflächen.

Ist ungesättigte Luft mit einer Wasserfläche oder einer stark feuchten Oberfläche in Berührung, so nimmt die Luft Wasser auf. Die Wasseraufnahme je Zeiteinheit ist proportional dem Unterschied zwischen der Sättigungsspannung bei der Temperatur der nassen Oberfläche und dem Teildruck des Dampfes in der feuchten Luft (Daltonsche Verdunstungsformel). Zur Bestimmung dieser Größen dient das Schaubild in der rechten unteren Ecke der Abb. 240, wobei darauf aufmerksam gemacht sei, daß die schräge Linie keine Gerade, sondern eine sehr flache Kurve ist; sie ist das Abbild der Gl. (63).

Um den Teildruck des Dampfes bei einer feuchten Luft von  $30^\circ\text{C}$  und  $15 \text{ vH}$  zu ermitteln, suchen wir im oberen Schaubild den Schnittpunkt der Linien  $t = 30^\circ\text{C}$  und  $\varphi = 15 \text{ vH}$ , gehen senkrecht nach unten und lesen im unteren Schaubild ab

<sup>1</sup> Über die in Wirklichkeit eintretenden Abweichungen von der Senkrechten vgl. Bradtke: Vortrag auf der Fachsitzung: Klimatechnik. VDI-Hauptversammlung Stuttgart Mai 1938. Z. V. d. I. 1938.

$p_D = 4,8$  mm QS (rechte Teilung). Steht nun diese Luft mit einer feuchten Oberfläche von  $24^\circ\text{C}$  in Berührung, so haben wir noch den Sättigungsdruck für  $24^\circ\text{C}$  zu ermitteln. In gleicher Weise wie oben erhalten wir  $p_s = 22$  mm QS.

Der Spannungsunterschied ist dann

$$p_s - p_D = 22 - 4,8 = 17,2 \text{ mm QS.}$$

Wie stark sich der Spannungsunterschied bei gleicher Luftbeschaffenheit ( $30^\circ\text{C}$ , 15 vH) mit steigender Temperatur der Wasseroberfläche ändert, zeigt nachstehende Übersicht.

	Temperatur der Wasseroberfläche					
	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C
Sättigungsdruck über dem Wasser	9,0	17,5	32,0	55,0	92,5	149,5
Teildruck des Dampfes . . . . .	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
Sättigungsdefizit . . . . .	4,2	12,7	27,2	50,2	87,7	144,7

### 6. Anwendung des $i - x$ -Diagrammes bei Klimaanlage.

Während für die Berechnung von Heizungsanlagen sich heute ein weitgehend vereinheitlichtes Verfahren herausgebildet hat, vielfach sogar vorgeschrieben ist, ist ein Gleiches für Klimaanlage heute weder möglich noch überhaupt wünschenswert. Es ist vielmehr jeder einzelne Fall unter Zurückgehen auf die physikalischen Vorgänge und Gesetzmäßigkeiten zu behandeln, so daß es auf deren Besprechung hier in erster Linie ankommt.

Wie bereits auf S. 117 erwähnt, sollen die Klimaanlage innerhalb des Raumes jede wünschenswerte Temperatur und Feuchtigkeit einstellen und durch selbsttätige Regelung aufrechterhalten. Die Aufgabe, die damit der Anlage zufällt und die hier an dem Beispiel der Versammlungsräume gezeigt werden soll, ist im Sommer und Winter grundsätzlich verschieden.

#### a) Sommerbetrieb.

An einem heißen Sommertag stellt sich unter der Wirkung der von außen eindringenden und der von den Menschen abgegebenen Wärme eine unerwünscht hohe Raumtemperatur ein, die nun ihrerseits wieder die Wasserdampfabgabe der Menschen steigert, so daß zu der lästig hohen Temperatur noch eine lästig hohe relative Feuchtigkeit der Raumluft hinzukommt. Beiden Einflüssen muß die Klimaanlage durch Zuführung kühler und zugleich trockener Luft entgegenarbeiten.

Der physikalische Zustand, mit dem die Zuluft zur Erreichung dieses Zweckes eingeführt werden muß, sei mit „ $x_z$  und  $i_z$ “ bezeichnet.  $L$  bedeutet die stündlich zuzuführende Luftmenge. Zur Berechnung von Zuluftmenge und Zuluftzustand dienen zwei Gleichungen, deren physikalischer Sinn die Wärmebilanz und die Wasserdampfbilanz des Raumes ist. Der Zustand der Abluft kann dabei gleich dem verlangten Zustand  $x_i$  und  $i_i$  der Innenluft gesetzt werden.

Die Wärmebilanz lautet:

$$Q_1 + Q_2 = L \cdot (i_i - i_z). \tag{69a}$$

Die beiden Ausdrücke auf der linken Seite der Gleichung stellen die Wärmeabgabe der Menschen und die von außen eindringende Wärme dar, die rechte Seite der Gleichung ist der Unterschied zwischen dem Wärmehalt der Abluft und der Zuluft.

Ähnlich lautet die Gleichung für die Wasserdampfbilanz

$$W = L \cdot (x_i - x_z), \tag{70}$$

in der  $W$  die Wasserdampfabgabe der Menschen bedeutet.

Für die Wärme und Wasserdampfabgabe sind in Abhängigkeit von der Innentemperatur folgende Werte in Rechnung zu setzen:

Innentemperatur		20°	21,5°	22°	25°	26°	27°
Wärmeabgabe durch Leitung, Konvektion und Strahlung . . . . .	kcal/h	80	75	70	65	60	55
Wärmeabgabe durch Wasserverdunstung . . . . .	kcal/h	20	25	30	35	40	45
Gesamtwärmeabgabe . . . . .	kcal/h	100	100	100	100	100	100
Wasserdampfabgabe . . . . .	g/h	35	45	50	60	70	80

Zur Ermittlung der von außen eindringenden Wärme ist eine besonders sorgfältige Rechnung durchzuführen, deren erster Teil am besten in Anlehnung an die bei Heizungen übliche Wärmebedarfsrechnung (DIN 4701) erfolgt, während der zweite Teil in einem gesonderten Verfahren die Wirkung der Sonnenstrahlung zu erfassen hat.

Der erste Teil der Rechnung beginnt mit der Ermittlung des zuschlagfreien Wärmegewinnes, wobei man sich streng an die Regeln DIN 4701 halten kann. Die höchste Außentemperatur, für welche die Anlage berechnet werden soll, ist von seiten des Auftraggebers für alle bewerbenden Firmen einheitlich vorzuschreiben. In den meisten Gegenden des Reiches dürfte sie etwa mit 32° C festzusetzen sein. Für die einzuhaltenden Innentemperaturen geben die VDI-Lüftungsregeln in Abhängigkeit von der Außentemperatur die vorgeschriebenen Werte.

Die Einflüsse, die bei der Bedarfsberechnung für Heizungen einfach durch Zuschläge berücksichtigt werden, sind bei der Aufgabe der Kühlhaltung von Räumen so weitgehend von den besonderen Verhältnissen des Gebäudes, Fensteranteil, Himmelsrichtung usw. abhängig, daß sie sich nicht einfach durch prozentuale Zuschläge erfassen lassen<sup>1</sup>.

Für den zweiten Teil der Rechnung, d. i. die Ermittlung des Einflusses der Sonnenstrahlung, ist von der Solarkonstanten auszugehen. Man versteht darunter diejenige Wärme, welche in der Stunde auf eine Fläche von der Größe 1 m<sup>2</sup> auftrifft, wenn diese senkrecht zur Richtung der Sonnenstrahlen steht. Im Mittel kann der Wert der Solarkonstante zu 1200 kg/m<sup>2</sup> · h angenommen werden. Dieser Wert gilt für die obere Grenze der Atmosphäre. Infolge der Absorption in der Atmosphäre tritt eine erhebliche Schwächung der Sonnenstrahlung ein. Man kann annehmen, daß selbst an klaren Tagen nur etwa 60 bis 70 vH dieser Wärme in Bodennähe gelangt.

Da Glasflächen nahezu alle auftreffenden Sonnenstrahlen in den Raum eindringen lassen, kann die Einstrahlung durch die Fenster ein Vielfaches der aus DIN 4701 berechneten Wärme betragen. Sehr große Wärmemengen treffen auf das Dach. Falls von hier aus eine Einwirkung auf den zu klimatisierenden Raum zu erwarten ist, so ist dieser Einfluß nach Möglichkeit rechnerisch zu erfassen.

Sind die Werte  $Q_1$ ,  $Q_2$  und  $W$  auf den linken Seiten der beiden Bilanzgleichungen ermittelt, so ist als nächster Schritt die stündliche Luftzufuhr festzusetzen. Man wird schon aus Gründen der Wirtschaftlichkeit mit kleinen Luftmengen auszukommen trachten. Jedoch sind hier durch die VDI-Lüftungsregeln bei Versammlungsräumen nach unten hin Grenzen gezogen. Da dort Mindestwerte für die Lüfrate je Kopf vorgeschrieben sind, ist bei bekannter Besetzung des Saales damit auch für die stündliche Gesamtluftzufuhr ein Mindestwert festgesetzt.

#### b) Winterbetrieb.

Für den Betrieb der Anlage im Winter ist zu beachten, daß bei stark besetzten Räumen die Wärmeabgabe der Menschen meist nicht nur ausreicht, den Wärmebedarf nach außen zu decken, sondern sogar noch zu einer lästigen Überwärmung des Saales führen kann, wodurch wieder erhöhte Feuchtigkeitsabgabe der Menschen bedingt ist. In diesem Falle kommt dann der Klimaanlage wie im Sommer die Aufgabe zu, Wärme und Feuchtigkeit abzuführen.

<sup>1</sup> Vgl. Bradtke-Brandt: Klimatechnik. Im Erscheinen. VDI-Verlag.

Bei mäßig besetzten Räumen besteht die Gefahr zu geringer Luftfeuchtigkeit. Außerdem ist noch Wärme zuzuführen. Um die selbsttätige Einhaltung der Raumtemperatur durch die Regelgeräte zu erleichtern, empfiehlt es sich, die Klimaanlage als reine Luftheizung auszuführen oder doch nur so viel Heizkörper im Raum vorzusehen, daß noch ein Rest für die Zuführung von Wärme mittels Warmluft verbleibt.

Als Berechnungsanlagen gelten wieder die beiden Bilanzen, die in diesem Falle lauten:

$$Q_1 + Q_2 - Q_3 = L \cdot (i_i - i_z), \quad (69b)$$

$$W = L(x_i - x_z). \quad (70)$$

Darin bedeuten:  $Q_1$  die Wärmeabgabe der Menschen,  
 $Q_2$  die Wärmeleistung evtl. vorhandener Heizkörper,  
 $Q_3$  die Wärmeverluste des Raumes,  
 $W$  die Wasserdampfabgabe der Menschen.

### c) Die Aufbereitung der Luft.

In den Bilanzgleichungen verbleiben als einzige Unbekannte die Werte  $i_z$  und  $x_z$ , die den Zustand kennzeichnen, mit dem die Luft in den Raum eingeführt werden muß. Die Herstellung dieses Zustandes ist Aufgabe der Luftheizkörper und der Berieselungseinrichtungen.

Zur Besprechung der bei der Luftaufbereitung sich abspielenden physikalischen Vorgänge eignet sich wieder am besten das Molliersche  $i-x$ -Schaubild.

In Abb. 243 ist der Grundgedanke der Luftaufbereitung für den Sommerbetrieb gezeigt. Dabei versinnbildlicht Punkt  $a$  den Zustand der Außenluft, Punkt  $i$  den verlangten Luftzustand im Innern des Raumes und  $z$  den errechneten Zustand der Zuluft. An heißen Sommertagen wäre es unwirtschaftlich, die Klimaanlage als reine Frischluftanlage zu betreiben. Klimaanlagen werden deshalb fast stets als Umluftanlagen gebaut. Im Schaubild soll „ $m$ “ den Zustand der Mischluft bedeuten, die aus  $\frac{2}{3}$  Außenluft und  $\frac{1}{3}$  Umluft besteht. Der Punkt  $m$  liegt auf der Verbindungslinie der Punkte  $i$  und  $a$ , und zwar sind die Abstände im umgekehrten Verhältnis der beiden Mengen unterteilt.

Die Mischluft vom Zustand  $x_m, i_m$  tritt nun in die Berieselungsanlage ein. Da wegen der sehr niederen Wassertemperatur der Sättigungsdruck über dem Wasser kleiner ist als der Dampfdruck in der Luft, kann nur eine Abkühlung der Luft erfolgen, aber keine Wasserdampfaufnahme. An einzelnen Stellen kann sogar sofort eine Wasserausscheidung einsetzen. Der Zustandspunkt im Diagramm strebt der Sättigungslinie zu und wandert auf dieser so lange nach links, bis der verlangte Wassergehalt  $x_z$  erreicht ist. Um auf die Temperatur  $t_z$  zu kommen, muß die Luft noch an den Nachwärmeheizkörpern erwärmt werden.

Völlig anders ist der Gang der Luftaufbereitung für Winterbetrieb. In Abb. 244 stellt wieder  $a$  den Zustand der Außenluft,  $i$  der Innenluft und  $z$  der Zuluft dar. Es sei Frischluftbetrieb angenommen. Im Schaubild muß dann die Verbindung von Punkt  $a$  nach dem Punkt  $z$  hergestellt werden. Der nächstliegende Gedanke, den Weg über Punkt  $1$  zu wählen, würde bedeuten, daß die Luft am Heizkörper bis auf die Temperatur  $t_1$  — die höher als  $t_z$  ist — erwärmt wird und dann gerade nur so stark befeuchtet wird, daß der Punkt  $z$  erreicht ist. Da jedoch diese Begrenzung einige Schwierigkeiten bei der Durchführung bereitet, wählt man meist den Weg über die Punkte  $2$  und  $3$ . Es heißt dies, man erwärmt die Luft zuerst in einem Vorwärmeheizkörper nur so weit, daß sie bei der darauffolgenden Sättigung im Wasserregen gerade den verlangten Wassergehalt  $x_z$  erreicht und bringt sie erst dann durch einen Nachwärmeheizkörper auf die verlangte Zulufttemperatur  $t_z$ . Damit ergibt sich die Notwendigkeit, die einzubauende Heizfläche auf einen Vorwärme- und einen Nachwärmeheizkörper zu verteilen. Das Wasser muß hinreichend warm sein, um von der Luft aufgenommen werden zu können. Eine besondere Vorwärmung des

Wassers läßt sich vermeiden, wenn man es im Umlaufbetrieb mehrfach durch die Anlage schickt, so daß es sich auf Lufttemperatur erwärmt.

Zwischen diesen beiden Grenzfällen, dem reinen Sommerbetrieb und dem reinen Winterbetrieb, müssen alle Zwischenstufen einregelbar sein. Außerdem muß die

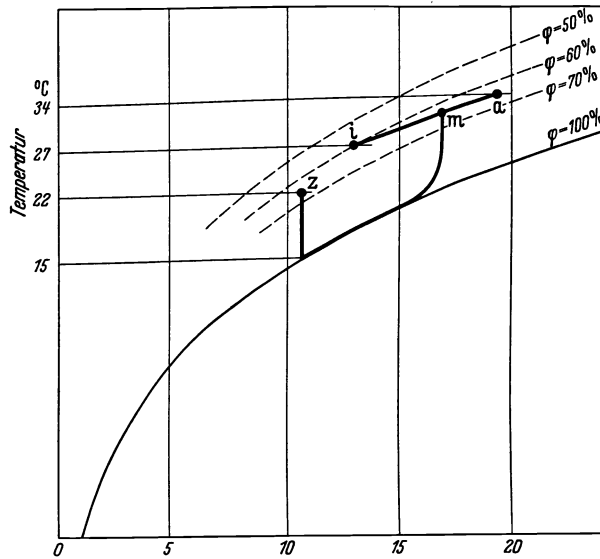


Abb. 243. Luftaufbereitung (Sommerbetrieb).

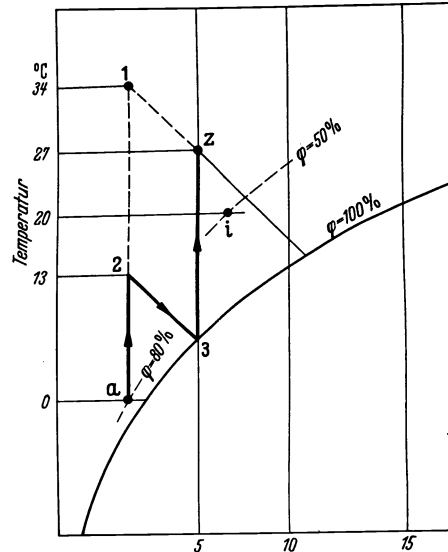


Abb. 244. Luftaufbereitung (Winterbetrieb).

Anlage den ständig schwankenden Anforderungen bei Witterungsumschlag und bei Änderungen in der Saalbesetzung folgen können. Es hat sich als unmöglich erwiesen, die gesamten hierfür nötigen Steuerorgane von Hand zu bedienen, so daß die Klimaanlagen stets mit vollständiger, selbsttätiger Regeleinrichtung ausgestattet sind.

### Dritter Teil.

# Meteorologische, klimatische und hygienische Grundlagen der Heiz- und Lüftungstechnik.

Von Dr. F. Bradtke.

## I. Meteorologisch-klimatische Grundlagen.

### A. Einleitung.

#### 1. Allgemeines.

Bei fast allen dem Heiz- und Lüftungsfach gestellten Aufgaben, sei es bei der Berechnung von Anlagen oder bei ihrer Überwachung, spielen die örtlichen Wetter- und Klimaverhältnisse eine ausschlaggebende Rolle. Nur bei gewissenhafter Beachtung dieser Verhältnisse ist es möglich, die Anlagen so herzustellen und in Betrieb zu halten, daß sie die zu stellenden gesundheitlichen und wirtschaftlichen Anforderungen erfüllen können. Aus diesem Grunde ist es notwendig, in einem Lehrbuch der Heiz- und Lüftungstechnik die für das Fach wichtigsten Grundlagen aus der Wetter- und Klimakunde kurz zu behandeln.

Wir müssen zunächst die beiden Begriffe Wetter und Klima voneinander abgrenzen.

## 2. Wetter und Klima.

Wir verstehen unter Wetter oder Witterung den Zustand der äußeren Atmosphäre zu einer bestimmten Zeit, wie er durch das Zusammenwirken der am Orte gerade herrschenden meteorologischen Elemente, d. h. von Luftdruck, Temperatur, Feuchtigkeit, Wind, Sonnenstrahlung, Bewölkung und Niederschlägen gegeben ist. Wir sprechen also vom Wetter eines bestimmten Tages oder vom Wetter oder der Witterung der letzten Woche oder des vergangenen Monats.

Mit Klima dagegen bezeichnen wir das durchschnittliche Verhalten der Witterung, das sich für einen Ort oder ein Gebiet und für bestimmte Zeitabschnitte des Jahres aus jahrzehntelangen Beobachtungen ergibt. So wissen wir aus der Klimaforschung, daß in Deutschland der Januar der durchschnittlich kälteste und der Juli der durchschnittlich wärmste Monat des Jahres ist. In diesem Sinne kann von einem Januar- oder Juliklima gesprochen werden.

Die in der Wetterkunde als meteorologische Elemente bezeichneten Beobachtungsgrößen, wie Luftdruck, Temperatur, Feuchtigkeit usw., werden in der Klimakunde Klimaelemente genannt. Diese werden in hohem Grade beeinflußt von den sog. Klimafaktoren, wie der geographischen Breite, Küstenlage oder Binnenlage, Höhe über dem Meeresspiegel usw.

### 3. Die für Heizung und Lüftung wichtigen Wetter- und Klimaelemente.

Aus dieser Unterscheidung zwischen Wetter und Klima folgt, daß für den Betrieb von Heizungs- und Lüftungsanlagen, dem die Anpassung an die jeweiligen Witterungszustände obliegt, die meteorologischen Elemente maßgebend sind. Dagegen müssen für die Berechnung und den Entwurf der Anlagen, wenn diese dem durchschnittlichen, also klimagemäßen Verhalten der Außenluft gerecht werden sollen, die klimatischen Elemente zugrunde gelegt werden.

Bei dieser Berücksichtigung der Außenluftzustände ist eine wesentliche Vereinfachung dadurch gegeben, daß von der Gesamtheit der Wetter- oder Klimaelemente bei den Aufgaben der Heizungstechnik nur die Lufttemperatur und der Wind, bei denjenigen der Lüftungstechnik nur die Lufttemperatur und Luftfeuchtigkeit in Rechnung zu stellen sind.

Wir beschränken uns daher auf die Besprechung dieser Elemente und berücksichtigen dabei nur ihr Verhalten innerhalb Deutschlands.

## B. Die Temperatur der Außenluft.

### 1. Lufttemperatur und Sonnenstrahlung.

Die Temperatur der Außenluft ist im wesentlichen eine Folgeerscheinung der durch die Sonnenstrahlung bewirkten Erwärmung der Erdoberfläche, die ihrerseits durch Leitung und Konvektion die darüberliegenden Luftschichten aufwärmt. Infolgedessen verändert sich die Lufttemperatur in demselben Sinne, wie die von der Sonne zur Erde gehende Strahlung selbst Veränderungen erleidet, sei es durch die im Laufe des Tages oder des Jahres wechselnde Höhe des Sonnenstandes, sei es durch die größere oder geringere Absorption der Sonnenstrahlung beim Durchgang durch die Atmosphäre. Die Größe dieser absorbierten Strahlung ist abhängig vom Grade der Bewölkung, aber auch vom Gehalt der Luft an Staub und unsichtbarem Wasserdampf. Deshalb steigt bei Tage die Lufttemperatur bei klarem Himmel und trockener Luft höher und rascher an als bei bedecktem Himmel. Gleiches gilt aber auch für die Wärmeausstrahlung von der Erde nach dem Weltenraum; sie wird durch eine Wolkendecke aufgehalten und teilweise wieder zur Erde zurück-

gestrahlt, so daß die bei Nacht eintretende Temperaturerniedrigung weniger groß ist als bei klarem Wetter.

Der im Tages- und Jahresablauf periodisch sich ändernden Höhe des Sonnenstandes entspricht eine deutliche Periode im täglichen wie auch im jährlichen Verlauf der Lufttemperatur, worauf weiterhin noch näher eingegangen wird.

## 2. Ermittlung der Lufttemperatur.

Eine genaue Messung der Lufttemperatur ist nur möglich, wenn alle Fehlerquellen ausgeschaltet werden, die sich bei der Thermometeranzeige infolge von zugestrahelter oder abgestrahlter Wärme ergeben können. Das Ablesethermometer ist daher unbedingt vor Sonnenstrahlung wie auch vor Strahlungswirkungen aus der nächsten Umgebung (Hauswänden, Fensterscheiben, Erdboden) zu schützen. Zur einwandfreien Messung der Lufttemperatur wird gewöhnlich das trockene Thermometer des für Feuchtigkeitsmessungen bestimmten Assmannschen Psychrometers benutzt, bei dem die Luft zwangsläufig an den mit Strahlungsschutz versehenen beiden Thermometern vorbeigeführt wird.

Als zeitliche Werte der Außenlufttemperatur sind für die Wetter- und Klimakunde die folgenden von Wichtigkeit:

- a) die mittlere Tagestemperatur,
- b) die höchste und tiefste Tagestemperatur,
- c) die mittlere Monatstemperatur,
- d) die mittlere Jahrestemperatur,
- e) die höchste und tiefste Jahrestemperatur.

Erläuterungen. Zu a) Die mittlere Tagestemperatur ergäbe sich am genauesten aus stündlichen Ablesungen der Lufttemperatur oder den Aufzeichnungen eines Temperaturschreibers. Beide Methoden sind aber für die Mehrzahl der meteorologischen Stationen zu umständlich und kostspielig. Man bestimmt gewöhnlich die mittlere Tagestemperatur aus drei, um 7 Uhr, 14 Uhr, 21 Uhr angestellten Beobachtungen nach folgender Erfahrungsformel:

$$t_m = \frac{t_7 + t_{14} + 2t_{21}}{4}.$$

Die so erhaltenen Tagesmittelwerte weichen von den genauen Werten meistens nur um Bruchteile eines Grades ab und ergeben bei Mittelbildung über einen Monat nur Fehler von 0,1 bis 0,2° C.

Zu b) Die höchste und tiefste Tagestemperatur werden mit einem Maximum-Minimumthermometer bestimmt. Die Differenz zwischen diesen Extremwerten heißt Tagesschwankung der Temperatur.

Zu c) u. d) Die mittlere Monatstemperatur wird als Mittelwert der mittleren Tagestemperaturen des betreffenden Monats, und die mittlere Jahrestemperatur als Mittelwert der mittleren Monatstemperaturen des betreffenden Jahres erhalten.

Zu e) Die höchste und tiefste Jahrestemperatur sind aus den Aufzeichnungen über die Extremwerte der Tagestemperatur zu entnehmen. Die Differenz zwischen höchster und tiefster Jahrestemperatur wird Jahresschwankung der Temperatur genannt.

Außer den vorstehend genannten Zeitwerten der Lufttemperatur werden für Klimatabellen häufig noch fünftägige Mittel der Lufttemperatur gebildet.

Für klimatische Untersuchungen und für Zwecke des Klimavergleiches verschiedener Orte sind die zeitlichen Mittelwerte der Temperatur für längere Zeiträume erforderlich. Z. B. liegt den im Klimatlas von Deutschland veröffentlichten Mittelwerten eine Zeit von 30 Jahren (1881 bis 1910) zugrunde.

## 3. Der tägliche Gang der Lufttemperatur.

Stellt man für einen Beobachtungstag, der keine stärkeren Temperaturstörungen infolge von Witterungsänderungen aufweist, die stündlich gemessenen Temperaturwerte abhängig von den Tagesstunden graphisch dar, so erhält man eine wellenförmige Kurve für den Tagesgang der Temperatur. Diese Kurve hat eine einmalige tägliche Periode entsprechend der periodisch mit dem Sonnenstande sich ändernden Temperatur der Erdoberfläche. Das Minimum der Lufttemperatur wird etwa um Sonnenaufgang, im Jahresablauf also zu verschiedenen Zeiten, erreicht. Das Maximum

dagegen tritt ziemlich regelmäßig 2 bis 4 Stunden nach Mittag ein. Der Zeitunterschied zwischen beiden beträgt im Januar etwa 6 Stunden und im Juli etwa 10 Stunden.

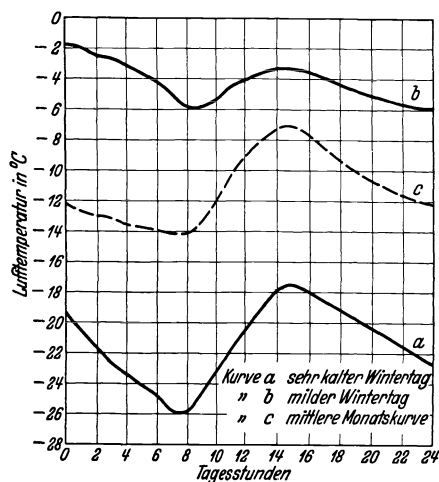


Abb. 245. Täglicher Gang der Lufttemperatur in Potsdam im Februar 1929.

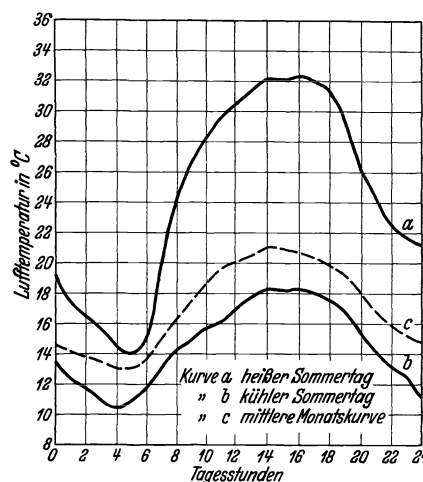


Abb. 246. Täglicher Gang der Lufttemperatur in Potsdam im Juli 1930.

Der beschriebene tägliche Temperaturverlauf wird durch die Kurven der Abb. 245 und Abb. 246 veranschaulicht, die nach stündlichen Beobachtungen der Lufttemperatur in Potsdam<sup>1</sup> aufgezeichnet sind.

Abb. 245 enthält Tageskurven aus dem äußerst kalten Monat Februar 1929, Abb. 246 solche aus einem Sommermonat, dem Juli 1930. Darin entspricht:

- Abb. 245 { Kurve a (10. Febr.) einem sehr kalten Wintertag mit klarem Himmel,
- " b (24. Febr.) einem milden Wintertag mit bedecktem Himmel,
- " c (Monatsmittel) dem mittleren Tagesgang im Februar 1929.
- Abb. 246 { Kurve a (3. Juli) einem sehr heißen Sommertag mit geringer Bewölkung,
- " b (10. Juli) einem kühlen Sommertag mit starker Bewölkung,
- " c (Monatsmittel) dem mittleren Tagesgang im Juli 1930.

Die Abbildungen zeigen deutlich den Unterschied des Temperaturganges bei klarem und trübem Wetter. Starke Bewölkung wirkt als Schutz gegen die Ein- und Ausstrahlung von Wärme, und die Temperaturkurven verlaufen dabei viel flacher als an klaren Tagen. Dem entsprechen auch die Temperaturunterschiede zwischen dem Morgenminimum und Nachmittagsmaximum in nebenstehender Übersicht:

Tag . . . . .	24. Febr.	10. Febr.	10. Juli	3. Juli
Wetter . . . . .	trübe	klar	trübe	klar
Maximum . . . . .	-3,3°	-17,5°	18,3°	32,4°
Minimum . . . . .	-5,8°	-25,9°	10,4°	14,1°
Unterschied	2,5°	8,4°	7,9°	18,3°

Der normale tägliche Temperaturverlauf kann durch rasch verlaufende Witterungsänderungen verwischt oder abgeändert werden. Daß solche Störungen aber nicht zu oft vorkommen, zeigen die in den Abb. 245 und 246 enthaltenen Monatsmittelkurven, die vollkommen dem normalen Kurvencharakter entsprechen.

#### 4. Folgerungen aus dem täglichen Gang der Lufttemperatur für den Heizbetrieb.

Für den täglichen Heizbetrieb ist der beschriebene Tagesgang der Temperatur nicht ohne Bedeutung. Um dies zu beweisen, besprechen wir den häufigsten Fall des ununterbrochenen Betriebes mit nächtlicher Betriebseinschränkung. Die Anlage

<sup>1</sup> Ergebnisse der meteorologischen Beobachtungen in Potsdam. Jahreshfte, herausgeg. von R. Süring. Berlin: Julius Springer.



soll von 5 bis 8 Uhr aufgeheizt und dann bis 22 Uhr normal betrieben werden, so daß eine Raumtemperatur von 19° C gehalten wird.

Die Anheizzeit fällt nun, wie die Temperaturkurven der Abb. 245 zeigten, gerade in den Bereich des täglichen Temperaturminimums, das meist um mehrere Grade tiefer liegt als die mittlere Außentemperatur während des Beharrungszustandes, und zwar um so mehr, je klarer das Wetter ist und je weiter wir von der eigentlichen Wintermitte entfernt sind. Beim Anheizen ist demnach nicht nur das während der Nacht ausgekühlte Gebäude wieder hochzuheizen, sondern es fällt in diese Zeit auch noch der erhöhte Wärmebedarf infolge des Minimums der Außentemperatur.

Die Frage, um wieviel der stündliche Wärmeverlust während der Anheizzeit größer ist als während des Beharrungszustandes, soll mit nachstehender Zusammenstellung beantwortet werden. Darin sind für die Monate der Heizzeit auf Grund

Monat	Mittlere Tages-temperatur	Mittlere Außen-temperatur		Mittlere Innen-temperatur		Mittlerer Temperatur-Unterschied	
		5 bis 8 Uhr	8 bis 22 Uhr	5 bis 8 Uhr	8 bis 22 Uhr	5 bis 8 Uhr	8 bis 22 Uhr
Sept.	13,3	8,1	16,8	17,5	19,0	9,4	2,2
Okt.	8,4	4,1	11,0	17,5	19,0	13,4	8,0
Nov.	3,3	0,0	5,0	17,0	19,0	17,0	14,0
Dez.	0,2	-2,6	1,4	17,0	19,0	19,6	17,6
Jan.	-1,1	-3,7	0,0	17,0	19,0	20,7	19,0
Febr.	0,1	-2,7	1,3	17,0	19,0	19,7	17,7
März	2,9	-0,4	4,6	17,5	19,0	17,9	14,4
April	7,3	3,2	9,6	17,5	19,0	14,3	9,4
Mai	12,7	7,6	16,0	17,5	19,0	9,9	3,0

der Stundenwerte der Temperatur in Potsdam<sup>1</sup> die Mitteltemperaturen für die Zeit von 5 bis 8 Uhr und von 8 bis 22 Uhr wie auch die zugehörigen Unterschiede zwischen Innen- und Außentemperatur enthalten. Die Werte sind für klare Tage ermittelt worden, an denen der tägliche Temperaturgang am deutlichsten zum Ausdruck kommt.

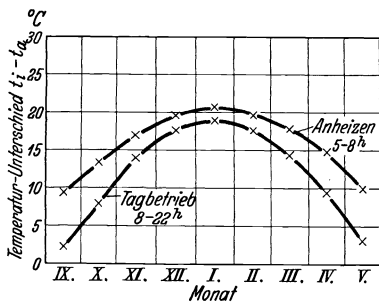


Abb. 247. Kurven für den Temperaturunterschied ( $t_i - t_a$ ) beim Anheizen und Tagbetrieb.

Die Werte der Temperaturunterschiede sind außerdem in Abb. 247 graphisch dargestellt.

Aus der Zahlentafel und aus Abb. 247 ist zu ersehen, daß während der Monate Dezember, Januar und Februar die Temperaturunterschiede und damit auch die stündlichen Wärmeverluste für Anheiz- und Tagbetrieb nur wenig voneinander abweichen, daß sie aber in den Übergangsmo- naten erhebliche Unterschiede aufweisen.

Diese Tatsache bietet die Erklärung dafür, weshalb erfahrungsgemäß der Heizbetrieb in den kälteren Monaten der Heizperiode wesentlich einfacher durchzuführen ist als in den wärmeren Monaten; denn bei tieferen Temperaturen braucht die Kesselleistung beim Übergang vom Anheiz- zum Tagbetrieb verhältnismäßig weniger geändert zu werden als bei höheren Temperaturen. Dies zeigt sehr anschaulich das folgende Kurvenbild Abb. 248 für die Belastung einer Heizungsanlage bei verschiedenen Außentemperaturen<sup>2</sup>.

<sup>1</sup> Benutzt wurden verschiedene Jahrgänge von „Meteorologische Beobachtungen in Potsdam“. Berlin: Julius Springer.

<sup>2</sup> Entnommen dem Buch von Rybka: Amerikanische Heizungs- und Lüftungspraxis. Berlin: Julius Springer 1932.

In den Übergangsmonaten wird nun die Abdrosselung der Kesselleistung meist nicht in dem erforderlichen Maße durchgeführt, teils weil der Heizer Bedienungsfehler macht, teils aber auch wegen nicht genügender Anpassungsfähigkeit der Kesselanlage. Häufiges Überheizen der Räume und ein unwirtschaftlicher Heizbetrieb sind die Folge davon. In der Arbeit von Eberle und Raiss: Die Heizung von Schulgebäuden<sup>1</sup>, ist auf das Überheizen der Räume in der Übergangszeit und die damit verknüpfte Brennstoffverschwendung mehrfach hingewiesen worden.

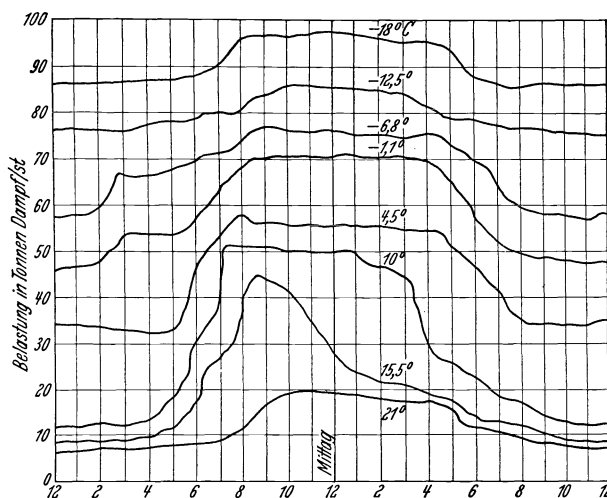


Abb. 248. Belastung einer Heizungsanlage bei verschiedenen Außentemperaturen.

### 5. Der jährliche Gang der Lufttemperatur und seine Abhängigkeit von den Klimafaktoren.

Aus den mittleren Tagestemperaturen der einzelnen Monate erhält man durch Mittelbildung die mittleren Monatstemperaturen. Letztere, in Abhängigkeit von der Zeit aufgetragen, ergeben den jährlichen Gang der Lufttemperatur.

Die Jahreskurve hat wegen der zu- und abnehmenden Wirkung der Sonnenstrahlung ebenso einen gesetzmäßigen Verlauf wie die Tageskurve; sie besitzt eine ausgesprochene jährliche Periode und hat in unserem Gebiet ihr Minimum meist im Januar, ihr Maximum meist im Juli. Dies ist aus der Abb. 249 ersichtlich, in der die Jahreskurven für Berlin und Kiel (Binnenlage und Küstenlage), bezogen auf die Jahre 1881 bis 1910 nach dem Klimaatlas von Deutschland, dargestellt sind. Durchschnittlich ist also der Januar der kälteste und der Juli der wärmste Monat des Jahres, wenn auch bei Einzeljahren Abweichungen von diesem Klimagesetz vorkommen, wie z. B. in dem kalten Winter 1928/29, in dem die mittlere Temperatur im Februar erheblich tiefer als im Januar lag.

Hinsichtlich des Einflusses der Klimafaktoren auf die Jahreskurve der Lufttemperatur ist folgendes von Wichtigkeit. Bei Orten mit Küstenlage verläuft die Jahreskurve flacher als bei Binnenorten (vgl. Abb. 249), weil sich das Meer langsamer erwärmt und wieder abkühlt als das Festland. Die mittlere Jahresschwankung der Temperatur, d. h. der Unterschied zwischen mittlerer Juli- und Januartemperatur, beträgt daher in Kiel nur  $16,7^\circ$  gegenüber  $18,7^\circ$  C in Berlin. Legt man für Beginn und Ende der Heizperiode eine Außentemperatur von  $12^\circ$  C zugrunde, die man die Grenztemperatur nennt, so ergibt sich nach Abb. 249, daß der Heizwinter für

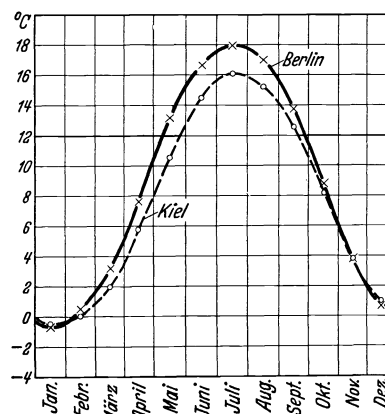


Abb. 249. Jährlicher Gang der Lufttemperatur in Berlin und Kiel.

<sup>1</sup> Eberle u. Raiss: Die Heizung von Schulgebäuden. Heft 29 der Beihefte zum Gesundheits-Ing. München: R. Oldenbourg 1931.

Küstenorte länger als für Binnenorte dauert. Er umfaßt in Berlin 224 und in Kiel 242 Heizztage.

Als Klimafaktor für Orte in Deutschland ist ferner die mehr östliche oder mehr westliche Lage der Orte von Bedeutung; denn Ostdeutschland steht bereits unter dem Einfluß des osteuropäischen Kontinentalklimas, während Westdeutschland klimatisch schon vom Atlantischen Ozean her beeinflusst wird. Dieser Klimaunterschied macht sich besonders im Winter bemerkbar. Als Beispiel dafür sind in Abb. 250 die Jahreskurven der Lufttemperatur von Königsberg und Köln dargestellt. Königsberg hat nicht nur die größere Winterkälte, sondern auch eine um etwa einen Monat längere Heizperiode als Köln, bezogen auf eine Grenztemperatur von 12°C. Die Jahresschwankung der Lufttemperatur beträgt in Königsberg 20,2°, in Köln nur 16,3°C.

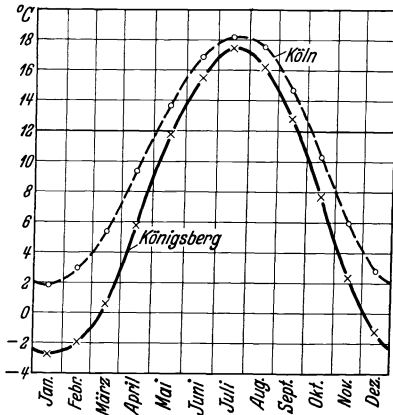


Abb. 250. Jährlicher Gang der Lufttemperatur in Königsberg und Köln.

Als weiterer Klimafaktor kommt noch die Höhenlage eines Ortes in Frage. Die Abnahme der Lufttemperatur mit der Höhe beträgt je 100 m Erhebung etwa 0,5°C. Sie bedingt bei hochgelegenen Orten eine tiefere Lage der Jahreskurve und damit eine längere Heizzeit als bei Orten des gleichen Klimagebietes im Flachland.

### 6. Die Heizgradtage als heiztechnische Folgerung aus dem Jahresgang der Lufttemperatur.

Wie wir im vorhergehenden Abschnitt gesehen haben, kennzeichnen die auf einen längeren Zeitraum bezogenen Jahreskurven der Lufttemperatur den Klimacharakter der zugehörigen Orte. Sie kennzeichnen damit zugleich die Anforderungen, die das Klima an die Beheizung der Gebäude in den betreffenden Orten stellt; denn aus den Jahreskurven kann sowohl der Unterschied zwischen der Innentemperatur und mittleren Außentemperatur als auch die Zahl der erforderlichen Heizztage abgeleitet werden. Von diesen beiden Größen ist der Wärme- und damit auch der Brennstoffverbrauch eines Gebäudes während der Heizzeit abhängig.

Bezeichnet:

$Q$  [kcal] den Gesamtwärmeverbrauch während der Heizzeit,

$q$   $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{Tag} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$  den Wärmeverlust des Gebäudes je Tag und je Grad Temperaturunterschied zwischen Innen- und Außenluft,

$t_i - t_{am}$  [°C] den Unterschied zwischen Innen- und mittlerer Außentemperatur,

$Z$  [Tag] die Zahl der Heizztage,

so ist der Wärmeverbrauch für  $Z$  Heizztage:

$$Q = q \cdot (t_i - t_{am}) \cdot Z. \tag{71}$$

In dieser Gleichung ist der Beiwert  $q$  eine von der Größe und Bauart des Gebäudes abhängige Konstante. Die nach den Gesetzen des Wärmeüberganges lineare Beziehung zwischen dem Wärmeverbrauch  $Q$  und dem Temperaturunterschied  $t_i - t_{am}$  trifft auch für den praktischen Heizbetrieb zu, wenn zur Ermittlung dieser Größen genügend lange Heizabschnitte zugrunde gelegt werden. Schon bei der Dauer eines Monats sind die Einflüsse ungewöhnlicher Witterungszustände auf den durch die mittlere Außentemperatur bedingten Wärmeverbrauch kaum noch bemerkbar. Nur in den Frühlingsmonaten tritt die Wirkung der erhöhten Sonnenstrahlung stärker hervor.

Für das in Gleichung (71) enthaltene Produkt Temperaturunterschied  $(t_i - t_{am})$   $\times$  Zahl der Heiztage  $Z$  hat sich die zuerst in Amerika gebrauchte Bezeichnung „Gradtage“ eingeführt. Wird für diese  $G$  geschrieben, so ist:

$$G = (t_i - t_{am}) Z. \tag{72}$$

Für gleiche, auf dieselbe Innentemperatur beheizte Gebäude an zwei verschiedenen Orten gilt dann nach den Gleichungen (71) und (72):

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{(t_i - t_{am})_1 Z_1}{(t_i - t_{am})_2 Z_2} = \frac{G_1}{G_2}, \tag{73}$$

d. h. die erforderlichen Wärmemengen an beiden Orten verhalten sich wie die zugehörigen Gradtage.

Für den Übergang von den Wärmemengen zu den entsprechenden Brennstoffmengen dient die Gleichung:

$$Q = \eta B H_u.$$

Darin ist:

$B$  die zur Erzeugung der Wärmemenge  $Q$  erforderliche Brennstoffmenge,

$H_u$  der untere Heizwert des Brennstoffes,

$\eta$  der Wirkungsgrad der Anlage.

Nach Gleichungen (71) und (72) ist dann:

$$\frac{\eta B H_u}{G} = q \quad \text{oder} \quad \frac{B}{G} = \frac{q}{\eta H_u}. \tag{74}$$

Der Quotient  $B/G$ , d. i. der auf  $1^\circ$  Temperaturunterschied und einen Tag bezogene Brennstoffverbrauch, wird Gradtagverbrauch genannt.

Gleichung (74) besagt, daß für ein bestimmtes Gebäude ( $q = \text{konst}$ ), einen bestimmten Brennstoff ( $H_u = \text{konst}$ ) und unveränderten Wirkungsgrad der Anlage ( $\eta = \text{konst}$ ) der Gradtagverbrauch konstant ist. Dieser Satz ist für Betriebsuntersuchungen und Überwachungen von Heizanlagen von großer Bedeutung. Wird z. B. bei Ermittlung des Gradtagverbrauches der aufeinanderfolgenden Monate festgestellt, daß der Quotient  $B/G$  stärkere Schwankungen aufweist, so deutet dies auf Mängel des Betriebes hin, die durch die Anlage, den Brennstoff oder die Bedienung verursacht sein können. Dieses Überwachungsverfahren mittels Gradtagen ist in Amerika schon seit Jahren im Gebrauch und seit einiger Zeit durch E. Schulz<sup>1</sup> in Deutschland eingeführt.

Bei der Gradtagermittlung hat man zu unterscheiden zwischen meteorologischen und klimatischen Gradtagen. Erstere beziehen sich auf den durch die Witterungszustände bedingten Gang der Außentemperatur in einer bestimmten Heizzeit, letztere auf den durchschnittlichen Gang der Außentemperatur, wie er durch die im vorhergehenden Abschnitt besprochenen klimatischen Jahreskurven der Lufttemperatur gegeben ist. Die meteorologischen Gradtage sind für Betriebsuntersuchungen erforderlich. Die klimatischen Gradtage, für verschiedene Orte berechnet, bilden wertvolle Vergleichsziffern für den durch die Klimafaktoren verursachten verschiedenen Heizwärmebedarf dieser Orte. Für Deutschland sind

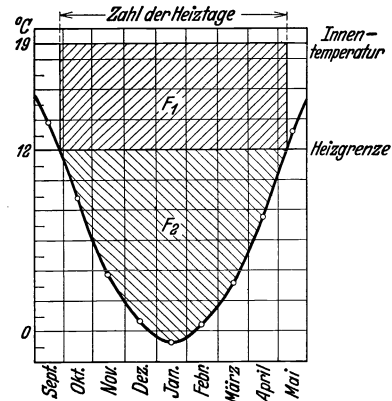


Abb. 251. Flächenaufteilung zur Bestimmung der Heizgradtage für Berlin.

<sup>1</sup> Schulz, E.: XII. Kongreßbericht f. Heizung u. Lüftung, Teil II, S. 178—179. München: R. Oldenbourg 1927. — Schulz, E.: Öffentliche Heizkraftwerke und Elektrizitätswirtschaft in Städten. Berlin: Julius Springer 1933.

bereits heiztechnische Klimakarten entworfen worden, die zur angenäherten Ermittlung der klimatischen Gradtage eines beliebigen Ortes dienen sollen<sup>1</sup>.

Die Ermittlung der Gradtage für einen bestimmten Ort aus der Jahreskurve der Lufttemperatur wird durch Abb. 251 erläutert. Darin sind außer der Temperaturkurve die gebräuchliche Grenztemperatur  $t_g = 12^\circ \text{C}$  für Anfang und Ende der Heizperiode und die normale Raumtemperatur von  $19^\circ \text{C}$  eingezeichnet. Die Zahl der Gradtage  $G$  ist gleich dem Inhalt der schraffierten Fläche ( $F_1 + F_2$ ), die unten von der Temperaturkurve, oben von der Innentemperaturlinie und seitlich von der Anfangs- und Endordinate der Heizzeit begrenzt wird.

Wird in Gleichung (72) die Grenztemperatur  $t_g = 12^\circ$  eingeführt, so erhält sie die Form:

$$G = Z(19 - 12) + Z \cdot (12 - t_{am}) \quad (75)$$

Das Rechteck  $F_1$  über der Grenztemperatur entspricht dem ersten Summanden, die Fläche  $F_2$  unter der Grenztemperatur dem zweiten Summanden der Gleichung (75).  $F_1$  ist durch einfache Abmessung,  $F_2$  durch Planimetrierung oder Teilflächenzerlegung zu ermitteln.

Nachstehende Tabelle<sup>2</sup> enthält für 34 über ganz Deutschland verteilte Orte die klimatischen Zahlenwerte der Gradtage, der Heiztage, der Temperaturunterschiede  $19 - t_{am}$  und der mittleren Jahrestemperaturen. Sie

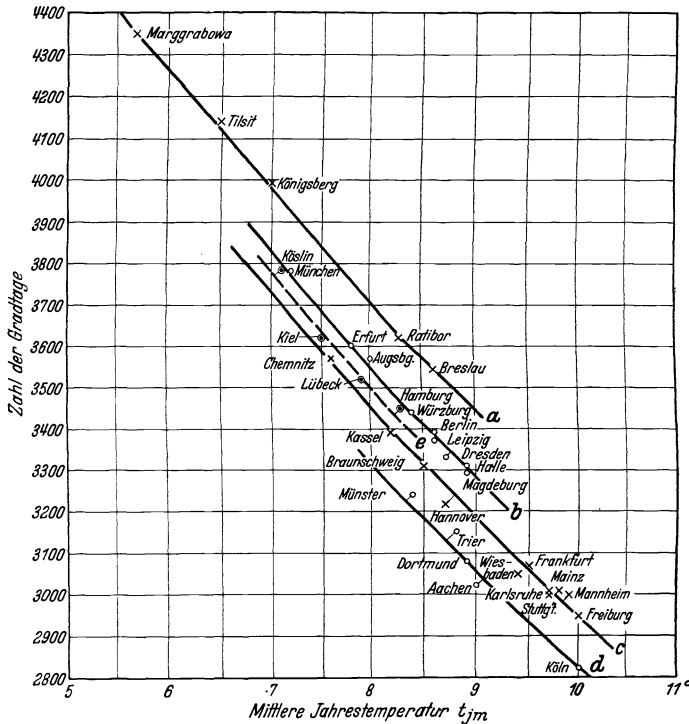


Abb. 252. Abhängigkeit der Gradtagwerte von der mittleren Jahrestemperatur.

wurde zusammengestellt nach den von Raiss<sup>3</sup> berechneten Werten, die als besonders genau anzusprechen sind, da für die Außentemperaturkurve nicht Monatsmitteltemperaturen, sondern fünftägige Temperaturmittel zugrunde gelegt wurden.

Hottinger<sup>4</sup> hat für die Schweiz nachgewiesen, daß die Gradtagzahlen verschiedener Orte allein von ihren mittleren Jahrestemperaturen abhängig sind. Wie die nach den Werten unserer Zahlentafel gezeichnete Abb. 252 zeigt, trifft dies für größere Gebiete, z. B. Deutschland, nur für Orte mit gleichartiger Klimalage zu.

Die in der obigen Tabelle enthaltenen Gradtagzahlen lassen unmittelbar erkennen, welche Anforderungen das Klima an die Beheizung der Gebäude in den angeführten Orten stellt. Die größten Unterschiede im Heizwärmebedarf bestehen

<sup>1</sup> Schulz, E.: XII. Kongreßbericht f. Heizung u. Lüftung, Teil II, S. 179. München: R. Oldenbourg 1927. — Cammerer u. Krause: Grundlagen für wirtschaftlichen Wärmeschutz. Arch. Wärmewirtsch. 1933, Heft 5, S. 117. — Raiss: Der Einfluß des Klimas auf den Heizwärmebedarf in Deutschland. Gesundheits-Ing. 1933, Nr. 34, S. 397.

<sup>2</sup> Entnommen aus Bradtke: Zur Bestimmung der „Heizgradtage“. Gesundheits-Ing. 1934, S. 221.

<sup>3</sup> Raiss: Der Einfluß des Klimas auf den Heizwärmebedarf in Deutschland. Gesundheits-Ing. 1933, S. 397.

<sup>4</sup> Hottinger: Zur Bestimmung der „Heizgradtage“. Gesundheits-Ing. 1933, S. 553.

zwischen den ost- und westdeutschen Orten. Dasselbe auf gleiche Weise beheizte Gebäude würde z. B. in Königsberg um 42 vH mehr Wärme benötigen als in Köln. In Berlin wäre der entsprechende Wärmebedarf um 15 vH kleiner als in Königsberg und um 20 vH größer als in Köln.

Ort	Zahl der Gradtage $t_i = 19^\circ$ $t_g = 12^\circ$	Zahl der Heiztage bei $t_g = 12^\circ$	Mittlerer Temperatur- unterschied $19^\circ - t_{am}$	Mittlere Jahres- temp. $t_{jm}$
Marggrabowa*	4350	253	17,2	5,7
Tilsit*	4150	244	17,0	6,5
Königsberg	3990	243	16,4	7,0
Ratibor*	3610	233	15,5	8,3
Breslau	3540	229	15,45	8,6
München	3780	237	15,95	7,2
Erfurt	3600	231	15,6	7,8
Augsburg	3570	230	15,55	8,0
Nürnberg	3440	224	15,35	8,4
Berlin	3390	224	15,15	8,6
Leipzig	3370	223	15,1	8,6
Dresden	3330	222	15,0	8,7
Halle	3310	221	15,0	8,9
Magdeburg	3290	221	14,9	8,9
Chemnitz	3570	230	15,5	7,6
Kassel	3390	224	15,15	8,2
Braunschweig	3310	221	15,0	8,5
Hannover	3220	218	14,8	8,7
Frankfurt a. M.	3070	214	14,35	9,5
Wiesbaden	3050	213	14,3	9,4
Karlsruhe	3010	212	14,2	9,7
Mainz	3010	212	14,2	9,8
Stuttgart	3000	212	14,15	9,7
Mannheim	3000	212	14,15	9,9
Freiburg	2950	210	14,05	10,0
Münster	3240	219	14,8	8,4
Trier	3150	216	14,6	8,8
Dortmund	3080	214	14,4	8,9
Aachen	3020	212	14,25	9,0
Köln	2820	209	13,5	10,0
Köslin*	3780	245	15,4	7,1
Kiel	3620	239	15,15	7,5
Lübeck	3520	237	14,85	7,9
Hamburg	3450	236	14,6	8,3

Die mit \* bezeichneten Orte sind von mir gemäß dem Verfahren von Raiss nach fünftägigen Temperaturmitteln berechnet worden.

### 7. Mittlere und absolute Jahrestextreme der Lufttemperatur.

Aus der im vorhergehenden Abschnitt befindlichen Tabelle (Spalte für Temperaturunterschied) kann man entnehmen, daß die mittlere Wintertemperatur bei allen aufgeführten Orten einige Grade über Null liegt. Die für den Entwurf von Heizanlagen notwendige Wärmebedarfsrechnung stützt sich aber nicht auf diese Temperatur, weil dann die Anlagen bei größerer Kälte versagen würden, sondern nach den „Regeln“ DIN 4701 auf die durchschnittlich tiefste Wintertemperatur, die sich als Mittelwert der Jahresminima eines längeren Zeitraumes ergibt. Diese Berechnungsweise bietet erfahrungsgemäß genügend Sicherheit dafür, daß die Anlagen

auch bei den seltenen Fällen mit noch tieferer Temperatur ausreichen, da „Kältespitzen durch die Wärmespeicherung des Gebäudes und durchgehenden Betrieb überwunden werden können“ (Regeln Seite 8). Die Benutzung der absolut tiefsten Wintertemperatur würde zu teure Anlagen ergeben.

In der folgenden Tabelle sind für eine Reihe von deutschen Orten die mittleren und absoluten Jahresminima der Temperatur zusammengestellt. Die mittleren Werte sind den „Regeln“, die Absolutwerte dem Klimaatlas von Deutschland (Zeit 1881 bis 1910) entnommen. Eine weitere Spalte enthält die aufgerundeten Temperaturen, die nach den „Regeln“ der Wärmebedarfsrechnung zugrunde zu legen sind.

Ort	Mittlere Jahrestemp.	Winter			Sommer		
		Jahresminima der Temperatur		Tiefsttemp. für Wärmebedarfsrechnung laut „Regeln“	Jahresmaxima der Temperatur		Zahl der Tage mit mindestens 25° Höchsttemp.
		mittlere	absolute		mittlere	absolute	
Marggrabowa . . . . .	5,7	-24,4	-36,4	-25	31,0	34,0	25
Königsberg . . . . .	7,0	-19,4	-30,1	-20	32,5	36,0	25
Ratibor . . . . .	8,3	-19,0	-27,3	-20	31,9	34,9	37
Breslau . . . . .	8,6	-16,9	-22,6	-15	32,4	36,7	33
München . . . . .	7,2	-16,1	-25,4	-15	32,4	36,7	33
Chemnitz . . . . .	7,6	-16,9	-28,3	-15	31,1	34,9	23
Augsburg . . . . .	8,0	-16,5	-26,5	-15	31,2	35,0	27
Nürnberg . . . . .	8,4	-17,4	-27,8	-15	32,4	37,2	32
Leipzig . . . . .	8,6	-15,2	-26,0	-15	31,7	35,8	30
Halle . . . . .	8,9	-14,3	-25,6	-15	32,2	36,2	32
Magdeburg . . . . .	8,9	-14,3	-24,8	-15	33,4	36,4	36
Berlin (Süd) . . . . .	9,1	-13,6	-23,1	-15	33,2	36,4	34
Kassel . . . . .	8,2	-14,9	-26,6	-15	32,3	37,0	30
Braunschweig . . . . .	8,5	-14,7	-23,7	-15	32,2	35,9	28
Frankfurt a. M. . . . .	9,5	-12,8	-20,0	-15	32,9	36,7	39
Karlsruhe . . . . .	9,7	-14,0	-23,2	-15	32,4	36,0	40
Stuttgart . . . . .	9,7	-13,6	-25,0	-15	32,4	36,2	38
Mainz . . . . .	9,8	-14,3	-19,7	-15	32,6	36,5	39
Freiburg . . . . .	10,0	-13,6	-21,7	-15	32,7	36,6	—
Münster . . . . .	8,4	-13,5	-27,0	-15	32,3	35,2	30
Trier . . . . .	8,8	-12,9	-21,0	-15	32,3	35,8	38
Aachen . . . . .	9,0	-11,3	-20,2	-10	31,9	36,4	27
Köln . . . . .	10,0	-10,0	-19,6	-10	31,8	34,8	28
Kiel . . . . .	7,5	-11,1	-19,3	-10	27,1	29,5	4
Hamburg . . . . .	8,3	-11,5	-18,4	-10	29,5	32,1	12

Der Unterschied zwischen mittlerem und absolutem Jahresminimum beträgt bei den meisten Orten 9 bis 11°. Bei äußerster Kälte wäre also eine Mehrleistung von etwa 30 vH aus den Anlagen herauszuholen.

Es erschien zweckmäßig, in die vorstehende Tabelle auch die mittleren und absoluten Jahresmaxima der Temperatur aufzunehmen. Diese Werte sind für die Lüftungstechnik von Bedeutung, denn sie geben darüber Auskunft, mit welchen höchsten Außentemperaturen man im Sommerbetrieb zu rechnen hat, und — soweit es sich um Kühlanlagen handelt — um wieviel Grade die Luft vor Einführung in die Räume heruntergekühlt werden muß und welche Kühlleistung im äußersten Fall aufzubringen ist. Zur Vervollständigung enthält die letzte Spalte die Zahl der „Sommertage“, an denen die Lufttemperatur mindestens 25° C erreicht. An solchen Tagen werden sich viele Gebäude soweit aufwärmen, daß auch in nicht dicht besetzten Räumen die Temperatur über das erträgliche Maß ansteigen kann.

Im Gegensatz zu dem erheblichen Unterschied zwischen mittleren und absoluten Tiefstwerten der Temperatur im Winter ist im Sommer die Spanne zwischen den

mittleren und absoluten Höchstwerten bei allen Orten nur gering (etwa 2 bis 5°). Außerdem ist ein wesentlicher Einfluß der Klimafaktoren auf die Jahresmaxima der Temperatur kaum erkennbar. Lediglich die Küstenstationen Kiel und Hamburg machen mit ihren etwas tieferen Temperaturen eine Ausnahme.

Bei der Berechnung von mit Kühlung verbundenen Lüftungsanlagen kann man demnach für ganz Deutschland ein einheitliches mittleres Maximum der Außentemperatur von rd. 32° C zugrunde legen. Nur bei den Küstenorten ist diese Temperatur etwas niedriger anzunehmen. Die Zahl der Tage, an denen wegen hoher Außentemperatur mit stärkerer Kühlung der Frischluft zu rechnen ist, kann durchschnittlich zu etwa 30 angesetzt werden. Für die Küstenorte liegt auch diese Ziffer wesentlich günstiger.

## C. Die Feuchtigkeit der Außenluft.

### 1. Allgemeines.

Die für feuchte Luft wichtigen physikalischen Begriffe und Gesetzmäßigkeiten sind bereits früher behandelt worden (vgl. S. 209—212) und können hier als bekannt vorausgesetzt werden.

Im Gegensatz zu der Bedeutung der Außenlufttemperatur für die Aufgaben der Heizungstechnik spielt die Außenluftfeuchtigkeit in heiztechnischer Hinsicht nur eine untergeordnete Rolle. Sie ist jedoch bei der Beheizung von Räumen insofern zu beachten, als sie die Feuchtigkeitsverhältnisse der Raumluft in merklicher Weise beeinflußt. Die Ursache dafür bildet der natürliche Luftwechsel der Räume, der einen dauernden Austausch zwischen Innen- und Außenluft bewirkt. Je tiefer im Laufe des Winters die Temperatur und damit der Wasserdampfgehalt der Außenluft herabsinkt, um so geringer ist die relative Feuchtigkeit der Innenluft. Bei bekanntem Wasserdampfgehalt der Außenluft läßt sich die relative Feuchtigkeit der Innenluft bei gegebener Raumtemperatur berechnen, falls keine Wasseraufnahme der Luft im Raum erfolgt. Wie aus den nachstehenden Versuchszahlen von Liese<sup>1</sup> zu entnehmen ist, liegen aber die wirklichen relativen Feuchtigkeiten der Raumluft höher als die berechneten Werte, woraus hervorgeht, daß die Luft im Raum selbst noch Wasserdampf aufnimmt, der von anwesenden Personen, von Wänden und hygroskopischen Gegenständen abgegeben wird.

Monat	Versuchszahlen von Liese (Monatsmittel)				Berechnete Werte	
	Außenluft		Innenluft		relative Feuchtigkeit d. Innenluft vH	Wasserdampfaufnahme der Luft im Raum g/kg
	Temperatur °C	relative Feuchtigkeit vH	Temperatur °C	relative Feuchtigkeit vH		
Oktober . .	9,4	72	19,6	45	37	1,1
November .	4,5	70	19,2	37	27	1,5
Dezember. .	1,0	71	18,6	32	22	1,4
Januar . . .	-3,0	69	18,5	27	16	1,5
Februar . .	-0,1	68	19,5	30	18	1,7
März . . . .	5,8	68	20,3	31	26	0,7
April . . . .	7,8	64	19,6	34	30	0,6

Wenn die Außenluftfeuchtigkeit schon bei dem natürlichen Luftwechsel der Räume die Zustandsverhältnisse der Innenluft beeinflußt, so ist dies in noch viel höherem Grade bei allen künstlichen Lüftungsanlagen der Fall, weil dabei ein

<sup>1</sup> Liese: Luftbefeuchtung in beheizten Räumen. Dtsch. med. Wschr. 1933 Nr. 33 S. 1172.



wesentlich größerer Luftwechsel in Frage kommt. Bei den einfachsten, nur mit Luftschächten oder Ventilator ausgestatteten Anlagen wie auch bei Luftheizungen ohne Befeuchtungseinrichtung wird sich wie bei dem natürlichen Luftwechsel die Innenluftfeuchtigkeit entsprechend der Außenluftfeuchtigkeit und der im Raum hinzukommenden Wasserdampfabgabe einstellen. Es ist nicht möglich, mit solchen Anlagen dauernd befriedigende Feuchtigkeitsverhältnisse in den zu belüftenden Räumen zu erzielen. Von hochwertigen Anlagen wird mehr verlangt: die Raumluft soll nicht nur erneuert, sondern vor allem auch mit den Temperaturen und Feuchtigkeiten in die Räume eingeführt und verteilt werden, daß darin die Behaglichkeitsbedingungen für die Insassen aufrechterhalten werden. Solche Anlagen (Klimaanlagen) müssen daher mit Heizung, Kühlung und Befeuchtung der Luft ausgestattet sein, um die erforderliche Einregelung des Luftzustandes durchführen zu können. Für Berechnung und Betrieb hochwertiger Anlagen ist daher die Feuchtigkeit der Außenluft ebenso wichtig wie ihre Temperatur.

## 2. Die Ermittlung der Luftfeuchtigkeit.

Die Luftfeuchtigkeit als meteorologisches Element wird von den Wetterwarten zu denselben Beobachtungszeiten gemessen wie die Lufttemperatur, nämlich um 7 Uhr, 14 Uhr und 21 Uhr. Als genauestes Meßinstrument wird dabei das Aßmannsche Psychrometer (vgl. S. 220) benutzt. Man ermittelt damit zunächst den Teildruck des Wasserdampfes nach der Formel (vgl. Hütte, 26. Aufl., S. 1008):

$$p_d = p_f - 0,5 \cdot \frac{b}{760} \cdot (t - t_f) \quad (76)$$

$p_d$  Teildruck des Wasserdampfes in mm Q.-S. bei der Temperatur  $t$ ,  
 $p_f$  Sättigungsdruck des Wasserdampfes in mm Q.-S. bei der Temperatur  $t_f$ ,  
 $b$  Barometerstand in mm Q.-S.,  
 $t$  Temperatur des trockenen Thermometers in ° C,  
 $t_f$  Temperatur des feuchten Thermometers in ° C,  
 $t - t_f$  psychrometrische Differenz in ° C.

Die Formel ist für Temperaturen zwischen Null und 40° gültig. Bezüglich der Formeln für Temperaturen oberhalb 40° und unterhalb 0° wird auf die „Hütte“ verwiesen.

Aus dem mit obiger Formel errechneten Teildruck  $p_d$  und dem aus Zahlentafel I zu entnehmenden Sättigungsdruck<sup>1</sup> bei der Temperatur  $t$  erhält man die relative Feuchtigkeit:

$$\varphi = \frac{p_d}{p_s} \cdot 100 \text{ [vH]}. \quad (77)$$

In meteorologischen Veröffentlichungen wird zur Kennzeichnung der Luftfeuchtigkeit meist der Dampfdruck  $p_d$  und die relative Feuchtigkeit  $\varphi$  angegeben. Mit diesen Größen können die für Lüftungstechnische Zwecke wichtigen Werte des Wassergehaltes  $x$  in kg je kg trockener Luft und des Wärmeinhaltes  $i$  in kcal je kg trockener Luft nach früher angegebenen Formeln (S. 211—212) berechnet oder aus dem  $i-x$ -Diagramm Abb. 240 entnommen werden.

Die klimatischen Monats- und Jahresmittelwerte des Dampfdruckes und der relativen Feuchtigkeit für zahlreiche deutsche Orte enthält der Klimaatlas von Deutschland.

<sup>1</sup> Das Buch von H. Bongards: Feuchtigkeitsmessung, R. Oldenbourg 1926, enthält die Sättigungsdrucke für Zehntel-Temperaturgrade.

### 3. Täglicher und jährlicher Gang des Dampfdruckes und der relativen Feuchtigkeit.

Der Dampfdruck der Außenluft liegt gewöhnlich unterhalb des Sättigungsdruckes. Nur bei Nebel oder Regen, und zwar vorwiegend in der kälteren Jahreshälfte, wird zeitweise der Sättigungsdruck und damit eine relative Feuchtigkeit von 100 vH erreicht. Die Größe des Dampfdruckes ist abhängig von der Wasserdampfmenge, die jeweils von der Erdoberfläche an die Luft abgegeben wird. Da die Verdunstungsmenge mit steigender Lufttemperatur zunimmt, muß auch der Dampfdruck in seinem zeitlichen Verlauf sich ähnlich wie die Lufttemperatur verhalten, d. h. im täglichen Gang das Maximum in den ersten Nachmittagsstunden, im jährlichen Gang in den wärmsten Monaten Juli und August erreichen. Wie nachstehende Tabelle<sup>1</sup> für Zweimonatsmittelwerte und für die drei Beobachtungszeiten 7 Uhr, 14 Uhr und 21 Uhr zeigt, trifft dies für den jährlichen Gang vollkommen, für den täglichen Gang aber nur in den Wintermonaten (November—Februar) zu. In den Sommermonaten (Mai—August) tritt im Tagesgang an die Stelle des Wintermaximums ein Minimum des Dampfdruckes, weil die durch die hohe Erwärmung des Erdbodens erzeugten Konvektionsströme den Wasserdampf in höhere Luftschichten emportragen.

	Lufttemperatur [° C]			Dampfdruck [mm Q.-S.]			Relative Feuchtigkeit [vH]		
	7 Uhr	14 Uhr	21 Uhr	7 Uhr	14 Uhr	21 Uhr	7 Uhr	14 Uhr	21 Uhr
Jan.—Febr.	−5,5	−0,9	−3,7	3,0	3,4	3,2	90	73	85
März—April	2,2	8,6	4,8	5,0	5,0	5,1	89	61	79
Mai—Juni	12,7	20,1	14,7	8,9	8,0	8,8	80	46	70
Juli—Aug.	14,8	21,9	17,1	10,5	10,1	10,6	84	53	72
Sept.—Okt.	9,5	16,1	11,7	8,2	8,6	8,9	91	64	84
Nov.—Dez.	2,4	5,5	3,4	5,2	5,6	5,5	92	80	92

Aus der Tabelle ist weiter zu ersehen, daß der tägliche und jährliche Gang der relativen Feuchtigkeit gegenläufig zu demjenigen der Lufttemperatur ist. Hohen Temperaturen entsprechen geringe, tiefen Temperaturen große relative Feuchtigkeiten. Dies kommt daher, daß in der Formel (77) für die relative Feuchtigkeit im Nenner der Sättigungsdruck steht, der mit zunehmender Temperatur viel stärker anwächst als der wirkliche Dampfdruck  $p_a$ .

Abb. 253 zeigt den jährlichen Gang der Feuchtigkeitsgrößen für Berlin und Kiel nach den Angaben der Monatsmittelwerte im Klimaatlas von Deutschland. Wie aus den Kurven zu entnehmen ist, hat Kiel wegen der Nähe des Meeres während des ganzen Jahres sowohl einen höheren Dampfdruck als auch eine höhere relative Feuchtigkeit als Berlin. Für andere Orte in Deutschland ist der Jahresgang der Feuchtigkeitsgrößen der gleiche. Das Maximum des Dampfdruckes fällt in den Juli, das Minimum in den Januar. Die relative Feuchtigkeit erreicht ihren Höchstwert im Dezember bis Januar, ihren Kleinstwert bereits im Mai bis Juni. Auch sonst

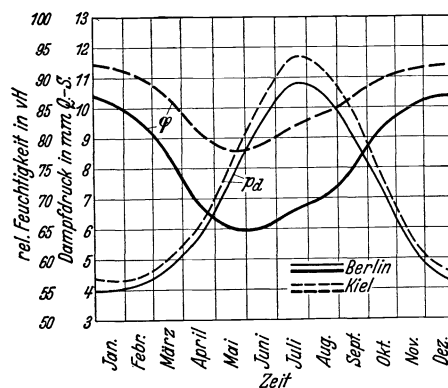


Abb. 253. Jährlicher Gang des Dampfdruckes und der relativen Feuchtigkeit.

<sup>1</sup> Zusammengestellt nach den Ergebnissen der meteorologischen Beobachtungen in Potsdam. Jahrgänge 1929 und 1930. Berlin: Julius Springer.

bestehen keine erheblichen Unterschiede zwischen den Monatswerten verschiedener Orte, die im Binnenlande, oder von solchen, die an der Küste liegen. Der Einfluß der Klimafaktoren auf die Luftfeuchtigkeit in Deutschland ist wesentlich geringer als auf die Lufttemperatur. Dies geht schon aus den Jahresmittelwerten des Dampfdruckes und der relativen Feuchtigkeit hervor, die in folgender Tabelle mit den größten und kleinsten Monatsmittelwerten für einige über ganz Deutschland verteilte Orte zusammengestellt sind.

Ort	Dampfdruck			Relative Feuchtigkeit		
	Januar	Juli	Jahr	Dezember	Mai	Jahr
Königsberg . . . . .	3,5	11,3	6,8	90	72	81
Breslau . . . . .	3,6	10,4	6,5	84	65	74
München . . . . .	3,5	10,4	6,6	86	65	75
Nürnberg . . . . .	3,8	11,2	7,1	88	68	77
Magdeburg . . . . .	4,0	11,1	7,1	87	67	77
Berlin . . . . .	4,0	10,8	6,9	87	65	76
Frankfurt a. M. . . . .	4,1	11,0	7,1	86	66	76
Aachen . . . . .	4,4	10,7	7,1	86	68	76
Kiel . . . . .	4,3	11,7	7,4	92	78	86
Hamburg . . . . .	4,3	11,3	7,3	90	69	81

#### 4. Berücksichtigung der Außenluftfeuchtigkeit der Lüftungsanlagen.

Einleitend wurde bereits auf die Unmöglichkeit hingewiesen, mit einfachen Lüftungsanlagen, die keine Vorrichtungen zur Einregelung der Innenluftfeuchtigkeit besitzen, dauernd befriedigende Luftzustände in den Räumen herzustellen. Die Umstände, bei denen solche Anlagen nicht genügen, sind folgende:

1. Geringe Außenluftfeuchtigkeit im Winter bei schwacher Raumbesetzung, d. h. bei geringer Feuchtigkeitsabgabe der Rauminassen.

2. Hohe Außenluftfeuchtigkeit im Sommer bei starker Raumbesetzung, d. h. bei hoher Feuchtigkeitsabgabe der Rauminassen.

Im ersten Falle wird über zu große Trockenheit, im zweiten über zu große Feuchtigkeit (Schwüle) der Raumluft geklagt werden.

Wie sich an Hand der Potsdamer meteorologischen Beobachtungen feststellen läßt, sind im Winter, wo der durchschnittliche Dampfdruck 3 bis 5 mm beträgt, Werte dieser Größe bis unter 1 mm möglich, und zwar besonders bei den trockenen kalten Winden aus östlichen Richtungen. Aus den Messungen in dem strengen Monat Februar 1929 habe ich folgende Tabelle für vorkommende Mindestluftfeuchtigkeiten abgeleitet:

Lufttemperatur °C	0	-5	-10	-15	-20
Rel. Feuchtigkeit vH	35	40	45	50	55
Dampfdruck mm Q.-S.	1,6	1,3	1,0	0,7	0,5

Berechnet man mit diesen Zahlen die relativen Feuchtigkeiten für eine Aufwärmung der Zuluft auf nur 20° C, so erhält man Werte, die zwischen 9 und 3 vH liegen. Bei ungenügender Wasserdampfabgabe im Raum wird man darin kaum auf eine relative Feuchtigkeit von 20 vH kommen, die unterhalb der zulässigen Grenze (etwa 30 vH) liegt. Bei Luftheizungen, die eine höhere Aufwärmung der Luft als 20° C erfordern, werden unter solchen Umständen die Luftverhältnisse, besonders in der Nähe der Zuluftöffnungen, unerträglich sein. Bei seinen einleitend erwähnten Messungen konnte Liese feststellen, daß bei -17,7° Außentemperatur die relative Feuchtigkeit in dem benutzten Raum bei natürlichem Luftwechsel an

drei Tagen auf 12 vH absank. Er berichtet, „daß an diesen Tagen die Luftverhältnisse im Raum als nicht so angenehm wie sonst empfunden wurden, und an einem dieser Tage war der Aufenthalt im Raum wegen eines aufdringlichen Trockengeruches sogar ausgesprochen unangenehm“.

Im Sommer, wo der durchschnittliche Dampfdruck 9 bis 11 mm beträgt, kann diese Größe maximal auf 15 bis 16 mm ansteigen. Bei einer Lufttemperatur von 22° C beträgt dabei die relative Feuchtigkeit 75 bis 80 vH. Mit solcher Luft können die Feuchtigkeitsverhältnisse in einem stark besetzten Raum nicht verbessert werden. Die relative Feuchtigkeit der Raumluft wird über 80 vH betragen, während als zulässige Grenze 70 vH gilt. Damit dürfte bewiesen sein, daß einfache Lüftungsanlagen ohne Regelung der Feuchtigkeit in den beschriebenen Fällen nicht ausreichen. Diese Anlagen werden wegen ihrer unbefriedigenden Leistung häufig stillgelegt und haben sehr dazu beigetragen, das Ansehen der Lüftungstechnik in Deutschland herabzusetzen.

Bei Klimaanlageanlagen mit allen Einrichtungen zur selbsttätigen Temperatur- und Feuchtigkeitsregelung läßt sich der erforderliche Luftzustand in den zu belüftenden Räumen bei allen vorkommenden Außenluftverhältnissen erzielen, im Winter durch Befeuchtung der Luft, im Sommer durch die bei Abkühlung unter den Taupunkt bewirkte Trocknung der Luft.

Für den Winterbetrieb kann die bereits oben benutzte Tabelle der Mindestluftfeuchtigkeiten zugrunde gelegt werden, um zu berechnen, welche größten Wassermengen für die Luftbefeuchtung in Frage kommen. Was den Sommerbetrieb anbelangt, wollen wir nunmehr die Frage beantworten, mit welchen ungünstigsten Zustandsverhältnissen der Außenluft man in der warmen Jahreszeit zu rechnen hat.

In der folgenden Tabelle sind aus zwei Jahrgängen (1929—1930) der Potsdamer meteorologischen Beobachtungen erstens die Tage mit einer höchsten Lufttemperatur von über 32° C und zweitens die Tage mit einem höchsten Dampfdruck von über 15 mm Q.-S. mit den sonst erforderlichen Angaben zusammengestellt.

Zeitangaben			Temperatur	Dampfdruck	Relative Feuchtigkeit	Bemerkungen
1929	21. Juli	15 Uhr	34,7	13,2	32	Regen 4—6 Uhr
„	23. „	14 „	32,7	13,5	36	trockenes Wetter
„	1. Sept.	14 „	32,3	9,8	27	„ „
1930	12. Juni	15 „	32,4	7,7	21	„ „
„	14. „	15 „	32,1	13,5	31	„ „
„	3. Juli	16 „	32,4	5,9	16	„ „
„	4. „	16 „	32,4	7,3	20	„ „
„	5. „	12 „	33,5	8,5	22	Gewitterregen 14 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> —16 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> Uhr
1929	4. Juli	19 Uhr	24,9	16,0	68	Regen 5—7 Uhr, 16—17 Uhr
„	14. „	22 „	22,0	15,8	80	„ 12—13 Uhr
„	21. „	24 „	23,6	15,1	75	„ 4—6 „
„	24. „	14 „	22,2	15,2	76	„ 13—14 „
„	„	„	24,0	15,8	68	„ 23—24 „
1930	20. Juni	19 „	21,9	16,1	82	Gewitterneigung
„	23. „	21 „	20,4	16,1	90	wiederholt Regen
„	27. „	14 „	20,3	16,9	95	Gewitterregen 14 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> —16 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> Uhr
„	5. Juli	15 „	19,6	15,7	94	wiederholt Regen
„	19. Aug.	16 „				
1929	22. Juli	14 „	31,1	15,5	45	Gewitterneigung

Aus der Tabelle ist folgendes zu entnehmen:

1. Bei den hohen Temperaturen war die relative Feuchtigkeit verhältnismäßig gering und betrug im Höchstfall nur 36 vH. Es handelte sich hierbei meist um Tage mit trockenem Wetter.

2. Bei den hohen Dampfdrücken, vereint mit hohen relativen Feuchtigkeiten, lag die Lufttemperatur meist nicht besonders hoch (20 bis 25 °C). Nur der 22. Juli 1929 machte mit 31,1° Lufttemperatur eine Ausnahme. Es kam an den betreffenden Tagen immer zu Regen oder Gewitter.

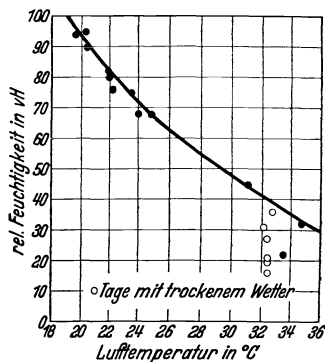


Abb. 254. Kurve der Höchstwerte der relativen Feuchtigkeit bei verschiedenen Lufttemperaturen.

In Abb. 269 sind die Luftzustandswerte der Tabelle eingetragen, die Temperaturen als Abszissen, die relativen Feuchtigkeiten als Ordinaten. Die durch die Höchstwerte gelegte Kurve gibt die für die Lüftungstechnik ungünstigsten Feuchtigkeiten an, mit denen man bei verschiedenen Lufttemperaturen rechnen kann. Die Werte bei trockenem Wetter (helle Kreise) liegen sämtlich unterhalb der Kurve. Auf S. 229 ist für Lüftungszwecke als mittleres Maximum der Außentemperatur in Deutschland 32° C festgestellt worden. Nach Abb. 254 gehört zu dieser Temperatur eine höchste relative Feuchtigkeit von rd. 40 vH. Als zusammengehörige Werte von Temperatur und höchster relativer Feuchtigkeit im Sommer sind aus der Kurve die folgenden abzugreifen:

Temperatur . . . . . °C	20	22	24	26	28	30	32	34
Rel. Feuchtigkeit . . vH	94	82	72	63	55	48	41	35
Ber. Dampfdruck mm Q.-S.	16,5	16,3	16,1	15,9	15,6	15,3	14,6	13,9

Die Annahme, der man häufig begegnet, daß an schwülen Sommertagen bei Temperaturen über 30° C die relative Feuchtigkeit etwa 80 vH betrage, ist nicht zutreffend. Solche Luftverhältnisse, die einem Dampfdruck von über 25 mm entsprechen, sind nur in den Tropen möglich. Z. B. beträgt der höchste Dampfdruck eines mittleren Tropentages in Batavia auf Java 21 mm<sup>1</sup>.

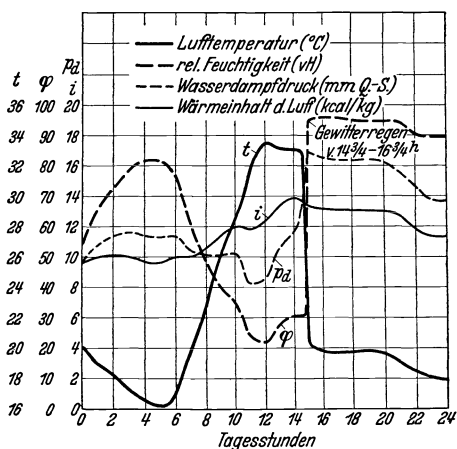


Abb. 255. Luftzustandskurven an einem Gewittertage.

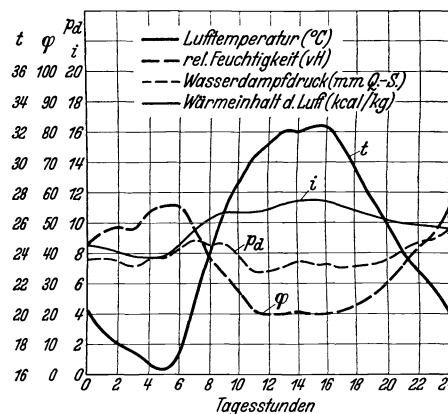


Abb. 256. Luftzustandskurven an einem Tage mit trockener Sommerhitze.

Bei der einem Gewitter vorangehenden Schwüle kommen auch nur die in der vorstehenden Tabelle angegebenen Höchstwerte der Luftfeuchtigkeit vor. Um dies näher zu veranschaulichen, zeigt Abb. 255 den Verlauf der Luftzustandsgrößen an einem heißen Gewittertage (5. Juli 1930) und zum Vergleich Abb. 256 die Luftverhältnisse des Vortages mit trockener Sommerhitze<sup>2</sup>. Aus den Abbildungen ist

<sup>1</sup> Vick, F.: Zur Frage der Schwülekurven. Gesundh.-Ing. 1933 S. 222.

<sup>2</sup> Nach den Potsdamer meteorologischen Beobachtungen Jg. 1930. Berlin: Julius Springer.

zu ersehen, daß zur Zeit des Temperaturmaximums Temperatur und relative Feuchtigkeit an den beiden Tagen nicht wesentlich verschieden sind. Was allein auf das Kommen eines Gewitters hindeutet und vermutlich das Schwüleempfinden hervorruft, ist der bei der hohen Temperatur erfolgende rasche Anstieg des Dampfdruckes und Wärmeinhaltes der Luft in den letzten drei Stunden vor Ausbruch des Gewitters. Am Vortage ist der Anstieg dieser Größen zur selben Zeit nur schwach.

Bei Ausbruch des Gewitters und Einsetzen des Gewitterregens sinkt die Temperatur plötzlich von  $33^{\circ}$  auf  $20^{\circ}$  herab, und die relative Feuchtigkeit schnell von 31 vH auf 95 vH empor. Diese Werte kennzeichnen die völlige Veränderung des Luftzustandes durch ein Gewitter. In vielen Fällen wird so nach einer Reihe von heißen Tagen durch ein Gewitter ein Umschwung der Wetterlage herbeigeführt.

Am anschaulichsten ist für unsere Zwecke die Darstellung der besprochenen Luftzustände vor und nach dem Gewitter in dem Mollierschen  $i-x$ -Diagramm der Abb. 257. Der Kurvenzug vom ersten bis zweiten Mitternachtspunkt entspricht dem Vortage, derjenige vom zweiten bis dritten Mitternachtspunkt dem Gewittertage. Bei der Kurve des Vortages liegen der auf- und absteigende Ast zum größten Teil nahe beisammen, d. h. der Wassergehalt  $x$  der Luft erfährt keine stärkere Änderung, bei der Kurve des Gewittertages dagegen entfernen sich die beiden Kurvenhälften erheblich voneinander. Der Wassergehalt  $x$  nimmt am Gewittertage schon in der Zeit von Mittag bis zum Einsetzen des Gewitterregens erheblich zu und wird dann durch den Regen weiter stark gesteigert. Innerhalb von drei Stunden findet eine Zunahme des Wassergehaltes um etwa 7 g je kg trockener Luft statt. Die durch den Regen bewirkte, durch Pfeil gekennzeichnete Zustandsänderung der Luft bewegt sich nahezu auf einer Linie gleichen Wärmeinhaltes.

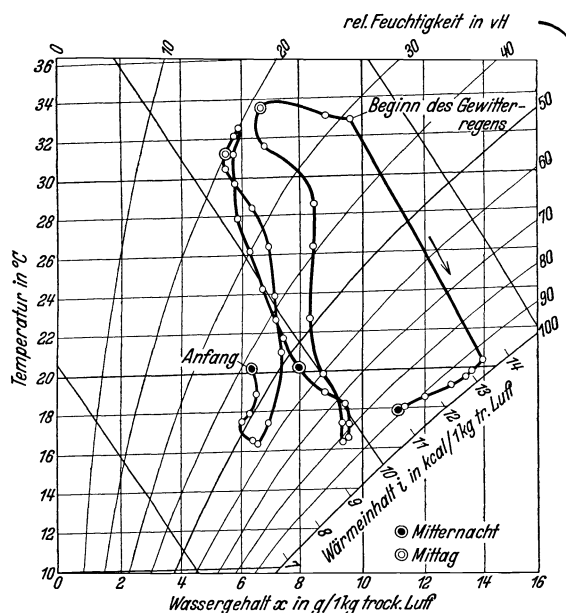


Abb. 257. Änderung des Luftzustandes an einem Gewittertage und am Tage vorher.

Wie wir nachgewiesen haben, kann für die Berechnung von hochwertigen Lüftungsanlagen als ungünstigster Zustand der Außenluft  $t = 32^{\circ}\text{C}$  und  $\varphi = 40$  vH angenommen werden. Wird mittels der Kühlanlage die Luft auf  $14^{\circ}\text{C}$  gekühlt, wobei ihr 2 g Wasser je kg trockener Luft entzogen werden, so hat sie nach dem Mollier-Diagramm bei Aufwärmung auf die nach den VDI-Lüftungsregeln<sup>1</sup> erforderliche Raumtemperatur von  $26^{\circ}\text{C}$  eine relative Feuchtigkeit von rd. 50 vH. Unter diesen Bedingungen, die schon bei Kühlung der Luft mit Brunnen- oder Leitungswasser zu erreichen sind, wird trotz der hinzukommenden Wasserdampfabgabe der Menschen die Luftfeuchtigkeit im Raum bei ausreichendem Luftwechsel die zulässige Höchstgrenze von 60 vH nicht überschreiten.

## D. Der Wind.

### 1. Windgeschwindigkeit und Windrichtung.

Der Wind, die horizontale Bewegung der Luft, steht in engster Beziehung zu der jeweils über der Erdoberfläche herrschenden Luftdruckverteilung, die für größere

<sup>1</sup> VDI-Lüftungsregeln. Berlin: VDI-Verlag.

Gebiete, z. B. Europa, durch täglich erscheinende Wetterkarten veranschaulicht wird. In den erdnahen Schichten strömt die Luft aus den Gebieten hohen Luftdruckes heraus und in die Gebiete tiefen Luftdruckes hinein.

Die Geschwindigkeit des Windes ist von der Größe des Luftdruckgefälles abhängig, die Richtung des Windes dagegen stimmt nicht mit der Richtung des Druckgefälles überein, weil die Luft bei ihrer Bewegung durch die Erddrehung eine Ablenkung erfährt.

Auf den Wetterwarten wird die Geschwindigkeit und Richtung des Windes gleichzeitig mit den übrigen meteorologischen Elementen festgestellt. Die Messung der Windgeschwindigkeit in m/s erfolgt mit dem bekannten Robinsonschen Schalenkreuzanemometer, die Bestimmung der Windrichtung mittels Windfahne. Von bedeutenden Stationen werden außerdem selbstschreibende Geräte zur Daueraufzeichnung der Windverhältnisse benutzt.

## 2. Der tägliche und jährliche Gang der Windgeschwindigkeit.

Die Windgeschwindigkeit wird in ihrem täglichen Verlauf von den durch die Sonnenstrahlung verursachten Vertikalbewegungen der Luft wesentlich beeinflusst. Diese Vertikalströme, die bald nach Mittag am stärksten sind, tragen die am Erd-

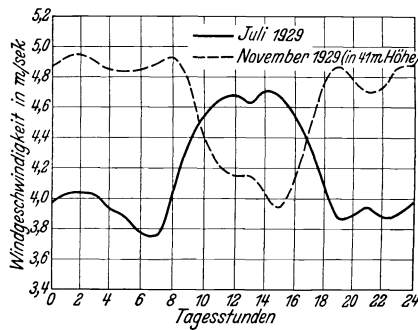


Abb. 258. Täglicher Gang der Windgeschwindigkeit in Potsdam.

boden erwärmte Luft empor und führen kühlere und horizontal schneller bewegte Luft aus der Höhe herab. Hierdurch wird die Windgeschwindigkeit am Boden erhöht, in den oberen Luftschichten dagegen vermindert. Der Bodenwind erreicht daher bald nach Mittag seine Höchstgeschwindigkeit, während der Höhenwind um diese Zeit am schwächsten ist. Den normalen täglichen Gang der Windgeschwindigkeit zeigt die ausgezogene Kurve der Abb. 258 nach Potsdamer Messungen.

Zu beachten ist aber noch folgendes: Im Winter hat die Windgeschwindigkeit schon in der geringen Höhe von etwa 40 m über dem Boden den gleichen Tagesgang wie der Höhenwind, d. h. sie ist nachts am größten und über Mittag am kleinsten (vgl. die gestrichelte Kurve der Abb. 258). Dieses Verhalten des Windes im Winter wird sich vermutlich auch schon in geringerer Höhe bemerkbar machen, so daß die oberen Etagen unserer Mietshäuser, besonders aber der Hochbauten, im Winter von dem nächtlichen Windmaximum beeinflusst werden können, was für die Auskühlung der oberen Stockwerke durch Lufteneinfall von Bedeutung wäre.

Der jährliche Gang der Windgeschwindigkeit ist aus der folgenden Tabelle ersichtlich, in der die Monatsmittelwerte für einige deutsche Orte nach dem Klimatlas von Deutschland zusammengestellt sind:

Ort und Höhe des Anemometers über Boden	Jan.	Febr.	März	April	Mai	Juni	Juli	Aug.	Sept.	Okt.	Nov.	Dez.	Jahr
Hamburg . . . . . 28 m	6,2	5,9	5,9	5,3	5,1	4,9	4,9	5,0	4,9	5,5	5,8	6,1	5,5
Kiel . . . . . 15 m	6,0	5,8	5,9	5,0	4,8	4,5	4,5	4,7	4,6	5,1	5,6	5,8	5,2
Aachen . . . . . 27 m	5,5	5,4	5,1	4,6	4,0	3,6	3,7	4,2	3,5	4,3	4,8	5,2	4,5
Berlin . . . . . 33 m	4,9	5,0	5,2	4,6	4,4	4,2	4,1	4,2	4,0	4,5	4,3	4,8	4,5
Dresden . . . . . 20 m	4,3	4,2	3,9	3,7	3,3	3,5	3,5	3,5	3,3	3,2	4,0	4,3	3,7
Nürnberg . . . . . 19 m	2,9	2,6	2,8	2,9	2,6	2,7	2,6	2,5	2,5	2,4	2,6	2,8	2,7
München . . . . . 19 m	1,8	2,0	2,1	1,9	1,8	1,8	1,7	1,6	1,5	1,6	1,7	1,8	1,8

Die Tabelle zeigt, daß die durchschnittliche Windgeschwindigkeit der Wintermonate größer als die der Sommermonate ist. Die Erklärung dafür liegt in dem häufigen Auf-

treten kräftiger Tiefdruckgebiete im Winter, deren starkes Druckgefälle mit hohen Windgeschwindigkeiten verknüpft ist. Da die Tiefdruckgebiete, die meist vom Atlantischen Ozean kommen, sich über dem Festlande verflachen, ist die Windgeschwindigkeit der einzelnen Orte um so schwächer, je weiter sie von der Küste entfernt liegen. Orte wie München oder Nürnberg haben nach der Tabelle wesentlich schwächeren Wind als Hamburg oder Kiel. Es ist anzunehmen, daß diese Unterschiede in den Windverhältnissen der Orte auch im Brennstoffverbrauch der Heizanlagen zum Ausdruck kommen werden. Untersuchungen darüber fehlen jedoch.

### 3. Häufigkeit der Windrichtungen in Deutschland.

Zur Vervollständigung der Angaben über die Windverhältnisse in Deutschland wollen wir uns nunmehr der Frage zuwenden, aus welchen Himmelsrichtungen der Wind am häufigsten weht. In Klimatabellen wird die Häufigkeit der Windrichtungen gewöhnlich nach der achteiligen Windrose und in Prozenten der Gesamtzahl der Windbeobachtungen angegeben. Diese Häufigkeitszahlen sind aber für heiztechnische Zwecke insofern nicht recht geeignet, als in ihnen auch alle schwächeren Winde mitberücksichtigt sind, die für die Auskühlung der Gebäude ohne Bedeutung sind.

Aus diesem Grunde sind in der nachstehenden Tabelle für verschiedene deutsche Orte die Häufigkeitszahlen der einzelnen Windrichtungen nur für höhere Wind-

Ort	Häufigkeit der Windrichtungen in vH im Winter bei Windgeschwindigkeiten über 5 m/s.								Prozentische Häufigkeit der Winde über 5 m/s
	N	NO	O	SO	S	SW	W	NW	
Kiel . . . . .	5,5	5,2	5,2	4,9	16,3	28,8	26,7	7,4	32,6
Hamburg . . . . .	2,6	3,3	8,1	7,0	8,1	37,1	25,0	8,8	27,2
Aachen . . . . .	1,7	5,0	3,9	2,5	11,9	45,7	22,1	6,2	35,7
Memel . . . . .	5,1	3,3	3,8	11,9	15,7	24,7	22,8	12,7	36,9
Breslau . . . . .	3,7	1,2	2,4	10,2	10,6	15,9	37,8	18,3	24,6
Berlin . . . . .	1,6	3,3	12,3	7,0	4,5	15,2	38,1	18,3	24,4
Leipzig . . . . .	2,6	9,7	7,0	1,8	14,0	35,1	21,9	7,9	11,4
München . . . . .	0,8	7,0	7,0	0,8	0,8	47,7	32,8	3,1	12,8

geschwindigkeiten (untere Grenze 5 m/s) und lediglich für den Winter zusammengestellt<sup>1</sup>. Die Werte der letzten Spalte geben an, mit welcher Häufigkeit Winde von über 5 m/s in der Gesamtzahl der Windbeobachtungen vorkommen. Die Tabellenwerte zeigen, daß in Deutschland die starken Winde am häufigsten aus westlichen Richtungen (SW bis NW) wehen. Gegenüber diesen Richtungen treten die übrigen Richtungen völlig zurück. Sehr deutlich ist dies auch aus der graphischen Darstellung der Häufigkeitszahlen einiger Orte in Abb. 259 ersichtlich.

Zur weiteren Veranschaulichung der Windverhältnisse soll noch Abb. 260 dienen. Darin sind die Häufigkeitszahlen der Windrichtungen zusammen mit den mittleren Windgeschwindigkeiten für die über 7 m/s betragenden Tagesmaxima in Potsdam dargestellt. Die Kurven gelten für die Heizmonate der beiden Jahrgänge 1929 und 1930, in denen Ostwinde verhältnismäßig häufig waren. Sie enthalten auch die Werte für die

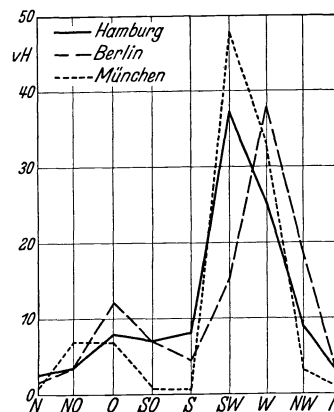


Abb. 259. Häufigkeit der Windrichtungen bei Geschwindigkeiten von mehr als 5 m/s.

<sup>1</sup> Benutzt wurde: Die Winde in Deutschland, bearbeitet von R. Assmann, Verlag F. Vieweg und Sohn, Braunschweig 1910.



in Potsdam beobachteten Zwischenrichtungen nach der 16teiligen Windrose. Windmaxima aus nördlichen Richtungen waren dabei so selten, daß die Geschwindigkeitskurve zwischen WNW und NO nicht gezeichnet werden konnte.

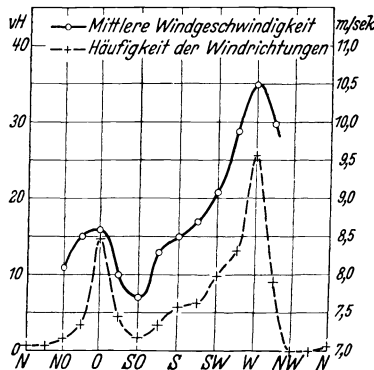


Abb. 260. Häufigkeit der Windrichtungen und mittlere Geschwindigkeit der täglichen Windmaxima in Potsdam in den Heizmonaten der Jahre 1929 und 1930.

Abb. 260 zeigt, daß trotz der Häufigkeitsspitze der Ostwinde die Westwinde unbedingt die Vorherrschaft haben, wie dies auch nach Abb. 259 für das nahegelegene Berlin charakteristisch ist. Von besonderer Wichtigkeit für unsere Zwecke ist das Ergebnis, daß die Häufigkeits- und Geschwindigkeitskurve fast den gleichen Verlauf haben. Die Westwinde sind demnach nicht nur am häufigsten, sondern besitzen auch die größte Geschwindigkeit. Tägliche Windmaxima von über 10 m/s z. B. kamen achtmal häufiger bei West- als bei Ostwind vor. Bei Orten mit vorherrschendem Südwestwind (vgl. obige Tabelle) wird ähnliches für diese Windrichtung gelten.

#### 4. Folgerungen für die Heizungstechnik.

Die auskühlende Wirkung des Windes auf beheizte Gebäude, die weniger der Vergrößerung des Wärmeüberganges an den Außenflächen als dem Eindringen von Luft durch Undichtigkeiten an Fenstern und Türen zuzuschreiben ist, hat in den „Regeln“ (DIN 4701) ihre Berücksichtigung durch besondere Windzuschläge gefunden. Diese kommen aber nur für Außenflächen mit Nord-, Nordost- und Ostlage in Frage und betragen unter sehr ungünstigen Bedingungen bei Wänden 10 vH und bei Fenstern und Türen 50 vH des zuschlagfreien Wärmeverlustes.

Bei Festsetzung dieser Zuschläge ging man von der Tatsache aus, daß die Winde aus Nord bis Ost im Winter die durchschnittlich kältesten sind. Die Zuschläge haben deshalb auch ihre Berechtigung, wenn sich auch im vorhergehenden Abschnitt ergab, daß Winde aus den betreffenden Richtungen verhältnismäßig selten sind. Es soll damit die starke Auskühlung von Gebäuden bei den immerhin möglichen Fällen sehr kalter und zugleich starker Winde aus Nord bis Ost vermieden werden.

Andererseits darf aber nicht übersehen werden, daß die häufigsten und stärksten Winde aus westlichen Richtungen kommen. Sind sie auch meist wärmer als die nördlichen bis östlichen Winde, so herrschen dabei doch häufig Temperaturen von nur wenig über Null. Auch recht kalte westliche Winde kommen vor. Z. B. wurde in Potsdam beobachtet:

am 16. Januar 1929 18 bis 19 Uhr: Westwind 10,7 m/s bei  $-9,1^{\circ}\text{C}$ ,

am 17. Januar 1929 0 bis 1 Uhr: Westwind 8,4 m/s bei  $-10,2^{\circ}\text{C}$ .

Da nach den „Regeln“ Gebäudeaußenflächen nach Südwest bis Nordwest keine Windzuschläge erhalten, ist es selbstverständlich und wird auch durch die Erfahrung bestätigt, daß Räume mit solcher Lage häufig eine starke Auskühlung durch Lufteneinfall bei westlichen Winden erfahren, denn man muß berücksichtigen, daß der Lufteneinfall vom Winddruck und damit vom Quadrat der Windgeschwindigkeit abhängt. Die Gebäudeauskühlung kann dabei noch durch Niederschläge erhöht werden, welche ebenfalls bei westlichen Winden am häufigsten sind.

Der Betrieb von Heizungsanlagen wird an Tagen mit starken Winden aus Südwest bis Nordwest oft mehr Schwierigkeiten bereiten und mehr Brennstoff erfordern

als an kälteren Tagen mit nördlichen oder östlichen Winden, weil diese in der Regel wesentlich schwächer sind. Im ordnungsgemäßen Heizbetrieb müssen daher die meteorologischen Bedingungen nicht nur im Hinblick auf die Außentemperatur, sondern auch auf die Windverhältnisse gewissenhaft beachtet werden.

## II. Hygienische Grundlagen.

### A. Einleitung.

Heizungs- und Lüftungsanlagen erfüllen nur dann ihren Zweck, wenn sie in den Aufenthalts- und Arbeitsräumen der Menschen, unabhängig von der Jahreszeit und der herrschenden Witterung, Umgebungsbedingungen zu schaffen gestatten, die dem Wohlbefinden und der Leistungsfähigkeit der Rauminsassen am zuträglichsten sind. Die dabei auftretenden Schwierigkeiten werden erfahrungsgemäß um so größer, je mehr Menschen in einem Raum unterzubringen sind, und je schwankender die Raumbesetzung ist. Die Wirkung von Menschenanhäufungen auf die Luftverhältnisse in geschlossenen Räumen ist so stark, daß sie sowohl bei dem Entwurf als auch dem Betrieb der Anlagen berücksichtigt werden muß, wenn nachteilige Rückwirkungen der Raumluft auf die Menschen vermieden werden sollen. Zur Lösung dieser Aufgabe sind die hygienischen Grundlagen unseres Faches unentbehrlich. Auch sonst stehen Heizungs- und Lüftungsanlagen in so unmittelbarer Beziehung zum menschlichen Dasein, daß sie den Forderungen der Hygiene in allen Fällen entsprechen sollten, ganz gleich, ob es sich um bedeutende oder einfache Anlagen handelt.

In den nachstehenden Ausführungen wird versucht, die hygienischen Grundlagen unseres Faches in einer der Denkweise des Ingenieurs angepaßten Form darzustellen.

### B. Wärmeregulung des menschlichen Körpers.

Der gesunde menschliche Körper besitzt die Fähigkeit, unter den verschiedenartigsten Umgebungsbedingungen eine Innentemperatur von etwa  $37^{\circ}\text{C}$  aufrechtzuerhalten. Dies setzt voraus, daß der Körper einen Gleichgewichtszustand herzustellen vermag zwischen der im Körperinnern erzeugten und der nach außen hin abströmenden Wärme. Die Einstellung dieses Gleichgewichtes wird durch selbsttätige, vom Nervensystem gesteuerte und sehr empfindlich auf äußere Einflüsse ansprechende Wärmeregulungsvorgänge bewirkt.

Man unterscheidet eine chemische und eine physikalische Wärmeregulung. Beide arbeiten Hand in Hand, um die Körpertemperatur auf gleicher Höhe zu halten und Störungen des Wohlbefindens sowie Schädigungen der Gesundheit zu verhindern.

Die chemische Wärmeregulung überwacht die innere Wärmezeugung des Körpers, die sie durch Steigerung oder Abschwächung der inneren Verbrennungsvorgänge erhöht oder senkt, je nachdem der Körper mehr oder weniger Wärme an die Umgebung verliert oder Energie in Form von Arbeit verbraucht. Im gleichen Sinne beeinflußt sie das Bedürfnis nach Nahrungsaufnahme und Muskelbewegung, die beide zur Erzeugung von Wärme dienen.

Die physikalische Wärmeregulung überwacht die äußere Wärmeabgabe des Körpers, die von den physikalischen Umgebungsbedingungen abhängig ist.

Der Gesamtwärmeverlust des Körpers umfaßt folgende Teilbeträge:

- a) Wärmeabgabe durch Strahlung von der Haut- und Kleideroberfläche an kältere Gegenstände der Umgebung,
- b) Wärmeabgabe durch Leitung und Konvektion von der Haut- und Kleideroberfläche an die Luft,

- c) Wärmeabgabe bei der Verdampfung von Feuchtigkeit der Haut und Kleidung,
- d) Wärmeabgabe an die Atemluft durch Zuführung von Wärme- und Wasserdampf.

Diese vier Teilbeträge der „Entwärmung des Körpers“ werden von der physikalischen Wärmeregulation so gegeneinander abgeglichen, daß ihre Summe in einem ziemlich weiten Bereich der Umgebungsfaktoren nahezu unverändert bleibt. Sinkt z. B. die Umgebungstemperatur, so nimmt die Wärmeabgabe durch Strahlung, Leitung und Konvektion zu, die Wärmeabgabe durch Wasserverdampfung dagegen ab. Das Umgekehrte tritt bei steigender Lufttemperatur ein.

Das Hauptorgan dieser Wärmeregulation ist die Haut. Ihre Wärmeabgabe an die Luft ist bekanntlich von deren Temperatur und Geschwindigkeit abhängig. Jede Änderung der beiden Faktoren wird von den Hautnerven mit einer Erweiterung oder Zusammenziehung der die Blutgefäße der Haut umschließenden Muskelfasern beantwortet. Hierdurch wird die Durchblutung der Haut erhöht oder vermindert und damit gleichzeitig ein Steigen oder Fallen der Hauttemperatur herbeigeführt. Diese Regelung der Hauttemperatur erfolgt immer in dem Sinne, daß einer Änderung der Wärmeabgabe infolge wechselnder Umgebungsbedingungen entgegengewirkt wird.

Bei höherer Lufttemperatur reicht aber dieses Mittel nicht mehr aus, um die erforderliche Entwärmung zu erzielen. Alsdann treten die in der Haut vorhandenen Schweißdrüsen in Funktion. Sie scheiden so viel Feuchtigkeit ab, daß die der Haut bei Verdampfung der Feuchtigkeit entzogene Wärme zur Konstanthaltung der Gesamtwärmeabgabe des Körpers ausreicht.

Der auf die Atmung entfallende Anteil der Entwärmung ist nur gering. Infolgedessen spielt die Atmung bei der physikalischen Wärmeregulation im Vergleich zur Haut nur eine untergeordnete Rolle.

Sind die Umgebungsbedingungen derart ungünstig, daß es der selbsttätigen Wärmeregulation des Körpers nicht mehr möglich ist, die der inneren Wärmeerzeugung entsprechende Entwärmung herzustellen, so treten Störungen des Wohlbefindens ein. Extreme Verhältnisse können zu Schädigungen der Gesundheit und zum Tode führen. Zu starke Kältewirkungen auf den Körper haben oft Erkrankungen zur Folge. Andererseits kommt es bei hoher Temperatur und Feuchtigkeit der Umgebungsluft, z. B. bei Menschenanhäufungen in geschlossenen Räumen, häufig zu jener als „Wärmestauung“ bezeichneten Herabsetzung der äußeren Wärmeabgabe, die Unbehagen, Kopfschmerz und Ohnmachtsanfälle verursacht. Die auftretenden Beschwerden sind aber nicht nur vom Wärmestau, sondern auch von der Empfindlichkeit und dem Gesundheitszustand der Personen abhängig. Ebenso wie das Wohlbefinden wird auch die Arbeitsfähigkeit der Menschen unter schlechten Entwärmungsmöglichkeiten außerordentlich herabgesetzt.

## **C. Durch die Haut vermittelte Einflüsse der Umgebungsluft auf den menschlichen Körper. — Behaglichkeitsmaßstäbe.**

### **1. Die Hauttemperatur als Behaglichkeitsmaßstab.**

#### **a) Allgemeines.**

Auf die Bedeutung der Haut für die Wärmeregulation des menschlichen Körpers wurde bereits hingewiesen. Eine wichtige Rolle dabei spielt die Einstellung ihrer Oberflächentemperatur in Abhängigkeit von den Luftzustandsverhältnissen. Da hiervon auch das Wärme- oder Kältegefühl, mithin also die Behaglichkeit, in der betreffenden Umgebung abhängig ist, liegt es nahe, die Hauttemperatur als Maßstab für die Wirkung der Umgebungsbedingungen auf den menschlichen Körper zu benutzen.

Die Hygieniker haben zahlreiche Messungen zur Ermittlung der Hauttemperatur bei verschiedenen Luftzuständen angestellt. Bei den grundlegenden Versuchen von Reichenbach und Heymann<sup>1</sup> ergab sich, daß die Stirn für Hauttemperaturmessungen am geeignetsten ist. Ihre Temperatur liegt nur wenig von dem Mittelwert der Temperaturen anderer Körperstellen entfernt, folgt am gesetzmäßigsten der Lufttemperatur und weist die geringsten Unterschiede bei verschiedenen Personen auf.

### b) Hauttemperatur in ruhiger Luft.

Die durch sorgfältige Messungen mit Thermoelement und Galvanometer von Reichenbach und Heymann an sich selbst ermittelten Stirntemperaturen bei ruhiger Luft (d. h. freier Strömung der Luft), normaler Bekleidung und Vermeidung körperlicher Betätigung sind in der Abb. 261 in Abhängigkeit von der Lufttemperatur dargestellt.

Die durch die Versuchspunkte gelegten Kurven für die beiden Versuchspersonen R. und H. fallen bei Lufttemperaturen über 14° C zusammen und haben in dem

Bereich zwischen 14 und 25° C gesetzmäßigen Verlauf. Ober- und unterhalb dieses Bereiches biegen die Kurven aus ihrer Richtung ab. Spätere von Heymann und Korff-Petersen<sup>2</sup> unter Mitwirkung von Weiss durchgeführte Versuche zeigen ebenfalls den oberen Wendepunkt im Kurvenverlauf sehr deutlich, und zwar bei der gleichen Lufttemperatur von 25° C. Es darf wohl angenommen werden, daß die untere Grenze dem Beginn des Frierens mit einsetzender erhöhter Wärmeerzeugung durch Muskelbewegung, die obere Grenze dem unbehaglichen Wärmegefühl vor Ausbruch des Schweißes entspricht. Zwischen diesen Grenzen muß eine Temperaturzone liegen, die weder ein ausgesprochenes Wärme noch Kältegefühl hervorruft, und die daher den Behaglichkeitsbereich darstellt. Heymann und Korff-Petersen fanden, daß normales Befinden bei Stirntemperaturen von 30,5 bis 32,5° C in ruhiger Luft vorhanden ist. Nach Abb. 261 würden dazu Lufttemperaturen von 16 bis 22° C gehören. Dem Mittelwert von 31,5° C ist eine Lufttemperatur von 18,8° C zugeordnet, die mit der für unser Wohlbefinden in normalen Wohnräumen erfahrungsgemäß günstigsten Raumtemperatur von etwa 19° C übereinstimmt.

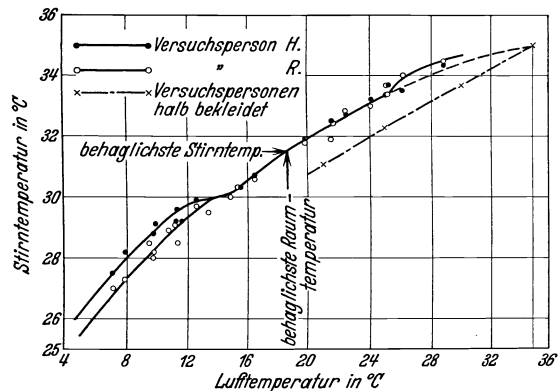


Abb. 261. Stirntemperatur in Abhängigkeit von der Lufttemperatur in ruhiger Luft.

Zwischen diesen Grenzen muß eine Temperaturzone liegen, die weder ein ausgesprochenes Wärme noch Kältegefühl hervorruft, und die daher den Behaglichkeitsbereich darstellt. Heymann und Korff-Petersen fanden, daß normales Befinden bei Stirntemperaturen von 30,5 bis 32,5° C in ruhiger Luft vorhanden ist. Nach Abb. 261 würden dazu Lufttemperaturen von 16 bis 22° C gehören. Dem Mittelwert von 31,5° C ist eine Lufttemperatur von 18,8° C zugeordnet, die mit der für unser Wohlbefinden in normalen Wohnräumen erfahrungsgemäß günstigsten Raumtemperatur von etwa 19° C übereinstimmt.

Um zu zeigen, welchen Einfluß die Kleidung auf die Hauttemperatur ausübt, ist in Abb. 261 noch eine Kurve nach Versuchen von Strauß und Schwarz<sup>3</sup> eingezeichnet, bei denen die Stirntemperatur bei einigen Personen mit nacktem Oberkörper in ruhender Luft festgestellt wurde. Die vier Kurvenpunkte entsprechen den Mittelwerten von drei Versuchspersonen. Wegen der Vergrößerung der freien Oberfläche des Körpers liegt die Hauttemperatur gemäß dem Gesetz der Wärmeregulierung tiefer als bei normal bekleideten Personen. Durch die Art der Kleidung wird also die

<sup>1</sup> Heymann u. Reichenbach: Beziehungen zwischen Haut- und Lufttemperatur. Zeitschr. f. Hyg. u. Infektionskrankh. Bd. 57 (1907).

<sup>2</sup> Heymann u. Korff-Petersen: Das Verhalten der Hauttemperatur und des subjektiven Empfindens bei verschiedenen Katathermometerwerten. Zeitschr. f. Hyg. u. Infektionskrankh. Bd. 105 (1926).

<sup>3</sup> Strauß u. Schwarz: Die Wirkung abgestufter Windgeschwindigkeiten auf die Hauttemperatur des ruhenden Menschen bei verschiedenen Temperatur- und Feuchtigkeitsgraden der Luft. Zeitschr. f. Hyg. u. Infektionskrankh. Bd. 114 (1932).

Hauttemperatur und damit das Behaglichkeitsempfinden merklich beeinflußt. Besonders bei ungünstigen Umgebungsbedingungen, die dem Körper die Wärmeregulation erschweren, ist die Kleidung von ausschlaggebender Bedeutung für unser Wohlbefinden.

Nach den Messungen von Strauß und Schwarz ist bei 35°C die Stirntemperatur gleich der Lufttemperatur. Auch die Kurve von Reichenbach und Heymann läuft verlängert (in Abb. 261 gestrichelt) etwa auf diesen Punkt hinaus. Dasselbe ist aus Versuchen von Liese<sup>1</sup> zu entnehmen. Weiter geht aus Beobachtungen Rubners<sup>2</sup> hervor, daß bei etwa 35°C der Temperaturunterschied zwischen nackten und bekleideten Hautoberflächen verschwindet. Infolgedessen muß dabei auch die Temperatur der Kleideroberfläche mit derjenigen der Luft übereinstimmen. Sind diese Feststellungen zutreffend, so folgt, daß bei einer Lufttemperatur von 35°C und gleicher Temperatur der Umgebungswände die Wärmeabgabe des Körpers durch Leitung, Konvektion und Strahlung aufhört und nur die Entwärmung durch Schweißverdunstung und in geringem Betrage durch Atmung übrigbleibt.

### c) Hauttemperatur in bewegter Luft.

Alle Änderungen der Umgebungsbedingungen, die eine erhöhte Wärmeabgabe des menschlichen Körpers bedingen, haben als Gegenmaßnahme seiner physikalischen Wärmeregulation eine Senkung der Hauttemperatur zur Folge. Diese muß sich also bei gleichbleibender Lufttemperatur in bewegter Luft tiefer als in ruhender Luft einstellen. Damit wird aber zugleich das Behaglichkeitsempfinden geändert. Man hat daher in der Luftbewegung ein Mittel zur Verfügung, um innerhalb bestimmter Temperatur- und Geschwindigkeitsgrenzen unbehagliche Luftzustände in geschlossenen Räumen oder an Arbeitsplätzen in behagliche oder zum mindesten erträgliche zu verwandeln.

Um das gesetzmäßige Verhalten der Hauttemperatur in bewegter Luft zu ermitteln, habe ich die bereits erwähnten Versuche von Heymann und Korff-Petersen bearbeitet. Bei diesen unter Mitwirkung von Weiss durchgeführten Versuchen befanden sich die beiden Personen H. und P., deren Stirntemperaturen gemessen wurden, normal bekleidet im freien Luftstrom bei Temperaturen von  $t_L = 12$  bis 27°C und Geschwindigkeiten von  $w = 0,15$  bis 5,0 m/s. Die Messungen fanden in der kalten Jahreszeit statt.

Für ruhige Luft läßt sich nach meinen Auswertungen der vorliegenden Versuche die Abhängigkeit der Stirntemperatur  $t_H$  von der Lufttemperatur  $t_L$  durch folgende Annäherungsgleichung darstellen:

$$\frac{t_H}{t_L} = \left(\frac{35}{t_L}\right)^n. \quad (78)$$

Nach dieser Beziehung wird, in Übereinstimmung mit früheren Erörterungen, bei 35°C die Stirntemperatur gleich der Lufttemperatur. Durch Logarithmieren der Gleichung (78) ergibt sich:

$$n = \frac{\log \frac{t_H}{t_L}}{\log \frac{35}{t_L}} \quad (\text{im Mittel } n \approx 0,84). \quad (79)$$

Die Größe  $n$ , die mit zunehmender Luftgeschwindigkeit abnimmt, ist eine Kennziffer für die Einstellung der Stirntemperatur bei verschiedenen Luftgeschwindigkeiten. Bei Temperaturen unter 14°C und über 25°C, bei denen schon in ruhiger Luft Störungen in der Stirntemperaturkurve auftreten, kommen auch in bewegter Luft Abweichungen vom Normalverhalten der Hauttemperatur vor. Der weiteren Be-

<sup>1</sup> Liese: Hauttemperaturmessungen am ruhenden und arbeitenden Menschen unter dem Einfluß schwacher Luftströme. Arch. f. Hyg. Bd. 104 (1930).

<sup>2</sup> Rubner: Handbuch der Hygiene. 8. Aufl. (1907).

arbeitung sind daher nur die Versuchswerte zwischen diesen Temperaturen zugrunde gelegt.

In Abb. 262 sind die Produktwerte  $w \cdot n$  (d. h. Luftgeschwindigkeit mal Kennziffer) in Abhängigkeit von  $w$  für die beiden Personen H. und P. aufgetragen. Man ersieht aus der Abbildung, daß man für H. und P. eine einheitliche Kurve zugrunde legen kann. Das ist insofern bemerkenswert, als beide, wohl wegen ihrer sehr verschiedenen Körperkonstitution, bei ruhiger Luft abweichende Stirntemperaturen aufwiesen. Für bewegte Luft erhielten auch Strauß und Schwarz bei ihren Messungen an vier verschiedenen Personen nur sehr geringe Abweichungen der Stirntemperaturen bei gleichen Luftverhältnissen. Man darf also wohl annehmen, daß verschiedene Menschen ziemlich gleichartig auf bewegte Luft reagieren.

Aus der Kurve in Abb. 262 konnte nun in einfacher Weise das Schaubild Abb. 263 hergestellt werden. Es zeigt die Stirntemperatur in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit mit der Lufttemperatur als Parameter. Man ersieht daraus, daß die Stirntemperatur von  $w = 0,2$  m/s ab bei zunehmender Luftgeschwindigkeit um so stärker abfällt, je tiefer die Lufttemperatur liegt. Bei geringer Luftbewegung ( $w < 0,2$  m/s) dagegen wird die Stirntemperatur bei höherer Lufttemperatur stärker als bei tieferer gesenkt, was wohl auf die vom Temperaturunterschied zwischen Haut und Luft abhängige Eigenkonvektion des Körpers zurückzuführen ist, deren Wirkung bei geringen Lufttemperaturen derjenigen der künstlichen Luftbewegung gleichkommt.

Bei Lufttemperaturen über  $30^\circ\text{C}$  wird die Stirntemperatur durch Luftbewegung nur noch wenig gesenkt und bei  $35^\circ\text{C}$  wird sie davon überhaupt nicht mehr beeinflußt. Letzteres ist von Strauß und Schwarz durch Messung bei dieser Temperatur bestätigt worden.

Auf das Behaglichkeitsempfinden in bewegter Luft wird weiterhin im Zusammenhang mit zwei weiteren Behaglichkeitsmaßstäben eingegangen werden.

## 2. Der Katawert als Behaglichkeitsmaßstab.

### a) Das Katathermometer.

Die Hygieniker waren seit langem bemüht, einen objektiven, meßtechnisch leicht feststellbaren Maßstab für die Behaglichkeit bei verschiedenen Umgebungsbedingungen zu finden. Diese Bestrebungen führten den englischen Forscher Leonhard Hill im Jahre 1916 zur Herstellung seines Katathermometers. Das in

Abb. 264 dargestellte Instrument ist ein einfaches Alkohol-Stabthermometer, dessen Gefäß 4 cm Länge und 1,8 cm Außendurchmesser besitzt, und auf dessen Stiel nur die beiden Temperaturen  $38$  und  $35^\circ\text{C}$  vermerkt sind. Für den Gebrauch wird das

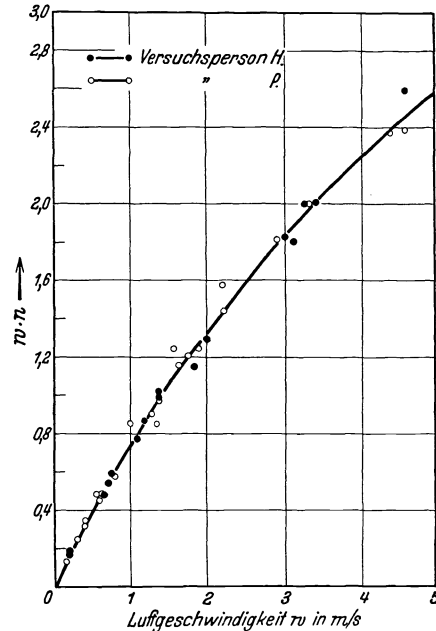


Abb. 262. Abhängigkeit der Werte  $w \cdot n$  von der Luftgeschwindigkeit.

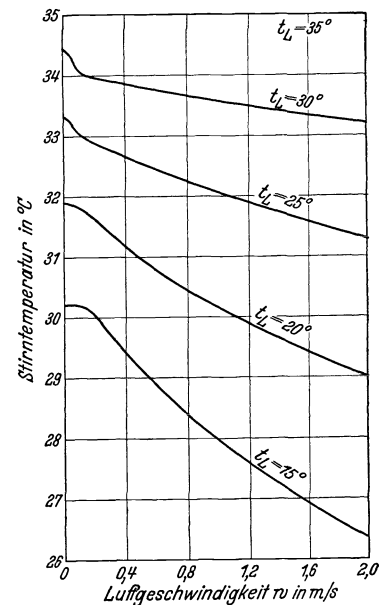


Abb. 263. Abhängigkeit der Stirntemperatur von der Luftgeschwindigkeit bei verschiedenen Lufttemperaturen.

Thermometer in einem Wasserbade aufgewärmt, wobei der Alkohol bis in die obere Erweiterung emporsteigt. Nach Abtrocknung des anhaftenden Wassers mit einem Tuch wird dann mit Stoppuhr die Zeit ermittelt, die der Alkoholfaden braucht, um von 38 auf 35° C zu fallen. Während der Abkühlungszeit  $z$  wird von dem Thermometergefäß, unabhängig von den Umgebungsbedingungen, immer die gleiche Wärmemenge  $Q'$  (Wasserwert mal Temperaturabfall) abgegeben. Nach Hill wird an Stelle von  $Q'$  die auf 1 cm<sup>2</sup> Gefäßoberfläche bezogene Wärmemenge  $Q$  in mgcal benutzt, deren Wert durch Eichung ermittelt und auf dem Thermometerstiel eingätzt wird. Vernachlässigt man den geringen Wärmefluß vom Gefäß zum Stiel und ferner den geringen Temperaturabfall in der etwa 0,1 mm starken Gefäßwand, so ist:

$$Q = \alpha \cdot \Theta \cdot z \left[ \frac{\text{mgcal}}{\text{cm}^2} \right]. \tag{80}$$

Hierin bezeichnet  $\Theta = 36,5 - t_L$  den mittleren Temperaturunterschied zwischen Gefäßoberfläche und Luft und  $\alpha$  die äußere Wärmeübergangszahl in  $\frac{\text{mgcal}}{\text{cm}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C}}$ . Für den Quotienten  $Q/z$ , den wir  $A$  nennen wollen, sind verschiedene Bezeichnungen, wie „Katawert“, „Abkühlungsgröße“, „Kühlstärke“ der Luft gebräuchlich. Bei allen Katathermometermessungen handelt es sich immer um die Ermittlung des Katawertes (Abkühlungsgröße)  $A$ . Er ist:

$$A = \frac{Q}{z} = \alpha \cdot \Theta = \alpha \cdot (36,5 - t_L). \tag{81}$$

Für die Wärmeübergangszahl ist nach Hill für ruhige Luft der konstante Wert

$$\alpha = 0,27$$

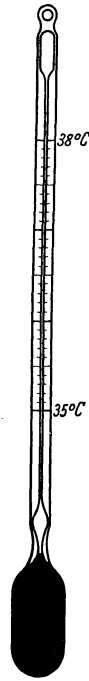
einzusetzen. Diese Angabe ist aber nicht zutreffend, denn  $\alpha$  muß nach der Lehre vom Wärmeübergang von dem Temperaturunterschied  $\Theta$  abhängen. Nach Hills und eigenen Versuchen in ruhiger Luft fand ich:

$$\alpha = 0,22 \Theta^{0,06}.$$

Für bewegte Luft mit der Strömungsgeschwindigkeit  $w$  senkrecht zur Thermometerachse gelten die empirischen Gleichungen<sup>1</sup>:

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= 0,205 + 0,385 \sqrt{w} \quad \text{für } w \leq 1 \\ \alpha &= 0,105 + 0,485 \sqrt{w} \quad \text{für } w \geq 1. \end{aligned} \right\} \tag{82}$$

Abb. 264.  
Kata-  
thermo-  
meter.



Da der Katawert  $A$  bei trockener Gefäßoberfläche ermittelt wird, wird er „trockener Katawert“ genannt, im Gegensatz zum „feuchten Katawert“  $A_f$ , den man erhält, wenn das Gefäß während der Messung von einer feuchten Musselinhülle umgeben ist.  $A_f$  ist etwa dreimal so groß wie  $A$ , weil zu der Wärmeabgabe durch Leitung, Konvektion und Strahlung beim feuchten Instrument noch diejenige durch Verdunstung hinzukommt. Der trockene Katawert ist nur von der Temperatur und Geschwindigkeit der Luft, der feuchte Katawert auch von dem Wasserdampfgehalt der Luft abhängig. Das feuchte Instrument kommt hauptsächlich für Untersuchungen in gewerblichen Betrieben mit hoher Temperatur und Feuchtigkeit in Frage, d. h. wenn der Entwärmungsvorgang zum größten Teil auf die Hautwasserabgabe angewiesen ist.

Es ist nun selbstverständlich, daß man mit dem Katathermometer nur die Wärmeabgabe des Instrumentes bei verschiedenen Luftverhältnissen bestimmen kann. Sollen die an verschiedenen Orten zu ermittelnden Katawerte miteinander vergleichbar sein, so muß immer das gleiche genormte Thermometermodell verwendet

<sup>1</sup> Bradtke, F., u. W. Liese: Hilfsbuch für raum- und außenklimatische Messungen. S. 48. Berlin: Julius Springer 1937.

werden, damit die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  unbeeinflusst bleibt. Geringe durch die Herstellung bedingte Änderungen des Wasserwertes finden in der Eichziffer  $Q$  ihre Berücksichtigung; sie haben auf  $\alpha$  keinen Einfluß.

Das Katathermometer ist demnach kein Meßinstrument für die Entwärmung des menschlichen Körpers, für den andere physikalische Wärmeaustauschbedingungen vorliegen. Man kann aber die bei bestimmten Luftzuständen festgestellten Katawerte mit den dabei herrschenden Behaglichkeitsgraden in Verbindung bringen und so einer Skala der Katawerte eine solche der Behaglichkeit zuordnen. Um einen Überblick über die bei bestimmten Geschwindigkeiten und Temperaturen der Luft geltenden Katawerte zu gewinnen, sind in dem Schaubild Abb. 265 Kurven gleicher Katawerte und außerdem noch gestrichelte Kurven gleicher Stirntemperatur eingezeichnet. Das Schaubild zeigt, daß beide Kurvensysteme zwar einen ähnlichen ansteigenden Verlauf besitzen, daß aber die Katawerte von kleinen Luftgeschwindigkeiten viel stärker beeinflußt werden als die Stirntemperatur, d. h. das Instrument reagiert bei schwacher Luftbewegung auf Änderungen der Luftgeschwindigkeit weit mehr als der menschliche Körper. Dieser Umstand ist zu beachten, weil er zu Fehlschlüssen Veranlassung geben kann.

**b) Trockener Katawert und Behaglichkeit in ruhiger Luft.**

Die Hygieniker geben an, daß Katawerte von 4—6 etwa der Behaglichkeitszone bei ruhiger oder leicht bewegter Luft entsprechen sollen. Aus der Abb. 265 ist jedoch zu ersehen, daß diese Angabe nicht ausreicht, um eine Behaglichkeitszone festzulegen, denn Katawerte von 4 oder 6 können bei schwacher Luftbewegung (0 bis 0,1 m/s) durch Raumtemperaturen veranlaßt werden, die sicher nicht mehr als behaglich empfunden werden. Wird jedoch hinzugefügt, daß dabei die Stirntemperatur nicht unter  $30,5^{\circ}\text{C}$  fallen oder über  $32,5^{\circ}\text{C}$  steigen darf, so ist damit die Behaglichkeitszone nach Temperatur und Geschwindigkeit der Luft abgegrenzt; denn am Schnittpunkt der Katawertlinie 4 und der Stirntemperaturlinie  $32,5$  liegt die Lufttemperatur  $22^{\circ}\text{C}$  und am Schnittpunkt der Katawertlinie 6 und der Stirntemperaturlinie  $30,5$  die Lufttemperatur  $15,9^{\circ}\text{C}$ . Dieselben Behaglichkeitsgrenzen wurden bereits im Abschnitt über die Hauttemperatur ermittelt.

Der günstigste Katawert von 5 und die günstigste Stirntemperatur von  $31,5^{\circ}\text{C}$  bedingen nach Abb. 265 eine Lufttemperatur von  $18,8^{\circ}\text{C}$ , die, wie ebenfalls früher ermittelt wurde, unserem Wohlbefinden in geschlossenen Räumen und bei natürlicher Luftbewegung am meisten entspricht.

**c) Trockener Katawert und Behaglichkeit in bewegter Luft.**

Bei den Untersuchungen über die Stirntemperatur in bewegter Luft haben Heymann und Korff-Petersen auch die gleichzeitigen Katawerte der Luft gemessen und das Behaglichkeitsempfinden der beiden Versuchspersonen H. und P. notiert. Dabei ergab sich, daß normales Befinden für H. bei Stirntemperaturen von

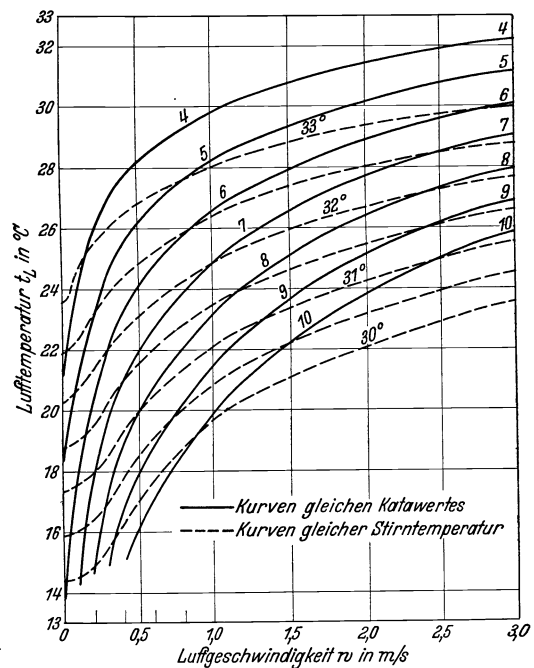


Abb. 265. Kurven gleicher Katawerte und Stirntemperaturen.



30,0 bis 33,5° C und für P. bei 30,3 bis 32,2° C, im Mittel für beide Personen also bei 30,15 bis 32,85° C bestand. Nehmen wir die größte Behaglichkeit in der Mitte des Bereiches an, so kommen wir mit 31,5° C Stirntemperatur in bewegter Luft auf den gleichen Wert wie in ruhiger Luft.

Was die Katawerte anbelangt, so wurde bewegte Luft bei  $A < 5$  als zu warm und bei  $A > 9,5$  als zu kühl empfunden. Da sich nach der Formel  $A = \theta(a + b\sqrt{w})$  der gleiche Katawert aus den verschiedensten Kombinationen von Lufttemperatur und Luftgeschwindigkeit ergeben kann, so folgt, daß bei einem bestimmten Katawert Lufttemperaturen vorkommen können, die außerhalb des Behaglichkeitsbereiches liegen. Der oben angegebene Grenzwert  $A = 9,5$  z. B. kann bei einer Luftgeschwindigkeit von 0,31 m/s durch eine Lufttemperatur von 14° C veranlaßt werden, die schon in ruhiger Luft nicht behaglich wirkt. Der Katawert ist daher keine eindeutige Kennzahl für das Wohlbefinden des Menschen.

Im Gegensatz zu Heymann und Korff-Petersen nehme ich an, daß gerade bei bewegter Luft die Behaglichkeit besser durch die Stirntemperatur als durch den Katawert gekennzeichnet wird, weil das Wärme- oder Kältegefühl in enger Beziehung zur Hauttemperatur steht, und weil verschiedene Menschen auf Luftbewegung ziemlich gleichartig mit der Stirntemperatur reagieren. Größere Unterschiede bei Versuchspersonen kommen eigentlich nur an der oberen Grenze bei schwach bewegter warmer Luft vor. Nachstehend sind die zur günstigsten Stirntemperatur von 31,5° C gehörigen Lufttemperaturen und Katawerte bei verschiedenen Luftgeschwindigkeiten zusammengestellt.

	Ruhige Luft	Luftgeschwindigkeit $w$ in m/s								
		0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	2	3
$t_L$	18,8	19,0	19,5	21,0	22,0	22,9	23,5	24,0	25,5	26,7
$A$	5,0	5,7	6,4	7,0	7,3	7,6	7,8	8,0	8,8	9,3
$B = t_L/A$	3,76	3,33	3,05	3,00	3,01	3,02	3,02	3,00	2,90	2,87

Der in der letzten Reihe der Tabelle gebildete Wert  $B = t_L/A$  ist viel weniger mit  $t_L$  und  $w$  veränderlich als der Katawert selbst, und er ist sogar bei Geschwindigkeiten von 0,2 bis 1,2 m/s, die hauptsächlich für die Lüftungstechnik in Frage kommen,

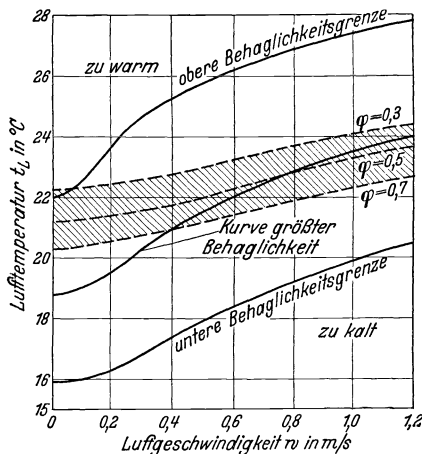


Abb. 266. Behaglichkeitsbereich bei bewegter Luft.

nahezu konstant. Auch bei anderen Stirntemperaturen ändert sich die Größe  $B$  nur wenig. Bei einer graphischen Darstellung gemäß Abb. 265 hatten die Kurven gleicher  $B$ -Werte einen ganz ähnlichen Verlauf wie die Kurven gleicher Stirntemperatur. Ich glaube daher, daß man die Größe  $B$  zur Beurteilung der Behaglichkeit und Festlegung ihres Bereiches mit mehr Recht als den Katawert benutzen darf.

Nach den Beobachtungen von Heymann und Korff-Petersen erhält man für die Behaglichkeitszone als unteren Grenzwert etwa  $B = 2$  und als oberen etwa  $B = 5$ . Mit diesen Zahlen habe ich mittels der Formeln (81) bis (82) die untere und obere Grenzkurve für Geschwindigkeiten von 0,4 bis 1,2 m/s berechnet und dann nach den etwas höheren Grenzwerten 2,65 und 5,5

für ruhige Luft hin extrapoliert. Diese Kurven sind in Abb. 266 dargestellt und die dazugehörigen Zahlenwerte in der folgenden Tabelle zusammengefaßt. Es ergibt sich, daß die aus den gesetzmäßigen Zusammenhängen mit  $B = 2$  und  $B = 5$  er-

mittelten Stirntemperaturen den Beobachtungswerten für den Behaglichkeitsbereich in bewegter Luft (30,15 bis 32,85° C) sehr nahe kommen. Die in Abb. 266 eingezeichnete mittlere Kurve entspricht der Stirntemperatur 31,5° C und somit der größten Behaglichkeit. Das schraffierte Band wird bei Besprechung der effektiven Temperatur erläutert werden.

		Ruhige Luft	Luftgeschwindigkeit $w$ in m/s						
			0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
Obere Behaglichkeitsgrenze	Lufttemp. $t_L$	22,0	22,6	23,75	25,3	26,2	26,9	27,4	27,8
	Katawert $A$	4,0	4,5	4,8	5,1	5,3	5,4	5,5	5,6
	$B = t_L/A$	5,5	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
	Stirtemp. $t_H$	32,5	32,5	32,6	32,75	32,8	32,8	32,8	32,8
Größte Behaglichkeit	Lufttemp. $t_L$	18,8	19,0	19,5	21,0	22,0	22,9	23,5	24,0
	Katawert $A$	5,0	5,7	6,4	7,0	7,3	7,6	7,8	8,0
	$B = t_L/A$	3,75	3,35	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
	Stirtemp. $t_H$	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5	31,5
Untere Behaglichkeitsgrenze	Lufttemp. $t_L$	15,9	16,0	16,3	17,4	18,4	19,2	19,9	20,5
	Katawert $A$	6,0	6,7	7,6	8,7	9,2	9,6	10,0	10,3
	$B = t_L/A$	2,65	2,4	2,15	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
	Stirtemp. $t_H$	30,5	30,5	30,5	30,3	30,2	30,15	30,1	30,1

Weitere Untersuchungen haben ergeben, daß die  $B$ -Werte vom Winter zum Sommer hin etwas ansteigen. Ihr Schwankungsbereich erstreckt sich bei größter Behaglichkeit etwa von 3—3,7, an der oberen Grenze von 5—6 und an der unteren Grenze von 2—2,5<sup>1</sup>.

Die bisher mit Recht gegen das Katathermometer erhobenen Einwände werden hinfällig, wenn man statt des Katawertes  $A$  die Größe  $B = t_L/A$  als Maßstab für die Behaglichkeit verwendet. Versuchstechnisch ist diese Größe sehr leicht zu ermitteln, da bei Bestimmung des Katawertes die Lufttemperatur ohnehin gemessen wird, um nach Gleichung (81) und (82) die Luftgeschwindigkeit berechnen zu können. Der besondere Vorzug des Instrumentes liegt gerade darin, daß man mit ihm in einfachster Weise auch sehr kleine Luftgeschwindigkeiten bestimmen kann, die von Anemometern wegen ihrer zu hohen Anlaufgeschwindigkeit nicht mehr angezeigt werden. Ferner braucht man nicht die horizontale Richtung der Luftbewegung im Raum zu kennen, was für Anemometermessungen erforderlich ist.

Aus den vorstehenden Darlegungen folgt, daß man im Katathermometer ein wertvolles Instrument für heizungs- und lüftungstechnische Untersuchungen besitzt. Die Verteilung der Luftbewegung im Raum, Zugserscheinungen und die auf die Rauminsassen treffenden Luftgeschwindigkeiten können damit leicht festgestellt werden; schließlich dürfen aus den Katawerten in Verbindung mit der Lufttemperatur auch Schlüsse auf die Behaglichkeitswirkung der Luftverhältnisse auf den Menschen gezogen werden.

### 3. Die effektive Temperatur als Behaglichkeitsmaßstab.

In Amerika hat man vor etwa 10 Jahren mit der sog. effektiven Temperatur einen rein subjektiven Maßstab für die Behaglichkeitswirkung verschiedener Luftzustände aufgestellt. Man versteht darunter die Temperatur einer mit Wasserdampf gesättigten Luft ( $\varphi = 1,0$ ), die das gleiche Temperaturgefühl auslöst wie der Luftzustand, dessen Behaglichkeit anzugeben ist. Einer bestimmten Raumluft wird z. B. die effektive Temperatur  $t_{\text{eff}} = 20^\circ \text{C}$  zugeordnet, wenn sie auf die Mehrzahl der Menschen gleich behaglich wirkt wie gesättigte Luft von  $20^\circ \text{C}$ . Die zu verschiedenen

<sup>1</sup> Bradtke, F., u. W. Liese: Hilfsbuch für raum- und außenklimatische Messungen. S. 62. Berlin: Julius Springer 1937.

Luftzuständen gehörigen effektiven Temperaturen sind durch Massenversuche an vielen Personen festgestellt worden, und die Ergebnisse dieser Untersuchungen hat man in Zahlentafeln und Kurvenblättern niedergelegt<sup>1</sup>. Als Beispiel eines solchen Kurvenblattes, das für normal gekleidete und sehr leicht tätige Raumsassen bei ruhiger Luft gilt, soll Abb. 267<sup>2</sup> dienen. Über ein Liniennetz, das alle Größen zur Kennzeichnung des Raumluftzustandes enthält, sind noch Linien gleicher effektiver Temperatur gelegt. Diese laufen auf der Sättigungslinie durch den Schnittpunkt der Temperatur des trockenen und feuchten Thermometers gemäß der oben gegebenen

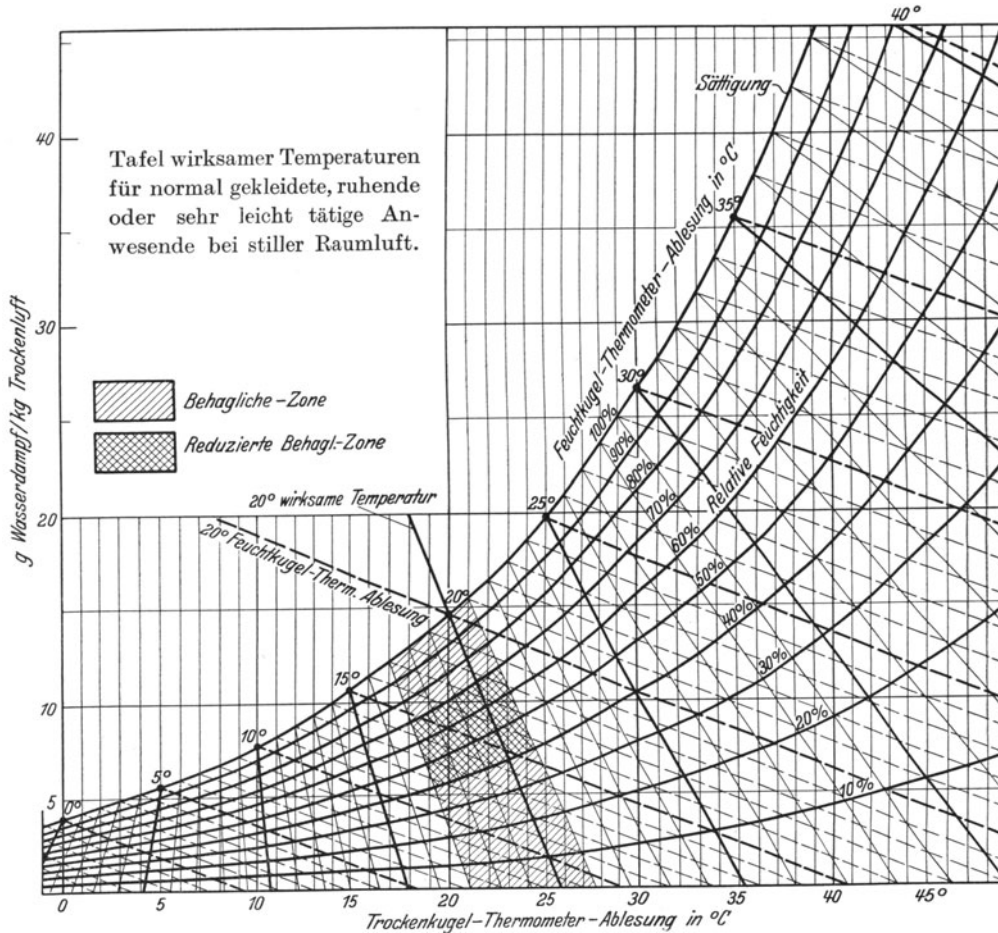


Abb. 267. Psychrometertafel. (Nach „A. S. H. V. E.-Guide“ 1930.)

Definition für die effektive Temperatur. Innerhalb des Schaubildes liegt die eigentliche Behaglichkeitszone der Amerikaner zwischen den effektiven Temperaturen 17 und 21 °C und den relativen Feuchtigkeiten von 40 und 70 vH, die später auf 30 und 60 vH abgeändert wurden. Zur günstigsten Behaglichkeitslinie von  $t_{\text{eff}} = 19^\circ\text{C}$  gehören in ruhiger Luft:

- bei  $\varphi = 0,7$ :  $t = 20,3^\circ\text{C}$ ,
- „  $\varphi = 0,5$ :  $t = 21,2^\circ\text{C}$ ,
- „  $\varphi = 0,3$ :  $t = 22,3^\circ\text{C}$ .

Diese Werte gelten für den Winter. Die behaglichste Raumtemperatur von 21,2 °C liegt um  $2\frac{1}{2}^\circ\text{C}$  höher als bei uns, denn wir fanden dafür den Wert von 18,8 °C. Dieser

<sup>1</sup> Houghteen and Yagloglon: Determining lines of equal comfort. Trans. Amer. Soc. of heat. a. ventil. engineers Bd. 29 (1923) S. 163.

<sup>2</sup> Entnommen aus Rybka: Amerikanische Heizungs- und Lüftungspraxis. Berlin: Julius Springer 1932.

Unterschied ist bezeichnend für das durch Klima, Rasse, Gewohnheit, Kleidung bedingte abweichende Temperaturempfinden anderer Völker.

Gleiche Schaubilder wie für ruhige Luft sind von den Amerikanern auch für bewegte Luft entworfen worden. Die für  $t_{\text{eff}} = 19^\circ \text{C}$  daraus entnommenen günstigsten Lufttemperaturen bei 30, 50 und 70 vH relativer Feuchtigkeit sind in Abb. 266 in Abhängigkeit von der Luftgeschwindigkeit dargestellt (gestrichelte Kurven). Man erhält dabei das überraschende Ergebnis, daß im Gegensatz zu ruhiger Luft das Behaglichkeitsempfinden der Amerikaner bei bewegter Luft sich dem für deutsche Verhältnisse ermittelten sehr nähert. Nur liegen die behaglichsten Luftzustände nicht auf einer Kurve, sondern auf einem Band von etwa  $2^\circ \text{C}$  Temperaturbreite.

Auffällig ist bei der effektiven Temperatur als Maßstab des Wohlbefindens der große, schon bei normalen Raumtemperaturen vorhandene Einfluß der relativen Feuchtigkeit, der nach unseren Anschauungen erst bei Temperaturen außerhalb des Behaglichkeitsbereiches stärker hervortritt, denn es ist bekannt, daß sowohl tiefe als hohe Temperaturen um so unbehaglicher wirken, je feuchter die Luft ist. Der amerikanische Behaglichkeitsmaßstab ist daher mehrfach angezweifelt worden. So schreibt Strauß<sup>1</sup>: „In der Zurückführung des jeweils bestehenden Klimas auf einen anderen Temperaturzustand bei feuchtigkeitsgesättigter Luft liegt eine nicht zu übersehende Schwäche des ganzen Systems. Denn eine feuchtigkeitsgesättigte Atmosphäre wird niemals angenehm empfunden, das Temperaturempfinden versagt hier am ehesten, weil unter diesen Umständen dem Wasserdampf im Verhältnis zu den anderen Faktoren der Wärmeentziehung eine überragende Bedeutung zukommt.“

#### 4. Einfluß des Außenklimas auf das Behaglichkeitsempfinden in Innenräumen.

Bei Aufstellung von Behaglichkeitskurven für den praktischen Gebrauch in der Heizungs- und Lüftungstechnik muß der Einfluß des Außenklimas auf das Temperaturempfinden beachtet werden. Da sich die Menschen in der Kleidung, Nahrungsaufnahme, Betätigung im Freien usw. der Jahreszeit anpassen und sich so in einer dauernden Akklimatisierung an die Außenluftzustände befinden, so ist es selbstverständlich, daß dabei auch das Behaglichkeitsempfinden Änderungen erfährt.

Die von mir bearbeiteten Versuche von Heymann und Korff-Petersen fanden in der kalten Jahreszeit statt. Daher gilt der daraus abgeleitete Behaglichkeitsbereich in Abb. 266 auch nur für den Winter. Für den Lüftungsbetrieb im Sommer müssen die Kurven dieser Abbildung nach oben verlegt werden. Leider fehlt es an systematischen Versuchen über die Behaglichkeit bei bewegter Innenluft in der warmen Jahreszeit. Es liegen nur einige Beobachtungen an der Hörsaallüftung der Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungswesen vor, die sich auf die einzuhaltenen Innentemperaturen bei verschiedenen Außentemperaturen beziehen<sup>2</sup>. Von den etwas streuenden Versuchszahlen sind nur die oberen Grenzwerte in Abb. 268 zeichnerisch dargestellt. Eine zweite höher liegende Kurve zeigt die Innentemperaturen, die man in der amerikanischen Praxis bei der Theaterlüftung anwendet<sup>3</sup>. Beide Kurven gelten für eine relative Feuchtigkeit der Innenluft von 50–60 vH. Die Frage nach den zweckmäßigsten Innentemperaturen für deutsche

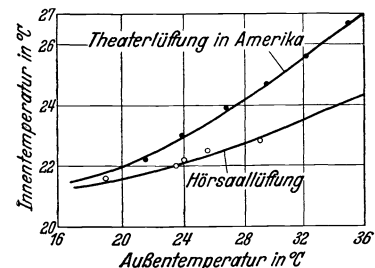


Abb. 268. Innentemperatur in Abhängigkeit von der Außentemperatur.

<sup>1</sup> Strauß: Klima und Arbeit. 1. Mitteilung. Methodische Voruntersuchungen. Arch. f. Gewerbepath. u. Gewerbehyg. Bd. 1 (1930).

<sup>2</sup> Brabbée: Vorläufige Betriebsergebnisse der Lüftung im Hörsaal der Prüfanstalt für Heiz- und Lüftungsanlagen. Gesundheits-Ing. Bd. 38 (1915).

<sup>3</sup> Berestneff: Neue amerikanische Heizungs-, Kühlungs- und Lüftungsmethoden für große öffentliche Räume. Gesundheits-Ing. 1932.

Verhältnisse ist heute durch die VDI-Lüftungsregeln entschieden. Sie enthalten unter „Mindestanforderungen an Klimaanlage“ die folgenden Werte der Temperatur und relativen Feuchte der Innenluft, die bei verschiedenen Außentemperaturen in Versammlungsräumen und Räumen ähnlicher Art eingehalten werden sollen.

Außentemperatur	20°	25°	30°	35°
Temperatur der Innenluft	21,5°	22°	25°	27°
Relative Feuchte der Innenluft	70 vH	70 vH	60 vH	60 vH

Die Zustandswerte der Innenluft sind so gewählt worden, daß sie die hygienischen Anforderungen erfüllen und bei der Luftaufbereitung im Klimagerät ohne Verwendung einer Kältemaschine erreicht werden können. Bei dem Vergleich mit Abb. 268 zeigt sich, daß die Temperaturwerte der Regeln bei Außentemperaturen bis 25° nahe der unteren Kurve und bei Temperaturen über 25° nahe der oberen Kurve der Abbildung liegen.

### 5. Wärme- und Wasserdampfabgabe des menschlichen Körpers.

#### a) Wärmeabgabe.

Aus dem Abschnitt über die Wärmeregulation des menschlichen Körpers wissen wir, aus welchen Teilbeträgen sich dessen Gesamtwärmeabgabe zusammensetzt. Bezeichnen wir die auf Leitung, Konvektion und Strahlung entfallende „trockene Wärme“ mit  $Q_{tr}$  und die auf die Verdunstung der abgegebenen Feuchtigkeit entfallende „feuchte Wärme“ mit  $Q_f$ , so ist die Gesamtwärmeabgabe:

$$Q = Q_{tr} + Q_f.$$

Die beiden Summanden  $Q_{tr}$  und  $Q_f$  sind durch Versuche im Forschungsinstitut der amerikanischen Heizungs- und Lüftungsgenieure bei verschiedenen Lufttemperaturen und Luftgeschwindigkeiten ermittelt worden. Aus einer von A. Berestneff<sup>1</sup> mitgeteilten Zusammenstellung der Werte läßt sich folgende Tabelle für  $Q_{tr}$ ,  $Q_f$  und  $Q$  für ruhige Luft und Luftbewegung von  $w = 1,0$  m/s ableiten. Sie gilt für einen normal bekleideten, sitzenden Mann bei leichter Betätigung. Die Tabellenwerte sind in Abb. 269 für ruhige Luft graphisch dargestellt. Zum Vergleich zeigt die gestrichelte Kurve die Gesamtwärmeabgabe  $Q$  bei  $w = 1,0$  m/s.

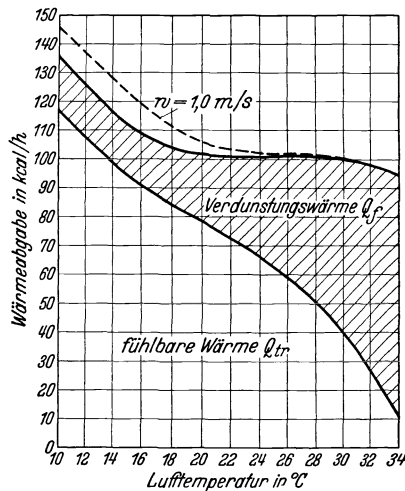


Abb. 269. Stündliche Wärmeabgabe des menschlichen Körpers in Abhängigkeit von der Lufttemperatur.

Aus dem Schaubild ist zu ersehen, daß die Gesamtwärmeabgabe des Körpers bei ruhiger Luft über einen großen Temperaturbereich hin konstant bleibt und etwa 100 kcal/h beträgt. Dieser Wert wird allgemein als Normalwärmeabgabe des nicht körperliche Arbeit verrichtenden Menschen bei lüftungstechnischen Berechnungen zugrunde gelegt. Für gewerbliche Betriebe kann man bei mittlerer körperlicher Arbeit mit 200 bis 250 kcal/h und bei schwerer bis schwerster Arbeit mit 400 bis 500 kcal/h für den Arbeiter rechnen. Bei der Luftgeschwindigkeit  $w = 1,0$  m/s ist nach Abb. 269 die Wärmeabgabe bei Temperaturen unter 18° C um rund 10 bis 15 vH größer als bei ruhiger Luft, und es ist schon eine um mehrere Grade höhere Temperatur als ruhiger Luft erforderlich, um an die normale Wärmeabgabe von etwa 100 kcal/h heranzukommen. Dasselbe wurde früher hinsichtlich des Einflusses der

<sup>1</sup> Berestneff: Neue amerikanische Heizungs-, Kühlungs- und Lüftungsmethoden für große öffentliche Räume. Gesundheits-Ing. 1932.

Luftbewegung	Wärmeabgabe kcal/h	Lufttemperatur in °C											
		10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
Ruhige Luft	$Q_{tr}$	117	108	99	91	84	79	73	66	59	50	40	28
	$Q_r$	18	18	18	18	20	23	28	35	42	51	59	70
	$Q = Q_{tr} + Q_r$	135	126	117	109	104	102	101	101	101	101	99	98
$w = 1,0 \text{ m/s}$	$Q_{tr}$	130	121	112	104	96	89	83	75	69	59	47	32
	$Q_r$	16	16	16	16	16	17	21	27	33	42	52	66
	$Q = Q_{tr} + Q_r$	146	137	128	120	112	106	104	102	102	101	99	98

Temperatur und Bewegung der Luft auf die Behaglichkeit festgestellt. Bei Temperaturen über 30°C wird die Gesamtwärmeabgabe durch Luftbewegung nicht mehr geändert. Ähnliches ergab sich für die Einstellung der Hauttemperatur, die durch bewegte Luft von über 30°C nur wenig beeinflusst wird.

**b) Wasserdampfabgabe.**

Bei Lüftungstechnischen Berechnungen, zumal für dichtbesetzte Räume, muß man nicht nur die Wärmeabgabe der Menschen, sondern auch ihre Wasserdampf-abgabe in Rechnung stellen. Bezeichnen wir die stündliche Feuchtigkeitsabgabe mit  $G$  in g/h, so ist:

$$G = \frac{Q_f}{r} \cdot 1000 \left[ \frac{\text{g}}{\text{h}} \right].$$

$r = 595 - 0,54 t =$  Verdampfungswärme in kcal/kg. Bei einer Oberflächentemperatur des Körpers von 25 bis 35°C können wir mit einem mittleren Wert von  $r = 580 \text{ kcal/kg}$  rechnen.

Dann erhält man aus den für  $Q_f$  bereits mitgeteilten Werten folgende Tabelle für die abgegebenen Wasserdampf-mengen in g/h bei einer relativen Feuchtigkeit der Luft von 30 bis 70 vH.

	Lufttemperatur in °C										
	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
Ruhige Luft	31	31	31	31	34	40	48	60	73	88	102
$w = 1,0 \text{ m/s}$	28	28	28	28	28	29	36	47	57	73	90

Die vom Menschen abgegebene Feuchtigkeitsmenge bleibt bei Temperaturen unterhalb der unteren Behaglichkeitsgrenze konstant. Daher steigt die Gesamtwärmeabgabe dann rasch mit abnehmender Temperatur an. Nach Abb. 266 liegt die untere Behaglichkeitsgrenze bei ruhiger Luft bei 16°C und bei  $w = 1,0 \text{ m/s}$  bei 20°C, also ganz in Übereinstimmung mit den Temperaturen, bei denen die Regelung der Wasserdampf-abgabe aufhört.

Bei der Lüftung im Winter kann man mit einer Wasserdampf-abgabe je Person von rund 40 g/h und bei derjenigen im Sommer, bei etwa 3°C höherer Raumtemperatur, mit rund 50 g/h bei einer Luftgeschwindigkeit am Menschen von  $w = 0,2 \text{ m/s}$  rechnen.

**D. Durch die Atmung vermittelte Einflüsse der Umgebungsluft für den menschlichen Körper.**

**1. Die Bedeutung der Kohlensäure.**

Bei den Wechselwirkungen zwischen der Raumluft und dem menschlichen Körper, von denen die an der Haut sich abspielenden physikalischen Vorgänge bereits behandelt sind, spielt noch die Atmung eine wichtige Rolle. Sie führt Umgebungsluft mit ihren chemischen Bestandteilen (Sauerstoff, Kohlensäure, Stickstoff,

Argon) und mit ihren Beimengungen (Wasserdampf, Geruchsstoffe, Staub, Kleintiere) durch die Atmungswege in die Lungen. Hier wird der Atemluft ein Teil des Sauerstoffes entzogen und dafür Kohlensäure an sie abgegeben. Die Atmung dient der Aufrechterhaltung der im Körper stattfindenden Verbrennungsvorgänge, denen sie den erforderlichen Sauerstoff liefert. Wenn wir vom Wasserdampf absehen, so ist nach Vernon<sup>1</sup> die Zusammensetzung der ein- und ausgeatmeten Luft in Volumprozenten die folgende:

	Eingeatmete Frischluft	Ausgeatmete Luft
Sauerstoff . . . . .	21,0 vH	16,5 vH
Kohlensäure . . . . .	0,04 „	4,0 „
Stickstoff, Argon . . . . .	79,0 „	79,5 „

Der Kohlensäuregehalt der ausgeatmeten Luft ist 100 mal so groß wie derjenige der Außenluft. Stellt man die Forderung, daß er im Raum nicht über 0,14 vH ansteigen darf, so läßt sich aus dem normalen Atemluftvolumen eines Erwachsenen von 0,5 m<sup>3</sup>/h und den angegebenen CO<sub>2</sub>-Prozenten die einer Person zuzuführende Luftmenge berechnen. Sie beträgt:

$$L = \frac{4 \cdot 0,5}{0,14 - 0,04} = \frac{2}{0,10} = 20 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Die zeitliche Zunahme des CO<sub>2</sub>-Gehaltes in einem Raum unter der Einwirkung von Kohlensäurequellen (Menschen, Gaslampen usw.) ist an anderer Stelle (S. 194—195) behandelt worden.

Wenn auch infolge der Atmung der Menschen die Luft bewohnter Räume ärmer an Sauerstoff und reicher an Kohlensäure wird, so werden durch diese Änderungen in der Zusammensetzung der Luft doch niemals schädigende Wirkungen auf die Gesundheit der Rauminassen ausgeübt; denn die Abnahme des Sauerstoffes müßte viel größere Beträge erreichen, um nachteilig zu wirken, und die Schädlichkeitsgrenze der Kohlensäure liegt mit 4 vH weit von dem selbst in überfüllten Räumen erreichbaren Wert entfernt. Trotzdem hat der CO<sub>2</sub>-Gehalt der Luft hygienisch eine große Bedeutung. Er dient:

1. als Maßstab für die Luftverschlechterung,
2. zur Bestimmung des Luftwechsels.

Pettenkofer hat den Kohlensäuremaßstab nicht deshalb eingeführt, weil er die Kohlensäure für schädlich hielt, sondern weil er erkannte, daß gleichlaufend mit der CO<sub>2</sub>-Zunahme der Raumluft diese durch andere vom Menschen herrührende, üblen Geruch verbreitende Ausdünstungs- und Zersetzungsstoffe („Ekelstoffe“) verdorben wird. Mit der Kohlensäuremessung wollte er lediglich den Grad der Luftverschlechterung und den Luftwechsel bestimmen, eine Methode, die auch heute noch zu diesem Zweck benutzt wird.

## 2. Die Bedeutung des Wasserdampfes.

Die Vorgänge innerhalb der Atmungsorgane, an denen der Wasserdampf beteiligt ist, sind rein physikalischer Natur, denn es handelt sich dabei nur um eine Zustandsänderung feuchter Luft, die von ihrem Einatemzustand auf etwa 35° C erwärmt und auf 95 vH gesättigt wird<sup>2</sup>. Hierbei muß eine vom Wasserdampfgehalt der Umgebungsluft abhängige Feuchtigkeitsmenge von den Atmungsorganen abgegeben werden, beispielsweise:

- bei trockener Zimmerluft ( $t = 20^\circ \text{C}$ ,  $\varphi = 0,25$ ):  $37,6 - 4,3 = 33,3 \text{ g/m}^3$ ,  
 „ kalter Außenluft ( $t = -10^\circ \text{C}$ ,  $\varphi = 0,90$ ):  $37,6 - 1,9 = 35,7 \text{ g/m}^3$ .

<sup>1</sup> Vernon: The Principles of Heating and Ventilation, S. 128. London: Edward Arnold & Co. 1934.

<sup>2</sup> Loewy: Über Klimatophysiologie. Leipzig: Georg Thieme 1931.

Merkwürdig ist nun, daß bei der Zimmerluft meist über große Trockenheit der Luft geklagt wird, während bei der noch mehr Wasserdampfabgabe erfordernden Außenluft eine Austrocknungswirkung auf die Atmungsorgane nicht verspürt wird. Auf diesen Widerspruch hat v. Gonzenbach<sup>1</sup> aufmerksam gemacht. Das Gefühl der Trockenheit der Luft kann also nicht mit dem Wasserdampfgehalt der Luft zusammenhängen. Die Hygieniker sind sich darüber einig, daß man bei Klagen über zu trockene Raumluft den Staubgehalt derselben dafür verantwortlich machen muß. Sie stellen daher die Forderung, den Staub in der Wohnung mit allen Mitteln zu bekämpfen und ihn besonders von den Heizvorrichtungen, an denen er durch Konvektionsströme am meisten aufgewirbelt wird, zu entfernen.

Wenn als Grenzwerte der relativen Feuchtigkeit in Aufenthaltsräumen 30 bis 70 vH angegeben werden, so hat diese Vorschrift auch mit Rücksicht auf den Staub ihre Berechtigung. Da dieser sehr hygroskopisch ist, nimmt er je nach dem Feuchtigkeitsgehalt der Luft mehr oder weniger Wasser auf. Bei zu trockener Raumluft ist auch der Staub trocken, leicht und flugfähig und gibt daher eher zu Reizwirkungen auf die Atmungsorgane Veranlassung als bei feuchterer Luft.

### 3. Die Bedeutung der sonstigen Beimengungen der Luft.

Außer dem Wasserdampf sind in der Luft ständig noch Staub und Kleinlebewesen (Bakterien, Hefe- und Schimmelpilze) in sehr wechselnden Mengen enthalten. Diese organischen und anorganischen Beimengungen der Luft, die als kleinste Teilchen sich auch bei schwächster Luftbewegung noch schwebend halten, tragen ebenso wie die bereits erwähnten Geruchsstoffe zur Verschlechterung der Raumluft bei. Sie sind in der Luft unserer Wohnungen und vor allem in derjenigen stärker besetzter Räume in viel größerer Zahl vorhanden als in reiner Außenluft. Die Reizwirkung des Staubes auf die Atmungsorgane ist bekannt. Ist er organischer Herkunft, so besteht noch die Möglichkeit seiner Verschmelzung auf Heizflächen oder seiner Zersetzung durch die ihm anhaftenden Fäulniserreger, wodurch auch in schwach besetzten Räumen unangenehme Gerüche entstehen können. Als gesundheitsgefährdend sind diese Beimengungen der Luft im allgemeinen nicht zu betrachten. Nur da, wo mit Erregern ansteckender Krankheiten in größerer Menge zu rechnen ist, sind besondere Vorsichtsmaßnahmen geboten. Ferner können die in manchen gewerblichen Betrieben auftretenden Staubarten zu ernststen Gesundheitsschädigungen der Arbeiter führen. Solche Staubarten sollen daher möglichst an den Stellen ihrer Entstehung sogleich durch Absaugung entfernt werden.

Dem Eindringen von Außenluftstaub in künstlich belüftete Räume ist durch Einbau von Staubfiltern an den Luftentnahmestellen zu begegnen.

Eine Raumluft, die durch menschliche Ausdünstungs- und Zersetzungsstoffe stark verschlechtert ist und bei Betreten des Raumes sofort unangenehm auffällt, hat auch nachteilige Wirkungen auf die Rauminsassen. Solche Luft führt zu einer verflachten Atmung und zu ungenügender Sauerstoffzufuhr in die Lungen, also zu einer Abschwächung der inneren Verbrennungsvorgänge des Körpers. Die Folge davon ist eine Verminderung des Appetites und Schädigung des Allgemeinbefindens, was bei Menschen, die sich viel in verdorbener Luft aufhalten, meist durch bleiches, ungesundes Aussehen zum Ausdruck kommt.

Für die im Zusammenhang mit dem Problem der Luftverschlechterung eine Zeitlang aufgetauchte Theorie von einem schädlichen Atemgift in der Luft besetzter Räume hat sich bisher kein Gültigkeitsbeweis erbringen lassen.

<sup>1</sup> Hottinger u. v. Gonzenbach: Die Heiz- und Lüftungsanlagen in den verschiedenen Gebäudearten. Berlin: Julius Springer 1929.



Vierter Teil.  
**Zahlentafeln.**

**Zahlentafel 1.**

**Zahlenwerte für Rechnungen mit feuchter Luft, gültig für einen Barometerstand von 760 mm QS.**

1.  $t$ , °C, Lufttemperatur.
2.  $\gamma$ , kg/m<sup>3</sup>, Spez. Gewicht der trockenen Luft.
3.  $\gamma_s$ , kg/m<sup>3</sup>, Spez. Gewicht gesättigter feuchter Luft.
4.  $p_s$ , mm QS, Sättigungsdruck des Wasserdampfes.
5.  $x_s$ , g/kg, Wassergehalt gesättigter feuchter Luft, bez. auf 1 kg tr. Luft.
6.  $i_s$ , kal/kg, Wärmehalt gesättigter feuchter Luft, bez. auf 1 kg tr. Luft.

$t$	$\gamma$	$\gamma_s$	$p_s$	$x_s$	$i_s$
°C	kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	mm QS	g/kg	kcal/kg
-20	1,396	1,395	0,77	0,63	-4,43
-19	1,394	1,393	0,85	0,70	-4,15
-18	1,385	1,384	0,94	0,77	-3,87
-17	1,379	1,378	1,03	0,85	-3,58
-16	1,374	1,373	1,13	0,93	-3,29
-15	1,368	1,367	1,24	1,01	-3,01
-14	1,363	1,362	1,36	1,11	-2,71
-13	1,358	1,357	1,49	1,22	-2,40
-12	1,353	1,352	1,63	1,34	-2,09
-11	1,348	1,347	1,78	1,46	-1,78
-10	1,342	1,341	1,95	1,60	-1,45
-9	1,337	1,336	2,13	1,75	-1,13
-8	1,332	1,331	2,32	1,91	-0,79
-7	1,327	1,325	2,53	2,08	-0,45
-6	1,322	1,320	2,76	2,27	-0,10
-5	1,317	1,315	3,01	2,47	+0,26
-4	1,312	1,310	3,28	2,69	0,64
-3	1,308	1,306	3,57	2,94	1,03
-2	1,303	1,301	3,88	3,19	1,41
-1	1,298	1,295	4,22	3,47	1,82
0	1,293	1,290	4,58	3,78	2,25
1	1,288	1,285	4,93	4,07	2,66
2	1,284	1,281	5,29	4,37	3,08
3	1,279	1,275	5,69	4,70	3,52
4	1,275	1,271	6,10	5,03	3,96
5	1,270	1,266	6,54	5,40	4,42
6	1,265	1,261	7,01	5,79	4,90
7	1,261	1,256	7,51	6,21	5,40
8	1,256	1,251	8,05	6,65	5,90
9	1,252	1,247	8,61	7,13	6,43
10	1,248	1,242	9,21	7,63	6,97
11	1,243	1,237	9,84	8,15	7,53
12	1,239	1,232	10,52	8,75	8,14
13	1,235	1,228	11,23	9,35	8,74
14	1,230	1,223	11,99	9,97	9,36

## Zahlentafel 1 (Fortsetzung).

Zahlenwerte für Rechnungen mit feuchter Luft, gültig für einen Barometerstand von 760 mm QS.

$t$	$\gamma$	$\gamma_s$	$p_s$	$x_s$	$i_s$
° C	kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	mm QS	g/kg	kcal/kg
15	1,226	1,218	12,79	10,6	9,98
16	1,222	1,214	13,63	11,4	10,7
17	1,217	1,208	14,53	12,1	11,4
18	1,213	1,204	15,48	12,9	12,1
19	1,209	1,200	16,48	13,8	12,9
20	1,205	1,195	17,53	14,7	13,8
21	1,201	1,190	18,65	15,6	14,6
22	1,197	1,185	19,83	16,6	15,3
23	1,193	1,181	21,07	17,7	16,2
24	1,189	1,176	22,38	18,8	17,2
25	1,185	1,171	23,76	20,0	18,1
26	1,181	1,166	25,21	21,4	19,2
27	1,177	1,161	26,74	22,6	20,2
28	1,173	1,156	28,35	24,0	21,3
29	1,169	1,151	30,04	25,6	22,5
30	1,165	1,146	31,82	27,2	23,8
31	1,161	1,141	33,70	28,8	25,0
32	1,157	1,136	35,66	30,6	26,3
33	1,154	1,131	37,73	32,5	27,7
34	1,150	1,126	39,90	34,4	29,2
35	1,146	1,121	42,18	36,6	30,8
36	1,142	1,116	44,56	38,8	32,4
37	1,139	1,111	47,07	41,1	34,0
38	1,135	1,107	49,69	43,5	35,7
39	1,132	1,102	52,44	46,0	37,6
40	1,128	1,097	55,32	48,8	39,6
41	1,124	1,091	58,34	51,7	41,6
42	1,121	1,086	61,50	54,8	43,7
43	1,117	1,081	64,80	58,0	45,9
44	1,114	1,076	68,26	61,3	48,3
45	1,110	1,070	71,88	65,0	50,8
46	1,107	1,065	75,65	68,9	53,4
47	1,103	1,059	79,60	72,8	56,2
48	1,100	1,054	83,71	77,0	59,0
49	1,096	1,048	88,02	81,5	62,1
50	1,093	1,043	92,51	86,2	65,3
51	1,090	1,037	97,20	91,3	68,6
52	1,086	1,031	102,1	96,6	72,3
53	1,083	1,025	107,2	102	75,9
54	1,080	1,019	112,5	108	80,0
55	1,076	1,013	118,0	114	84,1
56	1,073	1,007	123,8	121	88,6
57	1,070	1,001	129,8	128	93,2
58	1,067	0,995	136,1	136	98,5
59	1,063	0,987	142,6	144	104
60	1,060	0,981	149,4	152	109
61	1,057	0,974	156,4	161	115
62	1,054	0,968	163,8	171	121
63	1,051	0,961	171,4	181	128
64	1,048	0,954	179,3	192	135

## Zahlentafel 1 (Fortsetzung).

Zahlenwerte für Rechnungen mit feuchter Luft, gültig für einen Barometerstand von 760 mm QS.

$t$	$\gamma$	$\gamma_s$	$p_s$	$x_s$	$i_s$
° C	kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	mm QS	g/kg	kcal/kg
65	1,044	0,946	187,5	204	143
66	1,041	0,939	196,1	216	151
67	1,038	0,932	205,0	230	160
68	1,035	0,924	214,2	244	169
69	1,032	0,917	223,7	259	179
70	1,029	0,909	233,7	276	190
71	1,026	0,901	243,9	294	202
72	1,023	0,893	254,6	314	214
73	1,020	0,885	265,7	335	227
74	1,017	0,877	277,2	357	242
75	1,014	0,868	289,1	382	258
76	1,011	0,859	301,4	408	275
77	1,009	0,851	314,1	437	293
78	1,006	0,842	327,3	470	315
79	1,003	0,833	341,0	506	338
80	1,000	0,823	355,1	545	363
81	0,997	0,813	369,7	589	391
82	0,994	0,803	384,9	639	425
83	0,992	0,794	400,6	695	460
84	0,989	0,783	416,8	756	500
85	0,986	0,773	433,6	828	545
86	0,983	0,762	450,9	908	597
87	0,981	0,751	468,7	1000	657
88	0,978	0,740	487,1	1110	725
89	0,975	0,729	506,1	1240	810
90	0,973	0,718	525,8	1400	912
91	0,970	0,706	546,1	1590	1035
92	0,967	0,694	567,0	1830	1185
93	0,965	0,681	588,6	2135	1380
94	0,962	0,669	610,9	2545	1645
95	0,959	0,656	633,9	3120	2015
96	0,957	0,643	657,6	3990	2575
97	0,954	0,630	682,1	5450	3510
98	0,951	0,616	707,3	8350	5360
99	0,949	0,602	733,2	11700	10910
100	0,947	0,589	760,0	—	—

## Zahlentafel 2.

## Spannung, Temperatur usw. des Wasserdampfes.

Druck (abs.) in kg/m <sup>2</sup>	Temperatur in ° C	Verdampfungs- wärme	Gesamt- wärmeinhalt	Gewicht von 1 m <sup>3</sup> Dampf in kg
$p$	$t$	$r$	$i''$	$\gamma$
1 000	45,4	570,5	615,9	0,067
1 200	49,0	568,5	617,6	0,080
1 500	53,6	566,6	619,6	0,098
2 000	59,7	562,7	622,3	0,129
2 500	64,6	559,9	624,5	0,158
3 000	68,7	557,6	626,3	0,188
3 500	72,3	555,6	627,8	0,217
4 000	75,4	553,8	629,2	0,246
5 000	80,9	550,6	631,5	0,303
6 000	85,5	548,0	633,4	0,359
7 000	89,5	545,6	635,1	0,415
8 000	93,0	543,6	636,5	0,470
9 000	96,2	541,7	637,8	0,525
10 000	99,1	539,9	639,0	0,579
11 000	101,8	538,3	640,1	0,633
12 000	104,2	536,7	641,1	0,687
14 000	108,7	533,9	642,8	0,793
16 000	112,7	531,4	644,3	0,898
18 000	116,3	529,1	645,7	1,003
20 000	119,6	527,0	646,9	1,107
25 000	126,7	522,3	649,5	1,365
30 000	132,9	518,1	651,6	1,618
35 000	138,2	514,5	653,4	1,870
40 000	142,9	511,1	654,9	2,120
45 000	147,2	508,0	656,2	2,368
50 000	151,1	505,2	657,3	2,614
55 000	154,7	502,5	658,4	2,860
60 000	158,1	500,0	659,3	3,104
65 000	161,2	497,5	660,2	3,348
70 000	164,2	495,2	660,9	3,591
75 000	167,0	493,0	661,7	3,833
80 000	169,6	490,9	662,3	4,075
85 000	172,1	488,8	662,9	4,316
90 000	174,5	486,8	663,4	4,556
95 000	176,8	484,9	663,9	4,797
100 000	179,0	483,1	664,4	5,037

## Zahlentafel 3a.

## Feste und flüssige Brennstoffe.

Die Zahlenwerte sind nur als Mittelwerte zu betrachten. Vor allem Wasser- und Aschegehalt können in sehr weiten Grenzen schwanken.

		Holz	Torf	Lausitzer Braunkohle	Böhmische Braunkohle	Steinkohle	Anthrazit	Braunkohlenbriketts	Koks, trocken	Gasöl	Braunkohlenteeröl	Steinkohlenteeröl
C	[in Gew.-Proz.]	40	41	26	52	73	86	55	87	85	84	89
H	"	4,5	4	3	4	5	3	4	0,5	13	11	7
O + N	"	37	21	12	13	10	4	23	2	1,7	4,3	3,5
S	"	—	0,5	1	1	1	1	0,5	0,5	0,3	0,7	0,5
Asche	"	1,5	13,5	10	6	8	4	5,5	9	—	—	—
Wasser	"	16	20	48	24	3	2	12	1	—	—	—
Heizwert, oberer [kcal/kg]		3840	3840	2680	5100	7270	8000	5165	7200	—	—	—
Heizwert, unterer [kcal/kg]		3500	3650	2310	4820	7050	7800	4860	7170	10250	9600	9100
Theoret. Luftbedarf [m <sup>3</sup> /kg, 0° 760]		3,9	4,1	2,8	5,3	7,6	9,3	5,8	7,9	10,7	10,1	9,7
Theoret. CO <sub>2</sub> -Gehalt der Rauchgase [vH]		20,9	19,3	18,3	18,8	18,6	19,3	20,0	20,6	—	—	—
Betriebswerte	Luftüberschußzahl	2	2	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,2	1,2	1,2
	Luftbedarf [m <sup>3</sup> /kg]	7,8	8,1	4,2	8,0	11,4	14,0	8,7	11,9	12,8	12,1	11,6
	Rauchgasgewicht [kg/kg]	9,8	10,1	6,2	11,1	15,5	17,9	7,9	16,2	17,6	16,5	15,6
	CO <sub>2</sub> -Gehalt [vH]	9,7	9,7	12,2	12,5	12,4	12,4	13,3	13,9	—	—	—
Spez. Gewicht i. M. [kg/m <sup>3</sup> ]		600	640	—	1300	1350	1550	1150	1400	880	920	1040
Schüttgewicht i. M. [kg/m <sup>3</sup> ]		—	360	730	750	800	850	710	400	—	—	—

## Zahlentafel 3b.

Gasförmige Brennstoffe<sup>1</sup>.

Art des Heizgases		Steinkohlengas	Stadtgas (Mischgas)	Wassergas
Mittlere Zusammensetzung des Gases:	Oberer Heizwert . . . . . [kcal/Nm <sup>3</sup> ]	5250	4300	2700
	Unterer Heizwert . . . . . [kcal/Nm <sup>3</sup> ]	4680	3870	2450
	CO <sub>2</sub> . . . . . [Vol.-Proz.]	4	5	6
	C <sub>m</sub> H <sub>n</sub> . . . . . "	3	2	—
	CO . . . . . "	7	18	38
	H <sub>2</sub> . . . . . "	50	50	50
	CH <sub>4</sub> . . . . . "	30	19	(0,2)
	N <sub>2</sub> . . . . . "	6	6	6
	Spezifisches Gewicht . . . . . [kg/m <sup>3</sup> , Luft = 1]	0,43	0,47	0,55
	Theoretischer Luftbedarf . . . . . [m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	4,85	3,85	2,10
Verbrennungserzeugnisse je m <sup>3</sup> Heizgas bei Verbrennung ohne Luftüberschuß:	CO <sub>2</sub> . . . . . [m <sup>3</sup> ]	0,45	0,43	0,38
	N <sub>2</sub> . . . . . "	3,90	3,12	1,74
	Trockene Abgase . . . . . "	4,35	3,55	2,12
	Maximaler CO <sub>2</sub> -Gehalt . . . . . [vH]	10,5	12,0	18,0
	Verbrennungswassermenge . . . . . [kg/m <sup>3</sup> ]	0,95	0,75	0,40
	Feuchtes Abgasvolumen . . . . . [m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]			
	a) bei 1,5-fachem Luftüberschuß und 100° C	10,9	8,8	5,0
	b) " 1,5 " " " 150° C	12,4	10,0	5,7
Taupunkt der Abgase bei 1,5-fachem Luftüberschuß [°C]	54	54	53	

<sup>1</sup> Nach Angabe des Deutschen Vereins von Gas- und Wasserfachmännern e. V. (1 Nm<sup>3</sup> = Normal-kubikmeter = 1 m<sup>3</sup> Gas bei 0° C und 760 mm QS, trocken).

Zahrentafel 4.

**Annahme der Temperaturen für unbeheizte Räume.**

Zugrunde gelegte Außentemperatur	- 10° C	- 15° C	- 20° C
Ungeheizte oder nicht täglich geheizte, abgeschlossene Räume mit Ausnahme der direkt unter der Dachfläche liegenden . . . . .	+ 7°	+ 5	+ 2°
Ungeheizte oder nicht täglich geheizte Räume, direkt unter der Dachfläche liegend:			
mit doppelter Dachschalung oder beliebiger Dachbauart von $k < 1,4$ . . . . .	+ 5°	0°	- 3°
mit einfacher Dachschalung . . . . .	0°	- 5°	- 10°
ohne Dachschalung, mit Fugendichtung . . . . .	0°	- 5°	- 10°
mit Glas- oder Metaldach . . . . .	- 5°	- 10°	- 15°
ohne Dachschalung, ohne Fugendichtung . . . . .	- 5°	- 10°	- 15°
Ungeheizte, von beheizten Räumen umgebene Räume ohne Außenflächen . . . . .	+ 10°	+ 10°	+ 10°
Ungeheizte, oft von der Außenluft bestrichene Räume, wie Vorflure, abgeschlossene Durchfahrten, Treppenhäuser usw. . . . .	+ 5°	0°	- 3°
Ungeheizte Kellerräume . . . . .	+ 7°	+ 5°	+ 2°
Temperatur des Erdreiches unter dem Kellerfußboden . . . . .	+ 7°	+ 7°	+ 7°
Temperatur des an die Außenwände anliegenden Erdreiches unter der Erdoberfläche im Mittel . . . . .	0°	0°	0°
Temperatur angebauter Nachbarhäuser im Mittel <sup>1</sup>			
a) bei Einzelheizung . . . . .	+ 5°	+ 5°	+ 5°
b) bei Zentralheizung . . . . .	+ 10°	+ 10°	+ 10°
Kesselräume . . . . .	+ 20°	+ 20°	+ 20°

<sup>1</sup> Die Grenzmauer ist dabei in voller Stärke, also gegebenenfalls als Summe der Wandstärken beider Giebelwände anzunehmen.

Zahrentafel 5.

**Wärmeübergangszahlen.**

In geschlossenen Räumen:	
Wandflächen, Fußböden und Decken bei Wärmeübergang von unten nach oben	$\alpha = 7 \frac{1}{\alpha} = 0,14$
Fußböden und Decken bei Wärmeübergang von oben nach unten . . . . .	$\alpha = 5 \frac{1}{\alpha} = 0,20$
Im Freien . . . . .	$\alpha = 20 \frac{1}{\alpha} = 0,05$

## Zahlentafel 6.

Mittlere Wärmeleit Zahlen von Baustoffen<sup>1</sup>.

Material	$\lambda$ in kcal/m h °C
Asbestschiefer . . . . .	0,19
Beton:	
Eisenbeton . . . . .	1,3
Kiesbeton (Raumgewicht etwa 2200 kg/m <sup>3</sup> ) . . . . .	1,1
Schlackenbetonsteinmauerwerk . . . . .	0,60
Schlackenbeton gestampft (Raumgewicht etwa 1250 kg/m <sup>3</sup> ) als Außenwand . . . . .	0,60
desgl. hinter äußerer Kiesbetonschicht . . . . .	0,50
desgl. als Innenwand . . . . .	0,50
Bimsbetonsteinmauerwerk . . . . .	0,45
Bimsbeton oder Leichtbeton gestampft (Raumgewicht etwa 800 kg/m <sup>3</sup> ) als Außenwand . . . . .	0,40
desgl. hinter äußerer Kiesbetonschicht . . . . .	0,30
desgl. als Innenwand . . . . .	0,30
Bimsbetondielen . . . . .	0,30
Fliesen und Kacheln . . . . .	0,90
Gipsdielen:	
als innere Wandverkleidung . . . . .	0,25
als Dachverkleidung . . . . .	0,30
Glas:	
Fensterglas . . . . .	0,65
Holz:	
vor Feuchtigkeitwirkungen geschützt . . . . .	0,12
dem Regenanfall ausgesetzt (an Außenflächen) . . . . .	0,18
bei mehrschichtigen Bauweisen, wo nur die äußerste Schicht dem Regenanfall ausgesetzt, im Mittel . . . . .	0,15
Holzzement, Steinholz . . . . .	0,15
Hobelspäne als Füllstoff in geschlossenen Hohlräumen . . . . .	0,10
Sägemehl . . . . .	0,07
Isolierdielen und -platten:	
Tektonisolierdielen, Heraklitplatten, Kunststoffstein, gebrannte Kieselgursteine usw. etwa . . . . .	0,12
Kalksandstein:	
als Außenwand . . . . .	0,9
als Innenwand . . . . .	0,8
Kork:	
als Korksteinplatten, Raumgewicht < 250 kg/m <sup>3</sup> . . . . .	0,04
" " " 250 bis 400 kg/m <sup>3</sup> . . . . .	0,05 bis 0,06
Lehm:	
gestampft als Außenwand . . . . .	0,8
gestampft in Innenräumen . . . . .	0,5
Lehmwickel auf Holzstaken . . . . .	0,4
Linoleum:	
als Fußbodenbelag . . . . .	0,16

<sup>1</sup> Vollständige Zusammenstellung aller vorliegenden Meßergebnisse von Wärmeleit Zahlen mit Literaturverzeichnis vgl. E. Schmidt: Die Wärmeleit Zahlen von Stoffen auf Grund von Meßergebnissen. Mitt. a. d. Forschungsheim f. Wärmeschutz 1924, Heft 5.

**Zahlentafel 6 (Fortsetzung).**

**Mittlere Wärmeleit Zahlen von Baustoffen.**

Material	$\lambda$ in kcal/m h °C
<b>Metalle:</b>	
Gußeisen . . . . .	45
Schmiedeeisen (0,1 bis 1,5 vH C) . . . . .	30 bis 45
<b>Natursteine:</b>	
dichte Gesteine (Granit, Basalt, Dolomitkalk, Marmor usw.), Raumgewicht > 2600 kg/m <sup>3</sup> . . . . .	2,5
porige Gesteine (Sandstein, weicher oder sandiger Kalkstein) . . . . .	1,5
<b>Pappe:</b>	
Dachpappe . . . . .	0,12
Pappe als Wandbelag . . . . .	0,06
<b>Putz:</b>	
gewöhnlicher Kalkputz an Außenflächen . . . . .	0,75
desgl. an Innenflächen . . . . .	0,60
auf Putzträger (Holzstabgewebe usw.) an Außenflächen . . . . .	0,60
desgl. an Innenflächen . . . . .	0,40
<b>Sand:</b>	
gewachsene Erde oder dem Regen ausgesetzte Kies- oder Sandschüttung . . . . .	2,0
trockene Sandschüttung in Decken . . . . .	0,5
Schiefer . . . . .	1,20
<b>Schlacke:</b>	
Schlackenschüttung in Hohlräumen, Decken usw. . . . .	0,16
<b>Torf:</b>	
kernimprägnierte Torfleichtplatten, Raumgewicht < 250 kg/m <sup>3</sup> . . . . .	0,04
Torfplatten, Raumgewicht 250 bis 400 kg/m <sup>3</sup> . . . . .	0,05 bis 0,06
Torfmuld, wasserabweisend imprägniert . . . . .	0,03 „ 0,04
Torfmuld, gewöhnlich . . . . .	0,06 „ 0,08
Zement: abgebunden . . . . .	0,80
<b>Ziegel:</b>	
Ziegelsteinmauerwerk als Außenwand . . . . .	0,75
desgl. mit wasserdichter Außenhaut (Ziegelbehang, Blechverkleidung usw.) . . . . .	0,66
desgl. als Innenwand . . . . .	0,60

**Zahlentafel 7.**

**Wärmeleitwiderstände  $\frac{1}{A}$  von Luftschichten.**

Die Zahlen sind mittlere Werte und vernachlässigen die Einflüsse der Temperatur und der Oberflächenbeschaffenheit, weil die Ungenauigkeiten der Schichtdicke in der Praxis viel größere Abweichungen hervorrufen. Der Wärme flu ß durch die aus Festigkeitsgründen erforderlichen Überbrückungen der Hohlräume ist nicht eingerechnet und muß besonders ermittelt werden.

	Dicke der Luftschicht				
	1 cm	2 cm	5 cm	10 cm	15 cm
Für alle senkrechten Luftschichten und für waagrechte Luftschichten mit Wärmestrom von unten nach oben . . . . .	0,14	0,17	0,19	0,21	0,22
Für waagrechte Luftschichten mit Wärmestrom von oben nach unten . . . . .	0,17	0,20	0,21	0,23	0,24



**Zahlentafel 8/I.****k-Werte für Normalwände.**

(Auszug aus den „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und . . . usw.“ des V. d. C.-I.)

Bauart	Wandstärke des Mauerwerks in m ohne Putz						
	0,12	0,25	0,38	0,51	0,64	0,77	0,90
<b>Ziegelsteine:</b>							
einseitig verputzt, Außenwand . . . . .	2,6	1,8	1,38	1,11	0,93	0,80	0,70
beiderseits verputzt, Außenwand . . . . .	2,5	1,7	1,34	1,09	0,91	0,79	0,69
„ „ Innenwand . . . . .	1,9	1,33	1,04	0,85	0,71	0,62	0,55
<b>Schlackenbetonsteine:</b>							
beiderseits verputzt, Außenwand . . . . .	2,3	1,5	1,15	0,92	0,76	0,66	0,58
„ „ Innenwand . . . . .	1,9	1,33	1,04	0,85	0,71	0,62	0,55
<b>Bimsbetonsteine, Schwemmsteine:</b>							
beiderseits verputzt, Außenwand . . . . .	2,0	1,25	0,93	0,73	0,60	—	—
„ „ Innenwand . . . . .	1,7	1,12	0,85	0,68	0,57	—	—
<b>Kalksandsteine:</b>							
einseitig verputzt, Außenwand . . . . .	2,9	2,0	1,6	1,27	1,08	0,93	0,82
beiderseits verputzt, Außenwand . . . . .	2,7	1,9	1,5	1,23	1,05	0,91	0,81
„ „ Innenwand . . . . .	2,1	1,6	1,24	1,03	0,89	0,78	0,69
<b>Porige Gesteine: Sandstein, weicher oder sandiger Kalkstein usw. (Raumgewicht &lt; 2600 kg/m³):</b>							
	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90
einseitig verputzt, Außenwand . . . . .	2,4	2,0	1,8	1,6	1,45	1,33	1,22
beiderseits verputzt, Außenwand . . . . .	2,3	2,0	1,8	1,6	1,41	1,30	1,19
„ „ Innenwand . . . . .	1,9	1,7	1,5	1,37	1,25	1,16	1,08
<b>Dichte Gesteine: Dolomitskalkstein, Marmor, Granit, Basalt usw. (Raumgewicht &gt; 2600 kg/m³):</b>							
einseitig verputzt, Außenwand . . . . .	2,9	2,6	2,4	2,2	2,0	1,9	1,7
beiderseits verputzt, Außenwand . . . . .	2,8	2,5	2,3	2,1	1,9	1,8	1,7
„ „ Innenwand . . . . .	2,2	2,0	1,9	1,8	1,6	1,5	1,45
<b>Kiesbeton:</b>							
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50
unverputzt, Außenwand . . . . .	4,2	3,6	3,1	2,7	2,2	1,8	1,6
„ Innenwand . . . . .	3,1	2,7	2,4	2,2	1,8	1,6	1,36
beiderseits verputzt, Außenwand . . . . .	3,5	3,0	2,7	2,4	2,0	1,7	1,44
„ „ Innenwand . . . . .	2,7	2,4	2,2	2,0	1,7	1,44	1,27

**Zahlentafel 8/II.****k-Werte für Isolierwände.**

(Auszug aus den „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und . . . usw.“ des V. d. C.-I.)

Bauart	Wandstärke des Mauerwerks in m ohne Putz, Luftschicht, Verkleidung, Isolierung						
	0,12	0,25	0,38	0,51	0,64	0,77	0,90
<b>Ziegelsteinmauerwerk:</b>							
beiderseits verputzt, mit einer Luftschicht <sup>1</sup> von 5 bis 12 cm Dicke . . . . .	—	1,38	1,11	0,93	0,81	0,70	0,63
mit unter Putz verlegter Isolierung aus Kork- oder kernimprägnierten Torfleichtplatten an der Innenseite							
von 2 cm Stärke . . . . .	1,11	0,93	0,80	0,70	0,63	0,57	0,52
3 „ „ . . . . .	0,87	0,76	0,67	0,60	0,54	0,50	0,46
4 „ „ . . . . .	0,71	0,64	0,57	0,52	0,48	0,44	0,41
5 „ „ . . . . .	0,61	0,55	0,50	0,46	0,43	0,40	0,37
10 „ „ . . . . .	0,34	0,33	0,31	0,29	0,28	0,27	0,25

<sup>1</sup> Dabei ist vorausgesetzt, daß die Luftschichten abgeschlossen, also weder mit der Außenluft noch mit dem Inneren der beheizten Räume verbunden sind.

## Zahlentafel 8/III.

**k-Werte für Dächer.**

(Auszug aus den „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und . . . usw.“ des V. d. C.-I.)

Bauart	k
<b>Einfache, unverschaltete Dächer:</b>	
Ziegel, Wellblech, Zink- oder Kupferblech auf Latten ohne Schalung und Fugendichtung . . . . .	10
Ziegel auf Latten mit gedichteten Fugen . . . . .	5
<b>Einfache Schalung nur auf Sparrenoberseite:</b>	
Einfache dichte Holzschalung auf Sparrenoberseite (Nut und Feder oder Stülp- schalung) von 2,5 cm Stärke	
a) mit einfachem Belag aus Dachpappe, Zink- oder Kupferblech, Schiefer . .	2,1
b) mit Ziegeln oder Wellblech ohne Fugendichtung auf Latten . . . . .	2,4
c) dieselben Bauweisen, aber mit Isolierschicht aus Kork- oder kernimprägnierten Torfleichtplatten, welche entweder auf der Außenseite der Schalung unter Betonestrich oder auf ihrer Innenseite unter Putz verlegt sind, bei Stärke der Isolierplatten von	
2 cm . . . . .	1,00
3 „ . . . . .	0,80
4 „ . . . . .	0,67
5 „ . . . . .	0,57
<b>Einfache Schalung nur auf Sparrenunterseite:</b>	
Dachhaut aus Ziegeln, Blech, Wellblech usw. mit ungedichteten Fugen, Schalung aus 2,5 cm starken Brettern mit dichten Fugen (Nut und Feder oder Stülp- schalung) auf Sparrenunterseite . . . . .	2,6
gleiche Ausführung, aber Raum zwischen den Sparren ausgelegt mit:	
Lehmwickeln . . . . . 6,0 cm stark	1,83
Ziegelsteinschicht . . . . . 6,5 „ „	1,94
„ . . . . . 12,0 „ „	1,67
Schlackenbetonsteinschicht . . . . . 12,0 „ „	1,43
Bimsbetonsteinschicht . . . . . 12,0 „ „	1,25

## Zahlentafel 8/IV.

**k-Werte für Decken- und Fußbodenkonstruktionen.**

(Auszug aus den „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und . . . usw.“ des V. d. C.-I.)

Bauart	Wenn der darüber liegende Raum	
	kälter ist	wärmer ist
<b>Einfache Holzbalkendecken:</b>		
Balkenlage mit einfacher Holzdielung mit dichten Fugen (z. B. Nut und Feder) bei . . . . .		
2,5 cm Bretterstärke . . . . .	2,1	1,7
3,5 „ „ . . . . .	1,8	1,45
6 „ „ „ (doppelte Bretterlage) . . . . .	1,28	1,11
<b>Holzbalkendecken mit Einschub, etwa 26 cm Balkenhöhe, mit Füllbrettern in halber Balkenhöhe auf angenagelten Latten und 10 cm starker Schüttung aus</b>		
Lehm oder Sand . . . . .	0,77	0,67
Schlacken . . . . .	0,58	0,53
<b>Eisenbetondecken, ohne Belag, mit Zementglattstrich:</b>		
7,5 cm stark . . . . .	3,0	2,2
10 „ „ . . . . .	2,8	2,1
15 „ „ . . . . .	2,4	1,9
20 „ „ . . . . .	2,2	1,8
mit Belag: 10 „ „ Betonstärke und 3 mm Linoleumbelag . .	2,6	2,0
mit Holzdielung von 3,5 cm Stärke auf Lagerhölzern bei etwa 10 cm Höhe des Luftraumes zwischen den Lagerhölzern . . . . .	1,18	1,01

## Zahlentafel 8/V.

**k-Werte für Türen, Fenster und Oberlichte.**

(Auszug aus den „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und . . . usw.“ des V. d. C.-I.)

	Fugen voll- ständig ab- gedichtet	Fugen nor- maler Durch- lässigkeit
<b>Türen.</b>		
1. Außentür, Eisen . . . . .	—	6,5
2. „ „ Holz . . . . .	—	4,5
3. Balkontür, Holz mit Glasfüllung, einfach . . . . .	—	6,5
4. „ „ „ „ doppelt . . . . .	—	4,5
5. Innentür . . . . .	—	3
<b>Fenster.</b>		
6. Einfachfenster, Eisenrahmen oder Bleifassung . . . . .	6	8
7. „ „ Holzrahmen . . . . .	5	7
8. Doppelverglasung, Eisenrahmen . . . . .	3,5	5,5
9. „ „ Holzrahmen . . . . .	2,5	4,5
10. Doppelfenster, Eisenrahmen . . . . .	2,8	3,8
11. „ „ Holzrahmen . . . . .	2,5	3,5
12. Oberlicht, einfach . . . . .	5	8
13. „ „ doppelt . . . . .	2,5	4,5
14. Schaufenster . . . . .	4	6
15. Gegen Innenraum, Einfachfenster . . . . .	3	4
16. „ „ „ „ Doppelfenster . . . . .	2	3
17. „ „ Dachraum, Oberlicht, einfach . . . . .	3,5	5
18. „ „ „ „ doppelt . . . . .	2	3,5

## Zahlentafel 9.

**Zuschläge zur Wärmebedarfsberechnung in vH.**

## a) Zuschläge für

			Wand	Fenster und Türen
I	Himmelsrichtung	N, NW, NO, O . . . . .	10	
		W, SW, SO . . . . .	5	
II	Räume mit mehreren Außenflächen oder mit Erkerbauten	a) mit Fenster oder Tür in einer Außenfläche . . . . .	5	10
		b) mit Fenster oder Tür in mehreren Außenflächen . . . . .	5	25
III	Lage der Außenflächen in bezug auf Windangriff (Nur bei N-, NO- und O-Lage)	a) ungünstig . . . . .	5	25
		b) außergewöhnlich ungünstig	10	50

**Zahlentafel 9 (Fortsetzung).**

**b) Zuschläge für Anheizen und Betriebsunterbrechungen (in vH).**

	Betriebsweise		
	I	II	III
1. Massiver Beton, Natursteine, Fliesen . . . . .	20	40	60
2. Ziegel- und Kalksandsteinmauerwerk . . . . .	15	30	45
3. Hohlziegel- und Schlackenbeton . . . . .	10	20	30
4. Bimsbeton, Gipsdielen . . . . .	5	10	15
5. Massive Holzbauweisen . . . . .	4	8	12
6. Holzbauarten mit Luftschichten (Barackenwände, verschalte Decken und Dächer, Fußböden) . .	2	4	6
7. Beliebige Bauarten mit innerer, nur unter Putz oder Verschalung liegender Isolierung aus Kork- oder Torfplatten . . . . .	2	4	6
8. Fenster, Türen, dünne Wände, Dächer und Decken unter 5 cm Gesamtstärke . . . . .	0	0	0

**c) Zuschläge für hohe Räume.**

Auf den nach vorstehenden Angaben errechneten Wärmebedarf einschließlich der Zuschläge nach 6a und b ist für Räume über 4 m lichter Höhe noch ein Zuschlag zu machen von 1 vH für je 0,5 m Überhöhe, jedoch nicht über 20 vH.

Bei Treppenhäusern bleibt dieser Zuschlag unberücksichtigt.

**Zahlentafel 10.**

**k-Werte und Wärmeabgabe für gußeiserne Gliederheizkörper nach DIN 4720 und Stahlgliederheizkörper nach DIN 4722.**

(Nachtrag zu DIN 4701 vom Fachausschuß für Heizungen, September 1936.)

Art der Heizkörper	k in $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$ bei		Wärmeabgabe in kcal/m <sup>2</sup> h									
			bei Warmwasserheizung von 80° mittlerer Wassertemperatur und einer Lufttemperatur von					bei Dampfheizung mit Satteldampf von 100° und einer Lufttemperatur von				
	Warmwasser- heizung	Nieder- druck- dampf- heizung	20°	18°	15°	12°	10°	20°	18°	15°	12°	10°
Bautiefe 100 mm												
300 mm Nabenabstand	8,0	9,1	480	500	520	540	560	730	750	770	800	820
500 „ „	7,7	8,8	460	480	500	520	540	700	720	750	770	790
600 „ „	7,6	8,7	460	470	490	520	530	700	710	740	770	780
1000 „ „	7,3	8,4	440	450	470	500	510	670	690	710	740	760
Bautiefe 150 mm												
300 mm Nabenabstand	7,7	8,6	460	480	500	520	540	690	710	730	760	770
500 „ „	7,3	8,2	440	450	470	500	510	660	670	700	720	740
600 „ „	7,2	8,1	430	450	470	490	500	650	660	690	710	730
1000 „ „	7,0	7,9	420	430	460	480	490	630	650	670	700	710
Bautiefe 200 mm												
300 mm Nabenabstand	7,4	8,3	440	460	480	500	520	660	680	700	730	750
500 „ „	7,1	8,0	430	440	460	480	500	640	660	680	700	720
600 „ „	7,0	7,9	420	430	460	480	490	630	650	670	700	710
1000 „ „	6,7	7,6	400	420	440	460	470	610	620	650	670	680
Bautiefe 250 mm												
300 mm Nabenabstand	7,1	8,0	430	440	460	480	500	640	660	680	700	720
500 „ „	6,8	7,7	410	420	440	460	480	620	630	650	680	690
600 „ „	6,7	7,6	400	420	440	460	470	610	620	650	670	680
1000 „ „	6,4	7,3	380	400	420	440	450	580	600	620	640	660

Zahlentafel 11.

**Angaben über die Rohre der Heizungstechnik unter Verwendung der  
DIN-Normen 2441 und 2449.**

Rohrart	Nennweite		Außen- durch- messer	Wand- stärke	Innen- durch- messer	Gewicht	Inhalt	Außen- fläche
	Zoll	mm						
		mm	mm	mm	mm	kg/m	dm <sup>3</sup> /m	m <sup>2</sup> /m
Verstärktes Gewinderohr	3/8	10	16,75	2,75	11,25	0,95	0,10	0,0526
	1/2	13	21,75	3,25	14,75	1,44	0,17	0,0683
	3/4	20	26,75	3,5	19,75	2,01	0,31	0,0840
	1	25	33,5	4	25,5	2,91	0,51	0,105
	1 1/4	32	42,25	4	34,25	3,77	0,92	0,133
	1 1/2	40	48,25	4,25	39,75	4,61	1,24	0,151
	2	50	60	4,5	51	6,16	2,04	0,188
	—	50	57	2,75	51,5	3,68	2,08	0,179
	—	—	(63) <sup>1</sup>	3	(57)	4,45	2,55	0,198
	—	60	70	3	64	4,96	3,22	0,220
	—	70	76	3	70	5,40	3,85	0,239
	—	—	(83)	3,25	(76,5)	6,35	4,54	0,261
	—	80	89	3,25	82,5	6,87	5,35	0,279
	—	—	(95)	3,5	(88)	7,30	6,08	0,298
Nahtloses Rohr	—	90	102	3,75	94,5	9,09	7,01	0,320
	—	100	108	3,75	100,5	9,64	7,93	0,339
	—	—	(114)	4	(106)	10,10	8,84	0,358
	—	110	121	4	113	11,5	10,0	0,380
	—	120	127	4	119	12,1	11,1	0,399
	—	125	133	4	125	12,7	12,3	0,417
	—	130	140	4,5	131	15,0	13,5	0,439
	—	135	146	4,5	137	15,7	14,7	0,459
	—	140	152	4,5	143	16,4	16,1	0,477
	—	150	159	4,5	150	17,2	17,7	0,499
	—	160	171	4,5	162	18,5	20,6	0,537
	—	175	191	5,5	180	25,2	25,4	0,599
	—	200	216	6,5	203	33,6	32,4	0,678
	—	225	241	6,5	228	37,6	40,9	0,756
	—	250	267	7	253	44,9	50,3	0,838
	—	275	292	7,5	277	52,6	60,3	0,916
	—	300	318	8	302	61,2	71,6	0,998
	—	325	343	8	327	66,1	84,0	1,076
—	350	368	8	352	71,0	97,4	1,155	
—	375	394	9	376	85,5	111,0	1,237	
—	400	419	10	399	101	125,0	1,315	

<sup>1</sup> Die eingeklammerten Rohre sind nicht in die Normenblätter aufgenommen worden, sie sind an dieser Stelle nur aufgeführt, weil sie in der Heizungsindustrie noch vielfach Verwendung finden.

Gewicht von 1 m<sup>3</sup> Wasser in kg zwischen 40 und 100 °C.

Temp.	kg/m <sup>3</sup>	Temp.	kg/m <sup>3</sup>	Temp.	kg/m <sup>3</sup>	Temp.	kg/m <sup>3</sup>
40,0	992,24	46,0	989,82	52,0	987,15	58,0	984,25
40,1	992,20	46,1	989,78	52,1	987,10	58,1	984,20
40,2	992,17	46,2	989,74	52,2	987,06	58,2	984,15
40,3	992,13	46,3	989,69	52,3	987,01	58,3	984,10
40,4	992,09	46,4	989,65	52,4	986,97	58,4	984,05
40,5	992,05	46,5	989,61	52,5	986,92	58,5	984,00
40,6	992,01	46,6	989,57	52,6	986,87	58,6	983,95
40,7	991,97	46,7	989,53	52,7	986,83	58,7	983,90
40,8	991,94	46,8	989,48	52,8	986,79	58,8	983,85
40,9	991,90	46,9	989,44	52,9	986,74	58,9	983,80
41,0	991,86	47,0	989,40	53,0	986,69	59,0	983,75
41,1	991,82	47,1	989,36	53,1	986,64	59,1	983,70
41,2	991,78	47,2	989,31	53,2	986,59	59,2	983,65
41,3	991,74	47,3	989,27	53,3	986,55	59,3	983,60
41,4	991,70	47,4	989,22	53,4	986,50	59,4	983,55
41,5	991,66	47,5	989,18	53,5	986,45	59,5	983,50
41,6	991,62	47,6	989,14	53,6	986,40	59,6	983,45
41,7	991,58	47,7	989,09	53,7	986,35	59,7	983,40
41,8	991,55	47,8	989,05	53,8	986,31	59,8	983,34
41,9	991,51	47,9	989,00	53,9	986,26	59,9	983,29
42,0	991,47	48,0	988,96	54,0	986,21	60,0	983,24
42,1	991,43	48,1	988,92	54,1	986,16	60,1	983,19
42,2	991,39	48,2	988,87	54,2	986,11	60,2	983,14
42,3	991,35	48,3	988,83	54,3	986,07	60,3	983,08
42,4	991,31	48,4	988,78	54,4	986,02	60,4	983,03
42,5	991,27	48,5	988,74	54,5	985,97	60,5	982,98
42,6	991,23	48,6	988,70	54,6	985,92	60,6	982,93
42,7	991,19	48,7	988,65	54,7	985,87	60,7	982,88
42,8	991,15	48,8	988,61	54,8	985,83	60,8	982,83
42,9	991,11	48,9	988,56	54,9	985,78	60,9	982,77
43,0	991,07	49,0	988,52	55,0	985,73	61,0	982,72
43,1	991,03	49,1	988,47	55,1	985,68	61,1	982,67
43,2	990,99	49,2	988,43	55,2	985,63	61,2	982,62
43,3	990,94	49,3	988,38	55,3	985,59	61,3	982,57
43,4	990,90	49,4	988,34	55,4	985,54	61,4	982,51
43,5	990,86	49,5	988,29	55,5	985,49	61,5	982,46
43,6	990,82	49,6	988,25	55,6	985,44	61,6	982,41
43,7	990,78	49,7	988,20	55,7	985,39	61,7	982,36
43,8	990,74	49,8	988,16	55,8	985,35	61,8	982,31
43,9	990,70	49,9	988,11	55,9	985,30	61,9	982,26
44,0	990,66	50,0	988,07	56,0	985,25	62,0	982,20
44,1	990,62	50,1	988,02	56,1	985,20	62,1	982,15
44,2	990,58	50,2	987,97	56,2	985,15	62,2	982,10
44,3	990,54	50,3	987,92	56,3	985,10	62,3	982,05
44,4	990,50	50,4	987,89	56,4	985,05	62,4	981,99
44,5	990,46	50,5	987,84	56,5	985,00	62,5	981,94
44,6	990,42	50,6	987,80	56,6	984,95	62,6	981,89
44,7	990,38	50,7	987,75	56,7	984,90	62,7	981,83
44,8	990,33	50,8	987,71	56,8	984,85	62,8	981,78
44,9	990,29	50,9	987,66	56,9	984,80	62,9	981,72
45,0	990,25	51,0	987,62	57,0	984,75	63,0	981,67
45,1	990,21	51,1	987,57	57,1	984,70	63,1	981,62
45,2	990,16	51,2	987,52	57,2	984,65	63,2	981,57
45,3	990,12	51,3	987,48	57,3	984,60	63,3	981,51
45,4	990,07	51,4	987,43	57,4	984,55	63,4	981,46
45,5	990,03	51,5	987,38	57,5	984,50	63,5	981,40
45,6	989,99	51,6	987,33	57,6	984,45	63,6	981,35
45,7	989,95	51,7	987,28	57,7	984,40	63,7	981,29
45,8	989,90	51,8	987,23	57,8	984,35	63,8	981,24
45,9	989,86	51,9	987,19	57,9	984,30	63,9	981,18

## Zahlentafel 12 (Fortsetzung).

Gewicht von 1 m<sup>3</sup> Wasser in kg zwischen 40 und 100° C.

Temp.	kg/m <sup>3</sup>	Temp.	kg/m <sup>3</sup>	Temp.	kg/m <sup>3</sup>	Temp.	kg/m <sup>3</sup>
64,0	981,13	70,0	977,81	76,0	974,29	82,0	970,57
64,1	981,07	70,1	977,75	76,1	974,23	82,1	970,50
64,2	981,02	70,2	977,70	76,2	974,16	82,2	970,44
64,3	980,97	70,3	977,64	76,3	974,10	82,3	970,38
64,4	980,91	70,4	977,58	76,4	974,04	82,4	970,32
64,5	980,86	70,5	977,52	76,5	973,98	82,5	970,25
64,6	980,81	70,6	977,46	76,6	973,92	82,6	970,19
64,7	980,76	70,7	977,40	76,7	973,86	82,7	970,13
64,8	980,71	70,8	977,35	76,8	973,80	82,8	970,06
64,9	980,65	70,9	977,29	76,9	973,74	82,9	970,00
65,0	980,59	71,0	977,23	77,0	973,68	83,0	969,94
65,1	980,53	71,1	977,17	77,1	973,62	83,1	969,87
65,2	980,48	71,2	977,12	77,2	973,55	83,2	969,81
65,3	980,42	71,3	977,07	77,3	973,49	83,3	969,75
65,4	980,37	71,4	977,01	77,4	973,43	83,4	969,68
65,5	980,32	71,5	976,95	77,5	973,37	83,5	969,62
65,6	980,26	71,6	976,90	77,6	973,31	83,6	969,56
65,7	980,21	71,7	976,84	77,7	973,25	83,7	969,50
65,8	980,16	71,8	976,78	77,8	973,19	83,8	969,43
65,9	980,10	71,9	976,72	77,9	973,13	83,9	969,37
66,0	980,05	72,0	976,66	78,0	973,07	84,0	969,30
66,1	979,99	72,1	976,60	78,1	973,01	84,1	969,24
66,2	979,93	72,2	976,54	78,2	972,95	84,2	969,18
66,3	979,87	72,3	976,48	78,3	972,88	84,3	969,11
66,4	979,82	72,4	976,42	78,4	972,82	84,4	969,05
66,5	979,77	72,5	976,36	78,5	972,76	84,5	968,98
66,6	979,72	72,6	976,30	78,6	972,70	84,6	968,91
66,7	979,67	72,7	976,25	78,7	972,63	84,7	968,84
66,8	979,61	72,8	976,19	78,8	972,57	84,8	968,77
66,9	979,56	72,9	976,13	78,9	972,51	84,9	968,71
67,0	979,50	73,0	976,07	79,0	972,45	85,0	968,65
67,1	979,44	73,1	976,01	79,1	972,39	85,1	968,58
67,2	979,39	73,2	975,95	79,2	972,33	85,2	968,52
67,3	979,33	73,3	975,89	79,3	972,26	85,3	968,46
67,4	979,28	73,4	975,83	79,4	972,20	85,4	968,39
67,5	979,22	73,5	975,77	79,5	972,14	85,5	968,33
67,6	979,16	73,6	975,71	79,6	972,08	85,6	968,27
67,7	979,11	73,7	975,66	79,7	972,02	85,7	968,20
67,8	979,06	73,8	975,60	79,8	971,96	85,8	968,14
67,9	979,00	73,9	975,54	79,9	971,89	85,9	968,07
68,0	978,94	74,0	975,48	80,0	971,83	86,0	968,00
68,1	978,88	74,1	975,42	80,1	971,77	86,1	967,93
68,2	978,82	74,2	975,36	80,2	971,71	86,2	967,86
68,3	978,77	74,3	975,30	80,3	971,65	86,3	967,80
68,4	978,71	74,4	975,24	80,4	971,58	86,4	967,74
68,5	978,66	74,5	975,18	80,5	971,52	86,5	967,67
68,6	978,61	74,6	975,13	80,6	971,46	86,6	967,61
68,7	978,55	74,7	975,07	80,7	971,40	86,7	967,54
68,8	978,50	74,8	975,01	80,8	971,33	86,8	967,48
68,9	978,44	74,9	974,95	80,9	971,27	86,9	967,41
69,0	978,38	75,0	974,89	81,0	971,21	87,0	967,34
69,1	978,32	75,1	974,83	81,1	971,14	87,1	967,28
69,2	978,27	75,2	974,77	81,2	971,08	87,2	967,21
69,3	978,21	75,3	974,71	81,3	971,02	87,3	967,14
69,4	978,16	75,4	974,65	81,4	970,96	87,4	967,08
69,5	978,10	75,5	974,59	81,5	970,89	87,5	967,01
69,6	978,04	75,6	974,53	81,6	970,83	87,6	966,95
69,7	977,98	75,7	974,47	81,7	970,77	87,7	966,88
69,8	977,93	75,8	974,41	81,8	970,70	87,8	966,81
69,9	977,87	75,9	974,35	81,9	970,63	87,9	966,75

## Zahlentafel 12 (Fortsetzung).

Gewicht von 1 m<sup>3</sup> Wasser in kg zwischen 40 und 100° C.

Temp.	kg/m <sup>3</sup>	Temp.	kg/m <sup>3</sup>	Temp.	kg/m <sup>3</sup>	Temp.	kg/m <sup>3</sup>
88,0	966,68	91,0	964,67	94,0	962,61	97,0	960,51
88,1	966,62	91,1	964,61	94,1	962,54	97,1	960,44
88,2	966,55	91,2	964,54	94,2	962,47	97,2	960,37
88,3	966,48	91,3	964,47	94,3	962,40	97,3	960,30
88,4	966,41	91,4	964,40	94,4	962,34	97,4	960,23
88,5	966,35	91,5	964,33	94,5	962,27	97,5	960,16
88,6	966,28	91,6	964,26	94,6	962,20	97,6	960,09
88,7	966,21	91,7	964,19	94,7	962,13	97,7	960,02
88,8	966,14	91,8	964,13	94,8	962,06	97,8	959,95
88,9	966,08	91,9	964,06	94,9	961,99	97,9	959,88
89,0	966,01	92,0	963,99	95,0	961,92	98,0	959,81
89,1	965,95	92,1	963,92	95,1	961,85	98,1	959,74
89,2	965,88	92,2	963,85	95,2	961,78	98,2	959,67
89,3	965,82	92,3	963,78	95,3	961,71	98,3	959,60
89,4	965,75	92,4	963,71	95,4	961,64	98,4	959,53
89,5	965,68	92,5	963,65	95,5	961,57	98,5	959,46
89,6	965,61	92,6	963,58	95,6	961,50	98,6	959,39
89,7	965,54	92,7	963,51	95,7	961,43	98,7	959,32
89,8	965,48	92,8	963,44	95,8	961,36	98,8	959,24
89,9	965,41	92,9	963,37	95,9	961,29	98,9	959,17
90,0	965,34	93,0	963,30	96,0	961,22	99,0	959,09
90,1	965,28	93,1	963,23	96,1	961,15	99,1	959,02
90,2	965,21	93,2	963,16	96,2	961,08	99,2	958,95
90,3	965,15	93,3	963,10	96,3	961,01	99,3	958,88
90,4	965,08	93,4	963,03	96,4	960,94	99,4	958,81
90,5	965,01	93,5	962,96	96,5	960,87	99,5	958,74
90,6	964,94	93,6	962,89	96,6	960,80	99,6	958,67
90,7	964,88	93,7	962,82	96,7	960,73	99,7	958,60
90,8	964,81	93,8	962,75	96,8	960,66	99,8	958,52
90,9	964,74	93,9	962,68	96,9	960,59	99,9	958,45
						100,0	958,38



Zahlentafel 13.

**Auftriebswerte in mm WS bei Temperaturen des Wassers im Steigstrang von 95, 90, 85 und 80°C und Temperaturen im Fallstrang von 95 bis 50°C. (Bezogen auf 1 m lotrechtes Rohr.)**

Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im					Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im				
Fallstrang von	Steigstrang von				Fallstrang von	Steigstrang von			
	95	90	85	80		95	90	85	80
94,9	0,07	—	—	—	89,9	3,49	0,07	—	—
94,8	0,14	—	—	—	89,8	3,56	0,14	—	—
94,7	0,20	—	—	—	89,7	3,62	0,20	—	—
94,6	0,28	—	—	—	89,6	3,69	0,27	—	—
94,5	0,35	—	—	—	89,5	3,76	0,34	—	—
94,4	0,42	—	—	—	89,4	3,83	0,41	—	—
94,3	0,48	—	—	—	89,3	3,90	0,48	—	—
94,2	0,55	—	—	—	89,2	3,96	0,54	—	—
94,1	0,62	—	—	—	89,1	4,03	0,61	—	—
94,0	0,69	—	—	—	89,0	4,09	0,67	—	—
93,9	0,76	—	—	—	88,9	4,16	0,74	—	—
93,8	0,83	—	—	—	88,8	4,22	0,80	—	—
93,7	0,90	—	—	—	88,7	4,29	0,87	—	—
93,6	0,97	—	—	—	88,6	4,36	0,94	—	—
93,5	1,04	—	—	—	88,5	4,43	1,01	—	—
93,4	1,11	—	—	—	88,4	4,49	1,07	—	—
93,3	1,18	—	—	—	88,3	4,56	1,14	—	—
93,2	1,24	—	—	—	88,2	4,63	1,21	—	—
93,1	1,31	—	—	—	88,1	4,70	1,28	—	—
93,0	1,38	—	—	—	88,0	4,76	1,34	—	—
92,9	1,45	—	—	—	87,9	4,83	1,41	—	—
92,8	1,52	—	—	—	87,8	4,89	1,47	—	—
92,7	1,59	—	—	—	87,7	4,96	1,54	—	—
92,6	1,66	—	—	—	87,6	5,03	1,61	—	—
92,5	1,73	—	—	—	87,5	5,09	1,67	—	—
92,4	1,79	—	—	—	87,4	5,16	1,74	—	—
92,3	1,86	—	—	—	87,3	5,22	1,80	—	—
92,2	1,93	—	—	—	87,2	5,29	1,87	—	—
92,1	2,00	—	—	—	87,1	5,36	1,94	—	—
92,0	2,07	—	—	—	87,0	5,42	2,00	—	—
91,9	2,14	—	—	—	86,9	5,49	2,07	—	—
91,8	2,21	—	—	—	86,8	5,56	2,14	—	—
91,7	2,27	—	—	—	86,7	5,62	2,20	—	—
91,6	2,34	—	—	—	86,6	5,69	2,27	—	—
91,5	2,41	—	—	—	86,5	5,75	2,33	—	—
91,4	2,48	—	—	—	86,4	5,82	2,40	—	—
91,3	2,55	—	—	—	86,3	5,88	2,46	—	—
91,2	2,62	—	—	—	86,2	5,94	2,52	—	—
91,1	2,69	—	—	—	86,1	6,01	2,59	—	—
91,0	2,75	—	—	—	86,0	6,08	2,66	—	—
90,9	2,82	—	—	—	85,9	6,15	2,73	—	—
90,8	2,89	—	—	—	85,8	6,22	2,80	—	—
90,7	2,96	—	—	—	85,7	6,28	2,86	—	—
90,6	3,02	—	—	—	85,6	6,35	2,93	—	—
90,5	3,09	—	—	—	85,5	6,41	2,99	—	—
90,4	3,16	—	—	—	85,4	6,47	3,05	—	—
90,3	3,23	—	—	—	85,3	6,54	3,12	—	—
90,2	3,29	—	—	—	85,2	6,60	3,18	—	—
90,1	3,36	—	—	—	85,1	6,66	3,24	—	—
90,0	3,42	—	—	—	85,0	6,73	3,31	—	—

## Zahlentafel 13 (Fortsetzung).

Auftriebswerte in mm WS usw.

Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im					Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im				
Fall- strang von	Steigstrang von				Fall- strang von	Steigstrang von			
	95	90	85	80		95	90	85	80
84,9	6,79	3,37	0,06	—	78,9	10,59	7,17	3,86	0,68
84,8	6,85	3,43	0,12	—	78,8	10,65	7,23	3,92	0,74
84,7	6,92	3,50	0,19	—	78,7	10,71	7,29	3,98	0,80
84,6	6,99	3,57	0,26	—	78,6	10,78	7,36	4,05	0,87
84,5	7,06	3,64	0,33	—	78,5	10,84	7,42	4,11	0,93
84,4	7,13	3,71	0,40	—	78,4	10,90	7,48	4,17	0,99
84,3	7,19	3,77	0,46	—	78,3	10,96	7,54	4,23	1,05
84,2	7,26	3,84	0,53	—	78,2	11,03	7,61	4,30	1,12
84,1	7,32	3,90	0,59	—	78,1	11,09	7,67	4,36	1,18
84,0	7,38	3,96	0,65	—	78,0	11,15	7,73	4,42	1,24
83,9	7,45	4,03	0,72	—	77,9	11,21	7,79	4,48	1,30
83,8	7,51	4,09	0,78	—	77,8	11,27	7,85	4,54	1,36
83,7	7,58	4,16	0,85	—	77,7	11,33	7,91	4,60	1,42
83,6	7,64	4,22	0,91	—	77,6	11,39	7,97	4,66	1,48
83,5	7,70	4,28	0,97	—	77,5	11,45	8,03	4,72	1,54
83,4	7,76	4,34	1,03	—	77,4	11,51	8,09	4,78	1,60
83,3	7,83	4,41	1,10	—	77,3	11,57	8,15	4,84	1,66
83,2	7,89	4,47	1,16	—	77,2	11,63	8,21	4,90	1,72
83,1	7,95	4,53	1,22	—	77,1	11,70	8,28	4,97	1,79
83,0	8,02	4,60	1,29	—	77,0	11,76	8,34	5,03	1,85
82,9	8,08	4,66	1,35	—	76,9	11,82	8,40	5,09	1,91
82,8	8,14	4,72	1,41	—	76,8	11,88	8,46	5,15	1,97
82,7	8,21	4,79	1,48	—	76,7	11,94	8,52	5,21	2,03
82,6	8,27	4,85	1,54	—	76,6	12,00	8,58	5,27	2,09
82,5	8,33	4,91	1,60	—	76,5	12,06	8,64	5,33	2,15
82,4	8,40	4,98	1,67	—	76,4	12,12	8,70	5,39	2,21
82,3	8,46	5,04	1,73	—	76,3	12,18	8,76	5,45	2,27
82,2	8,52	5,10	1,79	—	76,2	12,24	8,82	5,51	2,33
82,1	8,58	5,16	1,85	—	76,1	12,31	8,89	5,58	2,40
82,0	8,65	5,23	1,92	—	76,0	12,37	8,95	5,64	2,46
81,9	8,71	5,29	1,98	—	75,9	12,43	9,01	5,70	2,52
81,8	8,78	5,36	2,05	—	75,8	12,49	9,07	5,76	2,58
81,7	8,85	5,43	2,12	—	75,7	12,55	9,13	5,82	2,64
81,6	8,91	5,49	2,18	—	75,6	12,61	9,19	5,88	2,70
81,5	8,97	5,55	2,24	—	75,5	12,67	9,25	5,94	2,76
81,4	9,04	5,62	2,31	—	75,4	12,73	9,31	6,00	2,82
81,3	9,10	5,68	2,37	—	75,3	12,79	9,37	6,06	2,88
81,2	9,16	5,74	2,43	—	75,2	12,85	9,43	6,12	2,94
81,1	9,22	5,80	2,49	—	75,1	12,91	9,49	6,18	3,00
81,0	9,29	5,87	2,56	—	75,0	12,97	9,55	6,24	3,06
80,9	9,35	5,93	2,62	—	74,9	13,03	9,61	6,30	3,12
80,8	9,41	5,99	2,68	—	74,8	13,09	9,67	6,36	3,18
80,7	9,48	6,06	2,75	—	74,7	13,15	9,73	6,42	3,24
80,6	9,54	6,12	2,81	—	74,6	13,21	9,78	6,47	3,29
80,5	9,60	6,18	2,87	—	74,5	13,26	9,84	6,53	3,35
80,4	9,66	6,24	2,93	—	74,4	13,32	9,90	6,59	3,41
80,3	9,73	6,31	3,00	—	74,3	13,38	9,96	6,65	3,47
80,2	9,79	6,37	3,06	—	74,2	13,44	10,02	6,71	3,53
80,1	9,85	6,43	3,12	—	74,1	13,50	10,08	6,77	3,59
80,0	9,91	6,49	3,18	—	74,0	13,56	10,14	6,83	3,65
79,9	9,97	6,55	3,24	0,06	73,9	13,62	10,20	6,89	3,71
79,8	10,04	6,62	3,31	0,13	73,8	13,68	10,26	6,95	3,77
79,7	10,10	6,68	3,37	0,19	73,7	13,74	10,32	7,01	3,83
79,6	10,16	6,74	3,43	0,25	73,6	13,79	10,37	7,06	3,88
79,5	10,22	6,80	3,49	0,31	73,5	13,85	10,43	7,12	3,94
79,4	10,28	6,86	3,55	0,37	73,4	13,91	10,49	7,18	4,00
79,3	10,34	6,92	3,61	0,43	73,3	13,97	10,55	7,24	4,06
79,2	10,41	6,99	3,68	0,50	73,2	14,03	10,61	7,30	4,12
79,1	10,47	7,05	3,74	0,56	73,1	14,09	10,67	7,36	4,18
79,0	10,53	7,11	3,80	0,62	73,0	14,15	10,73	7,42	4,24

Zahlentafel 13 (Fortsetzung).

Auftriebswerte in mm WS usw.

Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im					Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im				
Fall- strang von	Steigstrang von				Fall- strang von	Steigstrang von			
	95	90	85	80		95	90	85	80
72,9	14,21	10,79	7,48	4,30	66,9	17,64	14,22	10,91	7,73
72,8	14,27	10,85	7,54	4,36	66,8	17,69	14,27	10,96	7,78
72,7	14,33	10,91	7,60	4,42	66,7	17,75	14,33	11,02	7,84
72,6	14,38	10,96	7,65	4,47	66,6	17,80	14,38	11,07	7,89
72,5	14,44	11,02	7,71	4,53	66,5	17,85	14,43	11,12	7,94
72,4	14,50	11,08	7,77	4,59	66,4	17,90	14,48	11,17	7,99
72,3	14,56	11,14	7,83	4,65	66,3	17,95	14,53	11,22	8,04
72,2	14,62	11,20	7,89	4,71	66,2	18,01	14,59	11,28	8,10
72,1	14,68	11,26	7,95	4,77	66,1	18,07	14,65	11,34	8,16
72,0	14,74	11,32	8,01	4,83	66,0	18,13	14,71	11,40	8,22
71,9	14,80	11,38	8,07	4,89	65,9	18,18	14,76	11,45	8,27
71,8	14,86	11,44	8,13	4,95	65,8	18,24	14,82	11,51	8,33
71,7	14,92	11,50	8,19	5,01	65,7	18,29	14,87	11,56	8,38
71,6	14,98	11,56	8,25	5,07	65,6	18,34	14,92	11,61	8,43
71,5	15,03	11,61	8,30	5,12	65,5	18,40	14,98	11,67	8,49
71,4	15,09	11,67	8,36	5,18	65,4	18,45	15,03	11,72	8,54
71,3	15,15	11,73	8,42	5,24	65,3	18,50	15,08	11,77	8,59
71,2	15,20	11,78	8,47	5,29	65,2	18,56	15,14	11,83	8,65
71,1	15,25	11,83	8,52	5,34	65,1	18,61	15,19	11,88	8,70
71,0	15,31	11,89	8,58	5,40	65,0	18,67	15,25	11,94	8,76
70,9	15,37	11,95	8,64	5,46	64,9	18,73	15,31	12,00	8,82
70,8	15,43	12,01	8,70	5,52	64,8	18,79	15,37	12,06	8,88
70,7	15,48	12,06	8,75	5,57	64,7	18,84	15,42	12,11	8,93
70,6	15,54	12,12	8,81	5,63	64,6	18,89	15,47	12,16	8,98
70,5	15,60	12,18	8,87	5,69	64,5	18,94	15,52	12,21	9,03
70,4	15,66	12,24	8,93	5,75	64,4	18,99	15,57	12,26	9,08
70,3	15,72	12,30	8,99	5,81	64,3	19,05	15,63	12,32	9,14
70,2	15,78	12,36	9,05	5,87	64,2	19,10	15,68	12,37	9,19
70,1	15,83	12,41	9,10	5,92	64,1	19,15	15,73	12,42	9,24
70,0	15,89	12,47	9,16	5,98	64,0	19,21	15,79	12,48	9,30
69,9	15,95	12,53	9,22	6,04	63,9	19,26	15,84	12,53	9,35
69,8	16,01	12,59	9,28	6,10	63,8	19,32	15,90	12,59	9,41
69,7	16,06	12,64	9,33	6,15	63,7	19,37	15,95	12,64	9,46
69,6	16,12	12,70	9,39	6,21	63,6	19,43	16,01	12,70	9,52
69,5	16,18	12,76	9,45	6,27	63,5	19,48	16,06	12,75	9,57
69,4	16,24	12,82	9,51	6,33	63,4	19,54	16,12	12,81	9,63
69,3	16,29	12,87	9,56	6,38	63,3	19,59	16,17	12,86	9,68
69,2	16,35	12,93	9,62	6,44	63,2	19,65	16,23	12,92	9,74
69,1	16,40	12,98	9,67	6,49	63,1	19,70	16,28	12,97	9,79
69,0	16,46	13,04	9,73	6,55	63,0	19,75	16,33	13,02	9,84
68,9	16,52	13,10	9,79	6,61	62,9	19,80	16,38	13,07	9,89
68,8	16,58	13,16	9,85	6,67	62,8	19,86	16,44	13,13	9,95
68,7	16,63	13,21	9,90	6,72	62,7	19,91	16,49	13,18	10,00
68,6	16,69	13,27	9,96	6,78	62,6	19,97	16,55	13,24	10,06
68,5	16,74	13,32	10,01	6,83	62,5	20,02	16,60	13,29	10,11
68,4	16,79	13,37	10,06	6,88	62,4	20,07	16,65	13,34	10,16
68,3	16,85	13,43	10,12	6,94	62,3	20,13	16,71	13,40	10,22
68,2	16,90	13,48	10,17	6,99	62,2	20,18	16,76	13,45	10,27
68,1	16,96	13,54	10,23	7,05	62,1	20,23	16,81	13,50	10,32
68,0	17,02	13,60	10,29	7,11	62,0	20,28	16,86	13,55	10,37
67,9	17,08	13,66	10,35	7,17	61,9	20,34	16,92	13,61	10,43
67,8	17,14	13,72	10,41	7,23	61,8	20,39	16,97	13,66	10,48
67,7	17,19	13,77	10,46	7,28	61,7	20,44	17,02	13,71	10,53
67,6	17,24	13,82	10,51	7,33	61,6	20,49	17,07	13,76	10,58
67,5	17,30	13,88	10,57	7,39	61,5	20,54	17,12	13,81	10,63
67,4	17,36	13,94	10,63	7,45	61,4	20,59	17,17	13,86	10,68
67,3	17,41	13,99	10,68	7,50	61,3	20,65	17,23	13,92	10,74
67,2	17,47	14,05	10,74	7,56	61,2	20,70	17,28	13,97	10,79
67,1	17,52	14,10	10,79	7,61	61,1	20,75	17,33	14,02	10,84
67,0	17,58	14,16	10,85	7,67	61,0	20,80	17,38	14,07	10,89

## Zahlentafel 13 (Fortsetzung).

Auftriebswerte in mm WS usw.

Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im					Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im				
Fallstrang von	Steigstrang von				Fallstrang von	Steigstrang von			
	95	90	85	80		95	90	85	80
60,9	20,85	17,43	14,12	10,94	55,4	23,62	20,20	16,89	13,71
60,8	20,91	17,49	14,18	11,00	55,3	23,67	20,25	16,94	13,76
60,7	20,96	17,54	14,23	11,05	55,2	23,71	20,29	16,98	13,80
60,6	21,01	17,59	14,28	11,10	55,1	23,76	20,34	17,03	13,85
60,5	21,06	17,64	14,33	11,15	55,0	23,81	20,39	17,08	13,90
60,4	21,11	17,69	14,38	11,20	54,9	23,86	20,44	17,13	13,95
60,3	21,16	17,74	14,43	11,25	54,8	23,91	20,49	17,18	14,00
60,2	21,22	17,80	14,49	11,31	54,7	23,95	20,53	17,22	14,04
60,1	21,27	17,85	14,54	11,36	54,6	24,00	20,58	17,27	14,09
60,0	21,32	17,90	14,59	11,41	54,5	24,05	20,63	17,32	14,14
59,9	21,37	17,95	14,64	11,46	54,4	24,10	20,68	17,37	14,19
59,8	21,42	18,00	14,69	11,51	54,3	24,15	20,73	17,42	14,24
59,7	21,48	18,06	14,75	11,57	54,2	24,19	20,77	17,46	14,28
59,6	21,53	18,11	14,80	11,62	54,1	24,24	20,82	17,51	14,33
59,5	21,58	18,16	14,85	11,67	54,0	24,29	20,87	17,56	14,38
59,4	21,63	18,21	14,90	11,72	53,9	24,34	20,92	17,61	14,43
59,3	21,68	18,26	14,95	11,77	53,8	24,39	20,97	17,66	14,48
59,2	21,73	18,31	15,00	11,82	53,7	24,43	21,01	17,70	14,52
59,1	21,78	18,36	15,05	11,87	53,6	24,48	21,06	17,75	14,57
59,0	21,83	18,41	15,10	11,92	53,5	24,53	21,11	17,80	14,62
58,9	21,88	18,46	15,15	11,97	53,4	24,58	21,16	17,85	14,67
58,8	21,93	18,51	15,20	12,02	53,3	24,63	21,21	17,90	14,72
58,7	21,98	18,56	15,25	12,07	53,2	24,67	21,25	17,94	14,76
58,6	22,03	18,61	15,30	12,12	53,1	24,72	21,30	17,99	14,81
58,5	22,08	18,66	15,35	12,17	53,0	24,77	21,35	18,04	14,86
58,4	22,13	18,71	15,40	12,22	52,9	24,82	21,40	18,09	14,91
58,3	22,18	18,76	15,45	12,27	52,8	24,87	21,45	18,14	14,96
58,2	22,23	18,81	15,50	12,32	52,7	24,91	21,49	18,18	15,00
58,1	22,28	18,86	15,55	12,37	52,6	24,95	21,53	18,22	15,04
58,0	22,33	18,91	15,60	12,42	52,5	25,00	21,58	18,27	15,09
57,9	22,38	18,96	15,65	12,47	52,4	25,05	21,63	18,32	15,14
57,8	22,43	19,01	15,70	12,52	52,3	25,09	21,67	18,36	15,18
57,7	22,48	19,06	15,75	12,57	52,2	25,14	21,72	18,41	15,23
57,6	22,53	19,11	15,80	12,62	52,1	25,18	21,76	18,45	15,27
57,5	22,58	19,16	15,85	12,67	52,0	25,23	21,81	18,50	15,32
57,4	22,63	19,21	15,90	12,72	51,9	25,27	21,85	18,54	15,36
57,3	22,68	19,26	15,95	12,77	51,8	25,31	21,89	18,58	15,40
57,2	22,73	19,31	16,00	12,82	51,7	25,36	21,94	18,63	15,45
57,1	22,78	19,36	16,05	12,87	51,6	25,41	21,99	18,68	15,50
57,0	22,83	19,41	16,10	12,92	51,5	25,46	22,04	18,73	15,55
56,9	22,88	19,46	16,15	12,97	51,4	25,51	22,09	18,78	15,60
56,8	22,93	19,51	16,20	13,02	51,3	25,56	22,14	18,83	15,65
56,7	22,98	19,56	16,25	13,07	51,2	25,60	22,18	18,87	15,69
56,6	23,03	19,61	16,30	13,12	51,1	25,65	22,23	18,92	15,74
56,5	23,08	19,66	16,35	13,17	51,0	25,70	22,28	18,97	15,79
56,4	23,13	19,71	16,40	13,22	50,9	25,74	22,32	19,01	15,83
56,3	23,18	19,76	16,45	13,27	50,8	25,79	22,37	19,06	15,88
56,2	23,23	19,81	16,50	13,32	50,7	25,83	22,41	19,10	15,92
56,1	23,28	19,86	16,55	13,37	50,6	25,88	22,46	19,15	15,97
56,0	23,33	19,91	16,60	13,42	50,5	25,92	22,50	19,19	16,01
55,9	23,38	19,96	16,65	13,47	50,4	25,96	22,54	19,23	16,05
55,8	23,43	20,01	16,70	13,52	50,3	26,00	22,58	19,27	16,09
55,7	23,47	20,05	16,74	13,56	50,2	26,05	22,63	19,32	16,14
55,6	23,52	20,10	16,79	13,61	50,1	26,10	22,68	19,37	16,19
55,5	23,57	20,15	16,84	13,66	50,0	26,15	22,73	19,42	16,24

**Zahlentafel 14.**

**Zusätzlicher Druck und Vergrößerung der Heizflächen bei „oberer Verteilung“  
und Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung  
(für den Kostenanschlag).**

Beim Zweirohr- sind die vollen, beim Einrohrsystem die halben Tafelwerte zu nehmen.

**A. Zusätzlicher Druck in mm WS. \*)**

Die nachstehenden Werte gelten für eine Vorlauftemperatur am Kessel von 90° C. Sie sind für eine Vorlauftemperatur von 85° C um 15 vH, für eine solche von 80° C um 30 vH zu verringern.

**I. Fallstränge nackt und frei vor der Wand. \*\*)****a) Gebäude mit 1 oder 2 Geschossen.**

Waagerechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Waagerechte Entfernung des Stranges vom Steigestrang					
		bis 10 m	10 bis 20 m	20 bis 30 m	30 bis 50 m	50 bis 75 m	75 bis 100 m
bis 25 m	bis 7 m	10	10	15	—	—	—
25 bis 50 m	„	10	10	15	20	—	—
50 bis 75 m	„	10	10	15	15	20	—
75 bis 100 m	„	10	10	10	15	20	25

**b) Gebäude mit 3 oder 4 Geschossen.**

Waagerechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Waagerechte Entfernung des Stranges vom Steigestrang					
		bis 10 m	10 bis 20 m	20 bis 30 m	30 bis 50 m	50 bis 75 m	75 bis 100 m
bis 25 m	bis 15 m	25	25	35	—	—	—
25 bis 50 m	„	25	25	30	35	—	—
50 bis 75 m	„	25	25	25	30	35	—
75 bis 100 m	„	25	25	25	30	35	40

**c) Gebäude mit mehr als 4 Geschossen.**

Waagerechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Waagerechte Entfernung des Stranges vom Steigestrang					
		bis 10 m	10 bis 20 m	20 bis 30 m	30 bis 50 m	50 bis 75 m	75 bis 100 m
bis 25	bis über } 7 m	45 30	50 35	55 45	— —	— —	— —
25 bis 50 m	bis über } 7 m	55 40	60 45	65 50	75 55	— —	— —
50 bis 75 m	bis über } 7 m	55 40	55 40	60 45	65 50	75 55	— —
75 bis 100 m	bis über } 7 m	55 40	55 40	55 40	60 45	65 50	75 65

\*) Ist zu dem ohne Berücksichtigung der Rohrabkühlung berechneten wirksamen Druck zuzuzählen.

\*\*) Es liegen folgende Annahmen zugrunde: Steigestrang keine Abkühlung, Dachbodentemperatur ± 0° C, Wärmeschutz der oberen Verteilungsleitung 80 vH Wirkungsgrad, gemeinsame Rückleitung keine Abkühlung. Außentemperatur -15° C, Raumtemperatur +20° C, Temperaturgefälle der Heizkörper 20° C.

Zahlentafel 14 (Fortsetzung).

II. Fallstränge geschützt in Mauerschlitzen.\*)

a) Gebäude mit 1 oder 2 Geschossen.

Waagerechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Waagerechte Entfernung des Stranges vom Steigestrang					
		bis 10 m	10 bis 20 m	20 bis 30 m	30 bis 50 m	50 bis 75 m	75 bis 100 m
bis 25 m	bis 7 m	5	10	10	—	—	—
25 bis 50 m	„	5	5	10	10	—	—
50 bis 75 m	„	5	5	5	10	15	—
75 bis 100 m	„	5	5	5	10	15	20

b) Gebäude mit 3 oder 4 Geschossen.

Waagerechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Waagerechte Entfernung des Stranges vom Steigestrang.					
		bis 10 m	10 bis 20 m	20 bis 30 m	30 bis 50 m	50 bis 75 m	75 bis 100 m
bis 25 m	bis 15 m	10	15	20	—	—	—
25 bis 50 m	„	10	15	20	25	—	—
50 bis 75 m	„	5	10	15	20	25	—
75 bis 100 m	„	5	5	10	15	20	25

c) Gebäude mit mehr als 4 Geschossen.

Waagerechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Waagerechte Entfernung des Stranges vom Steigestrang					
		bis 10 m	10 bis 20 m	20 bis 30 m	30 bis 50 m	50 bis 75 m	75 bis 100 m
bis 25 m	bis über } 10 m	15	20	20	—	—	—
		10	15	15	—	—	—
25 bis 50 m	bis über } 10 m	15	20	20	30	—	—
		10	15	15	20	—	—
50 bis 75 m	bis über } 10 m	15	15	20	20	30	—
		10	10	15	15	20	—
75 bis 100 m	bis über } 10 m	15	15	20	20	30	35
		10	10	15	15	20	25

B. Vergrößerung der Heizflächen, ausgedrückt in v. H. der ohne Berücksichtigung der Rohrabkühlung berechneten Werte.

I. Fallstränge nackt und frei vor der Wand.\*\*)

Geschoßzahl des Gebäudes	Vergrößerung der Heizflächen in v. H.		
	Erdgeschoß	1. bzw. 2. Obergeschoß	3., 4. bzw. 5. Obergeschoß
1 oder 2	10	5	—
3 oder 4	15	10	5
über 4	25	10	5

II. Fallstränge geschützt in Mauerschlitzen.\*)

Geschoßzahl des Gebäudes	Vergrößerung der Heizflächen in v. H.		
	Erdgeschoß	1. bzw. 2. Obergeschoß	3., 4. bzw. 5. Obergeschoß
1 oder 2	5	0	—
3 oder 4	5	3	0
über 4	5	5	3

\*) Es liegt außer den Annahmen unter I folgendes zugrunde: Wirkungsgrad des Wärmeschutzes der Fallstränge 60 vH, Lufttemperatur im Mauerschlitze 35°C.

\*\*\*) Siehe Fußnote zu A \*\*.

## Zahlentafel 15.

### Vorläufiger wirksamer Druck und Vergrößerung der Heizkörper bei Stockwerksheizungen (für den Kostenanschlag).

#### A. Vorläufiger wirksamer Druck in mm WS.

Die nachstehenden Werte gelten für eine Vorlauftemperatur am Kessel von 90°C. Sie sind für eine Vorlauftemperatur von 85°C um 15 vH, für eine solche von 80°C um 30 vH zu verringern.

##### I. Fallstränge nackt und frei vor der Wand.\*)

Waagerechte Ausdehnung der Anlage	Waagerechte Entfernung des Fallstranges vom Steigstrang in m						
	bis 5	5 bis 10	10 bis 15	15 bis 20	20 bis 30	30 bis 40	40 bis 50
bis 10 m	7	18	—	—	—	—	—
10 bis 25 m	7	11	15	20	25	—	—
25 bis 50 m	5	8	11	14	18	24	30

##### II. Fallstränge geschützt in Mauerschlitzen.\*\*)

Waagerechte Ausdehnung der Anlage	Waagerechte Entfernung des Fallstranges vom Steigstrang in m						
	bis 5	5 bis 10	10 bis 15	15 bis 20	20 bis 30	30 bis 40	40 bis 50
bis 10 m	5	15	—	—	—	—	—
10 bis 25 m	5	8	12	16	22	—	—
25 bis 50 m	4	6	8	11	15	20	25

#### B. Vergrößerung der Heizflächen in v. H. der ohne Berücksichtigung der Rohrabkühlung berechneten Werte.

##### I. Fallstränge nackt und frei vor der Wand.\*)

Waagerechte Ausdehnung der Anlage	Waagerechte Entfernung des Fallstranges vom Steigstrang in m						
	bis 5	5 bis 10	10 bis 15	15 bis 20	20 bis 30	30 bis 40	40 bis 50
bis 10 m	10	15	—	—	—	—	—
10 bis 25 m	10	10	15	20	25	—	—
35 bis 50 m	5	5	10	10	15	20	30

##### II. Fallstränge geschützt in Mauerschlitzen.\*\*)

Waagerechte Ausdehnung der Anlage	Waagerechte Entfernung des Fallstranges vom Steigstrang in m						
	bis 5	5 bis 10	10 bis 15	15 bis 20	20 bis 30	30 bis 40	40 bis 50
bis 10 m	5	10	—	—	—	—	—
10 bis 25 m	5	5	10	15	20	—	—
25 bis 50 m	3	3	5	10	15	20	30

\*) Es liegen folgende Annahmen zugrunde:  
Steigstrang keine Abkühlung, Verteilungsleitung nackt, Rückläufe keine Abkühlung, Außentemperatur — 15°C, Raumtemperatur + 20°C, Temperaturgefälle der Heizkörper 20°C.

\*\*\*) Außer obigen Annahmen ist vorausgesetzt:

Wirkungsgrad des Wärmeschutzes der Fallstränge 60 v. H., Lufttemperatur im Schlitz 35°C.

Zahlentafel 16.

### Anteil der Einzelwiderstände und der Rohrreibung an dem Gesamtwiderstand des Rohrnetzes.

Die nachstehenden Sätze gelten sowohl für Zweirohr- als auch für Einrohranlagen, sowohl für obere als auch für untere Verteilung.

	Art der Heizanlage	Anteil der Einzelwiderstände	Anteil der Rohrreibung
1*)	Gewöhnliche Gebäudeheizungen, unabhängig von der waagerechten und lotrechten Ausdehnung der Anlage . . . . .	50 vH	50 vH
2	Fernleitungen mit einer mittleren Entfernung der einzelnen Gebäude von etwa 50 m . . . . .	20 vH	80 vH
3	Fernleitungen mit einer mittleren Entfernung der einzelnen Gebäude von etwa 100 m . . . . .	10 vH	90 vH
4	Pumpen- und Verteilerräume, je nach Wahl von Schiebern und Ventilen . . . . .	70—90 vH	30—10 vH
5	Niederdruckdampfheizungen jeder Art . . . . .	33 vH	67 vH

Zahlentafel 17.

### Durchmesser der Kondenswasserleitungen für Dampfheizungen\*\*).

Durchmesser in mm $d^{***}$	Hochliegende Leitungen		Tiefliegende Leitungen		
	waagrecht	lotrecht	waagrecht oder lotrecht		
			$l \leq 50$ m	$l > 50$ u. $< 100$ m	$l > 100$ m
Die für Bildung des Kondenswassers dem Dampf entzogene Wärmemenge in kcal/h					
1	2	3	4	5	6
13	4000	6000	28000	18000	8000
20	15000	22000	70000	45000	25000
25	28000	42000	125000	80000	40000
32	68000	100000	270000	175000	85000
40	104000	155000	375000	250000	115000
50	215000	320000	650000	440000	215000
(57)	315000	470000	950000	620000	315000
60	425000	635000	1250000	850000	425000
70	500000	750000	1500000	1050000	500000
(76)	600000	900000	1850000	1250000	600000
80	750000	1120000	2250000	1500000	750000
(88)	900000	1350000	2650000	1800000	900000
90	1100000	1650000	3100000	2000000	1100000
100	1250000	1850000	3500000	2400000	1250000

Anmerkung. Die Heizkörperanschlüsse sind nicht unter  $d = 14$  mm zu nehmen.

Die Durchmesser der bei tiefliegenden Leitungen erforderlichen Luftleitungen sind nach Spalte 4 zu wählen.

$l$  bedeutet in der Zahlentafel die Länge der Rohrleitung des untersten und vom Kessel am entferntesten gelegenen Heizkörpers in m.

\*) Bei Wahl von Regel- und Absperrrichtungen, die sehr kleine Widerstände aufweisen, können die in der Zusammenstellung angegebenen Sätze um 10 vH (z. B. von 50 auf 40 vH) vermindert werden.

\*\*) Beachtenswert ist hierzu der Aufsatz: O. Liersch, „Die Bemessung der Kondensleitungen bei Dampfheizungen“. Ges. Ing. 1921, S. 70. Jedoch ist zu bemerken:  $\alpha$ ) das Gefälle kann für die Mehrzahl aller Anlagen mit 5 mm/1 lfd. m angenommen werden.  $\beta$ ) Der Anteil der Einzelwiderstände beträgt nach Ermittlungen der Anstalt 50 vH, während Liersch 15 bzw. 25 vH einsetzt.

\*\*\*) Die angegebenen Werte sind die „Nennweiten“ der Rohre. Bei nichtgenormten Rohren ist der innere Durchmesser angegeben (eingeklammerte Werte).



## Anhang.

# Regeln, Richtlinien und Normen.

### Verein Deutscher Ingenieure.

VDI-Verlag, Berlin NW 7, Dorotheenstr. 40:

- Anforderungen an zweckmäßige Heiz- und Brennstoffräume. Aufgestellt vom Ausschuß für Betriebsfragen der Heizung im VDHI 1938.
- Richtlinien für die Ausschreibung heiztechnischer Anlagen. Aufgestellt vom Ausschuß für Betriebsfragen der Heizung im VDHI 1938.
- Lüftungsgrundsätze. Für Bauherren, Architekten und Lüftungsfachleute. Aufgestellt vom Fachausschuß für Lüftungstechnik des VDI 1937.
- VDI-Lüftungsregeln. Regeln zur Lüftung von Versammlungsräumen. Herausgegeben vom Fachausschuß für Lüftungstechnik des VDI 1937.
- Richtlinien für die Lärmabwehr in der Lüftungstechnik. Herausgegeben vom Fachausschuß für Lüftungstechnik des VDI 1938.
- Regeln für die Prüfung von Wärme- und Kälteschutzanlagen. 1929.
- Richtlinien zur Bemessung von Wärme- und Kälteschutzanlagen (DIN Vornorm 1951). 1931.
- Regeln für Meßverfahren bei Abnahmeversuchen. Teil I „Regeln für Temperaturmessungen“. 1936.
- Regeln für die Durchflußmessung mit genormten Düsen und Blenden. VDI-Durchflußmeßregeln (DIN-VDI 1952) 1937.
- Eignung von Vorwärmern und Kühlern im Kraft- und Wärmebetrieb. Herausgegeben von der Arbeitsgemeinschaft Deutscher Kraft- und Wärmeingenieure (ADK) des VDI. 1938.
- Eignung von Rohrleitungen im Kraft- und Wärmebetrieb. Herausgegeben von der Arbeitsgemeinschaft Deutscher Kraft- und Wärmeingenieure (ADK) des VDI. 1938.

### Wirtschaftsgruppe Elektrizitätsversorgung.

Verlag Franz Weber, Berlin W 8, Mauerstr. 80:

- Technische Richtlinien für den Bau von Fernheizleitungen. 1937.
- Technische Richtlinien für den Bau von Fernheizkanälen. 1937.

### Deutscher Normenausschuß.

Beuth-Vertrieb G. m. b. H., Berlin SW 68, Dresdener Str. 97:

- DIN 4701 Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden und für die Berechnung der Kessel- und Heizkörpergrößen von Heizungsanlagen.
- DIN 4750 Sicherheitsvorschriften für Standrohre für Niederdruckdampfkessel (auf die behördlichen Vorschriften für Niederdruckdampfkessel sei hiermit verwiesen, und zwar Reichsgesetzblatt Nr. 80 vom 5. September 1936 und Ministerialblatt für Wirtschaft Nr. 18 vom 13. Oktober 1937).
- DIN 4751 Sicherheitsvorrichtungen für Warmwasserheizungen.
- DIN 1979 Technische Vorschriften für Bauleistungen; Zentralheizungs-, Warmwasserbereitungs-, Kühl- und Lüftungsanlagen (zur Zeit in Neubearbeitung, nicht greifbar).
- DIN 2404 Kennfarben für Heizungsanlagen (zur Zeit in Bearbeitung, nicht greifbar).
- DIN 4809 Zentrale Warmwasserbereitungsanlagen; Maßnahmen zur Korrosionsverhütung (zur Zeit in Vorbereitung, nicht greifbar).
  
- DIN 4720 Gußeiserne Gliederheizkörper (Radiatoren): Baumaße, Verwendung.
- DIN 4722 Stahlgliederheizkörper.
- DIN 4801 Einwandige Warmwasserbereiter mit Deckel aus Flußstahl, Betriebsdruck 6 kg/cm<sup>2</sup>.
- DIN 4802 Einwandige Warmwasserbereiter mit Halsstützen aus Flußstahl, Betriebsdruck 6 kg/cm<sup>2</sup>.

- DIN 4803 Doppelwandige Warmwasserbereiter mit Deckel aus Flußstahl. Betriebsdruck für Innenbehälter 6 kg/cm<sup>2</sup>; für Heizmantel: Wasser 2,5 kg/cm<sup>2</sup>, Dampf 0,5 kg/cm<sup>2</sup>.
- DIN 4804 Doppelwandige Warmwasserbereiter mit Halsstutzen aus Flußstahl, Betriebsdruck für Innenbehälter 6 kg/cm<sup>2</sup>.
- DIN 2440 Flußstahlrohre: Gewöhnliche Gewinderohre (Gasrohre).
- DIN 2441 Flußstahlrohre: Verstärkte Gewinderohre (Dampfrohre).
- DIN 2449 Nahtlose Flußstahlrohre (handelsüblich) für ND 1 bis 25.
- DIN 2531 Gußeisenflansche für ND 6.
- DIN 2532 Gußeisenflansche für ND 10.
- DIN 2555 Glatte Gewindeflansche für Nenndrücke 1 bis 6.
- DIN 2564 Leichte Gewindeflansche mit Ansatz für ND 2,5.
- DIN 2565 Gewindeflansche mit Ansatz für ND 6.
- DIN 2566 Gewindeflansche mit Ansatz für ND 10 und 16.
- DIN 2570 Glatte Flansche für ND 1 bis 6.
- DIN 2575 Glatte Walzflansche für ND 1 bis 6.
- DIN 2580 Walzflansche mit Ansatz für ND 6.
- DIN 2581 Walzflansche mit Ansatz für ND 10.
- DIN 2631 Vorschweißflansche für Gasschmelzschweißung und elektrische Schweißung für ND 6.
- DIN 2632 Vorschweißflansche für Gasschmelzschweißung und elektrische Schweißung für ND 10.
- DIN 2672 Lose Flansche mit Vorschweißbund, autogene Schweißung für ND 6.
- DIN 2673 Lose Flansche mit Vorschweißbund, autogene Schweißung für ND 10.
- DIN 2690 Flachdichtungen für Flanschen mit ebener Dichtungsfläche für ND 1 bis 40.
- DIN 2950 bis DIN 2973 Normen für Tempergußfittings.
- DIN 3204 Schieber für Heizungsanlagen (zur Zeit in Neubearbeitung, nicht greifbar).
- DIN 3206 Ovalschieber mit Flanschanschluß nach ND 10.
- DIN 3302 Durchgangventile für ND 6, Hauptabmessungen (zur Zeit in Neubearbeitung).
- DIN 3303 Durchgangventile für ND 10, Hauptabmessungen (zur Zeit in Neubearbeitung).
- DIN 3322 Eckventile für ND 6, Hauptabmessungen (zur Zeit in Neubearbeitung).
- DIN 3323 Eckventile für ND 10, Hauptabmessungen (zur Zeit in Neubearbeitung).
- DIN 3701 Manometer, Vakuummeter, Skala konzentrisch, 60 und 70 mm Gehäuse-Neenndurchmesser.
- DIN 3702 Manometer, Vakuummeter, Skala exzentrisch, 60 und 70 mm Gehäuse-Neenndurchmesser.
- DIN 3703 Manometer, Vakuummeter, Mano-Vakuummeter, Skala konzentrisch, 80 bis 300 mm Gehäuse-Neenndurchmesser.

## Sachverzeichnis.

- Abbrand, oberer 20.  
—, unterer 20.  
Abgasführung 13.  
Abhitzekessel 89.  
Abkühlungsgröße 244.  
Absperrorgane 41.  
Abwärmeverwertung 85.  
Amerikanischer Dauerbrandofen 9.  
Anemostat 102.  
Anstrich von Heizkörpern 31.  
Atemluft, Bestandteile 251.  
Aufbereitung der Luft 109, 217.  
Aufstellung der Heizkörper 31.  
Ausdehnungsgefäß 50.  
Ausgleichebene 99.  
Ausgleicher für Rohre 38.  
Außentemperaturen 121, 219.
- Befeuchten der Luft 118, 214.  
Behaglichkeitsmaßstäbe 240.  
Behaglichkeitszone 246.  
Berechnung von Heizflächen (allgemein) 127.  
— von Rohrnetzen (s. Rohrnetzberechnung).  
Betriebeigenschaften der Warmwasserheizungen 54.  
Betriebsunterbrechung 125.  
Blende 198, 200.  
Boiler 92.
- Daltonsches Gesetz 210.  
Dampfdruck in feuchter Luft 210, 230.  
Dampfdruckheizung 67.  
Dampfstauer 58.  
Dauerlüftung 96.  
Deckenheizung 70.  
Drosselkurve (Ventilatoren) 208.  
Druckabfall im Einzelwiderstand 146.  
— in einer Teilstrecke 146.  
Druckgefälle im geraden Rohr 145.  
Druckminderer 42.  
Druckverteilung in Gebäuden 98.  
Düse, gleichwertige 205.  
Düsenkennlinie 208.  
Durchschlagen eines Heizkörpers 57.  
Dynamischer Druck 144.
- Effektive Temperatur 248.  
Einrohrsystem 46.
- Einzelwiderstände in geraden Rohrstrecken (Luftkanäle) 197.  
Elektrische Heizung 19.  
Entlüftung von Dampfleitungen 58.  
— von Hochdruckdampf-Heizkörpern 62.  
Entnahme der Luft 108.  
Entwärmung des Körpers 239, 250.  
Entwässerung von Dampfleitungen 42, 79.
- Fensterlüftung 103.  
Fernverteilung der Wärme 73.  
— mit Dampf 76.  
— mit Heißwasser 80.  
— mit Warmwasser 83.  
Feuchte Luft 209.  
Feuchtigkeit 209, 229.  
Feuchtigkeitsmaßstab 96.  
Feuerluftheizung 65.  
Filter 109.  
Formelzeichen 119.
- Gasheizung 13.  
Gaskessel 16.  
Gegenstromapparat 75.  
Generelle Regelung 54.  
Gleichstrom und Gegenstrom 130.  
Geräuschlosigkeit (Ventilatoren) 111.  
Gleichwertige Düse 205.
- Hallenheizung 68.  
Hauttemperatur 240.  
Heißwasserfernheizung 56.  
Heizbatterie 94.  
Heizgradtage 224.  
Heizkörper 29.  
Heizkörperverkleidung 32.  
Hochdruckdampfheizung 61.  
Hochliegende Kondensleitung 58.  
Hygienische Grundlagen 239.
- Innentemperaturen 123.  
Irischer Dauerbrandofen 8.  
Isolierung 40, 133.  
 $i-x$ -Diagramm für feuchte Luft 213.
- Kachelöfen 2.  
Katathermometer 243.  
Katawert 244.  
Kessel 20.  
Kesselberechnung 25, 132.

- Kesselraum 25.  
 Kinematische Zähigkeit 142.  
 Kirchenheizung 72.  
 Kleinheizung 69, 172.  
 Klima 219.  
 Klimaanlagen 117, 215.  
 Kohlendioxidgehalt der Atemluft 251.  
 Kohlendioxidmaßstab 95, 193.  
 Koks 28.  
 Kokslager 27.  
 Kondensatrückführung 44, 79.  
 Kondensstöpfe 43.  
 Kondenswasserleitungen 188.  
 Kritische Geschwindigkeit 143.  
 Kühlstärke 244.  
 Kühlung 117, 215.
- L**
  
 Lüftungsanlagen 95, 193.  
 Lüftungsgitter 200.  
 Lüftungskammer 110.  
 Lüftungsmaßstäbe 95.  
 Lüftungsschacht 99, 195.  
 Luftbefeuchtung 118 214.  
 Luftentnahme 108.  
 Luftherhitzer 67, 111.  
 Luftfilter 109.  
 Luftheizung 65.  
 Luftwechsel 95, 193.
- M**
  
 Membranregler 60.  
 Meteorologische Grundlagen 218.  
 Milddampfheizung 57.  
 Muffen 35.
- N**
  
 Neutrale Zone 99.  
 Niederdruckdampfheizung 56.
- O**
  
 Oberer Abbrand 20.  
 Obere Verteilung (Warmwasser) 46.  
 — Verteilung (Niederdruckdampf) 58.  
 Örtliche Regelung 54.  
 Ofen, Eiserner 6.  
 —, Gas- 14.  
 —, Kachel- 2.  
 —, Luftheiz- 66.
- P**
  
 Pumpenheizung 52, 180.  
 Psychrometer 220, 230.
- Q**
  
 Querlüftung 105, 116.
- R**
  
 Radiatoren 30.  
 Radiatorofen 15.  
 Raumtemperaturen 123.  
 Reduzierventile 42.  
 Reflektorofen 15.  
 Regelvorrichtungen für Heizkörper 51.  
 — für Lüftungsanlagen 116.  
 Relative Feuchtigkeit 210, 230.  
 Reynoldssche Zahl 142.  
 Riech- und Ekelstoffe, Maßstab 95.  
 Rippenrohre 30.  
 Rohre 34.
- Rohrführung bei Warmwasserheizungen 46.  
 — bei Niederdruckdampfheizungen 58.  
 Rohrheizschlange 29.  
 Rohrisolierung 41, 133.  
 Rohrleitungen 34.  
 Rohrnetzberechnung für Warmwasserschwerk-  
 heizung 155.  
 — für Warmwasserpumpenheizung 180.  
 — für Niederdruckdampfheizung 184.  
 — für Hochdruckdampfheizung 189.  
 — für Fernleitungen 149.  
 — für Lüftungsanlagen 196.  
 Rohrregister 29.  
 Rückspeiser 44.  
 Rückstausicherung 14.
- S**
  
 Schachtlüftung 99, 195.  
 Schieber 41.  
 Schornstein 11, 26.  
 Schweißverbindung 36.  
 Schwerkraftheizung 46.  
 Selbstlüftung 103.  
 Selbstregelung 55.  
 Sicherheitsvorrichtungen bei Warmwasserheizun-  
 gen 47.  
 Solarkonstante 216.  
 Sonnenstrahlung 216, 219.  
 Speicherung der Wärme 80, 90.  
 Stadtheizungen 84.  
 Standrohr 60.  
 Statischer Druck 143.  
 Stirntemperatur 241.  
 Stockwerkheizung 69, 172.  
 Strahlungsheizung 70.  
 Strangabspernung 50.
- T**
  
 Teilregelung 54.  
 Teilstrecke 146.  
 Temperaturmaßstab 95.  
 Tichelmannsche Rohrführung 54.  
 Tiefliegende Kondensleitung 59.  
 Trocknen der Luft 214.
- Ü**
  
 Überdrucklüftung 107.  
 Umformer 74.  
 Unterdrucklüftung 107.  
 Unterer Abbrand 20.  
 Untere Verteilung (Warmwasserheizung) 47.  
 — — (Niederdruckdampfheizung) 58.
- V**
  
 Vakuumheizung 62, 87.  
 Ventilatoren 111, 207.  
 Ventile 41.  
 Venturirohr 209.  
 Verbrennungsregler 52, 60.  
 Verdrängungsspeicher 81.  
 Verdunstung 214.  
 Verschraubungen 35.  
 Voreinstellung 51.  
 Vorlauftemperatur 54.  
 Vor- und Nachteile der Heizsysteme 68.
- W**
  
 Wärmeabgabe des menschlichen Körpers 251.  
 Wärmeaustauschapparate 74.

- Wärmebedarfsberechnung 120.  
Wärmedurchgangszahl 121, 124.  
Wärmedurchlässigkeit 121.  
Wärmeinhalt feuchter Luft 211.  
Wärmeleitfähigkeit 121.  
Wärmeregulierung des menschlichen Körpers 239.  
Wärmeschutz 40, 133.  
Wärmeübergangszahl 121.  
Warmwasserheizung 45.  
Warmwasserversorgung 92.  
Wasserabscheider 42.  
Wasserdampfabgabe des menschlichen Körpers 251.  
Wasserluftheizungen 67.
- Wasserschleife 58.  
Wechselventile 49.  
Wind 235.  
Wirtschaftlichste Isolierstärke 133.  
Wirtschaftlichster Rohrdurchmesser 77.
- Zeitweise Lüftung 96.  
Zirkulationsleitung 94.  
Zopick-Warmwasserbereitung 92.  
Zubehör für Warmwasserkessel 52.  
— für Niederdruckdampfkessel 60.  
Zugerscheinungen 101.  
Zugunterbrecher 14.  
Zuschläge zur Wärmebedarfsberechnung 125.
-

# **Streifband A**

## **Warmwasserheizung Hoch- und Niederdruckdampfheizung**

**Inhalt:**

***Hilfstafeln I, II, III, IV***

**Rietschel, Leitfaden. 11. Aufl.**

**Hilfstafel I.**

**Warmwasser-Schwerkraftheizung  
für ein Temperaturgefälle von 20°.**

Ist das Temperaturgefälle nicht 20°, sondern  $\Delta t^\circ$ , so ist bei einer verlangten  
Wärmemenge  $Q_h$

in der Tabelle aufzusuchen  $Q_h \cdot \frac{20}{\Delta t}$ .

Additional information of this book

*Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik; 978-3-662-26987-9;*

*978-3-662-26987-9\_OSFO1)* is provided;



<http://Extras.Springer.com>



## ***Hilfstafel II.***

### **Warmwasser-Pumpenheizung für ein Temperaturgefälle von 20°.**

Ist das Temperaturgefälle nicht 20°, sondern  $\Delta t^\circ$ , so ist bei einer verlangten  
Wärmemenge  $Q_h$

in der Tabelle aufzusuchen  $Q_h \cdot \frac{20}{\Delta t}$ .

Additional information of this book

*Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik; 978-3-662-26987-9;*

*978-3-662-26987-9\_OSFO2*) is provided;



<http://Extras.Springer.com>

***Hilfstafel III.***

**Niederdruckdampfheizung.**

Additional information of this book

*Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik; 978-3-662-26987-9;*

*978-3-662-26987-9\_OSFO3*) is provided;



<http://Extras.Springer.com>

***Hilfstafeln IV und IVa.***

**Hochdruckdampfheizung.**

Additional information of this book

*Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik; 978-3-662-26987-9;*

*978-3-662-26987-9\_OSFO4*) is provided;



<http://Extras.Springer.com>

# Streifband **B**

## Lüftungs- und Luftheizanlagen

Inhalt:

*Hilfstafeln V, VI, VII*

Rietschel, Leitfaden. 11. Aufl.

***Hilfstafel V.***

**Bestimmung der Rohre  
von Lüftungs- und Luftheizanlagen.**

Rohrweiten von 50 bis 500 mm.



Additional information of this book

*Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik; 978-3-662-26987-9;*

*978-3-662-26987-9\_OSFO5*) is provided;



<http://Extras.Springer.com>

***Hilfstafel VI.***

**Bestimmung der Rohre  
von Lüftungs- und Luftheizanlagen.**

Rohrweiten von 500 bis 2500 mm.

Additional information of this book

*Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik; 978-3-662-26987-9;*

*978-3-662-26987-9\_OSFO6*) is provided;



<http://Extras.Springer.com>

***Hilfstafel VII.***

**Lüftungs- und Luftheizanlagen.**

**„Gleichwertige Durchmesser“  $d_g$  und Querschnitte  
rechteckiger Kanäle.**

Additional information of this book

*Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik; 978-3-662-26987-9;*

*978-3-662-26987-9\_OSFO7)* is provided;



<http://Extras.Springer.com>