

Schwedler-v. Jürgensonn

Handbuch der Rohrleitungen



Zweite Auflage

Handbuch der Rohrleitungen

Allgemeine Beschreibung, Berechnung und
Herstellung nebst Zahlen- und Linientafeln

Von

Franz Schwedler

Direktor der Vereinigter Rohrleitungsbau G. m. b. H.
Berlin-Mariendorf

Zweite Auflage

Neubearbeitet unter Mitwirkung von
Dipl.-Ing. H. von Jürgensonn

Mit 227 Textabbildungen
und 11 Tafeln in einer Tasche



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1939

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

ISBN 978-3-662-35439-1 ISBN 978-3-662-36267-9 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-662-36267-9

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

Copyright 1932 and 1939 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg

Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1939

Softcover reprint of the hardcover 2nd edition 1939

Vorwort.

Die Tatsache, daß die erste Auflage des Handbuches in verhältnismäßig kurzer Zeit vergriffen war, beweist das zunehmende Interesse für das wichtige Gebiet des Rohrleitungsbaues. Inzwischen ist die Entwicklung im Kraftwerksbau mit großen Schritten weitergegangen. Die Steigerung der Betriebsdrücke bis 150 atü und der Dampftemperaturen bis 530° C hat den Rohrleitungsingenieur vor ganz neue, zum Teil hochwissenschaftliche Aufgaben gestellt. Die Forschung brachte sowohl theoretisch, als auch auf Grund der praktischen Erfahrungen neue Gesichtspunkte, die berücksichtigt werden mußten.

Jetzt, nachdem nun eine gewisse Klärung der wichtigsten Forderungen und Berechnungsgrundlagen geschaffen ist, kann auch ein in weiten Grenzen abschließendes Bild des derzeitigen Standes der Erkenntnisse im Höchstdruck-Rohrleitungsbau gegeben werden.

Dementsprechend wurden bei der zweiten Auflage, unter Beibehaltung der gut bewährten Gliederung, einzelne wichtige Abschnitte vollkommen neu umgearbeitet. Großer Wert ist auf die Einfachheit und Übersichtlichkeit der im Rohrleitungsbau vorkommenden Rechnungen gelegt. Dazu sind in weitem Umfange Linientafeln als Hilfsmittel herangezogen worden. Infolgedessen ist es möglich, unter Beachtung der im Buch gegebenen zahlreichen Beispiele rasch und sicher alle wichtigen Berechnungen durchzuführen, die den entwerfenden Ingenieur in die Lage versetzen, den Sicherheitsgrad der Anlage nach jeder Richtung hin festzulegen. Angaben über die Eigenschaften der neuesten Werkstoffgruppen bilden die Grundlagen der Berechnung und sind in einem besonderen Abschnitt behandelt.

Dieses sind neben den praktischen Erfahrungen die wichtigsten Voraussetzungen für den erfolgreichen Entwurf und Bau von Höchstdruckanlagen.

Auch der Betriebsmann findet viele Anregungen und Hinweise, die es ihm ermöglichen, den Betrieb wirtschaftlich und sicher zu gestalten, oder bei Neuanlagen die Hauptabmessungen vorauszubestimmen.

Die nach Erscheinen der Erstaufgabe aus Fachkreisen erhaltenen Anregungen wurden weitmöglichst berücksichtigt und Erfahrungen verwertet. Dadurch war es möglich, verschiedene Mängel auszugleichen, Ergänzungen vorzunehmen und das Handbuch inhaltlich zu vervollkommen, wozu auch Sachverzeichnis und Schrifttumübersicht gehören.

Meinem langjährigen Mitarbeiter, Herrn Dipl.-Ing. von Jürgensonn, gebührt auch an dieser Stelle besonderer Dank, da er sich trotz der derzeitigen starken beruflichen Anspannung der Bearbeitung der zweiten Auflage angenommen und besonders die Berechnungsabschnitte nebst Linientafeln neu entwickelt und wesentlich erweitert hat. Erneut sei auch der Herren Benz und de Wit gedacht, die seinerzeit in meiner Firma die Grundlagen für die Herausgabe der Erstaufgabe geschaffen haben.

Berlin, im Dezember 1938.

F. Schwedler.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Allgemeine Beschreibung von Rohrleitungen für verschiedene Verwendungszwecke.	
A. Richtlinien für den Bau von Rohrleitungsanlagen für Kraft- und Industriewerke	1
1. Dampfleitungen	4
2. Hoch- und Höchstdruckdampf	11
3. Rohrleitungen für Speisepumpen	14
4. Abdampfleitungen	21
5. Kondensatorrohrleitungen	23
6. Kondenswasserleitungen	26
7. Abfließleitungen der Dampfkessel	29
B. Rohrleitungen für Zentralheizungen und Fernheizanlagen	30
C. Rohrleitungen für Gasversorgung	34
D. Rohrleitungen für Gaskraftanlagen	39
E. Ölleitungen	41
F. Rohrleitungen für Preßluftanlagen	49
G. Rohrleitungen für Wasserhaltungen in Bergwerken	52
H. Rohrleitungen für Wasserkraftanlagen	55
J. Wasserwerke, Hauptzuleitungen und Ortsnetze	60
II. Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.	
A. Einleitung	64
Zusammenstellung der bei den Berechnungen vorkommenden Bezeichnungen	65
B. Rohrleitungen für Flüssigkeiten	67
1. Druckverlust in Rohrleitungen für Wasser (mit Rechenbeispielen)	67
2. Kesselspeiseleitungen	92
3. Entwurf eines Ortsnetzes für Wasserversorgung	93
4. Turbinenrohrleitungen	99
5. Berechnung von Ölleitungen	102
C. Wasserdampf und dessen Fortleitung	106
1. Zustandsänderungen des Wasserdampfes	107
2. Allgemeines bezüglich Berechnung der Dampfleitungen	108
a) Wahl der Geschwindigkeit	109
b) Ermittlung des Rohrdurchmessers	110
c) Druckabfall	111
d) Einzelwiderstände	119
e) Rechenbeispiel	119
f) Ermittlung des Druckverlustes aus der Linientafel IIIa	122

	Seite
D. Fortleitung von Luft und Gas	122
1. Allgemeines bezüglich der Fortleitung von Luft und Gas, Hauptgesetze der Gase.	122
2. Druckverlust	124
a) Luftleitungen	124
b) Rechenbeispiele	126
c) Gasleitungen	129
d) Ermittlung des Druckverlustes bei Luft- und Gasleitungen aus der Linientafel IV	132
E. Wärmeschutz	133
1. Allgemeine Betrachtungen über Wärmeübergang	133
2. Wärmeverlustberechnung einer Ölföhrnleitung	138
3. Temperaturverlust des strömenden Dampfes	139
4. Isolierstärke	141
F. Festigkeitsberechnung von Rohrleitungen.	142
1. Rohre	142
2. Berechnung der Rohre von Turbinenleitungen	145
3. Berechnung der Flanschen und Flanschverbindungen	147
4. Die Wärmedehnung und ihre Wirkungen.	152
a) Normaler Lyrabogen	155
b) U-Bogenausgleicher	158
c) Einfacher Winkelbogen	159
d) Gleichschenkliger Z-Bogen	162
e) Symmetrischer Umbogen.	163
f) Metallschläuche	165
G. Hoch- und Höchstdruckanlagen	165
1. Allgemeines	165
2. Werkstoff	168
3. Rohre für Hoch- und Höchstdruck	173
4. Flanschen	176
5. Schrauben	181
6. Dichtungen	185
7. Höchstdruckschweißung	187
8. Werkstoff für Formstücke und Armaturen	190
9. Armaturen	191
10. Wasserabscheider und Entwässerung	195
11. Unterstützungen	196
12. Geräuschkämpfung.	196
13. Beispiel der Berechnung einer Hochdruckanlage	197
III. Beschreibung allgemeiner Bauteile.	
A. Rohre und deren Herstellung	204
1. Gußeiserne Rohre	204
2. Stahlgußrohre	205
3. Stahlrohre	205
4. Eisenbetonrohre	212
5. Asbestzement- (Eternit-) Rohre	212
6. Kunststoffrohre	213
B. Rohrverbindungen	213
1. Gußrohre	213
2. Stahlrohre	213
3. Gewindemuffen	214

	Seite
4. Muffenverbindungen	214
5. Nietverbindungen	217
6. Schnellkupplungen	217
7. Abzweigungen in den Rohrleitungen, Formstücke	218
C. Armaturen und besondere Apparate zur Messung, Druckregelung und Sicherheit usw.	219
1. Absperrorgane	219
2. Sicherheitsventile	222
3. Druckminderer	224
4. Dampfumformer und -kühler	226
5. Rückschlagventile	227
6. Rohrbruchventile	228
7. Wasserabscheider	228
8. Kondenswasserableiter und -rückleiter	228
9. Entlüfter	229
10. Entöler	229
11. Meßapparate	230
12. Schlammablaßabsperrorgane	231
13. Wärmeaustauscher	231
D. Dehnungsstücke und Auflageteile (Rohrunterstützungen).	232
1. Dehnungsaufnahme	232
2. Befestigung	235
IV. Normung im Rohrleitungsbau und Richtlinien.	
1. Normung	236
2. Richtlinien	237
3. Wartung, Stillsetzung, Inbetriebsetzung und Instandsetzung von Rohrleitungen	238
V. Schrifttums-Übersicht	241
VI. Sachverzeichnis	249

Lose Tafeln in der Tasche.

Tafel I. Linientafel zur Ablesung von Q , w und d (nach der Formel $Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w$ bei Wasser-, Gas- und Luftleitungen).

Tafel II. Zahlentafel der Wassermengen und Rohrreibungswiderstände in Wasserleitungen.

Tafel III. Linientafel zur Ermittlung der Rohrdurchmesser in Dampfleitungen.

Tafel IIIa. Linientafel zur Bestimmung des Druckverlustes in Dampfleitungen.

Tafel IV. Linientafel zur Ermittlung der Druckverluste von Luft- und Gasleitungen.

Tafel IV a. Linientafel zur Ermittlung der Rohrdurchmesser in Luft- und Gasleitungen.

Tafel V. Gegenüberstellung der Flanschabmessungen nach den Normen vom Jahre 1882 und der Deutschen Industrienormen.

Tafel VI. Rohrtafel (Angabe der Wandstärken, Gewichte, Flächen, Trägheits- und Widerstandsmomente).

Tafel VII. Dampfleitungsschaltbild eines Großkraftwerkes.

Tafel VIII. Faltenrohrliste mit Angabe der Abmessungen und Dehnungsaufnahme von Lyrabogenausgleichern.

Tafel IX. Rohrleitungsschaltbild eines Dampfkraftwerkes.

I. Allgemeine Beschreibung von Rohrleitungen für verschiedene Verwendungszwecke.

A. Richtlinien für den Bau von Rohrleitungsanlagen für Kraft- und Industrierwerke.

Wer sich mit der Planung und dem Bau von Rohrleitungen, insbesondere von solchen zur Fortleitung von Dampf, beschäftigt oder wer Dampfbetriebe und Rohrleitungsnetze zu überwachen hat, muß sich Klarheit darüber verschaffen, welche Anforderungen an eine technisch einwandfrei ausgeführte Rohrleitung zu stellen sind.

Allgemein lassen sich diese Bedingungen wie folgt zusammenfassen:

Zweckmäßige Anordnung der Rohrleitungen unter Berücksichtigung der besonderen Betriebsverhältnisse. Rücksichtnahme auf unbedingte Betriebssicherheit, größtmögliche Wirtschaftlichkeit und eventuell geplante spätere Erweiterung der Gesamtanlage.

Übersichtlichkeit und Zugänglichkeit der Leitungen in allen Teilen, so daß die Armaturen leicht bedient und ausgewechselt, die Rohrverbindungen nachgesehen und erneuert werden können, ohne daß dadurch Gefahr für das Bedienungspersonal entsteht.

Anordnung der Leitungen und ihrer Armaturen derart, daß bei notwendigen Instandsetzungen und Auswechslung von Einzelteilen eine Unterbrechung des Betriebes vermieden wird und bei Eintreten eines Rohrbruches der schadhafte Teil sofort instand gesetzt oder ausgewechselt werden kann.

Bei Dampfanlagen soll jeder an das Rohrnetz angeschlossene Kessel auf jede im Netz liegende Maschine arbeiten können, d. h. es soll der sogenannte Wechselbetrieb möglich sein.

Die richtige Bemessung der Rohrweiten unter Berücksichtigung von eventuell geplanten Erweiterungen, Vermeidung plötzlicher Geschwindigkeitsänderungen bzw. Beseitigung von deren Folgen.

Die Wahl eines geeigneten Werkstoffes und einer zweckentsprechenden Bauart für Rohre, Flanschen, Schrauben und Armaturen unter Berücksichtigung der inneren Spannungen, etwa auftretender äußerer Kräfte, der Temperatur der zu leitenden Flüssigkeit und der hierdurch hervorgerufenen Beanspruchung des Werkstoffes, unter besonderer Berücksichtigung des Verhaltens des verwandten Werkstoffes bei hohen Temperaturen.

Die richtige Wahl der Dichtungsart der Flanschen, entsprechend der Beschaffenheit des fortzuleitenden Stoffes. Die Möglichkeit leichter Austauschbarkeit der Dichtungen.

Ausgleich der durch die Einwirkung der Temperaturschwankungen entstehenden Längenausdehnungen der Rohrleitungsanlage im ganzen und der einzelnen Teile im besonderen, die hiermit in Zusammenhang stehende richtige Lagerung der Rohrleitungen und eine sachgemäße Anordnung der Festpunkte.

Bei Dampfleitungen eine zweckmäßige Entwässerung, sowohl während des Betriebes als auch bei Stillstand der Anlage und — besonders bei Wasserleitungen — die Anordnung von ausreichenden Ent- und Belüftungs- sowie Entleerungsstellen.

Ein wirksamer Wärmeschutz bei Dampf- bzw. Kälteschutz bei Wasserleitungen, Rücksichtnahme auf deren Ausführungs- und Ausbesserungsmöglichkeit.

Rücksichtnahme auf den Anschluß von Meßvorrichtungen (Druck, Geschwindigkeit und Temperatur), so daß diese auch während des Betriebes überprüft werden können.

Sachgemäße Verlegung der Rohrleitungsanlage.

Die Nichtbeachtung der Richtlinien kann auf die Gestaltung und Lage der Rohrleitungen, die von den Kesseln und Dampfverbrauchern abhängig sind, mitunter von sehr nachteiligen Folgen sein, indem sich die Forderungen der Betriebssicherheit, Betriebswirtschaftlichkeit und Übersichtlichkeit vielfach nachher nicht mehr oder nur in unzureichendem Maße durchführen lassen.

Man wird allgemein bestrebt sein, zwischen Kessel- und Maschinenhaus möglichst geringe Entfernungen zu halten, denn sowohl die Wärmeverluste wie der innere Widerstand sind abhängig von der Länge der Leitungen; dieselben sind um so geringer, je kürzer die Leitung ist und um so höher, je größer die Dampfmengen sind, welche auf den einzelnen Rohrstrang entfallen.

Widerstände und dynamische Wirkungen werden durch unnötige Richtungsänderungen der Dampfwege sehr vergrößert.

Bei mehreren weit auseinanderliegenden Maschinenstationen ist mit Rücksicht auf die Gleichmäßigkeit der Spannungs- und Temperaturverluste des Dampfes die Lage des Kesselhauses möglichst zentral zu wählen.

Beim Neubau von Dampfkraftwerken sucht man die Gebäude so anzuordnen, daß bei guter Platzausnutzung eine übersichtliche und erweiterungsfähige Anlage entsteht.

Dabei sind zwei Grundformen möglich, entweder ein parallel, oder ein senkrecht zum Maschinenhaus stehendes Kesselhaus.

Die Parallelstellung mit ein- oder zweireihigem Kesselhaus findet man mehr bei kleineren Werken; bei größeren Werken ist bisher die senkrechte Aufstellung der Kesselhäuser zum Maschinenhaus häufiger gewesen.

Infolge der Entwicklung der Kesselfeuerungen und Turbinen ergeben sich jedoch gewisse Richtlinien, die mehr als früher eine bestimmte günstige Gebäudeanordnung verlangen; außerdem beeinflussen Kohlenstaubfeuerung, Lufterhitzung, Speisewasseraufbereitung und -vorwärmung mittels Anzapfdampf (oder mittels Abdampf der Speisepumpenturbinen) vielfach die Wahl der Anordnung.

Vor dem Entwurf der Gebäudeanordnung muß deshalb ein bestimmter Plan festgelegt werden, wie die Kohle verfeuert und die wärmewirtschaftliche Ausnutzung des Dampfes gestaltet werden soll; der Dampfdruck, die Dampfüberhitzung, (siehe [8])¹ die entsprechend dem Zustand des Rohwassers erforderliche Aufbereitung und Vorwärmung des Speisewassers und die Frage, ob Speisewasserspeicher einzubauen sind, ist festzulegen. Es entsteht das grundlegende Dampf- und Speisewasserschaltbild der Anlage als Schema für den weiteren Aufbau der Einzelheiten. (Siehe Tafel IX, Rohrleitungsplan eines Dampfkraftwerkes.)

Die Einführung der Kohlenstaubfeuerung gestattet es, Kesselgrößen von großen Einheiten und Leistungen zu wählen, wie dies bei der Rostfeuerung nicht möglich war. Dieser Umstand, daß man in der Wahl der Kessel weniger beschränkt ist als in der Wahl der Maschinengrößen, führte dazu, daß man bei dem Aufbau der Werke meist zu einheitlichen Kesselhäusern parallel zum Maschinenhaus kommt.

Bei Verwendung von Kesseln mit Rostfeuerung, wo man in der Kesselgröße mehr beschränkt ist, wird man jedoch bei Werken mit größeren Maschineneinheiten und Kesselreihen die senkrechte Anordnung von Kessel- und Maschinenhaus beibehalten. Es ist dies der vorbildliche Grundriß von Braunkohlen-Großkraftwerken mit beliebiger Erweiterungsfähigkeit.

Die Kesselhäuser müssen so hoch angelegt werden, daß die Rohrleitungen noch bequem in Kopfhöhe über den Kesseln angebracht werden können. Die Gebäudewände sind in Anbetracht der teilweise recht großen Gewichte der Leitungen und deren Beanspruchung durch anzubringende Festpunkte genügend stark auszubilden und ist hierauf, wie auch bei der Ausführung von Decken, Gebäudesäulen usw. Rücksicht zu nehmen, damit dieselben diese Mehrbelastung neben den üblichen Lasten (Schneelast, Winddruck, Deckenlast usw.) aufnehmen können.

Bei der Ausführung des Neubaus in Eisenbeton tut man gut, schon beim Bau die Deckendurchbrüche sowie die Rohrkanäle vorzusehen, was sich auch bei Anwendung von Ziegelmauerwerk empfiehlt. Ebenso sind an den entsprechenden Stellen zum Anbringen der Unterstützungen und Festpunkte für schwere Rohre geeignete Vorkehrungen zu treffen. Für Betriebe, wo Umbauten und eine damit verbundene Verlegung der Rohrleitungen zu erwarten sind, ist der Ausführung in Ziegelstein dem Eisenbetonbau gegenüber der Vorzug zu geben.

¹ Die schrägen Hinweiszahlen in eckigen Klammern [8] beziehen sich auf das Schrifttum am Schluß des Buches.

Besondere Gesichtspunkte, die für die Anlage von Rohrleitungen zur Fortleitung von Gasen, Flüssigkeiten, Preßluft usw. ins Auge zu fassen sind, finden in den betreffenden Abschnitten Berücksichtigung.

1. Dampfleitungen.

Ein wichtiges Glied jeder Dampfkraftanlage ist ihre Rohrleitung. Die älteren Dampfkraftwerke arbeiten noch mit einem Betriebsdruck von 13 bis 20 at und einer Dampftemperatur von 300 bis 400° C. In den letzten Jahren ist man mehr und mehr dazu übergegangen, Hochdruckkraftwerke für 30 bis 60 at zu bauen. Darüber hinaus sind jetzt schon recht viele Höchstdruckanlagen mit Dampfdrücken von 100 bis 120 at in Betrieb. Auch die Dampftemperaturen wurden mit Rücksicht auf die Verwendung des Gegendruckdampfes der Höchstdruckvorschaltturbinen in nachgeschalteten Mitteldruckmaschinen über 450° bis auf 520° gesteigert. Eine ganze Reihe solcher Kraftwerke sind nach Überwindung der anfänglichen Schwierigkeiten bei den Erstanlagen jetzt mit bestem Erfolg in Betrieb.

Die Dampferzeugung findet in Einzelkesseln, Kesselgruppen, Hochleistungskesseln statt, deren Heizfläche bei Verwendung von Staubfeuerung usw. oft 1000 m² und mehr beträgt, während die Ausnützung der Dampfkraft für große Leistungen vorzugsweise in Turbinen, bei kleineren Leistungen in Kolbenmaschinen, vor sich geht.

Infolge der Leistungssteigerung der Maschinen und Turbinen sind die zu leitenden Dampfmengen gegenüber früher bedeutend größer geworden.

Um nicht zu große Rohrdurchmesser zu erhalten, läßt man den Heißdampf den Dampfturbinen mit hoher Geschwindigkeit gleichmäßig und stoßfrei zuströmen.

Die mittlere Dampfgeschwindigkeit beträgt bei Dampfturbinen etwa 30 bis 50 m je Sekunde. Im allgemeinen werden die Dampfgeschwindigkeiten in den Grenzen von 20 bis 60 m je Sekunde angenommen.

Die Dampfgeschwindigkeit in den Rohrleitungen, die also aus Wirtschaftlichkeitsgründen hoch sein soll, kann nun eine nicht gleichmäßige sein und — besonders bei Kolbenmaschinen — je nach der Entnahme des Dampfes, großen Schwankungen unterliegen. Bei einer Leitung, welche den Dampf einer Dampfmaschine mit kleiner Füllung zuführt, wird der Dampf am Ende der Füllung ganz abgesperrt, um kurze Zeit darauf wieder in den Zylinder voll einzuströmen. Diese Geschwindigkeitsschwankungen verursachen eine rüttelnde Bewegung der Rohrleitung, wodurch Gefahren eintreten können. Dieser Übelstand läßt sich durch Anbringen eines genügend großen Wasserabscheiders vor der Maschine und reichlich bemessene Rohrleitung sowie Anordnung von starken Festpunkten in den Rohrsträngen vermeiden.

Die Hauptfrischdampfleitung muß nach den Maschinen zu, unter Vermeidung von scharfen Richtungsänderungen, mit einem Gefälle von 1 : 100 bis 1 : 150 verlegt werden.

Das Hauptabsperrorgan am Anfang der Leitung ist so anzuordnen, daß es leicht und bequem zu bedienen ist.

Bei langen Leitungen ist — außer durch den erwähnten Wasserabscheider vor der Maschine — in entsprechenden Abständen und an geeigneten Stellen für eine Entwässerung Sorge zu tragen.

Die richtige Wahl der Rohrweite ist in jedem einzelnen Falle stets von größtem Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit einer Dampfanlage mit langen Rohrleitungen.

Die lichte Weite der Hauptdampfleitung richtet sich nach dem Dampfverbrauch und dem zugelassenen Spannungsabfall. Zu enge Rohre ergeben zu hohe Spannungs- und zu weite Rohre erhöhte Wärmeverluste, d. h. Dampfverluste.

Besteht ein großer Unterschied zwischen Normal- und Maximalmenge und wird in einem solchen Falle die Leitung für den Höchstverbrauch bemessen, so entstehen in normalen Betrieben unzulässig große Verluste, weil für die betreffende Durchflußmenge der Querschnitt sehr reichlich und damit die Abkühlungsfläche ungewöhnlich groß ist. In diesem Falle ist zu erwägen, ob es sich nicht aus wirtschaftlichen Gründen empfiehlt, zwei Leitungen vorzusehen. Man gewinnt hierdurch eine Bereitschaftsanlage und ist außerdem noch für eine etwaige plötzliche hohe Dampfentnahme gerüstet.

Der Wärmeverlust einer Rohrleitung ist in erster Linie von der Dampftemperatur abhängig. Von Einfluß sind weiter die Außentemperatur und eine eventuelle Dampfefeuchtigkeit.

Eine mäßig gut isolierte Leitung verliert z. B. bei Durchgang von überhitztem Dampf von 350° C etwa 250 kcal je Stunde und je 1 m² Rohraußenfläche. Bei der Anlage von Hochdruckdampfleitungen ist daher auf eine möglichst hohe Dampfgeschwindigkeit zu achten, unter Berücksichtigung des sich ergebenden Spannungsabfalles des strömenden Dampfes; d. h. die Summe der Druck- und Abkühlungsverluste ist möglichst klein zu halten. Hieraus ergibt sich Brennstoffersparnis und Wirtschaftlichkeit.

Zu der Anordnung der Dampfleitungen selbst übergehend, wollen wir einige gebräuchliche Grundformen einer näheren Betrachtung unterziehen.

Einfache Sammelleitung, doppelte Sammelleitung, Ringleitung, Ringleitung mit Mittelstrang, Dreileitungsdoppelnetz, Dreileitungsringnetz.

Eine Aufstellung irgendwelcher bestimmter Normen, die für die Wahl der genannten Netzarten maßgebend sein sollen, läßt sich bei der Vielgestaltigkeit der Gesichtspunkte, die man beim Entwurf der Gesamtanlage beachten muß, nicht durchführen.

Es ist von Fall zu Fall zu prüfen, welche Anordnung der Eigenart, dem Bestimmungszwecke, der Dampfart, der Dampfspannung, dem Grad der Betriebssicherheit und der Wirtschaftlichkeit der einzelnen Anlagen am besten entspricht. Immerhin lassen sich Anhaltspunkte

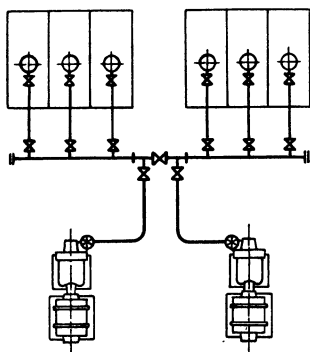


Abb. 1. Schaltbild einer einfachen Sammelleitung.

schaffen, die bei folgender näherer Besprechung der Eigenschaften der in Rede

stehenden Netzarten hervortreten.
Einfache Sammelleitung. Abb. 1 zeigt eine Anlage mit einfacher Sammelleitung. Durch diese Anordnung wird eine wechselseitige Schaltung ermöglicht, d. h. jede der angeschlossenen Maschinen kann von einer der beiden Kesselgruppen, eventuell von jedem einzelnen Kessel, mit Dampf versorgt werden. Ferner läßt sich bei Außerbetriebsetzung eines Kessels der Gesamtbetrieb durch größere Anstrengung der übrigen Kessel aufrechterhalten. Bei Schäden an der

Sammelleitung wird eine Maschine und eine Kesselgruppe stillgelegt.

Es ist in jedem Falle zu entscheiden, ob der Übersichtlichkeit der Anlage, die bei einer geringen Anzahl von Absperrorganen größer wird, der Vorzug zu geben ist, oder der mit größerer Zahl von Armaturen verknüpften erweiterten Betriebsmöglichkeit. Bei Vergleich der Vor- und Nachteile ist zu beachten, daß die Absperrorgane außer der Erhöhung der Kosten höheren Spannungsabfall verursachen, die Abkühlungsflächen der Leitung vergrößern und häufig selbst Anlaß zu Schwierigkeiten bieten.

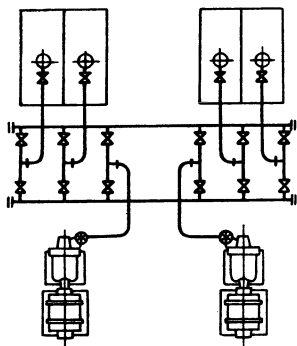


Abb. 2. Schaltbild einer doppelten Sammelleitung.

Die in Rede stehende Art der Leitung wird ihrer geringen Kosten, Übersichtlichkeit und Wirtschaftlichkeit halber hauptsächlich bei kleineren Dampfanlagen gewählt, besonders auch dann, wenn es sich nicht um Anlagen mit ununterbrochenem Betrieb handelt, denn die einfache Sammelleitung hat den Nachteil, daß sie nicht Anspruch auf eine vollkommene Betriebssicherheit hat.

Doppelte Sammelleitung. Sofern bei Dampfanlagen der Betrieb nicht durch Schadhafwerden der Rohrleitung in Mitleidenschaft gezogen werden soll, wird die Hauptsammelleitung als Doppelleitung gemäß Abb. 2 ausgebildet.

Vielfach werden bei Doppelleitungen beide Sammelleitungen unter Druck gehalten, weil man die größere Betriebssicherheit höher einschätzt als die Kondensverluste. In den meisten Fällen genügt es jedoch, wenn

der zweite Strang nur zeitweilig zur Prüfung der Betriebsbereitschaft unter Dampf gehalten wird.

Als Dampfgeschwindigkeit nehme man 30 bis 40 m je Sekunde an.

Auf den Einbau von Absperrorganen in die beiden Sammelleitungen kann verzichtet werden; sofern jedoch eine höhere Sicherheit verlangt und eine Verteuerung der Anlage in Kauf genommen wird, schaltet man an bestimmten Stellen Absperrorgane ein, wie dies aus Abb. 3 hervorgeht. Legt man noch Wert auf eine bequeme und übersichtliche Bedienungsmöglichkeit, so

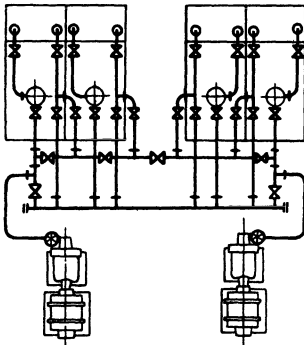


Abb. 3. Schaltbild einer doppelten Sammelleitung.

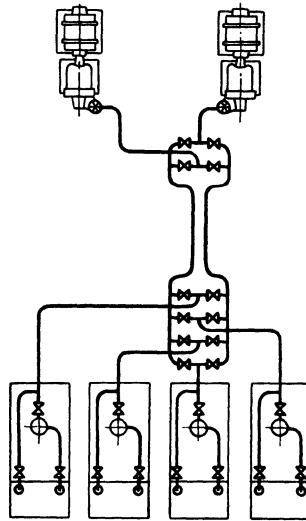


Abb. 4. Schaltbild einer doppelten Sammelleitung.

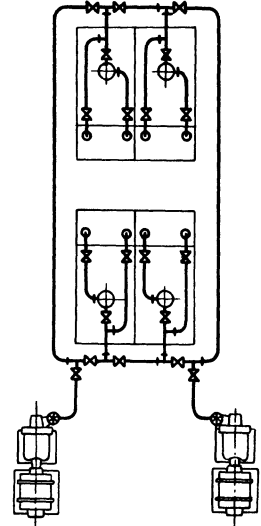


Abb. 5. Schaltbild einer Ringleitung.

ordnet man sowohl die zur Kesselgruppe als auch die zur Maschinen- gruppe gehörenden Absperrorgane zentral an (Abb. 4).

Die beiden Sammelrohre sollen in ihrem Querschnitt so bemessen sein, daß das eine durch das andere ersetzt werden kann. Im übrigen richtet sich die Bemessung des Querschnittes der Sammelrohre nach der Arbeitsweise, ob mit einem Strang oder mit beiden dauernd gearbeitet werden soll.

Ringleitung. Die Ringleitung entsteht durch Verbindung der beiden Enden der Sammelrohre. Sie kann entweder die Kesselgruppe umschließen (Abb. 5) oder zwischen den Kesseln und Maschinen angeordnet sein, derart, daß die eine Ringhälfte den Kesseldampf empfängt und die andere den Dampf an die Maschine abgibt (Abb. 6 und 7).

Bei einer größeren Anzahl von Kesseln und Turbinensätzen wird letztere Ringleitung langgestreckt sein, hier empfiehlt sich dann der Einbau eines sog. Steges zwischen Empfänger- und Abberdampfstrang (Abb. 8). Derselbe hat den Zweck, einen Druckausgleich der am weitesten entfernt liegenden Kessel herbeizuführen.

Durch eine bestimmte Verteilung der Absperrorgane kann bei Schadhafwerden eines Rohres der betreffende Teil abgeschaltet und so der Betrieb sichergestellt werden. Die in Abb. 9 dargestellte Ringleitung stellt deshalb in bezug auf Betriebssicherheit das günstigste dar, dagegen genügt diese Anordnung nicht in gleicher Weise den Erfordernissen der Wirtschaftlichkeit, da sie infolge ihrer größeren

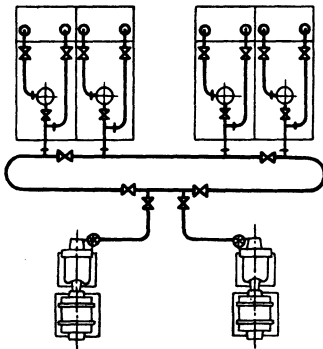


Abb. 6. Schaltbild einer Ringleitung.

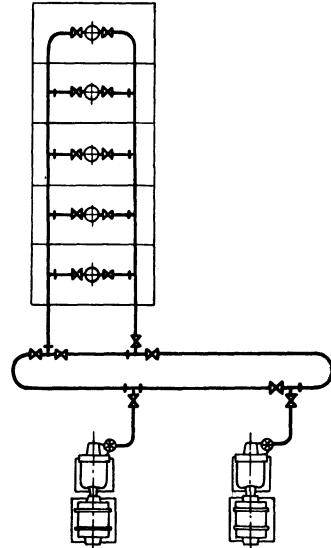


Abb. 7. Schaltbild einer Ringleitung mit Verteilerring.

Ausdehnung größere Abkühlungsflächen als die Doppelleitung besitzt.

Bei Bemessung der Leitungsquerschnitte nimmt man an, daß normalerweise der Dampf den Maschinen von beiden Seiten mit einer mittleren Geschwindigkeit von 25 bis 30 m je Sekunde zuströmt. Beim Ausschalten eines Teiles des Ringes entsteht zwar ein größerer Spannungsabfall, den man — um bei normalem Betrieb keine unnötig großen Abkühlungsflächen zu erhalten, d. h. den Betrieb möglichst wirtschaftlich zu gestalten — mit in Kauf nimmt.

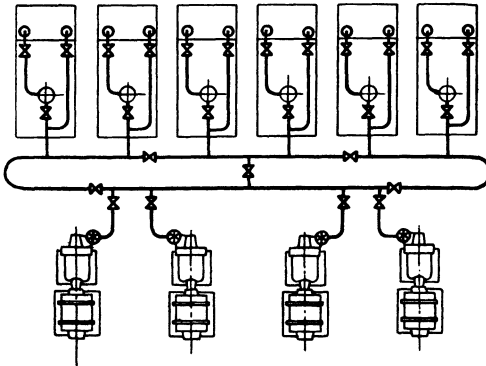


Abb. 8. Schaltbild einer Ringleitung mit Steg.

Wenn die sonstigen Umstände es gestatten, ist der Doppelleitung der Vorzug vor

der Ringleitung zu geben, da erstere eine geringere Länge erfordert und demzufolge auch geringere Abkühlungsflächen besitzt.

Dreileitungsdoppelnetz. Dreileitungsringnetz. Bei diesen Anordnungen gemäß Abb. 10 und 11 dient der Mittelstrang dazu, einen Druckaus-

gleich der am weitesten entfernt liegenden Kessel herzustellen. Gleichzeitig wird durch denselben eine Bereitschaft geschaffen und dadurch die Sicherheit noch erhöht. Die Hauptstränge können genau für die benötigten normalen Dampfmenigen bemessen werden, wodurch sich der geringste Druck- und Wärmeverlust ergibt. Wegen der sonstigen Vorzüge sei auf die vorerwähnten Doppelleitungs- und Ringschaltungen verwiesen.

Dampfsammler. Kesselgruppen verbindet man oft noch mit einem Sammler und schließt diesen durch verschiedene Abzweige an Doppel- bzw. Ringleitungen an. Bei höheren Drücken läßt man auch gemäß Abb. 12 die Kessel auf Sammler arbeiten, an die dann die Turbinen unmittelbar angeschlossen werden.

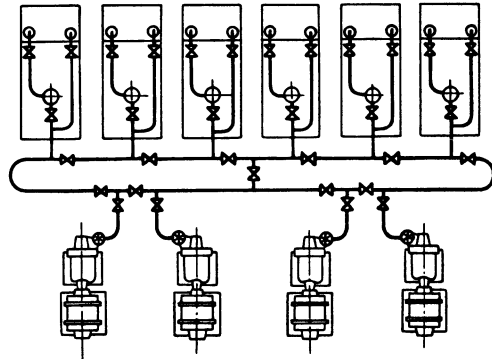


Abb. 9. Schaltbild einer Ringleitung mit Steg mit Trennschiebern.

Zum Schluß sei noch eine Schaltung der Rohrleitung wiedergegeben, bei welcher Maschinen- und Kesselhausachse senkrecht zueinander stehen

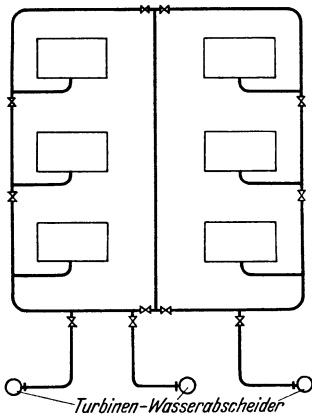


Abb. 10.
Schaltbild einer Dreileitungs-doppelleitung.

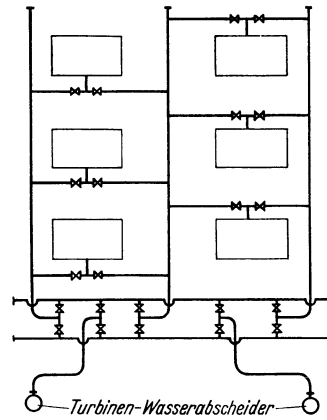


Abb. 11.
Schaltbild einer Dreileitungsringleitung.

(Abb. 13). In diesem Falle ist die Anordnung einer Doppel- oder Ringleitung nicht zu umgehen, sofern man nicht Gefahr laufen will, bei Undichtheiten der Leitung dieselbe bis zur Beseitigung der Störung stilllegen zu müssen.

Aus den vorstehenden Ausführungen geht hervor, daß eine gewissenhafte, sachliche Betrachtung aller in Frage kommenden Betriebsverhältnisse notwendig ist, um eine in bezug auf Betriebssicherheit,

Wirtschaftlichkeit und Übersichtlichkeit technisch einwandfreie Rohrleitung zu schaffen. Es muß noch davor gewarnt werden, eine Ersparnis der Anlagekosten zum Nachteil der Güte des Rohrleitungsmaterials anzustreben.

Es sei hier auf den Aufsatz von Dr.-Ing. H. Schult [7] mit neuen Gesichtspunkten verwiesen, wonach die AEG entgegen der bisherigen Gepflogenheit der gestaffelten Durchmesser „eine andere Verteilung des

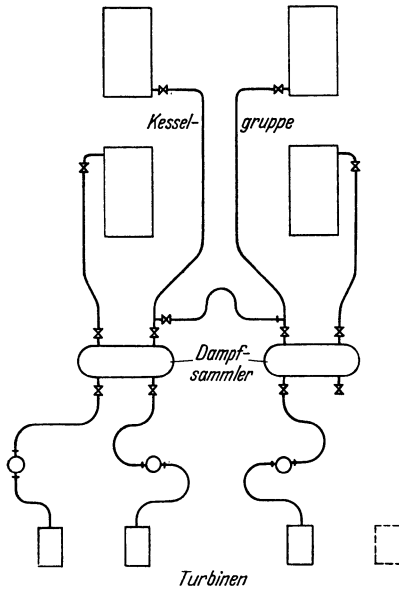


Abb. 12. Schaltbild einer Anlage mit Dampfsammler.

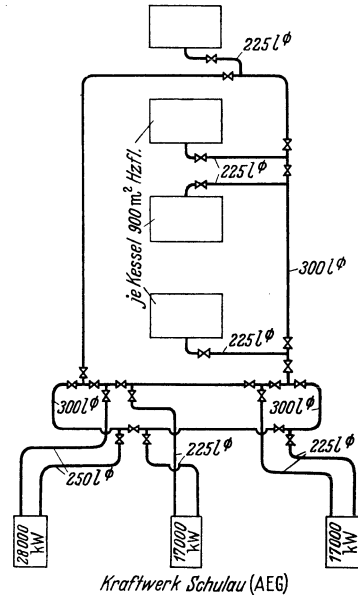


Abb. 13. Schaltbild eines Kraftwerkes Schulau (AEG), Dampfsammler.

zulässigen Druckabfalles vorschlägt, und zwar so, daß die Anschlußleitungen der Kessel und Turbinen bei größerem Querschnitt eine Verminderung des Druckabfalles bringen, die eine entsprechende Herabsetzung der Querschnitte der Sammelleitungen und HD-Leitung zuläßt, so daß es bei Neuanlagen durchweg möglich sein würde, die gesamten Frischdampfleitungen mit nur einem Querschnitt auszuführen, ohne daß die zulässige Geschwindigkeit an irgendeiner Stelle des Leitungsnetzes überschritten wird“. Schult hat errechnet, daß die Einführung eines Einheitsquerschnittes beachtliche wirtschaftliche und betriebliche Vorteile bringen würde, da die Verlegung einfacher und die Leitung elastischer wäre, bei der weiteren Erleichterung, daß Schieber und Armaturen völlig gleichmäßig ausgebildet sind.

Tafel VII zeigt das Dampfleitungsnetz eines der größten Braunkohlenkraftwerke und es ist zu sehen, daß keine vollständige Einheitlichkeit mehr besteht, da der Ausbau weit über den ursprünglich vorgesehenen Rahmen vorgenommen werden mußte.

Material. Als Rohrmaterial für Dampfleitungen mittlerer Drücke verwendet man nur nahtlose Rohre nach DIN 2450, gegebenenfalls mit verstärkter Wand, oder auch legierte Rohre, falls die Dampftemperatur bei normalem Werkstoff zu große Wandstärken bedingen würde.

Für die Verbindungen werden Walz- oder Vorschweißflansche aus Stahl gepreßt, DIN 2581 bis 2584 bzw. DIN 2630 bis 2636, verwendet. Von einer zusätzlichen Sicherung der Walzflansche gegen Abstreifen durch die früher so beliebten Nieten oder Gewindebolzen nimmt man neuerdings Abstand, da häufig Undichtigkeiten an den Nietlöchern vorgekommen sind. In diesem Fall ist die Verwendung von Vorschweißflanschen, die bereits bis ND 64 genormt sind (Normentwürfe liegen bis ND 160 vor), zweckmäßiger und — bei sachgemäßer Schweißung — auch betriebssicherer.

Für nicht zu hohe Dampftemperaturen können auch Aufwalzflanschen mit elektrischer Kragenschweißung bzw. Stirnschweißung angewandt werden.

Als Dichtungsmaterial kommen Klingerit- bzw. andere gleichwertige Faserdichtungen oder auch metallische Dichtungen (Stahlwellringe, Nickelringe usw.) zur Anwendung.

Formstücke und Absperrorgane werden aus Stahlguß, die Dichtungsflächen letzterer aus Nickellegierung oder einem anderen Sonderwerkstoff der betreffenden Armaturenfirma gefertigt. Kleine Abzweige der Sammelrohre können aufgeschweißt werden. Bezüglich der weiter erforderlichen Teile, wie Ausgleicher, Rollenböcke, Festpunkte, Bedienungsvorrichtungen usw. sei auf Abschnitt III/D verwiesen, wo diese besonders behandelt werden.

2. Hoch- und Höchstdruckdampf.

Die Fortschritte der letzten Jahre in der Erhöhung der Dampfspannung veranlassen, auf die Verwendung des sogenannten Hoch- und Höchstdruckdampfes, womit solcher von über 20 bzw. 50 atü verstanden wird, besonders einzugehen.

Ogleich auch bei Kondensationsbetrieb eine Erhöhung der Dampfspannung Wärmeersparnis bringt, so liegen deren Vorteile doch hauptsächlich auf dem Gebiete des Gegendruckbetriebes. Wo in neuester Zeit Hochdruckanlagen aufgestellt wurden, ist der große wirtschaftliche Vorteil, den die Kupplung von Kraft- und Heizbetrieb mit sich bringt, meistens ausschlaggebend gewesen.

Im Abschnitt G „Höchstdruckanlagen“ sind die Vorteile der hohen Spannung ausführlicher behandelt.

Mit Rücksicht auf die gegenüber den Mitteldruckanlagen höheren Anlagekosten der Hochdruckkraftwerke sucht man diese möglichst als Grundlastwerke zu verwenden, um den Ausnutzungsgrad zu verbessern.

Zudem ist auch eine gleichmäßige Betriebsweise bei hochüberhitztem Hochdruckdampf zweckmäßig.

Diese Anlagen arbeiten dann meistens in der Weise, indem der hochgespannte und hochüberhitzte Dampf in einer Hochdruckturbine bis auf eine Spannung ausgenutzt wird, mit der eine nachgeschaltete alte Anlage bereits in Betrieb ist. Der aus der Vorschaltturbine austretende Dampf wird entweder unmittelbar oder nach besonderer Zwischenüberhitzung der alten Anlage zugeleitet. Es ergibt sich also eine Leistungserhöhung der Kraftanlage durch den Hochdruckteil und eine Verringerung des Brennstoffbedarfs der alten Kesselheizfläche.

Während vor Jahren etwa 35 at ganz allgemein als der günstigste Druck angesehen wurde, ist man heute wieder hinsichtlich der Höhe des wirtschaftlichsten Druckes geteilter Meinung. Die Wirtschaftlichkeitsberechnung muß jedenfalls von Fall zu Fall über den zweckmäßigsten Druck entscheiden.

Näheres hierüber siehe im Aufsatz von O. Schöne [6] sowie im Abschnitt G dieses Buches. Eine eingehende vorherige Untersuchung ist besonders dort nötig, wo Kondensationsturbinen nachgeschaltet sind. Hier bedingt der hohe Dampfdruck der Vorschaltanlage meistens die Notwendigkeit einer Zwischenüberhitzung, da sonst die letzten Stufen der Kondensationsturbine zu nassen Dampf erhalten. Nur bei sehr hoher Anfangsüberhitzung läßt sich manchmal die mit Rücksicht auf die Anlagekosten und Betriebsvereinfachung unerwünschte Zwischenüberhitzung vermeiden.

Beispielsweise muß bei einem Anfangsdruck der Vorschaltanlage von 110 atü, die auf einen Gegendruck von 25 atü arbeitet (= Anfangsdruck der vorhandenen Kondensationsturbinen) die Dampftemperatur mit 520 bis 530° C festgelegt werden, wenn man eine Zwischenüberhitzung vermeiden will.

Anlagen mit Kesseldrücken bis 45 atü sind schon in sehr großer Anzahl ausgeführt. Recht viele neue Anlagen arbeiten schon mit einem Dampfdruck von 60 bis 80 atü, und in den letzten Jahren findet der Höchstdruckdampf von 100 bis 130 atü immer mehr und mehr Verwendung. Auch die Dampftemperaturen wurden gesteigert. Man baut heute Anlagen mit 500 bis 520° C Überhitzung, und es hat sich gezeigt, daß solche Anlagen durchaus wirtschaftlich und betriebssicher erstellt werden können, vorausgesetzt, daß bei der Planung, Berechnung und Ausführung genügend Sorgfalt und Sachkenntnis angewandt wird.

Selbstverständlich gehören umfangreiche Erfahrungen und eine besonders vorgebildete, geschulte Bedienungsmannschaft dazu, um Anlagen dieser Art mit Erfolg zu erstellen, und um sie auch störungsfrei zu betreiben.

Die Kessel zur Erzeugung dieses hochgespannten Dampfes sind Wasserrohrkessel. Es gibt für die Höchstdrücke aber auch Sonderbau-

arten, wie den Atmos-Kessel des schwedischen Ingenieurs Blomquist, den Benson-Kessel der SSW-Werke, den Schmidtschen, den Löffler-Kessel und den Velox-Kessel, sowie den Sulzer-Einrohrkessel, die bei ihrer besonderen Bauart noch eine weitere Erhöhung der Temperatur gestatten.

Bei der Ausführung der Höchstdruckanlagen sind in erster Linie die Werkstofffragen von ausschlaggebender Bedeutung. Die hohen Dampfdrücke in Verbindung mit den entsprechenden Dampftemperaturen bedingen die Verwendung von hochlegierten Sonderstählen, um nicht übermäßige Abmessungen zu bekommen.

Die besonderen Eigenschaften dieser Stähle, wie Warmstreckgrenze, Dauerstandfestigkeit, Kerbzähigkeit, gegebenenfalls auch Schweißbarkeit sind genauestens zu berücksichtigen. Bei sehr hohen Dampftemperaturen über 520° spielt auch die Zunderbeständigkeit eine wichtige Rolle.

Der Rohrleitungs-Ingenieur muß sich klar darüber sein, welche Beanspruchungen für eine entsprechende Sicherheit noch zulässig sind und muß die genaue Berechnung der auftretenden Spannungen ganz beherrschen.

Die bisherigen Untersuchungen der Materialforschungsanstalten, sowie diejenigen der Herstellerwerke selbst haben für die meisten der gebräuchlichen Stähle eine sichere Berechnungsgrundlage geschaffen.

Es ergibt sich von selbst, daß bei der Planung solcher Anlagen der Besteller nicht bloß das preisliche Moment berücksichtigen darf, sondern auch prüfen muß, ob ihm bei dem günstigen Angebotsteller auch Gewähr für einwandfreie Ausführung gegeben ist. Mit Rücksicht auf die großen Verluste, die eine einzige Betriebsstörung verursachen kann, sollte der Besteller für solche Ausführungen nur Rohrleitungsfirmen mit guten Sondererfahrungen heranziehen.

Bei Hoch- und Höchstdruckanlagen lassen sich natürlich noch weniger als bei Anlagen bis 20 atü allgemeingültige Richtlinien für die Anordnung von Rohrleitungen aufstellen; die günstigste Anordnung richtet sich vielmehr nach der gegenseitigen Lage der Kessel, Maschinen usw. Da man aber in den letzten Jahren die Kesselleistungen erheblich steigern konnte, wird es möglich — besonders bei den höchsten Drücken — 1 oder 2 Kessel und 1 Turbine immer zu Einheiten zusammenzufassen, wodurch eine Vereinfachung der Anlage und eine größere Übersichtlichkeit gegeben ist. Natürlich verzichtet man nicht ganz auf eine Notverbindung dieser Gruppen durch eine Querleitung (Abb. 14), so daß eine gelegentliche Umschaltung eines Kessels auf eine andere Turbine möglich ist, wobei

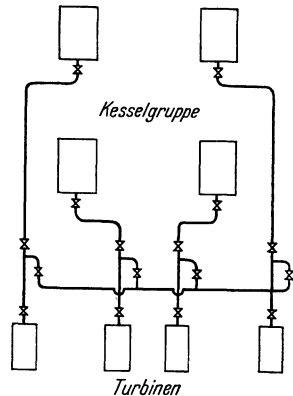


Abb. 14. Schaltbild mit Querleitung.

aber trotzdem gegenüber dem Ringleitungsnetz weniger Armaturen in Frage kommen und deshalb bei geringeren Anschaffungskosten eine höhere Betriebssicherheit eintritt. Jedenfalls muß — ganz allgemein gesprochen — durch günstige Gliederung bzw. Führung der Rohrleitungen den jeweiligen betrieblichen und wirtschaftlichen Anforderungen Rechnung getragen werden.

Bei der Wichtigkeit des ganzen Stoffes sind im Abschnitt II/G die Berechnungen und Werkstofffragen für Hoch- und Höchstdruckanlagen — die natürlich zum Teil auch für die Speiseleitungen zu beachten sind — besonders behandelt.

3. Rohrleitungen für Speisepumpen.

Zur Aufrechterhaltung eines geordneten Dampfbetriebes sind neben den Hauptfrischdampfleitungen auch die Kesselspeiseleitungen von großer Wichtigkeit, da von deren sachgemäßer Anordnung und Ausführung die Sicherheit des Betriebes in hohem Maße abhängig ist. Ein Versagen der Speisung bringt die Kessel in Gefahr, besonders bei dem geringen Wasserinhalt der modernen Höchstdruckkessel. In jedem Falle ist eine erhebliche Störung in der Dampflieferung die Folge. Aus diesem Grund ist auch der Ausbildung der Rohrleitungen für die Speiseeinrichtung volle Aufmerksamkeit zu schenken.

Speisepumpen. Für die Speisung der Dampfkessel kommen Kolbenpumpen, Hochdruckkreiselpumpen und Dampfstrahlpumpen zur Anwendung. Die Kolbenpumpen sind meist schwingradlose Dampfpumpen; sie können jedoch auch mittels Riemtrieb oder Elektromotor angetrieben werden. Besonders günstig mit Rücksicht auf Schwingungsfreiheit stellen sich die Knorr-Tolkien-Pumpen. Die Kreiselpumpen werden meistens unmittelbar von einem Elektromotor oder einer kleinen Dampfturbine angetrieben. Die letzte Antriebsweise bietet den Vorteil, daß man vom elektrischen Netz unabhängig ist; auch kann sie für den Fall, daß die Hauptmaschine eine Turbine ist, sehr wirtschaftlich gestaltet werden, indem man den Abdampf einer Niederdruckstufe der Hauptturbine zuführt oder für die Speisewasservorwärmung verwendet.

Nach den „Allgemeinen polizeilichen Vorschriften für die Anlegung von Dampfkesseln“ muß jeder Dampfkessel mit mindestens zwei zuverlässigen Vorrichtungen zur Speisung versehen sein, die nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind.

Bei kleineren Anlagen wird vielfach neben einer Speisepumpe der vorgenannten Art eine Dampfstrahlpumpe als zweite Speiseeinrichtung gewählt. Wegen der leichten Anschlußmöglichkeit an ein elektrisches Netz wird ebenfalls oft eine Pumpe mit elektrischem Antrieb als Bereitschaft vorgesehen.

In den meisten Kraftwerken gelangen Dampfpumpen zur Aufstellung, weil sie vollkommen unabhängig vom übrigen Betrieb sind und

arbeiten können, solange Dampf von genügendem Druck im Kessel zur Verfügung steht. Bei Antrieb der Pumpe durch die Hauptmaschine oder durch einen Riemetrieb kann dagegen nur dann gespeist werden, wenn die betreffende Maschine in Betrieb ist.

Dampfpumpen bieten außerdem den Vorteil, daß sie sich gut regeln lassen; die Speisewassermenge kann der Verdampfung entsprechend eingestellt werden, so daß eine ununterbrochene Speisung möglich ist.

Häufig ist beim Entwurf von Rohrleitungsanlagen nur die Fördermenge der Pumpe gegeben, während der Konstrukteur auch die für den Antrieb der Pumpe erforderliche Dampfmenge zwecks Bemessung der Rohrleitung benötigt. Für diesen Zweck sei ein einfacher Rechnungsgang nachstehend angegeben.

Die theoretische Leistung der Pumpe bei einer Fördermenge von Q m³/h und einer Förderhöhe von h m ist

$$L_{\text{theor}} = \frac{Q \cdot h \cdot 1000}{3600 \cdot 75} = \frac{Q \cdot h}{270} \text{ PS.}$$

Aus der Abb. 16 „Theoretischer Dampfverbrauch“ (von Gegendruckmaschinen) kann man die benötigte Dampfmenge je PSh bei verschiedenen Betriebsverhältnissen ablesen und multipliziert sie mit der errechneten Leistung.

Damit erhält man die theoretische Dampfmenge, die noch durch den Gesamtwirkungsgrad des Pumpensatzes zu dividieren ist, also

$$\text{Dampfmenge } D = \frac{D_{\text{theor}}}{\eta_{\text{turb}} \cdot \eta_{\text{Pumpe}}} \text{ in kg/h.}$$

Der Gesamtwirkungsgrad kann für Überschlagsrechnungen genügend genau mit

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{turb}} \cdot \eta_{\text{Pumpe}} = \begin{matrix} 35\text{--}40 \text{ vH für kleine Leistung} \\ 40\text{--}50 \text{ vH für größere Leistung} \end{matrix}$$

geschätzt werden.

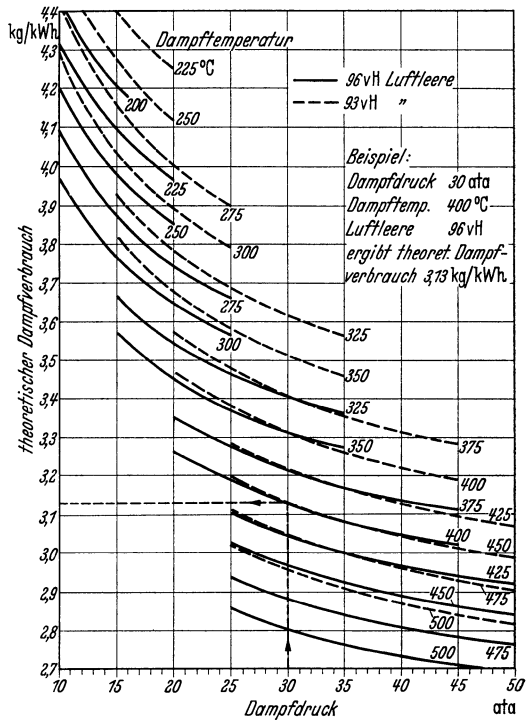


Abb. 15. Theoretischer Dampfverbrauch von Kondensationsmaschinen. Arch. Wärmew. Arbeitsblätter.

Bei ununterbrochener Speisung bleibt der Wasserstand im Kessel derselbe und große Temperaturschwankungen treten nicht ein. Bei Kolbenpumpen ist der Einbau eines Sicherheitsventils in die Druckleitung unerlässlich, weil sonst bei abgesperrter Leitung ein sehr hoher Druck und eine damit zusammenhängende Überbeanspruchung des

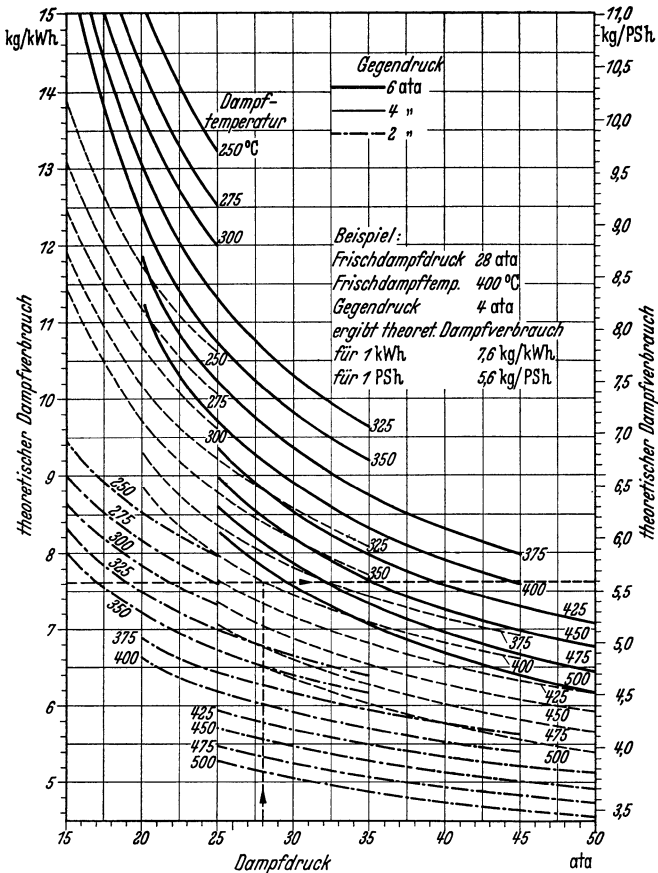


Abb. 16. Theoretischer Dampfverbrauch von Gegendruckmaschinen. Arch. Wärmew. Arbeitsblätter.

Rohrmaterials eintritt. Bei Kreiselpumpen besteht diese Gefahr nicht; hier kann — auch wenn die Förderung aufhört — der Druck niemals über eine durch die Drehzahl bestimmte Grenze steigen.

Wie schon vorstehend erwähnt, werden bei kleinen Anlagen oft als zweite Speiseeinrichtungen Dampfstrahlpumpen aufgestellt. Bei diesen läßt sich die Wassermenge nur in beschränktem Umfange regeln; es wird deshalb mit Unterbrechung gespeist. Der Dampfverbrauch der Strahlpumpen ist zwar hoch, doch geht die Dampfwärme wieder an das Speisewasser über, erhöht somit die Wassertemperatur.

Für die Bemessung der Pumpen ist die Bestimmung maßgebend, daß jede der Speisevorrichtungen imstande sein muß, dem Kessel doppelt soviel Wasser zuzuführen, als seiner normalen Verdampfungsfähigkeit entspricht. Mehrere zu einem Betrieb vereinigte Dampfkessel werden hierbei als ein Kessel angesehen. Zwei oder mehrere Speisevorrichtungen, die zusammen die geforderte Leistung ergeben, sind als eine Speisevorrichtung zu werten. Für jeden einzelnen Fall ist die Wassermenge festzulegen; es ist dabei zu berücksichtigen, daß in der letzten Zeit die spezifische Heizflächenbeanspruchung erheblich gesteigert worden ist und bei den einzelnen Bauarten für das Verhältnis der erzeugten Dampfmenge zur Heizfläche des Kessels sich oft ziemlich abweichende Werte ergeben.

Dampfzuleitung. Für den Bau der Pumpen-Frischdampfleitungen gelten die gleichen Grundsätze wie für die Hauptdampfleitungen. Man wählt für dieselben, je nach dem Umfang der Anlage und nach dem Maß der geforderten Sicherheit, einfache Leitungen, Doppel- oder Ringleitungen.

Um Verluste zu vermeiden, sollen bei ausgedehnten Kesselanlagen die Verbindungsstränge von entfernt liegenden Kesseln abgestellt werden können.

Hinsichtlich der Wahl des Rohrmaterials, der Rohrverbindungen, Dehnungsrohre, Entwässerungen sowie der Bauart im allgemeinen gelten die gleichen Richtlinien wie bei Hauptdampfleitungen, unter Berücksichtigung der jeweils in Betracht kommenden Dampfart.

Es sei noch bemerkt, daß mit Rücksicht auf die stoßweise Dampfenahme der Kolbenpumpen die Dampfgeschwindigkeit zwischen 10 bis 15 m/s festzusetzen ist.

Saugleitung. Besondere Aufmerksamkeit verdienen die Saugleitungen der Kolbenpumpen. Bei Dampfstrahlpumpen und Kreiselpumpen sind die Verhältnisse günstiger, weil bei diesen das Wasser die Leitungen mit gleichmäßiger Geschwindigkeit durchströmt. Bei Kolbenpumpen kommt dagegen das Wasser im Ansaugestutzen zu Ende jedes Saughubes zur Ruhe und muß bei Beginn des nächsten Saughubes wieder beschleunigt werden. Die Nachteile, die sich hieraus für Rohrleitung und Pumpe ergeben, lassen sich jedoch durch die Einschaltung eines Windkessels in die Saugleitung — möglichst nahe der Pumpe — vermindern.

Die Geschwindigkeit in der Leitung nehme man nicht zu hoch an. Für normale Saugleitungen beträgt sie etwa 1 m/s, bei Saugleitungen über 40 bis 50 m Länge nur 0,75 m/s. Auf Grund der gleichförmigen Bewegung ist bei Kreiselpumpen eine Geschwindigkeit von 2 m/s und vorübergehend bis 2,5 m/s zulässig.

Beim Ansaugen von warmem Speisewasser muß berücksichtigt werden, daß sich bei höherer Temperatur durch die Dampfspannung

des Wassers die Saughöhe verringert. Namentlich bei Strahlpumpen ist die Saughöhe gering zu halten; bei warmem Wasser soll sie höchstens 2 m betragen. Bei zufließendem Wasser kann man dagegen, ohne Gefahr des Versagens, mit der Wassertemperatur bis zu 90° C gehen.

Bei Verlegung der Saugleitung ist stets darauf zu achten, daß starke Verengungen vermieden und schädliche Stöße dem Betrieb ferngehalten werden. Aus diesem Grunde sind scharfe Knicke zu vermeiden und nur schlanke Krümmungen anzuwenden.

Bei Speisewasserleitungen ist außerdem auf folgendes zu achten: Die Korrosion wird stark begünstigt durch die vom Wasser mitgeführte oder aufgelöste Luft. Es muß deshalb dafür gesorgt werden, daß nicht durch Undichtigkeiten Luft in die Leitung treten kann. Auch gibt man der Saugleitung eine Steigung nach der Pumpe zu, damit sich die Luft nicht festsetzen kann, sondern Gelegenheit hat, entweder in den Windkessel zu entweichen oder von der Pumpe weiter gefördert zu werden, um an geeigneter Stelle der Druckleitung durch von Hand bediente oder selbsttätig wirkende Entlüftungsventile ins Freie zu gelangen. Luftsäcke in der Saugleitung dürfen auf keinen Fall vorhanden sein. In diesem Zusammenhang sei darauf hingewiesen, daß mitgeführte Luft nicht nur für die Speiseleitung schädlich ist, sondern auch für den Kessel, dessen Befreiung von Kohlensäure und Sauerstoff im Interesse seiner guten Erhaltung ist. Man wird nicht nur vermeiden müssen, daß das zur Speisung benutzte Kondensat Luft aufnimmt, sondern auch bestrebt sein, aufgelöste Gase durch geeignete Mittel auszuschcheiden.

Unter den Entgasungsapparaten unterscheidet man mechanisch und chemisch wirkende.

Ein anderes Verfahren stellt die Destillation des Zusatzwassers dar. Dieses wird besonders bei schlechtem Rohwasser angewandt und hat ferner den Vorteil, daß außerdem alle anderen Verunreinigungen vom Kessel ferngehalten werden.

Für die Saugleitungen werden als Absperrorgane Schieber verwendet, die sich wegen ihres freien Durchflußquerschnittes in geöffnetem Zustande hierfür besonders eignen. Das Gehäuse der Schieber besteht aus Gußeisen, die Dichtungsringe in Keil und Gehäuse sowie die Spindel aus Rotguß (Abb. 192).

Rohre. Als Rohre wählt man sowohl solche aus Stahl — nahtlos gewalzt oder geschweißt — als auch aus Gußeisen.

Auf einen Schutz der Rohre gegen Rostangriff — eventuell durch Verzinkung der Stahlrohre — ist zu achten.

Um ein Ansaugen von Außenluft zu verhüten, ist auf die Ausführung der Rohrverbindungen großer Wert zu legen. Als solche kommen bei Stahlröhren diejenige mit aufgewalzten Flanschen (DIN 2581) oder aufgeschweißten Bundens und losen Flanschen (DIN 2650, 2656, siehe

Flanschübersicht DIN 2500), bei Gasröhren mit aufgeschraubten Gewindeflanschen (DIN 2566) zur Verwendung. Als Dichtungsmaterial wählt man bei kaltem Wasser Gummi, bei heißem Klingerit bzw. gleichwertige Asbest-Faserdichtungen. Formstücke größeren Durchmessers werden in Gußeisen hergestellt, bei kleineren Durchmessern werden sie an das Stahlrohr angeschweißt oder angebogen.

Druckleitungen. Die Druckleitungen, die die Pumpen mit dem Kessel verbinden, sind unmittelbar dem Kesseldruck ausgesetzt. Wegen der auftretenden Leitungswiderstände ist für die Berechnung der Druck sogar 10 bis 20 vH über den Kesseldruck einzusetzen.

Für die Druckleitung verwendet man — dem hohen Druck entsprechend — nahtlose Stahlrohre, für die Rohrverbindung Aufwalz- oder Vorschweißflanschen (DIN 2583 bis 2584 bzw. 2634 bis 2636), eventuell Aufwalznietflanschen bzw. mit zusätzlichen Befestigungen wie bei den Dampfleitungen.

Es werden zwar auch gußeiserne Rohre angewandt, jedoch setzen die Dinormen diesen bei 10 at eine Grenze. Im übrigen bieten auch die Gußrohre mit der Zeit keine genügende Gewähr gegen Rostangriff.

Kupfer als Rohrwerkstoff scheidet mit Rücksicht auf die Rohstofflage aus. Man wird vielmehr bestrebt sein, durch gründliche Abscheidung der Luft, eventuell auch durch die Wahl größerer Durchflußgeschwindigkeiten, dem Zerfressen der Rohre vorzubeugen. Es sei hierbei auf die oben erwähnten Mittel zur Entlüftung des Wassers hingewiesen. Im übrigen kann man heute bei größeren Mengen auch schon Rohre aus bedeutend korrosionsbeständigerem Sonderstahl beziehen.

Kleinere Abzweigungen von den Hauptleitungen werden durch aufgeschweißte Stutzen, größere durch Formstücke mit geschweiften Übergängen bewirkt, welche letztere bis etwa 13 at Betriebsdruck in Gußeisen verstärkt, bei höheren Drücken in Stahlguß ausgeführt werden. Vereinzelt auch aus dem Vollen geschmiedet.

Als Absperrorgane kommen Ventile und Schieber in Frage, deren Gehäuse ebenfalls — je nach dem Betriebsdruck — in Gußeisen oder Stahlguß genommen werden, deren Sitz und Kegel bei Temperaturen des Wassers bis 100° in Rotguß, darüber in Nickellegierung oder V2A-Stahl, die Spindeln ebenfalls in Rotguß, Schmiedebronze oder Sonderstahl ausgeführt werden. Wegen des geringeren Reibungswiderstandes finden bei Durchmessern über 80 mm nur noch Schieber, in neuester Zeit auch widerstandsgeringe Ventil-Sonderbauarten Verwendung.

Den Kesselvorschriften gemäß wird in jede Speiseleitung — möglichst nahe am Kesselkörper — ein Speiseventil (Rückschlagventil) eingebaut, das beim Abstellen der Speisevorrichtung durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird. Zwischen Speiseventil und Kesselkörper soll außerdem noch eine Absperrvorrichtung angeordnet werden.

Die Windkessel der Speiseleitungen dienen zwei verschiedenen Zwecken; bei Kolbenpumpen zur Vermeidung von Stößen in der Leitung, in allen anderen Fällen zur Förderung der Luftabscheidung. Bei Kolbenpumpen werden, wie bei der Saugleitung bereits besprochen, die Windkessel in möglichster Nähe der Pumpe aufgestellt. Hier sind besonders die Knorr-Schwimmerstoßdämpfer wegen ihrer geringen Luftaufnahme zu erwähnen.

An dem Pumpendruckstutzen ist eine Rückschlagklappe — bei größeren Abmessungen ist diese mit Umlauf ausgerüstet — einzuschalten, um beim plötzlichen Abstellen die Beschädigung der Pumpe durch den Stoß der zurückfallenden Wassersäule zu verhindern.

Windkessel mit Entlüftungsvorrichtungen werden häufig am Wasseraustritt der Rauchgasvorwärmer angeordnet, da durch die Erwärmung die Trennung der Luft vom Wasser begünstigt wird. Es empfiehlt sich jedoch, auch vor dem Eintritt in den Rauchgasvorwärmer eine Entlüftung vorzusehen, um das Röhrenbündel desselben vor Korrosion zu schützen.

Die Druckleitung soll von der Pumpe aus ansteigend geführt werden, so daß Luftsäcke vermieden und die Entlüftung an dem Höchstpunkte des Stranges bewerkstelligt werden kann.

Außer in Rauchgasvorwärmern erfolgt die Vorwärmung des Speisewassers auch in Abdampf- oder Zwischendampfvorwärmern, bei denen in ähnlicher Weise entsprechende Entlüftungen vorzusehen sind.

Zur Erhöhung der Betriebssicherheit — damit bei eventuell eintretenden Schäden in den Hauptsträngen der Speiseleitungen die Wasserversorgung der Kessel keine Unterbindung erleidet — werden auch die Speisewasserdruckleitungen, ähnlich wie die Hauptdampfleitungen, als Doppel- oder Ringleitungen ausgebildet.

Infolge der durch die Vorwärmung hervorgerufenen hohen Temperatur des Speisewassers entstehen Längenänderungen der Leitung, die bei langen Strecken nicht mehr von den in den Strecken vorhandenen Bogen aufgenommen werden können. Man wählt als Ausdehnungsvorrichtungen Federrohre in Lyra- oder ähnlich gestalteter Form.

Zur Speisewassermessung, die zugleich diejenige der Dampferzeugung angibt, werden Flügelrad-, Kolben- oder Venturiwassermesser in die Druckleitung eingebaut.

Bei der Bemessung der Speiseleitungen legt man Wassergeschwindigkeiten von 1,5 bis 2 m/s zugrunde, und zwar sind bei Anwendung von Kreiselpumpen größere Geschwindigkeiten zulässig als bei Kolbenpumpen.

Kesselspeiseleitungen werden auch öfters mit für Feuerlöschzwecke benutzt. Es ist jedoch zweckmäßiger, die Feuerlöschleitungen unmittelbar an die Pumpen anzuschließen.

Für Speisewasserdruckleitungen von Hoch- und Höchstdruckanlagen gelten grundsätzlich die gleichen Gesichtspunkte. Für die Rohre wird, je nach dem Kesseldruck, normaler oder mittelharter Stahl mit entsprechender Wandstärke gewählt. Für die Verbindungen nimmt man entweder Vorschweißflansche oder vorgeschweißte Bunde mit losen Ringflanschen. Häufig finden auch Gewindeflansche Verwendung.

Die Formstücke werden aus Stahlguß ausgeführt, seltener aus dem Vollen geschmiedet.

Da für die Speisung der großen Kesselanlagen fast ausschließlich Kreiselpumpen vorgesehen werden, kann die Wassergeschwindigkeit für die Bemessung der Rohre mit 1,8 bis 2 m/s, vorübergehend auch etwas höher angenommen werden.

Die Entlüftung der Speisedruckleitungen ist hier, mit Rücksicht auf die bei den Höchstdruckkesseln weit größere Korrosionsgefahr noch wichtiger als bei den Mitteldruckanlagen.

4. Abdampfleitungen.

Bei Abdampfleitungen ist zu unterscheiden zwischen solchen der Auspuffmaschinen und denen, deren Dampf noch anderen Zwecken dient.

Wir wollen uns zuerst mit der letztgenannten Art als der wichtigsten befassen. Die Verwendung des Abdampfes für Koch- und Heizzwecke bringt stets große wirtschaftliche Vorteile mit sich, wo neben Kraftbedarf ein Bedarf an Wärme vorhanden ist, wie dies beispielsweise bei Kochapparaten der chemischen Industrie, Trocknungsanlagen, Raumheizung usw. der Fall ist. Auch andere Gründe führen vielfach zu einer Arbeitsweise der Hauptmaschine ohne Kondensation. So ist bei Fördermaschinen, Dampfhämmern, Pressen, Pumpen und Walzenzugmaschinen die Verwendung des Abdampfes zur weiteren Krafterzeugung wirtschaftlich. Unter Zwischenschaltung eines Dampfspeichers wird alsdann der Dampf zur weiteren Ausnutzung Niederdruckturbinen zugeführt und vorteilhaft verwertet.



Abb. 17. Selbsttätiges Auspuffventil.

Bei Anlagen mit Abdampfverwertung ist auf einen guten Wärmeschutz der Abdampfleitung zu achten.

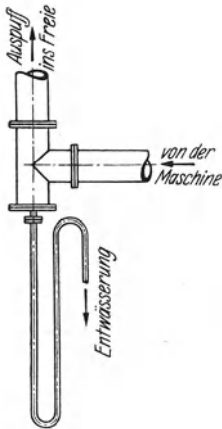


Abb. 18. Wassersack mit Entwässerungssiphon.

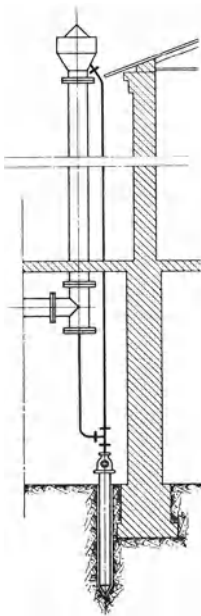


Abb. 19. Wassersack nebst anschließendem Erdsiphon.

Um die Leistung der Hauptmaschine nicht durch einen vermeidbaren Gegendruck zu verschlechtern, soll die Geschwindigkeit des Dampfes in der Abdampfleitung nicht hoch gewählt werden, etwa 15 bis 25 m/s. Durch entsprechende Leitungsführung und Vermeidung scharfer Krümmen usw. ist der Reibungswiderstand niedrig zu halten.

Für eine sorgfältige Entwässerung muß Sorge getragen werden.

Sofern das Niederschlagwasser aus dem Abdampf der Kolbenmaschine wieder zur Kesselspeisung benützt werden soll, ist in die Abdampfleitung ein Ölwasserabscheider einzubauen, ebenso bei unmittelbarer Einführung des Abdampfes in den Speisewasserbehälter.

Bei einer kombinierten Anlage ist Vorsorge zu treffen, daß eine Störung in einem Teil nicht auch den anderen beeinträchtigt. Eine Auspuffleitung, die nach Belieben eingeschaltet werden kann, sichert den Betrieb der Kraftmaschine, eine Zuleitung für entsprechend gedrosselten Frischdampf die Versorgung des Heizbetriebes mit dem benötigten Dampf. Bei Abdampfanlagen finden selbsttätig wirkende Auspuffventile (Abb. 17) Verwendung, die gegen die äußere Atmosphäre dicht abschließen und bei eintretendem Überdruck im Kondensator einen raschen Auslaß gestatten.

Nur in Ausnahmefällen arbeiten standortfeste Maschinen mit Auspuff ins Freie, ohne daß der Dampf ausgenützt wird; z. B. bei sehr kleinen Maschinen wie Speisepumpen kleiner Anlagen. Hier lohnt sich der Einbau eines Abdampfverwerters meistens nicht. Bei Bemessung der Abdampfleitung soll auch hier der Rohrdurchmesser genügend groß gewählt werden, um eine schädliche Rückwirkung auf die Maschine zu vermeiden. Eine Isolierung des Abdampfrohres kann hier unterbleiben.

An der tiefsten Stelle des aufsteigenden Stranges ist durch Schaffung eines Wassersackes nebst anschließendem Erdsiphon (Abb. 18 und 19) bzw. einer Rohrschleife für die Fortführung des Kondenswassers zu sorgen. Der Siphon gewährt dem Wasser freien Austritt und verhütet an

der Entwässerungsstelle dennoch den Dampfaustritt. Die Länge des Siphons richtet sich nach dem Überdruck, der in der Abdampfleitung herrscht; bei 0,2 atü z. B. wähle man eine Tauchlänge von 2 bis 2,5 m.

Am oberen Ende des Stranges, welches über das Dach hinausragt, ist zweckmäßig eine Regenhaube anzubringen; für größere Dampfmengen empfiehlt sich statt der Haube die Anordnung eines Schalldämpferwasserfanges, um einerseits das lästige Geräusch des ausströmenden Dampfes zu vermeiden, andererseits, um das in ihm enthaltene Wasser und Öl aufzufangen (Abb. 19).

Rohrmaterial. Als Material für Abdampfleitungen kommt für kleinere Rohrdurchmesser bis 50 mm l. W. Gasrohr, für die größeren Abmessungen autogengeschweißtes und bei höheren Drücken wassergasgeschweißtes Rohr zur Anwendung.

Als Flanschverbindung wählt man bei kleineren Durchmessern aufgeschraubte Flanschen (DIN 2565), bei den größeren Durchmessern aufgewalzte Flanschen oder umgebördelte Enden und lose Flanschen (DIN 2641 und 2642), auch vorgeschweißte Bunde und lose Flanschen (DIN 2672 und 2673).

Die Formstücke schweißt man an das Rohr an oder man fertigt sie aus Gußeisen bzw. Stahlguß an.

Das Dichtungsmaterial der Flanschverbindungen ist Asbest oder Klingerit.

Bei langen geraden Strängen müssen Dehnungsausgleicher eingebaut werden. Als solche haben sich Faltenrohr-, Linsenausgleicher und Metallschläuche bewährt.

5. Kondensatorrohrleitungen.

Aus dem Bestreben, die Energie des Dampfes in der Kraftmaschine weitestgehend auszunützen, geht die Verwendung von Kondensatoren hervor. Bei Auspuffkolbenmaschinen herrscht hinter dem Kolben noch eine Spannung von etwa 1,15 bis 1,2 ata, durch Kondensation verringert sich dieselbe auf 0,15 bis 0,2 ata. Bei Turbinen kann eine Ausnützung des Dampfes bis auf 0,04 ata erreicht werden.

Es sind zwei Arten der Kondensation zu unterscheiden:

a) die Misch- oder Einspritzkondensation, wobei das Kühlwasser mit dem zu verdichtenden Dampf unmittelbar in Berührung gebracht wird,

b) die Oberflächenkondensation, die dadurch gekennzeichnet ist, daß der Arbeitsdampf auf den Wandungen eines Kühlrohrbündels kondensiert, welches im Innern wassergekühlt ist.

Die Mischkondensatoren sind billiger in ihrer Anschaffung als die Oberflächenkondensatoren und können mit verhältnismäßig unreinem Wasser betrieben werden. Die Oberflächenkondensatoren ergeben aber einen besseren Unterdruck, ihr Kraftbedarf ist geringer und das bei

Dampfturbinen ölfreie Kondensat kann unmittelbar wieder zur Kessel-speisung benutzt werden.

Das sich bildende Kondensat und die vom Dampf mitgeführte oder durch Undichtheiten der Leitungen eingeströmte Luft müssen entfernt werden. Kondensat und Luft können gemeinsam durch eine Naßluft-pumpe beseitigt werden, jedoch führt man meist getrennte Pumpen aus, für das Kondensat eine Kreiselpumpe, für die Luft eine Schleuderluft-pumpe oder einen Strahlapparat.

Bei Kolbenmaschinen verwendet man keine tiefere Luftleere als 80 bis 85 vH, bei Dampfturbinen, wo sich der Dampfdruck weiter aus-nützen läßt, beträgt diese 95 bis 97 vH der theoretisch möglichen Luftleere.

Die durch Kondensation erzielten Ersparnisse sind von verschiedenen Bedingungen abhängig.

Für normale Verhältnisse beträgt die Verringerung des Kohlen-verbrauches gegenüber Auspuffbetrieb etwa 35 vH.

Der Leistungsverbrauch der Kondensationsanlage beträgt etwa 3 vH der Maschinenleistung.

Bei Rückkühlung erfolgt der Kühlwasserumlauf mittels einer Pumpe, die das Wasser durch den Kondensator und dann durch die Kühlwasser-rohre zum Kühlwerk drückt. Von dort fließt es dann durch natürliches Gefälle oder infolge der Saugwirkung zur Pumpe zurück und vollendet so den Kreislauf.

Als Kühlwerke kommen in Frage: Kühlturm, Gradierwerk oder Kühlteich, eventuell mit Streudüsen über denselben.

Ist Frischwasser in genügender Menge und von brauchbarer Be-schaffenheit vorhanden, so wird man auf die Rückkühlung verzichten.

Die Durchschnittstemperaturen für die verschiedenen Kühlungsarten sind: bei Entnahme aus Brunnen etwa 10° C, aus Flüssen und Teichen 10 bis 25°, bei rückgekühltem Wasser etwa 30°. Das heiße Kondensat wird in einen Speisewassersammelbehälter geleitet und von dort durch die Speisepumpe den Vorwärmern und Kesseln zugeführt.

Zur Entfernung des Ölwassers aus den Dampftöhlern und des Kondenswassers aus den Abdampfleitungen, die nicht mit Gefälle zum Kondensator verlegt werden können, dienen besondere Einrichtungen, weil verhütet werden muß, daß die Luftleere durch die Entwässerung gestört wird.

An die Wassersäcke werden Behälter derart angeschlossen, daß ein sorgfältig eingeschliffener Hahn in der Verbindungsleitung mit den übrigen Hähnen des Sammelbehälters zwangsläufig verbunden ist. Dadurch wird erreicht, daß die Verbindung mit der Unterdruckleitung geschlossen, wenn der Sammelbehälter nach dem Freien geöffnet ist. Nach dem gleichen Grundsatz werden sowohl selbsttätig wirkende, als auch von Hand zu bedienende Ableiter gebaut.

Kühlwassermenge. Die nötigen Kühlwassermengen sind außer von der Tiefe der gewünschten Luftleere stark von der Temperatur des zur Verfügung stehenden Wassers abhängig. Für mittlere Verhältnisse gelten folgende Zahlen: bei Mischkondensation das 25- bis 40fache der niederschlagenden Dampfmenge, bei Oberflächenkondensation das 50- bis 65fache.

Rohrmaterial. Die Herstellung der Abdampf-, Wasser- und Luftrohrleitungen erfolgt in Stahl, nahtlos, wassergas- oder autogengeschweißt, oder in Gußeisen. Die Vorzüge der Stahlröhren gegenüber Gußrohren sind bereits an anderer Stelle genügend hervorgehoben worden.

Als Flanschverbindungen, die besonders bei Unterdruckleitungen sorgfältig hergestellt sein müssen, weil eine schlechte Luftleere den Wirkungsgrad der Maschine verschlechtert, wählt man bei kleineren Durchmessern aufgewalzte Flanschen (DIN 2581 oder 2582), bei größeren Durchmessern solche mit umgebördelten Enden und losen Flanschen (DIN 2640 oder 2641) oder mit aufgeschweißten Bunden und losen Flanschen (DIN 2652 bis 2653).

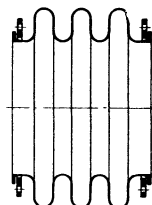


Abb. 20. Linsenausgleicher.

Die Leitungen für das Umlaufwasser erhalten einen Schutz gegen die Einwirkung des Wassers durch einen zuverlässigen Rostschutzanstrich oder eine Verzinkung.

Als Dichtungsmaterial verwendet man Gummiringe.

Freiliegende Kühlwasserleitungen sind gegen Einfrieren durch Umhüllung zu schützen, in der Erde liegende Leitungen deshalb in frostfreier Tiefe zu verlegen.

Für Entleerungsmöglichkeit ist Sorge zu tragen. An entsprechenden Stellen der Kühlwasserleitungen, eventuell auch am Kondensator selbst, sind Belüftungsvorrichtungen vorzusehen. Bei der Anordnung der Leitungen ist auf die Vermeidung unnötiger Widerstände zu achten.

Für die Ausführung der Abdampfleitung kommen die gleichen Forderungen wie bei den Frischdampfleitungen in Betracht; die Isolierung fällt hier fort, auf eine Ausdehnungsmöglichkeit der Leitung muß geachtet werden. Vernachlässigung dieses letztgenannten Punktes kann dazu führen, daß auf Maschine und Kondensator rückwirkende schädliche Kräfte ausgeübt werden. Um dies zu vermeiden, kommen zwischen Turbine und Kondensator meistens schmiedeeiserne Linsenausgleicher (Abb. 20) zur Anwendung. Die früher üblichen Stopfbüchsen mit Wasserdichtung werden heute nur noch selten angewandt.

Um auch bei eintretenden Störungen am Kondensator die Maschine weiterlaufen lassen zu können — wenn auch mit verringerter Leistung — und um das Turbinengehäuse nicht einem gefährlichen Überdruck auszusetzen, ist auf alle Fälle ein Hilfsauspuff vorzusehen, der in der Weise angeordnet ist, daß, sobald Überdruck in der Leitung entsteht, eine

Klappe (Abb. 21) oder ein Auspuffventil (Abb. 17) selbsttätig geöffnet wird, die einen raschen Auslaß gestatten.

Für den Fall, daß längere Zeit mit Auspuff ins Freie gearbeitet werden soll, läßt sich der Kondensator durch einen Schieber absperren.

Bei Unterdruckleitungen ist die Stopfbüchse der Absperrschieber die zumeist undicht werdende Stelle, durch welche atmosphärische Luft in die Leitung eintreten kann, die die Luftleere im Kondensator verringert.

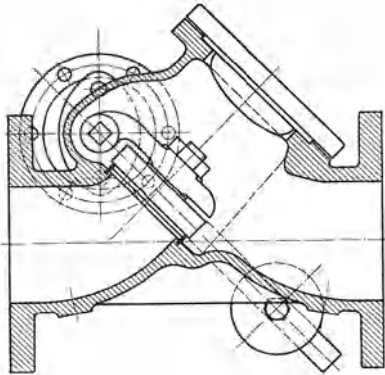


Abb. 21. Rückschlagklappe.

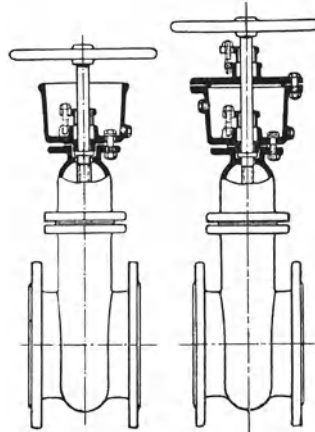


Abb. 22. Schieber mit Wassertasse.

Man verwendet deshalb bei Unterdruckleitungen mit Vorteil Schieber mit Wassertopf (Abb. 22). Letzterer verhindert den Lufteinlaß an der Stopfbüchse infolge des mit Wasser gefüllten Topfes.

6. Kondenswasserleitungen.

Kondensatbildung. Das Kondenswasser, welches sich bei der Inbetriebnahme in der kalten Rohrleitung oder im normalen Betrieb durch die unvermeidlichen Wärmeverluste bildet, muß schnell und sicher abgeführt werden können, sonst wird die Rohrleitung und die Maschine unter Wasserschlägen zu leiden haben. Das mitgeführte Wasser führt außerdem zu Wärmeverlusten, was eine Minderleistung der Maschine zur Folge hat.

Rohr- und Ventilbrüche, Beschädigungen der Maschinen und der Schaufeln von Turbinen usw. sind in den meisten Fällen auf Wasserschläge zurückzuführen. Die Rohrleitung muß daher sowohl während des Betriebes als auch bei Stillstand entwässert werden können. Würde Wasser in der Leitung stehenbleiben, so würde dies bei neuem Dampf-einlaß zu Schlägen in der Leitung führen.

Unter Umständen ist es sogar zu empfehlen, eine weitverzweigte Rohrleitung ständig unter Dampf zu halten, um ein wiederholtes Anwärmen zu vermeiden.

Durch Verlegung der Leitungen mit Gefälle nach den Maschinen zu erreicht man, daß auch bei ruhendem Dampf das Wasser den Abscheidern zufließt.

Wasserabscheider. Die Wirkungsweise der Wasserabscheider, die auch gleichzeitig als Schlammfänger und Ausgleichbehälter dienen, beruht auf dem großen Gewichtsunterschied von Dampf und Wasser. Bei plötzlichem Richtungswechsel des Dampfstromes, der durch eingebaute Querwände, Einhängerohre, Siebe und dergleichen erreicht wird, behalten die Wasserteilchen ihre Bewegungsrichtung bei und sondern sich vom Dampf ab. Jedes Rohrkniefuge kann zur Wasserabscheidung benutzt werden.

Eine einfache Art der Wasserabscheidung stellt Abb. 23 dar, wobei der Dampf von oben oder von rechts kommen kann. Das Kondenswasser sammelt sich auf alle Fälle in dem einen Schenkel des Rohrkrümmers. Das an den Blindflansch angebrachte Ventil ist so weit geöffnet, daß das sich bildende Kondensat abfließen kann, ohne daß der Dampf austritt.

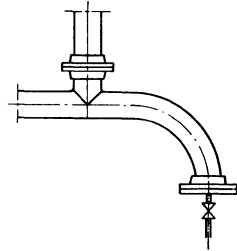


Abb. 23. Entwässerungssack.

Bei Sattdampfleitungen von kleinerem Durchmesser verwendet man Wasserabscheider in gußeiserner Ausführung, bei höheren Drücken und überhitztem Dampf bestehen diese aus Stahlguß. Bei größeren Leitungsdurchmessern geht man zur Kessel- oder ähnlichen Form über, deren Mäntel und Böden aus Blech bestehen und genietet oder geschweißt werden. Bei den neuesten Anlagen für Höchstdruck verwendet man auch solche in nahtlos geschmiedeter Ausführung aus Stahl von hoher Festigkeit.

Wasserabscheider in überlapptgeschweißter Ausführung gewähren eine vollkommen dauernde Dichtigkeit, die bei der genieteten Naht nicht in gleichem Maße sichergestellt ist. Nietverbindungen werden leicht undicht, wenn sie infolge von Temperaturänderungen und verschiedenem inneren Druck häufig wechselnden Zug-, Druck- und Biegebbeanspruchungen ausgesetzt sind.

Wegen der eventuell durch die Wasserabscheider aufzunehmenden Wasserschläge sind dieselben hochbeanspruchte Teile einer Dampfleitung, was eine zuverlässige Ausführung bedingt.

Bei langen Leitungen sind dieselben in entsprechender Entfernung einzuschalten, wie auch vor den Entnahmestellen.

Um die schädlichen Wirkungen zu vermeiden, die — neben dem Wasser — in den Leitungen mitgeführten Unreinigkeiten an den Maschinen, besonders an den Schaufeln der Turbinen, hervorrufen,

empfiehlt es sich, unmittelbar vor den Maschinen, zwischen Wasserabscheider und Maschine, noch ein besonderes Dampfsieb mit auswechselbaren Seihern einzubauen. Die Sieblöcher sollen höchstens 2 mm betragen und im Gesamtquerschnitt etwa dem dreifachen Rohrquerschnitt entsprechen.

Kondenswasserrückleitung. Das Kondenswasser eignet sich wegen seiner chemischen Reinheit, seiner Ölfreiheit und hohen Temperatur vorzüglich als Speisewasser und wird deshalb zweckmäßig wieder dem Kessel zugeführt.

Es stehen dazu zwei Wege offen. Der erste Weg ist der, daß man das Leitungskondensat dem Speisewassersammelbehälter zuführt, wo eine Mischung mit Maschinen- und Heizungskondensat stattfindet. Dieser Weg verursacht viel Wärmeverlust, was der zweite vermeidet. Bei diesem wird das Leitungskondensat getrennt in den Kessel zurückgeleitet; sei es mit einer Entwässerungspumpe oder mit sogenannten Kondenswasserrückspeisern. Der Dampfverbrauch der Rückspeiser ist gering und eine Wartung kaum nötig.

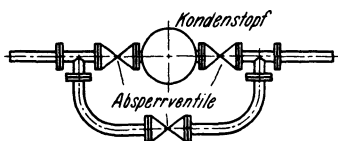


Abb. 24. Umführungsleitung.

Kondenswasserableiter. Bei einfacher Ableitung des Kondenswassers zum Sammelbehälter werden hinter die Entwässerungsstellen Kondenstöpfe geschaltet, deren Arbeitsweise meistens auf der Verwendung eines Schwimmers beruht, der zwangsläufig verbundene Schieber oder Ventile betätigt und so eine selbsttätige Entwässerung bewirkt.

Um die im Topf sich bildende Luft abzuführen, ist oben am Topf ein selbsttätiges Entlüftungsventil angebracht.

Für Niederdruckleitungen benützt man auch Kondenswasserableiter, deren Wirkungsweise auf der Betätigung von Ventilen durch die Ausdehnung verschiedener Metalle durch die Wärme beruht.

Für Unterdruckleitungen können Kondenstöpfe nicht verwandt werden, hierfür sind besondere Hebeapparate aufzustellen.

Als Werkstoff für Kondenswasserableiter kommt für das Gehäuse bei Satttdampf Gußeisen, bei überhitztem Dampf Stahlguß in Frage. Für die Ventile bzw. Schieber und deren Sitze Nickel bzw. nichtrostender Stahl.

Zur Kontrolle der Wirkungsweise werden oft hinter denselben Schaugläser oder Dreiweghähne angeordnet.

Um bei Instandsetzung oder Auswechslung des Kondenswasserableiters den betreffenden Entwässerungsstrang nicht abstellen zu müssen, empfiehlt es sich, eine getrennte Umführungsleitung anzuordnen, wie sie in Abb. 24 dargestellt ist.

Die vorstehend beschriebenen Apparate dienen hauptsächlich dazu, die verhältnismäßig großen Wassermengen bei Anwärmung der Leitungen zu bewältigen. Es muß jedoch auch das während des Betriebes sich bildende Kondensat abgeführt werden. Diesen Zweck erreicht man vollkommen, indem man das Wasser von den Entwässerungsstellen unter vollem Druck einer Kreiselpumpe zuführt, und zwar so, daß das Wasser nicht in die Saugleitung geführt wird, sondern zu der Stufe, deren Eintrittsdruck nur wenig niedriger als der Druck des zulaufenden Kondensates ist. Falls außer Wasser auch Dampf durch die Kondensleitung abströmt, geht dessen Energie nicht verloren, weil in der Speisepumpe das Wasser die Dampfwärme aufnimmt.

7. Ablaßleitungen der Dampfkessel.

Vorrichtungen zum Ablassen der Kessel müssen auch aus folgenden Gründen vorgesehen werden: Meistens gelangt das Wasser nicht restlos enthärtet und gereinigt in den Kessel, daher werden bei der Verdampfung Stoffe ausgeschieden, die sich entweder als Kesselstein auf die Wandungen des Kessels oder der Siederohre festsetzen, oder sich als loser Schlamm im unteren Teil des Kessels sammeln. Letzterer muß öfters, oft mehrmals am Tage, unter Druck durch Ablassen (Abschlämmen) beseitigt werden.

Damit dies auch wirksam und sicher ausgeführt werden kann, ist es ein erstes Erfordernis, die Armaturen (Hähne, Schieber oder Ventile) so zu bauen, daß sie stets leicht gangbar sind. Die Innengarnitur derselben soll möglichst säurebeständig sein, man verwendet deshalb für die Dichtflächen der Schieber bzw. Ventile Nickel oder nichtrostenden Stahl, für deren Gehäuse Stahlguß.

Auf eine gute Zugänglichkeit und Bedienungsmöglichkeit der Ablaßvorrichtung durch Hand- oder Fußbetätigung muß ebenfalls Rücksicht genommen werden.

Um Wasserverlusten vorzubeugen, werden zweckmäßig stets zwei Absperrvorrichtungen hintereinandergeschaltet angeordnet. Wird nur ein Abschlußorgan am Kessel vorgesehen, so muß am Schluß der Sammelleitung ein weiteres angebracht werden, damit bei Undichtsein eines Organes das Auslaufen eines Kessels auf jeden Fall vermieden wird.

Für eine sorgfältige Ausführung der Leitung ist Sorge zu tragen.

Die Leitung vor dem Absperrorgan ist ein Bestandteil des Kessels und überwachungspflichtig.

An die Leitung eventuell angeschlossene Niederdruck-Ablaßleitungen müssen durch Ventile abstellbar sein.

Als Material für die Leitung zwischen Kessel- und Ablaßorgan kommt nahtloses Rohr in Betracht, welches, soweit es im Feuerzug liegt, durch Schamotteumhüllung zu schützen ist. Hinter dem Absperrorgan können auch Gußrohre zur Anwendung gelangen.

B. Rohrleitungen für Zentralheizungen und Fernheizanlagen.

Ausführungsarten. Die Zentralheizungen zerfallen in drei Hauptgruppen:

1. die Luftheizungen, bei denen Luft als Wärmeträger dient,
2. die Warmwasserheizungen, die heißes Wasser führen und
3. die Dampfheizungen. Letztere zerfallen in
 - a) Hochdruckdampfheizungen,
 - b) Niederdruckdampfheizungen.

Luftheizungen werden weniger angewandt, auch kommt bei Fernheizungen, welche wir in erster Linie berücksichtigen wollen, ein Betrieb mit Heißluft nicht in Frage.

Die unmittelbare Hochdruckdampfheizung ist wegen der in den Heizkörpern auftretenden hohen Temperaturen und der dadurch verursachten Staubversengung mit gesundheitlichen Nachteilen verbunden; sie hat aber eine große Bedeutung bei der Fernübertragung der Wärme.

Aus ähnlichem Grunde kommt auch die Heißwasserheizung (Temperatur des Wassers über 100°C) hauptsächlich für Fernheizanlagen in Betracht.

Für Wohnräume ist die Warmwasserheizung mit einer Vorlauf-temperatur von rund 95°C am zweckmäßigsten.

Hinsichtlich der Heizungen allgemein sei auf die im Anhang beigegebene Schrifttumübersicht verwiesen. Mit Rücksicht darauf, daß dieses Gebiet sehr ausführlich darin behandelt wurde, sollen nur einige allgemein interessierende Fragen kurz gestreift werden. Ein klassisches Werk auf diesem Gebiet stellt „Rietschels Heiz- und Lüftungstechnik“ von H. Gröber dar [43].

Abwärmeheizung. In den Abschnitten I/A 2 und 4 wurde schon auf die übliche und aus wirtschaftlichen Gründen sehr zu empfehlende Verbindung von Kraft- und Heizbetrieb hingewiesen.

Zur Verwertung des Ab- bzw. Zwischendampfes stehen verschiedene Wege offen.

Besonders wenn ausgedehnte Anlagen mit Wärme zu versorgen sind, bietet die Warmwasserheizung, welche in diesem Falle als Pumpenheizung auszubilden ist, große Vorteile. Die Dampfwärme wird in einem mit Dampf gespeisten Warmwasserkessel oder in einem Gegenstromapparat an das Wasser abgegeben.

In vielen Fällen wird in größeren Entfernungen, z. B. für Kochzwecke Dampf gebraucht, und man wird den Dampf unmittelbar den Verbrauchsstellen zuführen müssen. Es ist bei dieser Anordnung damit zu rechnen, daß der Gegendruck der Maschine verhältnismäßig hoch wird, deshalb muß der Querschnitt der Leitung reichlich gewählt werden.

Eine Prüfung der Verhältnisse wird ergeben, daß oft die Heizung mit Zwischendampf die günstigste Lösung ergibt.

Bei Verwendung des Abdampfes von Kolbenmaschinen für Heizzwecke ist die Entölung des Dampfes unerlässlich, da das Öl durch Absetzen in den Rohrleitungen Querschnittsverengung verursacht, sowie durch den verminderten Wärmeübergang am Heizkörper und Warmwasserbereiter zu Störungen und einer Verringerung der Heizfähigkeit führt.

Steht die Abwärme nicht in Form von Abdampf, sondern als Abgas (einer Gasmaschine oder Feuerung) zur Verfügung, so wird in einem Abhitzeessel entweder Dampf oder warmes Wasser erzeugt. Die eigentliche Heizungsanlage unterscheidet sich in diesem Falle nicht von einer solchen mit unmittelbar gefeuertem Kessel.

Hochdruckfernheizung. In einem reinen Fernheizbetrieb, also ohne vorangegangene Krafterzeugung, wird man zwischen hochgespanntem, hochüberhitztem Dampf und warmem Wasser als Wärmeträger zu wählen haben. Die Entscheidung ist hier nach ähnlichen Gesichtspunkten, wie sie oben für Abdampf angegeben ist, zu treffen. Hierzu sei bemerkt, daß für Hochdruckdampf der Umstand spricht, daß ziemliche Druckverluste zulässig sind und daher die Querschnitte der Leitung eng bemessen werden können, wodurch das Rohrnetz billig ausfällt. Andererseits muß aber wegen des hohen Druckes die Leitung in begehbaren Kanälen gelagert sein.

Man hat in letzter Zeit vielfach mit Erfolg versucht, den teuren und daher unerwünschten Kanal zu vermeiden und die Rohrleitung unmittelbar in die Erde zu verlegen. Die Leitungen werden mit einer hierfür besonders ausgebildeten Isolierung umgeben, die so geartet ist, daß die Rohrleitung der Wärmedehnung zufolge sich ungehindert innerhalb der Isolierung bewegen kann. Letztere bekommt außen einen wasserundurchlässigen Hartmantel, der die eigentliche Isolierschicht vor Nässe schützt.

Für die notwendigen Ausgleicher müssen allerdings von außen zugängliche Schächte vorgesehen werden, um die Betriebssicherheit dieser Teile überwachen zu können.

Diese Art der sozusagen unmittelbar ins Erdreich verlegten Rohrleitungen ist erst durch die Fortschritte der Schweißtechnik möglich geworden. Dadurch werden die vielen Flanschverbindungen vermieden und die Überwachung vereinfacht.

Auch sind schon Fernheizleitungen — soweit es sich um unbebautes Gelände handelte — als Freileitung, d. h. oberirdisch verlegt worden, was eine weitere Verbilligung und Vereinfachung der Betriebsüberwachung bedeutet. Hier muß der Ausbildung der Rollenlager erhöhte Aufmerksamkeit geschenkt werden, um diese auch nach längerer Betriebszeit vor Verschmutzung und Festrosten zu schützen.

An den tiefsten Punkten ist durch Einschalten von Wasserabscheidern für wirksame Entwässerung Sorge zu tragen.

Die Vorlaufleitung kann zweckmäßig als Doppelleitung ausgeführt werden, wobei die eine zur Bereitschaft dient. Diese Ersatzleitung wird so bemessen, daß sie für den Sommerbetrieb genügt (Dampf für Kochen, Waschen usw.) und gleichzeitig auch für den Winterbetrieb bei größter Einschränkung der Heizung. Die Hauptleitung dagegen muß für die größte erforderliche Dampfmenge bemessen werden unter Berücksichtigung eventuell geplanter Erweiterungen.

Wird der Dampf den einzelnen Gebäuden unter hohem Druck zugeführt, so muß vor Eintritt in die Heizkörper der Druck gemindert werden.

Ist die anfängliche Spannung z. B. 8 atü, so wird sie, falls die Heizung als Hochdruckheizung ausgebildet ist, auf etwa 2 atü gedrosselt.

Bei Niederdruckleitungen herrscht ein Überdruck von etwa 0,1 bis 0,2 atü.

Das durch Kondensation des Dampfes in den Heizkörpern sich bildende Niederschlagswasser wird dem Kessel wieder zugeführt. Das Kondenswasser muß also aus den Heizkörpern entweichen können, ohne daß Dampf ausströmt. Bei Niederdruckdampfheizungen ist dies einfach zu erreichen, indem zwischen Heizkörper und Kondensableitung eine Rohrschleife, deren Höhe mit dem Überdruck des Dampfes übereinstimmt, eingeschaltet wird. Bei Hochdruckdampfheizungen kommen an Stelle dieser Schleifen Kondenswasserableiter ähnlicher Bauart, wie sie für die Entwässerung von Frischdampfleitungen in Gebrauch sind, zur Anwendung.

Warmwasserheizung. Wegen des geringen Überdruckes ist die Wahrscheinlichkeit einer Störung bei einer Warmwasserleitung bedeutend geringer als bei einer Hochdruckdampfheizung, und es ist dementsprechend üblich, auch bei Fernanlagen die Leitungen einfach auszuführen.

Um die unvermeidlichen Wärmeverluste auszugleichen, wird bei Überbrückung größerer Entfernungen die Heißwasserheizung mit einer Wassertemperatur von über 100° C angewendet. Es gelten dann in bezug auf die Wärmedehnung und Lagerung der Rohre dieselben Gesichtspunkte, wie bei Dampfleitungen. Auch hier kann von der oben beschriebenen Verlegung unmittelbar ins Erdreich mit Vorteil Gebrauch gemacht werden.

Leitungen. Beim Bau der Hauptzuleitungen kommen dieselben Gesichtspunkte zur Geltung, die im Abschnitt I/A 1 bei der Behandlung der Hauptdampfleitungen besprochen wurden.

Auf die Wärmedehnung der Leitung muß Rücksicht genommen werden, entweder durch Wahl einer Rohrleitungsführung mit Ablenkungen oder durch eingebaute Ausdehnungsrohre in Gestalt von Linsenausgleichern oder Metallschläuchen und Faltenrohren.

Rohrmaterial. Als Rohrmaterial für die Hauptleitungen kommen nahtlose Rohre in Frage, die mit Aufwalzflanschen (DIN 2581 oder 2582) versehen werden; bei Durchmessern über 400 mm wassergasgeschweißte Rohre mit umgebördelten Enden und losen Flanschen (DIN 2642) oder vorgeschweißten Bunden und losen Flanschen (DIN 2673). Eine zuverlässig ausgeführte Schweißverbindung ist nach dem oben Gesagten jedoch vorzuziehen, und es werden heute die großen Fernheizanlagen durchweg und auch bei kleineren Heizungen die Rohrleitungen geschweißt.

Als Dichtungsmaterial für die Flanschverbindung kommt Klingerit in Betracht.

Die Nebenleitungen in den Gebäuden werden bei geringen lichten Weiten aus Gasrohren mit Gewindemuffenverbindungen hergestellt.

An den Stellen, wo die Rohre durch Mauern und Decken geführt werden, sind Rohrhülsen einzubauen. Bei der Verlegung ist darauf zu achten, daß die Rohre nicht in den Hülsen anliegen, weil sonst bei jeder Längenänderung störende Geräusche erzeugt werden.

Die Aufhängung der Rohre erfolgt mittels Fest- oder Gleitschellen. Bei Verwendung letzterer muß ebenfalls auf Vermeidung von Geräuschen geachtet werden.

Bei der Verlegung der Dampfleitungen ist darauf zu achten, daß den Rohren ein Gefälle gegeben wird, damit das Leitungskondensat störungsfrei und geräuschlos abfließen kann.

An den tiefsten Stellen der Leitung wird das Kondensat durch Kondenstöpfe abgeleitet.

Hinsichtlich der Gefahr des Rostens sind Wasserheizungen im Vorteil gegenüber Dampfheizungen, sofern darauf geachtet wird, daß die Luft aus dem Wasser durch Aufkochen desselben ausgeschieden und als Ersatz für die verdampften Mengen nur reines Regen- oder abgekochtes Wasser benutzt wird. Eine Entleerung der Anlage ist daher möglichst zu vermeiden.

Bei modernen Warmwasserfernheizungen wird zwischen Warmwassererzeuger und Rohrnetz ein Entgaser eingebaut, um eine Korrosion der Leitung und der Apparate sicher zu verhüten.

Entlüftung. Die Warmwasserleitungen in den Gebäuden müssen mit Steigung nach dem Ausdehnungsgefäß zu verlegt werden, um eine einfache, natürliche Entlüftung zu erzielen.

Bei Pumpenheizungen werden geschlossene Entlüfter angewandt. Dieselben müssen jedoch nach Inbetriebsetzung der Leitung öfters von Hand geöffnet werden.

Bei den Dampfheizungen werden die Heizkörper mit selbsttätigen oder von Hand bedienten Entlüftern versehen.

Mit Rücksicht darauf, daß beim Abstellen der Heizung durch die Kondensation des noch in den Heizkörpern befindlichen Dampfes ein Unterdruck entsteht, müssen außer Ent- auch Belüfter vorgesehen werden.

Heizkörper. Die Heizkörper selbst werden als Rohrschlangen, Rippenrohre oder Radiatoren ausgeführt. Einfache Rohrschlangen sind höher im Preis und beanspruchen viel Platz. Man wählt daher — namentlich für größere Räume — vorteilhaft Rippenrohre, die sich im Preis günstiger stellen. Für Wohn- und Arbeitsräume werden Heizkörper mit glatter Oberfläche benutzt, die den Vorteil der besseren Reinigungsmöglichkeit gegenüber Rippenrohren besitzen. Die Temperatur der Heizkörper einer Warmwasserheizung kann durch ein vorgeschaltetes Ventil geregelt werden, indem es die zufließende Wassermenge ändert. Die gleiche Art der Regelung ist bei Niederdruckdampfheizungen möglich, bei Hochdruckdampfheizungen dagegen nicht, weil, wenn hier der Heizkörper mit Dampf gefüllt ist, derselbe stets die gleiche Temperatur beibehält. Man kann deshalb bei dieser Art von Heizungen die gewünschte Raumtemperatur nur dadurch wirksam regeln, indem man einen Teil der Heizkörper vollständig absperrt.

Hinsichtlich der Berechnung von Heizungsanlagen sei in erster Linie auf das Werk „Rietschels Heiz- und Lüftungstechnik“ von H. Gröber [43] verwiesen.

Mit Rücksicht auf die Wichtigkeit des Fernheizwesens sind von der Wirtschaftsgruppe der Elektrizitätsversorgung in Zusammenarbeit mit anderen Wirtschaftsgruppen die „Technischen Richtlinien für den Bau von Fernheizkanälen“ herausgegeben worden.

C. Rohrleitungen für Gasversorgung.

Während früher für jede Ortschaft eine eigene Gasanstalt errichtet und die Gasversorgung größerer Städte oft sogar auf mehrere Werke verteilt wurde, herrscht jetzt das Bestreben vor, den Versorgungsgebieten möglichst große Ausdehnung zu geben und die Gaserzeugung in Großgaswerken zusammenzufassen, die eine ähnliche Aufgabe erfüllen wie die Überlandzentralen für die Elektrizitätsversorgung.

Zuerst sollen die städtischen Netze behandelt werden, im Anschluß daran die Anlage von Fernleitungen.

Verteilungsnetze. Für die Verteilung des Gases können zwei Wege gewählt werden; entweder zweigen von dem Hauptspeisestrang voneinander getrennte Nebenleitungen ab (Verästelungsnetz) oder die Leitungen werden untereinander verbunden (Umlaufnetz). Im letzteren Falle findet die Speisung entweder durch ein Hauptrohr statt, oder eine Ringleitung umschließt das Versorgungsgebiet und wird von allen Seiten gegen die Mitte zu mit Nebensträngen durchzogen. Die Aufgabe deckt sich größtenteils mit der eines Wasserversorgungsnetzes, es sei daher auf die Abb. 53 bis 57 des Abschnittes I/J verwiesen, wo Beispiele von Verästelungs- und Umlaufnetzen gegeben werden.

Das Umlaufnetz bietet den Vorteil einer gleichmäßigeren Verteilung des Gasdruckes, und nur abnormale Verhältnisse können Anlaß dazu geben, das Verästelungsnetz vorzuziehen. Außerdem wird beim Umlaufnetz bei notwendiger Absperrung einer Strecke nur ein kleines Gebiet hiervon betroffen.

Rohrmaterial. Von dem Gasbehälter bzw. Stadtdruckregler (Abb. 25) wird das Gas den einzelnen Verbrauchsstellen mittels Stahl- oder gußeisernen Rohren zugeführt. Der Überdruck ist im allgemeinen gering, und deshalb die Gefahr der Zerstörung der Rohre durch Erdbewegungen oder durch Belastungen des Straßenverkehrs größer als durch den Innendruck. Man verwendet deshalb auch hier mit Vorteil Stahlrohre, die — wie schon an anderer Stelle vermerkt — den gußeisernen Rohren gegenüber den Vorzug der höheren Festigkeit und Sicherheit gegen Bruch, sowie den der größeren Einzellängen haben. Dieselben gestatten auch ihre Verbindung

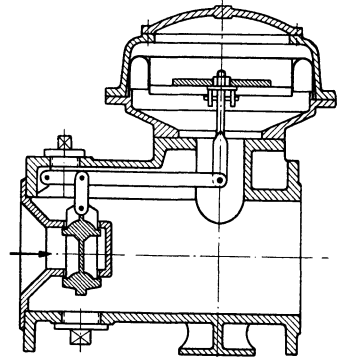


Abb. 25. Stadtdruckregler.

mittels autogener Schweißung, wodurch eine vollkommene Dichtigkeit der Leitung erzielt wird, was bei Verwendung der Muffendichtung mit Hanfstrick und Blei oder Aluminiumwolle nicht in gleichem Maße der Fall ist.

Eine viel angewandte Schweißverbindung für Gasleitungen ist die nach Abb. 26 und für kleine Abmessungen die Gewindemuffe nach Abb. 27. Eine gebräuchliche Muffenverbindung für Stahlrohre stellt Abb. 28 dar. Die Rohre sind gegen Rostangriff durch Asphaltierung

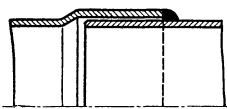


Abb. 26. Schweißverbindung für Gasleitungen.

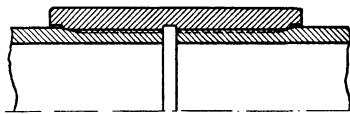


Abb. 27. Gewindemuffenverbindung.

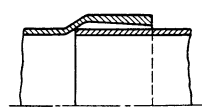


Abb. 28. Stahlmuffenrohrverbindung.

zu schützen; in der Erde verlegte Stahlrohre auch noch zu bejuten. Einen widerstandsfähigeren äußeren Schutz stellt Bitumen mit Wollfilzumwicklung dar.

Als frostfreie Tiefe wählt man in Deutschland 0,9 bis 1,25 m unter der Straßenoberfläche.

Entwässerung. Jedes Gas, auch von bester Beschaffenheit, schlägt mit der Zeit in den Leitungen Wasser nieder, welches sich — wie der mitgeführte Teer — an den tiefsten Stellen der Leitung sammelt und entfernt werden muß. Es werden zu diesem Zwecke in gewissen Abständen sogenannte Wassertöpfe (Siphons) in die Leitung eingebaut,

welche eine Verstopfung der Rohre verhindern. In den Wassertopf mündet ein 20 bis 25 mm weites Rohr, mittels welchen der Topf durch eine Handpumpe entleert werden kann. Dieses Saugrohr wird durch eine Straßenkappe vor Beschädigung geschützt.

Absperrung. Es empfiehlt sich, an gewissen Stellen Wassertöpfe mit einer etwa 150 mm unter Rohrunterkante führenden Scheidewand einzubauen, um durch Füllen mit Wasser einzelne Strecken absperrern zu können. Ein etwas tiefer eintauchendes Rohr verbindet man mit einer Laterne, deren Verlöschen anzeigt, daß der Topf entleert werden muß.

Bei höherem Überdruck müssen Schieber eingebaut werden, um bei Störungen die betreffenden Strecken abschalten zu können und die Leitung auf Gasverluste zu prüfen.

Die Leitungen erhalten nach dem Topf hin ein Gefälle von etwa 4 mm auf 1 m Länge. In der Nähe des Werkes werden die Töpfe in Abständen von etwa 400 m angeordnet, bei größerer Entfernung genügt ein Abstand von 800 bis 1000 m.

Abzweige. Für Abzweige größerer Weite werden Formstücke eingebaut, sogenannte A-, AA-, B-, BB-, C-, CC-Stücke usw. Abzweige für die Hausanschlüsse werden mittels Anbohrschellen hergestellt, letztere können auch bei Stahlrohr benutzt werden, sofern man hier nicht vorzieht, die Abzweigstutzen aufzuschweißen.

In Bezirken, die von der Gasanstalt weit entfernt liegen, muß noch ein Überdruck von 30 bis 40 mm WS herrschen; wegen des Druckabfalls muß deshalb im Gasometer ein entsprechend höherer Druck herrschen.

Ferngasversorgung. Wesentlich höhere Drücke kommen bei Ferngasleitungen in Frage. Ferngasleitungen wurden zuerst in Amerika gebaut, um das Naturgas von den Quellen nach den weit entfernt liegenden Verbrauchsstätten zu führen, aber auch großzügige Ferngasversorgungen mit Koks- und Wassergas wurden dort durchgeführt. Man schätzt heute die Länge des Rohrleitungsnetzes in den amerikanischen Naturgasgebieten auf annähernd 100000 km. Das kennzeichnende Merkmal für alle diese amerikanischen Ferngasleitungen besteht einmal darin, daß ausnahmslos hohe Betriebsdrücke zur Anwendung kommen, das andere Mal im vollständigen Fehlen von Gasbehältern oder Zwischenstationen. Dieser letzte Umstand erklärt sich dadurch, daß die großen Längen der Leitungen einen Behälter darstellen und infolge des dauernd hohen Druckes keiner Regelung bedürfen, da sämtliche Verbraucher fast ausnahmslos ihren Bedarf mit Druckminderventilen regeln.

Die Ferngasleitung, welche die Stadt Pittsburg in Amerika mit Naturgas versorgt, hat beispielsweise eine Länge von etwa 180 km und steht unter einem dauernden Druck von 30 bis 35 at.

Auch in Deutschland wurden — im Rheinland und Westfalen — bereits im Jahre 1910 die ersten Gasfernleitungen gebaut und anschließend die Gasversorgung vom Ruhrgebiet bis zur Wupper und ins Bergische Land vorgetrieben. Mit Gründung der Ruhrgas A. G. bekam die Ferngasversorgung einen neuen, großen Auftrieb, so daß seit Jahren Ferngas bis nach Hannover geschickt wird und die Fernleitungen vom Ruhr- und Saargebiet, sowie aus dem Aachener Bergbauggebiet inzwischen vereinigt wurden und damit die Ferngasversorgung des ganzen Westens praktisch vollzogen ist. Bei Baubeginn der Hermann-Göring-Werke im Braunschweigischen wurde eine „Ferngas - Studiengesellschaft“ ins Leben gerufen¹ und es dürfte wohl in absehbarer Zeit — nachdem auch im oberschlesischen und mittelschlesischen Kohlengebiet ein starker Auftrieb zu verzeichnen ist — eine geschlossene Ferngasversorgung von der Saar bis nach Oberschlesien bestehen.

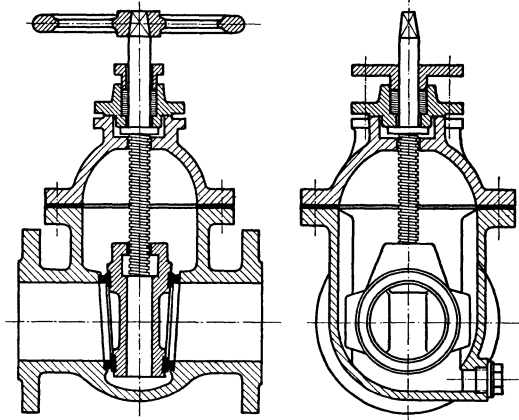


Abb. 29. Schieber mit Ausblasekanal für Entschlammung.

Rohrmaterial. Den wichtigsten Teil einer Gasfernleitung bilden sowohl hinsichtlich der Anlagekosten als auch der Betriebssicherheit die Rohre. Man verwendet fast ausschließlich Stahlrohre, und zwar bei Durchmessern bis 300 mm das nahtlose Rohr, bei größeren Durchmessern das nahtlose oder mittels Wassergas überlappt geschweißte Rohr. Zur Verbindung der Rohre bedient man sich, mit Ausnahme der Anschlüsse an die Armaturen, wo Flanschverbindungen angewandt werden, nur der autogenen oder elektrischen Schweißung, und hier finden die in Abschnitt III/B 4 verzeichneten Schweißverbindungen, davon im Bergbauggebiet besonders die Klöpper-Hakensweißverbindung, vorteilhaft Anwendung.

Auf die Ausdehnung der Leitung ist durch Einbau von Ausdehnungsrohren Rücksicht zu nehmen. Als solche kommen bei dem hohen Druck Faltenrohre oder Stopfbüchsen in Frage. An den tiefgelegenen Stellen sind Wassersäcke, an hochgelegenen Punkten Entlüftungen vorzusehen. Als Schutzüberzug empfiehlt sich außer der Asphaltierung eine Bejutung bzw. Wollfilzumwicklung.

Absperrorgane. Als Absperrorgan kommt vorteilhaft der Schieber (Abb. 29) mit Ausblasekanal zur Anwendung; derselbe gestattet, sich

¹ Während der Drucklegung dieses Buches wurde die Ferngasleitung von den Hermann-Göring-Werken nach Berlin bereits in Angriff genommen.

ablagernde Unreinigkeiten zu beseitigen, auch erhält dessen Spindel einen Sicherungs-Vierkantschoner, um zu verhüten, daß der Schieber von unberufener Seite betätigt wird. Der Werkstoff des Schiebers ist bei Drücken bis etwa 10 at Gußeisen, darüber Stahlguß, die Dichtfläche von Schieberplatte und Gehäuse entweder aus demselben Werkstoff wie das Schiebergehäuse oder aus zinkfreier Bronze. Die Spindel ist aus Stahl oder geschmiedeter Bronze.

Das Gas wird den Verbrauchern unter dem normalen geringen Überdruck zugeführt, und man mindert den Druck meistens vor Eintritt in das Ortsnetz. Es gibt jedoch auch Anlagen, wo in dem Straßennetz

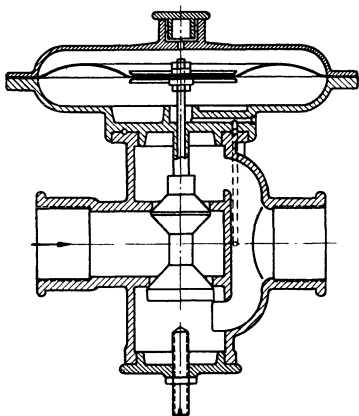


Abb. 30. Membrandruckregler.

ein Überdruck von etwa 1 at gehalten wird, um dadurch den Vorteil eines kleineren Durchmessers der Rohre zu erreichen. In diesem Falle wird vor dem Gasmesser jedes Abnehmers ein kleiner Membrandruckregler (Abb. 30) eingeschaltet und durch einen Sicherheitstopf die Überschreitung eines bestimmten Druckes verhindert.

Die Ferngasversorgung mit ihren höheren Drücken bringt bei Anschluß von industriellen Verbraucherwerken (hauptsächlich für Ofenbetriebe) auch den Vorteil mit sich, daß man durch die höheren Vordrücke bei Werkseintritt im Verteilungsnetz größere Druckver-

luste zulassen und dadurch mit höheren Geschwindigkeiten — bis zu 25 m/s — rechnen kann, wodurch kleinere Rohrdurchmesser in Frage kommen, was eine nicht unwesentliche Verbilligung des Werksrohrnetzes ergibt.

Normen. Der Deutsche Normenausschuß hat im DIN-Blatt 2470 „Richtlinien für Gasrohrleitungen mit geschweißten Verbindungen von mehr als 200 mm Dmr. und mehr als 1 kg/cm² Betriebsdruck“ grundlegende Festsetzungen getroffen über:

I. Anforderung an Werkstoff und Formgebung bei Herstellung der Rohre.

II. Herstellung und Prüfung der Schweißverbindungen an der Baustelle.

III. Geräte zum Schweißen.

IV. Verlegung und Überwachung der Gasrohrleitungen.

V. Anleitung für die Prüfung von Rohrschweißern und Schweißingenieuren.

Ferner sei auf die „Richtlinien für Gas- und Wasserversorgung“ im Entwurf I DIN E 2425, Mai 1938, verwiesen.

Am Schluß des Buches ist für Gasleitungen und deren Berechnung eine Schrifttumübersicht gegeben.

D. Rohrleitungen für Gaskraftanlagen.

Frischgasleitungen. Es sollen hier hauptsächlich die Rohrleitungen für Großgasmaschinen besprochen werden, wie sie auf Hüttenwerken und Zechen zum Antrieb von Generatoren, Verdichtern und Gebläsen ausgedehnte Verwendung finden und durch Hochofengichtgas, besonderes Kraftgas, eventuell auch mit dem teureren Koksofengas betrieben werden. Die Gase werden, nachdem sie einer Reinigung unterzogen wurden, den Maschinen mit geringem Überdruck zugeführt. Insofern unterscheiden sich die Verhältnisse nicht von denen bei Gaswerksanlagen (Abschnitt I/C).

In größeren Kraftwerken sind oft riesige Gasmengen weiterzuleiten. So beträgt z. B. der Verbrauch einer Werkszentrale nicht selten 2000 000 m³ je Tag oder fast 25 m³/s.

Die hierzu erforderlichen Rohrleitungen werden in Flußstahlblech, wassergas- oder autogen bzw. elektrisch geschweißt oder genietet, hergestellt. Als Flanschverbindung wählt man solche mit aufgenieteten Winkelringen (DIN 2610 bis 2613), umgebördelten Enden und losen Flanschen (DIN 2640 bis 2642), bei kleineren Durchmessern auch vorgeschweißte Bunde und lose Flanschen (DIN 2671 bis 2673). Als Dichtungsmaterial: bei heißen Gasen Asbest, bei kalten Gasen Pappe in Öl getränkt. Formstücke werden ebenfalls aus Stahl gefertigt, und zwar in gleicher Weise wie die Rohre. Als Ausdehnungsrohre verwendet man Linsenausgleicher und bei großen Durchmessern Tellerausgleicher, manchmal auch Stopfbüchsen. Auf einen guten Rostschutzanstrich ist besonderer Wert zu legen.

Wie bei Dampfkraftanlagen, so sind auch hier Belastungsschwankungen, die sich in der Änderung des Gasverbrauches oder der Gaslieferung zeigen, aufzunehmen. Ein Gasometer gleicht in diesem Falle die Schwankungen aus. Vor den Maschinen sind Gassammler einzubauen, damit das stoßweise Ansaugen der Maschinen keine großen Schwankungen in der Hauptleitung hervorruft.

Um die Leitungen durch eventuelle Rückzündungen nicht zu gefährden, sind in den Zufuhrleitungen Sicherheitsvorrichtungen vorzusehen. Derartige Rückzündungen können leicht eintreten, wenn bei Inbetriebnahme der Maschine die Rohrleitung noch mit einem Gemisch aus Luft und Gas gefüllt ist. Eine weitere Forderung ist, daß die Gasleitungen mit Entlüftungsvorrichtungen ausgerüstet werden. Bevor eine Maschine angelassen wird, muß man die noch in der Gasleitung vorhandene Luft durch eine besondere Leitung nach außen entweichen lassen.

Die Reinigung der Gase ist meistens nicht vollkommen; im Laufe der Zeit werden sich dadurch Ablagerungen (Staub, Teer usw.) an den Rohrwandungen ansammeln. Durch Anordnung entsprechender Stutzen

(Staubsäcke) und Reinigungsdeckel hat man für ausreichende Reinigungsmöglichkeit der Leitungen Sorge zu tragen.

Für die Bemessung der Durchmesser der Rohrleitungen ist eine Gasgeschwindigkeit von höchstens 35 m/s zugrunde zu legen.

Die Leitungen für die Verbrennungsluft (bei der Luftsaugleitung wählt man eine Geschwindigkeit von 20 m/s) können einfacher ausgeführt werden, weil hier Sicherheitsvorrichtungen in Fortfall kommen können.

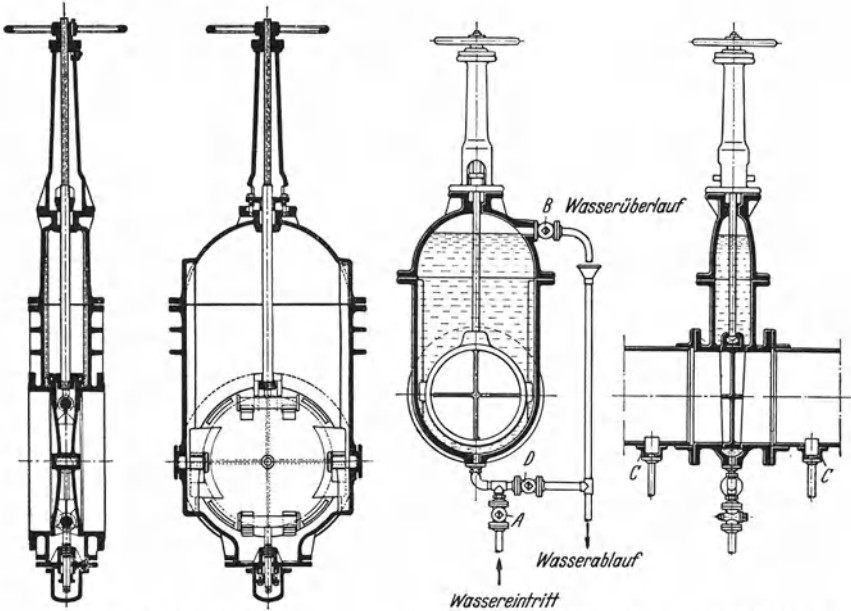


Abb. 31. Heißgasschieber.

Abb. 32. Heißgasschieber mit Flüssigkeitsdichtung.

Als Absperrorgane wählt man Flachschieber ganz in Gußeisen, nur die Spindel in Schmiedeeisen. Bei Heißgasschiebern haben sich solche mit zweiteiliger Schieberplatte und parallelen Dichtflächen (Abb. 31) gut bewährt. Für den gleichen Zweck benützt man auch solche mit Flüssigkeitsdichtung (Abb. 32). Bei denselben wird ein vollständiges Dichtschließen dadurch erreicht, daß um die Schieberzunge ein Flüssigkeitsraum vorgesehen ist, welcher nach dem Senken des Schieberkeils mit einer Sperrflüssigkeit, nämlich Wasser, Teer, Ammoniakwasser usw., ausgefüllt wird.

Die verschiedenen Hilfsleitungen für Druckluft, Kühlwasser usw. sind nach den in den betreffenden Abschnitten gegebenen Richtlinien auszuführen.

Auspuffleitungen. Höheren Anforderungen als die Gaszuführungsleitungen müssen die Auspuffleitungen (Geschwindigkeit bis zu 25 m/s) der Gasmaschinen gewachsen sein, weil die Abgase mit hoher

Temperatur aus dem Zylinder ausströmen. Verzichtet man auf eine Verwertung der den Gasen innewohnenden Wärme, so kann durch Ausführung der Auspuffleitung mit Kühlmantel die Wandtemperatur niedrig gehalten werden.

Seit Jahren verwertet man jedoch die Abhitze in Hoch- und Niederdruckkesseln zur Dampferzeugung. Es darf natürlich in diesem Falle dem Gas vor Eintritt in den Abhitzekessel keine Wärme entzogen werden. Eine sachgemäße Ausführung dieser Auspuffleitung ist sehr wichtig, weil zu den Temperaturbeanspruchungen noch mechanische Beanspruchungen treten. Es ist bei den Auspuffleitungen, aber auch bei solchen, deren Anfangsstrecke gekühlt wird, auf die Wärmeausdehnung größtmögliche Rücksicht zu nehmen. Als wirksames Ausdehnungsmittel hat sich der Linsenausgleicher in geschweißter Ausführung mit Schutzrohr erwiesen, bei welchem die Wellen noch mit Asbest oder Schlackenwolle ausgefüllt sind (Abb. 33). Durch entsprechende Lagerung muß ferner vermieden werden, daß durch die Auspuffleitung schädliche, auf die Maschine rückwirkende Kräfte ausgeübt werden.

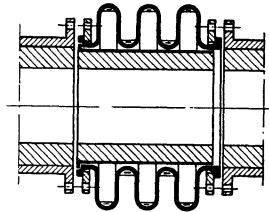


Abb. 33. Linsenausgleicher mit Innenauskleidung.

Bezüglich der Ausführung der Rohre und ihrer Verbindungen gilt dasselbe, wie bei den vorerwähnten Frischgasleitungen, wobei die wassergasgeschweißte Ausführung den Vorzug verdient.

Die starken Geräusche beim Ausstoßen der Gase fordern die Einschaltung eines Auspufftopfes in die Abgasleitung, der als Schalldämpfer wirkt. Bei großen Maschinen werden diese Auspuffkessel aus Blech hergestellt, nur für kleinere Maschinen kommen Ausführungen in Gußeisen in Betracht. Am tiefsten Punkt des Kessels ist ein Entwässerungshahn vorzusehen.

E. Ölleitungen.

Betriebsölleitungen. Der nachstehenden Behandlung der Ölfertleitungen sollen einige Bemerkungen über die Anlage der Schmier- und Brennölleitungen vorausgeschickt werden.

Von besonderer Wichtigkeit bei der Ausführung solcher Leitungen ist eine sachgemäße Herstellung der Flanschdichtungen, besonders wenn heißes Öl zu leiten ist, wie das bei Kühlanlagen für Turbinenlager und Transformatoren der Fall ist.

Als Dichtungsmaterial für die Flanschverbindungen kommt neben Klingerit meist langfaserige Pappe zur Verwendung, welche bei der Verlegung mit heißem Knochenleim gestrichen bzw. getränkt wird. Bei der Verlegung ist besonders darauf zu achten, daß die Flanschschrauben der Rohre gleich fest und gleichmäßig angezogen werden.

Als Rohrmaterial kommt Stahlrohr in Frage, welches inwendig gut rein, frei von Zunder und Schlackenteilen sein muß, um ein Verschmutzen und Verstopfen der Leitung zu verhüten, was zu schwerwiegenden Betriebsstörungen Anlaß geben kann. Zur Verbindung der Rohre wählt man aufgeschraubte oder aufgewalzte Flanschen.

Als Absperrorgane dienen bei kleineren Durchmessern Hähne aus Rotguß, bei größeren Schieber aus Gußeisen mit Rotgußgarnitur.

Ölfernleitungen. Der Bau von größeren Ölfernleitungen setzte in Deutschland noch später ein, als die Erstellung von Raffinerien, so daß noch heute sogar in Fachkreisen Unklarheiten herrschen.

Es gibt die verschiedensten Abhandlungen über die Errichtung von Fernleitungen zur Förderung von Rohöl, Petroleum und Benzin, also Stoffen, die auch in kaltem Zustand noch dünnflüssig sind, d. h. eine verhältnismäßig niedrige Zähigkeit besitzen und deshalb ohne besondere Maßregeln pumpfähig sind. Derartige Rohrleitungen wirtschaftlich zu entwerfen und zu bemessen bereitet keine Schwierigkeiten.

Gründlichere Überlegung und Kenntnis verlangt jedoch der Bau von Fernleitungen für schwer viskoses Öl, also Ölsorten, die in kaltem Zustande zähflüssig oder sogar steif sind. Bis zu einem gewissen Grade können in diesem Fall „Gewaltmaßnahmen“, d. h. hohe Pumpendrucke und verstärkte Wanddicken der Rohre angewendet werden. Doch sind hier Grenzen gesetzt, um so mehr, da solche Maßnahmen die Betriebssicherheit stark beeinflussen.

Für die Beurteilung der Ölsorten und für den Entwurf und die Berechnung der Rohrleitung spielt die Zähigkeit des Öles eine ausschlaggebende Rolle. Diese wird meistens in Engler-Graden angegeben und kann nach der Gl. (4) in absolute Zähigkeit und daraus wieder, wenn nötig, in die kinematische Zähigkeit umgerechnet werden.

Temperatur ° C	Viskosität ° E	Druckverlust in at je 100 m
30	910	nicht mehr pumpfähig
45	290	0,7
50	178	0,39
60	90	0,2
70	50	0,116
80	30	0,08
90	18,5	0,071
100	12	0,062
110	8,5	0,055

Die Zähigkeit des Öles verändert sich in ganz besonders starkem Maße mit der Temperatur. Die nachfolgende Gegenüberstellung für ein schwer viskoses Steinkohlenteeröl zeigt, daß das kalte Öl so zähflüssig ist, daß es in den meisten Fällen nicht mehr pumpfähig ist. Die Zahlen der Gegenüberstellung gelten für die angegebene Viskosität des Öles bei den verschiedenen Temperaturen, sowie für einen Rohrdurchmesser von 300 mm l. W. und einer Strömungsgeschwindigkeit von 0,9 m/s.

Vorstehende Zahlen zeigen, daß es mit Rücksicht auf wirtschaftliche Pumpenleistungen zweckmäßig ist, das Öl entsprechend anzuwärmen, um den Druckverlust in erträglichen Grenzen zu halten. Die Höhe der Erwärmung richtet sich nach der Länge der Leitung und man wählt

zweckmäßig die Verhältnisse so, daß mit normalen Pumpenbauarten bis 20 at Betriebsdruck auszukommen ist.

Die Erwärmung des Öles darf aber auch nicht zu hoch getrieben werden, da bei Temperaturen über 100° C sich im Öl enthaltene, leichte Kohlenwasserstoffe verflüchtigen können und Gasblasen bilden.

Wärmeerzeugung während des Pumpvorganges. Die Erwärmung des Öles kann durch Vorwärmer oder Heizhauben vorgenommen werden. Wenn eine Stapelung des Öles vor Beginn des Pumpvorganges notwendig ist, so wird man die Erwärmung des Öles möglichst in einfacher Art und Weise, und zwar durch Einbau von Heizhauben oder Heizschlangen in die Stapeltanks vornehmen. Erfolgt dagegen keine größere Stapelung am Anfang, so sind hinter den Pumpen Vorwärmer einzuschalten:

Hierfür gibt es verschiedene Bauarten, bei denen Öl entweder durch die Rohre und der Dampf um dieselben strömt, oder umgekehrt, das Öl die Rohre umspült und der Dampf durch die Rohre geschickt wird. Da die für das Pumpen notwendigen Temperaturen verhältnismäßig niedrig liegen und nicht wie bei Destillations- bzw. Crakprozessen 300° C und mehr betragen, besteht keine Gefahr der Verkokung. Hierdurch können die Vorwärmer ohne Rücksicht auf eventuell notwendige Reinigung vorteilhaft so gebaut werden, daß das Öl um die Rohre fließt.

Diese Ausführung hat den Vorteil, daß sich bei sonst gleichen Verhältnissen wesentlich höhere Wärmeübergangszahlen erzielen lassen, als bei Strömung des Öles durch die Rohre. Dieser Umstand ist im wesentlichen darin begründet, daß in dem die Heizrohre umspülenden Öl infolge des größeren Ölraumes sich thermische Eigenströmungen ausbilden, die die Wärmeübertragung günstig beeinflussen.

Um die Wärmeverluste der erwärmten Ölleitung niedrig zu halten, werden die Rohrleitungen mittels einer entsprechenden Isolierung geschützt. Trotzdem kann bei längerem Stillstand ein Absinken der Temperatur unter die Mindestgrenze erfolgen und somit ein Steifwerden des Öles eintreten.

Es ist deshalb notwendig, die Leitung bei Stillstand entweder zusätzlich zu erwärmen, wobei das Öl fortgesetzt ohne Entnahme nach außen im Kreislauf und somit durch die Vorwärmer gepumpt wird; oder es muß die gesamte Leitung sofort entleert werden.

Zweckmäßige und ausprobierte Vorrichtungen sind von einzelnen Fachfirmen hierfür in Vorschlag gebracht worden und haben sich auch bei kritischer Beurteilung als durchaus brauchbar erwiesen.

Das zweckmäßigste Verfahren muß von Fall zu Fall je nach den Stoffeigenschaften bestimmt werden.

Durch die Erwärmung des Öles nimmt auch die Rohrleitung die gleiche Temperatur an. Folglich dürfen die durch die Wärme bedingten Dehnungsunterschiede nicht außer acht gelassen werden. Bei der Dehnungsberechnung wird nicht der Temperaturunterschied zwischen

der höchsten und niedrigsten Produkttemperatur, sondern der Unterschied zwischen Verlegungstemperatur und größter Betriebstemperatur zugrunde gelegt. Aus Sicherheitsgründen macht man noch einen Zuschlag, um eventuell höherer Erwärmung und somit größerer Dehnung Rechnung zu tragen.

Für die Dehnungsaufnahme werden soweit wie möglich die natürlichen Windungen der Leitung ausgenutzt. Falls diese nicht ausreichen, müssen besondere Ausgleicher entweder in U-Form als Falten-

oder Glattrohrbogen oder Dehnungs-Stopfbüchsen eingebaut werden.

Entlüftung, Entleerung und Wiederanfahren der Leitung.

Eine Rohrleitung zur Förderung von schwer viskosem Öl muß bei längerem Stillstand der Pumpen entleert werden, da sonst die Abkühlung und die Stockung des Öles ein späteres Weiterpumpen erschwert oder unmöglich macht. Die Entleerung erfolgt zweckmäßig mit Preßluft, die an den höchsten Stellen der Leitung eingeführt wird. Dieses Verfahren ist durchaus zuverlässig, wenn folgende, selbstverständ-

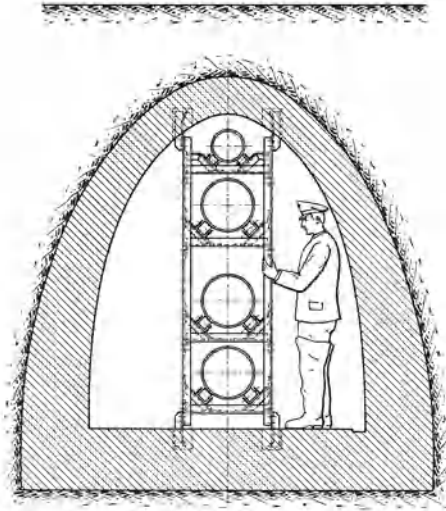


Abb. 34. Ölleitungen im Betonkanal.

liche Voraussetzungen erfüllt sind. Das Öl in der Leitung darf natürlich während der Zeit des Entleerens nicht kälter werden, als der tiefsten Betriebstemperatur entspricht. Außerdem, und das ist das Wichtigste, darf die Fließgeschwindigkeit am Entleerungsstutzen nicht größer sein, als die des nachfließenden Öles in der Leitung. Beim Entleeren müssen also folgende Vorbedingungen erfüllt sein:

- a) Möglichst hohe Öltemperatur.
- b) Nicht zu hoher Preßluftdruck.
- c) Kleiner Durchmesser des Entleerungsstutzens.

Vor jedem Füllen der Leitung muß das Öl auf die Mindestbetriebstemperatur angewärmt werden, da sonst Pfropfenbildungen ein Weiterpumpen verhindern oder eine Anfahrzeit benötigen, die in den meisten Fällen nicht zugestanden werden kann.

Korrosionsschutz. Eine oberirdisch zu verlegende Rohrleitung für schwer viskoses, erwärmtes Öl muß eine entsprechend starke Isolierung mit Blechmantel erhalten. Der Blechmantel muß unter allen Umständen vollkommen wasserdicht sein. Bei unterirdischen Leitungen in einem

Kanal wählt man zweckmäßig eine Isolierung aus plastischer Binde, um die Bildung von Schwitzwasser zu verhüten; andernfalls sind Rostbildung und Anfressungen die Folge. Ratsam ist es auch, das Innere des Betonkanals oder des Betonrohres mit einem Asphaltanstrich zu versehen, da hierdurch ebenfalls Schwitzwasserbildung verhindert wird.

Unterstützungen. Für die Verlegung und Unterstützung von Ölleitungen in Kanälen zeigen die Abb. 34 bis 36 einige Beispiele. Die Lagerungen ermöglichen eine freie Bewegung und Ausdehnung der Leitung. Die Bauart nach Abb. 35 gewährt der Leitung eine Bewegung, sowohl in Längs- als auch in Querrichtung. Abb. 34 zeigt außerdem mehrere Ölleitungen in einem gemeinsamen Kanal.

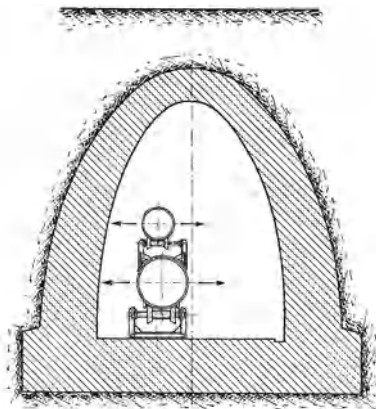


Abb. 35. Ölleitungen im Betonkanal.

Rohrmaterial. Als Material für Ölleitungen kommt ausschließlich Stahlrohr in Frage. Wegen der auftretenden hohen Drücke empfiehlt sich besonders das nahtlose Stahlrohr. Die Rohre werden neuerdings hauptsächlich mittels Schweißungen verbunden, und zwar werden hierfür häufig Schweißmuffenverbindungen nach Abb. 26 oder Gewindemuffenverbindungen nach Abb. 27 angewandt.

Als Absperrorgane verwendet man vorteilhaft Parallelabsperrschieber mit zweiseitigen Schieberplatten, und zwar je nach dem Druck aus Gußeisen oder Stahlguß, mit Dichtungsrings aus Rotguß. Für die Flanschverbindungen können die bekannten, bereits vorher beschriebenen Bauarten verwendet werden.

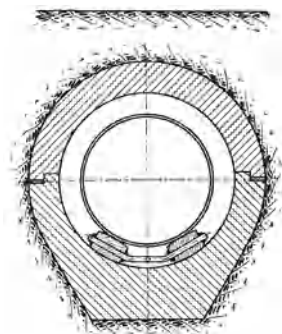


Abb. 36. Ölleitungen im Betonschutzrohr.

Raffinerien. Den umfangreichsten und verwickeltsten Teil einer Raffinerie, deren Aufbau hier nicht beschrieben werden soll, bilden ohne Zweifel die Rohrleitungen mit ihren vielen Schaltungen und Verbindungen zwischen den einzelnen Tanks, Pumpen, Türmen, Öfen, Wärmeaustauschern, Kühlern, Behältern, Reglern und Meßapparaten. Vor Jahren, als in Deutschland die ersten größeren Raffinerien unter der Leitung amerikanischer Fachleute gebaut wurden, war man äußerst vorsichtig in der Auswahl der Materialien und verwendete nur Rohre mit sehr großen Wandstärken. Die Flansche, ebenfalls besonders stark,

wurden mit Withworth-Rohrgewinde und einer Konizität von 1 : 16 versehen und so mit großem Aufwand von Kraft auf das Rohr aufgedreht.

In der Zwischenzeit hat man gelernt, bedeutend sparsamer zu bauen, ohne die Betriebssicherheit einer derartigen Anlage im geringsten zu gefährden. Natürlich muß der Rohrleitungsingenieur auch wissen, welche Materialien er für Rohöl, Benzin, Petroleum, Gasöl, Spindelöl, Konzentrat, Raffinat, Asphaltextrakt, Schmieröl, sowie die verschiedensten Lösungsmittel, wie Propan, Phenol, Furfural, schweflige Säure, Acetone, Selektiv, Benzol, Ammoniak usw. verwenden darf. Im allgemeinen kann jedoch, da

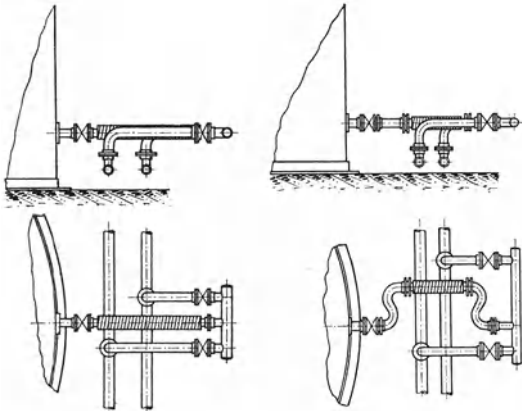


Abb. 37.

Abb. 38.

Abb. 37 u. 38. Öltank-Anschluß am Versorgungsnetz.

die Betriebsdrücke nicht allzu hoch sind, normales, nahtloses Stahlrohr nach DIN 2449 und 2450 verwendet werden. Nur an einigen wenigen Stellen, an denen ein Gemisch von heißem Öl und Lösungsmittel zu fördern ist, muß starkwandiges Qualitätsrohr benutzt werden.

Als Rohrverbindung haben sich bis 70 NW schwere Gewindeflanschen gut bewährt und

darüber hinaus autogen oder elektrisch vorgeschweißte Flanschen nach DIN 2634 ND 25. Es wird empfohlen, diese Druckstufe für sämtliche Leitungen anzuwenden, auch wenn im allgemeinen ein niedriger Druck herrscht. Die Einheitlichkeit in einem derartig verwickelten Betrieb ergibt besondere Vorteile für den Betriebsleiter bzw. für die Lagerhaltung. Eine Schmierölanlage mit einer Tagesverarbeitung von etwa 260 t enthält etwa 16000 Flanschen.

Rohrverbindungen mittels Fittings oder Verschraubungen sind unzuweckmäßig, da eine Abdichtung der Gewinde fast unmöglich ist und sich schon nach ganz kurzer Zeit nicht zu behebende Undichtigkeiten zeigen. Aus der Fülle der Einzelheiten sollen nachstehend einige der wichtigsten herausgestellt werden:

Die zu starren Anschlüsse, insbesondere der Produktenleitungen an den Tanks, haben schon oft durch die Verlagerung beim Füllen der Tanks zu Rohr- und Armaturenbrüchen geführt. Deshalb werden bewegliche und verstellbare Anschlüsse nach Abb. 37 und 38, bestehend aus Tombak- oder Metallschläuchen und S-Bogen, die beiderseits Bordringe mit dahinterliegenden, drehbaren Flanschen besitzen, vorgeschlagen.

Das Verstellen kann während des Betriebes geschehen und hat sich ausgezeichnet bewährt.

Die Rohrleitungen zur Förderung von Teer, Wachs und Öl mit hoher Viskosität verdienen ebenfalls besondere Beachtung. Es muß hervor-gehoben werden, daß derartige Leitungen grundsätzlich beheizt werden müssen. Ein Sparen an dieser Stelle bedeutet Betriebsstörung.

In letzter Zeit wird die Beheizung seltener durch Begleitleitungen $1/2''$ Dmr., die in Windungen um das Produktenrohr gelegt werden, vorgenommen, da hierfür erhebliche Mengen Rohr gebraucht werden und außerdem das Kondensat nicht immer von selbst ablaufen kann. Das führt zu schnellen Zerstörungen der tiefliegenden Stellen. Durch zu

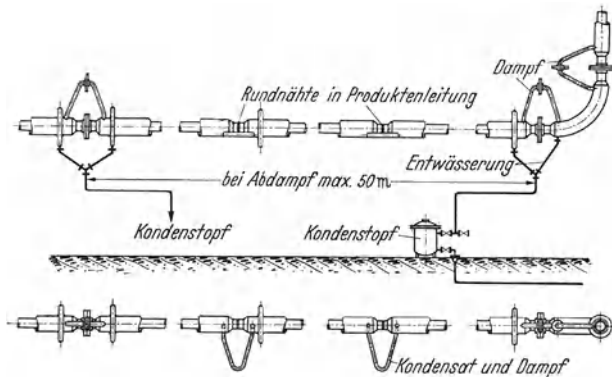


Abb. 39. Heizmantelölleitung.

starkes Anwärmen und nachlässiges Biegen werden die kleinen Rohre oft flach gedrückt und verstopfen leicht. Auch die Wärmeübertragung ist bei dieser Beheizung unvorteilhaft, da mehr als 50 vH des Umfanges der Begleitleitungen nicht ausgenutzt werden können. Eine Vergleichsrechnung ergibt, daß Leitungen mit einem Heizmantel versehen, technisch und wirtschaftlich am zweckmäßigsten sind. Allerdings muß die Heizmantelbauart richtig durchgebildet sein (s. Abb. 39). Jede Rundnaht der Produktenleitung muß offen sein, d. h. sie darf nicht vom Heizmantel eingeschlossen werden. Die Verbindungsbügel zur Weiterleitung von Kondensat und Dampf müssen horizontal und im Tiefpunkt des Heizmantels angeschlossen werden. Die Verbindungsbügel müssen so geformt sein, daß sie noch Dehnung aufnehmen können.

Dampfbügel sind zwecklos und verhindern die restlose Entfernung des Kondensats.

Jedes gerade Heizmantelrohr muß zwischen den beiden angeschweißten Enden einen eingeschweißten, einwelligen Linsenausgleicher besitzen, um die Dehnungsunterschiede des Heizmantels gegenüber der Produktenleitung aufnehmen zu können. Hierdurch erfolgt eine wesentlich günstigere Belastung der Schweißnähte.

Die Beheizung kann durch Abdampf erfolgen, jedoch muß dann in kürzeren Abständen (etwa 150 bis höchstens 200 m) eine Dampfzuführung erfolgen. In Abständen von etwa 50 m muß eine Entwässerung vorgenommen werden.

Krümmungen und Richtungsänderungen bei Heizmantelleitungen dürfen niemals durch eingeschweißte, gepreßte Rohrbogen, sondern nur durch in Feuer gebogene Rohre mit einem Biegungshalbmesser von mindestens $6 \times D$ hergestellt werden.

Eine besonders wichtige Rolle spielen in Raffinerien die Wärmeaustauscher und Kühler. Es handelt sich bei diesen in der Hauptsache um Oberflächenapparate.

Über die zweckmäßigsten Dichtungen in Ölraffinerien ist bisher gestritten worden. Doch sind kostspielige Versuche während des Betriebes angestellt worden, die dann auch zu einem brauchbaren Ergebnis geführt haben.

Zweckentsprechende Flanschverbindungen:

a) Kaltes Öl: Faserstoffdichtungen, wie sie für diesen Zweck von den verschiedenen Fachfirmen angefertigt werden.

Flanschen mit glatter Dichtfläche und eingedrehten Dichtrillen.

Handelsübliche Maschinenschrauben.

b) Heißes Öl bis 200°C : Schmale Aluminiumdichtungen mit chemisch reiner Asbestfüllung.

Flanschen mit glatter Dichtfläche und eingedrehten Dichtrillen.

Maschinenschrauben mit erhöhter Festigkeit.

c) Heißes Öl über 200°C : Schmale Reinnickeldichtungen oder auch Monelmetall mit chemisch reiner Asbestfüllung.

Flanschen mit Feder und Nut, ohne Dichtrillen. Bolzenschrauben in Sondergüte.

d) Crakanlagen: Abdichtungen vor und hinter den Öfen und solche für ein Gemisch von heißem Rohöl und Lösungsmittel.

(Phenol): Schmale, geriefte, massive Weicheisenringe, Flanschen mit Vor- und Rücksprung und besonders sauber gedrehter Dichtfläche, ohne Dichtrillen. Bolzenschrauben mit besonders hoher Festigkeit.

Es ist nicht gleichgültig, ob die Dichtflächen Rillen besitzen oder nicht. Für a) und b) müssen unbedingt Rillen vorgesehen werden.

Die kegeligen Verschlußstopfen im Rohrbündel der Öfen müssen sorgfältig eingeschliffen sein und mit Maschinenöl und Flockengraphit eingesetzt werden. Für reines Benzin oder Benzindämpfe haben sich Dichtungen aus starkem Zeichenpapier noch am besten bewährt; dabei ist natürlich Bedingung, daß die Dichtflächen der Flanschen sauber überdreht sein müssen. In besonders schwierigen Fällen hat sich auch „Copalit-Kitt“ bewährt.

F. Rohrleitungen für Preßluftanlagen.

Verwendung. Durch die Vervollkommnung der Verdichter und Preßluftwerkzeuge haben die Druckluftanlagen ein großes Arbeitsfeld in der Industrie gefunden; so z. B. in Schmieden, Gießereien, im Bergbau, auf Werften und im Hoch- und Tiefbau. Es soll hier kurz auf den Bau der Verdichter (Kompressoren) und der Werkzeuge eingegangen werden. Die Hauptsache für unsere Betrachtung ist die Anlage der Rohrleitung mit ihren zugehörigen Vorrichtungen.

Verdichter. Im Verdichter wird die Luft meist auf einen Druck von 6 bis 7 at gepreßt, nur bei großen Anlagen mit weitverzweigten Leitungen geht man auf 10 bis 12 at. Ausnahmen machen Sonderbauarten der Verdichter, die zur Speisung der Druckluftlokomotiven unter Tage dienen, sowie solche für die chemische Industrie zur Luftverflüssigung und für Schifffahrtzwecke. Diese arbeiten mit einem Druck von 150 at und höher. In jedem Falle muß der Verdichter für einen solchen Enddruck bemessen werden, daß auch an der entferntesten Stelle des Druckluftnetzes bei Höchstentnahme noch ein ausreichender Druck herrscht. Derselbe beträgt bei Preßluftwerkzeugen in Werkstätten meist 6 at, im Untertagebetrieb 5 at. Zur Erzeugung dieses Druckes arbeitet man mit Stufenverdichtern, weil die Verdichtung in nur einem Zylinder kaum möglich und wenig wirtschaftlich ist. Bei Ansaugleistungen bis zu 20 und 30 m³ in der Minute verwendet man Stufenkolben, wodurch man eine gedrängte und weniger teure Bauart als bei Zweizylinderausführung erhält.

Für große Luftmengen über 80 m³/min verwendet man zweckmäßig Kreiselverdichter, die wirtschaftlicher arbeiten als Kolbenmaschinen und in ihrem Aufbau den Hochdruckkreiselpumpen verwandt sind. Sie werden entweder von Elektromotoren oder von Dampfturbinen angetrieben. Bei großen Ausführungen dieser Art mit unmittelbarem Dampfturbinenantrieb werden stündliche Ansaugleistungen bis etwa 1000000 m³/h erreicht bei einer Luftverdichtung auf 8 bis 12 at.

Sofern Abgas zur Verfügung steht, kann man auch, wie dies bei Hüttenwerken der Fall ist, die Verdichter vorteilhaft mit Gasmaschinen betreiben, und hierfür wird die Kolbenmaschine in größter Ausführung gebaut.

Normalerweise ist der Verdichter selbst wassergekühlt; der Luft wird die durch die Verdichtung erzeugte Wärme in sogenannten Zwischenkühlern entzogen. Die Kühlwasserzuflußleitung erhält ein Absperrventil, mit welchem sich die Wassermenge so einstellen läßt, daß die Wasserablauftemperatur nicht über 25° C ansteigt. In gleicher Weise wie die Abflußtemperatur soll auch die Kühlwassermenge überwacht werden können; eine sorgfältige Kühlung ist für den sicheren Betrieb eines Verdichters unerläßlich.

Um der Gefahr des Einfrierens der Kühlwasserleitungen zu begegnen, müssen an der tiefsten Stelle derselben Abblösvorrichtungen angebracht werden.

Saugleitung. Es empfiehlt sich, die Luft aus dem Freien anzusaugen, weil deren Temperatur niedriger und deren Feuchtigkeit meistens geringer als diejenige der Luft im Maschinenhaus ist.

Bei der Anordnung neuer Anlagen müssen lange Ansaugleitungen vermieden werden. Ist die Saugleitung länger als ungefähr 6 m, so wird eine Saugkammer eingebaut.

Es ist darauf zu achten, daß möglichst staubfreie, trockene und kühle Luft angesaugt wird. Eine zu hohe Ansaugtemperatur verschlechtert den Wirkungsgrad des Druckluftbetriebes.

Zweckmäßig wird die angesaugte Luft durch ein Filter gereinigt, weil mitgesaugter Staub dem Verdichter und der Preßluftmaschine schadet.

Windkessel. In der Druckleitung ist ein Windkessel vorzusehen, der bei Kolbenverdichtern möglichst nahe an der Maschine angeordnet sein soll. Ist die Entfernung größer als 4 bis 5 m, so ist am Druckstutzen außerdem ein Stoßwindkessel einzubauen. Man vermeidet durch diese Maßnahme Luftschwingungen, die eine Verringerung der Luftmenge und eine Erhöhung des Kraftbedarfs verursachen.

Der Hauptwindkessel in der Druckleitung ist mit Sicherheitsventil, Manometer und Absperrventilen auszurüsten und erhält außerdem an der tiefsten Stelle einen Abblöshahn für Wasser und Öl.

Meßgeräte. Um eine sorgsame Überwachung des Betriebes zu ermöglichen, ist das Anbringen verschiedener Meßgeräte erforderlich, wie Hubzähler für die Überwachung der Saugleistung, Manometer sowohl für den Enddruck als auch für die verschiedenen Zwischenstufen, Thermometer vor und hinter jedem Zwischenkühler und in der Leitung.

Bei Bergwerksverdichtern ist das stündliche Ablesen der Lufttemperatur von der Bergpolizei vorgeschrieben. Diese darf an keiner Stelle 140° überschreiten.

Bau der Druckleitungen. Die Leitungen erhalten die entsprechenden lichten Weiten der betreffenden Verdichteranschlüsse bzw. ist bei größeren Entfernungen der wirtschaftlichste Durchmesser zu ermitteln. Bei Kolbenverdichtern kann hinter dem Druckwindkessel die Leitung enger sein.

Führung und Länge der Leitung haben Einfluß auf die lichte Weite dieses Rohrstranges. Die Durchmesser der Rohre werden durch Nachrechnung des zulässigen Druckabfalls ermittelt.

Die Preßluftleitungen bestehen aus nahtlosen Rohren. Für Leitungen unter 50 mm l. W. kann auch Gasrohr verwendet werden.

Als Flanschverbindung wählt man solche mit aufgewalzten glatten Flanschen (DIN 2583) oder solche mit vorgeschweißten Bunden und

losen Flanschen (DIN 2673). Letztere Art wird besonders im Bergbau bevorzugt (vgl. DIN Berg). Rohre kleineren Durchmessers werden auch mittels Gewindeverbindung verschraubt.

In neuester Zeit verbindet man die Rohre auch durch autogene Schweißung, besonders bei den Luftfernleitungen bis zu den größten Durchmessern, welche oft in mehreren Kilometer Länge von einer gemeinsamen Preßluftzentrale nach mehreren Zechenanlagen ober- oder unterirdisch verlegt werden.

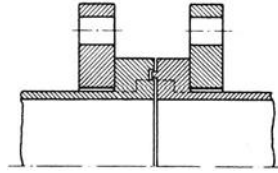


Abb. 40. Flanschverbindung mit aufgeschweißtem Verstärkungsbund.

Bei Leitungen für Hochdruckverdichter zur Speisung der Druckluftlokomotiven verwendet man vorteilhaft die Flanschverbindung mit aufgeschweißtem Verstärkungsbund (Abb. 40). Bei dieser Verbindung wird zuerst ein kleiner Bund an das Rohr gestaucht und auf diesen aufgestauchten Bund, der aus demselben Rohrmaterial besteht, ein stärkerer Bund übergeschweißt. Diese Verbindung hat sich bei den höchsten Drücken bestens bewährt.

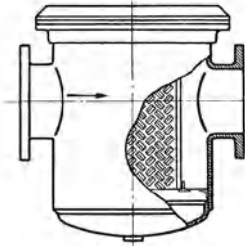


Abb. 41. Wasserfang.

Als Dichtungsmaterial kommt Klingerit oder Gummi zur Anwendung. Letzterer muß jedoch hochwertig ölbeständig sein.

Innen geteerte oder asphaltierte Rohre sollen keine Verwendung finden, da sich ihr Überzug in öl- oder petroleumhaltiger Luft löst. Hierdurch, ebenso wie durch abgesprungene Teilchen der Schutzschicht, würden die Werkzeuge an Betriebsstörungen leiden oder beschädigt werden; dagegen ist zur Beseitigung der Rostgefahr die Verwendung sorgfältig verzinkter Rohre zu empfehlen.

Absperrorgane. Als Absperrorgane verwendet man mit Rücksicht auf einen geringen Druckverlust möglichst Schieber, für kleinere Querschnitte selbstdichtende Rotgußhähne, bei Abzweigen solche mit Schlauchverschraubung. Als Werkstoff für die Schieber kommt bei Niederdruckleitungen Gußeisen mit Rotgußgarnitur, bei Hochdruckleitungen dagegen Gehäuse aus Stahlguß oder aus dem Vollen geschmiedet, mit Garnitur ebenfalls aus Rotguß zur Verwendung.

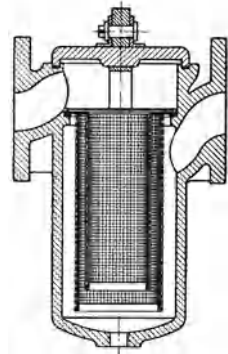


Abb. 42. Luftfilter.

Schläuche. Die Schläuche erhalten je nach dem Luftverbrauch als elastisches Glied zwischen Rohrleitung und Preßluftwerkzeug einen Durchmesser von 10 bis 80 mm. Die Innenschicht der Gummischläuche soll

widerstandsfähig gegen Öl sein, und die Wandungen derselben sollen mehrere Leinen- und Klöppeleinlagen besitzen.

Zum Schutze der Preßluftwerkzeuge, deren Teile — wie Schieber und Kolben — sehr genau bemessen sind, ist der Einbau von Wasserfängen (Abb. 41), Ölabscheidern und Luftfiltern (Abb. 42) zweckmäßig.

Die beiden ersten sind an den tiefsten Stellen vorzusehen.

Die Leitungen werden mit einem Gefälle von etwa 5 bis 10 mm auf 1 m Länge in der Richtung des Luftweges verlegt.

Die Abzweige für Hähne und Ventile mit Schnellkupplungen, die an der Hauptleitung vorzusehen sind, müssen nach oben oder seitlich gerichtet sein, damit kein Wasser mitgeführt wird.

Um die Rohrleitung gut auf Dichtigkeit überwachen zu können, empfiehlt es sich, die Preßluftleitung möglichst ins Freie zu verlegen.

Außerhalb der Gebäude im Erdreich verlegte Leitungen schützt man vor Einfrieren, indem man sie 1 m tief einbettet. Alle Wasserablaßstellen, Sammelgefäße mit Hähnen, Anschlüsse und Wasserabscheider werden in diesem Falle in gemauerten Schächten oder eisernen Kästen angeordnet, um sie leicht zugänglich zu machen.

Ist eine Druckverminderung notwendig, so werden Druckminderventile (ähnlich Abb. 43) zwischen Hauptleitung und Verbrauchsstelle eingebaut.

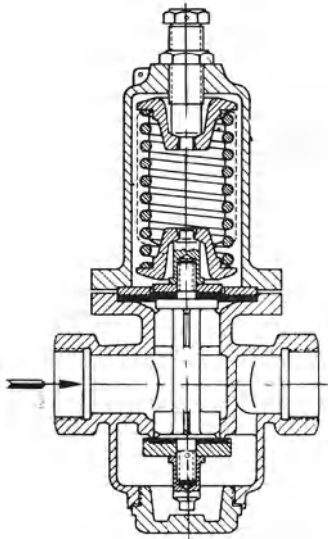


Abb. 43. Druckminderventil.

G. Rohrleitungen für Wasserhaltungen in Bergwerken.

Die Wasserhaltung in Bergwerken nimmt technisch und wirtschaftlich betrachtet stets eine wichtige, bei großen zufließenden Wassermengen eine überwiegende Rolle ein, hängt doch von deren sicheren Arbeit und zuverlässigen Durchbildung die Sicherheit des Bergwerksbetriebes in hohem Grade ab.

Die Wasserhebevorrichtungen (Wasserhaltungen) sind im Laufe der Zeit in verschiedenen Bauarten zur Ausführung gekommen, von denen die wichtigsten hier nur kurz gestreift werden sollen, da sie zum Teil heute nicht mehr oder selten angewandt werden.

Die Gestängewasserhaltung stellt die älteste Bauart dar. Sie wird nur mangels Maschinenräume unter Tage und höchstens bis zu Teufen von 200 m angewandt.

Die hydraulischen Wasserhaltungen können, ebenso wie die Gestängewasserhaltungen, auch bei Überflutung weiterarbeiten. Sie kommen auch bei großen Teufen zur Anwendung und arbeiten mit einem Druck von 200 bis 300 at, der von einer Preßmaschine erzeugt und der unter Tage stehenden Pumpe zugeedrückt wird.

Die Dampfpumpen sind durch die teureren unter Tage erforderlichen Anlagen und infolge der großen Wärmeverluste, Kondensatanfall usw. dem elektrischen Antrieb ebenfalls weit unterlegen. Hierbei sind Dampfturbinen mit Kreiselpumpen vorteilhafter als Kolbenmaschinen.

Für Neuanlagen kommen fast ausnahmslos elektrisch betriebene Pumpen in Frage, die genügend leistungs- und anpassungsfähig sind und die Nachteile der anderen Wasserhaltungsmaschinen vermeiden.

Meistens finden motorangetriebene Kreiselpumpen Anwendung, die wenig Platz beanspruchen.

Allgemeine Anordnung. Es bestehen mehrere Möglichkeiten für die Anordnung:

a) Pumpe auf der untersten Sohle. Das Wasser aller übrigen Sohlen fließt ihr zu.

b) Die Pumpen werden auf jeder Sohle aufgestellt und fördern das Wasser nach der nächst höheren Sohle. Teuer, da viele Maschinen und Räume hierzu notwendig.

c) Zentrale Pumpenanlage auf der zweituntersten Sohle. Auf der tiefsten Sohle wird nur eine Zubringerpumpe aufgestellt. Große Gefälleverluste wie bei a).

Bei kleinen Wassermengen spielt jedoch der Gefälleverlust keine bedeutende Rolle.

Die Wichtigkeit eines sicheren Wasserhaltungsbetriebes bedingt die Aufstellung einer vollwertigen Bereitschaft. Hier bieten die Pumpen mit Elektromotor wegen ihrer Betriebssicherheit besonders große Vorteile.

Das geförderte Grubenwasser gelangt durch eine Steigeleitung über Tage, wird dort in hochstehenden Behältern gesammelt und für die Kohlenwäschen und als Löschwasser für die Kokereien benutzt.

Gesichtspunkte für den Bau der Leitungen. Die von den Pumpen zu überwindenden und von den Rohrleitungen aufzunehmenden Drücke sind oft ganz erheblich, da 10 m WS einem Druck von 1 at entsprechen, so ergibt sich schon bei einer Teufe von 500 m — wie eine solche bei Steinkohlenbergwerken meistens vorkommt — am unteren Ende der Leitung ein statischer Druck von 50 at. Hierzu kommt noch ein den Reibungswiderständen in der Leitung entsprechender geringer Druck, der sich durch Inkrustierung der Rohre im Laufe der Zeit steigern kann, da er mit der Geschwindigkeit wächst.

Die Wassergeschwindigkeit für Grubenwasserleitungen wird mit 1 bis 1,5 m/s gewählt.

Da der Wasserdruck in der Steigeleitung von oben nach unten zunimmt, gibt man auch den Rohren und ihren Flanschverbindungen eine von unten nach oben sich vermindernde Stärke. Man teilt zu diesem Zwecke die Leitung zweckmäßig in Zonen von 75 bis 100 m Länge ein.

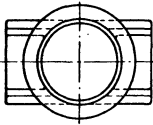
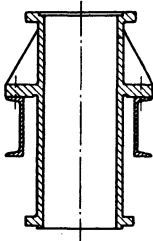


Abb. 44. Tragrohr.

Für die Dampfleitungen der Dampfwasserhaltungen und für die Preßwasserleitung der hydraulischen Wasserhaltungen hat man stets nur Stahlrohre verwendet, aber auch für die Steigeleitungen dürften gußeiserne Rohre heute nicht mehr in Frage kommen, sondern nur noch nahtlose Stahlrohre.

Rohrmaterial. Die höhere Festigkeit des Stahlrohres und seine größere Einzellänge ergibt ein wesentlich geringeres Gewicht der Leitung, eine leichtere Verlegung und eine geringere Belastung der Auflagerstellen. Gegen Rostgefahr wird dasselbe durch Asphaltieren oder durch Verzinken, eventuell noch durch eine asphaltierte Juteumwicklung bzw. bitumierte Wollfilzumwicklung wirksam geschützt.

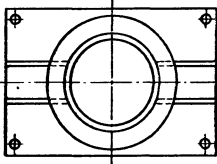
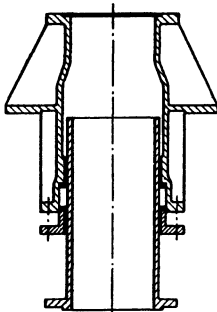


Abb. 45. Dehnungsstopfbüchse mit Tragrohr.

Die Verbindung der Rohre erfolgt mittels aufgewalzter Stahlflanschen (DIN 2581 bis 2584) oder auf- bzw. vorgeschweißter Bunde und losen Flansche.

Um die Last des aufrechtstehenden Rohrstranges nicht auf die weiche Dichtung drücken zu lassen, gibt man den Flanschen bzw. Bunden der Rohre eine Eindrehung mit Nute und Feder für Rundgummi. Es ist dabei zu beachten, daß die Rundgummidichtung so stark gewählt wird, daß sie beim Zusammenbau der Rohre durch die Schraubenkraft, unter Mitwirkung der aufliegenden Rohrlast, so zusammengedrückt wird, daß die Nute vollständig ausgefüllt wird und Stahl auf Stahl zu liegen kommt.

In neuester Zeit werden in Schächten mit ausziehenden Wettern die Leitungen auch autogen oder elektrisch zusammengeschweißt, so daß Flanschverbindungen nur noch zur Verbindung mit den Schiebern, Tragrohren, Stopfbüchsen und Fußkrümmern dienen.

Als Dichtungsmaterial wählt man solches aus Rundgummi reiner Güte.

Die Leitung wird im Schacht mittels sogenannter Tragrohre (Abb. 44) auf Trägern gestützt, die in Entfernungen von 75 bis 100 m angebracht werden.

Zwischen zwei Stützpunkten werden Dehnungsstopfbüchsen eingebaut, die auch mit den Tragrohren vereinigt werden können (Abb. 45).

Die Stopfbüchsenrohre dienen sowohl zum Ausgleich von Temperaturunterschieden als auch dazu, ein Anheben der Rohrstrecke beim Auswechseln von Dichtungsringen zu ermöglichen; die Stopfbüchsen schützen die Leitung auch vor Beschädigung durch Bewegungen im Schacht.

Die Tragrohre und Stopfbüchsen werden, je nach dem Druck der Wassersäule, aus Gußeisen oder Stahlguß ausgeführt, das kurze Degenrohr der Stopfbüchsen dagegen ganz aus Metall. Zur Abdichtung der Stopfbüchsen verwendet man vorteilhaft eine Lederstulpdichtung oder auch gefettete Hanfpackung.

Die Träger sind in den Gesteinsstößen zu lagern und nicht mit dem eisernen Ausbau des Schachtes zu verbinden, damit die Bewegung des Ausbaues von der Leitung ferngehalten wird.

Außer den Stützpunkten sind noch seitliche Führungen vorzusehen, um ein Ausknicken unmöglich zu machen. Rollenführungen finden hier vielfach Anwendung.

Am unteren Ende der Steigeleitung nimmt ein Fußkrümmer das Gewicht der Wassersäule und des unteren Teiles der Rohrleitung auf.

Bei dem Entwurf und der Verlegung der Schachtrohrleitungen ist stets Rücksicht auf möglichste Platzbeschränkung zu nehmen.

H. Rohrleitungen für Wasserkraftanlagen.

Talsperren. Zur Beseitigung von Hochwassergefahr, zur Gewinnung von Kraft und zur Beschaffung von Trinkwasser baut man Talsperren. Meistens sind für den Bau einer solchen Stauanlage mehrere Gesichtspunkte gleichzeitig bestimmend. Stets bezweckt das Staubecken aber, einen Ausgleich zwischen regenreichen und trockenen Zeiten herzustellen, indem in wasserreicher Zeit das Wasser aufgespeichert wird.

In jedem Falle sucht man die Wasserkräfte möglichst wirtschaftlich auszunutzen. Zu diesem Zweck wird die Energie des Wassers in mittels Wasserturbinen angetriebenen Generatoren in Elektrizität verwandelt.

Die Nutzbarmachung des Wassers in Kraftwerken beschränkt nicht seine Verwendungsmöglichkeit als Trinkwasser. Das ablaufende Wasser ist nicht minderwertig, im Gegenteil, die innige Mischung mit der Luft fördert eine Fällung der eventuell vorhandenen Eisenverbindungen.

Lage des Kraftwerkes. Die Führung des Wassers zu den Turbinen kann nach zwei verschiedenen Arten erfolgen. Sie ist abhängig von den örtlichen Verhältnissen.

Bei der einen Lösung wird die Zentrale unmittelbar an die Sperrmauer angebaut oder sogar in dieselbe eingebaut. Das Gefälle ist hierbei ziemlich gering und die Spiegelschwankungen im Becken beeinflussen stark das für die Turbinen zur Verfügung stehende Gefälle.

In dem zweiten Falle besteht das Gefälle der Anlage, außer dem veränderlichen Beckengefälle, zum weitaus größeren Teil aus einer durch Stollen und Druckrohrleitung gewonnenen gleichbleibenden Gefällstrecke (vgl. Abb. 46).

Wie aus dieser Abbildung hervorgeht, wird oft zwischen Stausee und Wasserschloß noch ein längerer oder kürzerer Oberwasserkanal angeordnet. Man erzielt hierdurch folgende Vorteile:

Die Gefahr des Abreißen der Wassersäule wird vermindert. Die obere Flachstrecke wird der dynamischen Druckwirkung beim Bewegen

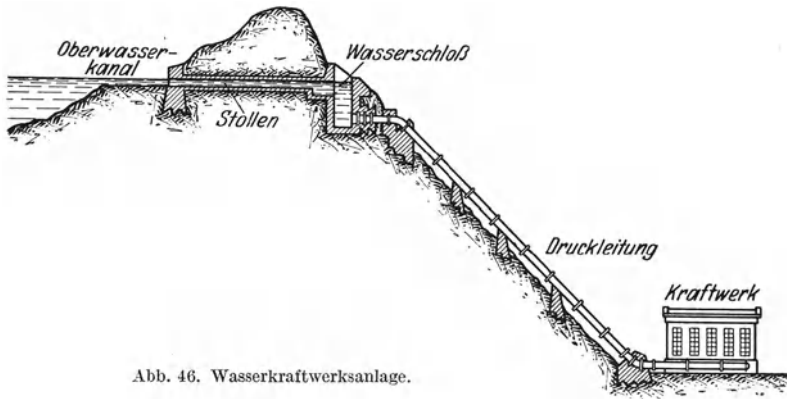


Abb. 46. Wasserkraftwerksanlage.

des Absperrorgans entzogen. Die Druckschwankungen werden, da für sie nur noch die Länge der Fallrohrleitung in Rechnung zu setzen ist, geringer.

Die Rohrleitungen, die das Wasser vom Wasserschloß zu den Turbinen führen, sind möglichst kurz zu halten, sowohl wegen der Kosten als auch, um die Massenwirkung der Wassersäule möglichst gering zu halten. Diese Leitungen sind bei großen Höhenunterschieden hohen Drücken ausgesetzt.

Die größte Druckhöhe, die bis jetzt ausgenutzt wurde, ist diejenige des Lac de Fully im Kanton Wallis mit 1650 m Gefälle. Der Bruch einer Druckleitung kann wegen der freiwerdenden großen Wassermassen unübersehbare Folgen nach sich ziehen und neben einer Gefährdung von Menschenleben großen Materialschaden anrichten. Es ist deshalb deren Entwurf, Herstellung und Verlegung die größte Sorgfalt zu widmen.

Leitungsarten. Man unterscheidet grundsätzlich zwei Rohrleitungsarten: Rohrleitungen mit aufgelöstem (Abb. 47) und solche mit geschlossenem (Abb. 48) Rohrstrang. Die aufgelöste Bauweise empfiehlt sich für Leitungen mit hohem Druck, großen Temperaturunterschieden und einer verhältnismäßig gradlinigen Führung. Geschlossene Rohrleitungen kommen meistens bei niedrigem Wasserdruck, geringen Temperaturunterschieden und vorwiegend bei verdeckten Leitungen in Frage, die nicht besondere Betonfestpunkte erfordern.

Offene und verdeckte Leitungen. Die Leitungen werden verdeckt und offen verlegt. Verdeckte Leitungen finden seltener Anwendung, da sie nicht so leicht auf ihre Dichtigkeit und ihren Bauzustand geprüft werden können, wie offen verlegte Leitungen. Sie sind dagegen besser geschützt gegen Steinschlag, Sabotage und militärische Zerstörungen, ebenso gegen Wärme und Kälte. Sie finden mehr bei kleineren Anlagen mit geschlossenen Rohrsträngen Anwendung.

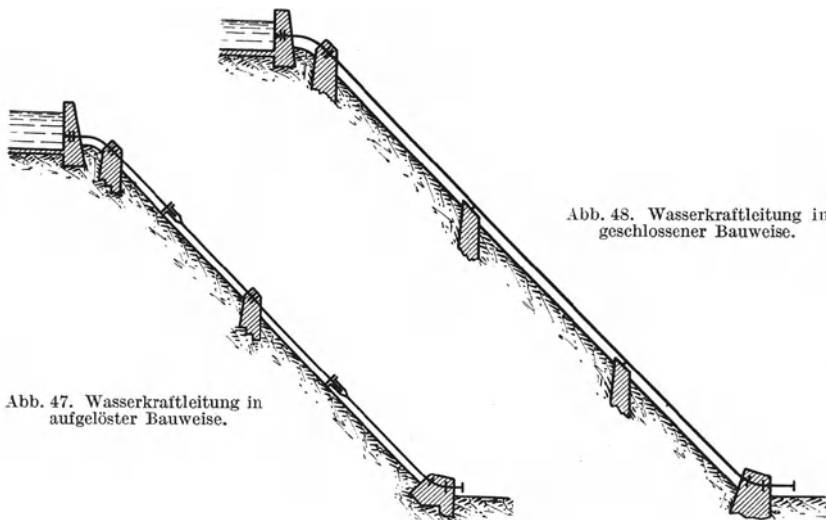


Abb. 47. Wasserkraftleitung in aufgelöster Bauweise.

Abb. 48. Wasserkraftleitung in geschlossener Bauweise.

Bei Leitungen von großem Durchmesser und bei mehreren parallelen Strängen, wo die Erdarbeiten für die Verlegung sehr umfangreich sein würden, verwendet man ebenfalls offen verlegte Leitungen.

Geschwindigkeiten. Für die Wahl des Durchmessers sind die in Abschnitt II B/4 des zweiten Teils behandelten Gesichtspunkte maßgebend. Je höher die Geschwindigkeit, um so größer ist der Ausfall an Einnahmen infolge Reibungsverlusten und um so geringer ist der Aufwand für Verzinsung, Tilgung und Abschreibung der Rohrkosten. Der Kleinstwert der Summe dieser beiden ist bestimmend für die günstigste Geschwindigkeit. Diese liegt je nach dem Gefälle und der Querschnittgröße verschieden. Bei langen flachen Leitungen wird man im allgemeinen nicht über 3 m/s gehen. Für Fallrohrleitungen findet man bei kleineren Durchmessern Fließgeschwindigkeiten bis etwa 3 m/s, bei größeren Durchmessern bis zu 7 m/s. Bezüglich der Berechnung der Wandstärken sei auf Abschnitt II/F 2 hingewiesen.

Bei langen Druckleitungen mit hohem Gefälle ist es aus Herstellungs- und Beförderungsgründen oft wirtschaftlich, den Durchmesser der Leitung von oben nach unten abnehmen zu lassen, von welcher Regel auch

meistens Gebrauch gemacht wird, indem man die Leitungen in Abschnitte von verschiedenen Durchmessern unterteilt, von einer Gefällstufe ab eventuell in zwei oder mehrere Stränge zerlegt, die durch Gabel- oder Hosenrohre verbunden werden. Eine solche Gabelung hat noch den Vorteil, daß bei Ausfall eines Rohrstranges der Betrieb nicht unterbrochen zu werden braucht, weil ein zweiter Strang als Bereitschaft vorhanden ist. Durch die Einteilung der Leitung in Abschnitte von verschiedenen Durchmessern kann man auch Bahn- und Seefracht sparen, indem man die einzelnen sperrigen Rohre teleskopartig ineinanderschiebt.

Rohrmaterial. Als Werkstoff für die Druckrohrleitungen kommt meistens Stahl in Frage. Gußrohre finden wegen ihrer Sprödigkeit seltener Anwendung und nur für solche Strecken, in denen keine großen dynamischen Drucksteigerungen auftreten.

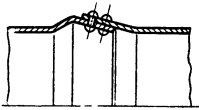


Abb. 49.
Rohrleitungsverbindung.

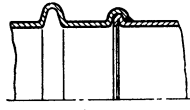


Abb. 50.

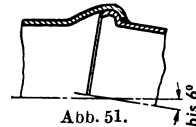


Abb. 51.

Abb. 50 u. 51. Klöpperhakenschweißung.

Die Stahlrohre werden mittels Wassergas überlappt geschweißt, in den oberen Abschnitten mit geringem Druck auch genietet, für Durchmesser bis 1500 mm kommen auch nahtlos gewalzte Rohre in Betracht.

Bei hohen Drücken und großen Durchmessern verwendet man auch sogenannte bandagierte Rohre, das sind wassergasgeschweißte Rohre mit aufgeschrumpften, nahtlos gewalzten Bandageringen. Letztere verstärken die Rohrwandung.

Bei sehr hohen Drücken und großem Durchmesser verwendet man auch Schüsse, die nach dem Ehrhardt-Verfahren nahtlos gepreßt und gewalzt sind.

Autogengeschweißte Rohre verwendet man ebenfalls nur bei geringen Drücken und verhältnismäßig kleinen Durchmessern, da die autogenen Schweißnähte bei dünneren Blechstärken das sogenannte Atmen unter inneren Druckschwankungen schlecht ertragen.

Die Stahlrohre geben bei glatter Innenwand beste Gewähr für Wasserdichtigkeit, auch bei sehr hohen Drücken statischer oder dynamischer Art. Durch die großen Baulängen ergeben sich wenig Verbindungsstellen.

Rohrverbindungen. Als Verbindung der geschweißten Rohre kommen Nietverbindungen (Abb. 49) oder Flanschverbindungen mit umgebördelten Enden und losen Flanschen (nach DIN 2641), bei größeren Wandstärken auch solche mit vorgeschweißten Bundsen und losen Flanschen (nach DIN 2673) oder mit vorgeschweißten oder aufgeschraubten festen Flanschen (nach DIN 2634 bzw. 2567) in Betracht.

Man verwendet auch vielfach für diesen Zweck bei Wandstärken bis etwa 15 mm die Klöpperhakenschweißung (Abb. 50 und 51).

Bei aufgelösten Strängen für Betriebsdrücke bis etwa 30 at verwendet man auch vorteilhaft die Hochdruckmuffenverbindung (Abb. 52), welche die Einschaltung von besonderen Stopfbüchsenrohren, wie dies bei den vorgenannten Niet-, Flanschen- oder Schweißverbindungen nötig ist, vermeidet, weil die Verbindung selbst eine Ausdehnung des Rohres zuläßt.

Ein weiterer Vorteil dieser Verbindung ist der, daß das Dichtungsmaterial, wenn die Rohre verlegt sind, von außen eingebracht werden kann, eine Erneuerung desselben also möglich ist, ohne daß das Rohr aus seiner Lage gebracht werden muß.

Der Zusammenbau einer Leitung bei Anwendung der Hochdruckmuffenverbindung ist außerordentlich einfach und kann in wesentlich kürzerer Zeit bewerkstelligt werden, als bei Anwendung der vorgenannten Verbindungen. Es sind auch keine besonderen Paßrohre erforderlich, da jedes beliebige Rohr durch Abschneiden des Spitzendes als Paßrohr verwendet werden kann. Bei Leitungen mit geringen Druckverhältnissen wählt man auch Rohre mit Muffe für Bleidichtung (Abb. 28).

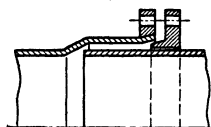


Abb. 52. Hochdruckmuffenverbindung.

Bei Leitungen größeren Durchmessers sind in gewissen Abständen zum Befahren der Leitung Einsteigeöffnungen vorzusehen.

Bei der Verteilleitung im Turbinenhaus verwendet man ausschließlich Flanschenrohre.

Formstücke. Bei hohen Drücken bestehen die Formstücke aus Stahlguß, bei mittleren und niederen Drücken werden die Abzweige und Krümmungen an das Rohr angeschweißt.

Stopfbüchsenrohre macht man zweckmäßig ebenfalls aus Stahlguß, deren Brillen aus Metall.

Dichtungen. Als Dichtungsmaterial kommt für die Flanschverbindungen Flach- oder Rundgummi in Frage, eventuell mit äußerer Kupfereinfassung.

Anstrich. Gegen Witterungseinflüsse und Einflüsse des Triebwassers sind die Rohre, mit Ausnahme der Teile, die in die Festpunkte einbetoniert werden, mit einem gut schützenden Rostschutzanstrich zu versehen; letztere Flächen bestreicht man mit Zementmilch.

Festpunkte. Bei aufgelösten Rohrsträngen sind sämtliche Krümmungen als verankerte Festpunkte zu behandeln. Zu diesem Zwecke werden auf die Ankerrohre Winkelringe aufgezogen oder hinter die Flanschen gelegt.

Der Berechnung der Betonkörper und deren sorgfältiger Ausführung ist besonderer Wert beizumessen.

Absperrorgane. Als Absperrorgane kommen Keil- oder Kugelschieber und Drosselklappen zur Anwendung. Es empfiehlt sich, möglichst zwei Absperrvorrichtungen hintereinander anzuordnen, damit beim Versagen

der einen noch die andere zur Verfügung steht. Der Abschluß der Absperrorgane erfolgt von Hand oder elektrisch. Die Auslösung geschieht selbsttätig oder mit elektrischer Fernübertragung durch Hubmagnete.

Belüftung. Hinter den Absperrorganen am Einlauf ist stets ein Ent- und Belüftungsrohr bzw. Ventil anzuordnen, damit beim Füllen bzw. Entleeren der Leitung Luft in diese aus- bzw. eintreten kann. Bei Anordnung derselben innerhalb der Kammern der Absperrorgane ist auch für eine Belüftungsmöglichkeit dieser zu sorgen.

Befindet sich vor dem Absperrorgan noch eine längere Rohrstrecke, z. B. bei einer Talsperre, so darf der Abschluß nicht plötzlich erfolgen. Drosselklappen sind z. B. mit einer Ölbremse zu versehen. Nur bei kurzen Rohrstrecken vor dem Absperrorgan (einige wenige Meter) kann von dieser Bremsvorrichtung Abstand genommen werden.

An den tiefsten Punkten des Gefällbruches sowie vor den Hauptabsperrschiebern sind Entleerungsstutzen mit den erforderlichen Schiebern anzubringen.

Um keine unnötigen Spannungen in die Rohrleitung zu bringen, wird man — wenn möglich — die Verlegung, besonders der verdeckten Leitungen, bei einer Temperatur vornehmen, die etwa der mittleren Betriebstemperatur entspricht.

Einen Temperaturschutz erhält man auch, wenn man die Leitung mit fortschreitender Fertigstellung mit Wasser füllt.

Rohrbett. Das Rohrbett der Hochdruckanlagen ist oft an ziemlich steilen Berghängen anzulegen; es liegt daher die Gefahr nahe, daß das abstürzende Regenwasser Unterwaschungen der Auflagerungs- und Verankerungsklötze verursacht. Um dieser Gefahr vorzubeugen, wird für größere Druckrohranlagen das ganze Rohrbett ausbetoniert und mit Regenwasserrinnen versehen. In die Auflageklötze werden, wenn es sich um schwere Rohre handelt, Auflagerschienen aus gebogenen U-Eisen einbetoniert.

J. Wasserwerke, Hauptzuleitungen und Ortsnetze.

Im vorstehenden Abschnitt wurde die Beschaffung des Wassers durch Stauanlagen besprochen; diese kann auch durch Fassung aus Seen, Flüssen und Quellen sowie durch Anlage von Stollen und Brunnen erfolgen. Das auf die eine oder andere Art gewonnene Wasser muß stets geprüft werden, ob es für den bestimmten Zweck — als Trinkwasser für den menschlichen Gebrauch oder für gewerbliche Zwecke — geeignet ist.

Jeder Brunnen erhält eine besondere Saugleitung; sämtliche Saugstränge werden in ein gemauertes Becken zusammengeführt. Damit einzelne Brunnen im Bedarfsfall außer Betrieb gesetzt werden können, wird jede Saugleitung mit einer Absperrvorrichtung versehen.

Pumpen. An das Becken, in welches die verschiedenen Heberleitungen münden, werden auch die Saugleitungen der Pumpen angeschlossen.

Jedes Wasserwerk wird zweckmäßig mit zwei Pumpensätzen ausgerüstet, damit beim Überholen einer Pumpe die Wasserversorgung keine Unterbrechung erleidet. Beide Pumpen müssen in ihrer Leistung so bemessen sein, daß jede für sich die gesamte erforderliche Wassermenge fördern kann. Zwischen jeder Pumpe und der Hauptsaugleitung wird ein Absperrorgan eingebaut, damit jede Pumpe getrennt von der anderen geschaltet werden kann.

Hochbehälter. Um bei schwankendem Wasserverbrauch einen Ausgleich zu ermöglichen, wird das Wasser von den Pumpen nach besonderen Behältern gedrückt und dort gesammelt. Bei geeigneter Bodengestaltung fertigt man diese Behälter als gemauerte Erdbehälter; wo diese Möglichkeit fehlt, werden sie auf einem Gerüst oder Turm angeordnet. Für die Höhenlage des Behälters ist der erforderliche Leitungsdruck maßgebend. Hochbehälter werden zweckmäßig in möglichster Nähe des Pumpwerks aufgestellt. Bei Rohrnetzen größerer Ausdehnung werden stets mehrere solcher Behälter aufgestellt, um dadurch eine günstigere Druckverteilung in dem Netz zu erzielen. Die Druckleitungen zwischen Pumpe und Hochbehälter sind ebenso wie deren Saugleitungen so vorzusehen, daß jede Pumpe für sich geschaltet werden kann.

Für die Berechnung des Leitungsdruckes sei auf Abschnitt II B/3 verwiesen, worin entsprechende Angaben gemacht werden.

Die Wasserdruckhöhe in dem Netz selbst nennt man den bürgerlichen Versorgungsdruck, der in Meter über Straßenoberfläche gemessen wird und 6 bis 8 m mehr betragen soll als die höchstgelegene Zapfstelle. Dieselbe beträgt je nach den Haushöhen 20 bis 50 m.

Bei Benutzung nur eines einzigen Leitungsstranges läßt sich in Orten mit starken Höhenunterschieden des Geländes ein gleichmäßiger Druck nicht erreichen. In solchen Fällen unterteilt man deshalb das Versorgungsgebiet in Abschnitte mit passenden Druckverhältnissen und Höhenabständen von 50 bis 80 m. Für jeden der Druckabschnitte wird alsdann an geeigneter Stelle ein besonderer Hochbehälter vorgesehen.

Die Behälter erhalten Absperrvorrichtungen, Überlauf, Wasserstandsanzeiger und Entleerungsleitungen.

Bei Erdbehältern werden die Absperrorgane in einem gemauerten Ventilschacht angeordnet, bei Turmbehältern erfolgt die Bedienung von einer Laufbühne aus, welche über oder unter dem Behälter angebracht ist.

Rohrnetz. Die Art der Führung der Hauptspeiseleitung, welche die Ortschaft mit dem Hochbehälter verbindet, richtet sich hauptsächlich nach der Lage des Hochbehälters. Einige Möglichkeiten sind durch die Abb. 53 bis 57 dargestellt.

Beim Straßenrohrnetz verwendet man das Verästelungs- oder das Umlaufnetz. Rohrnetze sind möglichst als Umlaufnetze zu bauen, weil sie bei gleichen Kosten bei Bränden mehr als verästelte leisten, bei ihnen tote Enden mit warmem Wasser und Niederschlägen möglichst vermieden sind und Rohrabsper- rungen wenig stören.

Bei Umlaufnetzen werden die Zweigleitungen untereinander durch Nebenstränge von mindestens 80 mm

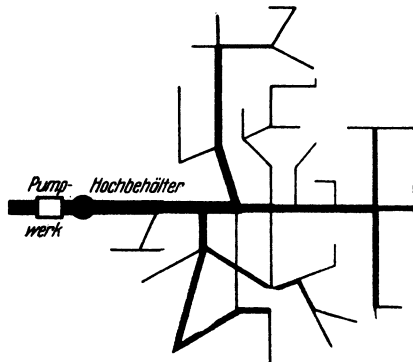


Abb. 53. Rohrnetz (Verästelungsnetz).

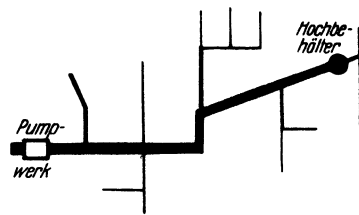


Abb. 54. Rohrnetz (Verästelungsnetz).

l. W. verbunden, so daß das Wasser stets auf zwei Wegen zu einem bestimmten Punkt gelangen kann, während beim Verästelungsnetz dagegen es nur vom Hauptstrang abzweigt.

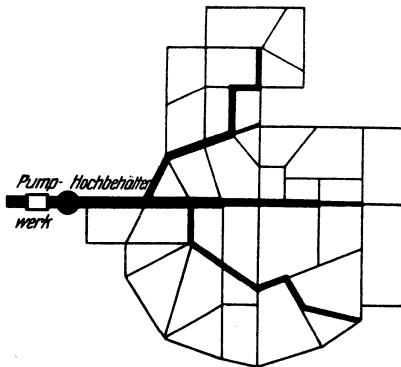


Abb. 55.

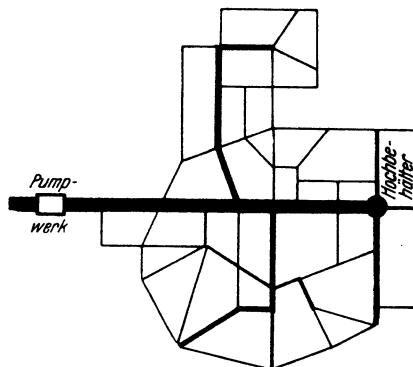


Abb. 56.

Abb. 55 u. 56. Rohrnetz (Umlaufnetz).

In dem Beispiel (Abb. 53) wurde in verstärkter Weise ein verästeltes Netz gezeichnet. In diesem Falle müßten viele Verbindungsstränge vorgesehen werden. Dies wäre jedoch nicht oder schwer möglich in der Ortschaft nach Beispiel Abb. 54, wo von einer Hauptstraße einige untereinander nicht verbundene Nebenstraßen abzweigen. Die Abb. 55 bis 57 zeigen Beispiele von Umlaufnetzen. Es wurde derselbe Lageplan wie für Abb. 53 zugrunde gelegt. Die Abbildungen zeigen, wie sich die Wahl der Hauptstränge ändert, je nach der Lage des Hochbehälters.

In den Leitungen sind in Entfernungen von etwa 1 km, höchstens jedoch 1,5 km, ebenso an den Abzweigen der Nebenstränge Schieber einzubauen, um dadurch das Netz in einzelne Bezirke unterteilen zu können. Es soll stets möglich sein, einen beliebigen Punkt der Leitung außer Betrieb setzen zu können, ohne mehr als 5 Schieber schließen zu müssen.

Hydranten werden unmittelbar an die Hauptleitung angeschlossen mittels Leitungen, deren Durchmesser nicht unter 100 mm betragen soll. Die Abzweige sollen nach oben gerichtet sein, damit sie auch gleichzeitig zur Entlüftung der Hauptleitung dienen. Zur Entlüftung beim Füllen der Leitung genügen auch von Hand zu betätigende Entlüftungshähne, Luftschrauben oder selbsttätige Entlüftungsventile mit Schwimmer, sogenannte Windstöcke.

Hydranten werden als erdverlegte Unterflurhydranten und sichtbare Überflurhydranten gebaut. Die ersteren sind billiger in der Anschaffung, die letzteren haben den Vorzug, daß sie sichtbar sind und deshalb leicht gefunden werden können. Bei ihrer Aufstellung muß darauf geachtet werden, daß sie den Verkehr nicht stören.

Bei Wasser, das losen Sinter oder Schlamm absetzt, empfiehlt es sich, um Bürsten einführen zu können, sogenannte Streifkästen einzubauen.

Zur Prüfung der Dichtheit des Netzes oder zu anderen Zwecken werden in die Hauptstränge Flügel- oder Venturi-Wassermesser eingebaut. Für die Entleerung der Leitung sind an den tiefsten Stellen derselben Ablasschieber vorzusehen.

Rohrmaterial. Für die im Erdreich verlegten Leitungen verwendet man Muffenrohre aus Stahl oder Gußeisen, welche durch Asphaltierung, erstere auch noch durch eine Bejutung oder Wollfilzumwicklung gegen Rostangriff geschützt sind. Die Dichtung der Muffe geschieht mittels Hanfstrick und Blei oder Aluminiumwolle bzw. den in den letzten Jahren an Stelle von Blei geschaffenen und zum Teil noch in Erprobung befindlichen Ersatzstoffen¹. Man verwendet auch vielfach bei größeren Durchmessern Schweißverbindungen (Abb. 26, 50 und 51). Die Deckung zum Schutze des Wassers vor Erwärmung und der Rohre vor Zerstörung durch Lasten macht man meistens 1,5 m.

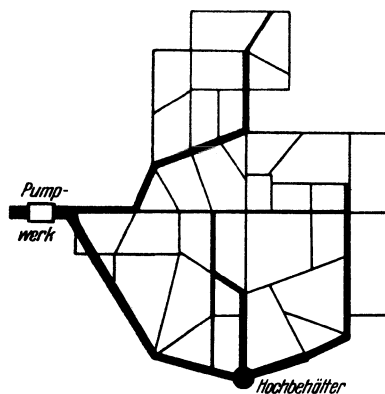


Abb. 57. Rohrnetz (Umlaufnetz).

¹ Siehe Umstellnormen DIN 2435 U und DIN 2465 U.

Für oberirdische Leitungen wählt man bei größeren Durchmessern Flanschenrohre, die ebenfalls wieder aus Stahl oder Gußeisen hergestellt werden können.

Als Flanschverbindung bei den Stahlröhren sind solche mit aufgewalzten Flanschen oder aufgeschweißten Bunden und losen Flanschen üblich.

Rohre mit kleinerem Durchmesser werden als Gasrohre mit Gewindeverbindung hergestellt. Als Schutzüberzug für oberirdische Leitungen wählt man vielfach auch die Verzinkung.

Formstücke können aus Stahl oder Gußeisen hergestellt werden. Bei Stahlröhren können die Abzweige auch angeschweißt werden. Zum Anschluß der Hausleitungen wählt man bei unterirdisch verlegten Leitungen auch sogenannte Anbohrschellen.

Im übrigen sei auf die Schrifttumübersicht am Schluß des Buches verwiesen. Die einschlägigen Arbeiten sind nicht nur unter Wasserkraftanlagen, sondern zum Teil auch unter Druckverlustberechnung zu finden.

II. Berechnung von Rohrleitungen, Druckverlust, Wärmeverlust, Festigkeit.

A. Einleitung.

Beim Entwurf einer Rohrleitung wird zuerst der allgemeine Plan festgelegt, unter Berücksichtigung der durch den besonderen Betrieb gestellten Forderungen, die in den verschiedenen Abschnitten des ersten Teiles dieses Buches für mehrere Fälle dargelegt wurden. Nachdem hierdurch die Längen der Stränge bestimmt sind, kann eine Durchrechnung der Leitung erfolgen, wobei zu ermitteln sind:

- a) die Rohrweiten für die Einzelstränge,
- b) die erforderlichen Wandstärken und Flanschverbindungen derselben.

Im allgemeinen ist die Rohrweite durch den zulässigen Druckverlust bedingt. In dem Abschnitt Dampfleitungen wird gezeigt, wie bei großer Rohrweite die Wärmeverluste und Anlagekosten hoch sind, während bei engem Rohr der Druckabfall groß ist, wodurch die Erzeugungskosten steigen bzw. bei gegebenem Druck an der Maschine der Kesseldruck zu hoch werden würde. Bei Gas- und Flüssigkeitsleitungen fällt die Berücksichtigung des Wärmeverlustes meistens fort, es ist aber auch hier aus den beiden übrigbleibenden Größen der günstigste Durchmesser zu ermitteln.

Aus diesen Überlegungen geht hervor, daß in einer Rohrleitung fast immer die Ermittlung des Spannungsabfalles zu erfolgen hat. In den folgenden Abschnitten soll gezeigt werden, wie dies für die verschiedenen

Fälle durchgeführt wird. Um Wiederholungen zu vermeiden, werden die wichtigsten Berechnungsgrundlagen in Abschnitt B/1 gebracht und in den folgenden immer so weit vervollständigt, als dies für die Behandlung des betreffenden Abschnittes erforderlich ist.

In allen den Fällen, wo die durchströmende Flüssigkeit als Wärme- bzw. Kälteträger zu betrachten ist — also bei Dampfkraft-, Heizungs- und Kühlanlagen — spielen außer Druckverlusten auch die Wärmeverluste eine große Rolle, da die wirtschaftlichste Rohrweite durch Druck- und Wärmeverluste zusammen bedingt ist. Der Abschnitt II/E dieses Handbuches ist den Wärmeverlusten zugeordnet.

Für die in den Berechnungen vorkommenden Größen wurden allgemein folgende Bezeichnungen gewählt:

c	spezifische Wärme in kcal/kg°C;	p_e	Enddruck bei Gasleitungen in ata;
c_p	spezifische Wärme bei unveränderlichem Druck kcal/kg°C;	Q	Durchflußvolumen in m ³ /s oder m ³ /h;
c_v	spezifische Wärme bei unveränderlichem Volumen kcal/kg°C;	Q_h	Durchflußmenge bei Gas und Luft in m ³ /h (Q und Q_h in nachstehenden Berechnungen immer auf Ansaugzustand 0°C und 760 mm QS bezogen);
d	lichter Durchmesser des Rohres in m oder mm;	Q_w	stündliche Wärmemenge in kcal/h;
D	äußerer Durchmesser des Rohres in mm;	Re	Reynoldssche Zahl (reduzierte Geschwindigkeit);
E	Elastizitätsmodul in kg/cm ² ;	R	Gaskonstante in kgm/kg°C (das ist die von 1 kg eines Gases bei einer Temperatursteigerung um 1° bei gleichbleibendem Druck geleistete Arbeit in mkg);
F	Querschnitt in m ² ;	R_l	(Luft) = 29,27;
Δ	Ausdehnung des Rohres in cm;	R_g	Gaskonstante des zu fördernden Gases = $\frac{R_1}{s} = \frac{29,27}{s}$,
G	Durchflußmenge, bei Wasser in kg/s oder t/h;	r	Halbmesser in mm;
G	Durchflußmenge, bei Dampf und Gasen in kg/h oder t/h;	s	Wandstärke in mm;
g	Freifallbeschleunigung = 9,81 in m/s ² ;	T_0	Bezugsgröße = meist 273° abs;
H	Druckhöhe in m Flüssigkeitssäule;	T	absolute Temperatur ($T_0 + t$) in ° abs;
h	Widerstandsverluste in m Flüssigkeitssäule;	t	Temperatur in °C;
J	Trägheitsmoment in cm ⁴ ;	T_m	mittlere Jahresleitungstemperatur in ° abs;
i	Wärmeinhalt in kcal/kg;	v	spezifisches Volumen in m ³ /kg;
k	Wärmedurchgangszahl in kcal/m ² h°C;	V	Volumen in m ³ ;
k_b	zulässige Biegebbeanspruchung in kg/cm ² oder kg/mm ² ;	w	Strömungsgeschwindigkeit in m/s;
k_z	zulässige Zugbeanspruchung in kg/cm ² oder kg/mm ² ;	W	Widerstandsmoment in cm ³ ;
L	Länge der Rohrleitung in m	z	Zeit in h;
\ln	natürlicher Logarithmus;	α	Wärmeübergangszahl in kcal/m ² h°C; oder
M	Moment in cmkg;	α	Formelfestwert; oder
N_e	Nutzleistung in PS;	α	= $\frac{1}{273}$ (bei allen Gasen ergibt 1°C
P	Druck in kg/mm ² ;		
p	Druck in at;		
p_0	Bezugsgröße = 1,0333 at (760 mm QS);		
p_a	Anfangsdruck bei Gasleitungen in ata;		

<p>Temperaturerhöhung eine Volumvergrößerung um $\frac{1}{273}$ des ursprünglichen Volumens);</p> <p>β Widerstandsbeiwert der Strömung für glatte Leitungen bei Dampf und Gasen;</p> <p>γ spezifisches Gewicht bei Wasser und Dampf in kg/m^3;</p> <p>s relatives Gewicht bei Gasen (ist die Zahl, welche angibt, wievielmals schwerer ein Volumen trockenes Gas ist als ein gleiches Volumen trockene Luft vom gleichen Druck und gleicher Temperatur), auch als Dichte bezeichnet;</p> <p>δ spezifisches Gewicht eines Gases in kg/m^3;</p> $\delta = \frac{P}{R_l \cdot T} \cdot s$	<p>oder</p> $\delta_t = \frac{\delta_0}{1 + \alpha \cdot t}$ <p>(wobei $\alpha = \frac{1}{273} = 0,00367$);</p> <p>$\Delta$ Unterschied, Abfall, z. B. ΔP = Druckabfall in kg/m^2, Δp = Druckabfall in at; Δt = Temperaturabfall in $^\circ\text{C}$;</p> <p>ζ Widerstandsbeiwert (Widerstandswert eines einzelnen Hindernisses);</p> <p>η Zähigkeitszahl (absolute Zähigkeit) in kgs/m^2;</p> <p>ν kinematische Zähigkeit (Viskosität) in m^2/s;</p> <p>ϑ Oberflächentemperatur in $^\circ\text{C}$;</p> <p>λ Reibungsziffer;</p> <p>$\lambda i, \lambda a, \lambda m$ Wärmeleitzahl in $\text{kcal/mh}^\circ\text{C}$;</p> <p>$\pi$ Kreisfestwert = 3,14.</p>
---	---

Einige wichtige Beziehungen zwischen den aufgeführten Größen mögen an dieser Stelle Erwähnung finden:

Ein Druckunterschied kann angegeben werden in at, kg/m^2 , m oder mm FLS.

Im allgemeinen werden bei Flüssigkeiten kg/m^2 und m FLS gebraucht. Es besteht dann die Beziehung

$$\Delta P_{[\text{kg/m}^2]} = \Delta H_{[\text{m}]} \cdot \gamma_{[\text{kg/m}^3]}, \quad (1)$$

weil für Wasser von 4° $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$.

Gilt $x \text{ kg/m}^2 = x \text{ mm WS}$.

Bei Berechnung der Zustandsgrößen von Gasen wendet man die absolute Temperatur an. Sie ergibt sich aus

$$T = t + 273^\circ \text{ abs.} \quad (2)$$

Die für die innere Reibung einer Flüssigkeit maßgebende Größe η und die in den Widerstandsgleichungen vorkommende Größe ν sind verbunden durch die Beziehung

$$\nu = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} \text{ m}^2/\text{s}, \quad (3)$$

wobei die absolute Zähigkeit η die Kraft ist, die notwendig ist, um eine Flüssigkeitsschicht von 1 m^2 Oberfläche über eine gleich große, 1 m entfernte Schicht mit der Geschwindigkeit von 1 m/s zu verschieben; oder

$$\eta = \nu \cdot \frac{\gamma}{g} \text{ in kg s/m}^2. \quad (3a)$$

Es wird im Schrifttum die Zähigkeit η häufig in kg/m s angegeben. Dann ist für die absolute Zähigkeit die Bezeichnung μ (in kg s/m^2) gewählt. Die beiden Werte verbindet die Beziehung

$$\eta = \mu \cdot g \text{ in kg/m s.} \quad (3b)$$

Die Messung von η erfolgt nach Engler-Graden \mathfrak{E} , die das Verhältnis der Ausflußzeiten von einer bestimmten Menge Flüssigkeit gegenüber Wasser aus einem Maßgefäß, dem Englerschen Viskosimeter angeben.

Die Umrechnung der Engler-Grade auf die absolute Zähigkeit erfolgt nach der Formel

$$10^6 \cdot \eta = \gamma \left(0,746 \cdot \mathfrak{E} - \frac{0,643}{\mathfrak{E}} \right). \quad (4)$$

Es ist nicht immer möglich, sich mit Starrheit an die Grundeinheiten kg, m, s zu halten.

Soweit Abweichungen vorkommen, sind die Bezeichnungen jeweils erläutert.

B. Rohrleitungen für Flüssigkeiten.

Auf Grund der hohen Bedeutung, die den Dampfleitungen für Industrie- und Kraftbetriebe zugemessen werden muß, wurden im ersten Teil des vorliegenden Buches die Rohrleitungen für Dampfanlagen an erster Stelle besprochen. Von dieser Reihenfolge wird hier aus dem Grunde abgewichen, weil die Berechnung der Wasserleitungen sich einfacher gestaltet als die der Leitungen für Dampf oder Gase.

1. Druckverlust in Rohrleitungen für Wasser.

Nachdem der Rohrplan festgelegt ist, handelt es sich zuerst um die Wahl des Durchmessers der Rohre. Bei der Berechnung einer einfachen Leitung, wobei Wärmeverluste nicht in Frage kommen, ist der Widerstand, welcher mit Abnahme des Durchmessers wächst, hierfür maßgebend.

Der Gesamtwiderstand setzt sich aus drei Teilen zusammen, und zwar denen zur Überwindung

1. der Schwerkraft,
2. der Trägheit,
3. der inneren Reibung.

Der unter 1. genannte Teil tritt nur auf, wenn zwischen Anfangs- und Endpunkt der Rohrleitung ein Höhenunterschied besteht und ist einfach zu errechnen. In 2. ist die zur Erteilung einer bestimmten Anfangsgeschwindigkeit benötigte Beschleunigungskraft enthalten, und sie läßt sich ebenfalls nach den Gesetzen der Mechanik errechnen. Die Hauptschwierigkeit bereitet aber die Berücksichtigung der Reibung, weil die Größe dieses Widerstandes von zahlreichen Umständen abhängig ist. Diese sind: Strömungsgeschwindigkeit (w), Länge (L) und Durchmesser (d) des Rohres, Dichte (s) und Zähigkeit (η) des durchfließenden Mittels und Beschaffenheit der Rohrrinnenfläche. Weil Dichte und Zähigkeit sich mit der Temperatur und bei Dämpfen und Gasen außerdem

mit dem Druck ändern, ist die Errechnung des Widerstandes ziemlich umständlich.

Durch den großen Einfluß der Geschwindigkeit ist man praktisch immer an eine obere Grenze gebunden, und daher können für einzelne Fälle ungefähre Mittelwerte angegeben werden, wie dies bereits in den verschiedenen Abschnitten des ersten Teiles geschah.

Zwischen Querschnitt der Leitung, durchströmender Menge und Geschwindigkeit besteht nach der Stetigkeitsbedingung die Beziehung:

$$Q = F \cdot w \text{ in m}^3/\text{s} \quad (5)$$

oder, wenn das zeitliche Gewicht gegeben ist,

$$G = F \cdot w \cdot \gamma \text{ in kg/s.} \quad (6)$$

Für eine Leitung mit Kreisquerschnitt gilt demnach

$$G = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w \cdot \gamma \text{ in kg/s} \quad (7)$$

oder

$$w = \frac{1,274 \cdot G}{\gamma \cdot d^2} \text{ in m/s.} \quad (8)$$

Sind die Werte wie folgt gegeben:

$$\begin{aligned} G &\text{ in kg/h} \\ \gamma &\text{ in kg/m}^3 \\ d &\text{ in mm,} \end{aligned}$$

so gilt für die Geschwindigkeit

$$w = \frac{345 \cdot G}{\gamma \cdot d^2} \text{ in m/s.} \quad (8a)$$

Für Wasser ist $\gamma = \text{rd. } 1000 \text{ kg/m}^3$, dann ist

$$w = \frac{G}{2,83 \cdot d^2} \text{ in m/s.} \quad (8b)$$

Aus diesen Beziehungen geht hervor, daß w den Mittelwert über den Rohrquerschnitt darstellt. In Wirklichkeit sind die Geschwindigkeiten an der Wand kleiner, in der Rohrachse größer als die mittlere Geschwindigkeit (parabolische Geschwindigkeitsverteilung).

Eine einfache Lösung der Gl. (5) ermöglicht Tafel I, aus welcher zu einer bestimmten Durchflußmenge (in m^3 je Sekunde, Minute und Stunde angegeben) bei einer angenommenen zulässigen Geschwindigkeit der zugehörige Durchmesser abgelesen werden kann. Es soll z. B. für eine durchströmende Menge von 4 l/s ($0,004 \text{ m}^3/\text{s}$) eine Leitung bemessen werden unter Zugrundelegung einer Geschwindigkeit von 0,5 m/s. Die Tafel I (lose in der Tasche) liefert den Wert $d = 100 \text{ mm}$, also NW 100. Dasselbe Ergebnis erhält man ebenfalls bei $Q = 40 \text{ l/s}$ und $w = 5 \text{ m/s}$, indem Durchmesser und Geschwindigkeit mit derselben Zahl, z. B. 10, multipliziert oder dividiert werden. Für Geschwindigkeiten, die nicht mehr in der Tafel enthalten sind, kann man z. B. für

die zehnfache Geschwindigkeit ablesen und hat dabei zu berücksichtigen, daß sich beim gleichen Durchmesser die zehnfache Menge ergibt.

Für den Druckverlust in irgendeiner Leitung ist die Art der Strömung von einschneidendem Einfluß. Es müssen nämlich zwei Strömungsarten unterschieden werden: die laminare (schlichte) und die turbulente (wirblige) Strömung. Bei der ersten Strömungsart, die bei kleinen Geschwindigkeiten und in engen glatten Rohren eintritt, fließen die Flüssigkeitsteilchen parallel zueinander, bei der zweiten und am häufigsten vorkommenden Strömung tritt eine Wirbelung auf. Die Grenze zwischen den beiden Gebieten der Strömung liegt bei der kritischen Zahl $Re_{kr} = 2320$; unterhalb dieser herrscht laminare, oberhalb turbulente Strömung. Für den Übergang des einen in den anderen Strömungszustand ist die kritische Geschwindigkeit maßgebend; das ist die Geschwindigkeit, welche dieser Reynoldsschen Zahl bei gegebenem Rohrdurchmesser und kinematischer Zähigkeit entspricht.

Von verschiedenen Forschern, z. B. Schiller und Brabbée [78] wurde — allerdings im Versuchsraum — auch bei höheren Reynoldsschen Zahlen laminare Strömung beobachtet. Es müssen aber hierzu alle erdenklichen Mittel zur Vermeidung von irgendwelchen Störungen angewandt werden; infolgedessen kommt für die Praxis, wo stets mit Störungen zu rechnen ist, dieser Ausnahmefall nicht in Betracht.

Unterhalb der kritischen Geschwindigkeit ist der Widerstand verhältnismäßig der ersten Potenz, oberhalb derselben ungefähr verhältnismäßig der zweiten Potenz der Geschwindigkeit. Für den letzteren Fall ist bei kreisförmigem Querschnitt des Rohres:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L \cdot \gamma \cdot w^2}{d \cdot 2g} \text{ kg/m}^2 \quad (9)$$

oder mit Benutzung von Gl. (8)

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{1,27^2 \cdot G^2 \cdot L}{2g \cdot \gamma \cdot d^5} \text{ kg/m}^2 \quad (10)$$

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{0,083 \cdot G^2 \cdot L}{\gamma \cdot d^5} \text{ kg/m}^2. \quad (10a)$$

Aus der Tatsache, daß der Durchmesser in der fünften Potenz auftritt, geht hervor, daß der Druckverlust bei Verringerung des Durchmessers stark wächst.

Turbulente Strömung tritt ein, wenn — wie schon vorhin bemerkt — die Kennzahl Re den Wert 2320 erreicht. Die Abhängigkeit der kritischen Geschwindigkeit von der Kenngröße Re wurde 1883 von O. Reynolds nachgewiesen und nach ihm heißt diese Größe Re . Diese Zahl spielt bei der Untersuchung des Durchflußwiderstandes, wie aus folgendem hervorgeht, eine äußerst wichtige Rolle.

In glatten Rohren sind zwei Strömungsvorgänge ähnlich und nur dann ähnlich, wenn die Reynoldssche Zahl für beide Fälle denselben Wert hat. Diese ist eine Kenngröße, die für jede Flüssigkeit (auch für Gase und Dämpfe) nach der Gleichung

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g} \quad (11)$$

zu bestimmen ist.

Die Werte setzt man ein:

$$\begin{aligned} w &\text{ in m/s,} \\ d &\text{ in m,} \\ \gamma &\text{ in kg/m}^3. \end{aligned}$$

Ist statt der Geschwindigkeit w die stündliche Durchflußmenge G in t/h gegeben, so gilt die Beziehung:

$$Re = 0,036 \cdot \frac{G}{d \cdot \eta} = \frac{0,353 \cdot G}{d \cdot \nu \cdot \gamma} \quad (11a)$$

Mit Hilfe der Reynoldsschen Zahl kann man auf Grund der beim Strömen des Wassers in Rohren auftretenden Reibungsverluste die aus gleichartigen Verlusten herrührenden Druckabnahmen auch für andere Flüssigkeiten und Gase von verschiedener Temperatur ermitteln.

Ausführliche Darlegungen über „die praktische Anwendung der Reynoldsschen Zahl“ können dem Aufsatz Prof. Kövesi [63] entnommen werden.

Die Reibungszahl λ ist eine Funktion der Reynoldsschen Zahl, die nach vorstehender Formel den Einfluß der Größen Durchmesser, Geschwindigkeit, Zähigkeit, spezifisches Gewicht und des Rauigkeitsmaßes zusammenfaßt.

Bei laminarer Strömung ist — unabhängig vom Rauigkeitsgrad des Rohres —

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (12)$$

und es gilt für den Druckverlust nach dem Poisseuilleschen Gesetz die Gleichung

$$\Delta P = \frac{32 \cdot \eta \cdot L \cdot w}{d^2} \text{ in kg/m}^2 \text{ (d. h. in mm WS)}. \quad (13)$$

Diese Gleichung ist entwickelt aus

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma,$$

worin bei laminarer Strömung $\lambda = \frac{64}{Re}$ und $Re = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g} < 2320$ ist.

Als Einheiten sind m, kg, s einzusetzen. Bei laminarer Strömung kommt aber der Reynoldsschen Zahl Re nicht die Bedeutung zu, wie

bei turbulenter Strömung. Es sind nämlich alle möglichen Laminarströmungen in Kreisrohren ohne Rücksicht auf die Größe der Reynoldszahl mechanisch ähnlich.

Die Zähigkeit η der Flüssigkeit ist je nach der Art derselben verschieden und verändert sich außerdem mehr oder weniger mit der Temperatur. Auch der Druck beeinflusst die Größe des Zähigkeitswertes, jedoch ist dieser Einfluß bei nicht zusammendrückbaren Flüssigkeiten so gering, daß man ihn ohne Nachteil vernachlässigen kann.

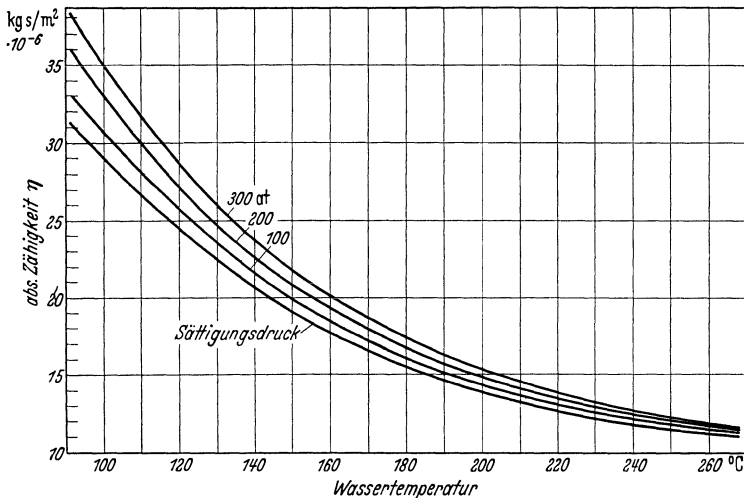


Abb. 58. Absolute Zähigkeit η für Wasser bei verschiedenen Drücken. Aus Sigwart [68].

Die nachstehenden Zahlentafeln der Zähigkeit für Wasser und verschiedene andere Flüssigkeiten sind dem Werk von Richter „Rohrhydraulik“ [102] entnommen und teilweise etwas erweitert oder in Form von Linientafeln aufgetragen. Werte für andere Flüssigkeiten finden sich z. B. in Landolt-Börnstein: Physikalisch-chemische Tabellen.

Bei Erdöl, Schmieröl, Benzin usw. muß beachtet werden, daß die Zähigkeit auch von der Zusammensetzung der Flüssigkeit stark beeinflusst wird. Man muß natürlich von Fall zu Fall genau prüfen, ob die in den Tafeln als Mittel angegebenen Werte eingesetzt werden können.

Anderenfalls muß η durch Versuch bestimmt werden.

Wie bereits erwähnt, tritt in Rohren üblicher Durchmesser bei normaler Geschwindigkeit fast immer turbulente Strömung auf. Der Widerstand ist dann abhängig von der Beschaffenheit der Rohrwand und wird am geringsten bei ganz glatter Wand, wie diese bei neuen gezogenen Messing- bzw. Kupferrohren vorliegt.

Zahlentafel 1¹. Spezifisches Gewicht von reinem luftfreiem Wasser.

t°	γ kg/m ³	t°	γ kg/m ³	t°	γ kg/m ³	t°	γ kg/m ³	t°	γ kg/m ³
0	999,9	10	999,7	20	998,2	30	995,7	75	974,9
1	1000,0	11	999,6	21	998,0	32,5	994,9	80	971,8
2	1000,0	12	999,5	22	997,8	35	994,1	85	968,7
3	1000,0	13	999,4	23	997,6	40	992,2	90	965,3
4	1000,0	14	999,3	24	997,3	45	990,0	95	961,9
5	1000,0	15	999,1	25	997,1	50	988,1	100	958,4
6	1000,0	16	999,0	26	996,8	55	985,7	150	917,2
7	999,9	17	998,8	27	996,6	60	983,2	200	862,8
8	999,9	18	998,6	28	996,3	65	980,6	250	794
9	999,8	19	998,4	29	996,0	70	977,8	300	700

Zahlentafel 2. Zähigkeit verschiedener Flüssigkeiten¹.
Werte für 15° C und 760 mm QS.

Bezeichnung	γ kg/m ³	$10^6 \cdot \nu$ m ² /s	$10^6 \cdot \eta$ kg s/m ²	Bemerkungen
Äthylalkohol	794	1,67	135,2	
Spiritus 95 vH	809	1,94	160	
Spiritus 90 vH	823	2,19	183,6	
Spiritus 85 vH	836	2,46	209,7	
Benzol rein	884	0,796	71,7	
Toluol rein	870	0,717	63,5	
Xylol rein	868	0,786	69,5	
Handelsbenzol I	882	~0,792	~71,2	0,84 Benzol, 0,03 Xylol, 0,13 Toluol,
Handelsbenzol II	876	~0,790	~70,5	0,43 Benzol, 0,46 Toluol, 0,11 Xylol bei 80°
Naphthalin rein	977	0,907	90,3	
Tetralin	975	2,36	234,5	
Pentan	627	0,373	23,8	
Hexan	658	0,512	34,35	
Heptan	683	0,640	44,6	
Oktan	700	0,827	59,0	
Benzin	700	0,80	57,1	
Benzin	740	0,76	57,3	
Olivenöl	920	107,5	10100	
Rizinusöl	970	1480	146300	
Terpentinöl	875	1,86	166	
Salpetersäure 25 vH	1150	1,16	136	
Salpetersäure 40 vH	1250	1,31	167	
Salpetersäure 91 vH	1500	0,95	145	
Schwefelsäure 25 vH	1182	1,66	200	
Schwefelsäure 50 vH	1399	3,06	437	
Schwefelsäure 75 vH	1674	10,00	1705	
Schwefelsäure 100 vH	1836	14,66	2740	
Bier	~1030	~1,15	~121	
Milch	1030	~2,90	~305	

¹ Aus H. Richter [102].

Bei turbulenter Strömung besteht nur eine allgemeine Formel für glatte Rohre und ist nach Blasius

$$\lambda_0 = 0,3164 \sqrt[4]{\frac{1}{Re}}. \quad (14)$$

Nach neueren Untersuchungen von Nikuradse (1932) gilt die Blasiusche Beziehung für glatte Rohre nur bis $Re \sim 125000$. Darüber hinaus fallen die Messungen in eine unter schwacher Neigung zur ersteren verlaufende Linie mit der Gleichung

$$\lambda_0 = 0,0032 + 0,221 \cdot Re^{-0,237}. \quad (15)$$

Bei technisch glatten Rohren (Kupfer- und Messingrohr gezogen, sowie Glasrohr) fallen die Linien $\lambda = f(Re)$ für alle Durchmesser zusammen.

Die Rauigkeit der Rohrwand bedingt in dieser Beziehung eine Verschiebung der Linien, so daß praktisch für jeden Durchmesser eine besondere Kurve gilt.

Den grundsätzlichen Zusammenhang zwischen Re und λ zeigt die Abb. 59 bei rauhen Rohren.

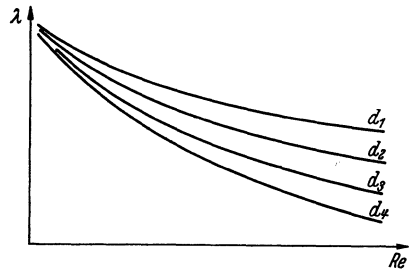


Abb. 59. Zusammenhang zwischen der Reynoldsschen Zahl Re und Reibungsbeiwert λ .

Bei rauhen Rohren ist die Widerstandszahl stets größer als bei glatten. Man unterscheidet zwei Arten von Rauigkeit. Bei der einen ist λ_1 unabhängig von Re , aber abhängig von der relativen Rauigkeit k/d , dem Verhältnis des Rauigkeitsmaßes¹ k (das bei eisernen Rohren zwischen 1,5 bis 2,5 liegt) zum Rohrdurchmesser d :

$$\lambda_1 = \frac{1}{100} \cdot \left(\frac{k}{d}\right)^{0,314}. \quad (16)$$

Bei der zweiten Art von Rauigkeit ist λ von Re abhängig, dagegen unabhängig von d , und

$$\lambda_2 = \lambda_0 \cdot \zeta, \quad (17)$$

wobei ζ = Welligkeitszahl (zwischen 1,2 und 1,5 liegend), also eine den Rauigkeitsgrad² kennzeichnende Zahl ist.

Im allgemeinen sind bei jeder Rohrart beide Rauigkeitsarten vorhanden, ausschlaggebend ist aber immer die Art, welche den größeren Widerstand ergibt. Bei $d \geq 100$ mm und Re bis ~ 30000 liegen die Werte λ_1 unterhalb der Werte λ_0 , so daß die darüber liegenden λ_2 in die Rechnung eingesetzt werden müssen. Bei hohem Re kann λ_1 den Wert λ_2 überschreiten.

¹ Siehe Hütte, 25. Aufl., S. 351, Tafel 6.

² Siehe Hütte, 25. Aufl., S. 352.

Die Ermittlung des Rohrwiderstandes war Gegenstand vieler Untersuchungen, deren Ergebnisse hier nur teilweise mitgeteilt werden sollen. Zu den bekanntesten älteren Formeln für λ zählt die von Weissbach

$$\lambda = 0,0144 + \frac{0,00947}{\sqrt{w}}, \quad (18)$$

ferner eine neuere Formel von Lang

$$\lambda = \alpha + 16 \sqrt{\frac{\alpha}{Re}}. \quad (19)$$

Die Reibungszahl ist abhängig von der Beschaffenheit der Rohre, und es gelten nach Lang folgende Werte:

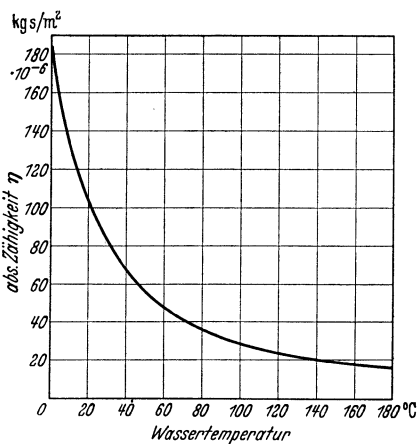


Abb. 60. Absolute Zähigkeit η für Wasser bei verschiedenen Temperaturen. Aus Richter [102].

a) Neues Rohr mit ganz glatter Innenfläche ohne erkennbare Naht (Kupfer, Messing, Blei, Zink, Zinn, Glas, asphaltiertes glattes Schmiedeeisen):

$$\alpha = 0,011 \text{ bis } 0,012,$$

b) neues, besonders glattes, nicht asphaltiertes schmiedeeisernes Rohr ohne erkennbare Naht oder Verbindungsstelle:

$$\alpha = 0,012 \text{ bis } 0,013,$$

c) neues gewöhnliches, schmiedeeisernes Rohr und neues gußeisernes Flanschenrohr:

$$\alpha = 0,013 \text{ bis } 0,014,$$

d) neues glattes, gußeisernes Muffenrohr und genietetes schmiedeeisernes Rohr:

$$\alpha = 0,015,$$

e) gereinigtes gußeisernes und glattes verzinktes, schmiedeeisernes Rohr:

$$\alpha = 0,016 \text{ bis } 0,017,$$

f) Rohr mit dünner Ansatzschicht und rauhes verzinktes, schmiedeeisernes Rohr:

$$\alpha = 0,019,$$

g) Gußrohr oberflächlich gereinigt:

$$\alpha = 0,023 \text{ bis } 0,030,$$

h) unreines Gußrohr:

$$\alpha = 0,038 \text{ bis } 0,042.$$

Meistens wird nicht genau zu bestimmen sein, mit welchem α -Wert eine gegebene Rohrleitung zu berechnen ist; zusammenfassend kann

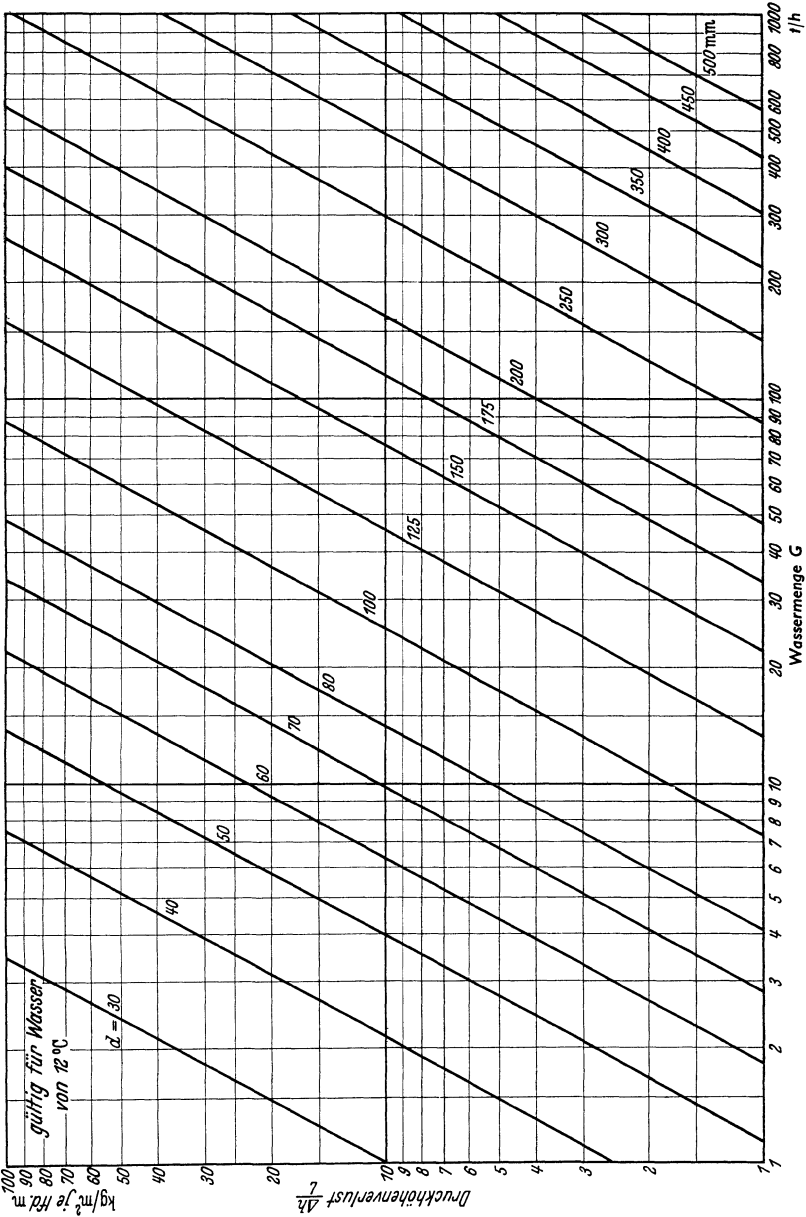


Abb. 61. Druckhöhenverlust in Wasserleitungen [nach Gl. (22)].

gesagt werden, daß für neue Stahlrohre $\alpha = 0,013$ und für gebrauchte Rohre $\alpha = 0,02$ bis $0,03$ anzunehmen ist.

Biel entwickelte für den wichtigsten Fall der Strömung in Stahlrohren, gestützt auf Versuche von Fritsche [73], die Beziehung

$$\lambda = 0,249 \cdot \nu^{0,148} \cdot Q_h^{-0,125} \tag{20}$$

Diese Gleichung gilt oberhalb $Re = 150000 d$ oder $w = 150000 \cdot \nu$, d. h. z. B.

für $w \geq 0,185$ m/s bei Wasser von 12°
und für $w \geq 3,0$ m/s bei Gasen von 1 ata.

Sie gilt also nicht bei Ölleitungen.

Diese Formel wurde von H. Richter [102] mit zahlreichen Versuchsergebnissen verglichen, und es zeigte sich eine befriedigende Übereinstimmung.

Außerdem wurden die sorgfältigen Untersuchungen von Lebeau herangezogen, die vorzüglich mit Gl. (20) übereinstimmen.

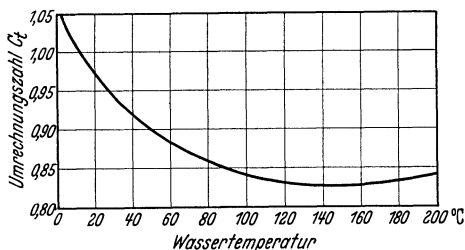


Abb. 62. Vervielfältigungszahlen C_t für Wasser von verschiedenen Temperaturen (zu Abb. 61).

Nach einer Gegenüberstellung des Verfassers ergibt auch die Beziehung

$$\lambda = 0,09 \cdot \frac{d^{-0,13}}{Re^{0,144}} \tag{21}$$

Werte, die so gut mit der Gl. (20) zusammenfallen, daß man auch diese

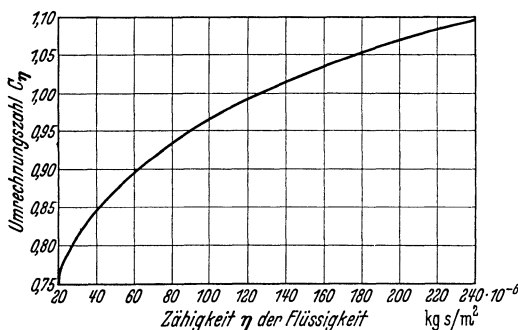


Abb. 63. Vervielfältigungszahlen C_η zur Umrechnung der Abb. 61 für andere Flüssigkeiten.

Formel mit Erfolg anwenden kann.

Für die technisch wichtigste Flüssigkeit — Wasser — formt sich die Gl. (21) bei 12° C um in

$$\Delta h = 232 \cdot 10^6 \frac{G^{1,856}}{d^{4,986}} \cdot L \tag{22}$$

wobei G in t/h und d in mm einzusetzen sind.

Diese Formel wurde zum bequemen Ablesen ohne um-

ständliche Rechenarbeit in der Abb. 61 ausgewertet.

Bei Umrechnung auf andere Wassertemperaturen müssen die Werte von Δh aus Gl. (22) mit den Vervielfachungszahlen C_t aus Abb. 62 multipliziert werden. Diese Zahlen berücksichtigen die Veränderung von η und ν des Wassers mit der Temperatur.

Will man die gleiche Abb. 61 auch zur Berechnung von Leitungen mit anderen Flüssigkeiten, z. B. Petroleum, Benzin usw. (nicht Öl oder

Teer) anwenden, so müssen die ermittelten Werte von Δh mit den Vielfachungszahlen C_η aus Abb. 63 und mit den Zahlen C_γ aus Abb. 64 nach Maßgabe der Zähigkeit und des spezifischen Gewichtes der jeweiligen Flüssigkeit multipliziert werden.

Die vorhin erwähnte von Biel stammende Gl. (20) wurde in dem Buch „Rohrhydraulik“ von H. Richter [102] als Fluchtlinientafel dargestellt.

Im Zusammenhang mit der Wasserrohrberechnung ist die neuerdings in den Vordergrund gerückte Formel von H. Lummert¹ zu erwähnen. Sie lautet

$$\Delta h = 4469 \cdot 10^7 \frac{G^2}{d^{5,46}} \cdot L \text{ mm WS}, \quad (23)$$

wobei Q = Wassermenge in kg/s und d = Rohrdurchmesser in mm einzusetzen sind. Diese Gleichung wurde in Form eines Rechenschiebers für wirtschaftliche Fertigung (AWF) ausgewertet.

Die Formel von Lummert ist ausdrücklich für gebrauchte, also schon entsprechend verkrustete bzw. rau gewordene Rohre entworfen und ergibt auch dementsprechend höhere Werte für den Druckverlust,

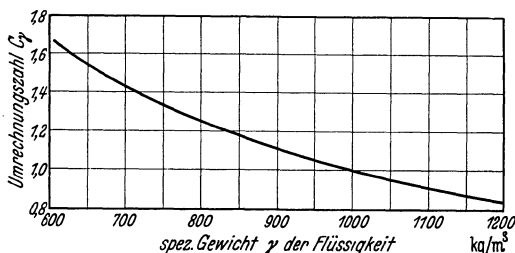


Abb. 64. Vervielfältigungszahlen C_γ zur Umrechnung der Abb. 61 für andere Flüssigkeiten.

als die übrigen genannten Gleichungen. Es kann unter Umständen zweckmäßig sein, diesen nach einer gewissen Betriebszeit doch eintretenden Zustand der Rohre von vornherein zu berücksichtigen, um später nicht auf Schwierigkeiten zu stoßen. Auch ergibt diese Rechnungsweise eine gewisse Sicherheit für spätere Erweiterungen.

In der Zahlentafel 3 ist eine Gegenüberstellung der verschiedenen vorhin erwähnten Berechnungsformeln gegeben. Zum Vergleich ist auch die von Brabbée [43] entwickelte und auf zahlreiche Versuche gestützte Berechnungsformel ausgewertet. Man sieht, daß die Werte befriedigend miteinander übereinstimmen.

In neuerer Zeit hat H. P. Brinkhaus [79] auf Grund von eigenen Versuchen und unter Auswertung auch fremder Messungen Untersuchungen des Druckverlustes in neuen und gebrauchten Wasserrohrleitungen angestellt.

Er ging dabei aber nicht — wie üblich — von der Grundgleichung

$$\Delta h = \lambda \cdot \frac{w^2}{2g} \frac{L}{d} \cdot \gamma$$

¹ GWF (1933) Nr. 19 und (1936) Nr. 43.

² Zu beziehen durch den Beuth-Verlag, Berlin SW 19.

Zahlentafel 3. Zahlenmäßige Gegenüberstellung verschiedener Berechnungsformeln.

Menge		Druckverlust — Gefälle $\frac{\Delta h}{L} = \lambda \cdot \frac{w^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g \cdot d}$ in mm WS je ftd. m						Zimmermann [14] nach Abb. 89	Lummert Dampfschieber	Lummert (alte Rohre) nach Gl. (23)
Q_v	Q_h	Durchmesser d	Geschwindigkeit w	Biel-Richter nach Gl. (20)	nach Gl. (22)	Brinkhaus nach Gl. (26)	nach Brabbee	mm WS/m	mm WS/m	mm WS/m
kg/s	kg/h	mm	m/s	mm WS/m	mm WS/m	mm WS/m	mm WS/m	mm WS/m	mm WS/m	mm WS/m
100	360000	400	0,8	1,3	1,34	1,9	1,24	1,2	1,2	2,75
250	900000	400	2,0	7,5	7,4	9,6	6,67	6,8	6,8	17,00
56	202000	300	0,8	2,0	1,94	2,7	1,75	1,68	1,8	4,1
143	515000	300	2,0	10,7	11,1	14,1	9,68	9,66	10,0	23,5
25	90000	200	0,8	3,1	3,3	4,44	2,84	2,74	2,9	7,6
62,8	226000	200	2,0	17,3	17,7	22,7	15,3	15,5	17,0	48,0
14,2	51000	150	0,8	4,3	4,85	6,33	4,13	3,94	4,3	12,0
35,3	127000	150	2,0	25,0	26,5	32,3	21,7	21,4	24,0	71,0
6,25	22500	100	0,8	7,5	8,0	10,45	6,77	6,45	6,9	21,5
15,8	57000	100	2,0	43,0	45,0	54,0	36,1	35,00	40,0	135,0
1,57	5650	50	0,8	17,4	19,0	24,4	16,35	16,1	16,0	59,0
3,92	14100	50	2,0	97,0	101,0	140,0	84,8	89,1	92,0	360,0

aus, sondern suchte aus seinen Meßwerten die Exponenten für w und d zu bestimmen. Nach seiner Meinung ist die verbreitete Annahme, daß Δh verhältnismäßig dem Quadrat der Geschwindigkeit und umgekehrt verhältnismäßig der ersten Potenz des Durchmessers ist, nicht zutreffend.

Er faßte die Werte λ , $2g$ und γ zu einem Festwert c zusammen

$$c = \lambda \frac{\gamma}{2g}$$

und stellte die allgemeine Beziehung

$$\frac{\Delta h}{L} = c \cdot w^n \cdot d^m \quad (24)$$

als Grundlage für die Versuchsauswertung auf. Tatsächlich gelang es ihm zu beweisen, daß der Exponent für die Geschwindigkeit für alle Werte von w die Größe

$$n = 1,77$$

und derjenige des Durchmessers für alle lichten Weiten die Größe

$$m = -1,23$$

hat. Dadurch geht die Gl. (24) in die Form über

$$\frac{\Delta h}{L} = c \frac{w^{1,77}}{d^{1,23}} \quad (25)$$

Der Festwert c hat je nach der Rohrwandbeschaffenheit verschiedene Werte, die aber unabhängig vom Rohrdurchmesser sind.

Brinkhaus fand folgende endgültige Formeln:

a) Für neue saubere Stahlrohre:

$$\frac{\Delta h}{L} = 4,5 \frac{w^{1,77}}{d^{1,23}} \text{ in m WS/m.} \quad (26)$$

b) Für alte (gebrauchte), d. h. inkrustierte Rohre:

$$\frac{\Delta h}{L} = 7,7 \frac{w_i^{1,77}}{d_i^{1,23}} \text{ in m WS/m.} \quad (27)$$

Hierbei bedeuten:

w = Geschwindigkeit im sauberen Rohr in m/s;

w_i = Geschwindigkeit im unsauberen, durch Inkrustierung verengten Rohr ($w_i > w$);

d = Durchmesser des sauberen Rohres in mm;

d_i = durch Inkrustierung verengter Rohrdurchmesser in mm ($d_i < d$).

Auch die Gl. (26) ist in der Gegenüberstellung zum Vergleich herangezogen worden. Außerdem wurde die Gleichung zum bequemen Ablesen in Form einer Linientafel (Abb. 65) ausgewertet.

Für verzinkte Rohre gilt nach Versuchen von F. C. Lea¹ nach einiger Umarbeitung:

$$\lambda = 0,086 \frac{d^{-0,13}}{Re^{0,12}}. \quad (28)$$

Für gußeiserne Rohre geben Wegmann und Aeryns² eine Formel, welche für Wasserleitungen gilt und nach einiger Umformung folgende allgemeinere Gestalt erhält:

$$\lambda = 0,104 \frac{d^{-0,193}}{Re^{0,144}}. \quad (29)$$

Zur schnelleren Errechnung der Widerstandsbeiwerte benutze man die Zahlentafeln 4 und 5. Die Abstufung der Werte von Re und d wurde so gewählt, daß bei gradliniger Interpolation eine ausreichende Genauigkeit erreicht wird.

Bei einem Neuentwurf darf natürlich wegen späterer Veränderung der Rohrwandung nicht ein zu günstiger Wert zugrunde gelegt werden, und außerdem muß dort meistens mit Erweiterung des Netzes und Zunahme des Wasserverbrauches gerechnet werden.

Die vorstehenden Formeln stellen eine Auswahl der brauchbarsten Forschungsergebnisse dar. Vollständigkeitshalber sei auf die auch ältere

¹ Engng. News Rec. (1925) S. 240.

² Engng. News Rec. Bd. 95 (1925) S. 100/102.

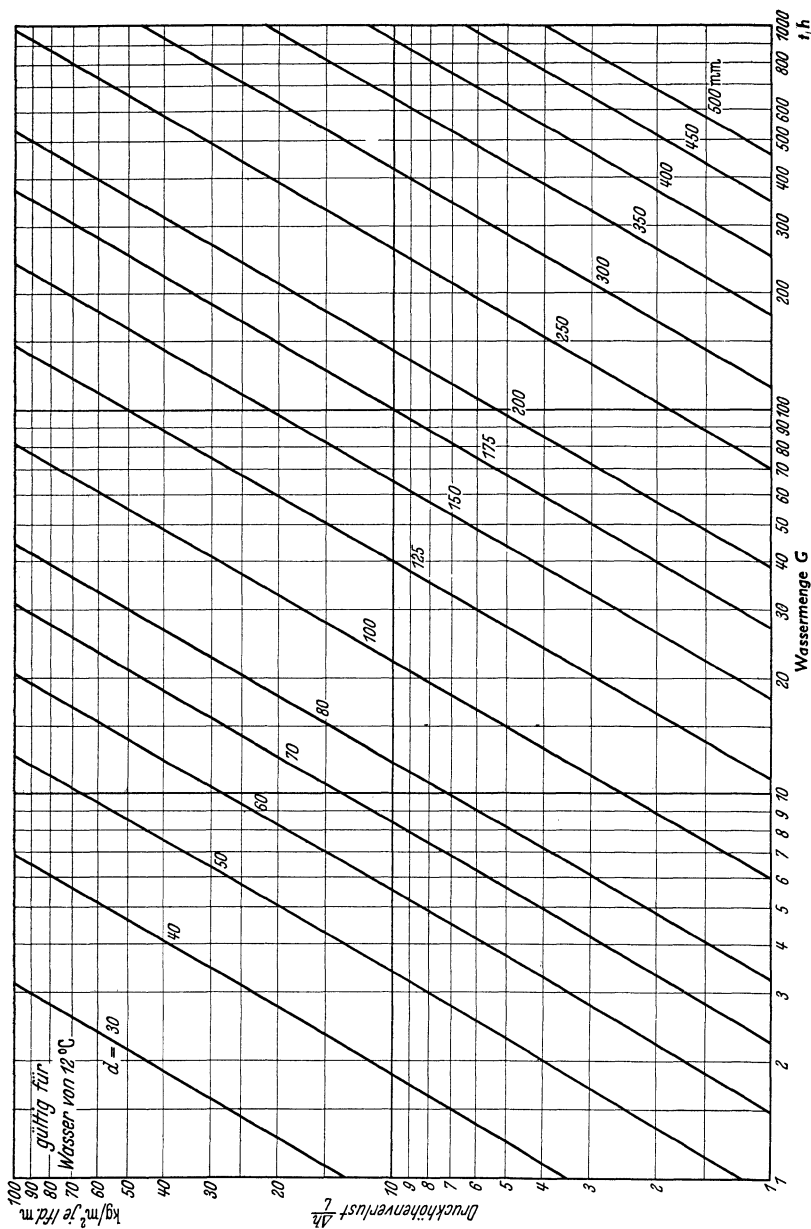


Abb. 65. Druckhöhenverlust in Wasserleitungen [nach Gl. (26)].

Formeln enthaltende Zusammenstellung der Hütte¹ verwiesen, welche in schwierigen Sonderfällen gelegentlich zur Überprüfung der Ergebnisse herangezogen werden mag.

¹ Hütte 1, 25. Aufl., S. 350—353.

Rechenbeispiele.

Beispiel 1. Durch eine Wasserleitung strömen 1200 l/min. Wie groß ist der Druckverlust in dem geraden Strang, wenn die Länge 300 m beträgt und die Leitung aus asphaltiertem Stahlrohr $216 \times 6,5$ mm besteht? Die Temperatur des durchfließenden Wassers betrage 10°C .

Bei der Auswertung ist zu berücksichtigen, daß der lichte Durchmesser des Rohres durch die Asphalt-schicht und durch die im Betrieb gebildeten Ablagerungen verringert wird. Es sei gerechnet mit

$$d = 203 - 8 = 195 \text{ mm l. W.}$$

Zahlentafel 4.
Potenzen des Durchmessers d .

Durchmesser in mm	d m	$d^{-0,13}$	$d^{-0,198}$
25	0,025	1,615	2,076
40	0,040	1,519	1,891
50	0,050	1,476	1,809
60	0,060	1,442	1,746
70	0,070	1,413	1,693
80	0,080	1,389	1,649
100	0,100	1,349	1,578
125	0,125	1,310	1,510
150	0,150	1,279	1,455
180	0,180	1,249	1,404
200	0,200	1,233	1,375
250	0,250	1,198	1,316
300	0,300	1,169	1,269
350	0,350	1,147	1,231
400	0,400	1,127	1,199
500	0,500	1,094	1,148
600	0,600	1,069	1,106
700	0,700	1,047	1,074
800	0,800	1,029	1,045
900	0,900	1,014	1,021
1000	1,000	1,0	1,0

Zahlentafel 5. Potenzen der Reynoldsschen Zahl Re .

Re	$Re^{0,12}$	$Re^{0,144}$	$Re^{0,25}$
10000	3,020	3,767	10,00
16000	3,196	4,032	11,25
20000	3,283	4,162	11,90
30000	3,445	4,413	13,16
40000	3,567	4,599	14,14
50000	3,664	4,750	14,96
60000	3,744	4,875	15,65
80000	3,877	5,082	16,82
100000	3,981	5,248	17,78
160000	4,212	5,615	20,00
200000	4,327	5,798	21,14
300000	4,541	6,148	23,40
400000	4,701	6,407	25,14
500000	4,829	6,618	26,60
600000	4,937	6,792	27,83
800000	5,120	7,079	29,90
1 000 000	5,248	7,295	31,62

Nach Abb. 60 beträgt die absolute Zähigkeit des Wassers

$$\eta = 134 \cdot 10^{-6} \text{ kgs/m}^2 \text{ bei } 10^\circ \text{C},$$

Rohrquerschnitt:

$$F = \frac{\pi \cdot 0,195^2}{4} = 0,0299 \text{ m}^2,$$

durchfließende Menge:

$$Q = \frac{1,2}{60} = 0,02 \text{ m}^3/\text{s},$$

demnach ist die Geschwindigkeit:

$$w = \frac{0,02}{0,0299} = 0,67 \text{ m/s},$$

die Reynoldssche Zahl:

$$Re = \frac{0,67 \cdot 0,195 \cdot 1000}{134 \cdot 9,81} 10^6 = 99 600.$$

Nach dem oben Gesagten ist der Widerstand also nach den Gesetzen der turbulenten Strömung zu ermitteln, und zwar könnte für das neue, asphaltierte Rohr Formel (14) in Frage kommen. Die Ablagerungen verursachen jedoch eine gewisse Rauigkeit, daher ist es zweckmäßig, im vorliegenden Falle Gl. (21) zugrunde zu legen.

$$\lambda = 0,09 \frac{0,195^{-0,13}}{99\,600^{0,144}}$$

Durch Interpolation erhält man:

$$0,195^{-0,13} = 1,233 + \frac{5}{20} 0,016 = 1,237$$

und

$$99\,600^{0,144} = 5,248 - \frac{400}{20\,000} 0,166 = 5,245,$$

$$\lambda = 0,09 \cdot \frac{1,237}{5,245} = 0,0212.$$

Der Druckverlust nach Gl. (9)

$$\Delta P = 0,0212 \cdot \frac{300}{0,195} \cdot \frac{1000 \cdot 0,67^2}{2 \cdot 9,81} = 748 \text{ kg/m}^2$$

oder

$$0,748 \text{ m WS.}$$

Das gleiche Ergebnis erhält man unter Zuhilfenahme der Abb. 61 ohne umständliche Rechenarbeit, und zwar:

Die stündliche Wassermenge $Q = 1200 \times 60 = 72\,000$ l/h, d. h. 72 t/h.

Für $d = 195$ mm liest man ab $\Delta h = 2,5$ mm WS/m, d. h. für $L = 300$ m.

$$\Delta h = 300 \cdot 2,5 = 750 \text{ mm WS.}$$

Im asphaltierten gußeisernen Rohr würde der Druckverlust einen ähnlichen Wert erhalten, weil die Oberflächenbeschaffenheit durch die Asphaltierung nicht wesentlich anders ist.

Etwas weniger einfach ist die Lösung der manchmal auftretenden Aufgaben, wo eine unbekannte Durchflußmenge aus dem bekannten zulässigen Druckverlust errechnet werden muß. In dem Falle muß so vorgegangen werden, daß vorläufig der Widerstandsbeiwert geschätzt wird, weil dieser abhängig ist von der Reynoldsschen Zahl, demnach von der gesuchten durchfließenden Menge. Bei einiger Erfahrung genügt meistens eine einmalige Schätzung und Nachrechnung. Der Wert für λ bewegt sich praktisch zwischen den Grenzen 0,013 und 0,03 in dem Sinne, daß bei größeren Durchmessern die niedrigeren Werte gelten.

In solchen Fällen ist das Arbeiten mit den Linientafeln ganz besonders vorteilhaft, da man nicht erst den λ -Wert zu schätzen braucht.

Der Vorgang soll an einem Beispiel erläutert werden:

Beispiel 2. Wie groß ist die durch eine Leitung strömende Wassermenge, wenn auf 500 m Länge ein Druckverlust von 16 m eintritt? Verzinktes nahtloses Stahlrohr 70/76 mm Dmr., Wassertemperatur 90° C, waagerechte Führung.

Für Wasser von 90° C gilt:

$$\gamma = 965 \text{ kg/m}^3,$$

Aus Abb. 61 würde man den Druckverlust für Wasser von 12° C ablesen. Die hier vorliegende Wassertemperatur von 90° beeinflußt den Druckverlust im Sinne einer Ermäßigung. Nach Abb. 62 liest man für C_t bei 90° C den Wert 0,85 ab.

Wenn man also die Abb. 61 benutzt, muß man einen im Verhältnis 1:0,85 höheren Druckverlust in Rechnung setzen, d. h.

$$\frac{16}{0,85} = 18,83 \text{ m WS} = 18830 \text{ mm WS}.$$

Je lfd. m ergibt sich also als zulässig

$$\frac{\Delta h}{L} = \frac{18830}{500} = 37,6 \text{ mm WS/m}.$$

Geht man in Abb. 61 links von dem Wert 37,6 mm WS nach rechts bis zum Rohrdurchmesser $d = 70$ mm, so liest man unten die Wassermenge

$$G = 20,2 \text{ t/h}$$

$$Q = \frac{20200}{965} = 20,9 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Einzelwiderstände. In den vorhergehenden Rechenbeispielen wurde — da lange, gerade Strecken ohne besonderen Richtungswechsel bzw. andere Einzelwiderstände durch Absperrorgane usw. in Frage kamen — nur der Widerstand der geraden, zylindrischen Rohrleitung berücksichtigt. Im folgenden seien Anhaltswerte für den Widerstand von Rohrkrümmern und Absperrorganen gegeben. Eindeutig sind die Widerstandswerte nicht anzugeben, weil sie mit der Bauart des betreffenden Teiles stark veränderlich sind. Auch lassen sich die Widerstände verhältnismäßig schlecht erfassen, da ihre Aufeinanderfolge häufig eine Rolle spielt.

Es sind zur Zeit verschiedene Versuchsmessungen in Vorbereitung, deren Auswertung sicher mehr Klarheit in dieser Frage schaffen wird. Wenn möglich, sollen diese Versuche durch ein später nachzulieferndes Beiblatt den Beziehern des Buches zugänglich gemacht werden.

Vorläufig seien einzelne im Schrifttum verstreut bekannt gewordene Werte nachstehend zusammengestellt.

Ausgehend von der Annahme, daß der Widerstand verhältnismäßig der zweiten Potenz der Geschwindigkeit ist, kann man für den Druckhöhenverlust schreiben:

$$\Delta h = \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \quad \text{m FLS.} \quad (30)$$

oder Druckverlust

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\gamma \cdot w^2}{2g} \text{ kg/m}^2. \quad (31)$$

Der Druckverlust in Einzelwiderständen, wie Bogen, Formstücken, Absperrorganen usw. setzt sich aus zwei Teilen zusammen. Erstens aus dem normalen Reibungsverlust in einem geraden Rohr gleicher Baulänge und zweitens aus einem Zusatzverlust durch die Umlenkung bzw. Verwirbelung.

Man kann folglich den Gesamtwiderstandsbeiwert ebenfalls unterteilen

$$\zeta_{\text{gesamt}} = \zeta_R + \zeta_Z. \quad (32)$$

Für den Reibungsbeiwert gilt die Beziehung

$$\zeta_R = \lambda \cdot \frac{L}{d}, \quad (32a)$$

darin bedeuten

λ = Rohrreibungszahl;

L = gestreckte Länge des Einzelwiderstandes in m;

d = Durchmesser in m.

Somit ist

$$\zeta_{\text{gesamt}} = \lambda \frac{L}{d} + \zeta_Z. \quad (32b)$$

Diese Unterteilung ist aus dem Grunde zweckmäßig, weil z. B. für einen Lyrabogen der Zusatzverlust ζ_Z praktisch unabhängig von der Ausladung ist, nicht jedoch der Reibungsverlust.

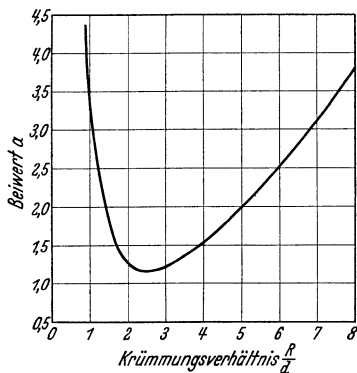


Abb. 66. Beiwert „a“ für Widerstand in Bogenrohren. Aus Richter [103].

Man ermittelt also am besten die gestreckte Länge der ganzen Rohrleitung einschließlich aller Widerstände und rechnet den Zusatzverlust nach Feststellung der ζ_Z -Werte besonders aus.

Die im Schrifttum angegebenen Werte beziehen sich meistens auf den Zusatzverlust und sind häufig mit ζ_u bezeichnet.

Die von Weissbach¹ aufgestellte und sehr verbreitete Formel für Bogenstücke mit kreisförmigem Querschnitt vom Durchmesser d und Krümmungshalbmesser R (für 90° Bogen)

$$\zeta_Z = 0,13 + 0,16 \left(\frac{d}{R} \right)^{3,5}$$

ist durch neuere Versuche überholt.

H. Richter [103] hat auf Grund seiner Messungen an glatten Bogenrohren und Krümmern aus gezogenen Kupferrohren folgende Beziehung aufgestellt

$$\zeta_Z = 0,00705 \cdot a \cdot \frac{\delta^{1,1}}{Re^\beta}. \quad (33)$$

Darin bedeuten:

a = Beiwert als Funktion des Krümmungsverhältnisses $R : d$ gemäß Abb. 66;

δ = Ablenkungswinkel in Grad;

Re = Reynoldssche Zahl;

β = Exponent als Funktion des Winkels δ ,

und zwar ist:

¹ Hütte I, 25. Aufl., S. 359.

bei, $\delta = 180^\circ$	135°	90°	45°	30°
$\beta = 0,235$	0,235	0,235	0,241	0,246
$\delta^{1,1} = 302$	220,3	141	65,8	42,2

Die Formel von Richter gilt für glatte Rohre und kann infolgedessen nicht ohne weiteres auf normalrauhre Bogenrohre angewandt werden.

Mit zunehmender Rauigkeit wird der Exponent β kleiner; es ist also der Einfluß von Re bei glatten Rohren stärker als bei rauheren.

In Abb. 67 sind die Versuchsergebnisse von Richter, die Formel von Weissbach und ferner Angaben von Krause¹ für rauhe Bogenrohre $\delta = 90^\circ$ einander gegenübergestellt.

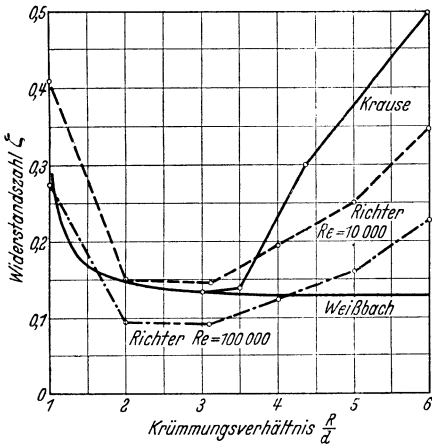


Abb. 67. Widerstandszahlen ζ für rauhe Bogen. Aus Richter [103].

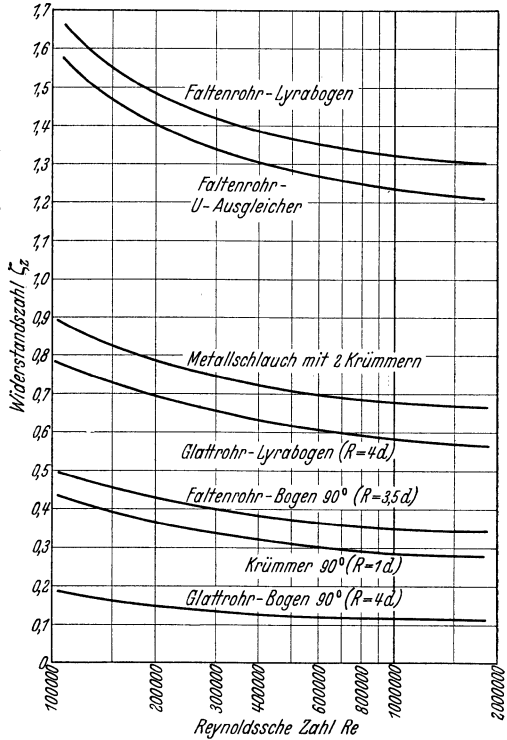


Abb. 68. Widerstandszahlen ζ aus verschiedenen Messungen. Aus Wellmann [111].

Der Verfasser hat sich bemüht, die neuesten Meßergebnisse, soweit sie veröffentlicht wurden, genau zu sichten und entsprechend auszuwerten. Sehr gute Unterlagen neueren Datums stellen die Messungen der BEWAG dar, die in einem Aufsatz von Wellmann [111] auszugsweise veröffentlicht sind. Diese, sowie Versuchswerte von Richter ergaben eine übersichtliche Zusammenstellung gemäß Abb. 68.

Die Werte sind entsprechend den Versuchen in Abhängigkeit von Re aufgetragen und stimmen auch mit Beobachtungen anderer Forscher ganz gut überein.

¹ Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, 5. Aufl., S. 335. Berlin: Julius Springer 1929.

Weitere kürzlich veröffentlichte Messungen der BEWAG [115] dürften wesentlich mehr Klarheit in der Frage der Einzelwiderstände schaffen. Abgesehen von der absoluten Höhe der ζ -Werte für die verschiedensten Rohrleitungsteile, ist auch eingehend der Einfluß mehrerer hintereinandergeschalteter Einzelwiderstände untersucht.

Beispielsweise haben die Messungen einwandfrei ergeben, daß bei mehreren hintereinandergeschalteten Einzelteilen der Gesamtwiderstand kleiner ist, als die Summe der Einzelwiderstände. Je weiter die Teile durch zwischengeschaltete gerade sogenannte „Beruhigungsstrecken“

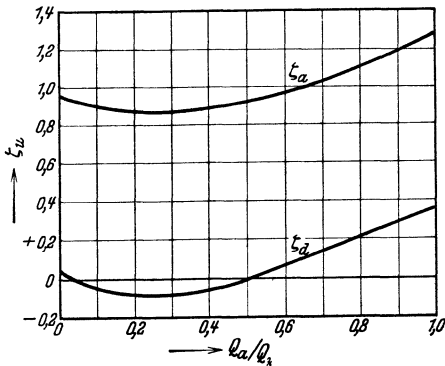


Abb. 69. Widerstandszahlen für rechtwinklige T-Stücke. Stromtrennung. Nach Vogel. Aus Richter [102].

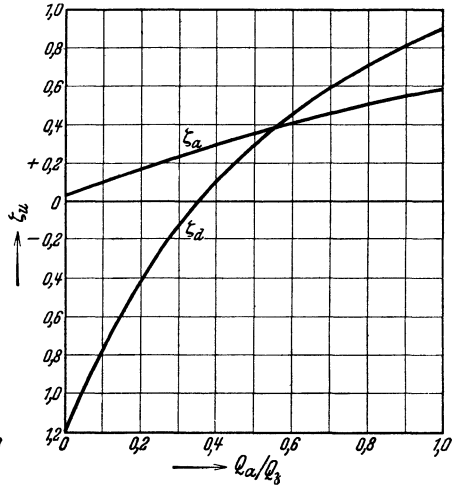


Abb. 70. Widerstandszahlen für rechtwinklige T-Stücke. Stromvereinigung. Nach Vogel. Aus Richter [102].

auseinandergerückt werden, um so mehr nähert sich der Gesamtwert des Widerstandes der Summe der Einzelwiderstände. Bei etwa 10 d gerader Zwischenstrecke hört die gegenseitige Beeinflussung auf.

Will man also sicher rechnen, so braucht man diese Beeinflussung nicht zu berücksichtigen und einfach die Summe aller Einzelwiderstände einzusetzen.

Für segmentgeschweißte Rohrbogen kann man bei normaler Wandrauigkeit ungefähr setzen:

$\frac{a}{d} = \frac{\text{Segmentlänge}}{\text{Durchmesser}} =$	1,5	2	4	6
Für 90° Bogen ζ_u . .	0,24	0,26	0,28	0,29
Für Etage ζ_u	0,22	0,22	0,21	0,2

Die Abb. 69 und 70 zeigen die Widerstandszahlen für rechtwinklige Abzweigstücke (T-Stücke) nach Vogel in Abhängigkeit vom Verhältnis der Strömungsmenge Q_a im Abzweig zur Gesamtströmungsmenge Q_z . Die Abb. 69 gilt für die Stromtrennung, die Abb. 70 für Stromvereinigung.

Absperrventile und Schieber unterscheiden sich stark durch ihre Bauart, und es ist daher äußerst schwer, mehr oder weniger gültige Zahlenangaben für den Widerstandsbeiwert zu machen.

In Abb. 71¹ ist eine sinnfällige Gegenüberstellung der verschiedenen Ventilbauarten und der dafür ungefähr geltenden Widerstandszahlen gegeben.

Nach einer Untersuchung von Pfeleiderer [97 u. 98] ist allerdings der ζ -Wert für ein Freiflußventil (Amag-Hilpert) etwas höher und beträgt bei 50 NW $\zeta = 0,7$ bis 0,8 und für 100 NW $\zeta = 0,6$ bis 0,65.

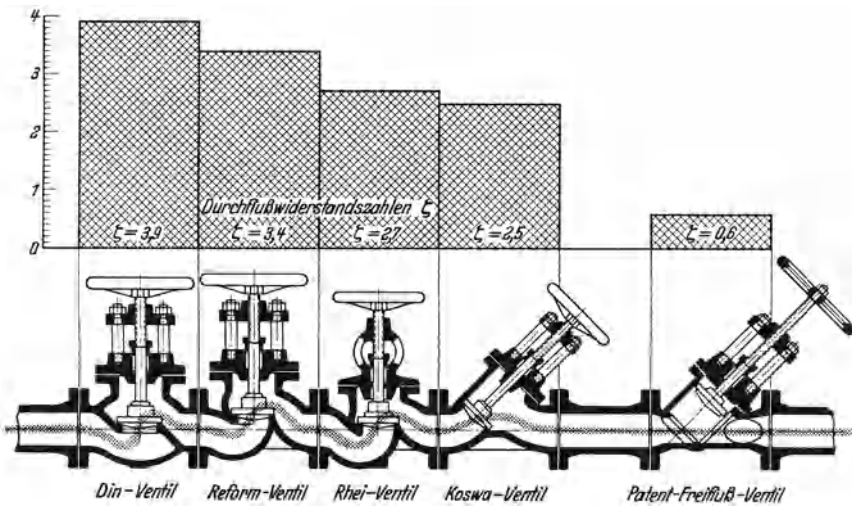


Abb. 71. Widerstandszahlen für verschiedene Ventile nach Pfeleiderer. Aus Richter [102].

Im folgenden sind die von Pfeleiderer [98] und Wetjen [109] gefundenen Werte für verschiedene Bauarten der Absperrorgane zusammengestellt:

Normalventil	$d = 100 \text{ mm} = 4,94$
DIN-Ventil, älterer Bauart	$d = 100 \text{ mm} = 4,4$
DIN-Ventil ND 25	$d = 100 \text{ mm} = 4,1$
Reformventil	$d = 100 \text{ mm} = 3,23$
Rhei-Ventil	$d = 100 \text{ mm} = 2,68$
Koswa-Schrägsitzventil	$d = 100 \text{ mm} = 2,65$
Freiflußventil	$d = 100 \text{ mm} = 0,6$
Freiflußventil	$d = 80 \text{ mm} = 0,8$
Schieber	$d = 100 \text{ mm} = 0,52$.

Für die Umrechnung der ζ -Werte auf andere Ventildurchmesser kann man angenähert das im Archiv für Wärmewirtschaft 1932 veröffentlichte

¹ Nach einer Druckschrift der Amag-Hilpert A. G., Nürnberg.

Arbeitsblatt 2 (s. Abb. 72) benutzen. Es ist dabei zu beachten, daß der ζ -Wert für Ventile günstiger Strömungsform (Koswa, Freiflußventil) mit zunehmendem Durchmesser kleiner wird, während bei den übrigen Ventilen das Umgekehrte der Fall ist. Für Schieberwiderstände s. Abb. 73 bis 75¹.

Für Wasserabscheider muß je nach der Bauart der Wert $\zeta = 5 - 8$ und mehr eingesetzt werden. Die Ausführung mit tangential einmündendem

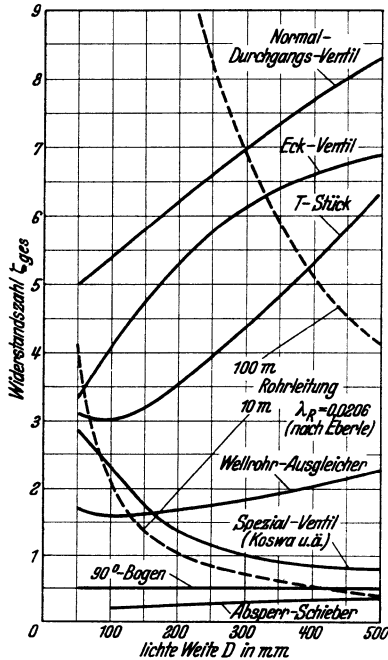


Abb. 72. Widerstandszahlen für verschiedene Formstücke (Mittelwerte). (Arch. Wärmew., Arbeitsblätter.)

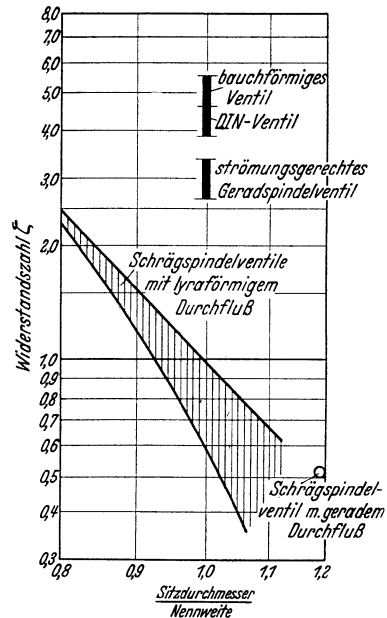


Abb. 73. Widerstandszahlen von Ventilen 100 NW und 350 mm Baulänge. (Arch. Wärmew., Arbeitsblätter.)

Eintrittsstutzen (Fliehkraftwasserabscheider) dürfte den kleinsten, diejenige mit senkrechtem Prallblech den größten Widerstand haben.

Damit dürfte diese Übersicht genügen.

Gleichwertige Rohrlängen. Für die Berechnung des Gesamtdruckverlustes können nun zwei Wege eingeschlagen werden.

In dem einen Fall berechnet man den Druckverlust für die gerade Rohrlänge nach Gl. (9) und die Einzelwiderstände in ihrer Summe nach Gl. (31).

Bequemer und — besonders bei Gas- und Dampfleitungen — auch richtiger ist die Umrechnung der ζ -Werte (bzw. ihrer Summe) in die sog. „gleichwertige Rohrlänge“, die dann zu der geraden Rohrlänge zugeschlagen und der Gesamtdruckverlust nach Gl. (9) berechnet wird.

¹ Aus Arch. Wärmewirtsch., Arbeitsblätter.

Zwischen dem ζ -Wert und der gleichwertigen Rohrlänge L besteht folgende einfache Beziehung:

$$L_{\zeta} = \zeta \cdot \frac{d}{1000 \cdot \lambda} = 0,051 \cdot \zeta \frac{d}{\beta} \text{ in m,} \quad (34)$$

wobei d in mm einzusetzen ist.

Aus Gl. (34) geht hervor, daß ζ nicht ohne weiteres einer Rohrlänge L von bestimmtem Durchmesser d gleichwertig ist, sondern dem Ausdruck $\lambda L/d$, in dem eine nicht zu vernachlässigende Rolle die Widerstandszahl λ spielt, die einer Rohrlänge erst ihre Wertigkeit bezüglich des Widerstandes gibt. Bei Nichtbeachtung dieses Umstandes können verhängnisvolle Fehler gemacht werden. Markert [91] gibt dafür ein aufschlußreiches Beispiel.

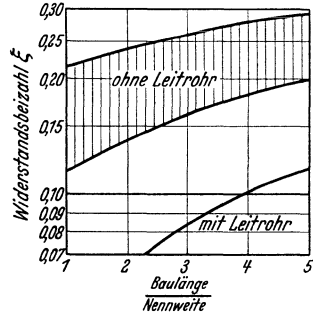


Abb. 74. Widerstandszahlen von Schiebern ohne Einschnürung. (Arch. Wärmew., Arbeitsblätter.)

Aus diesem Grunde hat es auch wenig Zweck, die Einzelwiderstände für verschiedene Teile in m Rohrlänge in einer Zusammenstellung zu geben, da diese Werte nur für ein ganz bestimmtes λ richtig sein können. Es empfiehlt sich also der zweite Weg, indem man aus den ζ -Werten die gleichwertige Rohrlänge nach Gl. (34) errechnet.

Zur Erläuterung mögen einige Rechenbeispiele dienen.

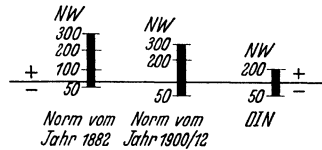


Abb. 75. Umrechnungszahlen für Schieberwiderstände. Die links vermerkten Widerstandsbeizahlen gelten für 100 NW und 350 mm Baulänge; bei anderen Nennweiten sind die unten stehenden Berichtigungen (als Strecken) anzubringen. (Arch. f. Wärmew., Arbeitsblätter.)

Beispiel 1. Durch eine Wasserleitung von 500 mm l. W. und 300 m Länge strömen 157 l/s. In dem Strang sind 2 Schieber eingebaut, deren Widerstand mit berücksichtigt werden soll. Außerdem enthält die Leitung 10 Krümmer $90^\circ R = 3d$. Temperatur des Wassers 10°C . Gesucht wird der Druckhöhenverlust zwischen Anfang und Ende unter Annahme, daß die Leitung waagrecht verlegt ist.

Mit Rücksicht auf spätere Verschmutzung der Leitung und Krustenbildung soll nach der Gl. (27) von Brinkhaus gerechnet werden.

Der verengte Rohrdurchmesser sei mit $d_i = 490$ mm angenommen.

Unter Benutzung der allgemeinen Beziehungen ist

$$w_i = \frac{354 \cdot 157 \cdot 3600}{1000 \cdot 490^2} = 0,83 \text{ m/s,}$$

$$\lg w_i = 0,9191 - 1$$

$$\lg w_i^{1,77} = 1,77(0,9191 - 1) = (1,62681 - 1,77) = 0,85681 - 1$$

$$w_i^{1,77} = 0,7194$$

$$d_i = 490 \text{ mm}$$

$$\lg d_i = 2,6902$$

$$\lg d_i^{1,23} = 1,23 \cdot 2,6902 = 3,31$$

$$d_i^{1,23} = 2042$$

folglich

$$h = 7,7 \frac{0,7194}{2042} \cdot 300 = 0,815 \text{ m WS}$$

$$Re = \frac{36 \cdot 565 \cdot 10^6}{490 \cdot 134} = 309\,000.$$

Die Summe der Einzelwiderstände beträgt

$$\begin{array}{r} 10 \text{ Bogen } 90^\circ R = 3d \text{ je } 0,15 = 1,5 \\ 2, \text{ Schieber je } 0,7 \quad \quad \quad = 1,4 \\ \hline \Sigma \zeta = 2,9 \end{array}$$

$$\Delta h = \zeta \frac{w^2}{2 \cdot g} = 2,9 \frac{0,83^2}{19,62} = 0,102 \text{ m WS.}$$

Der Gesamtdruckverlust der Leitung ist demnach

$$\Delta h = 0,815 + 0,102 = \mathbf{0,917 \text{ m WS.}}$$

Beispiel 2. Gegeben $\Delta p_{ges.}$, L , d , gesucht Q . In einer Wasserleitung von 200 mm l.W. tritt über eine Länge von 100 m ein Druckverlust von 0,1 at ein. Wie groß ist die durchfließende Wassermenge?

Es sei in der Leitung eine Armatur eingebaut, deren ζ mit 5,0 eingesetzt werden soll. Vorläufig ist die Geschwindigkeit w und damit auch das λ unbekannt. Die Wassertemperatur sei 10° C und es soll mit sauberen Rohren gerechnet werden.

Hier kann mit Vorteil die Abb. 61 benutzt werden. Damit muß aber der gegebene ζ -Wert in die „gleichwertige Rohrlänge“ verwandelt werden. Hierfür schätzt man die Rohrreibungszahl

$$\text{z. B. } \lambda = 0,02$$

und bekommt

$$L_\zeta = \zeta \frac{d}{\lambda} = 5 \frac{0,2}{0,020} = 50 \text{ m.}$$

Die Gesamtverlustlänge ist also

$$L_{ges.} = L_l + L_\zeta = 100 + 50 = 150 \text{ m.}$$

Der zur Verfügung stehende Druckhöhenverlust

$$\Delta h = 0,1 \cdot 10\,000 = 1000 \text{ mm WS}$$

oder je lfd. m Gesamtlänge

$$\Delta h = \frac{1000}{150} = 6,67 \text{ mm WS/m.}$$

Geht man nun in Abb. 61 links vom $\Delta h = 6,67 \text{ mm}$ waagrecht nach rechts bis zum Schnittpunkt mit der Linie $d = 200 \text{ mm}$, so liest man unten die Menge ab, und zwar

$$G = 131 \text{ t/h.}$$

Zur Prüfung des geschätzten λ -Wertes berechnet man

$$w = \frac{354 \cdot 131\,000}{1000 \cdot 200^2} = 1,16 \text{ m/s.}$$

Bei 10° C ist nach Abb. 60

$$\eta = 134 \cdot 10^{-6} \text{ kg s/m}^2$$

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g} = \frac{1,16 \cdot 0,2 \cdot 1000}{134 \cdot 9,81} \cdot 10^6 = 177\,000.$$

Mit Gl. (21) ist

$$\lambda = 0,09 \frac{d^{-0,13}}{Re^{0,144}}.$$

Mit Hilfe der Potenzentabelle ermittelt man

$$\text{für } d = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$$

$$d^{-0,13} = 1,233$$

$$Re^{0,144} = 160000^{0,144} + \frac{17000}{40000} 0,183 =$$

$$= 5,615 + 0,078$$

$$= 5,693.$$

Somit

$$\lambda = 0,09 \frac{1,233}{5,693} = 0,0195.$$

Der Schätzfehler von λ beträgt nur 2,5 vH, folglich kann die Rechnung als richtig angesehen werden. Bei größeren Abweichungen genügt meistens eine zweite Durchrechnung mit dem neuen λ -Wert.

Die gesuchte Wassermenge ist folglich

$$Q = 131 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Beispiel 3. Für eine Kondensatfernleitung sei gegeben Q , L und Δh ; gesucht d . Dieser Fall liegt beim Entwurf einer neuen Leitung vor.

Kondensatmenge 60 t/h, mittlere Wassertemperatur 40° C. Länge der Leitung = 2500 m mit 20 Krümmern, 8 Lyrabögen und 4 Schiebern. Zulässiger Druckabfall für die ganze Strecke = 16 m WS.

Zunächst schätzen wir $Re = 250000$ und ermitteln aus Abb. 68 die Widerstandswerte.

20 Krümmern 90° je 0,35	= 7,0
8 Lyrabögen (je 5 Bogen 90°) je 0,67	= 5,4
4 Schieber je 0,55	= 2,2
	Σ ζ = 14,6

Für die vorläufige Ermittlung der „gleichwertigen Rohrlänge“ sei $\lambda \sim 0,025$ und $d \sim 250$ mm geschätzt.

$$L_{\zeta} = 14,6 \frac{0,25}{0,025} = 146 \text{ m}.$$

$$L_{\text{ges}} = 2500 + 146 = 2646 \text{ m}.$$

Das zur Verfügung stehende Druckgefälle von 16 m verteilt sich folglich auf

$$\Delta h = \frac{16000}{2646} = \sim 6 \text{ mm WS/m}.$$

Wenn man Abb. 61 benutzen will, so muß man mit Rücksicht auf die Temperatur $t = 40^{\circ}$ C den Wert Δh im Verhältnis $1/C_t$ erhöhen, d. h.

$$\Delta h' = \frac{6}{0,917} = 6,55 \text{ mm WS/m}.$$

Die Waagerechte von $\Delta h = 6,55$ mm und die Senkrechte von $G = 60$ t/h kreuzen sich in der Abb. 61 genau auf dem Rohrdurchmesser

$$d = 150 \text{ mm}.$$

Jetzt soll mit diesem Wert die Reibungszahl λ nachgeprüft werden.

$$w = \frac{354 \cdot 60000}{1000 \cdot 150^2} = 0,944 \text{ m/s}.$$

Die Zähigkeit des Wassers ist bei 40° C

$$\eta = 67 \cdot 10^{-6} \text{ kg s/m}^2$$

$$Re = \frac{36 \cdot 60 \cdot 10^6}{150 \cdot 67} = 215\,000$$

$$\lambda = 0,09 \frac{0,15^{-0,13}}{215\,000^{0,144}} = 0,09 \frac{1,279}{5,86} = 0,01\,965.$$

Es war also λ zu hoch geschätzt. Nun wird mit dem neuen Wert die gleichwertige Rohrlänge berechnet.

Für $d = 150$ mm ist jetzt

$$L_z = 14,6 \frac{0,15}{0,0195} = 112 \text{ m}$$

$$L_{\text{ges}} = 2500 + 112 = 2612 \text{ m.}$$

Aus Abb. 61 folgt

$$\Delta h = \Delta h' \cdot L_{\text{ges}} \cdot C_t = 6,55 \cdot 2612 \cdot 0,917 = 15,7 \text{ m WS.}$$

2. Kesselspeiseleitungen.

Wie schon im ersten Teil bemerkt, legt man bei der Berechnung dieser Leitungen Geschwindigkeiten von 1,5 bis 2 m/s zugrunde.

Während bei Wasserleitungen — ohne Berücksichtigung der geringen Temperaturen — allgemein mit dem normalen spezifischen Gewicht $\gamma = 1000$ gerechnet wird, muß man bei Speiseleitungen darauf Rücksicht nehmen, daß durch die Speisewasservorwärmung usw. oft Wassertemperaturen bis 200° C in Frage kommen und mit wachsender Temperatur das spezifische Gewicht des Wassers sinkt, was durch das sich ergebende größere Fördervolumen bei der Leitungsberechnung berücksichtigt werden muß. Die Zahlentafel 1 zeigt das Fallen des spezifischen Gewichtes und damit das Steigen des spezifischen Volumens ($1/\gamma$) bei steigender Wassertemperatur.

Im übrigen erfolgt die Druckverlustberechnung in der gleichen Weise, wie es übrigens auch schon in dem Beispiel 3 angedeutet wurde.

Auch die Zähigkeit des Wassers ist in starkem Maße von der Temperatur abhängig und muß unbedingt entsprechend berücksichtigt werden, da man sonst zu hohe Werte für Δp erhält. Die Zähigkeitswerte für verschiedene Wassertemperaturen kann man bequem aus Abb. 60 ablesen.

Die Widerstandszahlen von Sonderarmaturen in Speiseleitungen sind noch fast gar nicht erforscht. Man kann sie also nur unter Berücksichtigung der ζ -Werte von Ventilen annähernd schätzen. Beispielsweise müßte für Rückschlagventile ein etwas höherer ζ -Wert eingesetzt werden, als für ein Absperrventil ähnlicher Bauart. Für Speiseregler lassen sich überhaupt keine Zahlenwerte angeben, da sie ihrem Zweck entsprechend als Drosselorgane wirken und der Widerstand daher von dem jeweiligen Öffnungsgrad abhängt. Meistens wird aber auch nur bis zum Speiseregler gerechnet.

3. Entwurf eines Ortsnetzes für Wasserversorgung.

Grundlage jedes Entwurfes einer Rohrleitungsanlage ist die Bestimmung der Menge der zu fördernden Flüssigkeit, in diesem Falle der Wassermenge. Es ist natürlich nicht möglich, auch nur für die wichtigsten technischen Betriebe einfache und genaue Angaben über die benötigte Wassermenge zu geben, weil für jeden Einzelfall wieder andere Verhältnisse maßgebend sind.

Obgleich dies auch gewissermaßen für Wasserversorgungsanlagen gilt, mögen doch in folgendem einige Anhaltspunkte für den Entwurf gegeben werden, weil diese Netze in verschiedener Beziehung einen Ausnahmefall bilden. Erstens gibt es wohl kaum Fälle, wo die Leitungen in so vielfältiger Weise verzweigt sind, zweitens ist hier die Bestimmung der Wassermengen Aufgabe des Leitungsbauers, während sonst die benötigten Mengen durch den Bauherrn der betreffenden Kraft- oder Industrieanlage angegeben werden. Im Abschnitt I/J wurde schon einiges über die Verteilungsnetze gesagt und wir werden annehmen, daß das Umlaufnetz zur Anwendung kommt. Das Versorgungsgebiet wird in Bezirke eingeteilt, und für jeden Bezirk die tägliche Wassermenge in der Weise abgeschätzt, daß zuerst die Einwohnerzahl mit dem Verbrauch für den Kopf und den Tag multipliziert wird und sodann weitere Verbrauchsstellen, wie gewerbliche Betriebe, Schulen, Krankenhäuser, Badeanstalten usw. berücksichtigt werden. Außer mit diesem normalen Bedarf ist noch mit Erhöhung des Wasserverbrauches bei Bränden zu rechnen, wobei für jeden Hydrant mit einer Menge von etwa 600 l/min zu rechnen ist.

Im Jahresdurchschnitt verbraucht jeder Einwohner etwa 100 l/Tag, jedoch muß damit gerechnet werden, daß an heißen Sommertagen der Verbrauch um etwa 50 vH höher ist. Der stündliche Verbrauch kann bis etwa $\frac{1}{14}$ des Tagesverbrauches erreichen. Der Gesamtverbrauch verschiedener Städte, dividiert durch deren Einwohnerzahl, ergibt ziemlich weit auseinanderliegende Werte, und es sind demnach bei dem Entwurf die örtlichen Verhältnisse weitgehend zu berücksichtigen. So betrug z. B. im Jahre 1934 der durchschnittliche Tagesverbrauch pro Kopf für

Berlin	136 l	Dresden	128 l
Hamburg	148 l	München	270 l
Magdeburg	108 l	Augsburg	250 l
Solingen	113 l	Basel	236 l
Darmstadt	115 l	Baden-Baden	145 l
		(Höchstwert 399 l)	
		Straßburg	etwa 145 l

Für ausländische Städte — namentlich in den Vereinigten Staaten — werden bedeutend höhere Verbrauchsziffern angegeben, z. B.:

Paris	etwa 295 l
Chicago	etwa 1020 l
Philadelphia	etwa 903 l
Buffalo	etwa 1400 l

Zu bemerken ist hierbei, daß in Amerika der Verbrauch der Einzelabnehmer nicht durch Messer überwacht wird.

Die Leitungen können eingeteilt werden in Speiseleitungen und Verteilungsleitungen. Die Speiseleitungen werden ungefähr durch den Schwerpunkt der Bezirke geführt und leiten also den Bezirken die zu verteilenden Mengen zu. Bei der Wahl dieser Speiseleitungen werde

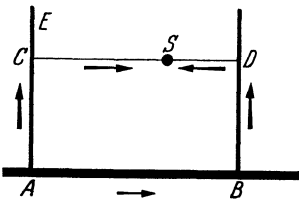


Abb. 76. Beispiel eines Leitungsausschnittes.

berücksichtigt, daß sich im allgemeinen die wirtschaftlichste Lösung ergibt, wenn die Wasserteilchen auf dem kürzesten Weg zu dem Verbrauchsort geführt werden. Die Verteilungsleitungen brauchen meistens nicht einzeln berechnet zu werden, weil es sich als praktisch erwiesen hat, die lichten Weiten nicht unter 100 mm zu nehmen, und bei einem solchen Querschnitt werden

die Geschwindigkeiten wohl fast nie zu hoch, weil auf eine Verteilungsleitung bei richtiger Wahl der Bezirksgröße keine so großen Mengen entfallen. Es sind nun die Wassermengen zu ermitteln, die für die einzelnen Speisestränge einzusetzen sind und die zweckmäßig von Knotenpunkt zu Knotenpunkt bestimmt werden. Innerhalb der Bezirke kann man ausgehen entweder unmittelbar von der Einwohnerzahl oder von der

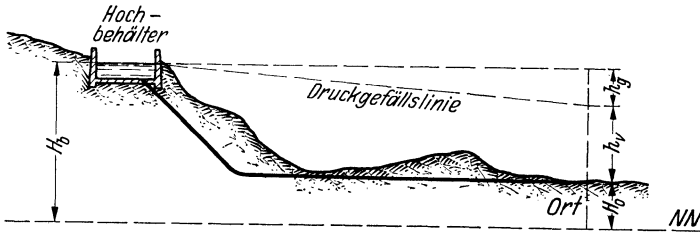


Abb. 77. Gefälleleitung.

Wasserentnahme für den laufenden Meter, die dann jedesmal mit der Straßenlänge zu multiplizieren ist. Für verschiedene Stadtteile werden sich für den Verbrauch je lfd. m andere Zahlen ergeben, weil er abhängig ist von der Stockwerkzahl der anliegenden Häuser, von dem Wohlstand der Anwohnenden usw.

Nachdem die Leitungslinie festgelegt ist, sind die Strömungsverhältnisse zu ermitteln. Bei Umlaufnetzen kann man das ganze Netz in Ringe aufgelöst denken, wobei sich jeder Ring wieder als zwei Verästelungsleitungen betrachten läßt. Sei z. B. in Abb. 76 ein Ausschnitt aus einem Netz gegeben und strömt in der Speiseleitung das Wasser von A nach B, in den Seitensträngen also auch von A nach C und von B nach D, so wird ein Teil der Verbindungsleitung CD von C aus, ein anderer Teil von D aus Wasser zugeführt bekommen. Die Grenze zwischen diesen

beiden Teilen (Punkt S) wird Wasserscheidepunkt genannt und liegt bei gleichmäßiger Wasserentnahme aus den einzelnen Strängen nicht genau in der Mitte, sondern verschoben in Strömungsrichtung der Speiseleitung. In dieser Weise wird die Menge bestimmt, die von C aus zur Versorgung des Teiles CS fließen soll und in gleicher Weise die Menge, die von C nach E strömt. Für den Punkt C ist die sekundliche Menge bekannt. Für die Abzweigung bei A gilt diese Menge, zuzüglich des Verbrauches des Stranges AC . In dieser Weise kann man, ausgehend von den entferntesten Punkten und fortschreitend in Richtung der Hauptzuleitung für jede Stelle des Netzes die Durchflußmenge bestimmen.

Ein Rohrleitungsnetz soll verschiedene Bedingungen erfüllen, und zwar soll erstens der Druck an allen Entnahmestellen, auch bei Höchstverbrauch, ausreichend sein und zweitens soll dies mit den geringsten Kosten erreicht werden. Für die Durchrechnung sind diese beiden Forderungen maßgebend, für die Ausführung kommen natürlich Festigkeitsbedingungen und solche des Schutzes gegen Rostangriff usw. hinzu.

Bei gegebener Wassermenge ist der Druck abhängig von Anfangsdruck und Druckabfall in der Leitung, welcher letzterer wieder durch die Lichtweiten bedingt ist. Es ergeben sich nun zwei Hauptgruppen, und zwar die Gefälleleitungen, bei denen der Anfangsdruck bestimmt ist durch die Höhe der Quelle über dem Ort, und die Leitungen mit künstlicher Hebung des Wassers, bei denen also der Druck von Pumpen erzeugt werden muß.

Im ersten Fall, also bei Gefälleleitungen, ist nach Abb. 77 der zulässige Druckabfall bedingt durch den Höhenunterschied von Behälter und Ort und den verlangten Druck am Ende der Leitung. Aufgabe des Entwurfes ist es, den Verlauf des Druckabfalles mit der Länge, d. h. die Druckgefällslinie so zu gestalten, daß die Kosten der Rohrleitung einen Kleinstwert erreichen.

Wird jedoch der Druck von Pumpen erzeugt, so ist man nicht von vornherein an einen gegebenen Druckabfall gebunden, sondern dieser soll so gewählt werden, daß sich dabei die Gesamtkosten der Wasserversorgung am niedrigsten stellen. Hier ist also zu bestimmen, bei welchem Druckverlust, also bei welchen Rohrweiten, die Summe der Betriebskosten am kleinsten wird. Diese setzen sich aus Verzinsung, Abschreibung und Unterhaltungskosten von Maschinenanlage und Rohrnetz und den Betriebskosten der Pumpenanlage zusammen, welche wiederum von der Art der Antriebsmaschine (Dampfmaschine, Öl- oder Gasmotor oder Elektromotor) und von dem Preis des Brennstoffes bzw. des elektrischen Stromes abhängig sind.

Berechnung einer Gefälleleitung. Wie oben erwähnt, soll hier der Verlauf der Druckgefällslinie bestimmt werden. Die Strömungsverhältnisse können verschieden sein und sollen an Hand einiger sogenannter Belastungsschaubilder gezeigt werden.

Fall 1. Entnahme bloß am Ende der Leitung, Durchflußmenge gleichbleibend, wie Abb. 78 zeigt. Tritt ein bei Verbindungsleitung zwischen Gewinnstelle und Verbrauchsort.

Fall 2. Leitung bei gleichbleibender Wasserentnahme über der ganzen Länge (s. Abb. 79). Druckgefällslinie eine parabelartige Linie.

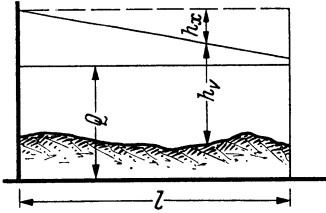


Abb. 78. Belastungsschaubild für Entnahme am Ende der Leitung.

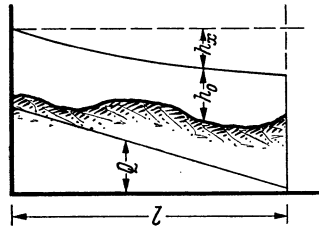


Abb. 79. Belastungsschaubild für gleichmäßig auf die Länge der Leitung verteilte Entnahme.

Bei wirklichen Leitungen wird es sich meistens um eine Verbindung dieser zwei äußersten Fälle handeln und die Belastungsschaubildlinie wird einen Verlauf, wie Abb. 80 etwa zeigt, annehmen können. Die Gefällslinie wird dabei die Gestalt einer gebrochenen Linie annehmen. Sie wird bedingt durch die gewählten Durchmesser und muß wieder so verlaufen,

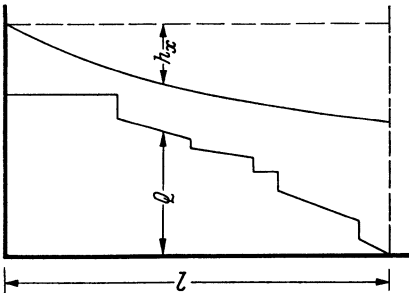


Abb. 80. Belastungsschaubild für ungleichmäßige Entnahme.

daß der Betriebsdruck überall ausreicht. Für die Wahl der Druckgefällslinie sei hier auf das Schrifttum hingewiesen.

Für den ersten Fall sei ein Rechenbeispiel gegeben.

Ein Hochbehälter liegt 185 m, der zu versorgende Ort 145 m über NN. Am Ende der Leitung soll ein Druck von 25 m herrschen. Die Länge der Verbindungsleitung beträgt 2800 m, die sekundliche Wassermenge 10 kg/s. Wie groß soll die Rohrweite genommen werden?

Wie oben gesagt, soll die Gefällslinie eine gerade sein. Bezogen auf die Höhe der Verbrauchsstelle herrscht am Anfang der Leitung ein Druck von 40 m WS. Der zulässige Druckverlust beträgt

$$40 - 25 = 15 \text{ m WS.}$$

Druckverlust pro 1 m Länge:

$$\frac{\Delta h}{L} = \frac{15}{2800} = 0,00535 \text{ m WS/m} = 5,35 \text{ mm WS/m.}$$

Hierfür soll die Gl. (26) von Brinkhaus benutzt werden, da diese gegenüber den anderen Formeln etwas höhere Werte gibt und somit die Zunahme des Widerstandes nach längerem Gebrauch berücksichtigt wird.

Die Gl. (26) ist in der Form aber nicht zu gebrauchen, da weder die Geschwindigkeit noch der Durchmesser bekannt sind.

Umgewandelt lautet sie

$$\frac{\Delta h}{L} = 146 \cdot 10^6 \frac{G^{1,77}}{d^{4,77}} \text{ mm WS/m,}$$

wobei G in t/h und d in mm einzusetzen sind.

Aus der Gleichung folgt:

$$d^{4,77} = \frac{L}{\Delta h} 146 \cdot G^{1,77} \cdot 10^6$$

$$G = 10 \text{ kg/s} = \frac{10 \cdot 3600}{1000} = 36 \text{ t/h}$$

$$\lg G = 1,5563$$

$$\lg G^{1,77} = 1,77 \cdot 1,5563 = 2,753$$

$$G^{1,77} = 566$$

eingesetzt

$$d^{4,77} = \frac{1}{5,35} \cdot 146 \cdot 10^6 \cdot 566 = 15440 \cdot 10^6$$

$$d = (15440 \cdot 10^6)^{\frac{1}{4,77}} = (15440 \cdot 10^6)^{0,2097}$$

$$\lg(15440 \cdot 10^6) = 10,18865$$

$$\lg(15440 \cdot 10^6)^{0,2097} = 0,2097 \cdot 10,18865 = 2,137$$

$$d = 137 \text{ mm.}$$

Das gleiche Ergebnis kann man auch ohne umständliche Rechenarbeit aus der Abb. 65 mühelos ablesen.

Mit Rücksicht auf die zusätzlichen Einzelwiderstände wählt man die nächst höhere Nennweite, d. h.

$$d = 150 \text{ mm.}$$

Es soll nun noch der sich ergebende Druckhöhenverlust nachgeprüft werden, wobei für Einzelwiderstände eine zusätzliche Länge von 800 m angenommen sei. Es ist also

$$L = 2800 + 800 = 3600 \text{ m.}$$

Aus der oben erwähnten Abbildung ermittelt man für $d = 150 \text{ mm}$

$$\frac{\Delta h}{L} = 3,55 \text{ mm WS/m.}$$

Der Gesamtverlust ist also

$$\begin{aligned} \Delta h &= 3600 \cdot 3,55 = 12800 \text{ mm WS} \\ &= 12,8 \text{ m WS.} \end{aligned}$$

Demnach beträgt der Versorgungsdruck im Ort noch

$$40 - 12,8 = 27,2 \text{ m WS}$$

folglich höher, als vorgeschrieben war.

Rechnet man mit Rücksicht auf später doch eintretende Verkrustung der Leitung mit der Gl. (27), so erhält man unter der Annahme

$$d_i = 150 - 5 = 145 \text{ mm}$$

aus Abb. 65

$$\frac{\Delta h}{L} = 4,25 \text{ mm WS/m,}$$

d. h.

$$\Delta h = 4,25 \cdot 3600 = 15300 \text{ mm WS.}$$

Dieser Wert muß noch um das Verhältnis der Festwerte der Gl. (26) und (27), d. h. um

$$\frac{7,7}{4,5} = 1,71$$

vergrößert werden.

Man bekommt also endgültig [entsprechend Gl. (27)]:

$$\begin{aligned} \Delta h &= 15300 \cdot 1,71 = 26200 \text{ mm WS} \\ &= 26,2 \text{ m WS.} \end{aligned}$$

In diesem Falle müßte ein größerer Rohrdurchmesser, und zwar gewählt werden.

$$d = 175$$

Mit diesem Rohrdurchmesser, d. h.

$$d_i = 175 - 5 = 170 \text{ mm}$$

würde der Gesamtverlust

$$\begin{aligned} \Delta h &= 1,95 \cdot 3600 \cdot 1,71 = 12000 \text{ mm WS} \\ &= 12 \text{ m WS} \end{aligned}$$

betragen.

Beim Bau der Leitungen, deren Strömungsverhältnisse durch den oben erwähnten Fall 2 gekennzeichnet sind, bei denen also die durchfließende Menge abnimmt, wird man für kürzere Strecken einen gleichbleibenden Durchmesser wählen, über größere Abstände eine Abstufung vornehmen.

Der Druckverlust läßt sich ungefähr ermitteln, wenn für die Strecken mit gleichbleibendem Durchmesser der Verlust für die mittlere Wassermenge bestimmt wird.

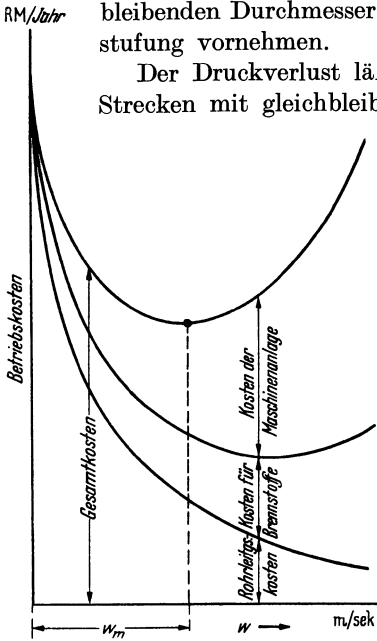


Abb. 81. Kostenvergleich zur Ermittlung der wirtschaftlichsten Geschwindigkeit.

Berechnung eines Netzes bei künstlicher Hebung des Wassers. Diese gestaltet sich weniger einfach, weil Vergleichsrechnungen für verschiedene Durchmesser gemacht werden müssen. Für die Speiseleitungen werden ungefähr überall gleiche Geschwindigkeiten angenommen und für einige Werte die Durchmesser ermittelt. Das Druckgefälle, der Druck an der Pumpe und dadurch auch die erforderliche Maschinenleistung sind zu ermitteln. Mit Zunahme der Geschwindigkeit nehmen Rohrdurchmesser und demnach auch die Rohrleitungskosten ab, die Betriebskosten (durch Maschinenanlage und Betriebsstoffverbrauch) nehmen dagegen zu.

Zweckmäßig verfährt man danach so, daß über die Rohrdurchmesser oder über die Geschwindigkeit die Kosten aufgetragen werden. Dies ergibt dann etwa folgendes Bild nach Abb. 81. Die günstigste Geschwindigkeit liegt offenbar bei w m/s.

Hier ist die Benutzung von Abbildungen ganz besonders vorteilhaft, weil man ohne langwierige Rechnung die jeweiligen Druckverluste ablesen kann. Die Höhe derselben beeinflußt die Pumpenleistung, d. h. sowohl die Kosten für Brennstoffe, als auch die Kosten der Maschinenanlage.

Von Einfluß auf dieses Bild ist die Zahl der Betriebsstunden je Jahr. Die Kosten für Maschinenanlage und Brennstoff treten gegenüber denen für das Rohrnetz bei geringerer Betriebsstundenzahl zurück. Ein Anhalt für die Wahl der Geschwindigkeit ist gegeben durch die Formel

$$w_w = \frac{0,5 \text{ bis } 0,6}{\sqrt[3]{b}} \text{ m/s} \quad (35)$$

b = Betriebshäufigkeit, d. h. Verhältnis der jährlichen Betriebsstunden zur Stundenzahl des Jahres.

w_w = Geschwindigkeit während der Betriebsstunden.

Ein Rechnungsbeispiel hierzu zu bringeninge über den Rahmen des Buches hinaus; folglich mögen diese kurzen Angaben genügen, um den Weg zu zeigen, den man bei Netzen dieser Art zu gehen hat, deren Planung und Ausführung man aber immer Fachfirmen übertragen soll.

Über das Schrifttum gibt die Zusammenstellung am Schluß des Buches Auskunft, besonders die unter Druckverlustberechnung aufgeführten Arbeiten.

4. Turbinenrohrleitungen.

Die Berechnung dieser Leitungen sei nur kurz gestreift, da ausführliche Behandlung dieses Stoffes im gleichen Verlag durch A. Hruschka [15] bereits erfolgt ist.

Die die Wirkung einer Wasserkraft beeinflussenden Größen sind Wassermenge und Fallhöhe, aus denen sich die Leistung der Wasserkraft nach der Faustformel

$$N_e = 11 \cdot Q \cdot H_n \quad (36)$$

(entwickelt aus $\frac{Q \cdot 1000 \cdot H_n \cdot 0,8}{75} = \sim 11 \cdot Q \cdot H_n$) errechnet, wobei

N_e = Nutzleistung an der Turbinenwelle in PS;

Q = Wassermenge in m^3/s ;

H_n = Nutzfallhöhe in m.

Bei der Berechnung von Druckrohrleitungen muß man zwei verschiedene Punkte beachten:

1. Die Bestimmung des Durchmessers.
2. Die Bestimmung der mechanischen Festigkeit und Beanspruchung der Rohrleitung in den verschiedenen Abschnitten.

Punkt 1 interessiert beim Entwurf am meisten, da von der Wahl des richtigen Durchmessers die Wirtschaftlichkeit abhängig ist. Eine enge Leitung ergibt zwar niedrige Anschaffungskosten, aber dauernde größere Reibungs- und damit Leistungsverluste.

Der **Kleinstwert** der Summe von „Jahreskosten der Rohrleitung + Jahreswert des Fallhöhenverlustes“ ergibt den wirtschaftlich günstigsten Rohrdurchmesser.

Nach Bundschu [12] errechnet sich der wirtschaftlichste Rohrdurchmesser nach folgender Faustformel:

$$\text{für } H < 100 \text{ m} \quad d = \sqrt[3]{0,052 \cdot Q^3} \text{ in m} \quad (37)$$

$$\text{für } H > 100 \text{ m} \quad d = \sqrt[7]{\frac{5,2 \cdot Q^3}{H}} \text{ in m,} \quad (38)$$

wobei:

d = wirtschaftlichster lichter Rohrdurchmesser in m;

Q = Wassermenge in m^3/s bei Vollbeaufschlagung;

H = Betriebsdruckhöhe = (statischer Druck + Druckanstieg) an dem betrachteten Rohrleitungspunkt in m, gemäß nachstehender Abb. 82.

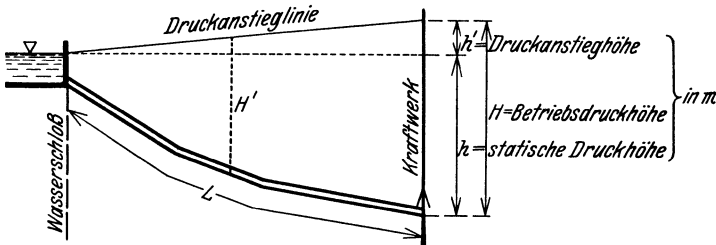


Abb. 82. Belastungsschaubild.

Der Druckanstieg wird hervorgerufen durch das Wasserauflaufen beim Abschließen der Absperrorgane, der bei Turbinenleitungen über 100 m Länge nach der Faustformel von Bundschu mit

$$h' = 20 + 0,1 h \text{ in m} \quad (39)$$

angesetzt werden kann.

Gemäß Abb. 82 kann dann nach Eintragung der Druckanstiegslinie für jeden Punkt der Leitungsstrecke die Betriebsdruckhöhe h' entnommen werden.

Netoliczka [17] ermittelt unter Berücksichtigung des Leistungsverlustes, der Belastungszahl, des Kilogrammpreises der Rohrleitung und anderer Größen den Durchmesser, der den Höchstwert an Wirtschaftlichkeit ergibt; jede Rohrleitung, die einen kleineren oder größeren Durchmesser besitzt, ist weniger wirtschaftlich:

$$d_w = \sqrt[7]{\frac{2,98 \cdot Q^3 \cdot P_r \cdot b \cdot \eta_t \cdot \eta_g \cdot \sigma \cdot \mu \cdot \gamma}{10^5 \cdot p_m \cdot x \cdot y}}, \quad (40)$$

worin:

d_w = wirtschaftlichster Durchmesser in m;

Q = Wassermenge in m^3/s ;

P_r = Verkaufspreis der kWh in RM;

- b = Belastungszahl der Anlage = $\frac{\text{tatsächliche Ausnutzungsdauer}}{\text{theoretisch mögliche Ausnutzungsdauer}}$
 (je Jahr also $365 \cdot 24$ h);
 η_t = Wirkungsgrad der Turbine;
 η_g = Wirkungsgrad des Generators;
 σ = zulässige Beanspruchung in kg/cm^2 ;
 μ = Berücksichtigung der Reibung durch Krümmer usw.;
 p_m = mittlerer Druck in einem Rohrschuß in at ($H/10$);
 x = Abschreibungswert (z. B. = 0,15 bei einer Verzinsungs- und Abschreibungszahl von 15 vH);
 y = Kilopreis des Rohrmaterials in RM;
 γ = spezifisches Gewicht des Rohrwerkstoffes in kg/dm^3 ;

unter Benutzung mittlerer Werte:

$$\begin{aligned}
 \eta_t &= 0,82 \\
 \eta_g &= 0,94 \\
 \sigma &= 800 \text{ kg/cm}^2 \\
 \mu &= 1,05
 \end{aligned}$$

ergibt sich

$$d_w = \sqrt[7]{\frac{1,93 \cdot P_r \cdot Q^3 \cdot b \cdot \gamma}{x \cdot y \cdot p_m \cdot 100}} \text{ in m.} \quad (41)$$

Zur Ermittlung des wirtschaftlichsten Durchmessers nach vorstehender Formel empfiehlt es sich also, den Stromverkaufspreis entsprechend vorsichtig einzusetzen, damit er während der Abschreibungszeit nicht unterschritten wird, da sich sonst durch den zu großen Durchmesser bei verringerter Wirtschaftlichkeit der Leitung auch noch geringere Stromeinnahmen ergeben würden.

Die Formel (41) zeigt ferner, daß mit nach unten wachsendem p_m der Rohrdurchmesser nach unten abnimmt. Man teilt die Rohrlinie in mehrere Teilstrecken ein, für die man dann nach dem mittleren p_m den Abschnittsdurchmesser ermittelt.

In Gl. (40) wurde für die Ermittlung von d_w zur Berücksichtigung der Reibung ein $\mu = 1,05$ angesetzt, was für allgemeine Berechnungen genügt. Hruschka [15] hat diese Widerstandsverluste durch Reibung bzw. Richtungsänderung ausführlich behandelt.

Die vorstehenden Angaben können natürlich keinen Anspruch auf Vollständigkeit erheben, sie sollen den Betriebsmann auch nur allgemein unterrichten. Für Entwurf und Ausführung von Wasserkraftanlagen wird man immer Fachfirmen heranziehen, da — abgesehen von wirtschaftlichen Vorschlägen — große Erfahrungen für die Ausführung der Leitungen und Berechnung insbesondere der Verbindungen und Betonfestpunkte erforderlich sind, wobei wieder auf Hruschka verwiesen sei.

5. Berechnung von Ölleitungen.

Für die Berechnung der Ölleitungen sind die gleichen Grundsätze maßgebend, wie für andere Flüssigkeiten.

Entscheidend für den Reibungsverlust ist in erster Linie die Zähigkeit des Öles, deren Kenntnis für die Berechnung unerlässlich ist. Da die Ölzähigkeit von der Temperatur sehr stark abhängt, muß auch der mittlere Wärmegrad unter Berücksichtigung des unvermeidlichen Temperaturverlustes in Betracht gezogen werden.

Die Zähigkeit der einzelnen Ölsorten ist sehr verschieden. Um einige Anhaltspunkte für die Rechnung zu geben, sind in den Abb. 83 bis 85¹ die Werte der absoluten Zähigkeit in Abhängigkeit von der Temperatur für die am häufigsten vorkommenden Ölarten dargestellt. Für Steinkohlenteer gilt Abb. 86.

Häufig wird die Zähigkeit in Engler-Graden angegeben. Für die Umrechnung ist dann die Formel (4) zu benutzen.

Bei amerikanischen und englischen Ölen wird die Zähigkeit (Viskosität) vielfach in anderen Einheiten, z. B. in Saybolt-Sekunden oder in Centistokes angegeben. Hierfür gelten folgende Umrechnungszahlen:

$$\begin{aligned} 1 \text{ Saybolt-Sekunde} &= 36^\circ \text{ Engler} \\ 1 \text{ Centistoke} &= 7,5^\circ \text{ Engler} \\ (1 \text{ Stoke} &= 100 \text{ Centistokes}) \\ 1 \text{ Redwood-Sekunde} &= 31^\circ \text{ Engler.} \end{aligned}$$

Bei Zähigkeiten unter 5° Engler ist diese Umrechnung nicht mehr genau.

Der zu ermittelnde Druckverlust bestimmt nicht nur den Betriebsdruck der Anlage, sondern gibt auch ein Bild über die Zweckmäßigkeit des errechneten Rohrdurchmessers bzw. der gewählten Geschwindigkeit.

Für den Druckverlust gilt auch hier die Grundgleichung (9)

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L \cdot w^2}{d \cdot 2g} \cdot \gamma \text{ in kg/m}^2.$$

¹ Aus Richter.

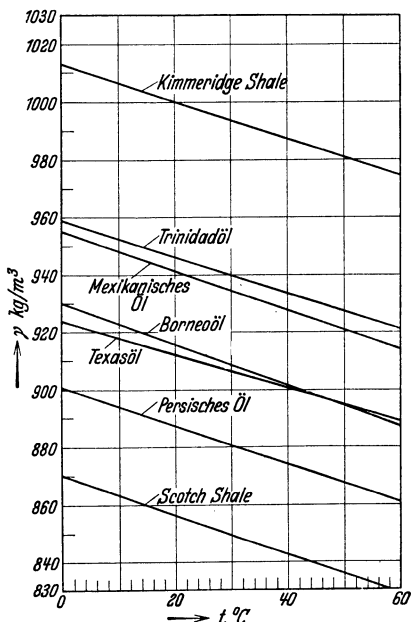


Abb. 88. Spezifisches Gewicht von rohen Erdölen (nach Watkins). Aus Richter [102].

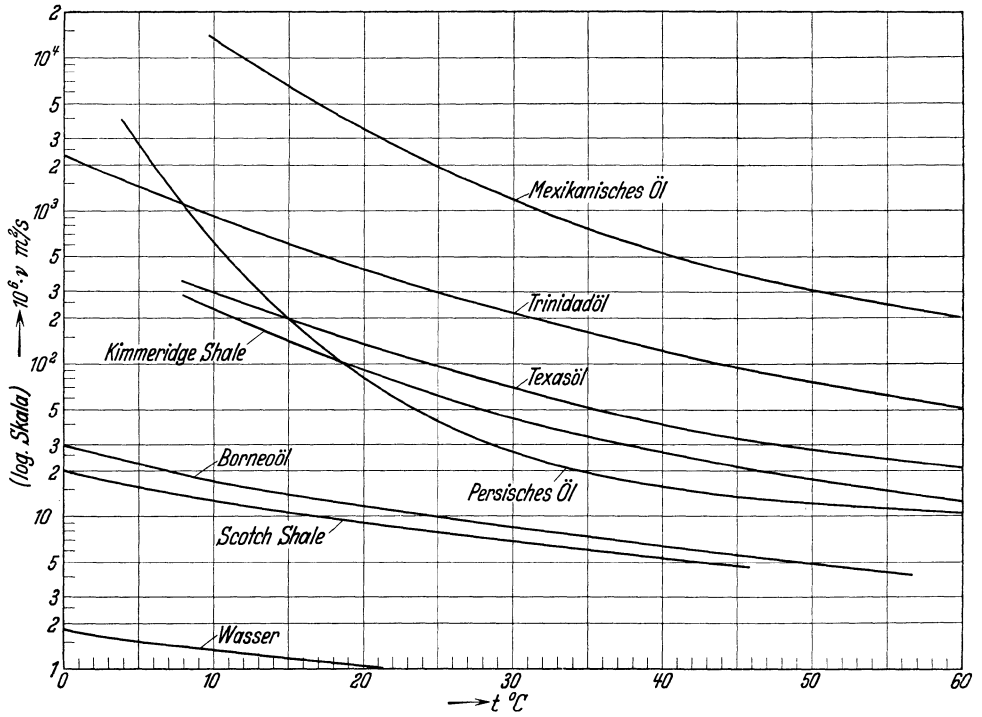


Abb. 84. Kinematische Zähigkeit von rohen Erdölen (nach Watkins). Aus Richter [102].

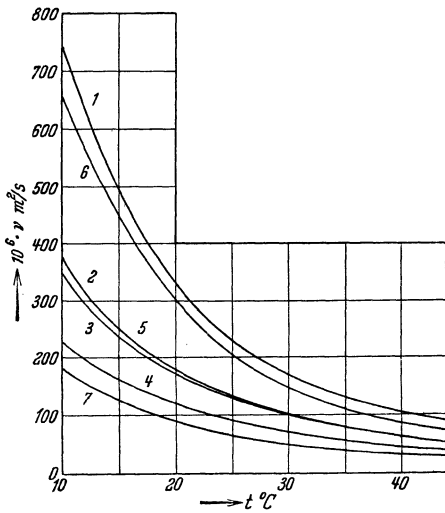


Abb. 85. Kinematische Zähigkeit von handelsüblichen Maschinenölen. 1. Maschinenöl Deutz, 2. Valvoöl (wie 5.), 3. Vakuumöl, 4. Champignonöl, 5. Championöl extra (wie 2.), 6. helles Maschinenöl, 7. helles dünnes Maschinenöl. (Nach Angaben des Handbuchs von Landolt und Börnstein.) Aus Richter [102].

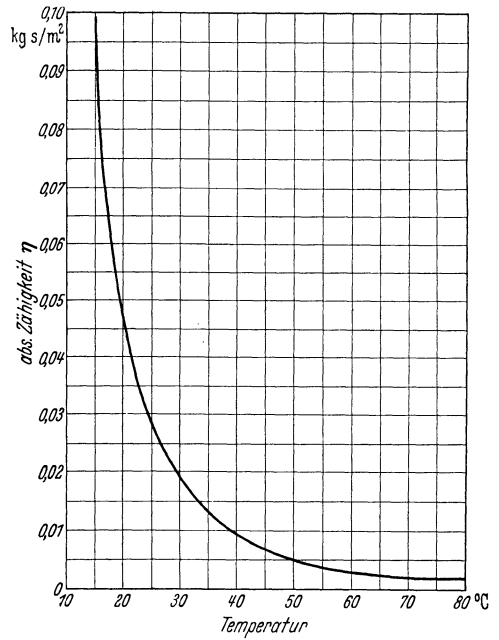


Abb. 86. Absolute Zähigkeit η von Steinkohlenteer.

Zahlentafel 7. Zähigkeit verschiedener Petroleumarten¹.
 Werte für 20° und 760 mm QS (γ bei 15°).

Bezeichnung	γ kg/m ³	$10^6 \cdot \nu$ m ² /s	$10^6 \cdot \eta$ kg s/m ²
Deutsches Petroleum	816	1,790	148,9
Deutsches Petroleum	810	2,831	234,0
Amerikanisches Petroleum	790	2,566	206,5
Amerik. Standard White Petroleum	800	2,970	242,0
Russ. Meteor Petroleum	800	2,094	171,0
Russ. Nobel Petroleum	824	2,568	215,7
Nobel Petroleum	823	2,199	184,6
Galizisches Petroleum	809	2,789	230
Petroleum verschiedener Art:			
Benennung	A	808	1,305
	B	808	1,765
	C	799	2,031
	D	809	2,341
	E	799	2,371
	F	817	2,771
St. W. Kerosin-Texas Co.	801	1,935	158,0
W. W. Kerosin-Texas Co.	802	1,925	157,4
W. W. Kerosin-Standard Oil Co.	807	1,896	156,0
Kerosin-The Kandex Ref. Co.	824	2,858	240,0
Russisches Baku-Kerosin	825	2,170	182,5
Export Baku-Kerosin	822	2,260	189,5
Grosny-Kerosin	813	2,38	197,0
Emba-Kerosin	826	2,390	201,3

Weitere Zähigkeitszahlen verschiedener Flüssigkeiten, unter anderem Benzin, Benzol, Glyzerin, Paraffinöl u. a. findet man im Werk von H. Brückner: Gas-tafeln, S. 38. München: Oldenbourg 1937.

Die Reibungszahl λ ist eine Funktion der Reynoldsschen Zahl Re :

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{0,036 \cdot G}{d \cdot \eta}, \tag{11}$$

wobei d in m und G in t/h einzusetzen ist.

Die Abhängigkeit des λ -Wertes von Re ist bei Ölleitungen noch verhältnismäßig wenig erforscht. Auch hier gilt bis zum Wert

$$Re = 2320$$

das Gesetz der laminaren Strömung und für $Re > 2320$ das quadratische Gesetz der turbulenten Strömung.

Für laminare Strömung ist also

$$\lambda = \frac{64}{Re} \tag{12}$$

und somit der Druckverlust nach Gl. (13)

$$\Delta P = \frac{32 \cdot \eta \cdot L \cdot w}{d^2} \text{ in kg/m}^2.$$

¹ Aus Richter [102].

Für die turbulente Strömung dürften die Gl. (21) für den λ -Wert und die Gl. (47) für den Druckverlust brauchbare Ergebnisse zeigen. Die Gl. (47 a) lautet umgeformt

$$\Delta p = 639 \cdot \lambda \frac{\gamma \cdot Q^2 \cdot L}{d^5} \text{ in at;} \tag{47 a}$$

darin bedeuten:

- Q = Ölmenge in m³/h;
- d = Rohrdurchmesser in mm;
- γ = spezifisches Ölgewicht in kg/m³;
- L = Rohrlänge in m.

In der amerikanischen Abhandlung „Oil Flow in Pipe Lines“ von R. S. Danforth, Selbstverlag in San Francisco ist ein Anhaltspunkt für

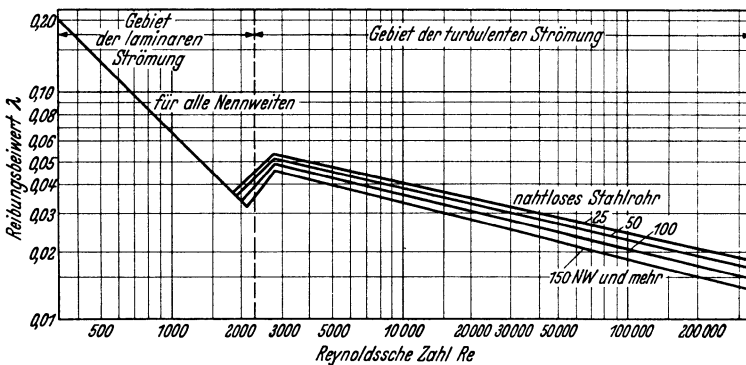


Abb. 87. Reibungszahlen λ abhängig von Re für Ölleitungen. Nach R. S. Danforth.

die Berechnung von Ölleitungen gegeben. Daraus ist die Abb. 87 entnommen und auf deutsche Einheiten umgerechnet. Die Gl. (21) stimmt verhältnismäßig gut mit dieser Tafel überein.

Nach Berechnung von Re kann der Reibungswert der Abb. 87 sofort entnommen und in Gl. (13) (laminare Strömung) bzw. in Gl. (47) oder (47 a) (turbulente Strömung) eingesetzt werden.

Beispiel. Es sollen 250 t/h Heizöl vom spezifischen Gewicht $\gamma = 1100 \text{ kg/m}^3$ auf eine Länge von 15 km gefördert werden. Das Heizöl hat folgende Zähigkeit in Engler-Graden

- bei 20° C . . . 50° E
- „ 30° C . . . 20° E
- „ 40° C . . . 9° E
- „ 50° C . . . 5° E.

Die absolute Zähigkeit beträgt nach Gl. (4)

$$10^6 \cdot \eta = \gamma \left(0,746 \cdot \text{°E} - \frac{0,643}{\text{°E}} \right) \text{ kg s/m}^2,$$

d. h.

- bei 20° C $\eta = 0,041$
- „ 30° C $\eta = 0,01635$
- „ 40° C $\eta = 0,00732$
- „ 50° C $\eta = 0,00396$.

Für die Förderung sei eine Geschwindigkeit

$$w = 1,5 \text{ m/s}$$

angenommen. Nach Gl. (8a) ermittelt man den Rohrdurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{354 \cdot G}{\gamma \cdot w}} = \sqrt{\frac{354 \cdot 250000}{1100 \cdot 1,5}} = 232 \text{ mm.}$$

Man wählt also die **NW 250**.

Mit Hilfe der Gl. (11a) berechnet man Re und entnimmt dafür aus der Abb. 87 die Reibungszahl λ

bei 20° C . . .	$Re = 878$	$\lambda = 0,0755$
„ 30° C . . .	$Re = 2200$	$\lambda = 0,0314$
„ 40° C . . .	$Re = 4920$	$\lambda = 0,0392$
„ 50° C . . .	$Re = 9100$	$\lambda = 0,0333.$

Die ersten beiden Werte ergeben laminare, die beiden letzten turbulente Strömung
Unter Benutzung der Gl. (13) ergibt sich

bei 20° C . . .	$\Delta p = 0,00271 \text{ at/m}$
„ 30° C . . .	$\Delta p = 0,00108 \text{ at/m,}$

wobei für die Geschwindigkeit der Wert

$$w = \frac{354 \cdot 250000}{1100 \cdot 62500} = 1,29 \text{ m/s}$$

eingesetzt wurde.

Die Gl. (47) ergibt für die zwei letzten Werte

bei 40° C . . .	$\Delta p = 0,00146 \text{ at/m}$
„ 50° C . . .	$\Delta p = 0,00124 \text{ at/m.}$

Die Rechnung zeigt, daß es in diesem Falle keinen Zweck hat, das Öl höher als auf 30° zu erwärmen. Von da ab geht nämlich die laminare Strömung in die turbulente über, so daß der Reibungswiderstand ansteigt, obwohl die Zähigkeit des Öles mit höherer Temperatur günstiger wird.

Über 50° Temperatur wird allerdings der Einfluß der Zähigkeit wieder größer, so daß der Reibungsverlust weiter absinkt. Es muß also jeweils die Frage geprüft werden, ob eine höhere Erwärmung des Öles zulässig bzw. zweckmäßig ist.

Auf die Gesamtlänge stellt sich also der Druckabfall bei 30°

$$\Delta p = 15000 \cdot 0,00108 = 16,2 \text{ at.}$$

Dieser Wert zeigt die reinen Reibungsverluste in einer waagerechten Leitung an, also ohne Berücksichtigung der geodätischen Förderhöhe.

C. Wasserdampf und dessen Fortleitung.

Im Gegensatz zu Gasen, deren Zustand z. B. durch Druck und Temperatur gegeben, also durch zwei verhältnismäßig einfache Messungen zu bestimmen ist, sind bei Dämpfen die Verhältnisse weniger einfach und es scheint somit geboten, uns erst klar darüber zu werden, mit welchen verschiedenen Zuständen wir überhaupt zu tun haben können.

1. Zustandsänderungen des Wasserdampfes.

Die Dampfspannung des Wassers steigt mit der Temperatur und sobald sie mit dem über der Flüssigkeit vorhandenen Druck übereinstimmt, verdampft das Wasser. Wasser und Dampf haben bei diesem Zustand die gleiche Temperatur und diese Verdampfungstemperatur (steht die Flüssigkeit unter dem Atmosphärendruck, so bezeichnet man die zugehörige Temperatur als „Siedepunkt“) hat also bei jeder gegebenen Spannung einen ganz bestimmten Wert.

Bei einem Druck von 1 ata (= 1 kg je cm² abs.) beträgt diese Temperatur genau 99,08° C, während bei 5 ata die Temperatur 151,1° C, bei 20 ata 211,39° C usw. beträgt. Ausgehend von dem Beispiel für Luft könnte man nun annehmen, daß Dampf von z. B. 20 ata 211,39° C in all seinen Eigenschaften bekannt ist. Dies trifft aber nicht zu und ist dadurch zu erklären, daß der Dampf schon über dem Wasserspiegel im Kessel, oder in der Leitung nach geringer Abkühlung immer kondensiertes Wasser in feinverteilter Form enthält. Hieraus folgt, daß Druck- und Temperaturmessung nicht genügen, um den Zustand des Dampfes kennenzulernen, weil wir nicht wissen, aus wieviel Teilen Wasser und Dampf das Gemisch besteht. Dieses Gemisch wird Naßdampf genannt gegenüber trocken gesättigtem Dampf, der kein Wasser mehr enthält, bei dem aber die Verdampfungstemperatur, die zu dem vorhandenen Druck gehört, noch nicht überschritten ist. Neben diesen beiden Formen besteht jedoch noch ein dritter Zustand, der des überhitzten Dampfes, kurz Heißdampf genannt, der nach Überschreiten der Verdampfungstemperatur eintritt, also dadurch gekennzeichnet ist, daß die Temperatur und der Rauminhalt höher sind als die des gesättigten Dampfes der gleichen Spannung.

Die Haupteigenschaften des gesättigten und überhitzten Dampfes sind also folgende:

1. Bei gesättigtem Dampf entspricht jedem Druck eine bestimmte Temperatur, die Sättigungstemperatur.

2. Der überhitzte Dampf hat eine höhere Temperatur und ein größeres spezifisches Volumen — und damit ein kleineres spezifisches Gewicht — als Sattdampf gleichen Druckes.

3. Wird dem Sattdampf Wärme entzogen, so beginnt er sofort sich niederzuschlagen, während man überhitztem Dampf bei gleichbleibendem Druck Wärme entziehen kann, ohne daß sofort Kondensation eintritt. Erst nach Herabsinken der Temperatur unter die Sättigungstemperatur tritt bei weiterer Wärmeentziehung eine Verflüssigung des Dampfes ein.

Die auf vorstehenden Eigenschaften beruhenden großen wirtschaftlichen Vorteile des „Heißdampfes“ haben damit zu dessen ausschließlicher Verwendung im modernen Kraftwerksbetrieb geführt.

Während bei Gasen sich Größen, wie Volumen, spezifisches Gewicht und dergleichen leicht mit guter Annäherung nach einfachen Formeln berechnen lassen, muß man sich — da sich nur bei niederen Drücken das Verhalten des überhitzten Dampfes den Gesetzen der vollkommenen Gasen nähert bzw. bei höheren Drücken nur mit wachsenden Überhitzungen die Abweichungen geringer werden — für Dampf der Zahlentafeln oder Linientafeln bedienen, um diese Größen zu bestimmen. Für Satttdampf ist eine Zahlentafel leicht aufzustellen, und eine Interpolation zwischen den Werten liefert brauchbare Ergebnisse. Für überhitzten Dampf jedoch ist der Gebrauch von Linientafeln, in denen Zwischenwerte leicht abgelesen werden können, mehr zu empfehlen. Siehe Dampftabellen von Koch [62], sowie solche von Knoblauch, Raisch und Hausen [61].

2. Allgemeines bezüglich Berechnung der Dampfleitungen.

Bei der Planung bzw. Bemessung der Dampfleitungen für Kraftwerke hat man auf zwei Hauptpunkte Rücksicht zu nehmen:

1. Die Betriebssicherheit für Aufrechterhaltung des Betriebes bei Ausfall einzelner Abschnitte, worüber ja schon im Abschnitt A, Teil I, Betrachtungen angestellt wurden, um diesem Punkt durch Schaltung usw. Rechnung zu tragen.

2. Die Wirtschaftlichkeit, die durch den Druckabfall zwischen Kessel und Turbine beeinflusst wird.

Die Ermittlung des wirtschaftlichsten Druckabfalles erfordert umfangreiche Berechnungen mit Rücksicht auf den Belastungswert des betreffenden Werkes. Hierbei kann man heute bei Überschlagsrechnungen von dem Wärmeverlust der Dampfleitungen — der durch die neuzeitlichen guten Isolierungen stark herabgesetzt werden kann — und der dafür erforderlichen geringen Erhöhung der Kesselleistung absehen. Der wirtschaftlichste Druckabfall ergibt sich dann aus dem Vergleich der Brennstoffkosten zur Erhöhung der Dampfmenge und dem Kapitalaufwand (für größeren Rohrdurchmesser!) für Verminderung des Druckabfalles.

Prof. Denecke [81] hat zur genauen Errechnung wirtschaftlichster Rohrdurchmesser¹ für Kraftwerksanlagen bei Berücksichtigung des günstigsten Druckabfalles, der Temperatur- bzw. Wärmeverluste, sowie der Anschaffungskosten und Verzinsung Formeln aufgestellt, nach denen man die wirtschaftlichste Geschwindigkeit bzw. den „billigsten“ Rohrdurchmesser $\left(D_b = D_c \frac{A \text{ (Reibungsfaktor)}}{B \text{ (Kapitalfaktor)}} \right)$ ermitteln kann. Da der genaue Rechnungsgang für D_b ziemlich umständlich ist, sei hierfür nur eine Näherungsformel angeführt, die Werte für D_b in der zulässigen Fehlergrenze $\pm 2\sqrt{H}$ ergibt für Fälle, wo L nicht ungewöhnlich lang

¹ Siehe auch R. Biel [74].

ist und wo auch Einzelwiderstände, wie Krümmer, Armaturen usw. vorhanden sind:

$$D_b = D_k + 2,8 \cdot \beta \cdot \frac{1}{\Sigma \zeta} \text{ in mm} \quad (42)$$

und

$$v_b = \frac{353,7}{\gamma_m \cdot D_b^2} \cdot G \text{ in m/s.} \quad (43)$$

D_k errechnet sich aus

$$D_k = \frac{D_\zeta}{\sqrt[5]{\frac{3,03 \cdot p \cdot \varepsilon_r}{\Phi \cdot {}^*H \cdot z \cdot P} + 1}},$$

wobei

$$D_\zeta = \sqrt[5]{\frac{776 \cdot c_p \cdot \delta_p}{w \cdot \gamma \cdot \delta_t}} \cdot \sqrt[5]{\frac{\Sigma \zeta}{\Phi L}} \cdot \sqrt[5]{G^3}.$$

Die Einzelwerte der Formeln (wobei — um Irrtümer zu vermeiden — die Bezeichnungen von Denecke beibehalten wurden, die teilweise von denen des Handbuches abweichen) sind:

- G Dampfmenge in kg/h;
- L Leitungslänge in m;
- v_b wirtschaftlichste Geschwindigkeit in m/s;
- γ spezifisches Dampfgewicht in kg/m³;
- D_b billigster Durchmesser in mm;
- D_k Kostendurchmesser in mm (Berücksichtigung der Kapitalkosten);
- D_ζ Widerstandsdurchmesser in mm;
- c_p spezifische Dampfwärme in kcal/kg°C;
- w stündlicher Wärmeverlust je m² Rohroberfläche;
- δ_p stündlicher Dampfmehrverbrauch je 1 at Druckabfall;
- δ_t stündlicher Dampfmehrverbrauch je 1° Temperaturabfall;
- $\Sigma \zeta$ Summe aller Einzelwiderstände;
- Φ prozentuale Oberflächenvergrößerung durch Flanschen, Absperrorgane usw.
- p Prozentsatz der Verzinsung und Abschreibung;
- ε_r Preiserhöhung in RM für Vergrößerung der Rohrdurchmesser um 1 mm;
- *H stündlicher Dampfmehrverbrauch je 1 m² Abkühlfläche;
- z Zahl der jährlichen Betriebsstunden;
- P Dampfkosten je kg (in RM);
- β Reibungszahl nach Fritzsche (s. Hütte, 25. Aufl., S. 516).

a) Wahl der Geschwindigkeit.

Bezüglich der Dampfgeschwindigkeit ist zu beachten, daß diese bei steigenden Drücken mit Rücksicht auf das wachsende γ geringer gewählt werden muß. Die wirtschaftlichste Geschwindigkeit für Drücke bis

40 at liegt zwischen 20 bis 40 m, unter besonderen Bedingungen kann man bei Heißdampf bis auf 50 bis 60 m gehen, was aber dann die Grenze zur Gewährleistung der ruhigen Lagerung einer Leitung ist. Sind spätere Betriebserweiterungen beabsichtigt, so wird man für den Anfangszustand eine kleinere Geschwindigkeit wählen.

Mit Rücksicht auf eventuelle Gewährleistungsforderungen für den errechneten Spannungsabfall einer Dampfleitung ist immer darauf zu achten, daß als Ausgangsdruck nicht der Druck im Kessel, sondern derjenige am Überhitzer Austritt zugrunde gelegt wird, da der Druckabfall im Überhitzer ziemlich hoch ist und oft mehr ausmacht als derjenige in der Leitung.

Ferner muß bei Berechnung des Druckabfalles langer Leitungen bzw. solcher mit viel Einzelwiderständen darauf geachtet werden, abschnittsweise zu rechnen und dabei die jeweils in Frage kommenden w und γ einzusetzen, da diese beiden Werte entsprechend der Druckverminderung ständig wachsen. Im weiteren soll jedoch noch ein anderer Weg gezeigt werden.

Bei der allgemeinen Berechnung von Dampfleitungen geht man davon aus, daß der Druckabfall möglichst gering sein soll. Dieser ergibt sich aus:

1. dem Reibungswiderstand der inneren Rohrwandung auf der geraden Strecke,
2. den Einzelwiderständen durch Richtungswechsel bzw. andere Beeinflussungen der normalen Dampfströmung durch Armaturen-, Formstücke usw.

b) Ermittlung des Rohrdurchmessers.

Es kommen hier die gleichen Formeln wie bei Flüssigkeiten in Frage, also

$$G = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w \cdot \gamma, \text{ kg/s,} \quad (7)$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot w \cdot \gamma}}, \text{ in m,}$$

wobei zu beachten ist, daß G — hier — in kg/s eingesetzt ist, während die zu fördernden Dampfmengen meist in kg/h angegeben werden, wonach

$$d = \sqrt{\frac{G \text{ (kg/h)}}{2827,4 \cdot \gamma \cdot w}}, \text{ in m,} \quad (44)$$

sein würde. Diese Gl. oder die Gl. (8a) dient bei kurzen Leitungen ohne besondere Errechnung oder Berücksichtigung des Druckabfalles bei Annahme einer mittleren Geschwindigkeit zur Ermittlung des Durchmessers.

Bei längeren und verzweigten Leitungen muß man — worauf schon eingangs hingewiesen war — die Berechnung unter Berücksichtigung des Druckabfalles vornehmen.

c) Druckabfall.

Für die Berechnung des Druckabfalles sind ähnliche Gesichtspunkte, wie sie bei der Fortleitung von Flüssigkeiten zur Sprache kamen, gültig. Auch hier kann die Strömung, je nach Geschwindigkeit und Lichtweite des Rohres, laminar oder turbulent verlaufen. Die kritische Geschwindigkeit liegt bei $Re = 2320$ und ist also durch die Beziehung gegeben:

$$w_k = \frac{2320 \cdot \nu}{d} \text{ in m/s.} \quad (45)$$

Auf Grund der von Dr.-Ing. Speyerer [69] oder Sigwart [68] ermittelten Werte der Zähigkeit des Wasserdampfes errechnen sich nach Formel (45) etwa folgende Werte für die kritische Geschwindigkeit bei verschiedenen Rohrweiten.

Zahlentafel 8. Kritische Geschwindigkeit des Wasserdampfes in m/s.

Druck p ata	Temperatur $^{\circ}\text{C}$	Zähigkeits- zahl $\eta \cdot 10^6$ kg s/m^2	Spezifisches Gewicht η kg/m^3	Durchmesser des Rohres in mm				
				25	50	100	250	500
0,2	60	1,10	0,128	7,85	3,92	1,96	0,785	0,392
1,0	99	1,28	0,58	2,01	1,01	0,50	0,201	0,101
2,0	120	1,38	1,11	1,12	0,57	0,28	0,112	0,057
8	170	1,70	4,07	0,37	0,185	0,095	0,037	0,018
8	300	2,20	3,01	0,66	0,335	0,166	0,066	0,034

Im Abschnitt A 1 des ersten Teiles und auch in diesem Abschnitt wurde schon erwähnt, daß für Dampfleitungen Geschwindigkeiten von 20 bis 60 m/s zur Verwendung kommen. Ein Blick auf vorstehende Tafel lehrt uns demnach, daß in praktischen Fällen die kritische Geschwindigkeit immer überschritten wird und der Widerstand folglich mit dem Quadrat der Geschwindigkeit verhältnismäßig zunimmt.

Der Widerstand einer Dampfleitung bei gegebener durchfließender Dampfmenge kann ebenfalls nach Gl. (9) oder (10) bzw. das λ nach Gl. (21) oder (28) usw. errechnet werden.

Bisher bestanden aber Schwierigkeiten in bezug auf die Ermittlung der Reynoldsschen Zahl Re , da noch nicht genügend Unterlagen über die Zähigkeit des Dampfes zur Verfügung standen.

Aus diesem Grunde wurde zumeist die von Fischer aufgestellte Formel

$$\Delta p = \beta \frac{L}{d} \cdot w^2 \cdot \gamma \text{ in at} \quad (46)$$

benutzt, wobei β ein auf Grund von Versuchen festgelegter Widerstandsbeiwert ist, der nach Eberle:

$$\beta = 10,5 \cdot 10^{-8}$$

und nach Fritzsche:

$$\beta = \frac{9,4}{10^{-8} (\gamma \cdot w)^{0,148} \cdot d^{0,269}}$$

beträgt.

Der in der ersten Auflage dieses Buches — den damaligen Gepflogenheiten der Praxis entsprechend — beibehaltene Aufschlag von 50 vH auf den Widerstandsbeiwert von Fritzsche war durch die Unsicherheit des vorhandenen praktischen Versuchsmaterials begründet. Es waren nur wenige, zudem auch nicht genügend genau durchgeführte Meßergebnisse aus der Praxis vorhanden, und diese wenigen Angaben widersprachen sich zum Teil auch noch sehr stark. Dieser Umstand nötigte zu einem Sicherheitszuschlag, um bei der Ausrechnung der häufig unter Vertragsstrafe verlangten Gewährleistungswerte keine Nackenschläge zu erhalten.

Jetzt, nachdem zahlreiche durchgeführte Messungen eine Prüfung der Rechnungsergebnisse gestatten, ist ein Sicherheitszuschlag in dieser Höhe unnötig. Das von E. Zimmermann [114] auf Grund der BEWAG-Messungen gezeigte Rechnungsverfahren für die Bestimmung des Druckverlustes in Dampfleitungen weist eine hohe Wahrscheinlichkeit für die Übereinstimmung mit der Praxis auf.

Dieses Verfahren stützt sich auf die bekannte Grundgleichung (9) für den Druckverlust. Die von Speyerer [69] und Sigwart [68] in der letzten Zeit vorgenommenen Versuche zur Bestimmung der Zähigkeit von Heißdampf ermöglichen auch eine genaue Bestimmung der Reynoldsschen Zahl, so daß mit Hilfe dieser auch der Reibungsbeiwert λ ermittelt werden kann.

In bezug auf die Bestimmung der Reibungszahl λ sind die inzwischen durchgeführten zahlreichen Messungen an ausgeführten Anlagen von ausschlaggebender Bedeutung.

Dieses Berechnungsverfahren hat den großen Vorteil, daß keine durch Näherungsformeln bestimmten Widerstandsbeiwerte eingeführt werden. Jede Näherung hat nur zwischen bestimmten Grenzen Gültigkeit, und es besteht daher stets die Gefahr, daß man bei Nichteinhaltung dieser Grenzen Fehlschläge erlebt.

Die Zähigkeit des Dampfes kann der Abb. 88 entnommen werden¹.

Für die Berechnung werden folgende Voraussetzungen gemacht:

1. Es soll das quadratische Widerstandsgesetz, wie es in der Gl. (9) zum Ausdruck kommt, gelten.
2. Die nach dem gleichen Verfahren hergestellten Rohre sollen bei gleichen Durchmessern stets die gleiche Rauigkeit haben.

Im folgenden werden diese beiden Annahmen noch einer genaueren Betrachtung unterzogen.

Zunächst möge das Rechnungsverfahren kurz erläutert werden.

Es sind, wie schon erwähnt, eine größere Anzahl von Messungen an Rohrleitungen verschiedener Durchmesser usw. in erster Linie von

¹ Nach Sigwart [68].

der BEWAG durchgeführt worden. Die Ergebnisse sind unter Zugrundelegung der Gl. (9) in der Form ausgewertet worden, daß aus dem gemessenen Druckverlust und den Zustandsgrößen des Dampfes und der bekannten Rohrlänge und Durchmesser die Reibungszahl λ errechnet wurde. Gleichzeitig wurde die Reynoldssche Zahl Re für jeden Einzelfall genau bestimmt. So konnten die errechneten λ -Werte über der

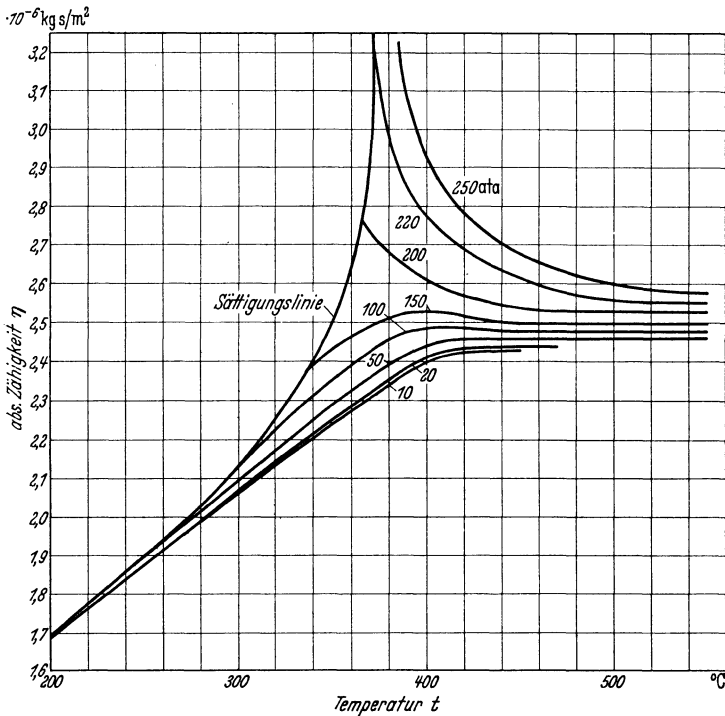


Abb. 88. Absolute Zähigkeit η von Heißdampf. Aus Sigwart [68].

Reynoldsschen Zahl aufgetragen werden und es entstand die in Abb. 89¹ gezeigte Kurvenschar. Darin sind auch noch die Grenzkurven von Blasius bzw. Nikuradse für glatte Rohre eingetragen.

Man sieht, daß mit abnehmendem Re der Einfluß der Rohrrauigkeit in den Hintergrund tritt, bis schließlich bei sehr kleinen Reynoldsschen Zahlen für alle Durchmesser nur noch eine Linie — die Blasiusche Grenzkurve — gilt.

Nach dem Ähnlichkeitsgesetz kann man nun aus dieser Abbildung umgekehrt für jeden beliebigen Strömungsfall zu einem bestimmten Re einen dem Durchmesser entsprechenden λ -Wert entnehmen.

¹ E. Zimmermann [114].

Es sei gleich an dieser Stelle hervorgehoben, daß noch weitere ausführliche Versuchsunterlagen von der BEWAG veröffentlicht wurden

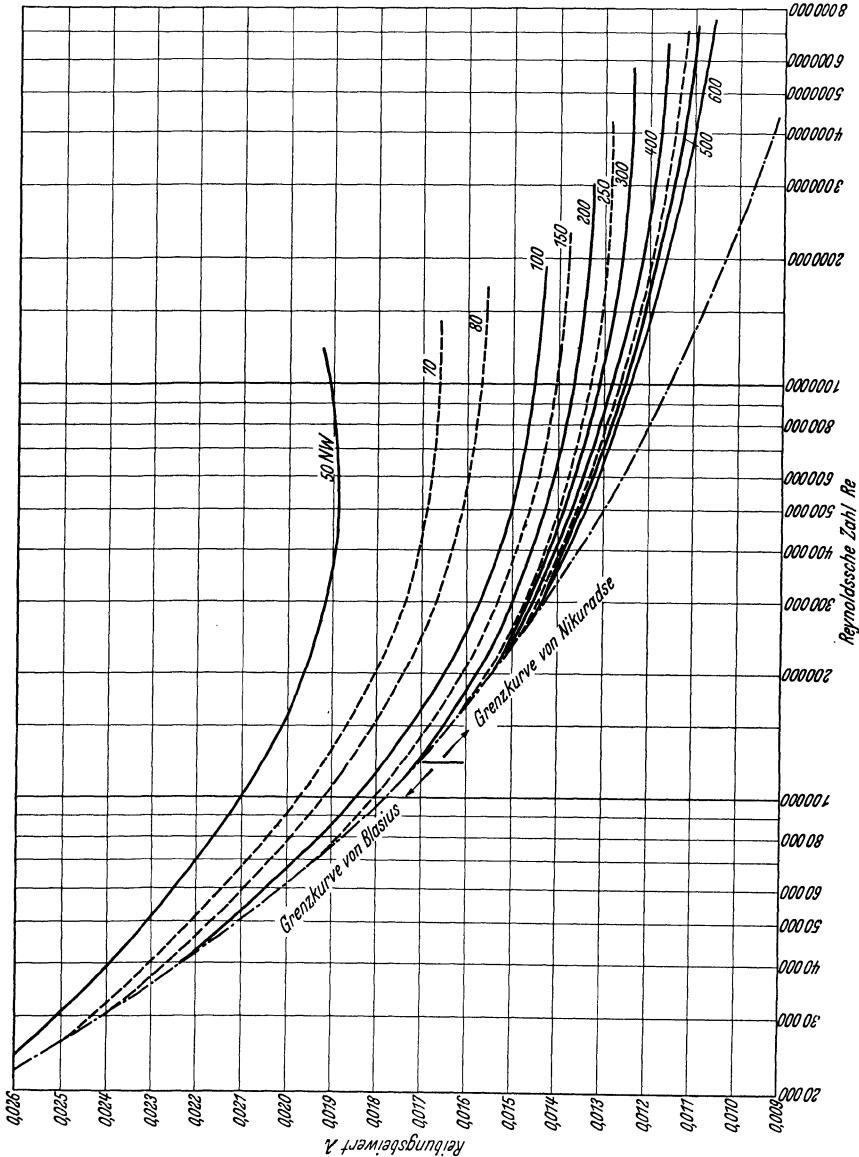


Abb. 89. Reibungszahlen λ abhängig von Re für gerades Rohr (nach Messungen der BEWAG). Aus Zimmermann [114].

[115]. Die hierfür angestellten Versuche zeichnen sich durch äußerst große Genauigkeit aus und umfassen Rohrdurchmesser von 100 bis 500 NW. (Siehe hierzu Bericht von E. Zimmermann [113].)

Es seien noch die gemachten Voraussetzungen für die Druckverlustformel erläutert.

Bei der Auswertung der Versuchsergebnisse seitens der BEWAG wurde zur Ermittlung der Rohrreibungszahl λ die Grundgleichung (9) angewandt. Es wurde also das quadratische Widerstandsgesetz zugrunde gelegt, so daß es richtig ist, das gleiche Gesetz auch für die Berechnung des Druckverlustes als gültig anzunehmen.

In bezug auf die verschiedene Rohrrauigkeit sei bemerkt, daß die Versuche der BEWAG nicht nur an einzelnen Rohren, sondern hauptsächlich an längeren Rohrstrecken vorgenommen wurden. Dadurch ist der Einfluß der möglicherweise etwas verschiedenen Rohrrauigkeit so gut wie ausgeglichen.

Die Berechnung des Druckverlustes erfolgt nun folgendermaßen:

Aus den gegebenen Zustandsgrößen p_1, t_1 und γ_1 des Dampfes am Anfang der Leitung wird zunächst unter Zuhilfenahme der Abb. 88 die absolute Zähigkeit η in kgs/m^2 bestimmt, diese dann in die Gl. (11) oder (11a) eingesetzt und somit die Reynoldssche Zahl Re errechnet. Aus Abb. 89 entnimmt man zu dem ermittelten Re und dem gegebenen Rohrdurchmesser d die Reibungszahl λ .

Mit diesem λ -Wert kann nun die Berechnung des Druckverlustes nach Gl. (9) oder (10a) erfolgen.

Setzt man in Gl. (9) den Rohrdurchmesser d in mm und für die Geschwindigkeit w den Ausdruck nach Gl. (8a) ein, so geht die Gl. (9) in die Form:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{639 \cdot L \cdot G^2}{\gamma \cdot d_{\text{mm}}^5} \text{ in at} \quad (47)$$

über. Die Dampfmenge G muß in kg/h eingeführt werden.

Der Rechnungsgang möge an einem Beispiel erläutert werden:

Rechenbeispiel.

Es sei der Spannungsabfall für eine 700 m lange Leitung $d = 180$ mm l. W. zu ermitteln, wenn stündlich 5240 kg Dampf mit einem Anfangszustand von $p_1 = 3,46$ ata und $t_1 = 200^\circ \text{C}$ durchströmen. Die Einzelwiderstände ergeben eine zusätzliche Länge von 228 m.

Das spezifische Gewicht beträgt hierbei $\gamma = 1,58 \text{ kg/m}^3$. Die Zähigkeit des Dampfes ermittelt man aus Abb. 88 zu

$$\eta = 1,685 \cdot 10^{-6} \text{ kgs/m}^2.$$

Damit ist die Reynoldssche Zahl nach Gl. (11a).

$$Re = \frac{36 \cdot 5,24 \cdot 10^6}{180 \cdot 1,685} = 622000.$$

Hierfür ermittelt man bei $d = 180$ aus der Abb. 89 den Reibungswert

$$\lambda = 0,0142,$$

also nach Gl. (47)

$$\Delta p = 0,0142 \frac{639 \cdot (700 + 228) \cdot 5240^2}{1,58 \cdot 180^5} = 0,775 \text{ at.}$$

Der für diese Leitung unter den gleichen Bedingungen gemessene Druckverlust beträgt 0,84 at, d. h. er ist 8,5 vH höher.

Der Unterschied wird dadurch bedingt, daß hier die Veränderung des spezifischen Gewichtes auf der langen Leitung unberücksichtigt blieb. Die Erhöhung der Geschwindigkeit infolge der Druckabnahme verursacht einen zusätzlichen Druckabfall.

Die im weiteren beschriebene genaue Rechnungsweise unter Berücksichtigung der Veränderlichkeit des γ -Wertes ergibt für obige Verhältnisse

$$\Delta p = 0,885 \text{ at.}$$

Dieser Wert stimmt sehr gut mit dem gemessenen überein.

Für kurze Leitungen oder solche, wo der Druckverlust an sich gering ist (z. B. Niederdruckleitungen), ist die Gl. (47) genau genug. Bei langen Leitungen begeht man aber unter Umständen einen nicht unerheblichen Fehler, wenn man mit dem Anfangszustand des Dampfes rechnet. Durch den jeweils fortschreitenden Druckabfall verändert sich nämlich das spezifische Volumen des Dampfes und die Geschwindigkeit wächst an. Diese ist also stets am Anfang der Leitung kleiner als am Ende. Da der Druckverlust mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst, wird er also in Wirklichkeit größer sein, als die Rechnung ergibt.

Um den tatsächlichen Verhältnissen näherzukommen, muß man also die Veränderlichkeit des Dampfvolumens berücksichtigen.

Das kann man auf zwei Arten machen:

a) indem man entweder den Druckverlust schätzt und danach den zwischen Anfangs- und Endzustand entsprechenden mittleren Wert für γ einsetzt.

b) indem man die lange Leitung in mehrere kurze Strecken unterteilt und abschnittsweise rechnet.

Der erste Weg ist unsicher und mühevoll, da man sich beim Schätzen von Δp leicht irren kann und daher die Rechnung wiederholen muß. Das zweite Verfahren ist auch umständlich, weil man ebenfalls mehrere Abschnitte durchrechnen muß. Zudem findet man auch selten Angaben in bezug auf γ für Zwischenwerte von p und t .

Es soll daher eine allgemein gültige Formel entwickelt werden.

Die allgemeine Differentialgleichung für den Druckverlust lautet:

$$\frac{dp}{dl} = \frac{\lambda \cdot (w^2 \cdot \gamma)}{2 \cdot g \cdot d \cdot 10000} \quad (48)$$

Auf der rechten Seite der Gleichung sind nur die in Klammern stehenden Größen w und γ veränderlich. Strenggenommen ist auch λ veränderlich, da es von der Reynoldsschen Zahl abhängt, in der die Geschwindigkeit enthalten ist. Die Veränderung von λ in Abhängigkeit von w ist aber so geringfügig, daß man λ ohne weiteres für den gegebenen Fall als Festwert ansehen kann.

Um nur eine Veränderliche zu haben, setzen wir ein:

$$w = \frac{G}{2825 \cdot \gamma \cdot d^2} \text{ m/s}$$

und bekommen

$$\frac{d p}{d l} = \frac{\lambda}{2 g \cdot 10\,000} \cdot \frac{G^2 \cdot \gamma}{d \cdot 7,98 \cdot 10^6 \cdot \gamma^2 \cdot d^4} = \frac{\lambda}{156,5 \cdot 10^{10}} \cdot \frac{G^2}{d^5} \cdot \frac{1}{\gamma}.$$

Die Veränderlichkeit des spezifischen Gewichtes kann man wie folgt ausdrücken:

$$\gamma = \gamma_1 \cdot \frac{p}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T},$$

wobei die Werte ohne Index den jeweils an einem beliebigen Punkt der Leitung herrschenden Dampfzustand kennzeichnen und die mit Index 1 versehenen am Anfang der Leitung vorliegen.

Zur Vereinfachung kann man die Temperaturabhängigkeit des γ -Wertes vernachlässigen. Erstens ist der Temperaturabfall bei den neuzeitlichen Isolierungen sehr gering. Zweitens beeinflusst der dadurch gemachte unbedeutende Fehler das Ergebnis nach der sicheren Seite¹.

Wir setzen also ein

$$\gamma = \gamma_1 \frac{p}{p_1}$$

und erhalten

$$\frac{d p}{d l} = \frac{\lambda}{156,5 \cdot 10^{10}} \cdot \frac{G^2}{d^5} \cdot \frac{p_1}{p \cdot \gamma_1}$$

bzw.

$$p \cdot d p = \frac{\lambda}{156,5 \cdot 10^{10}} \cdot \frac{G^2}{d^5} \cdot \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot d l$$

und integriert in den Grenzen zwischen p_1 und p_2

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \frac{\lambda}{156,5 \cdot 10^{10}} \cdot \frac{G^2}{d^5} \cdot \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot L.$$

Hierbei kann man setzen

$$\begin{aligned} \frac{p_1^2 - p_2^2}{2} &= \frac{(p_1 - p_2)(p_1 + p_2)}{2} = \Delta p \frac{(p_1 + p_2)}{2} \\ \frac{p_1 + p_2}{2} &= p_m = p_1 - \frac{\Delta p}{2}, \end{aligned}$$

also

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \Delta p \left(p_1 - \frac{\Delta p}{2} \right) = p_1 \cdot \Delta p - \frac{(\Delta p)^2}{2}.$$

Für die quadratische Gleichung der Form

$$(\Delta p)^2 - 2 p_1 \cdot \Delta p + 2 C = 0$$

¹ Der Fehler beträgt z. B. bei $t_1 = 300^\circ$ und $\Delta t = 30^\circ$ nur $\sim 2,7$ vH nach der sicheren Seite.

findet man nach der Hütte die Lösungen

$$\Delta p = p_1 \pm \sqrt{p_1^2 - 2 \cdot C},$$

oder wenn man p_1^2 aus der Wurzel zieht:

$$\Delta p = p_1 \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \frac{2C}{p_1^2}} \right]^*.$$

somit erhält man:

$$\Delta p = p_1 \left[1 - \sqrt{1 - \frac{2 \cdot \lambda}{156,5 \cdot 10^{10}} \cdot \frac{G^2}{d_m^5} \cdot \frac{L}{p_1 \cdot \gamma_1}} \right] \text{ at.} \quad (49)$$

Hier ist d in m und G in kg/h einzusetzen. Will man aber d in mm verwenden, so geht die Gl. (49) in die Form über:

$$\Delta p = p_1 \left[1 - \sqrt{1 - 1275 \cdot \lambda \cdot \frac{G^2 \cdot L}{d_{\text{mm}}^5 \cdot p_1 \cdot \gamma_1}} \right] \text{ at,} \quad (50)$$

wobei p_1 in ata einzusetzen ist.

Dieses ist die Formel für eine beliebig lange Leitung.

Ist der Enddruck p_2 gegeben, und es soll der Druckverlust bzw. der Anfangsdruck bestimmt werden, so formt sich die Gl. (50) um in

$$\Delta p = p_2 \left[\sqrt{1 + 1275 \cdot \lambda \cdot \frac{G^2 \cdot L}{d_{\text{mm}}^5 \cdot p_2 \cdot \gamma_2}} - 1 \right] \text{ at.} \quad (51)$$

Der Vollständigkeit halber sei nachstehend kurz gezeigt, daß auch der Temperaturabfall in ähnlicher Art berücksichtigt werden kann.

Setzt man mit genügender Genauigkeit für den Temperaturverlust

$$\Delta t = \frac{q \cdot L}{c_p \cdot G} \text{ in } ^\circ\text{C},$$

wobei

$q = \text{Wärmeverlust in kcal/m} \cdot \text{h}$
 $c_p = \text{spezifische Wärme in kcal/kg}^\circ\text{C}$ } (s. Abschnitt E, Wärmeschutz);
 $G = \text{Dampfmenge in kg/h}$

und nimmt man ferner an, daß q und c_p , über die Leitungslänge gleich bleiben, so bekommt man mit

$$\gamma = \gamma_1 \frac{p}{p_1} \cdot \frac{T_1 \cdot c_p \cdot G}{T_1 \cdot c_p \cdot G - q \cdot L} \text{ kg/m}^3$$

in der gleichen Weise für den Druckverlust die Beziehung:

$$\Delta p = p_1 \left[1 - \sqrt{1 - 1275 \cdot \lambda \cdot \frac{G^2 \cdot L}{d_{\text{mm}}^5 \cdot p_1 \cdot \gamma_1} \left(1 - \frac{0,5 \cdot q \cdot L}{T_1 \cdot c_p \cdot G} \right)} \right] \text{ at,} \quad (52)$$

also eine sehr ähnliche Form wie Gl. (50).

Man sieht, daß der Temperaturverlust den Druckverlust herabsetzt, was ja auch verständlich ist.

* Da Δp höchstens nur gleich p_1 sein kann, hat die zweite Lösung der Gleichung (+-Zeichen vor dem Wurzelzeichen) keinen Sinn.

d) Einzelwiderstände.

Bis jetzt wurde nur der Widerstand einer geraden Rohrstrecke behandelt. Sobald eine größere Anzahl Formstücke, Krümmer, Absperrorgane usw. vorhanden sind, wird die Auswertung schwieriger und man wird in ähnlicher Weise, wie in Abschnitt II/B für Wasser gezeigt, auf Grund der Gl. (31) und der Werte für ζ den zusätzlichen Druckverlust bestimmen müssen.

Einfacher und besonders bei langen Leitungen auch genauer erfolgt die Berechnung des Spannungsabfalles einschließlich Bogen, Formstücke und Absperrorgane so, daß die Summe der Einzelwiderstände $\Sigma\zeta_z$ mit Hilfe der Gl. (34) in eine gleichwertige Rohrlänge verwandelt und diese zur gestreckten Rohrlänge hinzugezählt wird.

Es können die im Abschnitt II B angegebenen ζ -Werte auch für Dampf oder beliebige andere Flüssigkeiten angewandt werden, wenn man die Reynoldssche Zahl entsprechend berücksichtigt.

Für Wasserabscheider und Dampfsammler gilt das früher schon Gesagte. Wegen der großen Ausführungsverschiedenheiten lassen sich schwer allgemein zutreffende ζ -Werte angeben, und es muß diese Annahme von Fall zu Fall der ausführenden Rohrleitungsfachfirma überlassen werden.

e) Rechenbeispiele.

Beispiel 1. Die Werte für nachstehendes Beispiel sind einigen von der Ilse Bergbau A. G. an der — durch meine Firma verlegten — Ferndampfleitung von Grube Ilse bis Grube Renate durchgeführten und dem Verfasser freundlich zur Verfügung gestellten Druckverlustmessungen entnommen.

Es handelt sich um eine Leitung 400 NW ($d = 399$ mm), deren gerade Länge $L_g = 2970$ m beträgt. Die Dampfmenge ist $G = 42100$ kg/h und der Anfangszustand $p_1 = 12,84$ ata und $t_1 = 305^\circ$ C.

Hierfür ist $\gamma_1 = 4,87$ kg/m³
und $\eta_1 = 2,085 \cdot 10^{-6}$ kg s/m².

Damit ist nach Gl. (11a)

$$Re = \frac{36 \cdot 42,1 \cdot 10^6}{399 \cdot 2,085} = 1820000.$$

Aus Abb. 89 entnimmt man

$$\lambda = 0,01233.$$

An Einzelwiderständen besitzt die Ferndampfleitung folgende:

9 Bogen 90° $R = 4 d$ glatt	je 0,12 = 1,08
2 Etagenbogen	je 0,15 = 0,30
1 Lyrabogen glatt $A = 9000$	je 0,57 = 0,57
9 „ „ $A = 8500$	je 0,57 = 5,13
7 „ „ $A = 8000$	je 0,57 = 4,00
3 „ „ $A = 6000$	je 0,57 = 1,71
1 Parallel-Absperrschieber	je 0,25 = 0,25
2 Wasserabscheider (tangential).	je 3,0 = 6,00

$$\Sigma \zeta = 19,04$$

nach Gl. (34) folgt

$$L_\zeta = 19,04 \frac{0,399}{0,01233} = 616 \text{ m.}$$

Hinzu kommt noch die gestreckte Länge der Lyrabogen, d. h. rund jeweils ihre doppelte Ausladung

$$L_{\text{Lyra}} = 18 + 9 \cdot 17 + 7 \cdot 16 + 3 \cdot 12 = 319 \text{ m.}$$

Die Gesamtlänge ist also

$$L = 2970 + 616 + 319 = 3905 \text{ m.}$$

Um ein möglichst genaues Ergebnis zu bekommen, seien die Wärmeverluste ebenfalls berücksichtigt.

Bei einer Isolierstärke von 100 mm und einer Wärmeleitzahl von 0,06 kann man aus Abb. 94 für ein $t_1 - t_a = 305 - 15 = 290^\circ \text{ C}$ ablesen.

$$q = 270 \cdot 1,00 = 270 \text{ kcal/m} \cdot \text{h.}$$

Die spezifische Wärme des Dampfes ist nach Abb. 95

$$c_p = 0,5 \text{ kcal/kg}^\circ \text{ C.}$$

Eingesetzt in Gl. (52):

$$\begin{aligned} \Delta p &= 12,84 \left[1 - \sqrt{1 - 1275 \cdot 0,01233 \frac{42100^2 \cdot 3905}{399^5 \cdot 12,84 \cdot 4,87} \left(1 - \frac{0,5 \cdot 270 \cdot 3289}{578 \cdot 0,5 \cdot 42100} \right)} \right], \\ &= 12,84 \left[1 - \sqrt{1 - 0,1716 (1 - 0,0365)} \right], \\ &= 12,84 \left[1 - \sqrt{0,835} \right] = 1,105 \text{ at.} \end{aligned}$$

Gemessen wurde in dieser Leitung unter den gleichen Bedingungen ein Druckverlust von

$$1,08 \text{ at,}$$

womit eine sehr gute Übereinstimmung erwiesen ist.

Rechnet man das gleiche Beispiel ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste, so fällt der Ausdruck in der runden Klammer fort und man erhält gemäß Gl. (50)

$$\Delta p = 12,84 \left[1 - \sqrt{1 - 0,1716} \right] = 1,155 \text{ at,}$$

d. h. ein entsprechend sichereres Ergebnis.

Für den ersten Entwurf ist vorstehende Rechnungsweise zu umständlich, da es dann ja zunächst darauf ankommt, die Rohrdurchmesser festzulegen und sich ungefähr über den voraussichtlichen Spannungsabfall zu unterrichten.

In solchen Fällen genügt es, die vorläufige Rechnung mit dem β -Wert von Fritzsche oder Eberle unter Benutzung der Gl. (46) durchzuführen. Um für Erstentwürfe auch diese Ausrechnung zu ersparen, liegt dem Buche (lose in der Tasche) die Tafel IIIa bei.

An Hand des nachstehenden Beispiels soll der Rechnungsgang erläutert werden.

Beispiel 2. Gegeben sind

$$G = 3,24 \text{ t/h}$$

$$p_1 = 3,49 \text{ ata}$$

$$t_1 = 205^\circ \text{ C.}$$

Der zulässige Druckverlust der Leitung von 700 m Länge soll den Wert von 0,35 at nicht übersteigen. Als Einzelwiderstände sind vorhanden

30 Bogen 90° glatt ($R = 4 d$)

3 Krümmer 90° ($R = 1 d$)

2 Wasserabscheider (normal)

1 Parallelschieber.

Gesucht ist der erforderliche Rohrdurchmesser und der genaue Druckverlust.

Für Einzelwiderstände schätzt man zunächst 40 vH von der Gesamtlänge, d. h.

$$L_{\zeta} = \text{rd. } 280 \text{ m,}$$

so daß die Gesamtlänge $L = 980 \text{ m}$ beträgt.

Die Linientafel III a gibt nicht den Druckverlust, sondern das Verhältnis

$$\frac{\Delta p}{p_1} = \frac{\text{Druckverlust}}{\text{Anfangsdruck}}$$

an. In unserem Fall ist Bedingung

$$\frac{\Delta p}{p_1} = \frac{0,35}{3,49} = 0,1.$$

Geht man in der Abbildung von diesem Wert über $L = 980 \text{ m}$ in das Linienfeld der Rohrdurchmesser und andererseits von $t_1 = 205^\circ \text{ C}$ über $p_1 = 3,49 \text{ ata}$, über $G = 3,24 \text{ t/h}$ bis in das Linienfeld des Rohrdurchmessers, so kreuzen sich die beiden Ablesefaden ungefähr auf der gedachten Linie $d = 185 \text{ mm}$. Das wäre also der gesuchte Rohrdurchmesser.

Legt man die NW 175 zugrunde, so hat man 191 mm ä. Dmr. 5,5 mm Wand, d. h. $d = 180 \text{ mm}$.

Jetzt soll mit diesem Rohrdurchmesser der Druckverlust genau nachgerechnet werden.

Spezifisches Gewicht $\gamma_1 = 1,58 \text{ kg/m}^3$

abs. Zähigkeit $\eta = 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ kg s/m}^2$

$$Re = 36 \frac{3,24 \cdot 10^6}{180 \cdot 1,7} = 382000.$$

hierfür aus Abb. 89

$$\lambda = 0,01475.$$

Die Einzelwiderstände sind nach Abb. 68

30 Bogen 90° je 0,13	=	3,9
3 Krümmer 90° je 0,33	=	0,99
2 Wasserabscheider je etwa 5	=	10,00
1 Schieber je 0,3	=	0,3
		Σζ = 15,19.

Gleichwertige Rohrlänge

$$L_{\zeta} = 15,19 \frac{0,180}{0,01475} = 185 \text{ m.}$$

Gesamtlänge $L = 700 + 185 = 885 \text{ m}$

Eingesetzt in Gl. (50):

$$\begin{aligned} \Delta p &= 3,49 \left[1 - \sqrt{1 - 1275 \cdot 0,01475 \frac{3240^2 \cdot 885}{180^5 \cdot 3,49 \cdot 1,58}} \right], \\ &= 3,49 [1 - \sqrt{1 - 0,01695}], \\ &= 3,49 \cdot 0,0875 = 0,305 \text{ at.} \end{aligned}$$

Gemessen wurde in dieser Leitung unter den gleichen Bedingungen **0,3 at** Druckabfall.

Alle Rechnungsbeispiele wurden absichtlich den Betriebsverhältnissen ausgeführter Anlagen angepaßt. Auf diese Weise ist auch gleichzeitig eine Prüfung der Rechnungsergebnisse mit den Messungen möglich.

Man sieht, daß der von E. Zimmermann [114] angegebene Weg einen hohen Grad der Genauigkeit aufweist. Damit dürfte die bisher

vorhandene Unsicherheit in bezug auf die Druckverlustberechnung behoben sein.

In Ferndampfleitungen ist der Anteil der Einzelwiderstände (Bogen, Lyraausgleicher usw.) verhältnismäßig gering. Daher spielt es hier keine große Rolle, daß die ζ -Werte vorläufig noch nicht genügend durch Messungen erforscht sind. Man kann trotzdem mit einer guten Übereinstimmung zwischen Vorausberechnung und späterer Messung rechnen.

Bei Kraftwerksleitungen, wo eine große Häufung an Einzelwiderständen, wie T-Stücken, Krümmern, Bogen, Schiebern usw. vorliegt, ist der Anteil dieser an der rechnerischen Gesamtlänge naturgemäß sehr groß. Infolge der noch bestehenden Ungenauigkeit in bezug auf die ζ -Werte für die Einzelwiderstände könnte in diesem Fall mit einem etwas größeren Fehler gerechnet werden. Aus diesem Grunde empfiehlt sich bei der Berechnung von Kraftwerksleitungen ein Sicherheitszuschlag von 10 bis höchstens 20 vH.

f) Linientafel zur Ermittlung des Druckverlustes.

Tafel IIIa (lose in der Tasche) gibt die Möglichkeit, rasch und bequem aus den gegebenen Größen die gesuchten Werte ohne Rechenarbeit zu ermitteln. In dem Beispiel 2 des letzten Abschnittes wurde die Handhabung der Tafel bereits kurz erwähnt.

Der Linienzug $a-b-c-d-e-f-g$ mit den Werten des Beispiels 1 (Abschnitt II C/2e) gibt

$$\frac{\Delta p}{p_1} = 0,09$$

und da $p_1 = 12,84 \text{ ata}$ ist, ermittelt man $\Delta p = 0,09 \cdot 12,84 = 1,155 \text{ at}$, d. h. genau den gleichen Wert, wie nach Gl. (50).

Im übrigen erhält man nach dieser Tafel nicht in allen Fällen so genaue Werte, denn es mußten beim Entwurf derselben mit Rücksicht auf die notwendige logarithmische Lösung gewisse Vereinfachungen der Druckverlustformel Gl. (50) vorgenommen werden.

Es empfiehlt sich daher, die Tafel IIIa nur für Überschlagsrechnungen zu gebrauchen und für die genaue Ermittlung die Gl. (50) bzw. (52) zu benutzen.

Eine weitere Tafel III ermöglicht die Bestimmung des Rohrdurchmessers, oder der Dampfgeschwindigkeit.

D. Fortleitung von Luft und Gas.

1. Allgemeines bezüglich der Fortleitung von Luft und Gas, Hauptgesetze der Gase.

Bevor auf die Bestimmung des Druckverlustes in einer Luft- oder Gasleitung eingegangen wird, mögen die Hauptgesetze der Gase einer kurzen Betrachtung unterzogen werden.

Im Gegensatz zu Dämpfen lassen sich bei Gasen die Zustandsgrößen in einfacher Weise berechnen.

Das vereinigte Gay-Lussac-Mariottesche Gasgesetz (die „Zustandsgleichung der Gase“) lautet:

$$P \cdot v = R \cdot T. \quad (53)$$

R stellt die sogenannte Gaskonstante dar,

P ist der Druck in kg/m^2 (mm WS),

v spezifisches Volumen in m^3/kg und

T als absolute Temperatur [Gl. (2)] eingesetzt.

Für ein beliebiges Gewicht (G in kg) bei einem beliebigen Volumen (V in m^3) gilt die Zustandsgleichung:

$$P \cdot V = G \cdot R \cdot T. \quad (54)$$

Rechnet man statt mit dem spezifischen Volumen mit dem spezifischen Gewicht, so kommt statt Formel (53) folgende in Frage:

$$\gamma = \frac{P}{R \cdot T}. \quad (55)$$

Das Luftgewicht G (kg/h) errechnet sich zu

$$G = Q_h \cdot \gamma = Q_h \cdot \frac{P}{R \cdot T}, \quad (56)$$

so daß sich also bei Einführung der Daten für einen Ansaugzustand

$$P_0, t_0$$

$$[P_0 = 760 \text{ mm QS} = 10333 \text{ kg/m}^2, R = 29,27;$$

$$t_0 = 0^\circ, T = 273 + t_0 \quad (\gamma_0 = 1,293)]$$

das fortzuleitende Luftgewicht

$$G = \sim 1,3 \cdot Q_h \quad (57)$$

ergibt.

Es sei nun noch das Boyle-Mariottesche Gasgesetz erwähnt, wonach sich bei gleichbleibender Temperatur die Volumina gleicher Gewichtsmengen eines Gases umgekehrt wie die zugehörigen absoluten Drücke verhalten, also

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1} \quad \text{oder} \quad p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2,$$

d. h. also, daß bei gleichbleibender Temperatur

$$p \cdot V = \text{konstant ist.}$$

Nachstehend die wichtigsten Festwerte einiger Gase:

Zahlentafel 9.

Gas	Zeichen	Spezifisches Gewicht bei 20° und 1 ata kg/m ³	Gaskonstante <i>R</i> mkg/kg°C	Spezifische Wärme für 1 kg in kcal/kg °C	
				<i>c_p</i>	<i>c_v</i>
Sauerstoff	O ₂	1,288	26,5	0,218	0,156
Stickstoff.	N ₂	1,128	30,26	0,249	0,178
Luft	—	1,170	29,27	0,24	0,172
Kohlensäure	CO ₂	1,771	19,27	0,21	0,165
Kohlenoxyd	CO	1,127	30,29	0,250	0,179
Leuchtgas ¹	—	0,455	75,7	0,545	0,413
Generatorgas ¹	—	1,073	31,8	0,26	0,186
Hochofengas ¹	—	1,130	30,2	0,248	0,177

Unter Umständen — wie z. B. bei Luftheizungen, bei Vorwärmung der Verbrennungsluft von Feuerungen usw. — muß die von einem Gas aufgenommene bzw. abgegebene Wärme errechnet werden. Beträgt die Anfangstemperatur t_1 °C, die Endtemperatur t_2 °C, so ist die aufgenommene Wärmemenge:

$$Q = G \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1) \text{ kcal/h,} \quad (58)$$

falls die Erwärmung bei gleichbleibendem Druck und

$$Q = G \cdot c_v \cdot (t_2 - t_1) \text{ kcal/h,} \quad (58a)$$

wenn die Erwärmung bei gleichbleibendem Volumen erfolgt.

Im allgemeinen gilt die erste Bedingung und hat die Berechnung der Wärmemengen bzw. der Temperaturerhöhung nach Gl. (58) zu erfolgen.

2. Druckverlust.

a) Luftleitungen.

Für die Ermittlung des Druckverlustes in Luftleitungen dürfte neben der bisher meistens benutzten Formel von Riedler

$$\Delta p = \frac{\beta}{10000} \cdot \gamma \cdot w^2 \cdot \frac{1}{d} \quad (59)$$

mit dem Wert

$$\beta = \frac{2,86}{G^{0,148}} \quad (60)$$

die für Dampfleitungen angegebenen Gl. (47) bis (50) mit gutem Erfolg angewandt werden. Nach dem Ähnlichkeitsgesetz sind bekanntlich bei gleich großen Reynoldsschen Zahlen zwei Strömungen unabhängig von der Art der Flüssigkeit mechanisch ähnlich. Zwischen gasförmigen

¹ Die Zusammensetzung dieses Gases unterliegt starken Schwankungen, und es können nur ungefähre Werte für mittlere Verhältnisse gegeben werden. Die Abweichungen können namentlich bei Leuchtgas erheblich sein.

Flüssigkeiten, wie es Dampf und Luft sind, müßte daher eine gute Übereinstimmung der Kennlinien für die Reibungszahl λ zu erwarten sein.

Die oben genannte Gl. (60) für β ergibt nach entsprechender Umformung

$$\lambda = 0,0624 \frac{d^{-0,148}}{Re^{0,148}},$$

was gegenüber Gl. (21) auf zu kleine Werte von λ und also auch von β schließen läßt. Für Luft wurde $\eta = 17,85 \cdot 10^{-6}$ (bei 15° C) eingesetzt.

In jedem Fall wird die für Dampf gezeigte Berechnungsart auch bei Luft und ähnlichen Gasen mit hoher Wahrscheinlichkeit ebensogut stimmen. Die neuerdings von J.Maercks [90] durchgeführten Versuche an Druckluftleitungen 50 und 94 mm l. W. wurden vom Verfasser an Hand der Dampfformel unter Zuhilfenahme der Abb. 89 nachgerechnet und eine sehr gute Übereinstimmung gefunden. Die weiterfolgenden Berechnungsbeispiele sollen dieses] noch besser beleuchten.

Für die genannte Druckverlustberechnung ist die Kenntnis der Zähigkeit der Luft erforderlichlich.

Aus der Abb. 90, die dem Buch von H.Richter [102] entnommen ist, kann die kinematische Zähigkeit der Luft für 1 ata und verschiedene Temperaturen entnommen werden.

Will man die Zähigkeit der Luft bei einem anderen Druck ermitteln, so gelten folgende Umrechnungsformeln:

kinematische Zähigkeit

$$\nu_{p,t} = \frac{\mu_t}{\gamma_{p,t}} \text{ in m}^2/\text{s} \tag{61}$$

oder

$$\nu_{p,t} = \frac{\nu_{t(1ata)}}{p_{ata}} \text{ in m}^2/\text{s}, \tag{61a}$$

daraus absolute Zähigkeit

$$\eta_{p,t} = \nu_{p,t} \cdot \frac{\gamma_{p,t}}{9,81} \text{ in kg s/m}^2. \tag{62}$$

Mit Hilfe dieser Umrechnung kann die Zähigkeit der Luft für jeden beliebigen Betriebszustand bestimmt und so die Reynoldssche Zahl für den jeweiligen Strömungsfall aus Gl. (11) oder (11a) berechnet werden.

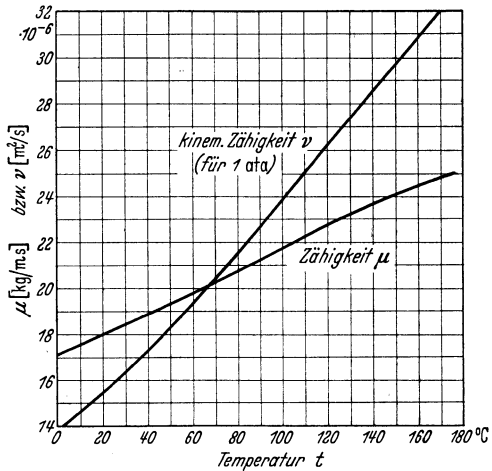


Abb. 90. Kinematische Zähigkeit ν von Luft, abhängig von der Temperatur. Aus Richter [102].

Aus der Abb. 89 entnimmt man die Reibungszahl λ und setzt diese in die Gl. (9) oder (47) für den Druckverlust ein. In der gleichen Art findet man auch die ζ -Werte für die Einzelwiderstände und ermittelt aus diesen entweder den zusätzlichen Druckverlust nach Gl. (31) oder die gleichwertige Rohrlänge nach Gl. (34), die zu der Gesamtlänge der Rohrleitung zugeschlagen wird.

Selbstverständlich kann für besonders lange Luftleitungen oder bei großem Druckverlust die Gl. (50) mit Vorteil benutzt werden, und es gilt in bezug auf diese Rechnungsart das im Abschnitt Dampfleitungen (II C/2c) Gesagte.

An Hand der erwähnten Meßergebnisse von J. Maercks [90] wird in einem Rechenbeispiel die gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung gezeigt.

b) Rechenbeispiele.

1. In einem 6 m langen Rohr von 94 mm l. W. wurde Druckluft von $p_1 = 4,5$ atü und $t_1 = 22^\circ \text{C}$ mit einer Geschwindigkeit von $w = 10$ m/s durchgedrückt.

Das spez. Gewicht der Luft am Anfang der Leitung ist nach Gl. (55)

$$\gamma_1 = \frac{55000}{29,27 \cdot 295} = 6,37 \text{ kg/m}^3;$$

aus Abb. 90 ermittelt man für $t = 22^\circ$ die kinematische Zähigkeit für 1 ata

$$\nu_{(1 \text{ ata})} = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

und auf den Anfangszustand umgerechnet

$$\nu_{p,t} = \frac{15,6 \cdot 10^{-6}}{5,5} = 2,84 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{10 \cdot 0,094 \cdot 10^6}{2,84} = 331000.$$

Hierfür aus Abb. 89

$$\lambda = 0,0159.$$

Nach Gl. (9) folgt

$$\Delta P = 0,0159 \frac{6 \cdot 6,4 \cdot 100}{0,094 \cdot 19,62} = 33,1 \text{ kg/m}^2.$$

Gemessen wurde ein Druckabfall von $32,5 \text{ kg/m}^2$, was eine große Genauigkeit der Rechnung beweist.

Bei gleichem Anfangszustand ergab die Messung einer Druckluftleitung von 50 mm l. W. und $L = 5,84$ m bei einer Geschwindigkeit $w = 15,92$ m/s einen Druckabfall von $183,5 \text{ kg/m}^2$. Nach der obenstehenden Rechnungsweise würde man einen Druckverlust $\Delta P = 186 \text{ kg/m}^2$ ermitteln. Also ist auch hier eine sehr gute Übereinstimmung vorhanden.

2. Ein Verdichter saugt $22 \text{ m}^3/\text{min}$, bezogen auf den Ansaugzustand (1 ata, 20°C), an und drückt diese Luft auf 6 atü.

Wie groß ist der Druckabfall in der Druckleitung, wenn diese eine Lichtweite von 70 mm und eine Länge von 100 m hat? Der Einfluß von Formstücken und Armaturen wird vernachlässigt. Die mittlere Temperatur in der Leitung wird zu 30°C angenommen.

Das stündliche Gewicht der Luft beträgt

$$G = 60 \cdot 22 \cdot \gamma_1 \text{ kg/h.}$$

Das spezifische Gewicht der angesaugten Luft, γ_0 , errechnet sich aus Gleichung

$$\gamma_0 = \frac{10000}{29,27 \cdot 293} = 1,17 \text{ kg/m}^3 \text{ (1 ata, } 20^\circ \text{ C)}.$$

Das stündliche Gewicht ist:

$$G = 1320 \cdot 1,17 = 1540 \text{ kg/h.}$$

Das spezifische Gewicht der geförderten Luft ist

$$\gamma_1 = \frac{70000}{29,27 \cdot 303} = 7,9 \text{ kg/m}^3 \text{ (7 ata, } 30^\circ \text{ C)}.$$

Die Geschwindigkeit

$$w = \frac{354 \cdot 1540}{7,9 \cdot 4900} = 14,1 \text{ m/s.}$$

Aus Abb. 90 folgt

$$v_{p,t} = \frac{16,4 \cdot 10^{-6}}{7,0} = 2,34 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{14,1 \cdot 0,07 \cdot 10^6}{2,34} = 422\,000$$

$$\lambda = 0,017$$

$$\Delta P = 0,017 \frac{100 \cdot 7,9 \cdot 14,1^2}{0,07 \cdot 19,72} = 1945 \text{ kg/m}^2 = \mathbf{0,1945 \text{ at.}}$$

In diesem Zusammenhang sei auf den von Lummert entwickelten Rechenschieber SR 726¹ für Gasrohrberechnung für Hoch- und Niederdruck hingewiesen (s. AWF-Mitteilungen 1936, Heft 12), der auf folgender Gleichung aufgebaut ist:

$$p_a^2 - p_e^2 = 812,2 \cdot Z \cdot Q_n^{1,875} \cdot \frac{L}{d^5} \text{ ata}^2 \quad (63)$$

darin bedeuten

Z = Gaszahl je nach Art des Gases (z. B. für Luft $Z = 94$);

Q_n = Gasmenge in m^3/h bei 15° C und 760 mm QS ;

L = Rohrlänge in km ;

d = Rohrdurchmesser in mm .

Es werden außerdem noch Vervielfältigungszahlen für verschiedene Gastemperaturen angegeben.

Für vorstehendes Beispiel ergibt sich nach dieser Gl. (63) ein Druckverlust

$$\Delta p = 0,23 \text{ at.}$$

Nachstehend einige Angaben² zur Größenbestimmung einer Preßluftanlage bzw. des Rohrleitungsnetzes für Werkstättenbetriebe, wo also Druckluft für die verschiedensten Arbeitszwecke (Meißeln, Stemmen, Nieten, Bohren, Stampfen, Kesselsteinabklopfen usw.) Verwendung findet.

Maßgebend für die Bemessung der Anlage ist die Anzahl der Werkzeuge, die angeschlossen werden sollen. Die Anzahl dieser Werkzeuge kann auf Grund der nachstehenden Angaben geschätzt werden:

¹ Zu beziehen durch den Beuth-Verlag, Berlin SW 19.

² Siehe Taschenbuch für Preßluftbetrieb der Frankfurter Maschinenbau A.G.

1. Ein Arbeiter leistet mit einem Preßlufthammer etwa 4- bis 6mal soviel als beim Meißeln und Stemmen von Hand.

2. Eine Preßluftnietkolonne von 3 Mann (ein Nietwärmer, ein Nieter, ein Gegenhalter) leistet mit einem Niethammer annähernd $\frac{1}{3}$ mehr als eine Handnietkolonne von 4 bis 5 Mann.

3. Mit einer Preßluftbohrmaschine kann ein Arbeiter je nach der Anordnung und der Tiefe der Löcher beim Bohren, Aufreiben und Gewindeschneiden die 10- bis 30fache Leistung gegenüber dem Betrieb mit Bohrknarren erzielen.

4. Preßluftstampfer und Kesselsteinabklopfer erhöhen die Leistung eines Arbeiters auf das 5- bis 8fache.

Hat man an Hand dieser Angaben die Anzahl der Werkzeuge bestimmt, so kann man den gesamten Luftverbrauch als Summe des Luftbedarfes der einzelnen Werkzeuge leicht errechnen. Für rohe Überschlagsrechnungen ist der minutliche Verbrauch an freier, also vom Luftverdichter angesaugter Luft je nach Art und Größe des Werkzeuges mit $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ m³ für jedes Werkzeug einzusetzen, so daß man also folgende Durchschnittswerte wählen kann:

Leichte Meißelhämmer	etwa $\frac{1}{4}$ m ³
Schwere Meißelhämmer und leichte Niethämmer	„ $\frac{1}{2}$ „
Schwere Niethämmer.	„ $\frac{3}{4}$ „
Bohrmaschinen	„ 1 „
Stampfer	„ $\frac{1}{3}$ „
Nietfeuer, Kesselsteinabklopfer und Gegenhalter	„ $\frac{1}{8}$ „

Die vorstehenden Werte sind so bemessen, daß sie Undichtheiten mit 10 bis 15 vH einschließen.

Die Größe des Luftverdichters kann auf Grund der vorstehenden Angaben bestimmt werden. Bei kleineren Anlagen und solchen, die vorwiegend mit Werkzeugen arbeiten, die ununterbrochen im Betrieb sind (z. B. Stampfer, Bohrmaschinen, Nietfeuer und Kesselsteinabklopfer), sind die genannten Werte voll einzusetzen. Bei größeren Anlagen ist jedoch zu berücksichtigen, daß im allgemeinen nicht sämtliche Werkzeuge gleichzeitig arbeiten. Langjährige Beobachtungen haben ergeben, daß in den Fällen, in denen vorwiegend Hämmer Verwendung finden, im Durchschnitt etwa 60 vH der angeschlossenen Werkzeuge gleichzeitig im Betrieb sind. Man findet also den für die Größenbestimmung des Luftverdichters maßgebenden Wert in einfachster Weise dadurch, daß man den ermittelten Luftbedarf nur mit 60 vH einsetzt.

Die Rohrleitungsquerschnitte müssen den örtlichen Verhältnissen entsprechend bestimmt werden. Für jeden Kubikmeter minutlich angesaugter Luft berechnet man unter der Voraussetzung des üblichen Betriebsdruckes von 5 bis 9 at Überdruck 8 cm² Leitungsquerschnitt. Bei Saugleitungen von mehr als 10 m³ und Rohrlängen unter 300 m kann dieser Wert etwas geringer, bei kleineren Luftmengen und mehr als 100 m

Länge bis zur ersten Verbrauchsstelle etwa 10 vH größer angenommen werden. Verteilende Werkstattleitungen erhalten bis 50 m Länge 40 mm l. W., darüber hinaus 50 bis 60 mm l. W. Kurze Verbindungen bis rd. 5 m Länge mit Anschlußhähnen zu den Werkzeugen erfordern 1" Gasrohr. Anschlußhähne zu den Werkzeugen erfordern 1" Gasrohr oder, sofern es sich nur um ein einzelnes Werkzeug handelt, entsprechend geringeren Rohrquerschnitt. Für ausgedehnte Rohrleitungsnetze sind genauere Berechnungen anzustellen, und es ist hierbei auf den zulässigen Druckverlust Rücksicht zu nehmen, der bis zur äußersten Entnahmestelle möglichst 0,2 at nicht überschreiten soll.

c) Gasleitungen.

Bei Gasleitungen kommt für die Berechnung des Fortleitungswiderstandes ebenfalls die Grundformel (9)

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \delta \text{ kg/m}^2$$

in Frage.

Die Verwendung der Abb. 89 (λ -Werte für Dampfleitungen) bei der Berechnung von Gasleitungen ergibt keine zufriedenstellenden Werte. Biel [73] veröffentlichte Druckverlustmessungen an verschiedenen Gasleitungen und berechnete hiernach den Reibungswert λ . Für die gleichen Verhältnisse wurden vom Verfasser unter Zuhilfenahme der Abb. 89 die Reibungswerte ermittelt und den gemessenen gegenübergestellt. In der Zahlentafel 10 findet man die zugehörigen Zahlenangaben.

Zahlentafel 10¹.

Aus Messungen berechnet										
Rohr- durch- messer d mm	Länge L m	Q_0 760 mm 15° C m ³ /h	p_a ata	p_c ata	t °C	w_{mittel} m/s	beob- achtet λ	Re	Ge- brauchs- formel λ	Bewag λ
Versuch Towl $s = 0,64$ Schmiederohr, Muffenverbindungen										
203,7	113166	6585	14,765	2,803	10	6,4	0,0143	632500	0,0164	0,014
Versuch Küßnacht $s = 0,443$ Geschweißtes nahtloses Rohr										
100	3497	603	1,853	1,288	11	8,35	0,0197	92100	0,023	0,0188
Versuch Delitzsch $s = 0,578$ Geschweißtes nahtloses Rohr										
175	7448	668	1,3744	1,1951	15	5,88	0,0235	70500	0,0222	0,01935
150	1551	698	1,1145	1,0508	15	10,5	0,0214	88500	0,0221	0,0185

In vorstehender Zahlentafel ist auch die von Biel [73] vorgeschlagene „Gebrauchsformel“ für Gasberechnung ausgewertet. Dieser Formel liegt eine Reibungszahl

$$\lambda = \frac{0,0637 \cdot v^{0,148}}{Q_0^{0,125}} \tag{64}$$

zugrunde. Darin bedeuten:

¹ Teilauszug aus Biel [73].

ν = kinematische Zähigkeit des Gases in m^2/s ;
 Q_0 = angesaugte Gasmenge in m^3/h , bezogen auf 760 mm QS und 15°C .

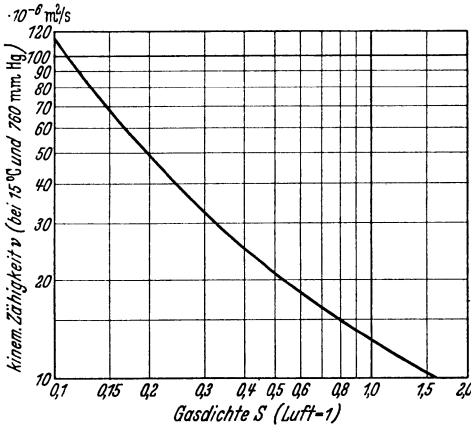


Abb. 91. Kinematische Zähigkeit ν von Gasen abhängig von der Gasdichte bei 15°C und 760 mm Q.S. Aus Richter [102].

Die Übereinstimmung der Gl. (64) mit den Meßergebnissen kann als gut bezeichnet werden.

Bei Stadtgas vom relativen Gewicht $s = 0,51$ und einer kinematischen Zähigkeit $\nu = 20,3 \cdot 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ vereinfacht sich die Gl. (64) in

$$\lambda = \frac{0,05}{Q_0^{0,125}} \quad (65)$$

Bei langen Gasleitungen empfiehlt sich ebenfalls die Veränderung des spezifischen Gewichtes und die dadurch bedingte Geschwindigkeits-erhöhung nicht außer acht

zu lassen, indem man die Gl. (50) sinngemäß anwendet.

Für die Beurteilung der Strömungsvorgänge in Gasleitungen ist die Kenntnis der Zähigkeit des Gases unentbehrlich. Diese hängt von

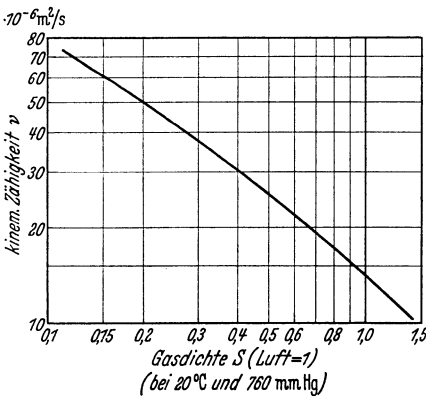


Abb. 92. Kinematische Zähigkeit ν von Gasgemischen abhängig von der Gasdichte. Aus Richter [102].

der Gaszusammensetzung und dem Druck bzw. der Temperatur ab. Die nebenstehenden Abb. 91 und 92¹ ermöglichen die Bestimmung der kinematischen Zähigkeit eines Gases oder Gasgemisches, wenn sein relatives Gewicht s (bezogen auf Luft = 1) bekannt ist.

Die Abhängigkeit der kinematischen Zähigkeit verschiedener Gase von der Temperatur kann der Abb. 93 entnommen werden. Die Abbildung ist für Iata entworfen, so daß mit Hilfe der Gl. (61a) die Umrechnung für jeden beliebigen Druck erfolgen kann. Daraus

kann dann die absolute Zähigkeit η gemäß Gl. (62) ermittelt werden.

Im Schrifttum findet man noch weitere Hinweise und Angaben über die Zähigkeit der Gase, so z. B. bei Richter [102] und Brückner [25].

Auch die Biel-Lummert-Formel (63) (AWF-Mitteilungen 1936, Heft 12) bzw. die für Niederdruckberechnungen bequemere Form

¹ Aus Richter [102].

$$(P_a - P_e) \cdot \frac{P_m}{10333} = 3,93 \cdot 10^6 \cdot Z \cdot Q_n^{1,875} \frac{L}{d^5} \text{ mm WS} \quad (66)$$

mit den gleichen Bezeichnungen ist in diesem Zusammenhang zu empfehlen. Die Gaszahl Z berücksichtigt die Eigenschaften des jeweiligen Gases. Die Umrechnung für verschiedene Temperaturen erfolgt unter Zuhilfenahme von besonderen Vervielfältigungszahlen C_t .

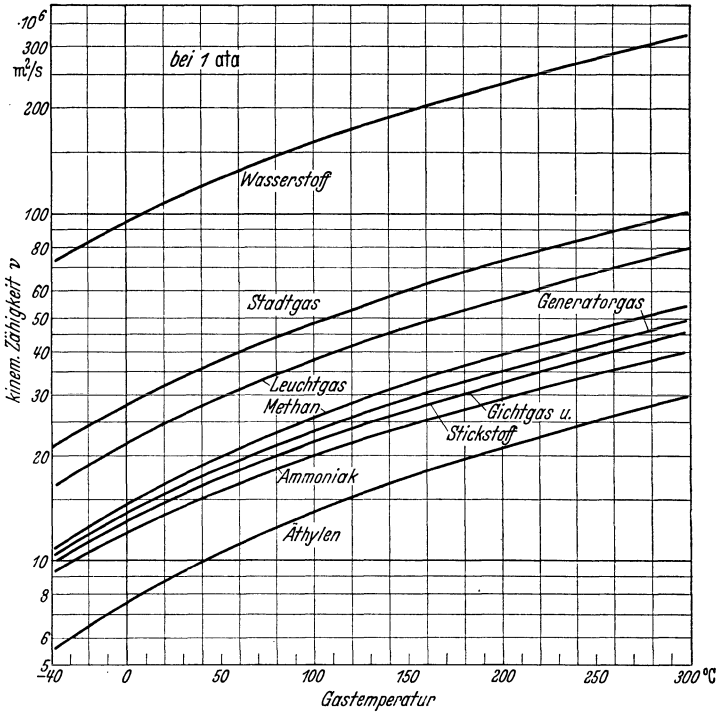


Abb. 93. Kinematische Zähigkeit ν von Gasen bei 1 ata abhängig von der Temperatur.

In nachstehender Zahlentafel II ist eine Zusammenstellung der spezifischen Gewichte δ , der Dichteverhältnisse s und der Gaskonstanten R verschiedener Gase gegeben. In der rechten Spalte ist auch die jeweilige Gaszahl Z (nach Biel-Lummert) vermerkt.

Beide Gl. (63) und (66), d. h. also für Hoch- und Niederdruck werden vom Verein der Gas- und Wasserfachmänner als Berechnungsgrundlagen anerkannt.

Der Vollständigkeit halber sei auf die sehr ausführliche Formelzusammenstellung für Gasrohrberechnung und kritische Beurteilung von Biegeleisen [72] hingewiesen.

Zahlentafel 11. Spezifisches Gewicht, Dichteverhältnis und Gaskonstante von gasförmigen Flüssigkeiten¹.

Gasbezeichnung	γ bei 0° und 760 mm QS kg/m ³	Relatives Ge- wicht $s = \gamma/\gamma_L$ (Luft = 1)	Gaskonstante R m kg/kg °C	Gaszahl Z nach Biel- Lummert
Sauerstoff	1,429	1,106	26,50	103,5
Stickstoff.	1,251	0,9674	30,26	91,2
Wasserstoff	0,08987	0,06951	420,6	9
Luft	1,293	1,0000	29,27	94,2
Kohlenoxyd	1,250	0,967	30,29	91,1
Kohlensäure	1,977	1,529	19,27	141
Methan	0,717	0,554	52,90	56,4
Azetylen	1,171	0,912	32,59	86,5
Äthylen	1,261	0,975	30,25	92
Äthyläther	3,300	2,586	30,1	—
Wasserdampf ²	—	—	47,1	—
Benzoldampf	3,480	2,690	10,9	—
Ammoniakdampf	0,771	0,596	49,8	59
Schwelgas von Steinkohlen	0,698	0,542	54,0	53,9
Leuchtgas I ³	0,504	0,387	75,7	37,2
Leuchtgas II	0,491	0,380	77,1	37,2
Koksofengas	0,530	0,409	71,6	42,1
Wassergas	0,711	0,549	53,3	54,5
Mischgas	1,125	0,866	33,8	82,4
Luftgas	1,190	0,917	35,8	87
Gichtgas	1,255	0,972	31,9	91,7
Mondgas	1,060	0,817	30,1	78,2
Schwefelwasserstoff	1,540	1,190	25,08	111,0

d) Graphische Ermittlung des Druckverlustes bei Luft- und Gasleitungen.

Für allgemeine Überschlagsermittlungen — besonders von Werks- gasleitungen — kann vorteilhaft die Tafel IV (lose in der Tasche) Verwendung finden.

Diese Tafel ist unter Benutzung der Gl. (63) von Biel-Lummert entworfen worden, jedoch mit dem Unterschied, daß L in m und nicht in km eingesetzt wird.

Die Tafel gilt für alle gebräuchlichen Gase, die durch die jeweilige relative Dichte s berücksichtigt sind. Für die Gasmenge Q ist die Ansaugemenge bezogen auf 15° C und 760 mm QS in m³/h einzusetzen. Sollte also für den einen oder anderen Fall die zu fördernde Menge ausnahmsweise in t oder kg angegeben sein, so muß diese vor Benutzung der Tafel auf das Ansaugvolumen = G/γ umgerechnet werden.

¹ Aus RICHTER [102].

² Hoch überhitzt.

³ Nach HÜTTE: Des Ingenieurs Taschenbuch, 26. Aufl. Bd. 2 (1931) S. 576.

Ein auf der Tafel gegebenes Rechenbeispiel erläutert die Handhabung derselben und zeigt auch die zusätzlich noch auszuführende Rechnung.

E. Wärmeschutz.

Der Zweck einer Rohrleitung ist, Dampf oder Gas in möglichst wirtschaftlicher Weise von der Erzeugungsstelle zu dem Verbrauchsort zu leiten. Die Herstellungskosten sollen also, soweit die Sicherheit es erlaubt, niedrig gehalten und Verluste an Energie vermieden werden. In den vorhergehenden Abschnitten wurde gezeigt, wie die Druckverluste errechnet werden und welchen Weg man zu beschreiten hat, um diese einzuschränken.

In diesem Abschnitt soll auch die immerhin wesentliche Frage der Wärmeverluste behandelt werden. Mit Rücksicht auf das zahlreiche über diesen Gegenstand vorliegende Sonderschrifttum brauchen nur die wesentlichen Gesichtspunkte kurz gestreift zu werden.

Zum eingehenden Studium dieser Frage sei auf das im Anhang gegebene Schrifttumverzeichnis verwiesen.

1. Allgemeine Betrachtungen über Wärmeübergang.

Wärmeübertragung von einem Körper zum anderen kann auf verschiedenen physikalischen Vorgängen beruhen; man unterscheidet nämlich Wärmeaustausch durch Strahlung, durch Leitung und durch Konvektion. Obgleich in der Natur die Strahlungswärme eine außerordentlich große Rolle spielt (Übertragung der Sonnenwärme auf die Planeten) und oft auch in der Technik diese Übertragungsweise ausgenutzt wird (unmittelbare Übertragung der Wärme von Feuerschicht auf Kesselwandung, Strahlungsöfen, Strahlungs-pyrometer), werden wir uns auf die Betrachtung der Wärmeleitung beschränken. Diese tritt ein bei Berührung der Körper, zwischen denen Wärmeaustausch stattfindet. Bei kleineren Temperaturunterschieden spielt die Strahlung gegenüber der Leitung eine untergeordnete Rolle, und bei der Berechnung des Wärmeverlustes einer Dampfrohrlleitung erhält man ausreichend genaue Werte, wenn man nur die Wärmeleitung berücksichtigt.

Sind zwei Flüssigkeiten oder Gase durch eine Wand getrennt (wie z. B. Raumluft und Außenluft durch eine Mauer) und haben beide Gase verschiedene Temperaturen, so kann man den Widerstand, den die Wärmeströmung zu überwinden hat, in drei Teile zerlegen:

1. Übergangswiderstand des wärmeren Mittels zur Wand,
2. Leitungswiderstand der Wand,
3. Übergangswiderstand der Wand zum kälteren Mittel.

Die Größen dieser Widerstände sind von vielen Bedingungen abhängig, die für 1. und 3. maßgebenden Wärmeübergangszahlen ($WÜZ. = \alpha$) sind abhängig von der Oberflächenbeschaffenheit der Wand, von der

Wärmeleitzahl des Isoliermaterials λ in $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{st}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$

Isolierstärke α in mm

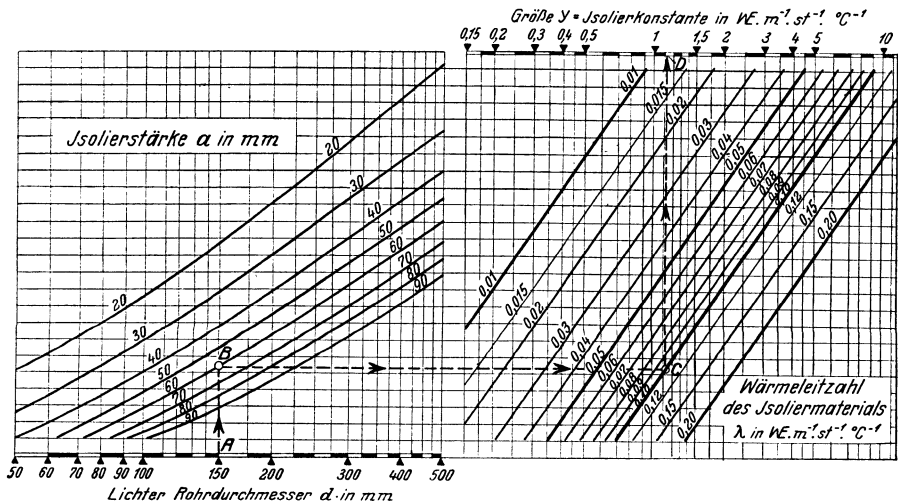
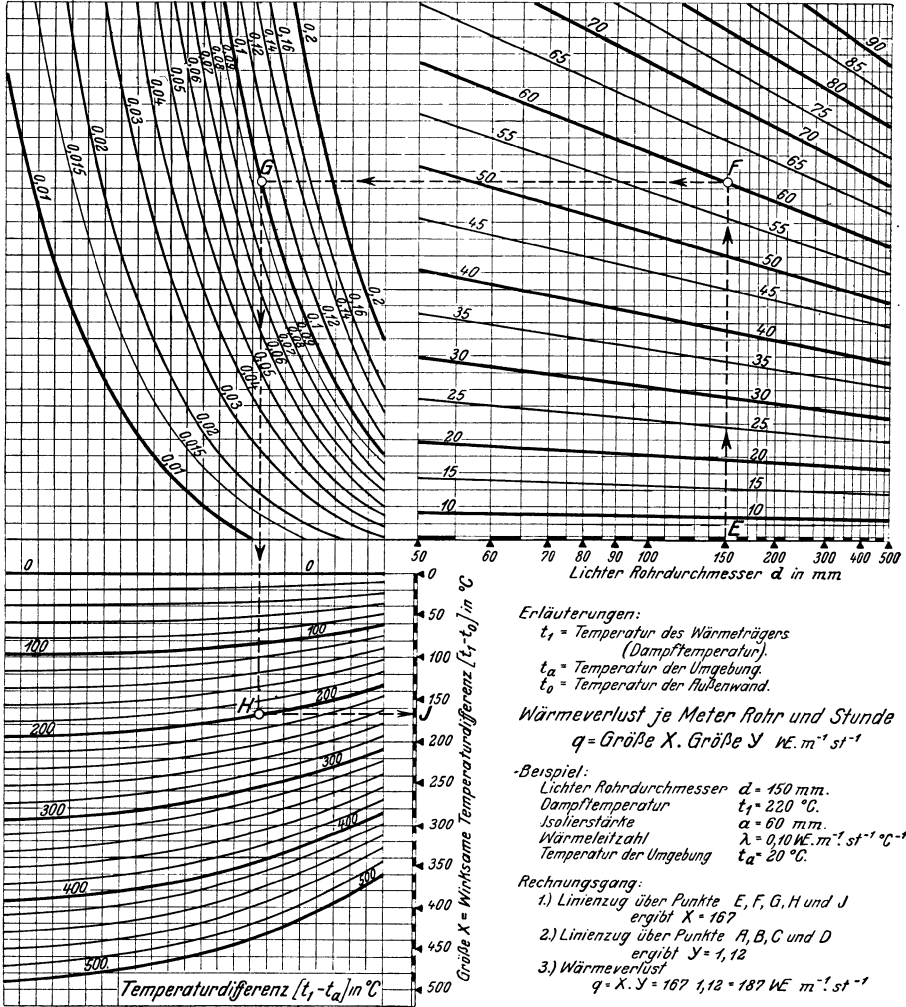


Abb. 94. Wärmeverluste in isolierten Rohrleitungen. [Steinemann, A.: AEG-Mitt. Nr. 9 u. 10 (1923).]

Art und eventuell dem Strömungszustande der Flüssigkeit, von den Temperaturen und von dem Druck; der Widerstand der Trennungswand ist abhängig von der Wärmeleitzahl und von der Wanddicke.

Faßt man alle Einflüsse in einer Wärmedurchgangszahl zusammen, so ist die durchgehende Wärmemenge:

$$Q = k \cdot F \cdot (t_1 - t_2) \cdot z \text{ kcal.} \quad (67)$$

In dieser Gleichung ist:

Q die Wärmemenge in kcal;

F die Fläche in m^2 ;

t_1, t_2 die Temperatur der Flüssigkeiten in $^\circ\text{C}$;

z die Zeit in h;

k die Wärmedurchgangszahl in $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$.

In bezug auf die Abhängigkeit von k sei auf das Schrifttum verwiesen.

In dieser Form gelten obige Betrachtungen für eine ebene Wand.

Für ein zylindrisches Rohr von der Länge L , dem Innendurchmesser d_i und dem Außendurchmesser d_a , alles in m ausgedrückt, gilt folgende Beziehung:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot k \cdot L (t_1 - t_2) \cdot z \text{ kcal.} \quad (68)$$

Für k gilt hier eine andere Beziehung, als oben für eine ebene Wand angegeben, nämlich:

$$\frac{1}{k} = \frac{2}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{2}{\alpha_a \cdot d_a}. \quad (68a)$$

λ bedeutet die Wärmeleitzahl für die Rohrwandung. Bei isolierten Leitungen gilt (mit λ_a für die Isolierung) folgende Beziehung:

$$\frac{1}{k} = \frac{2}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{2}{\alpha_a \cdot d_a} + \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_r}{d_i} + \frac{1}{\lambda_a} \ln \frac{d_a}{d_r}. \quad (68b)$$

Diese Formeln wurden hier lediglich zum Verständnis der Zusammenhänge angegeben. Das Rechnen nach diesen Gleichungen ist jedoch unzumutbar und viel zu umständlich; es sei daher auf die „Regeln für die Prüfung von Wärme- und Kälteschutzanlagen“, VDI-Verlag 1930 verwiesen, wo ein für die Praxis geeignetes Rechenverfahren angegeben ist.

Die im Rohrleitungsbau vorkommenden Aufgaben können mit praktisch ausreichender Genauigkeit an Hand der nebenstehenden Abb. 94 gelöst werden. Das angegebene Beispiel macht eine weitere Erläuterung überflüssig.

In diesem Fall ist ein Wert λ eingeführt, der die Wärmeleitzahl der betriebsfertig ausgeführten Isolierung darstellt.

Die Wärmeleitzahlen sind von der Art der Isolierung stark abhängig. Die jeweiligen Werte werden von den Isolierfirmen stets angegeben.

Für Planungen seien in nachstehender Zahlentafel einige Werte für λ angegeben¹.

¹ Die vollständigste Zusammenstellung von Wärmeleitzahlen findet sich in „Mitteilungen aus dem Forschungsheim für Wärmeschutz (E. V.). München, Heft 5, Dezember 1924 von E. Schmidt.

Zahlentafel 12.

Isolierstoff bzw. Isolierart	Temperaturgrenze °C	Mittleres Raumbgewicht kg/m³	Wärmeleit-	
			0	20
			ent-	
			0	35
Wärmeschutz				
Auf kalte und warme Objekte aufzubringen.				
Mineralwolle (Schlackenwolle)				
Stopfung				
mit Blechmantel	800	300	0,039	0,041
mit Hartmantel	800	350	0,044	0,046
allein, ohne Schutzmantel	800	225	0,036	0,037
Glaswatte und -gespinst				
mit Blechmantel	450	375	0,030	0,032
mit Hartmantel	450	425	0,037	0,038
Matten allein, ohne Schutzmantel . . .	450	100	0,029	0,031
Gebrannte Kieselgurschalen und Steine mit Kieselgurabglättung				
leicht	900	370	0,060	0,062
normal	900	480	0,075	0,077
schwer	900	650	0,100	0,104
Magnesiaschalen mit Asbestzusatz				
mit Magnesiamasse-Abglättung	300	180	0,040	0,042
Korksteinschalen für Wärmeschutz				
imprägniert und expandiert	150	280	0,042	0,044
Schnüre mit Hartmantel				
aus Schlackenwolle	650	400	0,052	0,053
aus Glasgespinst bzw. -watte	450	425	0,038	0,039
aus Asbest mit Kieselgurfüllung	500	500	0,085	0,087
aus Jute mit Kieselgurfüllung	100	475	0,065	0,067
aus Jute mit Naturkorkfüllung	100	250	0,052	0,055
aus Jute mit exp. Korkfüllung	100	220	0,044	0,046
aus Seidenzopf	100	200	0,045	0,046
aus Asbestfasern, chemisch rein	500	400	0,085	0,088
Alfol-Knitterverfahren, ohne Schutz . . .	500	3	0,040	0,043
Nur auf warme Objekte aufzubringen				
Kieselgur-Wärmeschutzmasse				
leicht	550	350	0,054	0,055
mittel	550	500	0,065	0,067
schwer	200	700	0,090	0,093
Magnesiamasse mit Asbestzusatz	300	200	0,041	0,043
Kanalfreie Rohrverlegung ins Erdreich (nur auf kalte Objekte aufzubringen).				
„Metag“-Erdverlegungswärmeschutz DRP-DRGM	800	250	0,038	0,039
Kälteschutz				
Korksteinplatten } kälteimprägniert und	50	180	0,031	0,034
Korksteinschalen } expandiert	50	300	0,040	0,045
Backkorkplatten } 100 vH exp. Kork . . .	150	120	0,029	0,031
Backkorkschalen }	150	125	0,030	0,032

Wärmeleitzahlen.

zahl (λ) in kcal/mh°C bei einer mittleren Temperatur in der Isolierung von						Druck- festigkeit
50	100	150	200	250	300	
sprechend einer Dampftemperatur von etwa						kg/cm ²
90	180	270	360	450	540	
0,044	0,049	0,055	0,061	0,067	0,073	6
0,049	0,053	0,058	0,063	0,068	0,074	5
0,041	0,046	0,052	0,058	0,064	0,070	—
0,035	0,043	0,051	0,064	0,078	—	6
0,041	0,050	0,058	0,068	0,081	—	5
0,034	0,042	0,050	0,063	0,076	—	—
0,065	0,070	0,076	0,082	0,090	0,097	3—4
0,080	0,086	0,092	0,097	0,102	0,108	4—7
0,110	0,120	0,125	0,130	0,135	0,140	12—20
0,047	0,051	0,055	0,060	—	—	3—4
0,051	0,058	—	—	—	—	4—5
0,055	0,060	0,064	0,069	0,073	0,078	5
0,042	0,051	0,059	0,070	0,082	—	—
0,090	0,094	0,102	0,109	—	—	—
0,070	0,075	—	—	—	—	—
0,060	0,066	—	—	—	—	—
0,057	0,063	—	—	—	—	—
0,049	—	—	—	—	—	—
0,092	0,105	0,113	0,120	—	—	—
0,047	0,053	0,059	0,066	0,072	0,078	—
0,057	0,060	0,063	0,066	0,069	0,072	2—3
0,070	0,073	0,076	0,079	0,082	0,086	2—3
0,100	0,108	0,111	0,115	—	—	3—4
0,048	0,053	0,058	0,062	—	—	—
0,043	0,048	0,054	0,060	0,066	—	für 10 t Raddruck
—	—	—	—	—	—	4
—	—	—	—	—	—	5
0,035	0,041	—	—	—	—	2
0,036	0,042	—	—	—	—	2

2. Wärmeverlustberechnung einer Ölföhrleitung.

Gegeben ist:

Heizöfleitung.	
Rohrdurchmesser	250/267 mm
Länge der Leitung	15000 m
Heizöl.	
Spezifisches Gewicht	1100 kg/m ³
Spezifische Wärme	0,4 kcal/kg °C
Durchflußmenge	275 m ³ /h
Anfangstemperatur	+ 80° C
Geforderte Mindestendtemperatur	+ 30° C
Lage der Leitung.	
Im Betonrohr	350—410 mm Dmr.
Erdedeckung	1,50 m.

Für die Berechnung der Wärmeverluste ist der Aufsatz von O. Krischer, „Die Wärmeverluste von Rohrleitungen im Erdreich“¹ zugrunde gelegt worden.

Der Verfasser hat auf Grund eigener Untersuchungen unter Heranziehung der in dem Schrifttum angegebenen Arbeiten anderer Forscher festgestellt, daß die Temperatur des Erdreiches in einer Tiefe von 6—8 m gleichbleibend 11° C beträgt und durch Änderungen der Lufttemperatur oder Temperatur an der Erdoberfläche nicht mehr beeinflusst wird. Die Temperatur in der Achse der Rohrleitung von 1,65 unter der Erdoberfläche errechnet sich unter Annahme einer Oberflächentemperatur von + 2° C und einer Annahme der gleichbleibenden Erdtemperatur in 6 m Tiefe nach Formel (69) wie folgt:

$$t_{\text{achse}} = (11 - 2) \frac{1,65}{6} + 2 = 4,5^\circ \text{ C.} \quad (69)$$

Der Wirkungsbereich des Erdreiches kann mit 2—3 m Halbmesser angenommen werden, eine Auffassung, die sich mit dem Untersuchungsergebnis von I. S. Cammerer deckt².

Da der Unterschied bei Annahme eines Wirkungsbereiches von 3 m gegenüber dem geringeren Wirkungsbereich unwesentlich ist, die Berechnung aber möglichst stets unter ungünstigen Voraussetzungen durchgeführt wurde, ist lediglich mit einem Wirkungsbereich von 2 m Halbmesser gerechnet worden. Ferner wurde eine Wärmeleitzahl für das Erdreich von 2,0 kcal/m h °C zugrunde gelegt und der Wärmeschutz des Betonrohres in den Wärmeschutz des Erdreiches mit einbezogen.

Die Formel für die Errechnung des Wärmeverlustes lautet:

$$q = \frac{2}{p} (t_{\text{rohr}} - t_{\text{achse}}) \text{ kcal/m h,} \quad (70)$$

¹ Beiheft zum Gesundheits-Ingenieur, Reihe I, Heft 33, Jahrg. 1934.

² Cammerer: Der Wärmeverlust von Rohrleitungen im Erdreich. Arch. Wärmew. 1930, Heft 2.

darin bedeutet:

$$p = \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_{ib}}{r_{ar}} + \frac{1}{\lambda_E} \ln \frac{r_a}{r_{ib}}. \quad (71)$$

r_{ib} = innerer Halbmesser des Betonrohres;

r_{ar} = äußerer Halbmesser der Heizölleitung;

r_a = Halbmesser des Wirkungsbereiches des Erdreiches.

Die gleichwertige Wärmeleitzahl der Luftschicht λ errechnet sich zu 0,32 kcal/m h °C. Damit sind sämtliche Größen bekannt. Setzt man die in Frage kommenden Werte in die Gleichung für p und q ein, so errechnet sich ein mittlerer Wärmeverlust für die gesamte Länge der Rohrleitung von 190 kcal/m h. Der Temperaturabfall auf der gesamten Länge der Leitung bestimmt sich dann rechnungsmäßig nach der bekannten Gl. (73)

$$\Delta t = \frac{L \cdot q}{V \cdot \gamma \cdot c} = \frac{15000 \cdot 190}{275 \cdot 1100 \cdot 0,4} = 24^\circ \text{C}.$$

Da nicht mit Genauigkeit beurteilt werden kann, wie weit die angenommenen Werte für die Wärmeleitzahl des Erdreiches zutreffen und den örtlichen Verhältnissen entsprechen, muß ein gewisser Sicherheitszuschlag auf den errechneten Temperaturverlust vorgenommen und der Abfall mit etwa 30° C festgelegt werden.

Eine geringere Temperatur an der Oberfläche der Erde ist für die Temperatur in der Achse der Rohrleitung und damit für den errechneten Wärmeverlust von nur geringem Einfluß.

3. Temperaturverlust des strömenden Dampfes.

Bei längeren Leitungen nimmt die Dampftemperatur in der Strömungsrichtung ab und demzufolge ist auch der Wärmeverlust je lfd. m nicht überall gleich, sondern ist am Ende der Leitung geringer als am Anfang.

Sieht man von der Veränderlichkeit der spezifischen Wärme mit der Temperatur ab, so errechnet sich nach Cammerer¹ der Temperaturabfall aus der Gleichung

$$\ln \frac{(t_1 - t_2)_e}{(t_1 - t_2)_a} = \frac{L}{G \cdot c_p} \frac{q_e}{(t_1 - t_2)_e}. \quad (72)$$

In dieser Gleichung haben die noch nicht gebrauchten Zeichen folgende Bedeutung:

c_p = spezifische Wärme des Dampfes bei der mittleren Temperatur;
 q_e = Wärmeverlust je lfd. m/h an der Seite, wo der Dampf eintritt
 (= Q_e/L);

G = Dampfmenge in kg/h.

Bei Kraftwerksleitungen, deren Länge gewöhnlich nicht groß ist, kann man auch die Veränderlichkeit des Wärmeverlustes mit der

¹ Cammerer [117].

Rohrlänge vernachlässigen. Dann gilt die einfache Gleichung

$$\Delta t = \frac{q \cdot L}{G \cdot c_p} \text{ in } ^\circ\text{C}. \quad (73)$$

Diese Beziehung gibt sofort den gesamten Temperaturverlust für die ganze Leitungslänge an. G ist in kg/h einzusetzen.

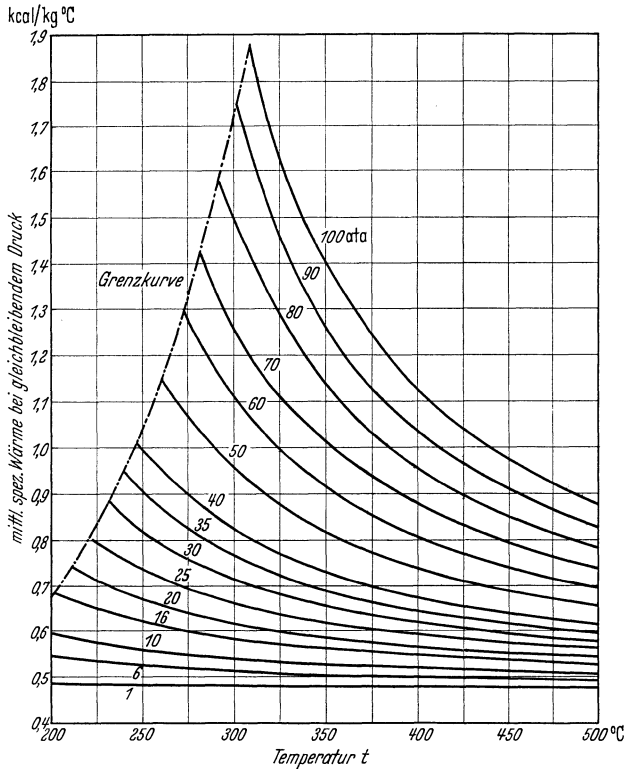


Abb. 95. Mittlere spezifische Wärme c_p von Heißdampf.

Die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes kann aus Abb. 95 entnommen werden.

Beispiel: Für das vorhin erwähnte Beispiel sei der Temperaturverlust ausgerechnet.

Leitungslänge $L = 150$ m
 Dampfmenge $G = 8000$ kg/h
 Wärmeverlust $q = 187$ kcal/mh.

Bei einem Druck von 10 ata und 200°C Temperatur ist $c_p = 0,564$ kcal/kg $^\circ\text{C}$.

Dann ist:

$$\Delta t = \frac{187 \cdot 150}{0,564 \cdot 8000} = 6,2^\circ\text{C}.$$

Wenn nur 2 t Dampf durch die gleiche Leitung strömen, erhöht sich der Temperaturabfall auf 25°C . Daraus sieht man, welchen Einfluß die Dampfmenge hat.

Will man nun außerdem noch den Wärmeverlust für die ganze Leitungsstrecke berechnen, so kann das auf zwei Arten geschehen:

a) Bei kurzen Leitungen (Kraftwerksleitungen) genügt es, wenn der je lfd. m ermittelte Wärmeverlust mit der wirksamen Leitungslänge multipliziert wird, d. h. für das vorhin erwähnte Beispiel

$$Q = q \cdot L = 187 \cdot 150 = 28050 \text{ kcal/h.}$$

b) Bei längeren Leitungen (Fernleitungen) würde sich auf diese Art ein zu großer Wärmeverlust ergeben. Dann rechnet man genauer nach der Gl. (74)

$$Q = G \cdot c_p \cdot (t_{1e} - t_{1a}) \text{ kcal/h,} \quad (74)$$

wobei dann t_{1a} aus der Gl. (72) von Cammerer genau zu ermitteln wäre.

4. Isolierstärke.

Wahl der Stärke der Isolierschicht. Bezüglich dieser Frage möge an die Bestimmung des günstigsten Leitungsdurchmessers bei Wasserversorgungen erinnert werden. Nach Wahl des Rohrleitungsdurchmessers hat eine Rechnung zu erfolgen, wobei für verschiedene Isolierstärken ermittelt wird, wie hoch einerseits die jährlichen Aufwendungen für den Wärmeschutz (Verzinsung, Abschreibung) und andererseits die für die Wärmeverluste sind. Indem diese Werte in Abhängigkeit von der Isolierstärke in Linienform aufgetragen werden, erhält man leicht diejenige Stärke, für welche sich die Kosten am geringsten stellen [127]. Bei Kraftanlagen ist wieder nicht einfach der Wärmeverlust, sondern der durch eine bestimmte Abkühlung hervorgerufene Mehrverbrauch an Dampf maßgebend. Bei Kraftdampfleitungen ist daher aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten eine bedeutend größere Schichtstärke erforderlich als bei Heizungsanlagen [122]. Ganz besonderer Wert ist auf Verwendung ausgezeichneten Materials zu legen, weil sonst durch praktische Beschränkungen die errechnete Stärke unausführbar wäre.

Nicht nur die Wärmeverluste im Dauerbetrieb, sondern auch die Wärmemengen, die nach Betriebspausen aufgewandt werden müssen, um die Isolierung auf die Beharrungstemperatur zu erwärmen, sind von Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit. Eine eingehende Untersuchung dieses Gegenstandes von Cammerer [118] ergibt, daß die in einer Isolierung aufgespeicherte Wärme ein Vielfaches der während des Betriebes je Stunde verlorengehenden Wärme ist. Diese Abkühlungsverluste können, wie in genannter Abhandlung nachgewiesen wird, verringert werden:

1. durch Wahl eines geeigneten Isoliermaterials, das sich hauptsächlich durch ein geringes Raumgewicht auszeichnen soll,
2. durch Verringerung der Isolierstärke.

Die Ausführungen des Abschnittes zeigen, daß Entwurf und Ausführung einer isolierten Leitung, die den Anforderungen der neuzeitlichen Wärmewirtschaft entsprechen soll, gründliche Nachprüfung der

vorliegenden Betriebsverhältnisse unumgänglich macht. Die Planung durch die Wärmeabteilung einer bewährten Firma ist hier dringend zu empfehlen.

Im übrigen sei auf die vom Verein Deutscher Ingenieure herausgegebenen einheitlichen Lieferbedingungen und „Regeln für die Prüfung von Wärme- und Kälteschutzanlagen“¹ hingewiesen, die sowohl der Berechnung der Verluste als auch der Nachprüfung von fertigen Isolierungen dienen sollen.

F. Festigkeitsberechnung von Rohrleitungen.

Die Behandlung kann für Rohrleitungen, die Flüssigkeiten, Gase und Dämpfe fortleiten, gemeinsam erfolgen, soweit es sich nicht um hohe Drücke und insbesondere hohe Temperaturen handelt. Hierfür werden jeweils besondere Gesichtspunkte angegeben und auch an Hand von Rechnungsbeispielen erläutert. Im Abschnitt G sind dann die bei der Berechnung von Höchstdruckheißdampfleitungen geltenden Richtlinien angegeben.

1. Rohre.

Bei Niederdruckleitungen ist die Beanspruchung des Werkstoffes hauptsächlich auf äußere Kräfte zurückzuführen und die durch die Herstellung bedingte Wandstärke fast immer ausreichend.

Für normale Verhältnisse erübrigt sich im allgemeinen die Festigkeitsberechnung, da hierfür eine Normung durch den D.N.A. durchgeführt wurde, die Abmessungen also den einschlägigen Normenblättern entnommen werden können, und zwar:

DIN 2455, genietete Flußstahlrohre für ND 1 bis 6 bei NW 600 bis 2000.

DIN 2454, autogengeschweißte Flußstahlrohre für ND 1 bis 6 bei NW 50 bis 2000.

DIN 2453, wassergasgeschweißte Flußstahlrohre für ND 1 bis 50 bei NW 250 bis 2000.

DIN 2452, patentgeschweißte Flußstahlrohre für ND 1 bis 50 bei NW 60 bis 400.

DIN 2450, 2451 und 2456, nahtlose Flußstahlrohre für ND 1 bis 100 bei NW 4 bis 400.

DIN 2449, nahtlose Flußstahlrohre (handelsüblich) für ND 1 bis 25 (aus Flußstahl St. 00.29) bei NW 4 bis 400. (Diese Rohre sollen jedoch nicht für Heißdampf verwendet werden!!)

Hierbei ist das Normenblatt DIN 2401 über „Druckstufen“ zu beachten.

Jedem Nenndruck sind Betriebsdrücke für „Wasser“, „Gas und Dampf“ sowie „Heißdampf bis 400° C“ zugeordnet. Diese sind dementsprechend mit Betriebsdruckstufe I, II und III bezeichnet und unter

¹ VDI-Verlag, 1930.

Berücksichtigung der durch den Leitungsinhalt bedingten Gefahrquellen und gleichzeitig entsprechend der Temperatur des Leitungsinhaltes gestuft, da bei höheren Temperaturen ein Absinken der Werkstoffeigenschaften eintritt.

Im Temperaturbereich von 400 bis 450° C und von 450 bis 500° C kommt eine je um 25 vH höhere Druckstufe in Frage, vorausgesetzt, daß nicht ein Sonderstahl gewählt ist, der bei diesen Temperaturen mindestens die gleichen Sicherheiten gewährt wie der übliche Stahl bei Temperaturen bis 400° C.

Es darf aber hierbei nicht übersehen werden, daß der Begriff Sicherheit in diesem Temperaturbereich eine wesentlich andere Deutung erfährt. Erstens sind die Auswirkungen der Temperatur in Form von zusätzlichen Biegebungsbeanspruchungen infolge der Wärmedehnung bedeutend größer. Zweitens muß bei Temperaturen über 400° C an Stelle der Warmstreckgrenze die Dauerstandsfestigkeit des Werkstoffes als Bezugsmaß für die Sicherheit in Betracht gezogen werden. Der Begriff der Dauerstandsfestigkeit ist im Abschnitt II G erläutert.

Reicht der Betriebsdruck nicht an die festgesetzte Höchstgrenze heran, so ist eine Überschreitung der Temperaturgrenze von 400° C in angemessenem Verhältnis zulässig.

Die festgelegten Betriebsdrücke stellen die zulässigen Höchstdrücke unter normalen Betriebsverhältnissen dar. In allen außergewöhnlichen Fällen ist zu prüfen, ob ein höherer Nenndruck, als nach den festgelegten Richtlinien dem vorliegenden Betriebsdruck entspricht, zugrunde gelegt werden muß.

Nach DIN 2413 wird in Anlehnung an die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Land- und Schiffdampfkesseln für die Berechnung der Rohrwandstärke bzw. der auftretenden Beanspruchungen durch den Innendruck von nachstehenden Formeln ausgegangen:

$$s = \frac{p \cdot d}{200 \cdot k \cdot x} + c \text{ mm}, \quad (75)$$

$$k = \frac{p \cdot d}{200 (s - c) x} \text{ kg/mm}^2. \quad (76)$$

d = lichter Durchmesser in mm;

p = Druck in atü;

k = zulässige Beanspruchung in kg/mm²;

s = Wandstärke in mm;

x = 1 bei nahtlosen Rohren (auch gußeisernen oder Stahlgußrohren) und 0,9 bei geschweißten Rohren, unabhängig von der Schweißung.

c = der Sicherheitszuschlag = 1 mm für Abrosten und Ungenauigkeiten usw.

Die zulässige Beanspruchung k ist abhängig vom Werkstoff und von den jeweiligen Betriebsverhältnissen. Man setzt z. B. für

Wasserrohre aus Gußeisen $k = 2,5 \text{ kg/mm}^2$
 und aus Stahlguß $k = \text{bis } 6,0 \text{ kg/mm}^2$.

Für Flußstahlrohre ist man bei der Festlegung der genormten Wandstärken von der Bruchfestigkeit ausgegangen. Entsprechend dem DIN-Blatt 2413 ergeben sich dann folgende zulässigen Höchstbeanspruchungen:

Flußstahl bei einer Festigkeit	Rechnungsfestigkeit	I (Wasser)	II (Gas und Dampf)	III (Heißdampf)
		Sicherheit 4,5	Sicherheit 5,6	Sicherheit 7,1
34 — 45 kg/mm ²	36 kg/mm ²	8 kg/mm ²	6,4 kg/mm ²	5 kg/mm ²
45 — 55 kg/mm ²	45 kg/mm ²	10 kg/mm ²	8 kg/mm ²	6,4 kg/mm ²

Der Wert für Heißdampf sollte aber nicht ohne Prüfung zugrunde gelegt werden. Für Heißdampf bis 400° C muß zweckmäßig die Warmstreckgrenze des Werkstoffes in Rechnung gesetzt werden, was eine Verschiebung des Ergebnisses bedeutet.

In der Praxis hat sich die Formel (77) für die Wandstärke eingebürgert, und zwar:

$$s = \frac{p \cdot d \cdot S}{200 \cdot \sigma_{\text{str}}} + c \quad \text{in mm.} \quad (77)$$

Die Bedeutung der Werte ist die gleiche wie oben:

σ_{str} = Warmstreckgrenze des Werkstoffes in kg/mm² bei Betriebstemperatur;

S = Sicherheitszahl gegenüber der Streckgrenze (wird gewöhnlich je nach den zu erwartenden zusätzlichen Beanspruchungen zwischen 2,2 und 2,4 gewählt).

Die Formel gilt, wie später gezeigt wird, strenggenommen nur bis zu einem Verhältnis

$$\frac{\text{Wandstärke}}{\text{Innendurchmesser}} \text{ kleiner als } 0,1.$$

Bei starkwandigen Rohren mit einem Verhältnis $s/d = 0,1$ und mehr ergibt sich gegenüber der genauen Formel ein beachtlicher Fehler von 10 bis 15 vH, je nachdem, welche Hypothese zugrunde gelegt wird. Die Wandstärken werden also zu niedrig ermittelt. Im Abschnitt G/3 wird auf diesen Umstand noch näher eingegangen.

Für Stahlgußrohre gelten grundsätzlich die gleichen Richtlinien. Im DIN-Blatt 2412 sind die maßgebenden Gesichtspunkte für die Berechnung der Stahlgußwandstärke festgelegt und die zulässigen Beanspruchungen angegeben.

Bei gußeisernen Rohren, die vorwiegend für Wasser Verwendung finden, wird als zulässige Beanspruchung

$$k = 2,5 \text{ kg/mm}^2$$

in die Formel (75) eingesetzt.

Rechenbeispiel. Für eine Teufe von 800 m ist eine Steigeleitung zu entwerfen. Die sekundliche Wassermenge beträgt 60 l, die zulässige Geschwindigkeit 1 m/s. Wie groß sollen Durchmesser und Wandstärke bei einer zulässigen Beanspruchung von 10 kg/mm² gewählt werden?

Die lichte Weite ist nach Formel (8b) oder Tafel I zu bestimmen. Dies ergibt $d = 276$ mm, nach DIN also NW 275.

Der Druck in der unteren Zone ist bedingt durch 1. die Höhe, 2. den Widerstand.

Die Wassersäule von 800 m ergibt einen Druck $p = 80$ at. Der von den Widerständen erzeugte Druck beträgt etwa:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\gamma \cdot w^2}{2g} = 0,025 \cdot \frac{800}{0,275} \cdot \frac{1000 \cdot 1^2}{2 \cdot 9,81} = 3710 \text{ kg/m}^2 = 0,37 \text{ at.}$$

Ogleich sich dieser Widerstand aus der mittleren Geschwindigkeit errechnet und der Druck bei Verwendung von Kolbenpumpen im Moment der Höchstgeschwindigkeit steigt, kann für die Berechnung der Einfluß des Widerstandes doch vernachlässigt werden.

Nach Formel (75) ergibt sich:

$$s = \frac{275 \cdot 80}{200 \cdot 10 \cdot 1} + 1 = 12 \text{ mm.}$$

Diese Wandstärke gilt für nahtlose Rohre und ist entsprechend dem in Abschn. I/G Gesagten bloß für die untere Zone auszuführen und nach oben gestaffelt schwächer zu wählen. Diese errechnete Wandstärke stimmt auch überein mit den Angaben des DIN-Blattes 2451 für ND 80, NW 275, $s = 12$ mm.

Ein Beispiel für die Berechnung einer Dampfleitung ist später im Zusammenhang mit dem Entwurf einer kleinen Gesamtanlage gegeben.

Es sei nochmals darauf hingewiesen, daß für Heißdampfleitungen die Warmstreckgrenze nur bis zu einer Temperatur von 400° C einzusetzen ist. Darüber hinaus muß die Dauerstandfestigkeit auch für die Berechnung der Wandstärke zugrunde gelegt werden.

Die Ermittlung der Wandstärke stellt nur einen Teil der notwendigen Berechnung dar. Nachdem die Anlage entworfen ist, müssen die zusätzlichen, durch die Wärmedehnung, Winddruck, Eigengewicht usw. hervorgerufenen Kräfte und Spannungen so genau wie möglich ermittelt und mit der Beanspruchung durch den Innendruck [Gl. (76)] zu einer Gesamtspannung zusammengesetzt werden. Diese muß gegenüber der Streckgrenze (bzw. bei über 400° gegenüber der Dauerstandfestigkeit) eine Sicherheit von mindestens 1,25 bis 1,5 ergeben. Anderenfalls muß entweder die Wandstärke vergrößert oder die Elastizität der Leitungen durch günstigere Anordnung verbessert werden.

Die Festigkeitseigenschaften, wie Warmstreckgrenze und Dauerstandfestigkeit der gebräuchlichsten Werkstoffe sind in einer Tafel im Abschnitt II/G angegeben.

2. Berechnung der Rohre von Turbinenleitungen.

a) Gegen Innendruck.

Wie bereits in Abschnitt II/B 4 angeführt, liegt der Berechnung der Betriebsdruck p (= statischer Druck + Druckerhöhung) = $H/10$ (in at) zugrunde.

Die Wandstärke errechnet sich nach Formel (75) mit

$$s = \frac{p \cdot d}{200 \cdot k \cdot x} + c, \text{ mm}$$

wobei k bei nahtlosen oder wassergasgeschweißten Rohren aus St. 34.29 = 10 kg/mm² bei aufgelöster Leitung und

9 kg/mm² bei geschlossener Leitung

$$\text{und } x = \begin{cases} 1 & \text{bei nahtlosen} \\ 0,9 & \text{bei wassergasgeschweißten} \end{cases} \left. \vphantom{\begin{matrix} 1 \\ 0,9 \end{matrix}} \right\} \text{Rohren}$$

angesetzt wird.

Der „Rostzuschlag“ c kann bei Turbinenleitungen des guten Anstriches bzw. bei verdeckter Verlegung des guten äußeren Schutzes wegen vernachlässigt oder mit 1 mm angesetzt werden.

b) Gegen Außendruck.

In erster Linie interessiert, welche Mindestwandstärke gegenüber dem äußeren Atmosphärendruck bei eintretender Luftleere erforderlich ist. Als Faustformel diene

$$s = 0,01 d \text{ mm,}$$

wobei allerdings beachtet werden muß, daß die Rohrleitung — wenn sie auch dem äußeren Atmosphärendruck standgehalten hat — durch

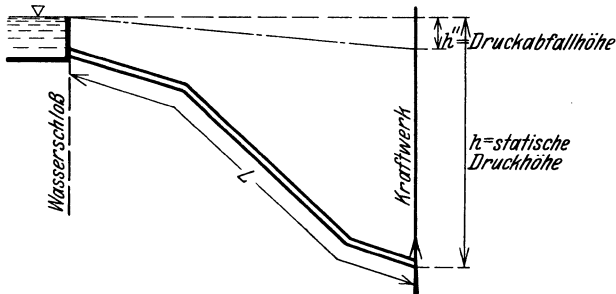


Abb. 96. Belastungsschaubild.

eintretende Wasserschläge gesprengt werden kann, welche Gefahr eintritt, wenn beim Entwurf der Leitung nicht darauf geachtet wird, daß die „Druckabfalllinie“ die Rohrachse an keiner Stelle schneiden darf (s. Abb. 96). Es würde dann der Wasserstrang „abreißen“ und das Rohr durch die eintretende Luftleere flachgedrückt oder durch die nach einiger Zeit wieder zusammenstoßenden Wassermassen eventuell zerstört werden.

Der „Druckabfall“, der — im Gegensatz zum „Druckanstieg“ — beim Öffnen der Absperrorgane sich einstellt, kann ebenfalls nach der Faustformel

$$u' = 20 + 0,1 h \text{ m}$$

angesetzt werden.

Für die Berechnung der Wandstärke gegen den von allen Seiten gleichmäßig wirkenden Außendruck kann die Mayersche Formel Anwendung finden, die lautet:

$$s = d \cdot \sqrt[3]{\frac{x \cdot p}{2 \cdot E}} \text{ in mm,} \quad (78)$$

wobei für die Sicherheitszahl x eingesetzt wird:

für im Erdreich verlegte Leitung = 2

für oberirdisch verlegte Leitung = 4

und

$E = 2000000 \text{ kg/cm}^2$ (Elastizitätsmodul) ist.

3. Berechnung der Flansche und Flanschverbindungen.

Eines der schwierigsten Abschnitte des Rohrleitungsbaues stellt der richtige Entwurf, die Bemessung und Berechnung der Flansche und ihrer Verbindungen dar.

Soweit es sich um normale Betriebsverhältnisse handelt, kann man ohne viel zu rechnen die in der Praxis vielfach bewährten Dinormen zugrunde legen. Sowohl die Flansche als auch die Schrauben sind für die gleichen Durchmesser und Druckbereiche — wie vorstehend für Rohre angeführt — in den Normen ebenfalls festgelegt. Bei zweckmäßiger Wahl der Flanschbauarten und vernünftiger Verlegung kommt man hierbei immer ohne Schwierigkeiten aus.

Um aber den Rechnungsgang nach DIN 2505 bis 2507 zu erläutern, wird nachstehend für die untere Zone der Steigeleitung die Berechnung der Flansche und der Schrauben vorgenommen.

a) Rechenbeispiel.

Es soll ein Aufwalznieflansch für NW 275 in Anlehnung an DIN ND 100 (s. Abb. 97) nachgerechnet werden. Die durch den Innendruck hervorgerufene und auf den Flansch und die Schrauben wirkende Kraft ist:

$$P_i = p \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2 \text{ in kg,}$$

hierin ist d_1 = lichte Weite + $\frac{1}{3}$ der Dichtflächenbreite in cm.
Gemäß Abb. 97 ist

$$d_1 = 26,8 + (41,8 - 29,2) \cdot \frac{1}{3} = 31 \text{ cm}$$

$$P_i = 80 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 31^2 = 60300 \text{ kg.}$$

Um eine Abdichtung bei Wasserleitungen zu erzielen, muß von den Schrauben mindestens die doppelte Kraft aufgebracht werden.

Die Gesamtkraft ist dann

$$P = P_i + P_d = 2 \cdot 60300 = 120600 \text{ kg.}$$

Als Richtlinie für die Bestimmung der Schraubenzahl kann gelten, daß die Schraubenteilung nicht kleiner als das 2,25fache und nicht größer als das 3,5fache des Schraubendurchmessers sein soll. Diese Grenzen werden einerseits durch die

Notwendigkeit des Ansetzens eines Schraubenschlüssels, andererseits durch die Bedingung einer genügend gleichmäßigen Kraftübertragung auf die Dichtfläche bedingt.

Bei einem Lochkreisdurchmesser $k = 470$ mm und einer Schraubenzahl von 12 Stück würde obengenannte Bedingung bei $1\frac{1}{2}''$ Schrauben erfüllt sein.

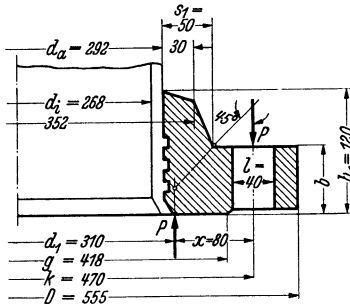


Abb. 97. Aufwalzflansch.

Der Kernquerschnitt bei $1\frac{1}{2}''$ beträgt $8,388 \text{ cm}^2$. Hiermit errechnet sich eine Schraubenbeanspruchung von

$$\sigma_1 = \frac{120\,600}{12 \cdot 8,388} = 1200 \text{ kg/cm}^2 = 12 \text{ kg/mm}^2.$$

Der hierfür zweckmäßige Werkstoff, z. B. St. 38.13 hat eine Festigkeit von mindestens 38 kg/mm^2 und eine Streckgrenze von 22 kg/mm^2 .

Die Sicherheit gegenüber der Streckgrenze ist also

$$S = \frac{22}{12} = 1,83 \text{ fach,}$$

was als ausreichend angesehen werden kann.

Berechnung der Flanschenstärke auf Biegung: Das Biegemoment ist

$$M_b = P \cdot x \text{ cm kg, und der Hebelarm}$$

$$x = \frac{k - d_1}{2} = \frac{47 - 31}{2} = 8 \text{ cm,}$$

$$M_b = 120\,600 \cdot 8 = 965\,000 \text{ cm kg.}$$

Nach DIN 2505 ist

$$M_b = W \cdot k_b = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot h^2}{6} \cdot k_b,$$

daraus

$$k_b = \frac{M_b \cdot 6}{\pi \cdot d_1 \cdot h^2}.$$

Die Blattstärke nach DIN ND 100 ist $b = 64$ mm. Mit $s_1 = 50$ mm (aus Abb. 97) ermittelt sich die Länge der gedachten kegelförmigen Bruchlinie

$$h = \sqrt{b^2 + s_1^2} = 81,2 \text{ mm.}$$

Mithin ist

$$k_b = \frac{965\,000 \cdot 6}{\pi \cdot 31 \cdot 81,2^2} = 903 \text{ kg/cm}^2 = 9,03 \text{ kg/mm}^2.$$

Nach DIN 2505 Blatt 2 ist für ein $p \cdot d = 80 \cdot 275 = 22000$ und einen Werkstoff St. 42.11 eine Höchstbeanspruchung $k_b = 9,2 \text{ kg/mm}^2$ zulässig.

Die auf Blatt 2 der Norm 2505 angegebene Formel für die Blattstärke b gilt eigentlich nur für solche Flansche, bei welchen die Bedingung $s_1/b = 0,745$ erfüllt ist.

Das ergibt sich aus der grundlegenden Annahme, daß

$$\frac{3 \cdot \gamma \cdot \sin^2 \alpha}{2} = c_1 = 0,62$$

und

$$\frac{3 \cdot \gamma \cdot \cos^2 \alpha}{2} = c_2 = 1,12$$

ist; daraus

$$\gamma = \frac{0,413}{\sin^2 \alpha} = \frac{0,746}{\cos^2 \alpha}$$

und

$$\frac{\sin^2 \alpha}{\cos^2 \alpha} = \text{tg}^2 \alpha = \frac{0,413}{0,746} = 0,553,$$

hieraus folgt, da $s_1/b = \operatorname{tg} \alpha$ ist

$$\frac{s_1}{b} = \sqrt{0,553} = 0,745.$$

Bei dem vorliegenden Beispiel hätten wir dagegen

$$\frac{s_1}{b} = \frac{50}{64} = 0,781,$$

d. h. die Abweichung ist nur sehr gering, so daß die in Blatt 2 angegebene Formel ohne Bedenken benutzt werden kann.

Berechnung der Walzung und Sicherheitsnietung.

Die Gesamthöhe des Flansches mit Kragen sei unter Berücksichtigung der Nietung angenommen mit $h_1 = 120$ mm. Die Höhe der Abfasung sei $a = 10$ mm. Hieraus ergibt sich die Walzfläche

$$W = d_a \cdot \pi \cdot (h_1 - a) = 29,2 \cdot \pi (12 - 1) \approx 1000 \text{ cm}^2.$$

Die durch den Innendruck bedingte Haftkraft ergibt sich aus der Formel

$$P_w = \frac{d_a^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = \frac{29,2^2 \cdot \pi}{4} \cdot 80 = 53\,500 \text{ kg}.$$

Hieraus errechnet sich der erforderliche Haftwiderstand:

$$W_{h_1} = \frac{P_w}{W} = \frac{53\,500}{1000} = 53,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Damit nun die Betriebssicherheit bei Anwendung von Walzflanschen nicht gefährdet wird, sollen nachstehende Zahlen, die an Hand verschiedener Versuche ermittelt wurden, als Richtlinien dienen:

Rohre bis Nennweite 100;	Haftwiderstand etwa 30 kg/cm ²	} bei 5facher Sicherheit
„ von „ 125 bis 200;	„ „ 35 „	
„ „ „ 225 „ 300;	„ „ 40 „	
„ „ „ 325 „ 400;	„ „ 45 „	

Aus vorstehenden Angaben geht hervor, daß in unserem Falle der erforderliche Haftwiderstand wesentlich höher ist, als den höchstzulässigen Werten entspricht. Es empfiehlt sich daher, eine Sicherheitsnietung vorzusehen.

Zweckmäßig wird man die Zahl N der Nieten entweder gleich der Zahl der Schrauben „ A “ oder $A/2$ wählen.

Hier soll zunächst $N = A/2 = 6$ angenommen werden. Den Nietdurchmesser „ d_n “ wollen wir mit 22 mm annehmen. Der Gesamtquerschnitt der 6 Nieten ist somit $Q = \frac{d_n^2 \cdot \pi}{4} \cdot N = 2280 \text{ mm}^2$. Als Scherspannung sei $K_s = 10 \text{ kg/mm}^2$ zugelassen. Die 6 Nieten sind also in der Lage, folgende Kraft allein aufzunehmen:

$$P_n = Q \cdot K_s = 2280 \cdot 10 = 22\,800 \text{ kg}.$$

Der nun noch durch Walzung aufzunehmende Haftwiderstand „ W_h “ würde noch betragen:

$$W_h = \frac{P_w - P_n}{W} = \frac{53\,500 - 22\,800}{1000} = 30,7 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Ausführung würde also vollkommen ausreichen und auch genügende Sicherheit gegen eventuell auftretende Wasserschläge bieten. Durch die Nieten tritt bekanntlich

ein Verlust an Rohrwandung ein, der sich wie folgt ermittelt: $V = 6 \cdot 22 \cdot 12 = 1580 \text{ cm}^2$, und es würde in diesem Falle ein tatsächlicher Rohrquerschnitt von

$$Q_1 = \frac{d_a^2 \cdot \pi - d_i^2 \cdot \pi}{4} - V = \left(\frac{292^2 \cdot \pi - 268^2 \cdot \pi}{4} \right) - 1580 = 9000 \text{ mm}^2$$

vorhanden sein.

Die Zugbeanspruchung des Rohres beträgt:

$$K_z = \frac{53500}{9000} = \sim 6 \text{ kg/mm}^2.$$

Falls jedoch $N = 12$ Nieten zur Verwendung gelangen, würde zwar der Haftwiderstand geringer, jedoch aber auch der Rohrquerschnitt nicht um 1580, sondern um 3160 mm^2 geschwächt werden. Die sich nun ergebende Zugbeanspruchung im Rohr würde

$$K_z = \frac{53500}{7400} = \sim 7,25 \text{ kg/mm}^2.$$

betragen. Beim Flansch wäre strenggenommen ebenfalls der Verlust durch die Nieten zu berücksichtigen, jedoch kann infolge der viel größeren Kragenstärke hiervon Abstand genommen werden.

b) Aufwalzbordring mit losem Flansch.

Da für Steigleitungen sehr oft drehbare Flanschen Verwendung finden, so soll nachstehend noch der Aufwalzbordring mit losem Flansch behandelt werden (s. Abb. 98).

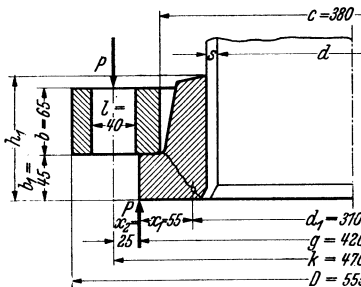


Abb. 98. Bund mit losem Ringflansch.

Die Rechnung für den Bund erfolgt grundsätzlich genau so, wie für einen festen Flansch unter Zugrundelegung des DIN-Blattes 2505.

Aus der vorigen Rechnung kann die durch den Innendruck hervorgerufene Kraft $P_i = 60300 \text{ kg}$ entnommen werden. Im Gegensatz zum Flansch wird der Bund bei Verwendung einer Flachdichtung nur durch die Kraft P_i auf

Biegung beansprucht, da er auf der ganzen Fläche aufliegt. Nur wenn z. B. eine Linsendichtung oder eine andere Dichtung mit linienförmiger Berührung in Frage käme, müßte für das Biegemoment im Bund die Gesamtkraft $P = P_i + P_d$ eingesetzt werden. Also

$M_b = P_i \cdot x_1$, wobei x_1 aus der Abb. 98 errechnet wird.

$$x_1 = \frac{g - d_1}{2} = \frac{42 - 31}{2} = 5,5 \text{ cm},$$

$$M_b = 60300 \cdot 5,5 = 332000 \text{ cm kg}$$

$$h = \sqrt{b_1^2 + s_1^2} = \sqrt{4,5^2 + 4,1^2} = 6,09 \text{ cm},$$

$$k_b = \frac{M_b \cdot 6}{\pi \cdot d_1 \cdot h^2} = \frac{332000 \cdot 6}{\pi \cdot 31 \cdot 6,09^2} = 553 \text{ kg/cm}^2 = 5,53 \text{ kg/mm}^2.$$

Diese Biegungsspannung ist durchaus zulässig.

$$\begin{aligned} \text{Abscheren: Scherfläche} &= c \cdot \pi \cdot b_1 \\ &= 38 \cdot \pi \cdot 4,5 = 537 \text{ cm}^2. \end{aligned}$$

Folglich Scherspannung:

$$K_s = \frac{60300}{537} = 112 \text{ kg/cm}^2 = \mathbf{1,12 \text{ kg/mm}^2}.$$

Hieraus ist ersichtlich, daß die auf Biegung berechneten Bunde und Flansche nicht auf Abscheren geprüft zu werden brauchen.

Die Berechnung der Walzung und Nietung erfolgt genau wie beim Aufwalzflansch.

c) Die Berechnung der losen Flansche erfolgt in Anlehnung an DIN 2506.

Auch hier geht man vom Biegemoment aus, und zwar:

$$\begin{aligned} M_b &= \frac{P \cdot x_2}{\pi}, \\ x_2 &= \frac{K - g}{2} = \frac{47 - 42}{2} = 2,5 \text{ cm}, \\ M_b &= \frac{120600 \cdot 2,5}{\pi} = 96000 \text{ cm kg}. \end{aligned}$$

Andererseits ist

$$M_b = W \cdot k_b = \frac{(D - c - 2 \cdot l) \cdot b^2}{6} \cdot k_b,$$

daraus

$$k_b = \frac{M_b \cdot 6}{(D - c - 2l) \cdot b^2} = \frac{96000 \cdot 6}{(55,5 - 38 - 2 \cdot 4) \cdot 6,5^2} = 1435 \text{ kg/cm}^2 = \mathbf{14,35 \text{ kg/mm}^2}.$$

Der Werkstoff St. 42.11 hat eine Festigkeit von 42 kg/mm² und eine Streckgrenze von 23 kg/mm². Die Sicherheit gegenüber der letzteren wäre

$$S = \frac{23}{14,35} = 1,6 \text{ fach},$$

was noch zulässig ist.

Immerhin ist durch die sowohl für feste als auch für lose Flansche durchgeführte Berechnung gezeigt, daß der lose Ringflansch ungünstiger beansprucht ist. Er ist allerdings auch wesentlich elastischer, gibt also bei Wärmespannungen durch ungleiche Temperaturverteilung (in Heißdampfleitungen) besser nach und verhindert somit eine Überbeanspruchung.

Diese hohe Elastizität der losen Flansche verursacht allerdings — wie in DIN-Blatt 2506 angegeben — eine Verschiebung des Angriffspunktes der Schraubenkräfte in Richtung zur Bundaußenkante.

Der Biegehebelarm ist also in Wirklichkeit kleiner, und zwar statt x_2 ist er $\varphi \cdot x_2$. Wie groß diese Zahl φ ist, läßt sich nicht genau bestimmen, sie hängt auch von den Flanschabmessungen ab. Bei vorsichtiger Schätzung könnte man aber $\varphi = 0,9$ einsetzen, so daß die Biegebeanspruchung im gleichen Verhältnis herabgesetzt wird, d. h.

$$k_b = 0,9 \cdot 14,35 = 12,9 \text{ kg/mm}^2,$$

so daß die Sicherheit auf das rd. 1,8fache steigt.

Andererseits gibt das Berechnungsverfahren nach DIN 2506 nicht die Höchstspannungen an, sondern nur Mittelspannungen. Die gemachte Annahme, daß die Spannungen in der axialen Schnittfläche unabhängig vom Mittelpunkt Abstand sind, trifft nicht zu. Die Umfangsspannung ist vielmehr am Innenrand des Flansches am höchsten. Außerdem treten Radialspannungen auf, die allerdings am Innen- und Außenrand gleich Null sind [149]. Auch bei den festen Flanschen DIN 2505 sind für die Berechnung vereinfachende Annahmen gemacht, die nicht zutreffen.

Das DIN-Verfahren ergibt nur die mittlere Radialspannung, während die gleichzeitig und fast in der gleichen Höhe auftretenden Umfangsspannungen vernachlässigt werden.

Nach dem durch Waters und Taylor [151] entwickelten Verfahren würden sich für den gleichen (nach DIN berechneten) Flansch folgende Höchstbeanspruchungen ergeben:

a) für den festen Flansch 275 NW (Abb. 97):

$\sigma_b = 12,65 \text{ kg/mm}^2$, und zwar als Biegebungsbeanspruchung im Übergang von Ansatz zum Flanschteller.

b) für den losen Ringflansch 275 NW (Abb. 98):

$\sigma_{\theta} = 16,7 \text{ kg/mm}^2$ (Umfangsspannung am Innenrand).

Zur Zeit wird im Normenausschuß die Frage geprüft, ob eventuell ein neues, den tatsächlichen Verhältnissen näherkommendes Berechnungsverfahren entwickelt werden soll, welches dann an Stelle der im DIN-Blatt 2505 und 2506 angegebenen Formeln als Grundlage zu weiteren Ermittlungen und vor allen Dingen praktischen Versuchen dienen soll.

Zu den vorstehenden Berechnungen muß noch folgendes vermerkt werden. Es ist grundsätzlich richtiger, erst zu entwerfen und dann zu berechnen. Bei umgekehrter Reihenfolge ist die Durchführung der Rechnung schwieriger, weil einzelne Abmessungen ohne Entwurf fehlen und folglich doch Annahmen gemacht werden müßten. Liegt dagegen der zu berechnende Gegenstand, z. B. Flanschverbindung, im Entwurf vor, so ist es leicht, die einzelnen wichtigen Maße, wie es vorhin geschehen ist, durch Ermittlung der Beanspruchungen auf ihre Richtigkeit zu prüfen.

4. Die Wärmedehnung und ihre Wirkungen.

Alle zur Fortleitung von Dampf, Gas und warmen Flüssigkeiten dienenden Rohrleitungen sind infolge der Erwärmung durch das Strömungsmittel größeren Längenänderungen unterworfen. Diese dürfen beim Entwurf und Bau von Neuanlagen und ihrer Einzelteile keinesfalls vernachlässigt werden, da sonst die Sicherheit des Betriebes gefährdet wird.

Die zweckmäßige Gestaltung der Rohrleitung unter dem Gesichtspunkt der Wärmedehnung und die Berechnung der durch sie hervor-

gerufenen Kräfte und Spannungen bildet mit die wichtigste Aufgabe des Fachingenieurs und stellt die höchsten Anforderungen an seine Erfahrung und sein Können.

Deswegen soll diesem Abschnitt ein breiter Raum gewidmet werden.

Die Längenausdehnung der Rohrleitungen ist annähernd verhältnismäßig der Temperatur und beträgt für Flußstahl etwa 1,2 mm je lfd. m Rohr und 100°C Temperaturunterschied. Bei Kupfer ist mit rd. 1,8 mm zu rechnen.

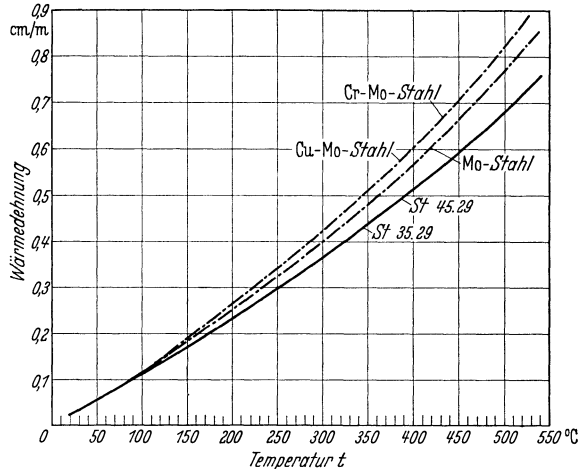


Abb. 99. Wärmedehnung verschiedener Rohrwerkstoffe.

Die Wärmedehnungszahl verändert sich aber mit der Temperatur und ist auch von der Zusammensetzung des Werkstoffes abhängig.

Für die gebräuchlichsten Rohr- und Flanschenstähle sind die entsprechenden Dehnungswerte in cm/m bei verschiedenen Temperaturen in Abb. 99 angegeben.

So dehnt sich 1 m Rohr aus St. 34.29 bei Erwärmung von 0 auf 350° C um 0,435 cm, während 1 m Rohr aus einem Molybdän-legierten Stahl bei 450° C um 0,665 cm wächst.

Auch der Elastizitätsmodul E verändert

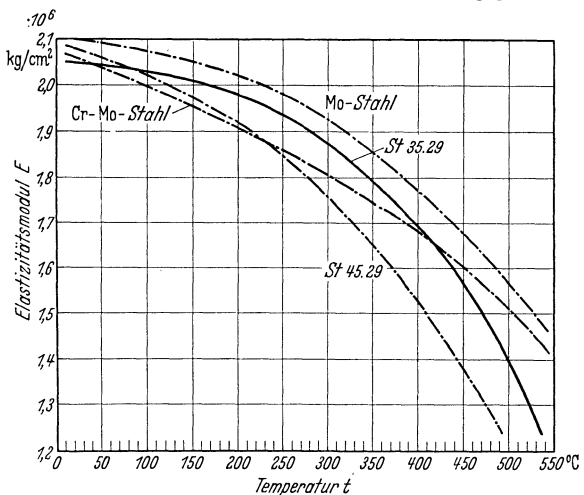


Abb. 100. Elastizitätsmodul verschiedener Rohrwerkstoffe.

sich mit der Temperatur (s. Abb. 100) und sollte für die Rechnung unter Berücksichtigung der betriebswarmen Leitung eingesetzt werden.

Streng theoretisch könnte diese Längenausdehnung durch eine entsprechende Druckbeanspruchung, die von den einzelnen Festpunkten aufgenommen werden müßte, ausgeglichen werden. In der Praxis ist

dies jedoch nicht durchführbar, da zur Aufnahme der in Frage kommenden großen Kräfte keine geeignete Verankerung der Rohre an Baulichkeiten, Stützen usw. angebracht werden kann, zumal die Rohre auch seitlich ausbiegen und ganz unzulässige Beanspruchungen der Flanschverbindungen hervorrufen würden.

Aus diesem Grunde muß die Rohrführung zweckmäßig so ausgebildet werden, daß die durch Richtungswechsel entstehenden natürlichen Schenkel der Rohrleitung durch ihre elastische Verbiegung die auftretenden Wärmedehnungen aufnehmen können.

Wo das nicht möglich ist, müssen besondere Ausgleichsvorrichtungen, wie U-Bogen, Lyrabogen, Stopfbüchsen, Metallschläuche usw. vorgesehen werden, um den Dehnungsausgleich ohne Gefährdung der Rohrleitung zu erzielen.

Ganz gleich, welche Ausgleichsarten gewählt werden, muß durch richtige Anordnung und Ausführung der Festpunkte dafür gesorgt sein, daß die durch das elastische Verformen der Ausgleicher entstehenden Kräfte sicher aufgenommen werden. Auch das Gewicht der Rohrleitung mit Isolierung darf nicht vernachlässigt werden.

Die Anordnung und Bauart der Rohrunterstützung muß mit großer Sorgfalt und Sachkenntnis geprüft und zweckmäßig gewählt werden. Gewähren nämlich die zwischen den Festpunkten vorgesehenen Lagerungen, Aufhängungen usw. dem Rohr keine oder nicht genügende Bewegungsfreiheit, so treten wesentlich höhere Beanspruchungen auf, als sie rechnermäßig ermittelt wurden.

Die Ausbildung der Unterstützungen selbst wird im Abschn. III/D behandelt.

Falls die Wärmedehnung durch entsprechende Rohrleitungslinienführung aufgenommen werden kann, so sind möglichst 90°-Bogen mit 3 bis 4 D Biegungshalbmesser zu verwenden, wobei zu beachten ist, daß immer der kürzere Schenkel die größere Beanspruchung erleidet.

Es soll in folgendem für einzelne häufig vorkommende Rohrformen und Ausgleicher die Berechnung der Kräfte und Spannungen angegeben und an Hand von Beispielen erläutert werden.

An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, daß im Rahmen dieses Buches nur einfache Berechnungsverfahren und Formeln angegeben werden können. Diese sind auf sorgfältiger theoretischer Entwicklung aufgebaut und haben sich in der Praxis bewährt. Sie besitzen einen vollkommen ausreichenden Genauigkeitsgrad und geben die Kräfte und Spannungen im richtigen Verhältnis zueinander wieder.

Den Aufbau der Formeln wiederzugeben ist hier weder möglich noch erforderlich. Dieser nützt dem Betriebsmann und dem entwerfenden Ingenieur doch nicht viel. Außerdem wäre die Übersicht gestört. Überall, wo es nötig ist, sind die Grenzen der Gültigkeit oder die für die Entwicklung der Formeln gemachten Annahmen angegeben.

Nach Möglichkeit wurde versucht, die erforderliche Rechenarbeit durch Gebrauch von Linientafeln zu erleichtern. Diese Linientafeln sind auf Grund genauer und zum Teil recht umständlicher Formeln entworfen und ergeben zuverlässigere Werte, als wenn man das Rechenverfahren für den praktischen Gebrauch vereinfacht angegeben hätte.

a) Normaler Lyrabogen.

Diese Art der Ausgleicher stellt die bekannteste und am häufigsten angewandte Form von Ausgleichern dar (Abb. 101).

Um für die Berechnung eine brauchbare Grundlage zu schaffen, seien folgende Annahmen gemacht:

1. Sämtliche Halbmesser R seien unter sich gleich,

2. der untere Abstand der beiden Bogen voneinander sei $b = R$,

3. die Neigung der beiden seitlichen geraden Schenkel zur Waagerechten sei 70° .

Daraus ergibt sich die in Abb. 101 dargestellte Form, die sich in der Praxis gut bewährt hat. Dann gelten folgende Gleichungen:

Für die größte Biegungsspannung im Scheitel

$$\sigma_b = \frac{E \cdot D}{10^6} \frac{\Delta H}{A^2 \cdot C_1} \text{ in kg/mm}^2 \quad (79)$$

und für die Reaktionskraft

$$H = \frac{E \cdot J}{10^6} \cdot \frac{\Delta H}{A^3 \cdot C_2} \text{ in kg.} \quad (80)$$

Darin bedeuten:

E = Elastizitätsmodul des Rohrwerkstoffes bei der Betriebstemperatur in kg/cm^2 ,

$J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \text{Rohrträgheitsmoment in cm}^4$,

$\Delta H = \text{Aufnahme in cm}$,

$A = \text{Ausladung des Lyrabogens in m}$.

$D = \text{Rohraußendurchmesser in cm}$.

Die Beiwerte C_1 und C_2 stellen das zusammenfassende Ergebnis einer umständlichen Formel dar und können aus den Abb. 102 und 103 entnommen werden. Diese Beiwerte sind abhängig von der Wandstärke s , dem Außendurchmesser D , ferner von dem Verhältnis $x = R/D$ und dem Verhältnis A/R .

Für diese Verhältniszahlen sind die Werte D , R und A in beliebiger aber gleicher Maßeinheit einzusetzen.

Beispiel: Für eine gerade 50 m lange Leitung 250 NW bei 300°C Dampftemperatur sei ein Lyrabogen zu bestimmen, und die Reaktionskraft zu berechnen. Die Rohrabmessungen sind $D = 267 \text{ mm}$, $s = 7 \text{ mm}$. Aus den Abb. 99 und 100

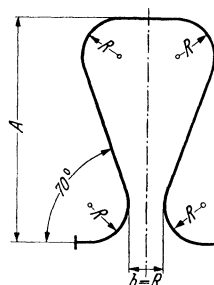


Abb. 101. Normaler Lyrabogen - Ausgleicher.

wird für den Stahl St. 34.29 eine Dehnungszahl $\alpha = 0,36 \text{ cm/m}$ und $E = 1,875 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$ bestimmt, also $\Delta_H = 0,36 \cdot 50 = 18 \text{ cm}$.

Bei 50 vH Vorspannung würde nur die Hälfte, d. h. 9 cm wirksam sein.

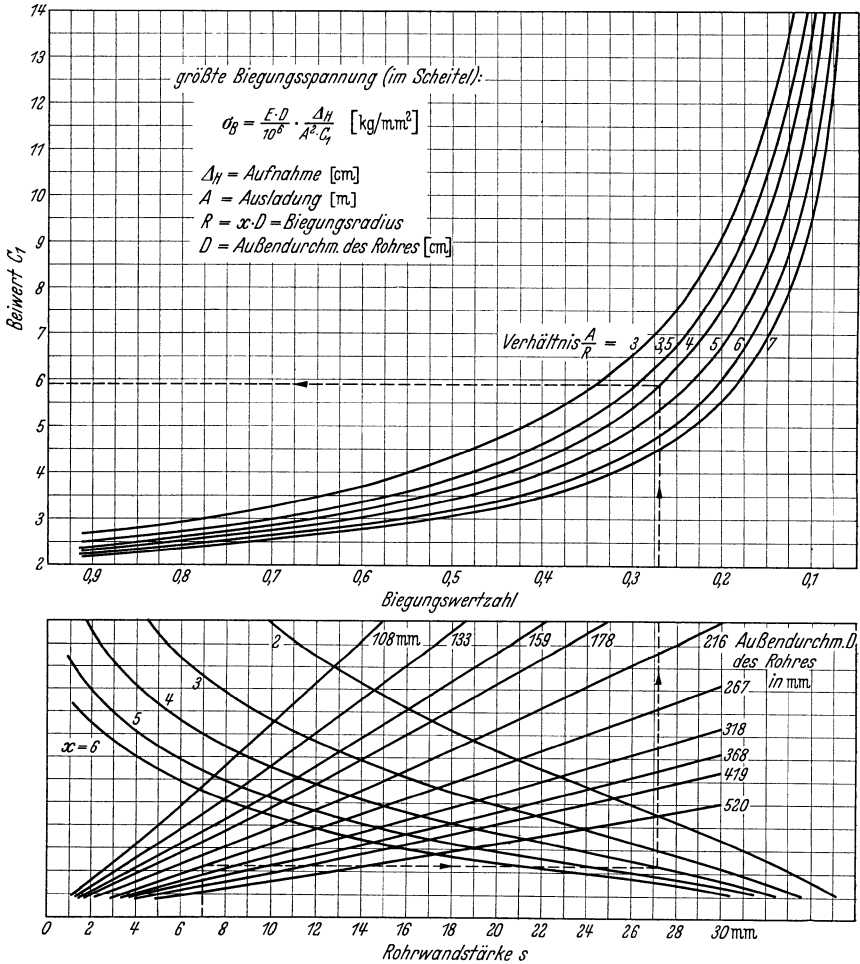


Abb. 102. Biegungsspannungen in einem Lyrabogen nach Abb. 101.

Die zulässige Biegungsspannung sei $\sigma_b = 5 \text{ kg/mm}^2$. Aus der Formel 79 ermittelt man

$$\sigma_b = \frac{1,875 \cdot 10^6 \cdot 26,7 \cdot 9}{10^6 \cdot A^2 \cdot C_1} = \frac{450}{A^2 \cdot C_1}$$

Nehmen wir zunächst $A = 3 \text{ m}$ an.

$$R = x \cdot NW = 4 \cdot 250 = 1000 \text{ mm, also } x = 4$$

und

$$\frac{A}{R} = \frac{3 \text{ m}}{1 \text{ m}} = 3 \quad \text{und} \quad A^2 = 9.$$

Aus Abb. 102 ermittelt man $C_1 = 6,95$, damit ergibt sich

$$\sigma_b = \frac{450}{9 \cdot 6,95} = 7,2 \text{ kg/mm}^2,$$

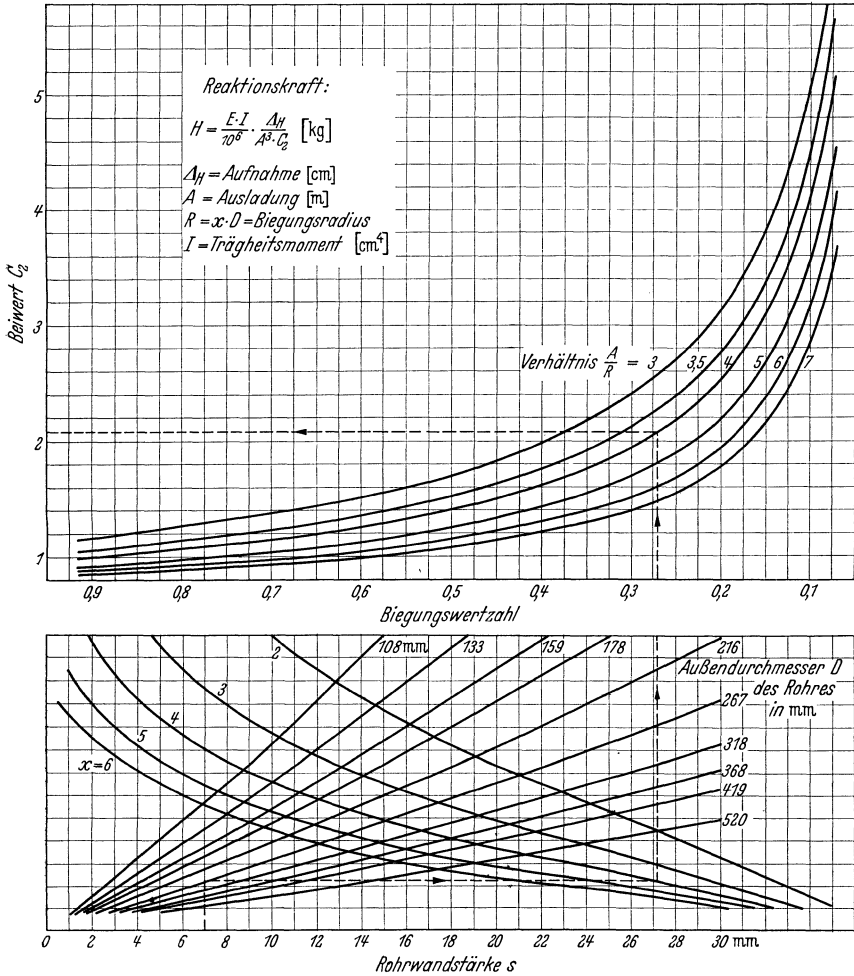


Abb. 103. Schubkräfte in einem Lyrabogen nach Abb. 101.

also zu hoch. Der Versuch mit $A = 4$ m, d. h. $A^2 = 16$ und $A/R = 4$ führt zu $C_1 = 5,9$ und somit

$$\sigma_b = \frac{450}{16 \cdot 5,9} = 4,77 \text{ kg/mm}^2.$$

Die Ausladung $A = 4$ m reicht also aus.

Jetzt wird die Reaktionskraft auf die Festpunkte bestimmt:

$$J = \frac{\pi}{64} (26,7^4 - 25,3^4) = 4830 \text{ cm}^4,$$

eingesetzt

$$H = \frac{1,875 \cdot 10^6 \cdot 4830 \cdot 9}{10^8 \cdot 4^3 \cdot C_2} = \frac{1275}{C_2}.$$

Aus Abb. 103 wird $C_2 = 2,06$ bestimmt, also

$$H = \frac{1275}{2,06} = 620 \text{ kg.}$$

Ein nach dieser Art berechneter und versuchsmäßig geprüfter Lyrabogen 400 NW ergab in bezug auf die Reaktionskraft nur etwa 15 vH Abweichung.

Diese Abweichung ist dadurch zu erklären, daß der Versuchsbogen im Scheitelpunkt keine Gerade, sondern eine Bogenstrecke von $2R$ Halbmesser besaß. Damit ist ein hoher Genauigkeitsgrad erreicht, der sonst durch keine andere vereinfachte Formel gewährleistet ist.

Die Abb. 102 und 103 haben außerdem den großen Vorteil, daß sie auch einen angenäherten Vergleich mit Faltenrohrausführung gestatten.

Die mittlere Teilstrecke zeigt die sogenannte Biegungswertzahl, die von der Wandstärke, dem Außendurchmesser und dem Biegungshalbmesser abhängt. Im vorigen Beispiel hatten wir eine Biegungswertzahl von 0,275 ermittelt.

Für Faltenrohrbiegungen gelten die Wertzahlen von 0,08 bis 0,2, und zwar ist die Wertzahl um so größer, je größer die Wandstärke und der Halbmesser und je kleiner der Außendurchmesser ist. Im vorigen Beispiel könnte man schätzungsweise einen Wert von 0,1 einsetzen, so daß sich dann für die Reaktionskraft

$$H = \text{etwa } 310 \text{ kg}$$

ergeben hätte. Für die Biegungsspannung gilt diese Umrechnung nicht

Im übrigen sei in bezug auf Faltenrohrlyrabogen auf die Tafel VIII der Herstellerfirma im Anhang des Buches verwiesen.

b) U-Bogenausgleicher.

Die dem Lyrabogen verwandte Art des Ausgleichers stellt der U-Bogen nach Abb. 104 dar. Die Verhältnisse weichen wenig von denjenigen des Lyrabogens ab. Der U-Bogen ist nicht so elastisch wie der Lyrabogen und ergibt infolgedessen sowohl größere Kräfte als auch höhere Beanspruchungen.

Es erübrigt sich die Angabe einer besonderen Rechnungsweise für den U-Bogen. Es genügt vollkommen, wenn man die Kraft und die Biegungsspannung für einen Lyrabogen gleicher Ausladung bestimmt und die so erhaltenen Werte für den U-Bogen um etwa 15 bis 20 vH höher setzt.

Dieses Verhältnis hat sich beim Vergleich der nach genauer Rechnung ermittelten Werte bestätigt.

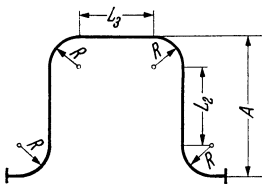


Abb. 104. U-Bogenausgleicher.

Es sei lediglich noch der Hinweis gegeben, daß die Bedingungen um so günstiger werden, je länger man den Schenkel L_3 wählt. Über das Maß $L_3 = 2 \cdot A$ sollte man aber nicht gehen, da dann wieder die Kräfte und Spannungen zu steigen beginnen.

Ferner muß erwähnt werden, daß die Abb. 102 und 103 unter der Voraussetzung entworfen wurden, daß an beiden Seiten des Lyrabogens (bzw. U-Bogenausgleichers) je 1 Rohrschenkel von mindestens $6 \cdot R$ vorhanden ist. Die erste zwangsläufige Führung des Rohres soll also in diesem Abstand angenommen werden. Ist dieser Schenkel kürzer, so werden die Kräfte und Spannungen größer.

c) Einfacher Winkelbogen.

Alle Überschlagsformeln für diese Form von Rohrbogen (Abb. 105) kranken daran, daß sie einen sehr beschränkten Geltungsbereich haben. Dadurch leidet die allgemeine Anwendungsmöglichkeit, und es können leicht verhängnisvolle Fehler gemacht werden.

Andererseits ist die genaue Berechnung umständlich und zeitraubend und ist aus diesem Grunde für den Praktiker kaum von Nutzen.

Es empfiehlt sich daher auch hier die Rechnung unter Zuhilfenahme von Linientafeln, die auf Grund des genauen Verfahrens entworfen wurden und für alle Verhältnisse gültige bequem ablesbare Werte geben.

Für den Aufbau der Linientafeln wurde ein Kunstgriff benutzt, ähnlich, wie es bei der Lösung von schwierigen Integralen oder Differentialgleichungen üblich ist. Auf diese Weise entstanden verblüffend einfache Rechnungsformeln. Außerdem wurden die Tafeln für einen bestimmten Rohrwerkstoff (St. 34.29) und eine bestimmte Temperatur (400°C) aufgestellt. Diese Maßnahme war nötig, da sonst zu viele Veränderliche vorhanden wären, die das Verfahren umständlich machen würden.

Die Umrechnung für andere Werkstoffe und Temperaturen erfolgt ganz einfach mit Hilfe einer Hilfszahl, die aus Abb. 107 abgelesen werden kann.

Die Werte der Abb. 106 gelten unter Zugrundelegung einer Vorspannung von 50 vH.

Für den einfachen Winkelbogen nach Abb. 105 gelten unter diesen Umständen folgende Formeln:

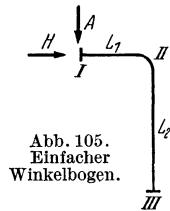
$$\sigma_b = a \frac{D}{L} \text{ für Punkt I in kg/mm}^2 \tag{81}$$

bzw.

$$\sigma_b = b \frac{D}{L} \text{ für Punkt II in kg/mm}^2 \tag{81a}$$

$$H = H_0 \frac{J}{L^2} \text{ in kg (in Richtung von } L_1) \tag{82}$$

$$A = A_0 \frac{J}{L^2} \text{ in kg (in Richtung von } L_2) \tag{82a}$$



Hierbei bedeuten:

D = Rohraußendurchmesser in m,

$L = L_1 + L_2$ = gestreckte Länge in m,

a = Einheitsspannung in kg/mm^2 aus Abb. 106,

$J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$ = Rohrträgheitsmoment in cm^4 ,

H_0 und A_0 = Einheitskräfte in kg aus Abb. 106.

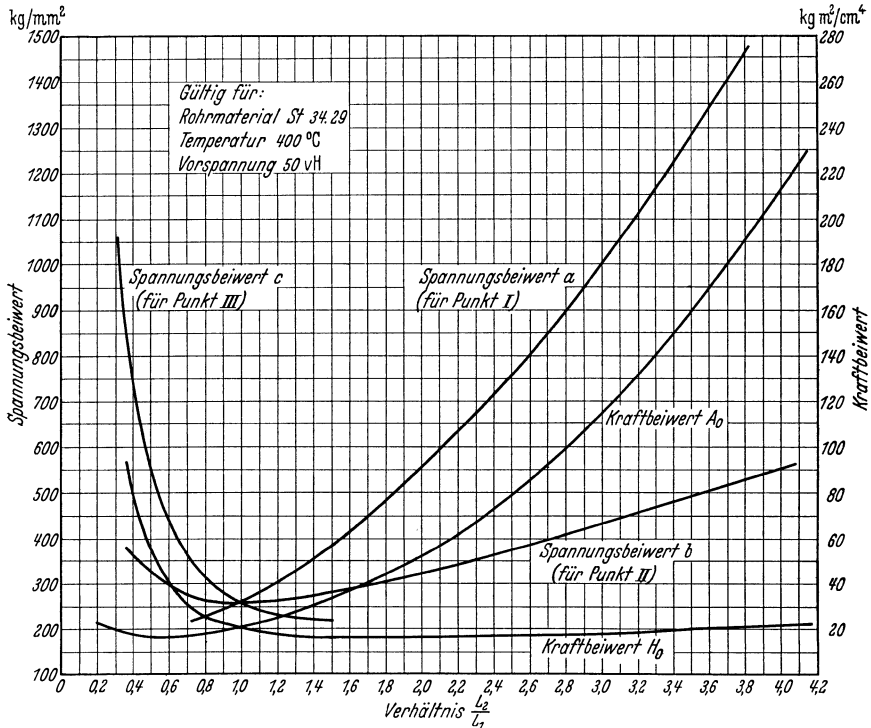


Abb. 106. Biegungsspannungen und Kräfte in einem Winkelbogen.

Beispiel: Winkelbogen $L_1 = 6$ m, $L_2 = 12$ m, $D = 267$ mm, $s = 7$ mm, $J = 4830$ cm^4 soll für eine Temperatur von 350°C geprüft werden.

Es ist $L_2/L_1 = 12/6 = 2$ und $L_1 + L_2 = 18$ m und somit

$$a = 555 \text{ kg/mm}^2$$

$$H_0 = 16,5$$

$$A_0 = 52,5.$$

Daraus berechnen sich

$$\sigma_b = 555 \frac{0,267}{18} = 8,23 \text{ kg/mm}^2$$

$$H = 16,5 \frac{4830}{18^2} = 246 \text{ kg}$$

$$A = 52,5 \frac{4830}{18^2} = 784 \text{ kg}.$$

Da der Winkelbogen nicht für 400°, sondern für 350° C berechnet werden sollte, werden die erhaltenen Werte mit der Hilfszahl aus Abb. 107 multipliziert.

Diese ist bei 350° C für St. 34.29 = 0,9. Dann sind endgültig:

$$\sigma_b = 8,23 \cdot 0,9 = 7,40 \text{ kg/mm}^2$$

$$H = 246 \cdot 0,9 = 221 \text{ kg}$$

$$A = 784 \cdot 0,9 = 705 \text{ kg}$$

bei einer Vorspannung von 50 vH.

Will man statt dessen z. B. eine Vorspannung von 60 vH berücksichtigen, so rechnet man die Werte im Verhältnis

$$\frac{100 - 60}{50} = \frac{40}{50} = 0,8$$

um.

Wie man sieht, ist diese Rechnung außerordentlich einfach und dabei sehr genau.

Die größte Beanspruchung tritt stets an der Einspannstelle des kürzeren Schenkels auf.

An dieser Stelle muß zweckmäßig auf einen Umstand hingewiesen werden, der sehr häufig in Unkenntnis der Zusammenhänge übersehen wird.

Neben dem Schenkelverhältnis ist die gestreckte Rohrlänge von äußerst großer Bedeutung für die Beanspruchungen. Bei genügend großer Länge der einzelnen Schenkel wird sogar bei einem an sich ungünstigen Schenkelverhältnis die Beanspruchung geringer ausfallen. Umgekehrt sind die Spannungen auch bei dem günstigsten Verhältnis $L_2/L_1 = 1$ jedoch kleiner Schenkel-länge sehr hoch. Das ersieht man am besten an Hand folgenden Beispiels:

$$L_1 = 2 \text{ m}, \quad L_2 = 2 \text{ m} \quad \text{also} \quad \frac{L_2}{L_1} = 1$$

$$D = 267 \text{ mm}, \quad a = 260,$$

dann ist

$$\sigma_b = 260 \frac{0,267}{4} = 17,35 \text{ kg/mm}^2.$$

Im anderen Falle ist:

$$L_1 = 8 \text{ m}, \quad L_2 = 24 \text{ m} \quad \text{also} \quad \frac{L_2}{L_1} = 3$$

und

$$L = 8 + 24 = 32, \quad a = 1000$$

$$\sigma_b = 1000 \frac{0,267}{32} = 8,35 \text{ kg/mm}^2.$$

Also trotz des ungünstigen Schenkelverhältnisses beträgt die Beanspruchung nur die Hälfte.

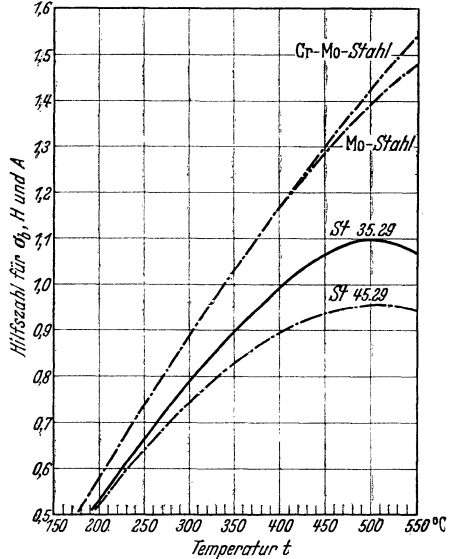


Abb. 107. Hilfszahlen zur Umrechnung auf verschiedene Temperaturen und Werkstoffe (zu Abb. 106, 109, 111).

Noch stärker wirkt sich das bei den Kräften aus, da dort die gestreckte Länge in der 2. Potenz erscheint.

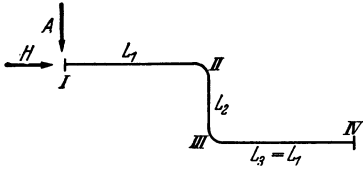


Abb. 108. Doppelter Winkelbogen (Z-Bogen).

d) Gleichschenkliger Z-Bogen.

In ähnlicher Weise berechnet man auch diese ebenfalls häufig vorkommende Rohrform (Abb. 108).

Die Gleichungen sind dieselben wie für den Winkelbogen. Nur die Beiwerte werden aus Abb. 109 entnommen.

Biegungsspannungen im Punkt I und IV:

$$\sigma_b = a \frac{D}{L} \text{ in kg/mm}^2 \tag{81}$$

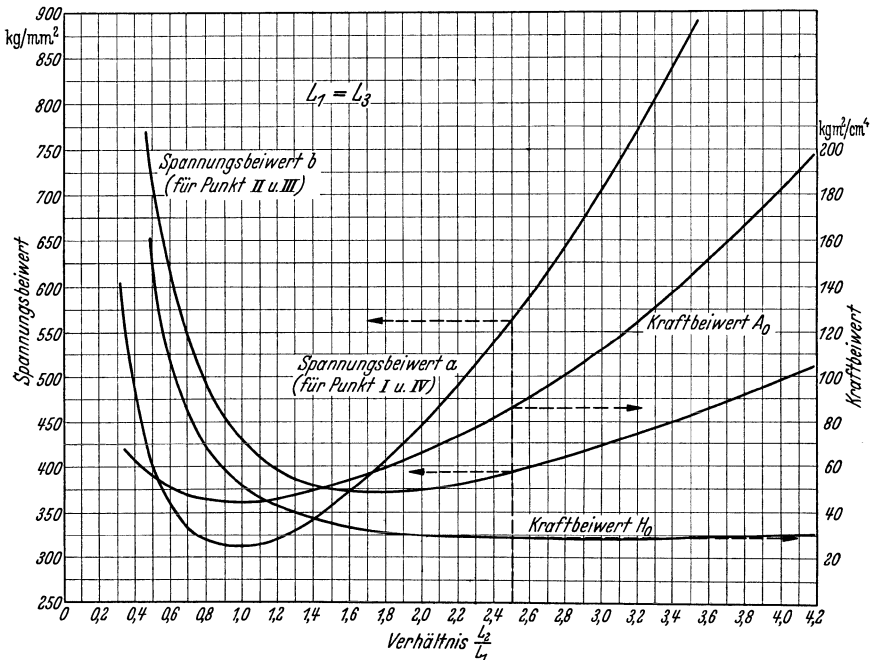


Abb. 109. Biegungsspannungen und Kräfte in einem Z-Bogen.

im Punkt II und III:

$$\sigma_b = b \frac{D}{L} \text{ in kg/mm}^2 \tag{81a}$$

Reaktionskräfte:

in Richtung von L_1

$$H = H_0 \frac{J}{L^2} \text{ in kg} \tag{82}$$

in Richtung von L_2

$$A = A_0 \frac{J}{L^2} \text{ in kg,} \tag{82a}$$

wobei $L = L_1 + L_2 + L_3$ in m ist.

Die Umrechnung auf verschiedene Werkstoffe und Temperaturen wird in der gleichen Weise mit Hilfe der Werte aus Abb. 107 vorgenommen.

Bei ungleich langen Schenkeln L_1 und L_3 ist die Aufstellung von Linientafeln möglich, aber wesentlich schwieriger, und die Einfachheit der Rechnung wird dadurch beeinträchtigt. Ist der Unterschied zwischen L_1 und L_3 nicht groß, so kann die Rechnungsweise ohne Bedenken beibehalten werden, da der Fehler kaum ins Gewicht fällt.

Die Gesamtkraft berechnet sich nach der Formel

$$P = \sqrt{H^2 + A^2}$$

und verläuft in schräger Richtung (geometrische Zusammensetzung).

e) Symmetrischer Umbogen.

Die Berechnung des in Abb. 110 dargestellten Umbogens erfolgt in der gleichen Weise, wie es für den Winkelbogen gezeigt war.

Die größte Beanspruchung tritt an der Einspannstelle der Schenkel L_1 und L_3 auf.

Die Gleichungen sind für Punkt I und IV:

$$\sigma_b = a \frac{D}{L} \text{ in kg/mm}^2,$$

für Punkt II und III:

$$\sigma_b = b \frac{D}{L} \text{ in kg/mm}^2$$

und für die Reaktionskraft:

$$P = H = H_0 \cdot \frac{J}{L^2} \text{ in kg,}$$

wobei wieder $L = L_1 + L_2 + L_3$ in m ist.

Die Werte für a , b und H_0 werden der Abb. 111 entnommen.

Für die Umrechnung auf verschiedene Temperaturen und Werkstoffe benutzt man die Hilfwerte aus Abb. 107.

In diesem Zusammenhang sei auf die Arbeit von v. Jürgenson [142] verwiesen, der ähnliche Linientafeln für Berechnung einfacher Rohrformen angibt.

Es sind eine ganze Anzahl Arbeiten veröffentlicht, die sich mit der Ermittlung von Kräften und Beanspruchungen, hervorgerufen durch die Wärmedehnung, befassen. Hierüber findet man den nötigen Schrifttumüberblick am Schluß des Buches.

Besondere Schwierigkeit macht die Berechnung von räumlichen Bogen, da dort sämtliche Kräfte bzw. ihre Komponenten irgendwie im Raume liegen und an jedem Punkt der Rohrleitung sowohl Biegungs- als auch Drehmomente verursachen.

S. Crocker und MacCutchan [141] haben ein Verfahren angegeben, um die Beanspruchungen und Kräfte in räumlichen Bogenrohren zu berechnen. Dieses zum Teil auf zeichnerisch zu entwerfenden Momenten-

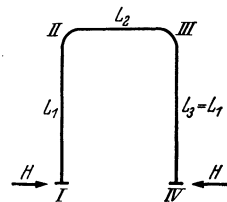


Abb. 110.
Einfacher Umbogen.

schaubildern beruhende Verfahren ist so umständlich, daß es für den Praktiker, der nicht dauernd damit zu tun hat, keinen Wert hat. Die ungeheure Rechenarbeit erfordert größte Aufmerksamkeit, wobei schon kleine Fehler das Ergebnis stark beeinflussen können.

Ein ganz brauchbares, aber auch nicht sehr einfaches Rechenverfahren, welches leider auch Zeichenarbeit erfordert, wurde von Mitchell [144]

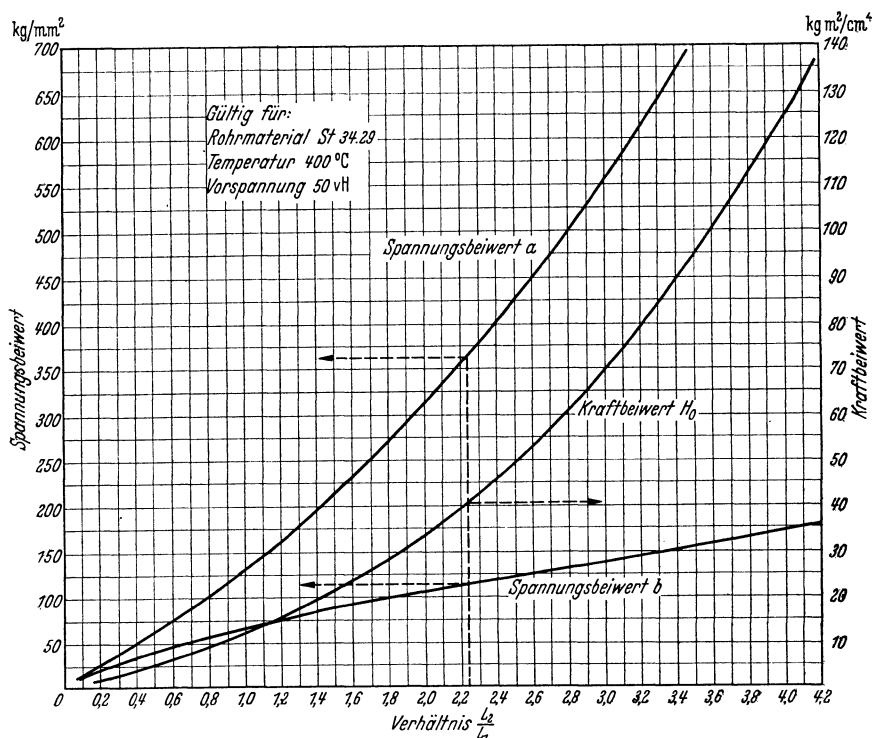


Abb. 111. Biegungsspannungen und Kräfte in einem Umbogen.

ausgearbeitet. Dieses eignet sich sowohl für ebene als auch für räumliche Rohrformen.

Allerdings wird zur Vereinfachung die der Wirklichkeit nicht entsprechende Annahme gemacht, daß die Richtung der resultierenden Reaktionskraft stets parallel zur Verbindungslinie der Rohrenden ist. Das führt z. B. bei einem gleichschenkligen Z-Bogen zu dem Ergebnis, daß an den Endpunkten keine Biegungsspannungen auftreten, was nicht der Fall ist. Dort sind im Gegenteil die größten Beanspruchungen, was aus der Abb. 35 zu ersehen ist. Immerhin gibt dieses Verfahren die Möglichkeit, in verhältnismäßig einfacher Art auch räumliche Bogen zu berechnen. Hierauf wird im Abschnitt G besonders eingegangen.

f) Metallschläuche.

Ein in letzter Zeit sehr häufig angewendetes Ausgleichsmittel stellen die Metallschläuche dar. Der Einbau der Schläuche ist mit Richtungswechsel in der Rohrleitung verbunden, da die Ausgleichsbewegung des Metallschlauches quer zu seiner Achse erfolgt.

Die Bestimmung der jeweils erforderlichen Baulänge des Metallschlauches erfolgt nach einer von der Herstellerfirma¹ aufgestellten Linientafel.

Für die Reaktionskräfte des Schlauches gibt die Herstellerin die Faustformel an:

$$P = 3 \cdot NW \text{ kg}$$

Damit ist die stark verbreitete Ansicht widerlegt, daß durch Einbau eines Metallschlauches (z. B. am Ein- oder Austrittsstutzen der Turbine) jegliche Schubkräfte vermieden werden.

G. Hoch- und Höchstdruckanlagen.

1. Allgemeines.

Es ist schwer, die Grenzen zwischen Mittel-, Hoch- und Höchstdruckanlage zu ziehen. Was in dem einen Werk als Hochdruckanlage bezeichnet wird, ist in einem anderen schon zur Mitteldruckanlage herabgesunken, weil inzwischen neue Kessel mit wesentlich höherem Druck aufgestellt wurden.

Es ist auch nicht der Druck allein, der die wesentliche Rolle spielt. Weit wichtiger ist die Verbindung des hohen Dampfdruckes mit einer hohen Überhitzung. Drücke lassen sich im allgemeinen leichter beherrschen als hohe Temperaturen, weil mit diesen die Festigkeitseigenschaften des Werkstoffes erheblich absinken. Dazu kommen noch andere Einflüsse der Temperatur, wie Alterungserscheinungen, erhöhte Kerbempfindlichkeit und zuletzt Verzunderung.

Unter Hochdruckanlagen wird man zweckmäßig solche Anlagen verstehen, die mit Drücken zwischen 40 bis 80 atü und Temperaturen über 425° C arbeiten.

Für Anlagen mit Drücken über 80 atü und Temperaturen von 480° C ab aufwärts hat man die Bezeichnung „Höchstdruckanlage“ geprägt. Dieser Name soll aber keine Begrenzung bedeuten, da die weitere Steigerung der Drücke und insbesondere der Temperaturen nur eine Werkstofffrage ist.

Es sind in der Zwischenzeit schon eine ganze Anzahl solcher Anlagen gebaut worden und man hat sowohl beim Bau als auch im späteren Betrieb umfangreiche Erfahrungen hinsichtlich des Entwurfes, der Werkstoffauswahl und der Bauart der Einzelteile sammeln können.

¹ Metallschlauchfabrik G. m. b. H., Pforzheim.

Nach einer Zusammenstellung von Schöne [6] hatten im Jahre 1937 zahlenmäßig 16,2 vH und dampfmengenmäßig 33 vH aller gebauten Kessel Drücke über 80 bis 150 at. Das beweist, wie wichtig dieses Gebiet geworden ist.

Dementsprechend ist auch die Normung auf der Grundlage des Druckstufenblattes DIN 2401 schon vor längerer Zeit bis Nenn- druck 400 fortgesetzt worden. Diese Norm- entwürfe werden jetzt grundlegend unter Be- rücksichtigung der in- zwischen gewonnenen Erfahrungen in eine

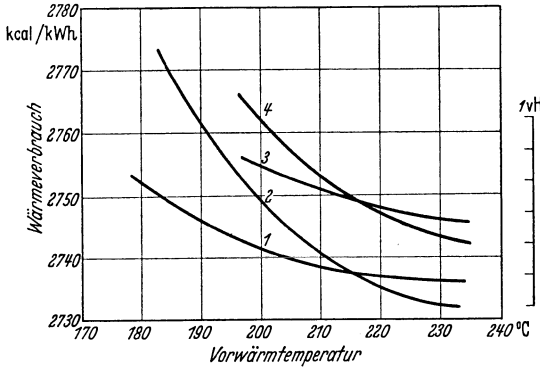


Abb. 112. Wärmeverbrauch bei 125 at Betriebsdruck mit und ohne Zwischenüberhitzung (nach H. Schult) aus H. Lent: Stahl und Eisen Nr. 19 (1938). 1 ohne Zwischenüberhitzung; 2 Zwischenüberhitzung durch Rauchgase; 3 Zwischenüberhitzung mit kondensierendem Entnahmedampf; 4 Zwischenüberhitzung mit kondensierendem Frischdampf.

endgültige Fassung umgearbeitet, entsprechend vervollständigt bzw. erweitert.

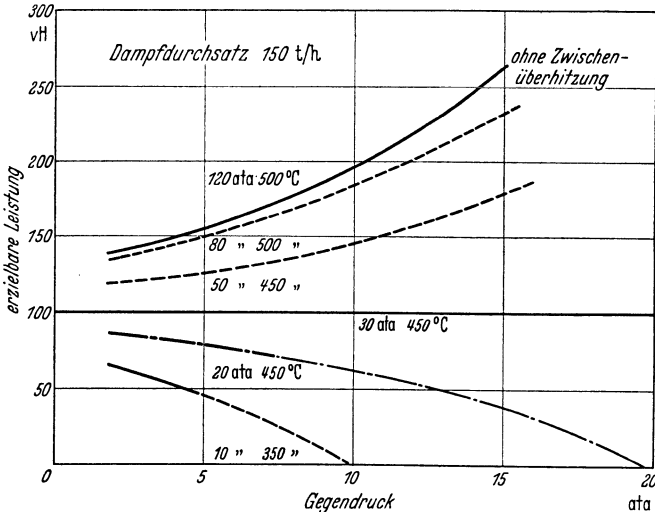


Abb. 113. Prozentuale Leistungssteigerungen bei gegebenem Gegendruck, gegebener Abdampfmenge und verschiedenen Frischdampfzuständen. Aus H. Lent: Stahl u. Eisen Nr. 19 (1938).

Die maßgebenden Normblätter sind am Schluß des Abschnittes aufgeführt.

Die Vorteile des Höchstdruckdampfes bestehen in der erzielbaren Wärmersparnis. Bei reinen Kondensationsanlagen kann die Wahl des Dampfdruckes, ob 70 oder 125 atü, noch zweifelhaft sein, da sich der Unterschied im Wärmeverbrauch zwischen Hoch- und Höchstdruck-

anlagen um etwa 5 vH bewegt. Bei Spitzenkondensationswerken kann deshalb der Nutzen einer Höchstdruckanlage unter der Voraussetzung fast gleicher Anlagekosten gegenüber einer Hochdruckanlage fraglich erscheinen. Anders liegt schon der Fall, wenn hochbelastete Grundlastkondensationskraftwerke entworfen werden sollen, da alsdann die Wärmeersparnis immerhin einen Hundertsatz ausmacht, der in der Jahresbilanz eine nicht unwesentliche Rolle spielt.

Völlig eindeutig liegen dagegen die Verhältnisse bei Gegendruckkraftwerken (Abb. 113). Die Wirtschaftlichkeit von reinen Gegendruckanlagen und die Möglichkeit, bei reinem Gegendruckbetrieb Wärmeverbrauchsahlen von 1500 kcal je kWh zu erzielen, ist bekannt. Abb. 113 zeigt die bei einem als Beispiel angenommenen Dampfdurchsatz von 150 t/h mögliche Leistungssteigerung bei gegebenem Gegendruck, gegebener Abdampfmenge und verschiedenen Frischdampfzuständen.

Zusammenstellung von Hochdruck-DIN-Blättern.

DIN E 1625	(3.38.)	Nahtlose Flußstahlrohre mit gewährleisteten Warmfestigkeitseigenschaften.	
DIN 1629	(9.32.)	Nahtlose Flußstahlrohre, technische Lieferbedingungen.	
DIN 2401	(8.36.)	Druckstufen bis 400° C. Druckstufen über 400° C.	
DIN 2442	(1.33.)	Nahtlose Gewinderohre bis ND 100	St. 35.29.
DIN 2450	(10.28.)	Nahtlose Flußstahlrohre bis ND 100 (in Neubearbeitung)	(St. 34.29.)
DIN 2451	(10.28.)	Nahtlose Flußstahlrohre bis ND 100 (in Neubearbeitung)	(St. 45.29.)
DIN E 2507	(7.27.)	Schrauben für Rohrleitungen.	
DIN E 2507	(2.38.)	Ergänzung zu DIN E 2507.	
DIN E 2509	(3.38.)	Hochwertige Bolzenschrauben (Vornorm in Neubearbeitung).	
DIN E 2510		Hochwertige Bolzenschrauben.	
	(3.38.)	Blatt 1. bis 450° C.	
	(3.38.)	Blatt 2. über 450° C.	
DIN 2517	(8.36.)	Flanscheindrehung für Dichtung Rohr gegen Rohr ND 64 und ND 100.	
DIN 2547	(7.28.)	Stahlgußflansche ND 100 (Konstruktionsblatt).	
DIN E 2548	(12.35.)	Stahlgußflansche ND 160	} Hierzu Ergänzungsblatt Entwurf DIN M 1935 N 144
DIN E 2549	(12.35.)	Stahlgußflansche ND 250	
DIN E 2552	(12.35.)	Stahlgußflansche ND 320	
DIN E 2553	(12.35.)	Stahlgußflansche ND 400	
DIN 2569	(10.36.)	Gewindeflansche ND 100	
(N 612)	(6.30.)	Gewindeflansche ND 160	} Unverbindliche Vorschläge teilweise überholt
(N 609)	(9.33.)	Gewindeflansche ND 250	
(N 613)	(7.30.)	Gewindeflansche ND 320	
DIN 2595	(10.36.)	Ansatzflansche ND 100.	
DIN 2636	(8.36.)	Vorschweißflansche ND 64.	
DIN E 2637	(3.38.)	Vorschweißflansche ND 100.	
DIN E 2638	(3.38.)	Vorschweißflansche ND 160.	

Teilweise sind die Normentwürfe (E) noch in Bearbeitung. Der Normenausschuß bittet ausdrücklich, von diesbezüglichen Anfragen und Bestellungen Abstand zu nehmen.

Die Wahl der Nenndruckstufe nach DIN 2401 ist nur bis zu Temperaturen von 400° C möglich. Im Temperaturbereich von 400 bis 450° C und von 450 bis 500° C kommt nach diesem Normblatt eine je um 25 % höhere Druckstufe in Frage. Mit Rücksicht auf die Wahl von besonders hochwertigen Werkstoffen verschiebt sich jedoch dieses Bild.

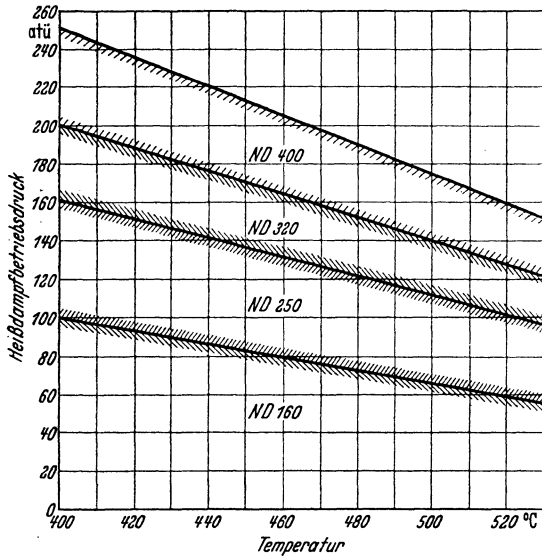


Abb. 114. Nenndruckstufen für Temperaturen über 400° C. Aus v. Jürgensonn [3].

Eine in Anlehnung an bereits ausgeführte Höchstdruckanlagen aufgestellte Abb. 114¹ gibt die Möglichkeit, sich über den zweckmäßigsten Nenndruck bei über 400° C bequem zu unterrichten. Das schließt jedoch die Notwendigkeit einer rechnerischen Nachprüfung nicht aus.

2. Werkstoff.

Die Abhängigkeit der Werkstoffeigenschaften von der Temperatur ist bekannt. Nicht nur die Bruchfestigkeit, sondern auch die Streckgrenze sinken mit zunehmender Temperatur.

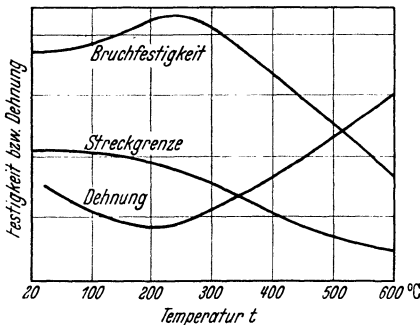


Abb. 115. Abhängigkeit der Werkstoffeigenschaften von der Temperatur.

Bei höheren Temperaturen ist es deshalb nicht angängig, die Festigkeit des Werkstoffes allein als Berechnungsgrundlage zu wählen. Den entwerfenden Ingenieur interessiert nicht nur die Sicherheit gegen Bruch, sondern auch in mindestens dem gleichen Maße die Sicherheit gegen bleibende Formänderung.

In Abb. 115 ist die grundsätzliche Abhängigkeit der Festigkeit und Warmstreckgrenze von der Temperatur angedeutet. Selbstverständlich

spielt die Art des Werkstoffes hierbei auch eine nicht unerhebliche Rolle.

Während also bei niedrigen Temperaturen bis etwa 200° C die Festigkeit zugrunde gelegt wird, muß darüber hinaus bis etwa 400° C die

¹ Siehe v. Jürgensonn [3].

verbleibende Sicherheit gegenüber der Warmstreckgrenze nachgeprüft werden.

Die Streckgrenze des Werkstoffes ist diejenige Belastung, bei der im halbstündigen Zugversuch eine bleibende Dehnung von 0,2 vH nicht überschritten wird. Um also eine genügende Sicherheit gegen unzulässige bleibende Formänderungen zu haben, muß man einen ausreichenden Abstand von der Streckgrenze innehalten. Die Praxis hat gezeigt, daß ein Verhältnis von

$$\frac{\text{Streckgrenze}}{\text{Beanspruchung}} = \text{etwa } 2,5$$

allen Anforderungen gerecht wird.

Es war weiter oben ausdrücklich betont, daß die Streckgrenze bis zu einer Temperatur von etwa 400° C als Berechnungsgrundlage dienen kann. Die Ursache, weshalb oberhalb 400° C eine noch niedrigere Beanspruchung eingesetzt werden soll, ist folgende:

Die Versuche haben nämlich gezeigt, daß unterhalb 400° C der Zeitfaktor keine Rolle spielt. Es ist also gleichgültig, wie lange der Versuchstab belastet ist.

Oberhalb von 400° C dagegen tritt bei einer Belastung, die der Streckgrenze des Werkstoffes entspricht, nicht nur eine bleibende, sondern auch eine während der gesamten Belastungszeit fortdauernde Dehnung — das sogenannte „Kriechen“ — ein. Das Kriechen hört auch nicht auf, soweit die Belastung gleichbleibt, bis der endgültige Bruch erfolgt.

Es mußte also eine neue Grenze gesucht werden, die als Bezugswert für die Berechnungen eingesetzt werden kann. Es hieß, eine Grenzbelastung zu finden, bei der ein anfängliches Kriechen im Laufe der Zeit bestimmt zum Stillstand kommt. Diese Grenzbeanspruchung nennt man Dauerstandsfestigkeit.

Auf Grund zahlreicher lang dauernder Versuche wurden vom DVM¹ für die Ermittlung der Dauerstandsfestigkeit folgende Bedingungen festgelegt:

Die Dauerstandsfestigkeit ist diejenige Belastung, bei der während der 25. bis 35. Versuchsstunde die Dehngeschwindigkeit den Betrag von 10×10^{-4} vH je h nicht überschreitet.

Gleichzeitig muß die Bedingung erfüllt sein, daß die im Dauerstandsversuch auftretende bleibende Dehnung nach 50 h 0,2 vH nicht überschreitet. Es ergibt sich ungefähr ein in Abb. 116 gezeigter Linienverlauf.

Die Dauerstandsfestigkeit ist inzwischen für alle wichtigen und häufig vorkommenden Werkstoffe ermittelt worden. Die Werte derselben findet man in der folgenden Tafel.

¹ Deutscher Verband für die Materialprüfungen der Technik. Vorläufige Richtlinien zur Bestimmung der Dauerstandsfestigkeit wurden vom Verein Deutscher Eisenhüttenleute herausgegeben.

Zahlentafel 13. Eigenschaften

Stahlart	Markenbezeichnung und Lieferwerk	Verwendung	Dehnung ¹ bei 20° C	Kerbzähigkeit bei 20° C in mkg/cm ²
Unlegiert	St. 35.29 (DIN 1629)	Rohre	20 vH	12
Unlegiert	St. 45.29 (DIN 1629)	Rohre	17 vH	9
Unlegiert	St. 42.11 (DIN 1611)	Flanschen, Schmiedestücke	20 vH	6
Unlegiert	St. 50.11 (DIN 1611)	Flanschen, Schmiedestücke	18 vH	4
Mo	K 35 (FK) Marwe 14 D (MRW)	Rohre	18 vH	10
Mo—Cu	TH 30 (DRW) SK 11 (PWR) Marwe 12 P (MRW) LH 38 (MSt)	Rohre	(20 vH) ²	12 ⁵ 9 ⁶
Mo—Cu	TH 31 (DRW) SK 11 h (PWR) Marwe 13 P (MRW) LH 45 (MSt)	Rohre	(18 vH) ²	9 ⁵ 7 ⁶
Cr—Mo	Th 32 (DRW) FK 335 (FK) SK 12 (PWR) Marwe 17 L (MRW)	Rohre	(20 vH) ²	9 ⁵ 7 ⁶
Cr—Mo	TH 32 (DRW) FK 653 (FK)	Flanschen, Schmiedestücke	(19 vH) ²	9 ⁵ 7 ⁶
Cr—Al	Sicromal 8 (DRW) Sicromal 9 (DRW)	Rohre, Schmiedestücke	15 vH	
Cr—Si—Mo	Deutro CS 65 (DRW) (zunderbeständig)	Rohre und Schmiedestücke	20/25 vH	15
Cr—Si—Mo	FKB 2354 (FK) (zunderbeständig)	Rohre und Schmiedestücke	(22 vH) ²	20

¹ Dehnung bei $L = 10 d$. ² Dehnung Klammerwert () bei $L = 5 d$.

³ Streckgrenze = 0,2 vH Dehngrenze im Kurzzeitversuch.

⁴ Dauerstandsfest, bei Dehngeschwindigkeit 10×10^{-4} vH/h

⁵ Im Anlieferungszustand. ⁶ Gealtert.

verschiedener Werkstoffe.

Festigkeit, Streckgrenze ³ und Dauerstandsfestigkeit ⁴ in kg/mm ² bei °C									
	20	100	200	300	400	450	500	550	600
Festigkeit	35/40	34	33	32	24	20	16		
Streckgrenze	23	22	19	15	11	9	7		
Dauerstandsfestigkeit					9	5	3		
Festigkeit	45/55	44	43	42	32	26	20		
Streckgrenze	26	25	21	17	13	11	9		
Dauerstandsfestigkeit					10	6	3		
Festigkeit	42/50	42	41	39	31	24	20		
Streckgrenze	23	20	17,5	13	9,5	7,5	6		
Dauerstandsfestigkeit									
Festigkeit	50/60	49	48	46	38	31	25		
Streckgrenze	27	25	22	18	14	12	10		
Dauerstandsfestigkeit									
Festigkeit	45/55	45	43	42	38	35	30		
Streckgrenze	30	29	28	25	19	17	15		
Dauerstandsfestigkeit					17	15	12		
Festigkeit	38/45	37	36	35	31	28	25	22	
Streckgrenze	26	25	24	21	17	15	13	11	
Dauerstandsfestigkeit					14	12	9	4	
Festigkeit	45/55	44	43	42	38	35	32	27	
Streckgrenze	29	28	26	24	19	17	15	13	
Dauerstandsfestigkeit					17	15	12	5	
Festigkeit	45/55	44	43	42	38	35	32	27	22
Streckgrenze	30	29	28	26	22	20	18	15	12
Dauerstandsfestigkeit					21	19	15	7	2
Festigkeit	45/55	42	41	40	36	33	30	25	20
Streckgrenze	28	27	26	24	20	18	16	13	11
Dauerstandsfestigkeit					19	17	13	6	1
Festigkeit	45/55				34		30		24
Streckgrenze	26				21		18		15
Dauerstandsfestigkeit					21		13	6	2
Festigkeit	45/55	45	45	45	42	39	35	30	25
Streckgrenze	30/40	30	30	28	26	22	20	17	15
Dauerstandsfestigkeit					25	21	15	8	3,5
Festigkeit	50/60	50	49	47	42	35	32	27	22
Streckgrenze	34	32	29	26	22	20	18	15	12
Dauerstandsfestigkeit					21	19	16	7	3

Als weitere wesentliche Merkmale eines Werkstoffes dienen die Dehnung (in vH) und die Kerbzähigkeit. Letztere stellt eine im Kerbschlagversuch ermittelte Arbeit dar, die aufzubringen ist, um einen gekerbten Stab zu zerschlagen. Dementsprechend wird die Kerbzähigkeit in mkg/cm² ausgedrückt.

Bei Hoch- und Höchstdruckanlagen kommt es also darauf an, mit Rücksicht auf die zumeist besonders hohe Temperatur Werkstoffe zu verwenden, die bei ausreichender Dehnung eine möglichst hohe Dauerstandsfestigkeit besitzen, um die Abmessungen in erträglichen Grenzen zu halten.

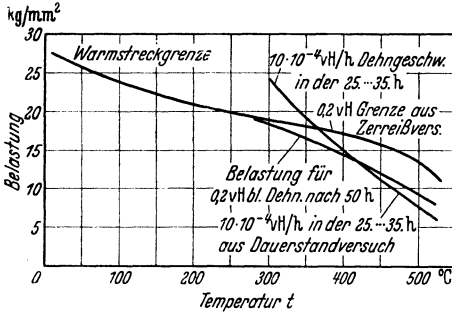


Abb. 116. Zusammenhang zwischen Dauerstands-
festigkeit und Warmstreckgrenze.

Diesen Erfordernissen der technischen Entwicklung entsprechend sind von den Stahlwerken eine ganze Reihe Sonderstähle auf den Markt gebracht worden, die den Ansprüchen bisher durchaus genügt haben. Eine Aufstellung der Werkstoffe ist in der Zahlentafel 13 gegeben.

In Abb. 117 sind die Eigenschaften zweier häufig verwendeten Sonderrohrstählen der Vereinigte Stahlwerke AG., Düsseldorf, in Linienform dargestellt. Der Cr-Mo-Stahl (TH 32) eignet sich auch sehr gut zur

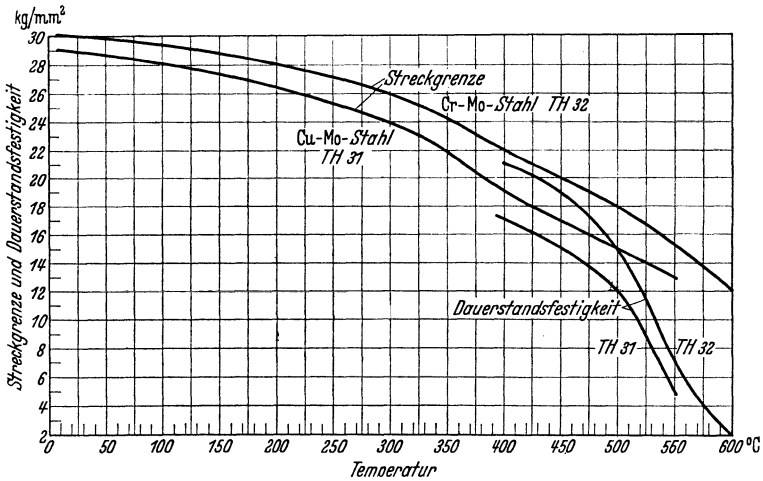


Abb. 117. Streckgrenze und Dauerstandsfestigkeit abhängig von der Temperatur. Dehnung (bei $L = 5 d$): TH 32 20 vH, TH 31 18 vH; Kerbzähigkeit (DVMR-Probe): 9 mkg/cm² im Anlieferungszustande; 7 mkg/cm² im gealterten Zustande. Dauerstandsfestigkeit bezogen auf $10 \cdot 10^{-4}$ vH/h.

Anfertigung von Flanschen sowie Schmiedestücken überhaupt. Außerdem zeichnen sich beide Stahlsorten durch hohe Beständigkeit gegenüber Säuren aus (bei Salzsäure etwa 100:11 und bei Schwefelsäure etwa 100:8) sowie gegenüber der Atmosphäre (100:27).

Bei Temperaturen über 520 bis 530° C muß noch ein weiterer wesentlicher Umstand berücksichtigt werden. Es ist die Zunderbeständigkeit

des Werkstoffes gegenüber dem Angriff des hochüberhitzten Dampfes. Hierfür eignen sich vorzüglich die Sonderstähle „Deutro CS 65“ und „D 45“¹. Selbstverständlich muß bei so hohen Temperaturen nicht nur auf die Zunderbeständigkeit der Rohre, sondern auch auf diejenige der Formstücke und Armaturen geachtet werden. Dafür sind Stahlgußsorten entwickelt worden, die ähnlich günstige Eigenschaften wie Deutro CS 65 besitzen.

Die Prüfung und Werkstoffabnahme wird in einem besonderen Abschnitt behandelt werden.

Über die Auswahl der Werkstoffe sind vom Normenausschuß ebenfalls Richtlinien in Bearbeitung, die bei hohen Temperaturen beachtet werden müssen.

3. Rohre für Hoch- und Höchstdruck.

Für Hoch- und erst recht für Höchstdruckrohrleitungen soll man Rohre in Handelsgüte grundsätzlich nicht verwenden. Wenn aus Billigkeits- oder anderen Gründen (geringe Menge und sehr kurzer Liefertermin) ein Sonderwerkstoff nicht in Frage kommt, soll man mindestens solche in den Güteklassen nach DIN 2450 und 2451 mit Werksattest, also Bescheinigung der geprüften Mindestwerte von Festigkeit, Streckgrenze und Dehnung vorsehen.

Im allgemeinen wird man aber bei größeren Anlagen mit hohem Druck und hoher Temperatur zusätzlich zu den technischen Lieferbedingungen DIN 1629 besondere Abnahmebedingungen vorschreiben (s. Abschnitt IV 2) und vor allen Dingen geeignete Sonderstähle wählen, die bei vorgeschriebener Sicherheit auch vernünftige Abmessungen ergeben.

Aus Herstellungsgründen verlangen die Röhrenwerke Wandstärkentoleranzen von ± 15 vH, so daß bei Rohren mit starken zusätzlichen Biegebbeanspruchungen oder Bogenrohren, die beim Biegen in ihrer Wandstärke noch geschwächt werden, Erhöhung der Wandstärke dieser Rohre gegenüber den geraden Rohren um 1 bis $1\frac{1}{2}$ mm empfehlenswert ist.

Es muß nochmals besonders betont werden, daß bei Heißdampfleitungen die Berechnung der Wandstärken durch den Nichtfachmann nur auf inneren Überdruck — selbst unter Beachtung der Sicherheitszahl

$$\frac{\text{Streckgrenze}}{\text{zulässige Beanspruchung}} = 2,5$$
 — mit der Zeit doch noch ein Zu-Bruchgehen der Leitung eintreten kann, wenn die dem Fachmann geläufigen anderen Momente außer acht gelassen werden. Es muß vor allen Dingen den Wärmedehnungen durch richtige Anordnung und Ausführung der Festpunkte bzw. Dehnungsstücke Rechnung getragen werden, denn bei unelastischer Anordnung kann die zusätzliche Biegunesspannung eine

¹ Hersteller Deutsche Röhrenwerke A.G., Düsseldorf.

Gesamtbeanspruchung ergeben, die über der zulässigen Grenze liegt, sodaß mit der Zeit die Werkstoffermüdung einen Leitungsbruch herbeiführt.

Nach Festlegung der Rohrabmessungen und erfolgtem Gesamtentwurf für die Anordnung der Rohrleitungen muß — zumindest für einige kritische Punkte der Anlage — eine eingehende Durchrechnung zwecks Ermittlung der zusätzlichen Biegebungsbeanspruchung vorgenommen werden.

In den „Richtlinien für den Bau von Heißdampfrohrleitungen“ heißt es z. B. unter Allgemeines:

„Heißdampfleitungen müssen in bezug auf Werkstoff, Ausführung und Ausrüstung den zur Zeit des Baues anerkannten Regeln der Wissenschaft und Technik entsprechen. Die nach zivil- oder strafrechtlichen Vorschriften bestehende Verantwortlichkeit für die Güte der verwendeten Baustoffe, für die Bauart, für die Ausführung oder für den Betrieb der Anlage bleibt durch die vorliegenden Richtlinien unberührt, auch wenn der mit der Abnahmeprüfung betraute Sachverständige keine Bedenken erhoben hat.“

Der Erbauer bzw. Besteller einer Neuanlage ist also selbst bei Verwendung von Werkstoffen, die nach den „Richtlinien“ durch einen Sachverständigen abgenommen wurden, der strafrechtlichen Verantwortung nicht enthoben, und es ist also immer empfehlenswert, mit diesen Arbeiten Rohrleitungsfirmen zu betrauen, die gute Sondererfahrungen besitzen. Die Wahl hoher Wandstärke allein bedingt keine dauernde Betriebssicherheit; höhere Wandstärke macht sogar die Rohre unelastischer, wodurch die Schubkräfte auf die Festpunkte vergrößert werden. Richtige elastische Anordnung von Heißdampfleitungen ist also ein wichtiges Moment, um zusätzliche Beanspruchungen über das zulässige Maß hinaus zu vermeiden.

Die Berechnung der Wandstärke für Höchstdruckanlagen erfolgt unter den gleichen Gesichtspunkten, wie im Abschnitt F 1 beschrieben war. Es muß lediglich nach dem Vorhergesagten bei Temperaturen über 400° C die Dauerstandsfestigkeit des Werkstoffes bei Betriebstemperatur eingesetzt werden.

Die Wandstärkenformel lautet also:

$$s = \frac{p \cdot d \cdot S}{200 \cdot \sigma_D} + C \text{ in mm.} \quad (83)$$

Der Zuschlag C soll nicht nur etwaiges Abrosten, sondern vor allen Dingen auch die durch die Herstellungsart bedingte (nach DIN 1629 zugelassene) Minustoleranz berücksichtigen. Bei ± 15 vH Wandstärkeltoleranz müßte also auf den errechneten Wert ein Zuschlag C von $\frac{100}{85} = 18$ vH gemacht werden. Mit Rücksicht auf die stellenweise noch größeren Abweichungen der Wandstärke (bis zu 20 vH) und im Hinblick auf etwaige Schwächung der Rohrwand an der Außenseite von Bogenrohren wird man den Zuschlag C mit etwa 20 bis 25 vH festlegen.

Die vor einiger Zeit übliche Ausführung der Rohre für Höchstdruckanlagen mit Mindestwandstärke (Toleranz $-0 + 25$ vH) kommt in Zukunft nicht mehr in Frage, so daß der oben erwähnte Zuschlag unbedingt beachtet werden muß. Die Sicherheitszahl S in der Gl. (83) kann, je nach dem Grad der Elastizität der Rohrleitungsanordnung mit 1,8 bis 2 eingesetzt werden. Unter 1,8 soll man nicht gehen, da sonst die Sicherheit gegenüber der Gesamtspannung unter den zulässigen Wert sinken würde.

Wie schon im Abschnitt F angedeutet war, ergibt die Gl. (83) nur bei mittleren Wandstärken genügend genaue Werte. Die Gleichung setzt nämlich eine gleichmäßige Spannungsverteilung über die ganze Wandstärke voraus, was bei nicht zu hohen Wanddicken nur einen zu vernachlässigenden Fehler ergibt. In Wirklichkeit aber ist die Spannung an der Innenfläche des Rohres größer als außen. Außerdem macht sich bei den hohen Innendrüken der Einfluß der hierdurch hervorgerufenen Querspannungen bemerkbar. Der hierdurch entstehende Fehler ist im Abschnitt F bereits angegeben worden.

Bei einem Verhältnis $s/d = 0,1$ oder mehr ist es daher unzulässig, die einfache Kesselformel nach Gl. (83) zu verwenden. Auf Grund einer Anregung von v. Jürgenson ist von Prof. E. Siebel¹ der Vorschlag gemacht worden, an Stelle der lichten Weite den mittleren Rohrdurchmesser $d + s$ einzuführen. Die Gleichung würde dann lauten:

$$s = \frac{p \cdot (d + s) \cdot S}{200 \cdot \sigma_D} + C \text{ in mm.} \quad (84)$$

Diese Formel hat den Vorteil großer Einfachheit und berücksichtigt den Einfluß der Querspannungen in genügender Weise.

Die Entstehung der Gl. (84) nach der Schubspannungshypothese soll nur kurz gestreift werden.

Die mittlere Umfangsspannung in einem Rohrquerschnitt vom Innendurchmesser d und der Wandstärke s beträgt bei einem Innendruck p

$$\sigma_{um} = \frac{p \cdot d}{200 \cdot s} \text{ kg/mm}^2.$$

Die Radialspannung ist an der Innenseite des Rohres $\sigma_{ri} = -\frac{p}{100}$ und an der Außenseite $\sigma_{ra} = 0$. Als mittlere Radialspannung erhält man also

$$\sigma_{rm} = -\frac{1}{200} \cdot p \text{ kg/mm}^2.$$

Da nicht die Umfangsspannung allein, sondern der Unterschied zwischen den Zugumfangsspannungen und den radialen Druckspannungen maßgebend ist, ergibt sich die mittlere Anstrengung nach der Schubspannungshypothese

$$\sigma_{vm} = \sigma_{um} - \sigma_{rm} = \frac{1}{2} \cdot p \cdot \frac{d + s}{100 \cdot s} \text{ kg/mm}^2.$$

An der Innenfaser des Rohres würde eine Beanspruchung

$$\sigma_{vi} \approx \frac{1}{2} \cdot p \cdot \frac{d + 3s}{100 \cdot s} \text{ kg/mm}^2$$

herrschen.

¹ Vortrag auf der VGB-Sitzung am 20. 9. 1938 in Berlin.

4. Flanschen.

Die normenmäßig bereits festliegenden Flanschausführungen für hohe Drücke sind in diesem Abschnitt unter 1 aufgeführt. Es sind dies der Ansatzflansch für ND 100 und die Vorschweißflanschen bis ND 160. Die Anschlußabmessungen als solche sind bereits vor längerer Zeit in den Normenblättern für Stahlgußflansche bis ND 400 vorgeschlagen. Die ausführenden Fachfirmen haben zum größten Teil diese Abmessungen bei ihren Planungen berücksichtigt.

In den Einzelheiten ließ sich eine Normung bisher nicht durchführen, da die Bauart der verwendeten Flansche noch zu verschieden war.

Die Verbindung der Flansche mit dem Rohr kann auf folgende Arten erfolgen.

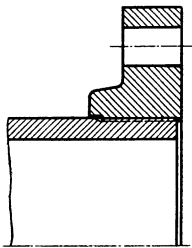


Abb. 118. Hochdruck-Gewindeflansch.

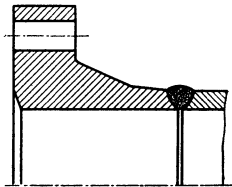


Abb. 119. Hochdruck-Vorschweißflansch mit Eindrehung für Linsendichtung.

- a) durch Gewinde,
- b) durch Aufwalzen,
- c) durch Auflöten,
- d) durch Aufschweißen,
- e) durch Vorschweißen,
- f) durch Aufnieten

oder durch eine Vereinigung dieser Verbindungsarten.

Während Auflöten und Aufschweißen bei Hochdruckanlagen nicht in Frage kommt und auch das Aufnieten nur vereinzelt bei nicht zu hohen Drücken und Temperaturen angewandt wird, sind die Verbindungsarten unter a, b und e noch sehr gebräuchlich.

Allerdings ist das Aufwalzen bei größeren Wandstärken (über 10 mm) wie solche bei hohem Druck und größeren Rohrdurchmessern nötig sind, nicht mehr genügend sicher durchzuführen. Früher hat man sich in solchen Fällen durch zusätzliche Nietung geholfen, geht aber von dieser Ausführung infolge häufig eingetretenen Undichtwerdens in den Nietlöchern ab.

Für Hoch- und Höchstdruckanlagen kommen von den genannten Ausführungsarten also nur noch die Gewinde- und die Vorschweißflanschen ernstlich in Betracht. In Abb. 118 und 119 sind diese Bauarten dargestellt.

Die Erhöhung der Dampftemperatur brachte es mit sich, daß auch diese beiden Bauarten etwas in den Hintergrund rückten. Der Wärme- fluß von innen nach außen bedingt eine höhere Temperatur der Innenteile gegenüber dem Außenrand der Flansche. Dadurch treten hohe zusätzliche Ringspannungen im Flanschteller auf. Um diesem Nachteil zu begegnen, wurde die Bauart gemäß Abb. 124 mit losem Ringflansch entwickelt. Hier kann sich das Rohr mit dem Bund unabhängig vom Flansch ausdehnen. Der Bund kann entweder als Vorschweißbund

(Abb. 120) oder als angestauchter Bund (Abb. 124) ausgebildet werden. Beide Ausführungsarten sind bei einwandfreier Schweißung einander nahezu gleichwertig.

Während der Vorschweißbund im Schmiede verfahren gepreßt wird, erfolgt die Herstellung der Stauchbunde durch mehrmaliges Stauchen des verstärkten Rohrendes bis zur endgültigen Form. Der Stauchprozeß wird in mehreren Hitzen und allmählich fortschreitend durchgeführt, wodurch ein einwandfreies Gefüge und richtiger Faserverlauf im Bund gewährleistet sind.

Eine andere Ausführungsart stellt der angerollte Bördel nach Abb. 121 dar. Daß hier der gefährliche Querschnitt des Bördels wesentlich kleiner als beim Bund und daher auch viel stärker auf Biegung beansprucht ist, leuchtet ohne weiteres ein. Auch ist es nicht möglich, Linsendichtungen zu verwenden, da die hierfür notwendige Eindrehung den Bördel unzulässig schwächen würde.

Ein weiterer sehr erwünschter Vorteil der losen Hinterlegflansche ist ihre wesentlich größere Elastizität gegenüber festen Flanschen. Dadurch werden, besonders im Anfahrbetrieb, die Beanspruchungen der Schrauben günstiger.

Außerdem seien noch die Bauarten gemäß Abbildung 122 und 123 erwähnt, die zuweilen für nicht zu hohe Drücke Anwendung finden. Der ringverstärkte Bund nach Abb. 122 stellt eine billigere Abart des Stauchbundes dar, nebst der meiner Firma geschützten Abart für Baustellenpaßrohre.

Die Abmessungen der Ringflansche werden zu meist in Anlehnung an die genormten Anschlußmaße für Stahlgußflansche gewählt. Für die Blattstärke der Ringflansche fehlen bisher genormte Maße. Diese müssen also durch Rechnung ermittelt werden. Man geht auch hier — wie schon früher erwähnt wurde — von einer Entwurfskizze aus und ermittelt an Hand der gewählten Abmessungen die auftretende Beanspruchung. Auf Grund dieser kann man feststellen, ob die gewählte Blattstärke genügt, oder ob sie verkleinert oder vergrößert werden soll.

Es soll nachstehend ein Beispiel gegeben werden.

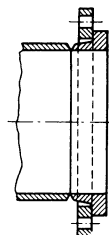


Abb. 120.
Vorschweißbund
mit losem Flansch.

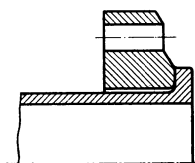


Abb. 121.
Angerollter Bördel
mit losem Ringflansch.

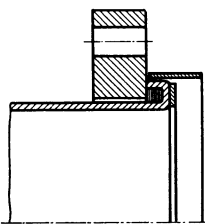


Abb. 122. Ringverstärkter
Bund mit losem Flansch.

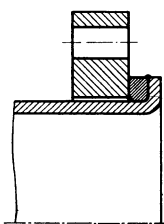


Abb. 123. Ringverstärkter
Bördel (Baustellenausführung).

Beispiel. Für eine Dampfleitung 100 atü 500° C soll eine Flanschverbindung mit Stauchbund und loseem Ringflansch 150 NW (s. Abb. 124) nachgerechnet werden. Die Hauptabmessungen wurden nach DIN E 2549 für ND 250 festgelegt.

Für die Blattstärke sind zunächst 80 mm gewählt.

Als Gesamtkraft der Schrauben sei im Betriebszustand mit Rücksicht auf das Dichthalten der Verbindung ein Wert von

$$P_d = 70000 \text{ kg}$$

angenommen.

Zuerst wird die Betriebsspannung der Schrauben nachgeprüft.

Es sind 12 Schrauben 1 1/4'' vorgesehen. Der Kernquerschnitt beträgt hierfür 5,77 cm².

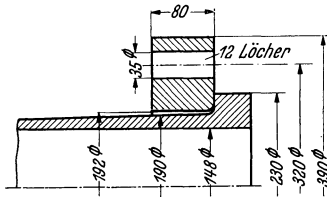


Abb. 124. Stauchbund mit loseem Flansch für Höchstdruck-Dampfleitungen.

Die Schraubenspannung ist also

$$\sigma_s = \frac{70000}{12 \cdot 5,77} = 1010 \text{ kg/cm}^2 = 10,1 \text{ kg/mm}^2.$$

Diese Beanspruchung ist bei hochwertigem legierten Schraubenstahl, wie er für Leitungen dieser Art verwendet wird, durchaus zulässig.

Nach DIN 2506 ermittelt sich die Biegungsspannung im losen Flansch wie folgt.

$$M_b = P \frac{32 - 23}{2 \cdot \pi} = 100300 \text{ cm kg}.$$

Demgegenüber beträgt das Widerstandsmoment des Flansches

$$W = \frac{(39 - 19,2 - 2 \cdot 3,5) \cdot 8^2}{6} = \frac{12,8 \cdot 64}{6} = 136,5 \text{ cm}^3.$$

Die Biegungsspannung ist also

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{100300}{136,5} = 735 \text{ kg/cm}^2 = 7,35 \text{ kg/mm}^2.$$

Unter der Voraussetzung hochwertigen Flanschwerkstoffes ist diese Spannung zulässig.

Die schon im Abschnitt F 2 erwähnte Berechnungsart nach Waters und Taylor würde in diesem Fall eine Biegungsspannung von 10,6 kg/mm² ergeben. Danach müßte also die Blattstärke auf 85 mm verstärkt oder ein ganz besonders warmfester Werkstoff vorgesehen werden. Es muß noch mindestens eine Sicherheit von 1,3 bis 1,4 gegenüber der Dauerstandsfestigkeit des betriebswarmen Flansches vorhanden sein.

An vorstehendem Beispiel mag auch gleich der Unterschied in der Nachgiebigkeit zwischen dem in Abb. 124 dargestellten und einem gedachten festen Flansch 150 NW (z. B. Stahlgußflansch) nach DIN E 2549, ND 250 mit der gleichen Blattstärke gezeigt werden.

Die Durchbiegungen betragen bei der oben gewählten Gesamtschraubenspannung $P = 70000 \text{ kg}$

für den losen Flansch $y_l = 0,00271 \text{ cm}$

für den festen Flansch $y_f = 0,0015 \text{ cm}$.

Der lose Ringflansch ist also fast doppelt so elastisch wie der starre (Stahlguß-) Flansch.

Die Berechnung der Nachgiebigkeit (Durchbiegung) eines Flansches ist außerordentlich umständlich. Es sei daher lediglich auf das Fachschrifttum [147 bis 151] verwiesen.

Die Durchbiegung der Flansche interessiert in solchen Fällen, wenn die im Anfahrzustand auftretenden Beanspruchungen ermittelt werden sollen. Nachstehend mögen nur die hierbei maßgebenden Gesichtspunkte kurz erläutert werden.

Beim Anfahren der Leitung, d. h. während der Anwärmezeit erwärmen sich die dem Dampfraum näherliegenden Teile, wie Rohr, Bund, Dichtung schneller als der Flansch und erst recht rascher als die Schrauben. Die Wärmeausdehnung der inneren Teile ist also größer, als diejenige der Schrauben. Infolgedessen treten zusätzliche Spannungen auf, die teilweise durch die Flanschdurchbiegung, zum größeren Teil aber durch elastische Reckung der Schrauben den entstandenen Dehnungsunterschied ausgleichen.

Je schneller das Anwärmen der Leitung erfolgt, um so größer sind die Dehnungsunterschiede und folglich auch die Zusatzspannungen, weil eine stärkere Temperaturvoreilung des Bundes und Flansches gegenüber den Schrauben auftritt.

Es kann daher nicht oft genug betont werden, daß ein langsames vorsichtiges Inbetriebnehmen einer Hochdruck-Heißdampfleitung im eigenen Interesse des Betriebes ist. Wird diese Forderung nicht erfüllt, so können die Schrauben durch die zusätzlich anwachsenden Wärmespannungen über die Elastizitätsgrenze beansprucht werden und erfahren somit eine bleibende Dehnung. Die Flanschverbindung wird undicht.

Daraus erkennt man auch den Vorteil der höheren Elastizität loser Hinterlegflanschen. Eine Verbindung von 2 Stahlguß- oder Vorschweißflanschen ist demnach in dieser Hinsicht viel empfindlicher, weil die festen Flansche weniger nachgiebig sind und folglich größere Dehnungsunterschiede von den Schrauben aufgenommen werden müssen.

Man hat früher versucht, mit Hilfe von federnden Unterlegscheiben die zusätzlichen Wärmedehnungen von den Schrauben fernzuhalten. Die Versuche scheiterten aber zum größten Teil daran, daß es noch keinen Federstahl gibt, der bei den hohen Temperaturen seine elastischen Eigenschaften beibehält. Die Federn drückten sich nach einiger Zeit zusammen und verloren damit ihren Sinn.

Die Ausbildung der Dichtfläche hängt von den Betriebsverhältnissen und von der zu verwendenden Dichtung ab. Nach den Normen soll man Flanschen mit glatter Dichtfläche nur bis 32 at verwenden und darüber hinaus Vor- und Rücksprung vorsehen.

Durch die Schutzhülse bei den Bundflanschen gemäß Abb. 122 ist der Vor- und Rücksprung zu vermeiden und dadurch bessere Ausbaumöglichkeit der Rohre gegeben. Bei den jetzt für Hochdruckanlagen fast immer

verwendeten Stahldichtungen ist ein „Herausfliegen“ wie bei den Faserdichtungen nicht mehr in dem Maße zu befürchten.

Eine aus Amerika stammende und bei uns weiter entwickelte Flanschverbindung ist in Abb. 125 dargestellt. Die Stauchbunde werden mit besonderen Ansätzen versehen und die Dichtfläche der Bunde so sorgfältig und plan „tuschiert“, daß die beiden aufeinanderliegenden Flächen dampfdicht sind. Die Arbeit des Tuschierens erfordert sehr viel Erfahrung und Sorgfalt und lohnt sich nur für Höchstdruckleitungen.

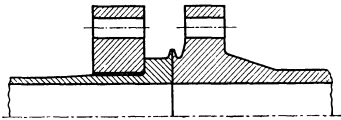


Abb. 125. Höchstdruck-Flanschverbindung mit tuschierten Dichtflächen.

Diese Art der Flanschverbindungen hat sich sehr gut bewährt und wird in immer steigendem Maße für Höchstdruckanlagen berücksichtigt. Sie ist weniger temperaturempfindlich als eine sonst gleiche, aber mit einer besonderen Dichtung versehene Flanschverbindung.

Die Ansätze an den Bundem stellen sogenannte „Schweißlippen“ dar und können nach erfolgreich bestandem Probetrieb zugeschweißt werden. Die Erfahrung hat aber gezeigt, daß solche Verbindungen, soweit sie nicht durch zusätzliche Biegungsspannungen besonders ungünstig beansprucht sind, anstandslos auch ohne Verschweißen der

Lippen jahrelang dichthalten.

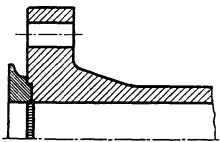


Abb. 126. Stahlgußflansch mit eingesetztem Ansatz und Schweißlippe.

Diese Verbindungsart läßt sich natürlich nicht nur zwischen zwei Rohren, sondern mit gleichem Erfolg auch beim Anschluß an Stahlgußformstücke, oder zwischen einem Formstück und einem Absperrorgan anwenden. Die Stahlgußformstücke bzw. Schiebergehäuse erhalten zu diesem Zweck ähnliche Ansätze mit Schweißlippe. Der Stahlguß

muß an den Dichtflächen ganz besonders sauber und lunkerfrei sein, um ein Tuschiern zu ermöglichen.

Eine andere und sicher billigere Lösung für die Stahlgußstücke besteht darin, daß diese Ansätze nicht angegossen werden, sondern gemäß Abb. 126 an das Formstück angesetzt werden. Dadurch vermeidet man die teure und unerwünschte Modelländerung und hat außerdem den Vorteil, daß die eingesetzten Ringe zur Not auch ausgewechselt werden können.

Die Schweißnaht zwischen dem angesetzten Ring und dem Stahlgußkörper wird in keiner Weise beansprucht und stellt lediglich eine Dichtschweißung dar, da der Ring von der Schraubenkraft der Flanschverbindung fest angepreßt wird.

In bezug auf die Werkstoffwahl wird man sich nach den Betriebsverhältnissen und der vorgesehenen Nenndruckstufe richten müssen. Während man bei niedrigen Drücken und Temperaturen bedenkenlos die nach DIN festgelegten Stähle St. 34.11 bzw. St. 42.11 zugrunde

legen kann, muß bei Hoch- und erst recht bei Höchstdruckanlagen auf Grund der rechnerisch ermittelten Beanspruchungen die zweckmäßige Auswahl des Flanschenwerkstoffes erfolgen. Es werden also mit Rücksicht auf die hohe Temperatur vorwiegend Molybdän- bzw. Chrommolybdän-legierte Stähle in Frage kommen.

Aus dem Schrifttum über Flansche und besonders deren Berechnung seien erwähnt: E. Schulz und A. Schiller [149], E. Mayer [148] und Waters und Taylor [151].

5. Schrauben.

Die Schrauben stellen eines der wichtigsten und am stärksten beanspruchten Bauteile innerhalb einer Rohrleitung dar. Man hat in den letzten Jahren im Zusammenhang mit den beim Bau und Betrieb von Höchstdruckanlagen gewonnenen Erfahrungen der Ausführung und richtigen Werkstoffauswahl für die Schrauben ganz besondere Aufmerksamkeit geschenkt.

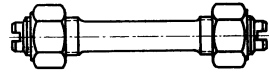


Abb. 127. Höchstdruck-Bolzenschraube.

Während für Nieder- und Mitteldruckanlagen fast ausnahmslos Sechskantkopfschrauben nach DIN 601 bzw. 931 mit je einer Sechskantmutter nach DIN 555 bzw. 934 Verwendung finden, ist diese Ausführung für Hoch- und Höchstdruckanlagen nicht sicher genug. Der angepreßte Kopf der Schraube wird durch beiderseitiges Gewinde ersetzt, so daß Bolzenschrauben mit je zwei Muttern entstehen. Im Normblatt DIN 2507 sowie im Ergänzungsblatt hierzu wurde eine zweckmäßige und in der Praxis bewährte Unterteilung der verschiedenen Schraubenarten und ihrer Werkstoffe je nach den Betriebsverhältnissen vorgeschlagen. Es soll daher nachstehend nur die Ausführung der Bolzenschrauben für Höchstdruckanlagen behandelt werden.

Für hohe Drücke und Temperaturen kommen nur Bolzenschrauben nach DIN E 2510 gemäß Abb. 127 in Frage. Das beiderseits geschnittene Gewinde muß äußerst sauber bearbeitet und zweckmäßig geschmirgelt werden, um ein Festfressen der Mutter durch übrigbleibende Grate oder Schnittspäne zu vermeiden. Natürlich soll auch das Mutterngewinde peinlich sauber gemacht sein und mit dem Bolzengewinde gute Flankenauflage haben. Es sollte also darauf geachtet werden, daß das Gewinde schneiden auf nicht zu leichten, erschütterungsfrei arbeitenden Maschinen erfolgt.

Das gleiche betrifft auch den glatten Schaft der Bolzen, der höchste Oberflächengüte (Schleifen) aufweisen muß. Häufig poliert man sogar den Bolzenschaft, um unbedingte Gewähr für eine tadellose Oberfläche zu haben.

Die früher strittige Meinung, ob der Schaft unter Kerndurchmesser abgedreht oder mit dem äußeren Gewindedurchmesser gleichbleibend belassen werden soll, ist jetzt für hochbeanspruchte Bolzenschrauben

endgültig zugunsten der erstgenannten Ausführungsart entschieden. Je nach der Kerbempfindlichkeit des Bolzenwerkstoffes wird der Schaft so weit unter den Kerndurchmesser abgedreht, daß das Verhältnis

$$\frac{\text{Kernquerschnitt}}{\text{Schaftquerschnitt}} = 1,1 \text{ bis } 1,25$$

ist.

Damit wird angestrebt, die höchsten Beanspruchungen in den glatten Schaft zu verlegen und den durch das Gewinde kerbdurchsetzten Gewindeteil geringer zu belasten. Der Übergang vom Gewinde zum Schaft muß möglichst schlank und kerbfrei erfolgen.

Es gibt zwei Arten der Gewindeausführung:

- a) Withworth-Gewinde nach DIN 11.
- b) Withworth-Fein-Gewinde nach DIN 240.

Die unter b) genannte Gewindeart hat den unbestrittenen Vorzug, daß der Kernquerschnitt des Feingewindes bei nahezu dem gleichen Gewindeaußendurchmesser um rd. 10 vH größer ist, als beim normalen Withworth-Gewinde. Man kann also, ohne den Flansch durch größere Schraubenlöcher zu schwächen, einen größeren tragenden Gesamtschraubenquerschnitt auf dem gleichen Lochkreisdurchmesser unterbringen. Die spezifische Belastung der Schrauben fällt somit geringer aus.

Eine Gegenüberstellung der beiden Gewindearten ist in nachstehender Zahlentafel gegeben.

Zahlentafel 14. Gewindeübersicht.

Withworth-Gewinde DIN 11					Withworth-Feingewinde DIN 240				
Neundurchmesser Zoll	Äußerer Gewindedurchmesser mm	Kerndurchmesser mm	Kernquerschnitt cm ²	Lochdurchmesser mm	Neundurchmesser	Äußerer Gewindedurchmesser mm	Kerndurchmesser mm	Kernquerschnitt cm ²	Lochdurchmesser mm
7/8	22,226	18,611	2,72	25	W 24 × 1/10	23,624	20,746	3,380	26
1	25,401	21,335	3,575	28	W 27 × 1/10	26,624	23,746	4,429	29
1 1/8	28,576	23,929	4,497	32	W 30 × 1/10	29,624	26,746	5,618	33
1 1/4	31,751	27,104	5,77	35	W 33 × 1/10	32,624	29,746	6,949	36
1 3/8	34,926	29,505	6,837	38	W 36 × 1/8	35,530	31,934	8,009	39
1 1/2	38,101	32,680	8,388	42	W 39 × 1/8	38,530	34,934	9,585	42
1 3/4	44,452	37,946	11,310	48	W 45 × 1/8	44,530	40,934	13,160	48
1 7/8	47,627	40,398	12,818	51	W 48 × 1/8	47,530	43,934	15,160	51
2	50,802	43,573	14,912	55	W 52 × 1/8	51,530	47,934	18,050	56

Ein wesentlicher Nachteil des Feingewindes besteht darin, daß der Abrundungshalbmesser im Gewindegrund beim Feingewinde kleiner ist als beim normalen Withworth-Gewinde. Erstere Gewindeart ist daher kerbempfindlicher. Aus diesem Grunde scheidet das metrische Gewinde erst recht aus, weil es eine noch spitzere Gewindeform besitzt.

Außerdem muß beachtet werden, daß beim Feingewinde die spezifische Pressung in den Gewindegängen zwischen Bolzen und Mutter

entsprechend höher ausfällt, weil die Gewindetiefe geringer ist, als beim normalen Withworth-Gewinde. Diese Flächenpressung muß also auch rechnerisch nachgeprüft und bei der Auswahl des Mutterwerkstoffes berücksichtigt werden.

Ferner hat das Feingewinde verlegungstechnisch einen gewissen Nachteil. Infolge der geringeren Gewindesteigung kann mit gleichem Kraftaufwand am Schraubenschlüssel (gleiches Drehmoment) die Mutter wesentlich stärker angezogen werden. Da die Bolzenschrauben von Höchstdruckdampfleitungen mit allen erdenklichen Vorsichtsmaßregeln angezogen werden müssen, besteht die Gefahr, daß durch das äußerst leichte Anzugsmoment bei Feingewinde die Schrauben überreckt werden, weil dem Monteur das Gefühl für die bereits erreichte Höhe der Schraubenvorspannung verlorengeht.

Hierzu muß folgendes bemerkt werden: um die rechnerungsmäßig festgelegte Schraubenbeanspruchung bei der Verlegung überwachen zu können, werden bei Höchstdruckanlagen sogenannte Schraubenmeßlehren angewandt. Das sind Feinmeßgeräte bis zu $\frac{1}{100}$ und sogar $\frac{1}{1000}$ mm Genauigkeit, mit deren Hilfe die Schraubenverlängerung beim Anziehen der Muttern nachgeprüft wird. Aus der Längung der Schrauben kann man rückwärts auf die erzielte Vorspannung schließen. Somit wird ein übermäßiges und schädliches Anziehen der Bolzenschrauben vermieden, was zu einer erheblich längeren Lebensdauer derselben beiträgt. Ein solches Feinmeßgerät ist in Abb. 128 dargestellt.

Mit dieser Meßlehre lassen sich gewöhnlich nur einige Schrauben bei einer Flanschverbindung nachmessen. Bei den übrigen muß der Monteur, sich an die gemessenen Schrauben anpassend, „nach Gefühl“ anziehen. Hier liegt auch die Gefahr der Überreckung bei Verwendung von Feingewinde.

Die Bolzenschrauben erhalten an einem oder an beiden Enden genügend breite Schlitzze, um sie am Mitdrehen zu hindern. Der Schlitz darf unter keinen Umständen bei den hochwertigen Bolzenschrauben das Gewinde durchstoßen. Es werden zu dem Zweck am Bolzenende Zapfen unter Kerndurchmesser angedreht, in die der Schlitz gefräst wird.

Vom Normenausschuß wird zur Zeit ein Vorschlag ausgearbeitet, wonach bei den hochlegierten Bolzenschrauben an beiden Enden je ein Vierkantzapfen zum Festhalten mittels Schlüssel angefräst wird. Dieser Vierkantzapfen dient gleichzeitig als Unterscheidungsmerkmal gegenüber Schrauben aus unlegiertem Werkstoff.

Dementsprechend sollen die Muttern aus legiertem Sonderstahl an beiden Seiten einen flachen zylindrischen Ansatz als Kennzeichen

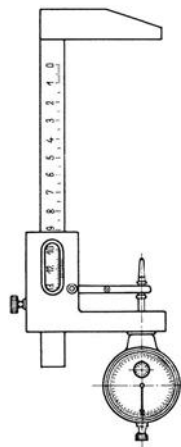


Abb. 128. Meßlehre für die Prüfung der Bolzensvorspannung.

erhalten, in Gegensatz zu Muttern aus St. 50.11, die nur einerseits mit einem solchen Ansatz versehen werden.

Im übrigen werden die Muttern für Hochdruckanlagen mit einer Höhe gleich dem Bolzendurchmesser ausgeführt. Bei der Berechnung der Flächenpressung in der Mutter dürfen höchstens 75 vH der Gewindgänge als tragend angenommen werden. Die dem Flansch nächstliegenden Gewindgänge sind am höchsten beansprucht (siehe Schrifttum [159] und [160]).

Die Muttern müssen sich ganz leicht mit der Hand auf dem Bolzenwinde drehen lassen. Eine befriedigende Norm für das Gewindspiel konnte bisher noch nicht gefunden werden. Es ist daher zweckmäßig, die Muttern auszusuchen und aufzupassen.

Als Werkstoffe für die Höchstdruck-Bolzenschrauben kommen hauptsächlich Chrom-Molybdän-Sonderstähle in Frage, die auch mit Vanadin legiert sein können, jedoch möglichst nicht nickellegiert. Die in letzter Zeit vereinzelt vorgekommenen verformungslosen Brüche an Bolzen aus einem Cr-Ni-Mo-Stahl ließen die Vermutung aufkommen, daß der Nickelzusatz in dieser Beziehung schädlich sei.

Zahlentafel 15. Bolzen- und Mutterstähle.

Stahl Bezeichnung	Stahlart	Lieferwerk ¹	Festig- keit	Deh- nung	Streckgrenze					Dauerstand- festigkeit ²		
					20°	200°	300°	400°	450°	400°	500°	550°
					kg/mm ²					kg/mm ²		
A 90	C	F K	60/70	22	30	24	21	16	14	12	5	—
St. C. 35.61.	Mn	Versch. Werke	50/60	23	28	22	18	14	12	12	4	—
St. C. 45.61.	„	desgl.	60/70	19	34	26	22	16	14	12	~5	—
DMH	„	D E W	70/80	17	50	42	34	27	24	12	2	—
HM S 70	„	„	60/70	17	34	30	27	21	16	10	2	—
C. 86. O.NN.	„	F K	75/85	19	50	42	34	30	27	12	4	—
D 408	„	R. W.	50/60	20	30	23	19	15	13	10	5	—
MC 120	Cr-Mo	D E W	80/90	16	60	55	50	40	36	35	20	13
MC 70	„	„	50/60	25	30	27	25	21	19	17	15	9
MC 30	„	„	70/80	17	45	40	37	32	30	25	8	5
FK 34	„	F K	80/90	16	60	52	47	40	36	35	10	3
D 520	„	R. W.	80/95	16	62	58	55	48	44	40	24	10
MC 100	Cr-Ni-Mo	D E W	80/90	16	60	55	50	40	36	35	20	11
EFK 2338	„	F K	80/90	16	60	56	54	49	45	45	26	5
FKM 54 H	Cr-Mo-Va	F K	110/120	10	90	78	70	60	54	40	18	5
FKM 6612	„	F K	80/95	16	60	—	—	—	—	35	26	—

¹ DEW = Deutsche Edelstahlwerke A.G., Krefeld, FK = Fried. Krupp A.G., Essen, R.W. = Ruhrstahl A.G., Witten.

² Bezogen auf $10 \cdot 10^{-4}$ vH/h in der 25.—35. Stunde.

Diese Erklärung ließ sich aber bisher nicht beweisen. Die Versuche sind noch nicht abgeschlossen. Dieser Umstand hat aber die wichtigsten Lieferanten solcher Sonderstähle veranlaßt, nach neuen bruchsicheren Werkstoffen zu suchen und die tieferen Zusammenhänge und Einflüsse der einzelnen Legierungsbestandteile sehr genau zu erforschen. Es ist daher zu erwarten, daß in kurzer Zeit auch hierüber volle Klarheit herrscht.

Nebstehende Zahlentafel 15 zeigt einige Sonderstähle für Bolzenschrauben und Muttern.

Im neueren Schrifttum wurden die Höchstdruckschrauben von A. Thum [164, 165], H. Vollbrecht [166], H. Staudinger [163] und Brunner [158] behandelt.

6. Dichtungen.

Die bei niedrigen Drücken üblichen Dichtungen aus Klingerit, Tauril, Asbest, Gummi oder Pappe eignen sich für höhere Betriebsdrücke und Dampftemperaturen nicht. Infolge der zu geringen Festigkeit besteht die Gefahr des Herausfliegens, weil die Reibung der Anpreßkraft allein nicht mehr ausreicht.

Infolgedessen verwendet man bei höheren Drücken fast ausnahmslos Dichtungsringe aus Metall, wie z. B. Kupfer, Nickel, V2A oder Weicheisen, oder eine Vereinigung von Stahl und Faserstoff, wie es die unter dem Namen Götze bekannten Dichtungen sind.

Die Dichtungsfrage stand in der letzten Zeit im Vordergrund des Interesses. Es sind auch verschiedentliche bemerkenswerte Untersuchungen über das Verhalten von Dichtungen erfolgt, wie z. B. von E. Siebel [161] und [162]. W. Brunner [158] untersuchte die Dichtungen bis zu Drücken von 650 at. und Temperaturen von 500° C.

Siebel fand auf Grund seiner Untersuchungen, daß es möglich ist, für jeden vorkommenden Druck und jede Temperatur Dichtungen zu finden, bei denen ein gutes Dichthalten im Betrieb mit Sicherheit gewährleistet ist. Voraussetzung hierfür ist, daß die an der Flanschverbindung wirkende Gesamtschraubenkraft rund das Dreifache der durch den Innendruck hervorgerufenen Kraftwirkung erreicht.

Man muß allerdings berücksichtigen, daß die Versuche von Siebel unter günstigen in der Praxis nur selten vorkommenden Bedingungen durchgeführt wurden. Normalerweise treten noch zusätzliche äußere Kraftwirkungen, z. B. Biegemomente durch Eigengewicht, Wärmeausdehnung usw. auf. Diese bewirken, daß die Anpresskraft der Schrauben das 4- bis 5fache der Innendruckkraft betragen muß, um eine gute Abdichtung zu erreichen.

Diese Kraft muß also auch für die Berechnung der Flansche zugrunde gelegt werden.

Faserdichtungen aus Klingerit, Asbest usw. kommen nur für niedrige oder mittlere Betriebsdrücke in Frage. Mit Stahleinlage bewehrte Faserdichtungen, wie z. B. wellenförmige Nickel- oder V2A-Ringe mit Asbestfadenaufgabe haben sich infolge ihrer wesentlich größeren Festigkeit auch bei höheren Drücken und Temperaturen bis 400° C gut bewährt.

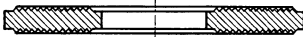


Abb. 129. Gerillte Hochdruckflachdichtung.

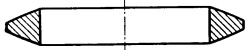


Abb. 130. Linsendichtung.

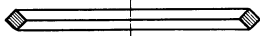


Abb. 131. Spießkantdichtung.

Für Hoch- und Höchstdruckanlagen kommen vorwiegend vollkommen aus Stahl gefertigte Dichtungen in Frage. Von diesen seien erwähnt die profilierte Dichtung aus Stahl bzw. Hartstahl (Remanit), gemäß Abb. 129, ferner die Linsendichtung nach Abb. 130 und die allerdings seltener angewandte Spießkantdichtung (Abb. 131). Siebel fand, daß die auf einer Linie abdichtenden Arten, wie z. B. die Linsendichtung, eine geringere Anpreßkraft erfordern als Flachdichtungen. Bei letzteren

ist es vorteilhaft, wenn die Breite der Dichtung etwa 10 vH des Innendurchmessers beträgt. Werden die Dichtungen schmäler ausgeführt, so lassen sich, insbesondere bei Weicheisen, starke Formänderungen unter dem Anpreßdruck nicht vermeiden. Auch die Widerstandsfähigkeit gegenüber den vom Innendruck herrührenden Kraftwirkungen wird bei hohen Temperaturen zu gering.

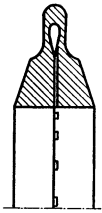


Abb. 132. Selbstdichtende Hohllinse.

Die Linsendichtung hat verlegungstechnisch unbestrittene Vorzüge, weil sie auch eine gewisse Schiefstellung der Flanschdichtflächen gestattet. Allerdings ist die Linse nach neueren Messungen besonders temperaturempfindlich. Ihre Temperatur folgt infolge der großen vom Dampf umspülten Oberfläche fast augenblicklich jeder Schwankung der Dampftemperatur. Trotzdem wird die Linse bis jetzt noch sehr häufig bei Höchstdruckleitungen angewandt und stellt — vor allen Dingen bei kleinen Nennweiten — ein sehr bequemes Abdichtungsmittel dar.

Eine Sonderausführung stellt die in Abb. 132 dargestellte selbstdichtende Linse dar. Infolge des Hohlraumes erfolgt eine selbsttätige Spreizung der beiden Linsenflächen durch den Dampfdruck. Dadurch drückt sich die Linse beiderseits an die abzudichtenden Flanschflächen. Diese Bauart stellt eine Erfolg versprechende Neuentwicklung dar, ist aber noch nicht in ausreichendem Maße erprobt. Vor allen Dingen ist eine Korrosion des Innenraumes infolge von Kondenswasser bei waagerechten Leitungen zu befürchten.

Im allgemeinen kann man jedoch in bezug auf die Dichtungen den Satz prägen:

„Keine Dichtung ist die beste Dichtung!“

Die Notwendigkeit eines Dichtungsmittels beruht darin, daß durch Formänderung einer mehr oder weniger plastischen Zwischenscheibe die Unebenheiten der normalen Dichtungsflächen ausgeglichen werden müssen. Werden jedoch die aufeinander abzudichtenden Flächen so plan hergestellt und genau bearbeitet, daß praktisch keine Unebenheiten bestehen bleiben, so ist eine zusätzliche Dichtung überflüssig. Ein Beispiel für diese Art einer Verbindung stellen die „tuschierten“ Bundflächen nach Abb. 125 dar. Diese Bauart stellt bei sachgemäßer Ausführung und sehr sorgfältiger Bearbeitung eine der besten zur Zeit bekannten Flanschverbindungen dar. Die Tatsache, daß bei mehreren ausgeführten Höchstdruckanlagen diese Verbindung anstandslos unverschweißt seit langer Zeit in Betrieb ist, beweist, daß es durchaus möglich ist, zwei Flanschflächen dichtungslos, aber dampfdicht zu verbinden.

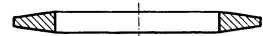


Abb. 133. Trapezförmige Dichtung.

Eine für hohe Drücke ungeeignete Dichtung ist in Abb. 133 dargestellt. Unter der Wirkung der großen Anpreßkräfte treten hohe Ringspannungen am dünnen Außenrand der trapezförmigen Ringe auf, wodurch diese stark zum Reißen neigen. Bis 35 atü Betriebsdruck hat sich aber diese Dichtung ebenfalls gut bewährt.

Bei der Werkstoffauswahl muß der Betriebstemperatur Rechnung getragen werden, indem man gegebenenfalls warmfeste Werkstoffe verwendet. Zweckmäßig wird man die Dichtung aus einem etwas weicheren Stahl herstellen als Bunde oder Flansche, um die Formänderung in der leicht auswechselbaren Dichtung und nicht in der abzudichtenden Fläche zu haben.

7. Höchstdruckschweißung.

Der Hauptvorteil des Schweißens von Dampfleitungen ist die Verminderung der Anzahl der Flanschverbindungen, wodurch die beim häufigen An- und Abstellen der Rohrleitungen unvermeidlichen Undichtigkeiten auf ein Mindestmaß beschränkt bleiben. Die Schweißung ist auch bei häufigem Betriebswechsel dauernd dicht. Auch die bei Flanschverbindungen immerhin dauernd notwendige Wartung und Prüfung ist durch die Einführung der Schweißung vereinfacht.

Früher wurde die Schweißung nur bei mittleren Betriebsdrücken angewandt. Mit der Entwicklung der Schweißtechnik und vor allem der Prüfverfahren hat man in letzter Zeit mit Erfolg auch in Höchstdruckanlagen geschweißt. Die ursprünglichen Schwierigkeiten bei der Schweißung von Rohren aus legiertem Werkstoff dürfen jetzt als endgültig überwunden angesehen werden.

Die Schweißung an Höchstdruckleitungen kann natürlich nur erstklassigen Fachfirmen, die über einen Stab entsprechend ausgebildeter und geprüfter Schweißer verfügen, anvertraut werden. Die Arbeit des

Schweißers muß dauernd überwacht und geprüft werden, um das Moment der menschlichen Unzulänglichkeit soweit wie möglich auszuschalten.

Für die Betriebsicherheit der Schweißung ist es wichtig, daß schon bei der Planung der Rohrleitung die günstigste Lage der Rundnähte nach Maßgabe der Rohrlängen festgelegt wird. Die Anordnung soll so getroffen werden, daß die Schweißungen möglichst nicht durch hohe zusätzliche Biegungsspannungen beansprucht werden. Auch eine schwingungsfreie Lagerung der Rohre ist wichtig.

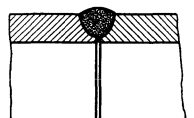


Abb. 134. Tulpenförmige Ausbildung der Schweißnaht.

Die Ausführung der Naht selbst erfolgt zumeist unter Verwendung der sogenannten „Tulpenform“ gemäß Abb. 134. Bei kleineren Wandstärken werden die Rohre auch mit um etwa 45° abgeschrägten Enden zusammenschweißt.

Grundlegende Voraussetzung für eine einwandfreie Rundnaht ist ein sorgfältiges Durchschweißen bis zum Grund des Wandquerschnittes. Anderenfalls entstehen im Rohrrinneren äußerst gefährliche Kerben, die zu einem Bruch der Naht führen können, was bei einer Höchstdruckleitung unabsehbare Folgen hätte. Von meiner Firma wurde ein besonderes Höchstdruckschweißverfahren DRGM. entwickelt,



Abb. 135. Röntgenaufnahme einer Höchstdruck-Sonderschweißnaht.

welches dem Schweißer ein vollkommenes, lückenloses Durchschweißen gestattet, ohne daß sich im Innern des Rohres unerwünschte „Schweißbärte“ bilden. Dieses Verfahren hat noch dazu den kaum abzuschätzenden Vorteil, daß sich auf der Innenseite der Rohrwand eine richtige Schweißraupe bildet, so, als ob das Rohr von innen nachgeschweißt worden wäre. Das Schliffbild einer solchen Schweißung zwischen zwei Rohren ist in Abb. 135 gezeigt.

Um eine höhere Sicherheit der Rundnaht zu bekommen, werden die zusammenschweißenden Rohrenden vorteilhaft verstärkt ausgeführt. Dadurch verringert sich die spezifische Beanspruchung in der Schweißung um das Maß der Anstauchung (Abb. 136). Beinahe noch wichtiger ist die Fernhaltung der für die Schweißnaht so gefährlichen Biegungsspannungen, was durch die Endenverstärkung der Rohre ebenfalls erreicht wird.

Eine andere Sicherung der Höchstdruck-Schweißnaht, die allen Anforderungen gerecht wird, ist bis heute noch nicht gefunden. Stege, Laschen oder Schrumpfhülsen usw. zur Sicherung sind bei Höchstdruck-Heißdampfleitungen unzweckmäßig und können im Gegenteil zu hohen zusätzlichen Wärmespannungen Anlaß geben. Die beste Sicherung ist eine einwandfrei hergestellte Schweißung selbst. Die Erfahrungen der letzten Jahre haben auch gezeigt, daß eine ausreichende Betriebssicherheit der Schweißnähte durch tadellose Herstellung derselben durchaus möglich ist. (Siehe auch Vortrag von Prof. M. Ulrich auf der schweißtechnischen Fachsitzung der VDI-Hauptversammlung 1938 in Stuttgart.)



Abb. 136. Schweißverbindung mit angestauchten Rohrenden und Einlegering.

Für die Prüfung der Schweißer und die laufende Überwachung ihrer Arbeit stellt die zerstörungsfreie Untersuchung mittels Röntgenstrahlen ein wichtiges Hilfsmittel dar. Damit können etwaige Schweißfehler, wie Poren, nicht durchgeschweißte Stellen usw. leicht erkannt und gegebenenfalls ausgebessert werden. Wichtig ist vor allen Dingen die Erziehung der Schweißer zur höchsten Zuverlässigkeit, damit sie sich der hohen Verantwortung bei ihrer Arbeit stets bewußt bleiben.

Die Entwicklung der letzten Zeit weist darauf hin, daß die Schweißung im Höchstdruck-Rohrleitungsbau ständig an Umfang und Bedeutung zunimmt. Es sind bereits erfolgreiche Versuche da, auch die Stahlgußformstücke mit den Rohren zu verschweißen, so daß auch an diesen Stellen Flanschverbindungen gespart werden. An sich stünde nichts im Wege, auch die Stahlgußgehäuse der Absperrorgane einzuschweißen, wenn die Frage der auswechselbaren Dichtungsringe restlos gelöst wäre. Da dieses vorläufig noch nicht der Fall ist, muß man notgedrungen den Anschluß der Armaturen mittels Flanschverbindungen vorsehen.

Zur Zeit sind zwei Höchstdruckanlagen für 120 atü 520° C von meiner Firma im Bau, bei welchen der größte Teil der Stahlgußformstücke eingeschweißt wird.

Die Elektroden müssen unter Berücksichtigung der zu verschweißenden Werkstoffe gewählt werden. Die Zusammensetzung der Elektroden ist der Rohrlegierung anzupassen, wobei zu beachten ist, daß sich einzelne Legierungsbestandteile beim Schweißen teilweise verflüchtigen, so daß die Elektrode einen gewissen Überschuß von diesen Teilen aufweisen muß. Auch die Stärke der Elektroden und ihrer Ummantelung spielt hierbei eine wesentliche Rolle. Feste Richtlinien hierüber lassen sich nicht aufstellen.

Beim Verschweißen von Rohren aus legierten Werkstoffen muß die Rundnaht nachträglich unbedingt spannungsfrei gegläht werden. Hierüber bestehen für die einzelnen Werkstoffe bestimmte Richtlinien,

die von dem jeweiligen Lieferwerk anzugeben sind. Das Glühen erfolgt mittels kleiner, zweiteiliger Gas- oder elektrischer Öfen, die um die Naht gelegt werden.

8. Werkstoff für Formstücke und Armaturen.

Während man vor einigen Jahren beim Bau der ersten Hochdruckanlagen die Ansicht vertrat, daß nur geschmiedete Formstücke verwendet werden können, ist man in letzter Zeit fast durchweg wieder zum Stahlguß zurückgekehrt.

Selbstverständlich handelt es sich um Sonderstahlgußsorten, die sich durch besondere Reinheit und Zähigkeit auszeichnen und zur Erhöhung der Festigkeit noch entsprechend mit Molybdän, Chrom oder beiden legiert werden.

Die Eigenschaften einiger Stahlgußsorten sind in nächstehender Zahlentafel 16 angegeben.

Zahlentafel 16.

Stahlgußart	Festig- keit	Deh- nung	Streckgrenze					Dauerstand- festigkeit		
			20°	200°	300°	400°	450°	400°	500°	550°
	kg/mm ²	vH	kg/mm ²					kg/mm ²		
Stahlguß II unlegiert	45	25	22	19	18	16	—	—	—	—
Sonderstg. unlegiert . .	50	28	30	26	25	20	18	19	10	—
Sonderstg. Mo-legiert . .	52	25	31	28	26	25	23	—	16	6
Sonderstg. Cr-Mo-legiert	53	20	30	28	26	25	—	21	16	6

Außer diesen Eigenschaften spielt bei der Beurteilung von Stahlguß die Kerbzähigkeit und der Biegewinkel eine wesentliche Rolle.

Die Stahlgußformstücke dürfen natürlich nur gegläht zum Einbau gelangen, um schädliche Eigenspannungen zu beseitigen. Für die Prüfung der Gefügereinheit und Porenfreiheit des Gusses ist außer der Wasserdruckprobe vor allen Dingen die Petroleumdruckprobe maßgebend. In letzter Zeit gewinnt auch die Röntgenuntersuchung an Bedeutung, seitdem es gelungen ist, auch große beim Stahlguß in Frage kommende Wandstärken zu durchleuchten.

Für die Berechnung der Wanddicke von Stahlgußrohren oder Formstücken gilt grundsätzlich das Normblatt DIN 2412. Die darin angegebenen Zahlen gelten aber für den unlegierten Stahlguß von 45 kg Festigkeit und 22 vH Mindestdehnung.

Bei legierten Stahlgußarten kann man von der Grundformel ausgehen

$$s = s_0 + c = \frac{p \cdot d \cdot S}{200 \cdot \sigma_{\text{str}}} + c \text{ in mm.}$$

Darin bedeuten:

p = Betriebsdruck in atü,

d = lichte Weite in mm,

- S = Sicherheit bezogen auf die Warmstreckgrenze bei der jeweiligen Betriebstemperatur ($S = \text{mind. } 3$),
- σ_{str} = Streckgrenze des Stahlgusses bei $t^\circ \text{C}$ in kg/mm^2 ,
- c = Zuschlag aus Herstellungsrücksichten und zum Ausgleich von Herstellungsungenauigkeiten, wie Kernverlagerung u. dgl.

Der Zuschlag c wird veränderlich gewählt in Abhängigkeit von der theoretischen Wanddicke s_0 , beginnend mit etwa 6 mm bei kleinsten Wanddicken und linear abnehmend bis auf 0 bei Wanddicken von 55 mm und darüber.

Bei der Formgebung sind möglichst Materialanhäufungen an einzelnen Stellen sowie starke Querschnittsunterschiede zu vermeiden. Mit Rücksicht auf geringsten Durchflußwiderstand sind strömungstechnisch günstige Formen mit gut abgerundeten Übergängen zu bevorzugen.

Bei den Flanschen der Formstücke ist darauf zu achten, daß beim Einformen genügend große Steiger an richtiger Stelle angeordnet werden, um sauberen und porenfreien Guß zu erhalten. Die relativ große Materialanhäufung in den Flanschen ist in jedem Falle ungünstig. Schon aus diesem Grunde gewinnen die Versuche zum Einschweißen der Formstücke an Bedeutung, weil der Gußkörper dann wesentlich einfacher wird. Allerdings muß in solchen Fällen ganz besonders hochwertiger und reiner Stahlguß verlangt werden, da die nachträglich sich etwa zeigende Porösität wesentlich unangenehmer ist als bei Flanschformstücken, die man leicht ausbauen kann.

Über die Verwendung der verschiedenen Stahlgußsorten je nach den Betriebsverhältnissen sind zur Zeit beim Normenausschuß ebenfalls Richtlinien in Arbeit.

Auch die zweckmäßigen Schenkellängen der Formstücke sollen gleichzeitig normenmäßig festgelegt werden. Bisher haben sich folgende Schenkellängen für Stahlguß ganz gut bewährt:

Verschiedene Gesichtspunkte können jedoch diese Regel beeinflussen, z. B. die Forderung, daß man die Bolzenschrauben auch auf die Seite der Formstücke herausziehen kann. Dann müssen größere Schenkellängen gewählt werden.

	Bis 40 NW	50–150 NW	Über 150 NW
ND 25	} NW+75 für alle Nennweiten		
ND 40			
ND 64			
ND 100	} NW+100	NW+125	NW+150
ND 160			
ND 250	NW+125	NW+150	NW+200
ND 320	NW+150	NW+200	NW+250

9. Armaturen.

Der Werkstoff für die Gehäuse ist wie bei den Formstücken ebenfalls hochwertiger Stahlguß, der bei hohen Dampftemperaturen mit Molybdän legiert wird. Man hat auch hier die früher bei ganz hohen Drücken einzeln benutzte, aus dem vollen geschmiedete und ausgebohrte Gehäuse-

ausführung zugunsten des Stahlgusses wieder verlassen. Geschmiedete Gehäuse werden nur noch bei ganz kleinen Nennweiten angewandt.

Im Laufe der Jahre sind natürlich für Höchstdruck eine ganze Reihe von Armaturenbauarten geschaffen worden; teils nach den altbewährten Ausführungen für niedere Drücke unter Verwendung hochwertigerer Werkstoffe bei entsprechender Verstärkung der Einzelteile, teils als neuartige Bauarten, bei denen man grundsätzliche Verbesserungen entwickelte.

Nachstehend sollen einige Sonderbauarten, die sich in

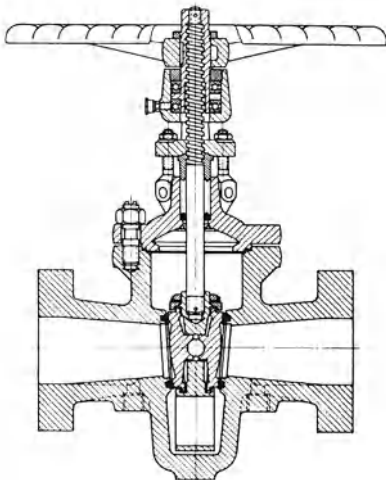


Abb. 137. Sera-K-Schieber von Schäffer & Budenberg.

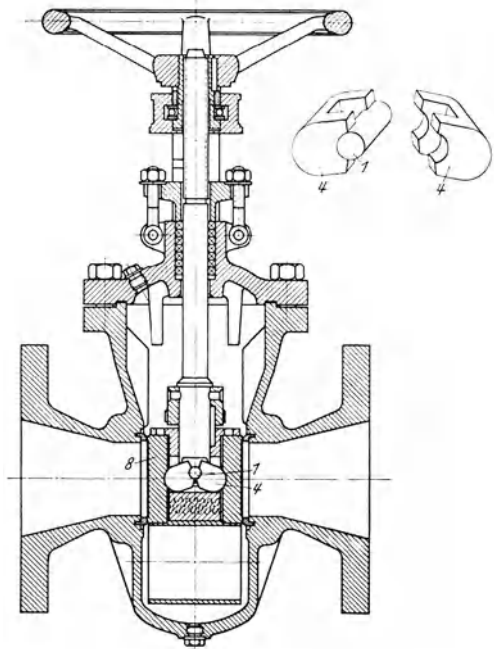


Abb. 138. Borsig-Schieber H.-W.

längerer Betriebszeit in Höchstdruckdampfleitungen bewährt haben, kurz beschrieben werden. In diesem Zusammenhang sind vor allen Dingen die Schieber mit mechanischer Anpressung der Dichtungsplatten im Gegensatz zu den dampfdichtenden Schiebern zu erwähnen. Dadurch werden wesentlich größere Anpreßkräfte erzeugt und eine bessere Abdichtung erzielt. Wichtig ist dabei in erster Linie die Möglichkeit, ein druckloses Gehäuse zu erhalten, wodurch eine Gewähr für einwandfreies Dichten gegeben ist.

Eine im Aufbau sehr einfache Bauart zeigt der Sera-K-Schieber von Schäffer & Budenberg gemäß Abb. 137. Die Anpressung der beweglich gelagerten kreisrunden Platten erfolgt zentral durch eine Druckkugel und beruht auf der Keilwirkung der unter schwacher Neigung zueinander stehenden Gehäusedichtringe. Im Gegensatz zum starren Keilschieber können sich die losen und elastischen Platten allen eventuellen Ver-

verfungen des Gehäuses anpassen. Der Schieber kann ohne Umführung bei den höchsten Drücken und Temperaturen betätigt werden, da die Dichtungsringe aus nahezu diamanthartem Nitrierstahl bestehen.

Der HW-Schieber von Borsig (Abb. 138) bewirkt die Anpressung der ebenfalls losen Platten durch die Kniehebelwirkung der kurzen Gelenkstücke. Dadurch können ebenfalls sehr hohe Dichtkräfte erzielt werden. Die Dichtringe sind wie beim Sera-K-Schieber aus Nitrierstahl.

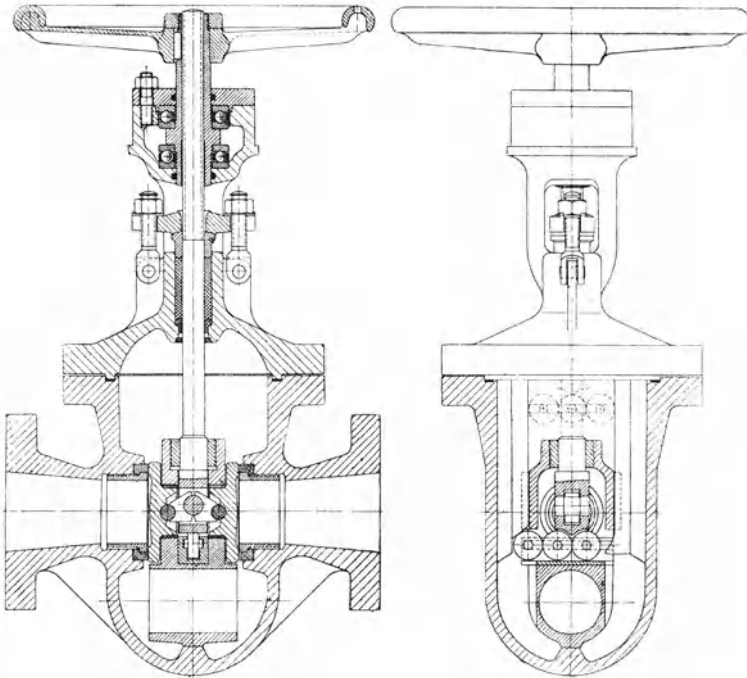


Abb. 139. Babcock-Schieber.

„Babcock-Pressa-Absperrschieber (DRP.) mit mechanisch angepreßten Dichtflächen (Abb. 139). Die Dichtplatten sind in dem Plattenaufnahmestück zentrisch gelagert. Beim Öffnen und Schließen des Schiebers gleiten die Dichtplatten auf den auswechselbaren Gehäuseringen. Da sowohl die Dichtplatten als auch die Gehäuseringe aus verschleißfestem Nitrierstahl hergestellt sind, werden etwa anhaftende Fremdkörper abgeschabt, ohne daß die Dichtflächen hierdurch beschädigt werden.

Um ein vorzeitiges Schließen der Schieber zu verhindern und auch, um die Schieber in jeder Lage einbauen zu können, ist in das Plattenaufnahmestück eine Blockierung eingebaut. Durch diesen Umstand entstehen beim Öffnen und Schließen durch die Blockierung keine zu-

sätzlichen Reibungen zwischen dem beweglichen Teil und dem Gehäuse. So ist auch bei den höchsten Temperaturen und Drücken ein leichter

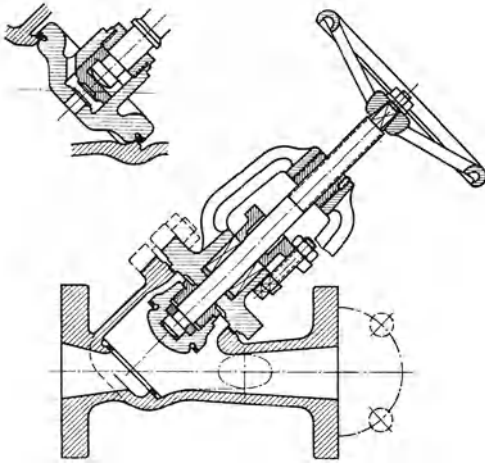


Abb. 140. Panzer-Freiluftventil von Amag-Hilpert.

Gang der Schieber gewährleistet. Der in Mitteldruckanlagen viel verwendete Fischbachschieber wird für Höchstdruckanlagen nicht gebaut, da seine Ausführung zu teuer wäre. Für kleinere Nennweiten haben sich das Panzerfreiluftventil nach Abb. 140 und das Rheiventil nach Abb. 141 gut bewährt. Ersteres zeichnet sich vor allem durch seine widerstandsgeringe Form und durch die auflegierten verschleißfesten und korrosionsbeständigen Dichtungsringe im Kegel und Gehäuse aus. Auch das Rheiventil besitzt eine strömungstechnisch weit günstigere Form, als die alte Bauart des Normalventils. Für ganz kleine Nennweiten werden diese Ventile zweckmäßig geschmiedet geliefert.

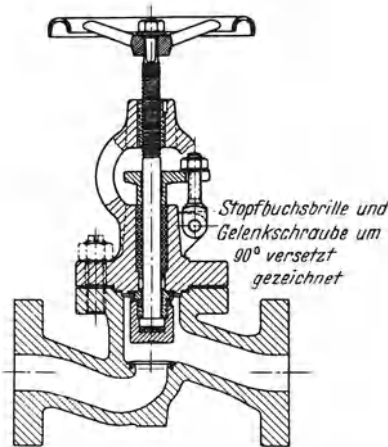


Abb. 141. Hochdruck-Rheiventil von Schäffer & Budenberg.

Das Rheiventil kann neuerdings auch für größere Nennweiten in Hochdruckleitungen verwendet werden. Um die notwendigen hohen Anpreßkräfte zu erzielen, wird die Kniehebelwirkung eines sogenannten Scherenaufsatzes gemäß Abb. 142 benutzt. Die Wirkungsweise geht aus der Abbildung ohne weiteres hervor. Eine neue Bauart stellt der aus dem Absperrhahn entwickelte Behaschieber (Abb. 143) dar. Durch eine sinnreiche Einrichtung wird das Küken beim Öffnen zunächst angepumpt, dann um 90° gedreht und zum Schluß wieder fest auf seinen Sitz gedrückt. Beim Rechtsdrehen des Handrades zum Schließen erfolgt der Vorgang in gleicher Weise. Diese Bauart ist vereinzelt auch schon in Hochdruckdampfleitungen vertreten.

Alle diese Armaturen können auch für Fernbedienung mittels Gestänge und Flursäule, gegebenenfalls auch mit elektrischem Antrieb ausgeführt werden.

Die Dichtungsgarnitur der Schieber muß unbedingt aus korrosionsbeständigen und möglichst verschleißfesten Sonderstählen gefertigt werden. Häufig wird dazu nitrierter Stahl benutzt. Auch die Spindel wird zweckmäßig aus nitriertem Stahl hergestellt, gehärtet und poliert. Zwecks leichter Betätigung sind für die Führung der Spindel axiale und radiale Kugellager zu empfehlen.

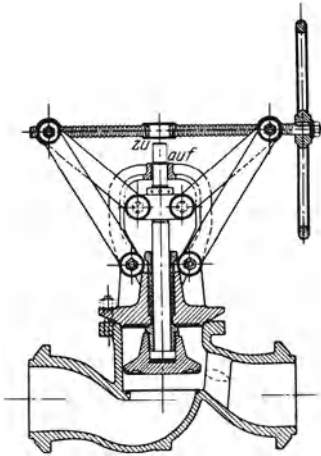


Abb. 142.
Hochdruck-Rheilvertil mit Scherenaufsatz.

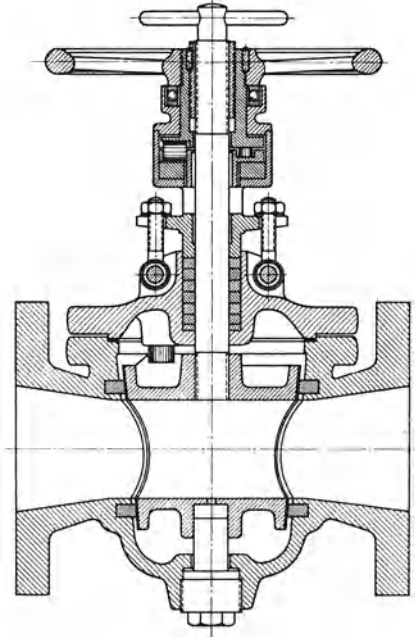


Abb. 143. Beha-Hochdruckhahn von
Buschbeck & Hebenstreit.

10. Wasserabscheider und Entwässerung.

Die Frage der Notwendigkeit von Wasserabscheidern bei den hohen Überhitzungen ist auch heute noch sehr umstritten, da im Normalbetrieb die Dampfeuchtigkeit äußerst gering ist und beim eventuellen Überspeisen der Kessel die Wasserabscheider doch nicht in der Lage sind, die großen, plötzlich anfallenden Wassermengen abzuleiten.

Meistens werden die Wasserabscheider für Höchstdruck verhältnismäßig klein ausgeführt und stellen häufig nur ein Formstück mit Wasser sack dar, zur Aufnahme der vor den Turbinen erforderlichen Dampfsiebe.

Für Höchstdruckanlagen wird die nahtlos geschmiedete und hohlgebohrte Ausführung bevorzugt.

Ein Beispiel eines solchen Wasserabscheiders ist in Abb. 144 gegeben. Der Dampfeintritt erfolgt hier seitlich und tangential, wodurch ein geringerer Widerstand und sehr gute Wasserabscheidung erreicht wird. Nach Durchströmen des Siebes tritt der Dampf oben aus dem Halsstutzen aus.

Für die freie Handentwässerung werden zweckmäßig zwei Ventile hintereinander geschaltet. Das eine Ventil dient zur Absperrung, das andere zur Drosselung. Für die selbsttätige Druckentwässerung konnten sich bei hohen Drücken die bekannten Kondensstöpfe nicht einbürgern. Die Abdichtung machte Schwierigkeiten. Man hat daher in letzter Zeit auch hier 2 Absperrventile hintereinander angeordnet, von denen das zweite eine ganz kleine Bohrung durch den Kegel besitzt. Beim Anwärmen der Dampfleitung werden beide Ventile geöffnet, um die großen Kondensatmengen abzuführen. Nachher wird das zweite Ventil geschlossen, und es kann das dann noch etwa anfallende Kondensat durch die Bohrung abfließen. Der störungsfreie Betrieb und die kaum nennenswerte Wartung dieser Einrichtung wiegt etwaige geringe Dampfverluste unbedingt auf.

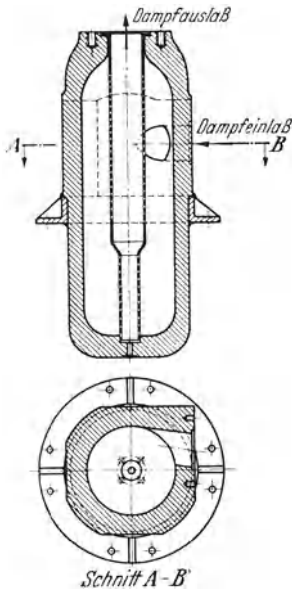


Abb. 144. Geschmiedeter Hochdruck-Wasserabscheider mit Dampfsieb.

11. Unterstützungen.

Diese müssen natürlich besonders kräftig ausgeführt sein. Vor allen Dingen ist die Anordnung so zu wählen, daß die Hochdruckdampfleitung sich ungehindert und möglichst ohne Widerstand ausdehnen und verschieben kann. Wird diese Bedingung nicht beachtet, so treten bedeutend höhere Beanspruchungen in den Rohren auf, als rechnerisch festgelegt wurde. Bei der Ausführung handelt es sich zumeist um Sonderbauarten, die zum Teil federnd oder mittels Hebel und Gegengewicht ausgeglichen, hergestellt sind.

Von der richtigen Wahl und Anordnung der Festpunkte hängt die Elastizität der Leitung und mithin ihre Betriebssicherheit ab. Diese Frage muß daher unbedingt im Zusammenhang mit der statischen Berechnung der Rohrleitung geprüft werden.

Einzelne Normal- und Sonderbauarten sind in Abschnitt III/D 2 beschrieben.

12. Geräuschkämpfung.

Die Geräuschkämpfung in Rohrleitungen beschränkt sich zumeist auf die Wahl entsprechender Geschwindigkeiten und praktisch schwingungsfreie Lagerung der Leitungen. Viele Krümmungen, Abzweigstücke und Absperrorgane erschweren die Lärmabwehr. Regler, die mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten arbeiten müssen, wie z. B. Reduzierventile, werden zweckmäßig etwas abseits von den Bedienungsräumen aufgestellt.

In dem Buch „Schalldämpfer für Rohrleitungen“ von M. Bentele¹ wird dieses Gebiet ausführlich behandelt.

¹ VDI-Verlag Berlin 1938.

13. Beispiel der Berechnung einer Hochdruckanlage.

Es sei eine Hochdruckanlage gemäß Abb. 145 mit 8 Kesseln zu je 50 t/h Leistung und 4 Hochdruck-Gegendruckturbinen für je 100 t/h Dampfdurchsatz zu entwerfen und durchzurechnen.

Die Betriebsverhältnisse am Überhitzeraustritt sind: Dampfdruck 70 atü, Dampftemperatur 475° C.

Einen für diesen Fall gut geeigneten Schaltungsplan stellt die Gruppenschaltung nach obenstehender Abb. 145 dar. Jeder Turbine sind 2 Kessel zugeordnet. Für gelegentliches Überkreuzfahren sind

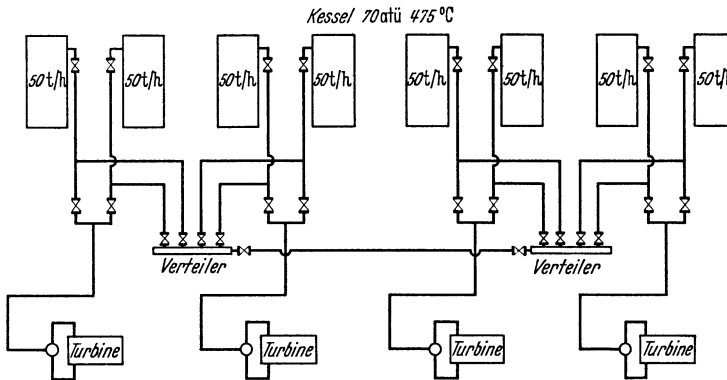


Abb. 145. Schaltbildbeispiel einer Hochdruckanlage.

2 Sammler vorgesehen, die durch eine Ausgleichsleitung miteinander verbunden sind.

Die normalerweise parallel zu den Turbinen geschalteten Druckminderanlagen sind nicht besonders dargestellt.

Nachdem die Schaltung festliegt, sollen die Rohrdurchmesser bestimmt werden.

Das spezifische Dampfgewicht beträgt

$$\gamma = 21,6 \text{ kg/m}^3 \text{ bei } 70 \text{ atü } 475^\circ \text{ C.}$$

Es sei eine Dampfgeschwindigkeit von 40 m/s zugelassen. Aus Gl. (8a) folgt nach Umformung:

$$d = \sqrt{\frac{354 \cdot G}{\gamma \cdot w}} = \sqrt{\frac{354 \cdot 50000}{21,6 \cdot 40}} = 143 \text{ mm,}$$

gewählt 150 NW

sowie für die Turbinenhauptleitung:

$$d = \sqrt{\frac{354 \cdot 100000}{21,6 \cdot 40}} = 202 \text{ mm,}$$

gewählt 200 NW.

Die Ausgleichsleitung wird ebenfalls mit 200 NW ausgeführt.

Berechnung der Rohrabmessungen.

Für eine Dampftemperatur von 475° C muß ein warmfester Sonderstahl gewählt werden, z. B. ein Cu-Mo-Stahl mit 45/55 kg Festigkeit.

Die Streckgrenze $\sigma_{\text{str}} = 16 \text{ kg/mm}^2$ }
und die Dauerstandfestigkeit $\sigma_D = 13 \text{ kg/mm}^2$ } bei 475° C.

Bei einer Sicherheit von 1,85 gegenüber der Dauerstandfestigkeit ergibt sich nach Gl. (77) für 150 NW:

$$s = \frac{70 \cdot 150 \cdot 1,85}{200 \cdot 13} + 25 \text{ vH} = 7,5 + 25 \text{ vH} = \text{rd. } 9,5 \text{ mm}$$

und für 200 NW:

$$s = \frac{70 \cdot 200 \cdot 1,85}{200 \cdot 13} + 25 \text{ vH} = 10 + 25 \text{ vH} = 12,5 \text{ mm.}$$

Der Zuschlag von 25 vH berücksichtigt die größtmögliche Minustoleranz (nach DIN 1629 beträgt diese bis 20 vH). Auf Grund des Zuschlages von 25 vH ist ein weiterer Zuschlag c für Abrosten unnötig.

Die Rohrabmessungen sind also:

150 NW	200 NW
$D = 165 \text{ mm}$	$D = 228 \text{ mm}$
$s = 9,5 \text{ mm}$	$s = 12,5 \text{ mm}$
$d = 146 \text{ mm}$	$d = 203 \text{ mm}$
$J = 1410 \text{ cm}^4$	$J = 4920 \text{ cm}^4$

An der Turbine soll noch ein Druck von 67 atü herrschen. Es soll jetzt geprüft werden, ob der Druckverlust in der Leitung dieser Bedingung genügt.

Aus Abb. 88 ermittelt man die Zähigkeit des Heißdampfes zu

$$\eta = 2,47 \cdot 10^{-6} \text{ kg s/m}^2 \text{ bei } 70 \text{ atü } 475^\circ \text{ C.}$$

Die Reynoldssche Zahl folgt nach Gl. (11a) für $G = 50 \text{ t}$ und $d = 150 \text{ NW}$

$$Re = \frac{0,036 \cdot 50 \cdot 10^3}{0,146 \cdot 2,47} = 4\,990\,000$$

und für $G = 100 \text{ t}$ und $d = 200 \text{ NW}$

$$Re = \frac{0,036 \cdot 100 \cdot 10^3}{0,203 \cdot 2,47} = 7\,180\,000.$$

Aus Abb. 89 folgt die Reibungszahl

$$\begin{aligned} \text{für } 150 \text{ NW } \lambda &= \text{etwa } 0,0137 \\ \text{für } 200 \text{ NW } \lambda &= \text{etwa } 0,0132. \end{aligned}$$

Die Leitungslänge vom Kesselschieber bis zum Vereinigungspunkt c der beiden Kesselleitungen beträgt:

$$L_g = 32 \text{ m (150 NW).}$$

Einzelwiderstände

2 Schieber je 0,25	0,50
2 Bogen 90° R = 5 NW je 0,12	0,24
1 T-Stück	1,50
1 Krümmer 90° (halbes Hosenrohr)	0,28
$\Sigma \zeta = 2,52$	

Nach Gl. (34) folgt die gleichwertige Rohrlänge

$$L_{\zeta} = \zeta \cdot \frac{d}{1000 \cdot \lambda} = 2,52 \cdot \frac{146}{1000 \cdot 0,0137} = 27 \text{ m.}$$

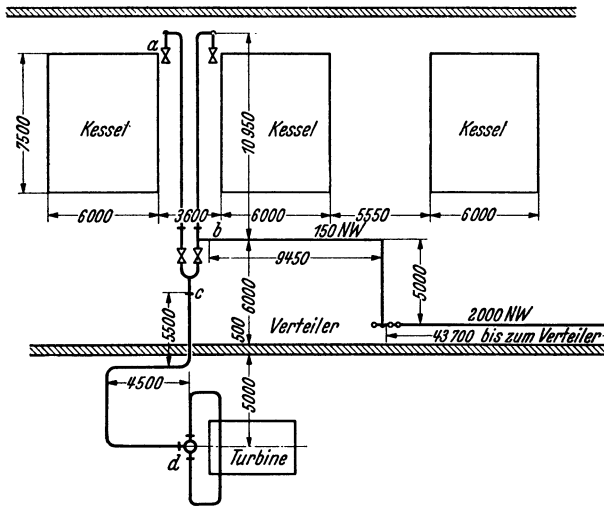


Abb. 146. Rohrführung einer Hochdruckanlage (Berechnungsbeispiel).

Gesamtlänge $L = L_g + L_{\zeta} = 59 \text{ m (150 NW)}$.

Der Druckverlust ist dann nach Gl. (50)

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= 71 \left[1 - \sqrt{1 - 1275 \cdot 0,0137 \cdot \frac{50^3 \cdot 10^6 \cdot 59}{146^5 \cdot 71 \cdot 21,6}} \right] = \\ &= 71 \left[1 - \sqrt{1 - 0,0254} \right] = 0,9 \text{ at.} \end{aligned}$$

An der Vereinigungsstelle c besteht also ein Druck von

$$p' = p_1 - \Delta p = 70,1 \text{ ata.}$$

Der Temperaturabfall kann hier vernachlässigt werden, da er, wie man sich selbst leicht überzeugen kann, verschwindend gering ist.

Der neue Dampfzustand ist also

$$\begin{aligned} p'_1 &= 70,1 \text{ ata} & \gamma &= 21,3 \text{ kg/m}^3 \\ t_1 &= 475^\circ \text{ C.} \end{aligned}$$

Die gerade Leitungslänge bis zum W.A. vor der Turbine ermittelt man aus Abb. 146.

$$L_g = 19 \text{ m (200 NW)}.$$

Einzelwiderstände:

1 T-Stück (Hosenrohr) etwa 1,8

3 Bogen 90° ($R = 5 \text{ NW}$) je 0,12 . . 0,36

1 Wasserabscheider mit Sieb geschätzt 5,00

$$\Sigma \zeta = 7,16$$

$$L = 7,16 \frac{203}{1000 \cdot 0,0132} = 110 \text{ m,}$$

$$L = L_y + L_z = 129 \text{ m (200 NW)}$$

$$\begin{aligned} \Delta p_2 &= 70,1 \left[1 - \sqrt{1 - 1275 \cdot 0,0132 \frac{100^2 \cdot 10^6 \cdot 129}{203^5 \cdot 70,1 \cdot 21,3}} \right] = \\ &= 70,1 \left[1 - \sqrt{1 - 0,0423} \right] = 1,51 \text{ at.} \end{aligned}$$

Danach kann der Druckverlust in dem letzten Bogen 150 NW vor der Turbine geschätzt werden

$$\Delta p_3 = \text{etwa } 0,4 \text{ at.}$$

Der Gesamtdruckverlust bis zur Turbine ist also

$$\Delta p = 0,9 + 1,51 + 0,4 = \text{rd. } 2,8 \text{ at.}$$

Folglich der Druck vor der Turbine:

$$p_2 = p_1 - \Delta p = 70 - 2,8 = 67,2 \text{ atü,}$$

d. h. die Leitung reicht aus.

Beim Überkreezfahren muß man sich mit einem höheren Druckabfall abfinden, was ja auch nur als Notzustand anzusehen wäre.

Festigkeitsberechnung.

a) Bogen vom Kessel bis zum Hosenrohr ist in Abb. 147 dargestellt. Die Eigenschaften des Rohrwerkstoffes sind bei 475°C gemäß Abb. 99 und 100:

Wärmedehnung $\alpha = 0,76 \text{ cm/m}$,
Elastizitätsmodul $E = 1,62 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$.
Unter Benutzung der Abb. 106 erhält man für

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{18500}{10600} = 1,75$$

folgende Werte:

$$\begin{aligned} A_0 &= 42 & a &= 465 \\ H_0 &= 16 & b &= 302. \end{aligned}$$

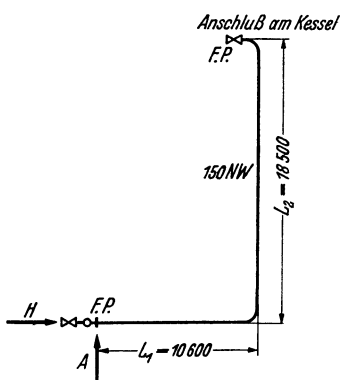


Abb. 147. Kesselanschlußleitung (Festigkeitsberechnung).

Die Umrechnungszahl für Cu-Mo-Stahl und 475°C ist nach Abb. 107

$$c = 1,35.$$

Die Kräfte nach Gl. (82) und (82 a)

$$A = c \cdot A_0 \cdot \frac{J}{L^2} = 1,35 \cdot 42 \frac{1410}{29,1^2} = 95 \text{ kg}$$

$$H = c \cdot H_0 \cdot \frac{J}{L^2} = 1,35 \cdot 16 \frac{1410}{29,1^2} = 36 \text{ kg}$$

und die Biegungsspannungen nach Gl. (81) und (81 a) für Punkt I:

$$\sigma_b = c \cdot a \frac{D}{L} = 1,35 \cdot 465 \frac{0,165}{29,1} = 3,56 \text{ kg/mm}^2,$$

für Punkt II:

$$\sigma_b = c \cdot b \frac{D}{L} = 1,35 \cdot 302 \frac{0,165}{29,1} = 2,31 \text{ kg/mm}^2.$$

Diese Spannungen sind durchaus zulässig.

Der Bogen vom Hosenrohr zum Wasserabscheider ist elastisch genug, wie man sich selbst leicht überzeugen kann. (Aus der Abb. 8

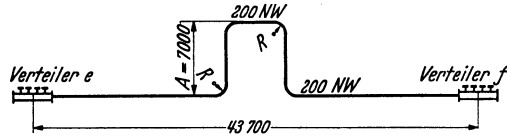


Abb. 148. Ausgleichsleitung der Sammler (Festigkeitsberechnung).

gemäß v. Jürgenson [142] ergibt sich $\sigma_b = 1,35 \cdot 3,5 = 4,75 \text{ kg/mm}^2$.)

b) Der U-Bogenausgleicher in der Ausgleichsleitung zwischen den beiden Verteilern ist in Abb. 148 dargestellt.

Für die Berechnung dieses U-Ausgleichers nimmt man zunächst die Abb. 102 und 103 für Lyrabogen zu Hilfe. Daraus ermittelt man bei

$$A = 7000 \text{ mm}, \quad R = 5 \cdot \text{NW} = 1000 \text{ mm},$$

d. h.

$$\frac{A}{R} = \frac{7000}{1000} = 7$$

und

$$\Delta_H = 43,7 \cdot 0,76 = 33,2 \text{ cm}$$

bzw. = 16,6 cm bei 50 vH Vorspannung.

$$C_1 = 2,65 \text{ und } C_2 = 0,98.$$

Nach Gl. (79) und (80) folgt

$$\sigma_b = \frac{1,62 \cdot 10^6 \cdot 22,8}{10^3} \cdot \frac{16,6}{7^2 \cdot 2,65} = 4,72 \text{ kg/mm}^2.$$

Auch diese Beanspruchung liegt in zulässigen Grenzen. Die Reaktionskraft ist

$$H = \frac{1,62 \cdot 10^6 \cdot 4920}{10^3} \cdot \frac{16,6}{7^3 \cdot 0,98} = 394 \text{ kg}.$$

c) Der Bogen von der Kesselstichleitung zum Verteiler gemäß Abb. 149 stellt ein räumliches System dar. Hierfür soll der Berechnungsvorschlag von Mitchell [144] benutzt werden.

Man zeichnet maßstäblich die Aufsicht auf den Bogen mit der Linie $x-x$ gemäß Abb. 150. Dann zeichnet man, wie gezeigt, die Ansicht des Bogens, wobei der Schenkel L_2 und die Verbindungslinie der Festpunkte $x-x$ in ihrer wahren Länge erscheinen. Schließlich muß noch eine dritte Projektion gezeichnet werden, die wieder die Achse $x-x$ in ihrer wahren Länge enthält.

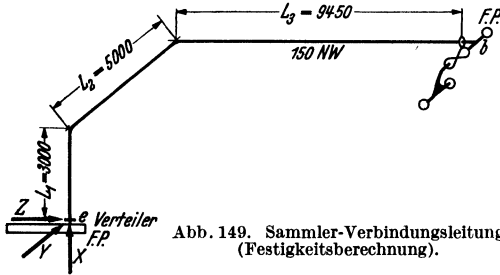


Abb. 149. Sammler-Verbindungsleitung (Festigkeitsberechnung).

Auf Grund der 2. und 3. Projektion wird in diesen beiden die neutrale Linie durch den Schwerpunkt parallel zur Achse $x-x$ festgelegt. Die

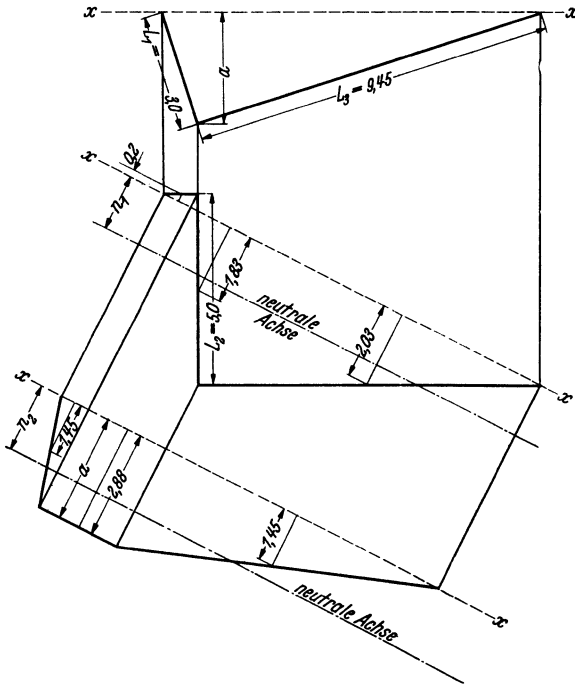


Abb. 150. Berechnung eines räumlichen Bogens.

Abstände n_1 und n_2 ermitteln sich wie folgt:

$$n_1 = \frac{3 \cdot 0,2 - 5 \cdot 1,83 - 9,45 \cdot 2,03}{3 + 5 + 9,45} = \frac{-27,75}{17,45} = -1,49 \text{ m,}$$

$$n_2 = \frac{3 \cdot 1,45 + 5 \cdot 2,88 + 9,45 \cdot 1,45}{3 + 5 + 9,45} = \frac{32,45}{17,45} = 1,86 \text{ m.}$$

Diese neutrale Linie geht also durch den Schwerpunkt jeder der beiden Ansichten. Die Rohrschenkel müssen aber in ihrer wahren Länge in die Berechnung eingesetzt werden.

Jetzt werden die Momentenflächen über der wahren gestreckten Rohrlänge gezeichnet, wie es Abb. 151 zeigt.

Die Momente werden als Ordinaten senkrecht zur gestreckten Länge aufgetragen. Wo die neutrale Achse irgendeinen Schenkel schneidet, ist das Moment gleich Null. Dieser Punkt muß in seiner wahren Lage eingetragen werden. Die Momentenordinate irgendeines Punktes ermittelt

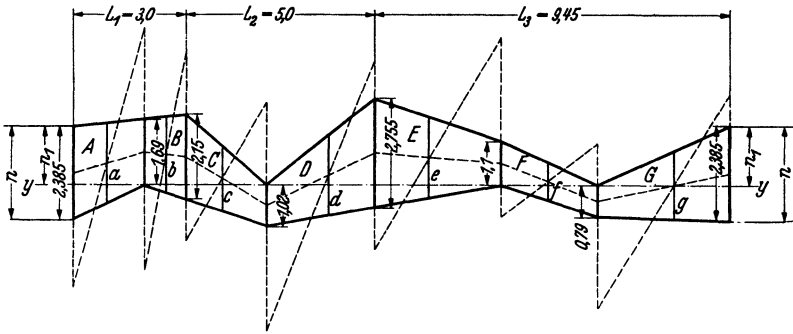


Abb. 151. Berechnung eines räumlichen Bogens (Momentenplan).

man als Hypotenuse eines rechtwinkligen Dreiecks, dessen Kathete von den Abständen dieses Punktes von der neutralen Achse gebildet werden, d. h.

$$n = \sqrt{n_1^2 + n_2^2} \text{ usw.}$$

Die so gebildete Momentenfläche wird in eine passende Anzahl von Trapezen eingeteilt und die Flächen berechnet.

Momentenflächen.

$$A = 0,5 \cdot (2,385 + 1,69) \cdot 1,94 = 3,95 \text{ m}^2$$

$$B = 0,5 \cdot (1,69 + 2,15) \cdot 1,06 = 2,04 \text{ m}^2$$

$$C = 0,5 \cdot (2,15 + 1,02) \cdot 2,15 = 3,41 \text{ m}^2$$

$$D = 0,5 \cdot (1,02 + 2,755) \cdot 2,85 = 5,38 \text{ m}^2$$

$$E = 0,5 \cdot (2,755 + 1,1) \cdot 3,36 = 6,47 \text{ m}^2$$

$$F = 0,5 \cdot (1,1 + 0,79) \cdot 2,56 = 2,42 \text{ m}^2$$

$$G = 0,5 \cdot (0,79 + 2,385) \cdot 3,53 = 5,60 \text{ m}^2.$$

Bestimmt man dann, wie in Abb. 151 gezeigt, die Schwerpunkte für jedes Trapez und greift die durch den Schwerpunkt gehenden Momentenordinaten ab, so bekommt man

$$a = 2,06 \text{ m}, b = 1,94 \text{ m}, c = 1,66 \text{ m}, d = 2,0 \text{ m}, e = 2,05 \text{ m}, f = 0,96 \text{ m}, \\ g = 1,75 \text{ m}.$$

Dann berechnet man

$$M = A \cdot a + B \cdot b + C \cdot c + D \cdot d \text{ usw.}$$

$$M = 3,95 \cdot 2,06 + 2,04 \cdot 1,94 + 3,41 \cdot 1,66 + 6,47 \cdot 2,05 + 2,42 \cdot 0,96 + 5,6 \cdot 1,75 = 53,88 \text{ m}^3.$$

Die Entfernung zwischen den Festpunkten beträgt:

$$L_0 = \sqrt{L_1^2 + L_2^2 + L_3^2} = 11,1 \text{ m}.$$

Die Wärmedehnung ist

$$\Delta = 0,76 \cdot 11,1 = 8,44 \text{ cm ohne Vorspannung}$$

bzw. = rd. 4,2 cm bei 50 vH Vorspannung.

Mit $E = 1,62 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$ ist die Gesamtkraft

$$P = \frac{\Delta \cdot E \cdot J}{10^6 \cdot M} = \frac{4,2 \cdot 1,62 \cdot 10^6 \cdot 1410}{10^6 \cdot 53,88} = 178 \text{ kg},$$

und da aus dem Momentenschaubild der größte Hebelarm

$$a_{\max} = 2,755 \text{ m ist,}$$

wird die größte Biegungsspannung in diesem Punkt

$$\sigma_{b_{\max}} = \frac{P \cdot a_{\max} \cdot D}{200 \cdot J} = \frac{178 \cdot 275,5 \cdot 16,5}{200 \cdot 1410} = 2,87 \text{ kg/mm}^2.$$

Diese Biegungsspannung ist ebenfalls zulässig.

Damit ist ein ausführliches Beispiel für die wichtigsten Gesichtspunkte und Berechnungen bei der Planung einer Hochdruckanlage gegeben.

Die Berechnung einer Flanschverbindung wurde schon im Abschnitt F/3 ausführlich behandelt.

III. Beschreibung allgemeiner Bauteile.

A. Rohre und deren Herstellung.

1. Gußeiserne Rohre.

Gußeiserne Rohre und Formstücke finden für Wasser- und Gasleitungen und in chemischen sowie andere Industriezweigen für die verschiedensten Produkte Verwendung, und zwar als Muffen- und Flanschenrohre für geringe Betriebsdrücke. Die Herstellung der Rohre und Formstücke erfolgt in Sandformen, seit mehr als 10 Jahren werden aber auch Muffenrohre liegend im Schleuderverfahren hergestellt. Ein Nachteil ist, daß gußeiserne Rohre zur Zeit nicht über 5 m Länge ausgeführt werden können.

Das DIN-Blatt 2420 behandelt die technischen Lieferbedingungen für gußeiserne Rohre und Formstücke, während DIN 2430 die Kurzzeichen für gußeiserne Formstücke bringt. Über gußeiserne Flanschenrohre gibt DIN 2422 und über die Flanschen selbst DIN 2532 Aufschluß. Für Sandguß-Muffendruckrohre und Formstücke gelten DIN 2432, 2437 und 2830 bis 2839. Im Schleuderguß hergestellte Muffendruckrohre

(DIN 2431) werden neuerdings aus Gründen der Werkstoffersparnis in zwei verschiedenen Wandstärken ausgeführt:

Klasse A als dünnwandige Rohre bis 10 at.

Klasse B bis 16 at Betriebsdruck, letztere entsprechend der Normalwandstärke der Flanschenrohre; für Betriebsdrücke über 16 at werden die Wanddicken verstärkt.

2. Stahlgußrohre

werden nur in kurzen Längen für Sonderzwecke hergestellt; das Hauptgebiet sind Stahlgußformstücke für hohe und höchste Drücke.

3. Stahlrohre.

In Übereinstimmung mit dem Standpunkt des Normenausschusses der Deutschen Industrie wird alles ohne Nachbehandlung schmiedbare Eisen als Stahl bezeichnet; wenn also von Stahlrohr die Rede ist, so sind darin auch die früher als schmiedeeiserne oder flußeiserne bezeichneten Rohre enthalten.

Im ersten Teil dieses Buches wurde in einzelnen Abschnitten bereits auf die verschiedenen Vorteile der Stahlrohre gegenüber solchen aus Gußeisen hingewiesen. Zusammenfassend kann gesagt werden, daß fast für alle Verwendungszwecke das geringere Gewicht, die bedeutend größere Sicherheit gegen Bruch, die auch bei Verlegung im Erdreich eine Rolle spielt, und die einfache Art, wie durch Feuer-, autogenes oder elektrisches Schweißen im Werk oder auf der Baustelle, Verbindungen oder Abzweigungen in vollkommener Dichtigkeit und Festigkeit hergestellt werden können, dem Stahlrohr den Vorrang verschafften. Der Vorteil großer Herstellungslängen bei Stahlrohren mit 8 bis 16 m und mehr (Gußrohr höchstens 5 m) verbunden mit der Schweißbarkeit ermöglicht z. B., daß Ferngas- und andere Leitungen endlos geschweißt werden können, so daß Flanschverbindungen nur an Armaturen und Meßapparaten usw. verbleiben.

Verhältnismäßig lange hat man Gußrohre bevorzugt in den Fällen verwendet, wo Korrosion befürchtet wurde. Die Vervollkommnung der Schutzverfahren am Stahlrohr und an dessen Rohrverbindungsstellen hat aber den früheren Vorzug der Gußrohre auch ausgeglichen; das z. B. in heißes Bitumen getauchte (oder im Rohrinneeren sogar mit 1 bis 4 mm starker Bitumenausschleuderung versehene) und mit in gleicher Weise getauchtem Jute- oder Wollfilzband spiralförmig umwickelte Stahlrohr ist dem Gußrohr korrosionstechnisch überlegen. Eine ausführliche Behandlung der Schutzverfahren ginge über den Rahmen dieses Buches. Je nach den Wasser- und Bodenverhältnissen muß die Fachfirma nach ihren Erfahrungen die zweckentsprechende Isolierung der Rohre vorsehen. Erwähnt sei noch, daß für Sonderzwecke

in der chemischen Industrie auch eine innere Gummierung der schmiedeeisernen Rohre und Formstücke vorgenommen wird.

Schriftumsangaben über Korrosionsschutz sind am Schluß des Buches zu finden.

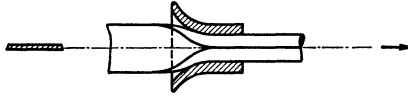


Abb. 152. Stumpfschweißung durch Ziehen.

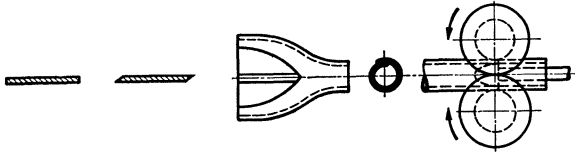


Abb. 153. Überlappte Schweißung durch Walzen.

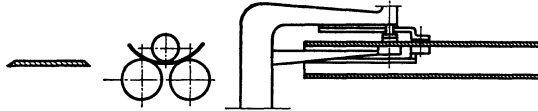


Abb. 154. Feuer- bzw. Wassergas-Preßschweißung.

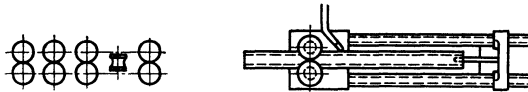


Abb. 155. Gasschmelzschweißung.

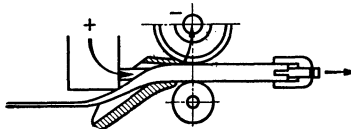


Abb. 156. Elektrische Schweißung.

Bei der Herstellung von Stahlrohren werden zwei Gruppen unterschieden:

1. Rohre mit Längsnaht,
2. Rohre ohne Längsnaht (nahtlose Rohre).

Zu den ersteren gehören geschweißte, genietete, gelötete und gefaltete Rohre. Es sollen hier jedoch nur die Herstellungsverfahren geschweißter und nahtloser Rohre besprochen werden.

Geschweißte und nahtlose Rohre werden heute fast ausschließlich nur noch aus Flußstahl und nicht mehr aus Schweißbeisen gefertigt.

Geschweißte Rohre. Die Herstellungsverfahren für geschweißte Rohre sind folgende:

1. Stumpfschweißung durch Ziehen (Abb. 152).
2. Überlappte Schweißung durch Walzen (sogenannte Patentschweißung) (Abb. 153).
3. Feuer- bzw. Wassergaspreßschweißung (Abb. 154).

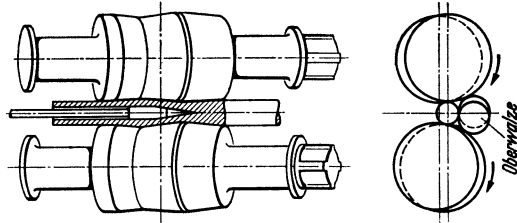


Abb. 157. Schrägwalzwerk.

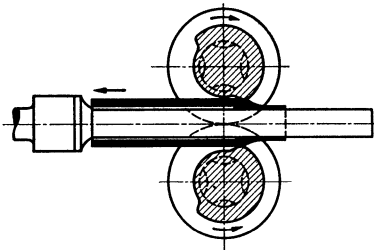


Abb. 158. Pilgerschritt-Walzwerk.

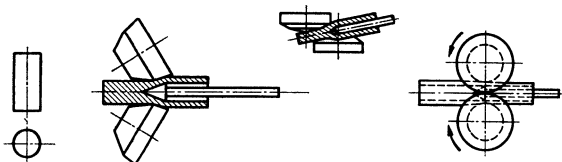


Abb. 159. Stiefelverfahren mittels Schräg- und Duowalzwerk.

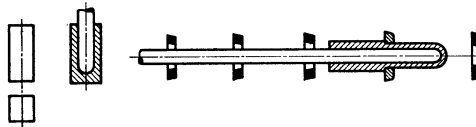


Abb. 160. Ehrhardt-Verfahren mittels Loch- und Ziehpresse.

4. Gasschmelzschweißung (Abb. 155).
5. Elektrische Schweißung (Abb. 156).

Nahtlose Rohre. Nahtlose Rohre werden nach verschiedenen Verfahren hergestellt. Die hauptsächlichsten davon und ihre Hilfseinrichtungen sind folgende:

6. Verfahren mittels Schräg- und Pilgerschrittwalzwerk (Abb. 157 u. 158).

7. Stiefelverfahren mittels Schräg- und Duowalzwerk (Schwedisches Walzwerk) (Abb. 159).

8. Ehrhardt-Verfahren mittels Loch- und Ziehpresse (Abb. 160).

9. Schwedisches Verfahren mittels Lochpresse und Duowalzwerk (Schwedisches Walzwerk) (Abb. 161).

10. Ehrhardt-Verfahren zur Erzeugung großer nahtloser Hohlkörper. Lochpresse, Ziehpresse und Sonderwalzwerk (Abb. 162).

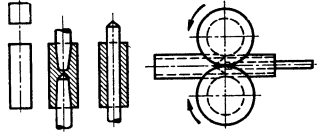


Abb. 161. Schwedisches Verfahren mittels Lochpresse und Duowalzwerk.

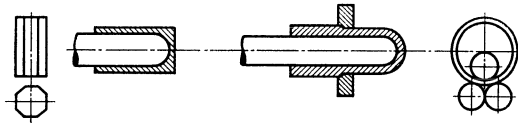


Abb. 162. Ehrhardt-Verfahren zur Erzeugung großer, nahtloser Hohlkörper (Lochpresse, Ziehpresse und Sonderwalzwerk).

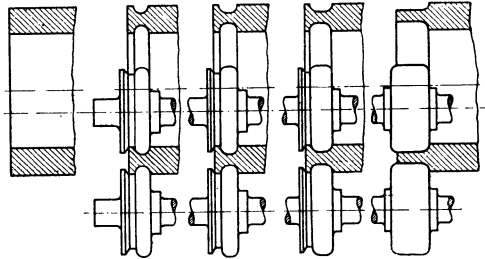


Abb. 163. Roeckner-Aufwalzverfahren.

11. Roeckner-Walzverfahren zur Herstellung großer und langer nahtloser Hohlkörper. Radialwalzverfahren (Abb. 163).

Außer diesen gibt es noch verschiedene andere Verfahren, die teils eine Verbindung obiger darstellen, die aber an Bedeutung erstgenannten nachstehen.

Geschweißte Rohre. Das unter Pos. 1 genannte Verfahren zur Herstellung stumpfgeschweißter Rohre durch Ziehen und dasjenige Pos. 2 zur Herstellung überlapptgeschweißter Rohre durch Walzen sind die ältesten Verfahren der Rohrherstellung.

Geschweißte Rohre werden aus Blechstreifen hergestellt, deren Länge, Breite und Stärke ungefähr der Rohrlänge, dem Umfang zuzüglich Überlappung und der Wandstärke des zu erzeugenden Rohres entsprechen.

Nach einem anderen Verfahren werden geschweißte Rohre aus endlosen Bandstreifen angefertigt und dann die einzelnen Rohrlängen nach Bedarf abgeschnitten.

Überlapptgeschweißte (patentgeschweißte) Rohre werden in Deutschland nicht mehr hergestellt, seit man in der Lage ist, das nahtlose Rohr zu gleichem Preise und noch billiger herzustellen als das geschweißte. Beim stumpfgeschweißten Rohr steht das nahtlose Rohr zwar im Wettbewerb mit diesem, jedoch ist es ihm nicht gelungen, dasselbe ganz zu verdrängen. Während stumpfgeschweißte Rohre nach dem Schweißen in bezug auf Durchmesser und Wandstärke fertig sind, müssen nahtlose Gasrohre mit kleinen Durchmessern und Wandstärken erst von Röhren größerer Durchmesser in Reduzierwalzwerken oder auf Tischbänken heruntergearbeitet werden, was ihren Preis verteuert.

Feuer- bzw. wassergasgeschweißte Rohre. Bei feuer- bzw. wassergasgeschweißten Rohren werden die Kanten der stärkeren Bleche auf einer Blechkantenhobelmaschine vorgearbeitet und dann in kaltem oder glühendem Zustande, je nach Wandstärke und Rohrdurchmesser, auf einer Blechbiegemaschine zu einem Rohr gerundet. Hierauf werden die vorgebogenen Schüsse auf die Schweißstraße gebracht und bei Feuerschweißung mittels Koksfeuer, bei Wassergasschweißung mittels innen- und außenliegender Wassergasbrenner absatzweise auf Schweißhitze gebracht und die erhitzten Stellen mittels durch Dampf oder Luft betätigter Hämmer, Doppelrollen oder auch von Hand überlappt zusammengeschweißt.

Bei größeren Wandstärken bedient man sich anstatt der überlappten Schweißung der Keilschweißung. Hierbei wird an Stelle der Überlappung ein Keil in die schräg abgehobelten Blechkanten eingeschweißt.

Nach erfolgter Schweißung kommen die Rohre in einen Glühofen und werden in rotglühendem Zustande nochmals auf der Blechbiegemaschine nachgerundet. Durch das Glühen wird das Rohr gleichzeitig von inneren Spannungen befreit.

Wassergasgeschweißte Rohre werden von 300 mm l.W. ab bis zu den größten versandfähigen Abmessungen aus einem oder mehreren Blechen im Umfang hergestellt. Die einzelne Schußlänge der Rohre beträgt je nach ihren Durchmessern 3 bis 9 m. Durch Zusammenschweißen der einzelnen Schüsse ist man in der Länge eines Rohres nur durch die Beförderungsverhältnisse beschränkt. Die kleinste Wandstärke, die man noch mit Sicherheit schweißen kann, ist 6 mm, die größte Wandstärke bei Überlapptschweißung schwankt je nach den maschinellen Schweißeinrichtungen des betreffenden Werkes zwischen 40 bis 90 mm. Bei Handschweißung geht man nicht über 22 mm. Bei größeren Wandstärken geht man zur Keilschweißung über, die aber der Überlapptschweißung an Güte nachsteht.

Die überlappt mit Wassergas geschweißte Naht ist als die beste und zuverlässigste anzusprechen.

Der zur Verwendung kommende Werkstoff hat eine Festigkeit bis etwa 50 kg/mm² bei 25 bis 20% Dehnung.

Gasschmelzschweißung. Bei den mittels der Gasschmelzschweißung hergestellten Rohren findet ebenfalls nur eine Erhitzung der Schweißnaht mit Brennern für Azetylgas und Sauerstoff oder Wasserstoff und sonstigem Gas bzw. verdampftem flüssigem Brennstoff und Sauerstoff statt.

Die Rundung der Rohre erfolgt bei kleinem Durchmesser auf Maschinen, ähnlich wie bei den vorherbeschriebenen stumpfgeschweißten Rohren, bei größerem Durchmesser auf der Blechbiegemaschine wie bei den feuer- bzw. wassergasgeschweißten Rohren.

Die Schweißung selbst erfolgt bei kleinem Durchmesser bis 120 mm l. W. auch selbsttätig auf Sondermaschinen. Bei größerem Durchmesser erfolgt sie jedoch ausschließlich von Hand. Die Rohrdurchmesser und Längen sind — wie bei der Wassergasschweißung — nur durch die Beförderungsverhältnisse begrenzt.

Bei starken Schweißbrennern kann man bis 20 mm Blechstärke verarbeiten, jedoch ist es nicht zweckmäßig, Wandstärken über 8 mm autogen zu schweißen, sofern Wassergasschweißung zur Verfügung steht. Bei Stärken:

von 0,5 bis 2 mm kommt der Bördelstoß,
 von 0,5 bis 4 mm kommt der Stumpfstoß,
 von 6 bis 20 mm kommt der V-Stoß mit Kerbwinkel 60 bis 90°,
 für Stärken über 10 mm kommt der X-Stoß mit Kerbwinkel 60 bis 90° beiderseits zur Anwendung.

Elektrische Schweißung. Das elektrische Schweißverfahren mittels der Lichtbogenschweißung nach dem Verfahren von Bernados, Slavianoff, Zerener hat ein ähnliches Arbeitsgebiet wie das Gasschmelzschweißverfahren. Es werden einwandfrei für alle Verhältnisse elektrische Festigkeits- und Dichtigkeitsschweißungen in großem Maße ausgeführt.

Die Verbindungsarten, wie sie oben für die Gasschmelzschweißung angegeben sind, kommen auch für die Lichtbogenschweißung in Betracht. Sowohl bei Gasschmelzschweißung als auch bei der elektrischen Schmelzschweißung hat man es in der Hand, die Wandstärke der Schweißnaht zu verstärken, wodurch die Festigkeit erhöht wird, man spricht dann von Wulstnaht. Ebenso lassen sich beide Arten von Schweißnähten durch Hämmern in Rotglut und Auslühen verbessern.

Das Schräg- und Pilgerwalzverfahren. Hier wird der starkwandige Hohlkörper als erstes Erzeugnis in der Rohrherstellung durch das bekannte Schrägwalzverfahren — das ursprüngliche Mannesmann-Verfahren — hergestellt.

In dem anschließenden Pilgerwalzverfahren erfolgt die Ausstreckung des zuerst erzeugten Hohlblockes zu einem Rohr von handelsüblichen Abmessungen.

Der Schrägwalzapparat besteht aus einer Dreiwalzengruppe: den beiden gegenüberliegenden Arbeitswalzen, welche unmittelbar von der Maschine unter Zwischenschaltung eines Kammwalzgerüsts in gleicher Drehrichtung angetrieben werden, und der Führungswalze als Schleppwalze.

Das Kaliber wird aus diesen drei Walzen gebildet, die entsprechend dem Blockaußendurchmesser verstellbar sind. Von der Austrittsseite her wird dem Block ein dem jeweiligen Blockinnendurchmesser entsprechender Dorn entgegeng gehalten. Dieser Dorn ist bei dem Schrägwalzvorgang als ein weiteres Glied für die Kaliberbildung zu betrachten.

Die Achsen der beiden Walzen sind schräg gegen die Waagerechte gestellt und kreuzen sich. Wird nun zwischen diesen Walzen ein Werkstück in der Längsrichtung eingeführt, so versetzt eine Komponente der Walzenumfangskraft das Werkstück in Drehung, die andere Komponente bewirkt infolge der Schrägstellung der Walzen eine Verschiebung des Werkstückes in der Achsrichtung. Demgemäß versetzen die Walzen den Block, nachdem er in der Längsrichtung eingeschoben wurde, in Drehung und ziehen ihn schraubenförmig vorwärts.

Durch die an der Oberfläche angreifenden Walzkräfte wird der im bildsamen (warmen) Zustande befindliche Werkstoff durchgeknetet. Im Inneren des Blockes entsteht dadurch eine Gefügelockerung, die beim weiteren Durchgang des Blockes durch die Walzen zu einem hohlen Trichter und schließlich zu einem vollständigen Hohlwerden des Blockes führt. Der Dorn dient lediglich zur Führung, Glättung und Innenmaßhaltung des bereits gelochten Blockteiles, ohne einen wesentlichen Einfluß auf das Hohlwerden selbst auszuüben.

Pilgerschrittwalzverfahren. Das Pilgerwalzwerk ist ein Zweiwalzenwalzwerk (Duowalzwerk).

Das unterbrochen ausgebildete Kaliber ist in Oberwalze und Unterwalze je zur Hälfte eingeschnitten.

Die eigentümliche Formgebung der Walzen ist durch das Pilgerschrittverfahren bedingt.

Ungefähr auf dem halben Umfang hat jede Walze eine Aussparung, die ein Hindurchtreten des dickwandigen Hohlblockes ermöglicht. Ein allzu weites Vorschieben wird jedoch durch geeignete Maßnahmen verhindert.

Bei der Umdrehung der Walzen kneift nun die Tatze in den Hohlblock ein, der nachfolgende, sich radial verengende Teil des Kalibers streckt das abgekniffene Stück in die Länge und walzt es zum dünnwandigen Rohr aus.

Lediglich das sich gegen den Kopf des Dornes legende Ende des Hohlblockes kann nicht ausgestreckt werden und bleibt als sogenannter Pilgerkopf am Rohr zurück, der bei glatten Rohren später abgetrennt wird. Bei Wasserleitungsrohren wird derselbe zu einer Muffe ausgepreßt, aber auch bei Gestängerohren — wie sie in der Ölindustrie benötigt werden — kann der Pilgerkopf günstig verwendet werden. Die gepilgerten Rohre werden zum Teil auf Kratzbänken (Warmziehbänken) oder Reduzierwalzwerken auf kleinere Außendurchmesser gebracht, die nicht mehr fertig gewalzt werden können.

Es dürfte noch interessieren, daß das Pilgerschrittwalzverfahren seinen Namen der Marschweise der Echternacher Prozessionspilger verdankt, die sich jedesmal, wenn sie einen großen Schritt vorwärts getan hatten, wieder einen kleinen Schritt rückwärts bewegten. In ähnlicher Weise erfolgt auch die Hin- und Herbewegung des Rohres bei dem geschilderten Walzprozeß.

Mit dem vereinigten Schräg- und Pilgerschrittwalzverfahren werden zur Zeit Rohre in Weiten von 33 bis 600 mm l. W. hergestellt. Im Gegensatz zu den anderen Verfahren ist die Herstellung auch in großen Längen (z. B. bei 350 mm l. W. bis 35 m und bei 500 mm l. W. bis 18 m lang), deren Verwendung im Rohrleitungsbau in den meisten Fällen große Vorteile bietet, möglich.

Seit mehreren Jahren ist es auch gelungen, nahtlose Rohre über 300 mm l. W. für besondere Zwecke in Wandstärken herzustellen, die wesentlich unter den bisher geforderten Mindestwandstärken liegen, so daß man diese bei geringeren Drücken auch an Stelle der bisher dafür nur in Frage gekommenen wassergasgeschweißten Rohre verwenden kann (s. hierzu DIN 2448).

Diese Rohre erfordern aber nach dem Walzen einen zusätzlichen Arbeitsgang, so daß der Preis je Tonne höher liegt als bei den Rohren mit der Vorzugswand nach DIN 2448.

4. Eisenbetondruckrohre.

Um der Eisenbetonbauweise neue Anwendungsgebiete zu erschließen, hatten sich Franzosen wie Monier und Hennebique schon Ende des 19. Jahrhunderts für das Eisenbetondruckrohr eingesetzt. In Deutschland beginnt man erst in den letzten Jahren aus Gründen der Eisenersparnis für Wasser- und Abwasserleitungen großer Durchmesser aber niedriger Drücke, Eisenbetonrohre zu verwenden; das Anwendungsgebiet ist aber beschränkt.

5. Asbestzement- (Eternit-) Rohre.

Auch für diese Rohre — die Aufbaustoffe sind, Asbest und Zement — ohne jede Eisenarmierung wird das Anwendungsgebiet begrenzt bleiben:

Für Wasser- und Abwasserleitungen kleinerer Durchmesser — zur Zeit bis 400 mm l. W. — und geringen Betriebsdruckes, selten für industrielle Zwecke.

6. Kunststoffrohre.

Für Rohrleitungen in der chemischen Industrie wird Kupfer wegen seiner guten chemischen Beständigkeit viel verwendet. Als Austauschstoff für solche Rohrleitungen — aber auch als Ersatz für Blei-, Ton- und Glasrohrleitungen in der chemischen Industrie — bewährt sich der neue polymere Kunststoff „Mipolam“ recht gut, der auf der Grundlage von Kohle und Kalk hergestellt wird.

B. Rohrverbindungen.

1. Gußrohre.

Die normale Verbindung gußeiserner Rohre unter sich (insbesondere in Baulichkeiten) bzw. der Anschluß an Apparate und Armaturen erfolgt mittels Flansch. Bei Erdleitungen kommt die Muffenverbindung in Frage (normale Muffenform DIN 2437) mit Hanf- oder Teerstrick und Abschluß durch Blei- oder Aluminiumwolle, bzw. anderen in der letzten Zeit aufgekommenen Abschlußstoffen.

In den letzten Jahren haben die Gießereien in der Ausführung voneinander abweichende Schraubmuffenverbindungen auf den Markt gebracht, die unter Benutzung eines Rundgummidichtungsringes geringe Richtungswechsel in der Verlegung zulassen bzw. etwas Nachgiebigkeit zeigen, wodurch die Verbindung entlastet wird.

2. Stahlrohre.

Obwohl die nach dem Schrägwalz- und Pilgerschrittverfahren hergestellten nahtlosen Rohre in großen Längen erzeugt werden können, kommen diese großen Längen wegen ihrer Sperrigkeit und schwierigen Beförderungs- und Bearbeitungsverhältnisse nicht in den Handel; die üblichen Handelslängen betragen vielmehr je nach dem Durchmesser nur 6 bis 16 m.

Für die Verbindung der Rohre untereinander und mit Armaturen und Formstücken unterscheidet man zwei Arten:

- a) feste, d. h. nicht lösbare Verbindungen,
- b) lösbare Verbindungen.

Die gebräuchlichsten Bauarten hierfür sollen kurz zusammengestellt werden:

Die Verbindungselemente sind verschieden je nach Rohrart, Rohrweite und Verwendungszweck.

Die festen Verbindungen sind solche durch Schweißen, Nieten oder Löten hergestellten. Zu den lösbaren gehören die Flanschen- und Muffenverbindungen.

Die Flanschverbindungen sind bereits im Abschnitt IIG 4, 5 und 6 sehr ausführlich behandelt worden, weshalb auf eine Wiederholung verzichtet wird.

Auch die Schweißverbindung wurde im Abschnitt II G/7 eingehend besprochen.

3. Gewindemuffen.

Rohre kleineren Durchmessers, wie sie bei Zentralheizungen, Gas- und Wasserleitungen in Gebäuden gebraucht werden, werden mit Gewindemuffen (Abb. 164) verbunden. Soll eine bestimmte Länge genau eingehalten werden, und ist demnach ein beiderseitiges Anziehen auf

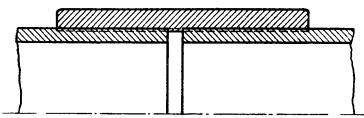


Abb. 164. Gewindemuffenverbindung.

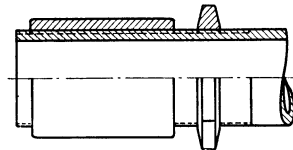


Abb. 165. Gewindemuffe mit Gegenmutter.

das kegelige Gewinde nicht statthaft, so kommen Langgewinde mit zylindrischem Gewinde und Gegenmutter (Abb. 165) zur Verwendung. Für hohen Druck ist diese Verbindung nicht geeignet, weil in diesem Falle die Abdichtung Schwierigkeiten bereitet.

Soll die Verbindung leicht lösbar sein, so verwende man an Stelle der Gewindemuffen Verschraubungen; diese gestatten ein müheloses Ausbauen, sind dafür aber teurer im Preis.

4. Muffenverbindungen.

Flanschverbindungen sind ungeeignet für Rohrleitungen, die unmittelbar in die Erde verlegt werden, weil die Gefahr besteht, daß die Schrauben festfrieren. Man verwendet für solche Fälle gern Schweißverbindungen für die Rohrrundnähte, mittels welcher die Rohre an Ort und Stelle durch die Gas- oder elektrische Schweißung zu ganzen Rohrsträngen verbunden werden.

Die bei Einführung der Autogenschweißung angewandte Stumpfschweißung bei einer Verbindung von Rohren größeren Durchmessers hat den Nachteil, daß sie ungeeignet ist, größere Zug- und Biegebbeanspruchungen aufzunehmen, und demzufolge können Brüche in den Schweißnähten entstehen.

Diese Nachteile werden vollkommen behoben durch die Klöpper-Schweißmuffenverbindungen (Abb. 50, 51 u. 166), weil bei diesen die Beanspruchungen nicht von der eigentlichen Schweißnaht, sondern von den Bördeln derselben, also vom Rohr selbst, aufgenommen werden.

Die Ausführung nach Abb. 51 bietet außerdem den Vorteil, daß mit ihr auch bei Verlegung in Bogenform leicht eine zuverlässige Verbindung hergestellt werden kann.

Die Rohre mit dieser Klöpperkugelmuffe lassen eine Winkelung bis zu 6° zu. Man kann deshalb durch diese teilweise die Verwendung besonderer Bogenstücke vermeiden und vereinfacht dadurch die Verlegung. Das Umbördeln geschieht nach vorheriger Erwärmung mit dem Schweißbrenner. Der Zusammenbau kann größtenteils außerhalb des Grabens stattfinden. Strecken von etwa 50 m Länge werden in den Graben gebracht und die restlichen Nähte im Graben hergestellt. Die Erfahrung hat gezeigt, daß in dieser Weise hergestellte Rohrleitungen einen außerordentlich großen Widerstand gegen Beanspruchung durch Erdbewegung usw. haben.

Eine viel angewandte Schweißverbindung ist auch die mittels Schweißmuffe (Abb. 26). Bei dieser wird das eine Rohrende zylindrisch aufgemufft und die Kante der Muffe mit dem Außenrande des Schwanzendes autogen oder elektrisch verschweißt. Bei dieser Verbindung ist jedoch die Schweißnaht nicht wie bei den vorher beschriebenen Klöpperschweißverbindungen bei Zugbeanspruchungen in Richtung der Rohrachse entlastet. Der Vorteil besteht in der Führung des Schwanzendes in der Muffe.

Die Strengermuffe nach Abb. 167 bringt durch ihre zusätzlichen Schweißpfropfen eine gute Entlastung der Schweißnaht. Mit dieser Verbindung sind schon Hunderte von Kilometern verlegt.

Andere Schweißverbindungen mit teilweiser Entlastung der Schweißung werden in den Abb. 168 und 169 gezeigt.

Für Leitungen kleineren Durchmessers, die nicht in unsicheres Erdreich verlegt werden und für nicht zu hohen Betriebsdruck bestimmt sind, kann vielfach die einfache Stumpfschweißung der Nähte angewandt werden. Oft beschränkt man sich darauf, in dieser Weise Doppellängen herzustellen und bei höheren Drücken diese Stumpfnähte zusätzlich durch die sogenannten Höhnschen Laschen (Abb. 170) oder Überschieber (Abb. 171) zu sichern, die übrigen Verbindungen werden mit Flanschen ausgeführt.

Neben den Schweißmuffen verwendet man auch vielfach Muffenverbindungen, die denjenigen der Gußrohre entsprechen und bei Gas- und Wasserleitungen sehr verbreitet sind. Die Normung der Muffenformen für Stahlrohr ist noch nicht abgeschlossen.

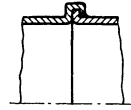


Abb. 166.
Bördelschweißnaht.

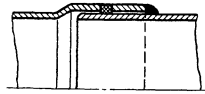


Abb. 167.
Muffenverbindung mit
Pfropfsicherung.

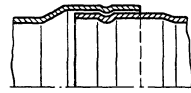


Abb. 168. Muffenverbindung mit Schweißnahtentlastung.

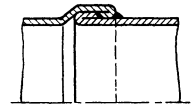


Abb. 169. Muffenverbindung mit Schweißnahtentlastung.



Abb. 170. Schweißnahtsicherung mittels Höhnscher Laschen.

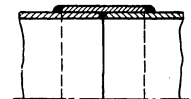


Abb. 171.
Schweißnahtsicherung
mittels Überschieber.

Bei nahtlosen Rohren wird die Muffe im allgemeinen aus dem im Pilgerverfahren gewonnenen verstärkten Rohrende (Pilgerkopf) hergestellt. Bei wassergeschweißten Rohren wird die Muffe an das Rohr angewalzt. Wie Abb. 172 zeigt, wird die Dichtung mit Hanfstrick und Bleivorlage hergestellt. An Stelle



Abb. 172. Stahlrohrmuffenverbindung.

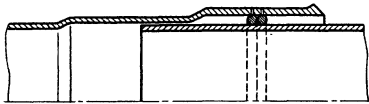


Abb. 173. Stahlrohrmuffenverbindung für Doppeldichtung mit Prüfloch für Riechrohr.

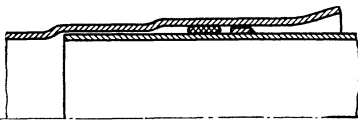


Abb. 174. Stahlrohrmuffenverbindung mit Gummidichtung.

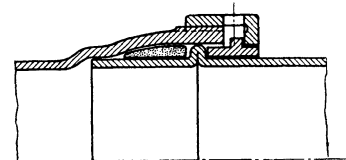


Abb. 175. Stahlrohrmuffe mit Gewindeüberwurfmutter.

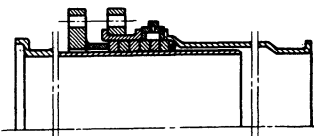


Abb. 176. Sondermuffenverbindung für Gasfernleitungen mit hohem Druck.

Sowohl die Schalkermuffe als auch letztere Ausdehnungsmuffe mit langem Führungshals und Flanschsicherung finden Verwendung als Ausdehnungsmuffe zum Einschalten in gewissen Abständen in zusammengeschweißte Stränge von Gasfernleitungen, wofür bei höheren Drücken eine Sonderbauart (Abb. 176) in Frage kommt.

Bei dem Normenausschuß der Deutschen Industrie sind diese Muffenausführungen auch in Bearbeitung, jedoch sind die Arbeiten

vollwertige Ersatzstoffe, wie z. B. Aluminiumwolle und Folie Verwendung. Die Ausbildung der Muffe weicht oft von der 1882 gemeinschaftlich von dem Verein Deutscher Ingenieure und dem Verein Deutscher Gas- und Wasserfachmänner festgelegten Normalform ab. Eine Sonderausführung der Bleimuffe ist die sogenannte Schalkermuffe und die neue Schalkermuffe (Abb. 172) für Doppeldichtung mit Prüfloch für ein Riechrohr (Abbildung 173). Dieselben werden besonders für Gasleitungen im Bergbaugebiet angewandt, wo der Untergrund unsicher ist oder bei aufgeschüttetem lockeren Boden. Das glatte Rohrende wird in den langen Führungshals nur bis zur Hälfte eingeführt, um die Muffe nachgiebig zu machen. Eine weitere Dichtungsart ist die mittels Gummiring. Hier tritt Gummi an die Stelle des Hanfs, der Gummiring kann von einem vorgesetzten Flanschring (Abb. 52) gehalten werden.

Bei der in neuerer Zeit viel zur Verwendung kommenden einfachen Sigurmuffe (Abb. 174) ist das Dichtungsmittel ein Gummiring, wie auch bei der Stahlrohrschraubmuffe, die Ähnlichkeit mit den Gußrohrschraubmuffen besitzt (Abb. 175).

noch nicht so weit gediehen, daß eine Aufnahme in dieses Buch stattfinden konnte.

Ein wesentlicher Vorteil der Schweißmuffenverbindungen besteht darin, daß diese immer ganz dicht blieben, während bei den Muffen mit eingestemmttem Dichtungsmaterial eine dauernd bleibende Dichtigkeit nicht erreichbar ist.

Die beschriebenen Muffenverbindungen können nicht ohne Zerstörung der Dichtung gelöst werden, sind also nur geeignet für Leitungen, die auf lange Dauer ohne Änderung verlegt werden.

5. Nietverbindungen.

Hauptsächlich für Wasserturbinenleitungen größerer Abmessungen wird die Nietmuffe verwandt, die eine große Sicherheit bietet. Bewährte Ausführungen zeigen die Abb. 49 und 177.



Abb. 177. Nietverbindung für Wasserturbinenleitungen.

6. Schnellkupplungen.

Im Aufbau der Muffenverbindung verwandt sind die Phoenix-Schnellkupplungen, die aber im Gegensatz zu jenen außerordentlich leicht verlegt und gelöst werden können. Zur Dichtung dient ein Gummiring, der nicht, wie bei den oben erwähnten Bauarten, das Schwanzende umschließt, sondern an der Stirnseite des Rohres anliegt, wie Abb. 178 zeigt.

Bei den festen Muffenverbindungen wird die Kraft zum Zusammenhalten der Rohre hauptsächlich von den eingestemmtten Bleiringen ausgeübt; bei der Schnellkupplung bewirkt eine Keilverbindung diese Kraft. Die Form wurde derartig gewählt, daß eine Winkelung der Rohre bis 10° möglich ist, deshalb eignet sich diese Verbindung hervorragend in all den Fällen, wo eine Leitung in unebenes Gelände vorübergehend verlegt werden muß.

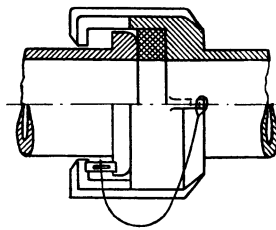


Abb. 178. Phoenix-Schnellkupplung.

Schnellkupplungsrohre sind sowohl zur Fortleitung von Flüssigkeiten wie auch von Gasen geeignet. Ein Beispiel der letzten Verwendung ist für die Preßluftanlagen auf Werften und im Hochbaubetriebe. Wichtige Verwendungsgebiete sind weiter im Tief- und Wasserbau, für Pumpenleitungen zur Entwässerung von Baugraben auf Zechen über und unter Tage. Bei Baggerarbeiten, Löschen von Tankschiffen. Für Feuerlöschzwecke besonders im ungünstigen Gelände der Grubenbetriebe. Für Spülkippanlagen der Abraumbetriebe von Braunkohlenwerken. Für Kraftzentralen zum Berieseln der Koks- und Kohlenhalden.

In all diesen Betrieben ist es von großem Vorteil, daß die Leitungen schnell verlegt und umgelegt werden können. Durch die einfache

Herstellung der Verbindung, die auch von ungelerten Arbeitern gut ausgeführt werden kann, wird gerade dieses von der Phoenix-Schnellkupplung im höheren Maße als von sonst einer Verbindung gewährt.

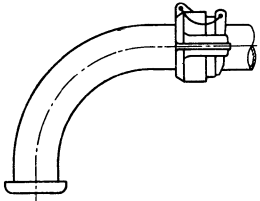


Abb. 179. Krümmer mit Phoenix-Schnellkupplung.

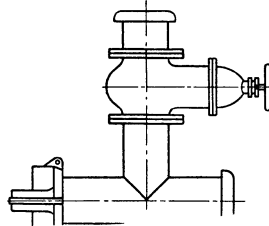


Abb. 180. Abzweigstück mit Phoenix-Schnellkupplung.

Für den Anschluß an vorhandene Leitungen und zur Herstellung von Abzweigen wurden geeignete Hilfsstücke ausgebildet (Abb. 179 u. 180). Bei der Verlegung auf freiem Felde wird ein Verschmutzen der Rohre verhindert und die Verlegung noch weiter vereinfacht, indem besondere Feldleitungsböcke verwandt werden.

7. Abzweigungen in den Rohrleitungen, Formstücke.

Die Rohrleitung verzweigt sich in den meisten Fällen bzw. ändert ihre Richtung, so daß Bogenabzweigungen in Form von aufgeschweißten Stutzen oder durch besondere Formstücke erforderlich werden.

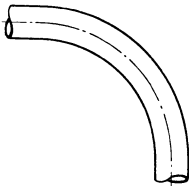


Abb. 181. Glatter Rohrbogen.

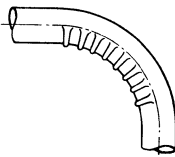


Abb. 182. Faltenrohrbogen.

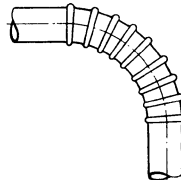


Abb. 183. Wellrohrbogen.

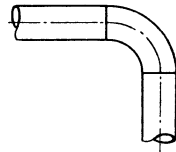


Abb. 184. Einschweißbogen (Hamburger Rohrbogen).

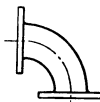


Abb. 185. Gußkrümmer.

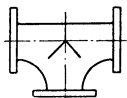


Abb. 186. Guß-T-Stück.

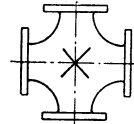


Abb. 187. Guß-Kreuzstück.

Biegungen werden entweder unmittelbar aus Rohr (Abb. 181 bis 184) oder durch Krümmer in Stahlguß oder Gußeisen (Abb. 185) herbeigeführt. Abzweigstücke, T-Stücke usw. werden bei niederen Drücken in Gußeisen und bei höheren Drücken — besonders bei Heißdampf — in Stahlguß mit stark gerundeten Übergängen vorgesehen, um den Druckverlust möglichst gering zu halten (Abb. 186 u. 187). Im übrigen sei auf den Abschnitt II G/8 verwiesen.

C. Armaturen und besondere Apparate zur Messung, Druckregelung und Sicherheit usw.

1. Absperrorgane.

Es soll im folgenden keine Beschreibung der verschiedenen Fabrikate und Bauarten gegeben werden, da diese durch die in jedem Betrieb zahlreich vorhandenen Druckschriften und Kataloge hinreichend bekannt sind.

Wichtig ist es vor allen Dingen, auf die wesentlichsten Merkmale der einzelnen Hauptgruppen hinzuweisen und die Betriebsbedingungen für deren Verwendung zu erläutern.

Bei ganz kleinen Durchmessern und geringen Drücken finden gewöhnliche Hähne gemäß Abb. 188 oder Stopfbuchshähne Verwendung. Je nach dem Verwendungszweck erfolgt die Herstellung entweder ganz aus Gußeisen, oder nur das Gehäuse aus Gußeisen und das Kücken in Rotguß oder Sonderbronze. Ventile eignen sich auch für größere Durchmesser und

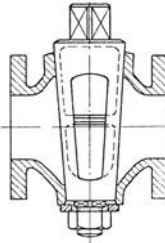


Abb. 188. Absperrhahn.

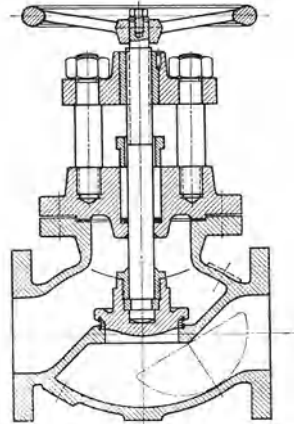


Abb. 189. Normales DIN-Ventil.

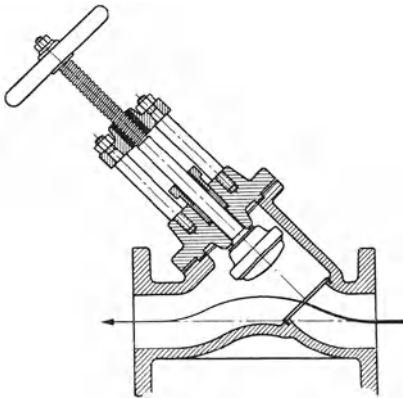


Abb. 190. Widerstandsgeringe Ventilbauart (Koswa-Ventil).

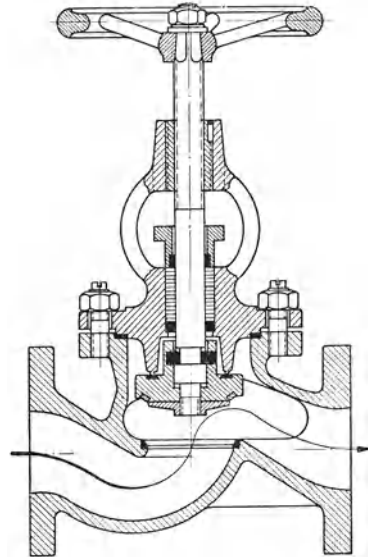


Abb. 191. Rheiventil.

werden bis zu den höchsten Drücken verwendet. Allerdings wird das normale DIN-Ventil nach Abb. 189 infolge seines sehr hohen Widerstandes (vgl. Abb. 71) immer mehr durch widerstandsgeringe Sonderbauarten gemäß Abb. 140, 190 und 191 verdrängt.

Die Gehäuse werden für niedrige Drücke und bis 250° C aus Gußeisen, darüber hinaus aus Stahlguß hergestellt. Die Spindel wird bei Wasserleitungen in Rotguß, im übrigen aus Stahl, gegebenenfalls aus nicht-rostendem Sonderstahl vorgesehen, Dichtungsringe ebenfalls aus Rotguß, Schmiedebronze und bei Dampfleitungen aus V2A- oder Nitrierstahl.

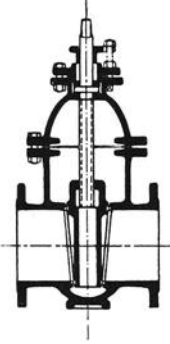


Abb. 192.
Keilschieber mit
innenliegender
Spindel.

Für größere Rohrdurchmesser, etwa ab 80 NW kommen vorwiegend Absperrschieber in Betracht, da sie infolge der geraden Durchflußöffnung den geringsten Widerstand haben und bei großen Abmessungen sich leichter als Ventile bedienen lassen.

Man kann die Schieber in folgende Hauptgruppen unterteilen:

1. Keilschieber,
2. Parallelschieber,
 - a) dampfdichtend,
 - b) mit zusätzlicher mechanischer Anpressung,

Keilschieber nach Abb. 192 werden bei normalen Verhältnissen für Gas- und Wasserleitungen verwendet. Bei ganz niedrigen Drücken sind gußeiserne Keilschieber flacher Bauart (kurze Baulänge) nach Abb. 193 gebräuchlich.



Abb. 193.
Flachschieber
mit außen-
liegender
Spindel.

Die Wahl eines innen oder außen liegenden Spindelgewindes hängt davon ab, ob ein Angriff durch die Flüssigkeit zu befürchten ist oder nicht.

Für Gasleitungen niedriger Drücke werden die Dichtungsringe aus Eisen ausgeführt, während bei höheren Drücken diese aus Sonderbronze vorzusehen sind.

Für Wasser- und Niederdruckdampfleitungen werden Ringe aus Rotguß oder Sonderbronze gewählt.

Um das Eindringen von Luft zu verhindern, bringt man bei Unterdruckleitungen an der Stopfbüchse Wassertassen an (s. Abb. 22).

Für Heißdampfleitungen eignet sich der normale Keilschieber nicht, da der starre Keil keine sichere Abdichtung gewährleistet.

Der dampfdichtende Parallelschieber ähnlich Abb. 194 ist die in Dampfleitungen mittlerer Drücke am häufigsten angewandte Bauart. Der Dampfdruck preßt die ein- oder zweiteilige Schieberplatte einseitig an die Gehäusedichtung, und ergibt somit eine einseitige Abdichtung. Zum Einbau in Ringleitungen oder in Leitungen mit beiderseitiger Flußrichtung eignet sich diese Bauart nicht. Außerdem hat sie den Nachteil, daß die Dichtflächen während eines

großen Teiles des Hubes aufeinander schleifen, sich dadurch vorzeitig abnutzen und besonders bei höheren Drücken ein dauerndes Dichthalten nicht ermöglichen.

Bei den Parallelschiebern mit mechanisch angepreßten Dichtflächen kann man zwei Arten unterscheiden:

a) Schieber, bei denen der Dampfdruck und die zusätzliche mechanische Anpressung der Dichtflächen die vollkommene Abdichtung herbeiführen (z. B. Abb. 195).

b) Schieber, bei denen die mechanische Anpressung der Platten so stark ist, daß beiderseitige Abdichtung gewährleistet ist und somit ein druckloses Gehäuse entsteht (z. B. Abb. 137 bis 139).

Diese Sonderbauarten sind auch in Abschn. II G/9 bereits erwähnt worden. Der in Abb. 196 dargestellte Fischbachschieber stellt eine der bekanntesten Bauarten des Schiebers mit drucklosem Gehäuse dar. Im übrigen soll auf die Einzelheiten der äußerst zahlreichen und mannigfaltigen Fabrikate nicht näher eingegangen werden, da diese aus den Werbedruckschriften der Herstellerfirmen bekannt sein dürften.

Alle diese Schieber erhalten Gehäuse in Stahlguß, Dichtungsringe in Nickel, V2A oder einem besonders harten, verschleißfesten und korrosionsbeständigen Sonderstahl. Die Spindel wird meistens aus nichtrostendem Stahl ausgeführt und mit metallischen Stopfbüchsenpackungen abgedichtet. Auch Flockengraphit hat sich gut als Packungstoff bewährt.

Bei Heißdampf wird das Spindelgewinde ausnahmslos außenliegend angeordnet. Durch Verwendung einer nichtsteigenden Spindel wird die Abdichtung in der Stopfbüchse verbessert.

Je nach der Bauart erfordern die Schieber bei Hochdruckanlagen ab 150 NW zumeist eine besondere Umführung, um bei dem hohen

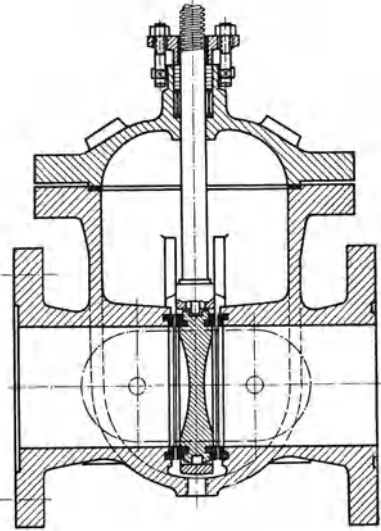


Abb. 194. Dampfdichtender Parallelschieber.

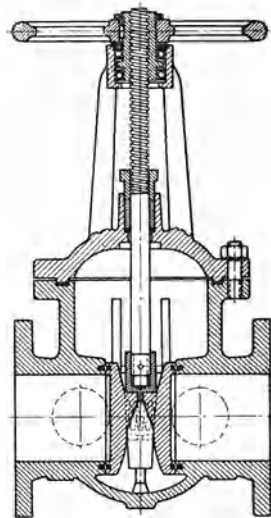


Abb. 195. Parallelschieber dampfdichtend mit zusätzlicher mechanischer Plattenanpressung.

einseitigen Druck ein Öffnen zu ermöglichen. Außerdem gibt eine Umführung die Möglichkeit, den bisher abgesperrt gewesenen Leitungsstrang langsam anzuwärmen, was besonders bei Höchstdruckdampfleitungen unbedingte Voraussetzung für betriebssicheres Arbeiten der Flanschverbindungen ist.

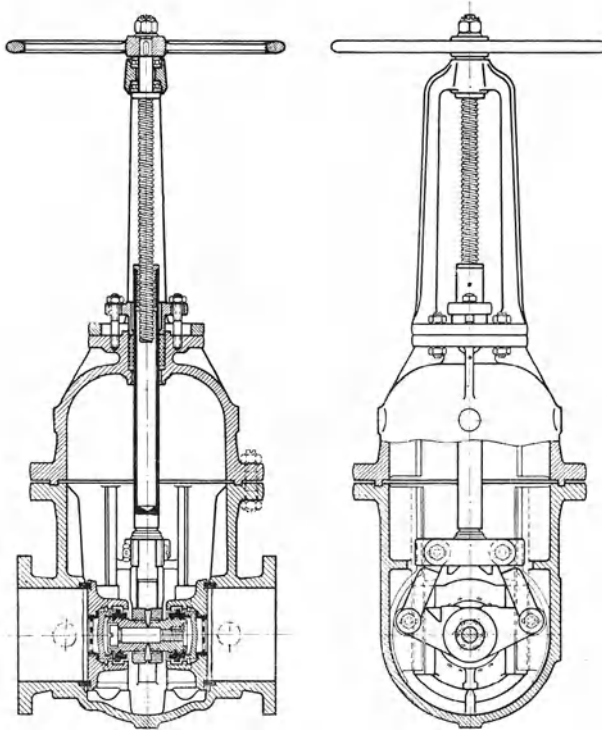


Abb. 196. Fischbachschieber mit drucklosem Gehäuse von Schäffer & Budenberg.

Die Betätigung der Schieber geschieht entweder mittels Handrad oder durch Fernantriebe mit Gestänge und Flursäule. Diese können auch mit elektrischem Antrieb vereinigt werden, so daß die Bedienung mittels Druckknopf von einer beliebigen Stelle aus erfolgen kann.

2. Sicherheitsventile.

Sicherheitsventile sollen verhindern, daß Rohrleitungen, Maschinen und Apparate usw. einem höheren Druck ausgesetzt werden als dem vorgesehenen.

Je nach der Größe und den Betriebsverhältnissen werden die Sicherheitsventile entweder mit Feder oder mit Gewichtsbelastung ausgeführt. Die Wahl der geeigneten Bauart überläßt man am besten der Fachfirma.

Eine sich in den letzten Jahren gut bewährte Ausführung stellt das hilfsgesteuerte Sicherheitsventil nach Abb. 197 dar. Diese Bauart kann für die größten vorkommenden Abblasemengen betriebssicher hergestellt werden und ist neuerdings auch für Dampfkessel zugelassen.

Das Steuerventil öffnet bei Erreichen des Abblasedruckes und entlastet den Raum über dem Kolben des Hauptventils, der durch Differentialwirkung von unten gehoben wird.

Bei Heruntergehen auf den normalen Druck schließt das Steuerventil, wodurch sich der volle Dampfdruck über dem

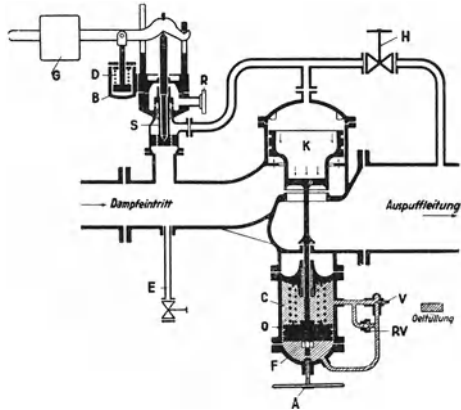


Abb. 197. Strube-Hochhubventil mit Hilfssteuerung.

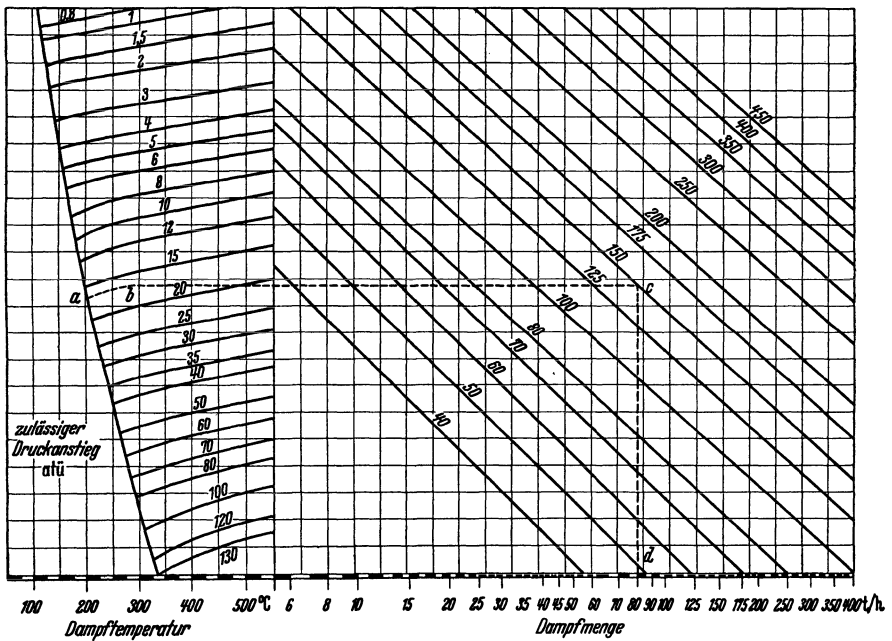


Abb. 198. Leistungsschaubild für Höchsthubventile.

Kolben einstellt und den Hauptkegel zum Schließen bringt. Die für eine bestimmte Leistung erforderliche Größe des hilfsgesteuerten Sicherheitsventils kann aus Abb. 198 abgelesen werden.

3. Druckminderer.

Es gibt eine große Anzahl verschiedener Ausführungen der Druckminderer (Reduzierventile), und es ist nicht möglich, im Rahmen dieses Buches die einzelnen Bauarten auch nur aufzuzählen. Nachstehend sollen daher nur die Hauptgruppen dieser Regler kurz erläutert werden.

Man unterscheidet:

- a) unmittelbar wirkende,
- b) hilfsgesteuerte Druckminderer.

Die erste Gruppe umfaßt die ohne äußeres Hilfsmittel arbeitenden Regler. Die Steuerung erfolgt hier lediglich durch ein Zusammenwirken

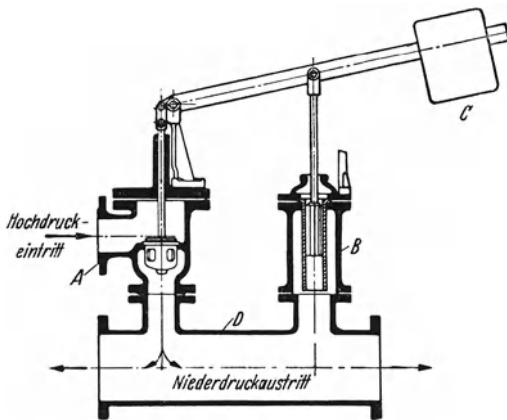


Abb. 199. Allo-Druckminderventil.

von Hebeln mit Gewichten oder Federn, die unter Zuhilfenahme von Steuerkolben oder Balgmembranen auf den Drosselkegel einwirken. Ein Beispiel für einen unmittelbar wirkenden Druckminderer ist in Abb. 199 gegeben. Der zu regelnde Dampfdruck wirkt hier auf den Steuerkolben *B* und betätigt somit über den gewichtsbelasteten Hebel unmittelbar den Drosselkegel.

Diese Regler sind sehr einfach in ihrem Aufbau und erfordern wenig Wartung.

Für besonders genaue Druckregelung bzw. für solche Fälle, wenn in großen Grenzen schwankende Dampfmenngen zu regeln sind, eignen sich besser die hilfsgesteuerten Druckminderer. Das wesentliche Merkmal dieser Gruppe ist folgendes:

Der zu regelnde Dampfdruck wirkt auf eine Membrane oder einen Steuerkolben. Dieser beeinflusst einerseits den Zu- oder Abfluß einer Hilfsflüssigkeit (z. B. Drucköl), welche auf den mit dem Drosselkegel verbundenen Hauptkolben wirkt. Durch ein Hebelwerk — die sogenannte Rückführung — wird der Steuerkolben bei jeder Stellung des Hauptkolbens in seine neutrale Lage zurückgeführt. Dadurch bleibt der Drosselkegel in jeder Drosselstellung ohne Schwankungen stehen. Außerdem ist es möglich, sowohl große als auch ganz kleine Hübe des Drosselkegels zu erzielen.

Wie man sieht, benötigen diese Art Regler eine Hilfsflüssigkeit, wie Druckwasser, Drucköl oder ähnliches, wofür meistens eine besondere Pumpe aufgestellt wird.

Aus der Fülle der hierfür entwickelten Bauarten sei als Beispiel der bekannte Askania-Regler gemäß Abb. 200 genannt.

Die Arbeitsweise ist kurz folgende:

Das Steuerwerk 7 des Reglers ist mittels einer Meßleitung 2 mit der Stelle der Dampfleitung verbunden, an der gleichbleibender Druck gewünscht wird. Der Druck wirkt auf die Röhrenfeder 12 und diese beeinflußt mittels eines Druckstiftes 13 das sogenannte Strahlrohr 14. Von der Gegenseite drückt eine Einstellfeder 9 auf das Strahlrohr und diese ist für den gegebenen Fall im Gleichgewicht mit der Röhrenfeder, d. h. das Strahlrohr befindet sich in der Mittelstellung.

Dem Strahlrohr wird durch seine Drehachse Drucköl von einigen Atmosphären zugeführt, welches aus der vorn düsenförmigen Öffnung des Strahlrohres ausströmt.

Sinkt nun infolge größerer Entnahme der Dampfdruck bei 1, so läßt die Spannung der Röhrenfeder 12 nach und die Einstellfeder 9 drückt das Strahlrohr etwas mehr rechts herüber. Der Druckölstrahl trifft somit die rechte Öffnung und der dadurch entstehende Überdruck im Steuerzylinder 5 bewegt den Steuerkolben 4 abwärts, wodurch der Drosselkegel des Ventils angehoben wird, bis der normale Druck bei 1 wieder erreicht ist. Dann befindet sich das Strahlrohr in der Mittelstellung und der Flüssigkeitsstrahl trifft mitten vor beide Öffnungen. Der Druck auf beiden Kolbenseiten ist wieder gleich groß, der Steuerimpuls auf den Kolben ist verschwunden und die Kolbenstellung bleibt nun so lange gleich, bis eine neue Druckänderung auftritt.

Aus der gleichen Reglergruppe seien noch unter anderem genannt: der Arca-Regler, AEG-Regler, MAN-Regler und Panta-Regler, deren Bauart und Wirkungsweise aus den Werbedruckschriften der Lieferfirmen genügend bekannt sein dürften.

Aus der gleichen Reglergruppe seien noch unter anderem genannt: der Arca-Regler, AEG-Regler, MAN-Regler und Panta-Regler, deren Bauart und Wirkungsweise aus den Werbedruckschriften der Lieferfirmen genügend bekannt sein dürften.

Der Vollständigkeit halber sei noch erwähnt, daß auch elektrischer Antrieb der Druckminderer angewandt wird. Die Hilfssteuerung

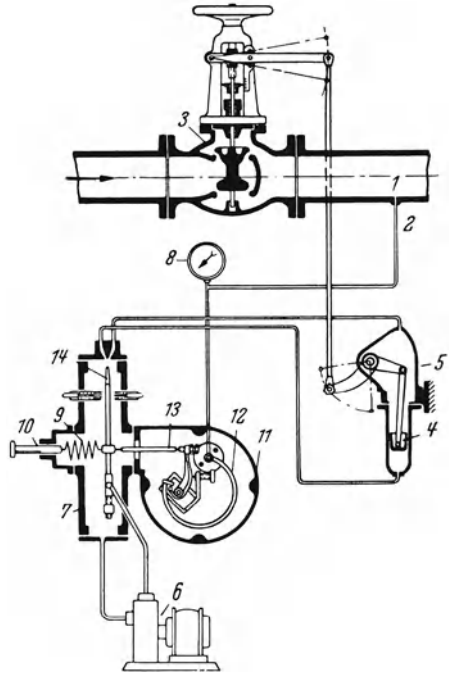


Abb. 200. Askania-Druckregler mit Steuerungsbild.

beeinflußt in diesem Fall einen Vor- bzw. Rückwärtsschalter für den Motor, der unter Zwischenschaltung eines Untersetzungsgetriebes den Hauptkegel des Ventils bewegt.

Alle hilfsgesteuerten Druckminderer lassen sich auch als sogenannte Überströmregler bauen und halten in diesem Fall den Druck vor dem Regler auf gleicher Höhe.

4. Dampfumformer und -kühler.

Im Gegensatz zum Dampfkühler arbeitet der Dampfumformer nach der Art eines dampfbeheizten Kessels. Der Heizdampf wird in einem

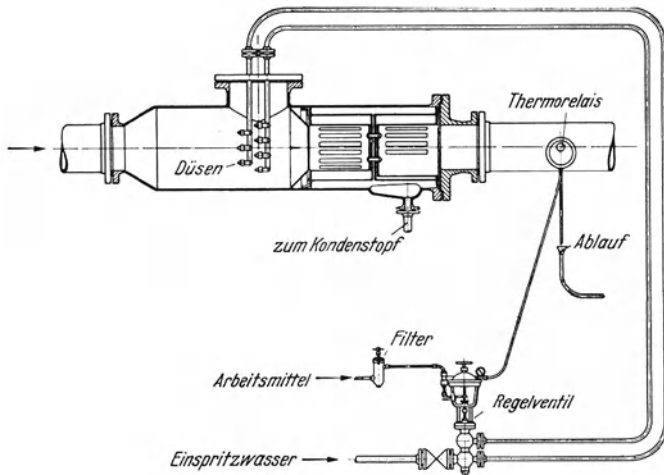


Abb. 201. Heißdampfkühler mit Einspritzdüsen.

wasserumspülten Röhrenbündel niedergeschlagen und gibt seine Überhitzungs- und Verdampfungswärme an das Wasser ab. Dieses verdampft und wird entweder unmittelbar oder nach Mischung mit einem abgezweigten Teil des Heizdampfes seiner Bestimmung zugeführt. Dadurch gewinnt man das wertvolle Hochdruckkondensat ohne Verunreinigung wieder.

Dampfkühler ermöglichen die Herabsetzung der Heißdampftemperatur auf niedrigere Temperatur — gegebenenfalls bis zu seiner Sättigungstemperatur — für andere Betriebszwecke. Man unterscheidet Einspritz- und Oberflächendampfkühler.

Bei den Einspritzdampfkühlern, z. B. gemäß Abb. 201, wird dem Dampfstrom Wasser in fein zerstäubter Form entgegengespritzt. Durch

Temperaturfühler und Wasserregler wird die Einspritzmenge geregelt. Durch den Regler können, je nach der erforderlichen Kühlung, eine Düse nach der anderen eingeschaltet werden.

Die Regler arbeiten ähnlich wie die Hilfssteuerorgane der beschriebenen Druckminderventile entweder mit Drucköl oder mit Druckwasser.

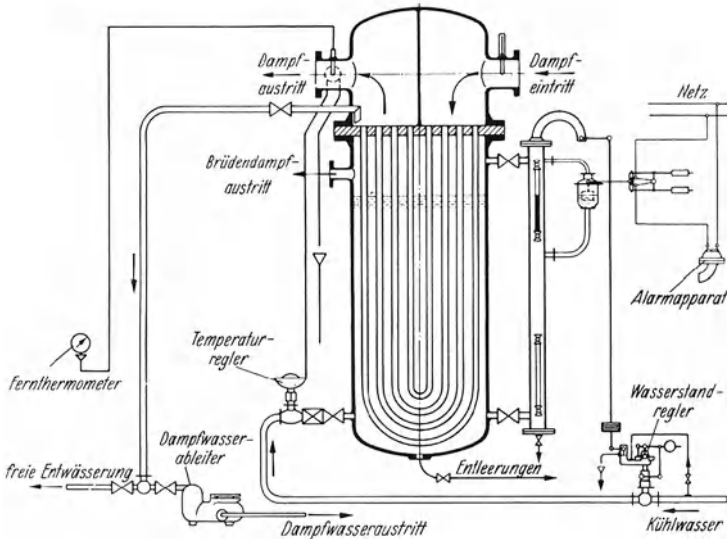


Abb. 202. Oberflächenheißdampfkühler.

Die Oberflächendampfkühler vermeiden die unmittelbare Berührung des Kühlwassers mit dem Dampf. Wie Abb. 202 zeigt, wird der Dampf durch ein Rohrbündel geschickt, welches vom Wasser umspült wird. Je nach dem Maße der gewünschten Kühlung wird die Wasserstandshöhe des Kühlwassers verändert und somit eine mehr oder weniger große Kühlfläche wirksam gemacht.

Der Druckminderer und der Dampfkühler bilden im Kraftwerksbetrieb eine zusammengehörige Einheit. Diese werden parallel zu den Turbinen geschaltet, um bei Ausfall der Turbine die Speisung des Niederdruckdampfnetzes sicherzustellen.

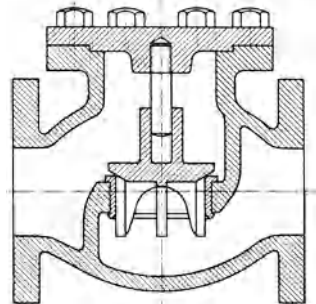


Abb. 203. Rückschlagventil.

5. Rückschlagventile.

Rückschlagventile oder Rückschlagklappen ähnlich Abb. 21 oder 203 verhindern ein Rückströmen bzw. einen Rückschlag, z. B. aus Speiseleitungen nach den Pumpen oder in andere Leitungsteile. Zur Stoßdämpfung kommen Luft- oder Ölbremesen in Frage.

6. Rohrbruchventile.

Rohrbruchventile bezwecken, bei Rohrbrüchen die selbsttätige Absperrung eines Leitungsteiles herbeizuführen. Die Wirkungsweise besteht darin, daß bei übermäßig hoher Geschwindigkeit ein Ventil, eine Klappe oder ein Hahn geschlossen wird.

Es gibt eine große Anzahl verschiedener Bauarten, die sich durch eine mehr oder weniger große Feinfühligkeit unterscheiden.

Ein Beispiel eines Rohrbruchventils für Wasserleitungen zeigt Abbildung 204. Dieses Ventil besitzt eine feinfühligkeits Vorsteuerung, die bei Überschreiten der eingestellten höchstzulässigen Wassergeschwindigkeit auslöst und den durch Gewichtshebel in der Schließrichtung belasteten Kegel mit Sicherheit abschließt.

Dadurch ist der Übelstand anderer Ventile vermieden, bei denen der Stoßdruck der strömenden Flüssigkeit auf den Kegel durch ein Gegengewicht ausgeglichen wird und nach längerer Betriebspause die zusätzliche Stoßkraft nicht mehr imstande ist, das Ventil zum Abschluß zu bringen.

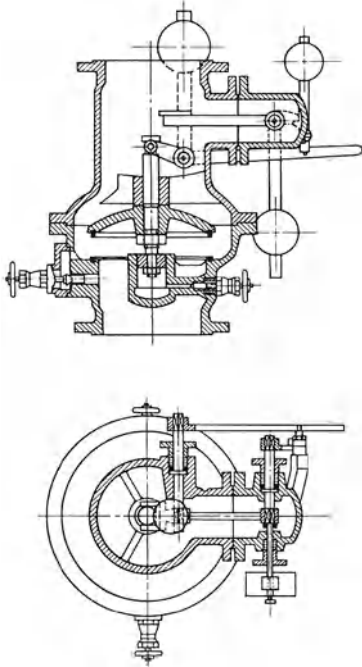


Abb. 204. Rohrbruchventil.

7. Wasserabscheider.

Für kleine Leitungen (Dampfleitungen zu Pumpen usw.) kommen Kugelwasserabscheider ähnlich Abb. 205 in Frage.

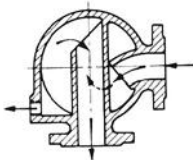


Abb. 205.
Kugelwasserabscheider.

Mit Rücksicht auf die bei genieteten Wasserabscheidern durch das öftere An- und Abstellen zuweilen eintretenden Undichtigkeiten verwendet man heute hauptsächlich vollständig im Feuer oder mittels Wassergas überlapptgeschweißte Wasserabscheider nach Abb. 206 mit entsprechendem Inneneinbau je nach Dampf- und -austritt bzw. Lage der Anschlußstutzen. Bei Höchstdruckleitungen kommen

auch solche in nahtlos geschmiedeter Ausführung zur Verwendung gemäß Abb. 144.

8. Kondenswasserableiter und -rückleiter.

Kondenswasserableiter z. B. nach Abb. 207 dienen zur selbsttätigen Rückleitung des Kondenswassers der Wasserabscheider und sonstigen

Entwässerungsstellen nach dem Sammelbehälter im Pumpenhaus, während die Rückleiter nach Abb. 208 das Kondensat in den Kessel zurückleiten.

Hierbei dienen Schaugläser oder Dreiwegehähne zur Prüfung, ob in den

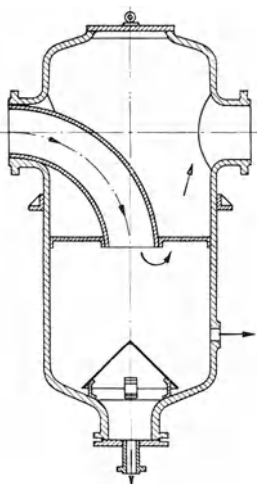


Abb. 206. Schmiedeeiserner Wasserabscheider.

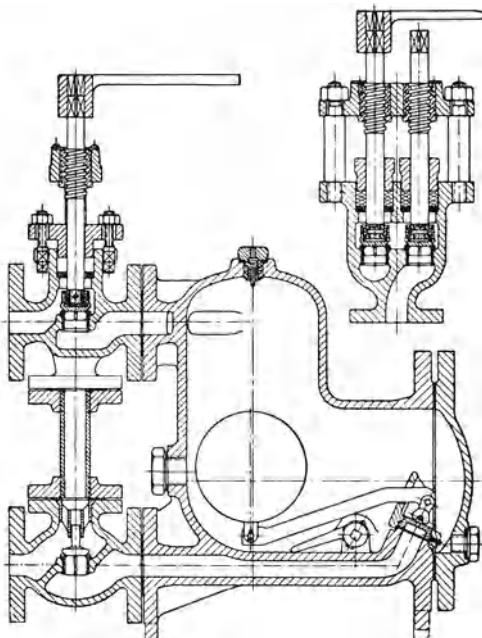


Abb. 207. KSB-Kondenstopf mit Umföhrung.

einzelnen Entwässerungssammelleitungen Kondensat oder bei undichten Apparaten Dampfgemisch abgeht. Im übrigen sei auf das im Abschn. II G/10 Gesagte verwiesen.

9. Entlüfter.

Entlüfter bezwecken, in Wasserleitungen schädliche Luftbeimengungen an den höchsten Leitungsstellen abzusondern. Die Ausführung dieser Apparate zeigt Abb. 209. Vielfach werden auch einfache handbetätigte Ventile verwendet.

10. Entöler.

Entöler ermöglichen, aus dem Abdampf der Kolbenmaschinen die Ölbeimengungen zu entfernen, so daß das ölfreie Kondensat mit zur Kesselspeisung dienen kann. Diese

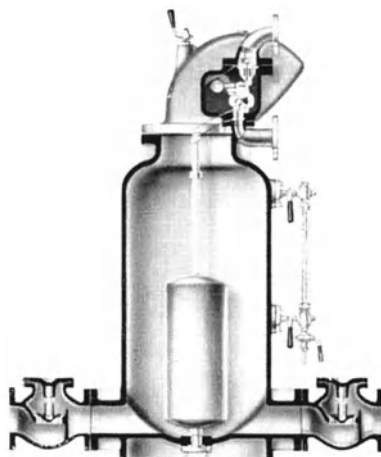


Abb. 208. Kondenswasserrückspeiser.

Apparate nützen die Trägheit des gegenüber dem Dampf schwereren Öles aus, indem dem Dampf recht viele Richtungswechsel aufgezwungen werden, so daß das Öl abgeschleudert wird und unten zu einem Klärbehälter abfließen kann.

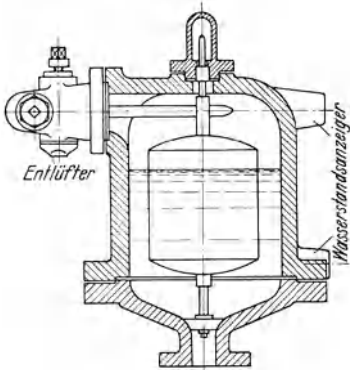


Abb. 209. Selbsttätiges Entlüftungsventil.

11. Meßapparate.

Meßapparate für Wasser, Dampf, Luft oder Gas dienen zur Ermittlung der durch die Rohrleitungen nach einzelnen Betriebsabteilungen, Dampfkesseln oder Turbinen gelieferten Mengen. Das volumetrische Meßverfahren wird heutzutage hauptsächlich für kleine Mengen benutzt.

Normalerweise werden jetzt Stau-
geräte (Venturirohr, Blende usw.) ver-

wendet, die sich für alle vorkommenden Betriebsverhältnisse eignen und eine hohe Meßgenauigkeit ermöglichen. In Abb. 210 ist der grundsätzliche Aufbau eines Venturirohres und in Abb. 211 derjenige einer Meßblende dargestellt.

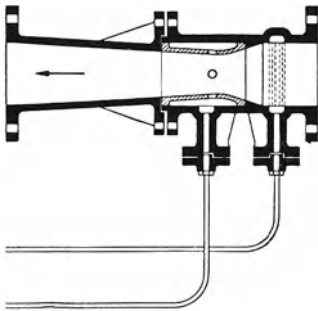


Abb. 210. Venturimesser.

Es wird also durch eine Querschnittsverengung eine vorübergehende Geschwindigkeitssteigerung hervorgerufen und — da die Summe aus potentieller und Bewegungsenergie unveränderlich ist — so ergibt sich eine der Vergrößerung der Geschwindigkeit entsprechende Verminderung des statischen Druckes, aus der die Strömungsgeschwindigkeit im Meßquer-

schnitt und damit die strömende Flüssigkeits-, Dampf- oder Gasmenge berechnet bzw. durch Meßapparate festgelegt werden kann.

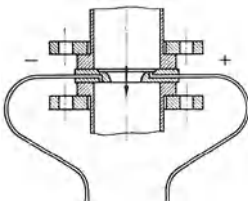


Abb. 211. Meßblende.

Die Ausführung der Meßapparate kann so erfolgen, daß entweder nur die augenblickliche Durchflußmenge oder diese angezeigt und die Gesamtdurchflußmenge fortlaufend aufgezeichnet wird. Diese Messung kann natürlich auch an einer vom Venturirohr ganz entfernt liegenden Beobachtungsstelle auf elektrischem Wege durch Fernschreiber erfolgen.

Im übrigen sei auf die „Regeln für die Durchflußmessung mit genormten Düsen und Blenden (VDI-Durchflußmeßregeln DIN 1952) Berlin 1937, verwiesen.

12. Schlammablaßabsperrorgane.

Schlammablaßabsperrorgane sind ein wichtiges Glied jeder Kesselablaßleitung, da Undichtigkeiten derselben dauernde Verluste von Speisewasser im Gefolge haben. Abb. 212 und 213 zeigen zwei Ausführungen dieser Absperrorgane.

Beim Schließen wird der mit der Spindel verbundene Kegel fest auf dem Sitz gedreht (eventuell mit Hilfe eines zweiten Handrades

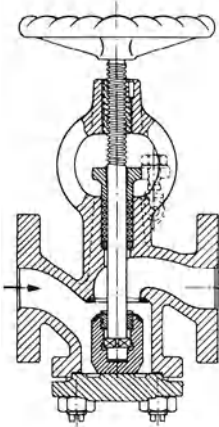


Abb. 212. Entschlammungsventil.

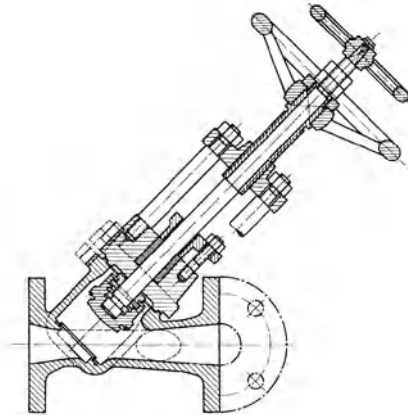


Abb. 213. Entschlammungsventil in Sonderbauart.

nach Abb. 213), so daß etwaige auf den Dichtflächen befindlichen Ablagerungen weggeschoben werden. Dadurch erzielt man eine einwandfreie Abdichtung.

13. Wärmeaustauscher.

Wärmeaustauscher arbeiten in gleicher Weise, wie Oberflächendampfkühler. Um die Dampfwärme möglichst vollkommen (bis zur Kondensation) auszunützen und sie z. B. dem Speisewasser zuzuführen, ist es vorteilhaft, den Wärmeaustauscher als „Gegenstromapparat“ auszuführen. Ist der Druck des Speisewassers hoch — z. B. für Höchstdruckanlagen — so wird das Wasser durch das Rohrbündel von unten nach oben geschickt, während der Dampf im Gegenstrom die Rohre umspült. Bei niedrigen Drücken wird umgekehrt der Dampf durch die Heizrohre geschickt und das Wasser umspült gegenläufig die Rohre. Abb. 214 zeigt ein Beispiel eines solchen Wärmeaustauschers.

Die Temperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit kann nötigenfalls durch Temperaturregler auf gleicher Höhe gehalten werden. Diese regeln je nach dem Grad der Erwärmung den Zufluß des Heizdampfes.

Die Temperaturregler arbeiten nach dem gleichen Grundsatz wie die Druckregler. Der Temperaturkühler gibt seinen Impuls an die

Hilfssteuerung, welche ihrerseits mit Hilfe eines Druckmittels (Öl, oder Druckwasser) das Drosselorgan für den Heizdampf beeinflusst.

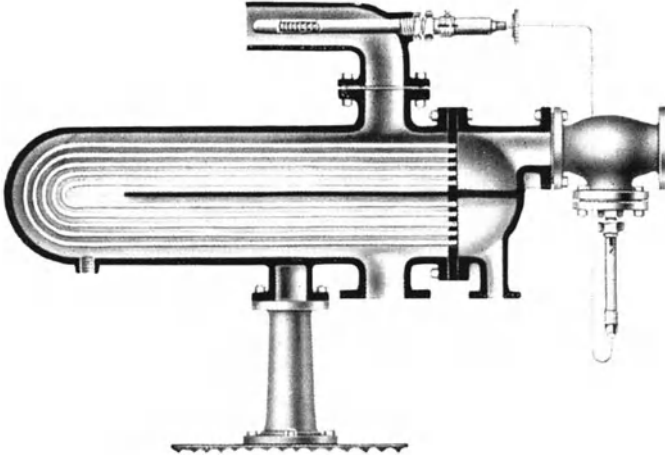


Abb. 214. Gegenstromwärmeaustauscher.

D. Dehnungsstücke und Auflageteile. (Rohrunterstützungen.)

1. Dehnungsaufnahme.

Bei allen Rohrleitungen treten durch Temperaturänderungen — sei es durch Temperaturwechsel der Umgebung oder durch die Temperatur der in der Rohrleitung strömenden Flüssigkeit — mehr oder weniger große Längenunterschiede ein (je lfd. m und 100°C = rd. 1,2 mm, siehe auch Abb. 99), die zur Erhaltung der Betriebssicherheit der Rohrleitungsanlage in irgendeiner Form ausgeglichen werden müssen. Bei unrichtiger oder ungenügender Wahl der für die betreffende Leitung erforderlichen „Dehnungsstücke“ und falscher Anordnung bzw. Ausführung der Festpunkte treten Überbeanspruchungen oder Werkstoffermüdungen ein, die zum Bruch der Leitung oder mindestens zu dauernden Flanschundichtigkeiten führen können.

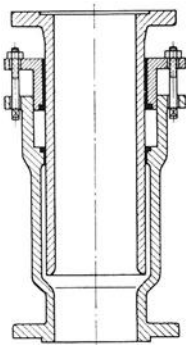


Abb. 215.
Stopfbüchsenausgleicher.

Bei den im Bergbaubereich in der Erde verlegten Leitungen treten aber auch ohne besonderen Temperaturwechsel durch die Geländeverschiebungen — „Bergschäden“ — Längenänderungen ein, denen man ebenfalls durch Einbau von Dehnungsstücken Rechnung tragen muß.

Auch für Wasserleitungen mit Temperaturwechsel kommen Stopfbüchsen (Abb. 215) in Frage, wenn man nicht bei geringeren Drücken bis zu 6 at zu den Linsenausgleichern nach Abb. 20 greifen kann.

Letztere verwendet man auch bei anderen Leitungen geringerer Temperatur, z. B. Abdampf, wenn sich der Wärmeausgleich nicht eventuell durch den natürlichen Richtungswechsel der Leitung ermöglichen läßt. Bei Gasleitungen geringer Druckes und großer Abmessungen kommen die sogenannten Tellerausgleicher nach Abb. 216 in Frage.

Eine neuartige Bauart auf dem Gebiete der Dehnungsaufnahme stellt der entlastete Ausgleich nach Abb. 217 dar. Besondere Vorteile bietet diese Ausführung in Verbindung mit der Möglichkeit der Überentlastung, wodurch jegliche auf die Rohrleitung rückwirkende Druckkräfte vermieden und sogar, falls nötig, in Zugkräfte umgewandelt werden können. Diese Überentlastung wird durch entsprechende Vergrößerung des als Entlastungskolben wirkenden verlängerten Degenrohrteiles erreicht. In Verbindung damit wurde eine neue Packung gemäß Abb. 218 entwickelt, die durch eine Aufeinanderfolge von Stahldruckringen und Dichtungsringen aus Sonderwerkstoff (Kupfer, Aluminium, Elektron,

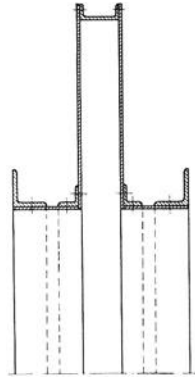


Abb. 216.
Tellerausgleicher.

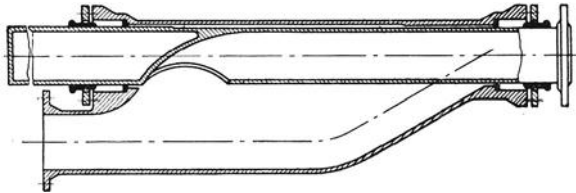


Abb. 217. Neuartiger entlasteter Stopfbüchsenausgleicher (Vereinigter Rohrleitungsbau).

Bronze, Weicheisen usw.) gebildet wird. Zur Zeit laufen Versuche, um die Eignung dieser Packung auch für höhere Drücke und Temperaturen zu prüfen¹.

Alle vorgenannten Ausgleichstücke sind natürlich bei Dampfleitungen mit den hohen Drücken und Temperaturen nicht verwendbar. Bei entsprechender Leitungsführung und Anordnung der Festpunkte können die Wärmedehnungen in vielen Fällen durch die 90°-Bogen oder Schwanenhalsbogen aufgenommen werden. Ist dies nicht möglich, so greift man zu Ausgleichern in Lyraform, entweder aus Glattrohr oder aus Faltenrohr (DRP.), Abb. 219 und T. VIII. Faltenrohr-

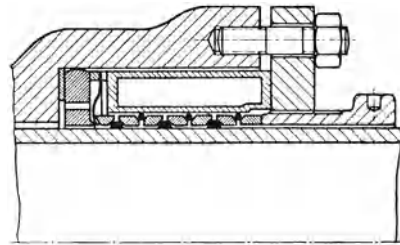


Abb. 218. Metallpackung für Stopfbüchsenausgleicher (Vereinigter Rohrleitungsbau).

¹ Siehe auch Arch. Wärmew. 19. Jahrg. (1938) Heft 3, S. 73.

ausgleicher (DRP.) in Lyraform können gegenüber Glattrohrausgleichern für gleiche Dehnungsaufnahme kleiner in Baulänge und Ausladung ausgeführt werden. Das Faltenrohr ermöglicht auch Herstellung von 90° -Biegungen usw. mit geringerem Biegehalbmesser ($r = 2d$) als beim Glattrohr, so daß — abgesehen von der besseren Dehnungsaufnahme — die Verwendung von Faltenrohren bei beengten Verhältnissen oft eine Notwendigkeit wird. Zudem ist beim Faltenrohr die rückwirkende Festpunktkraft auch kleiner als beim Glattrohrausgleicher.

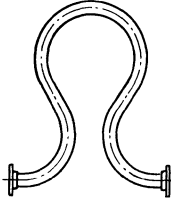


Abb. 219. Lyra-
bogenausgleicher.

Für Sonderfälle, wo z. B. von den Turbinenlieferanten nur geringe Schubkräfte auf den Maschinenanschlußstutzen zugelassen werden, greift man zu den Pforzheimer Metallschlauchausgleichern nach Abb. 220, die sich schon seit Jahren auch für höhere Drücke und Dampftemperaturen bewährt haben.



Abb. 220. Metallschlauchausgleicher, Type A in einer Ebene beweglich, Type B in beiden Ebenen beweglich.

Sind bei Dampfleitungen mit längeren geraden Strecken die Verhältnisse so beengt, daß man die Dehnungsaufnahme weder durch Richtungswechsel noch durch Faltenrohr-Lyraausgleicher oder Metallschläuche ermöglichen kann, so muß man zu einer stopfbüchsentlasteten Ausgleichvorrichtung, bei der nur der Reibungsdruck in der Stopfbüchse zu überwinden ist, nach Abb. 221 greifen, die aber besonderer Wartung bedarf. Der Übelstand des Festbrennens gewöhnlicher Stopfbüchsenausgleicher bei hohen Temperaturen ist bei

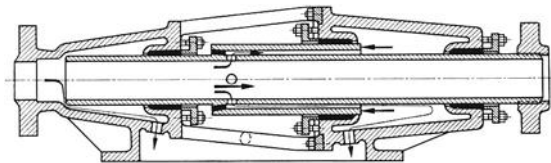


Abb. 221. Entlasteter Stopfbüchsenausgleicher (Seiffert).

dieser Bauart dadurch verhindert, indem das Degenrohr mehrere Löcher besitzt, wodurch der Dampf auch eine dauernde Bewegung um die Stopfbüchsmäntel hat, so daß diese die gleiche Ausdehnung erfahren wie das Degenrohr selbst.

2. Befestigung.

Damit die Längenänderungen in der vorgesehenen Weise von den Ausgleichern aufgenommen werden, muß einerseits die Leitung in geeigneten Punkten zuverlässig festgelegt werden, indem die Auflagerung als Festpunkt ausgebaut wird; andererseits aber muß der Ausgleicher mit genügender Vorspannung eingebaut werden und die Leitung sich an den übrigen Auflagepunkten mit möglichst geringer Reibung verschieben können. Um letzteres

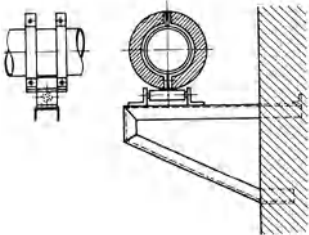


Abb. 222. Konsol mit Rollenlager.

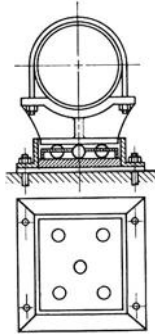


Abb. 223. Kugellager.

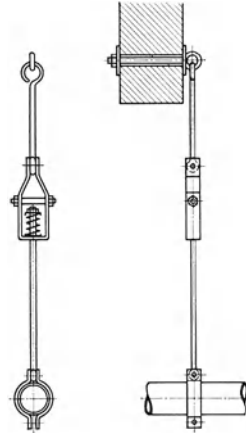


Abb. 224. Federnde Hängeschelle.

zu erreichen, ruht die Leitung auf Rollen, wobei das Rohr an der betreffenden Stelle einen Gleitschuh aus Profileisen erhält (Abb. 222), oder Kugellagerung nach Abb. 223 usw. in Frage kommt.

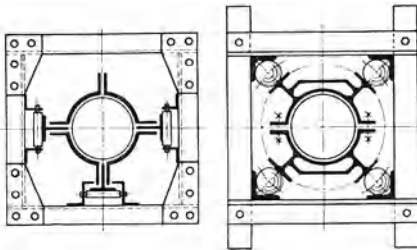


Abb. 225. Führungsrollenlager bzw. Kugellager.

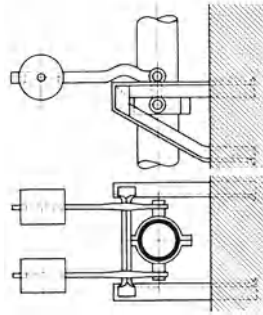


Abb. 226. Konsol mit Hebel und Gewichtsausgleich.

In den meisten Fällen ist eine Bewegungsmöglichkeit in allen Richtungen notwendig, wofür sich Hängeschellen, besonders solche mit zwischengeschalteter Feder nach Abb. 224 gut eignen. Vielfach muß man in besonderen Fällen Rohrführungen mit allseitiger Rollen- oder Kugellagerung gemäß Abb. 225 vorsehen. Diese können wiederum mit Federung in senkrechter Richtung verbunden werden. Häufig ist es vorteilhafter, statt der Federn einen Ausgleich mittels Hebel und

Gewicht ähnlich Abb. 226 vorzunehmen. Die Verwendungsmöglichkeit dieser Bauart ist wegen des ziemlich großen Platzbedarfes beschränkt.

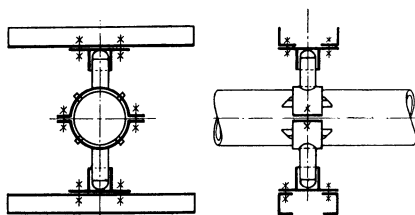


Abb. 227. Beweglicher Festpunkt.

Um die Beanspruchung der Rohrleitung — besonders bei kurzen Schenkeln — möglichst gering zu halten, ist es zweckmäßig, die Festpunkte nicht starr, sondern gelenkartig ähnlich Abb. 227 auszubilden. Auch federnde Festpunkte können hierbei in Frage kommen. Im

übrigen sei auf den Aufsatz von E. Schwenk¹ hingewiesen, worin die verschiedenen Bauarten der Rohrunterstützungen und ihre Eignung ausführlich besprochen sind.

IV. Normung im Rohrleitungsbau und Richtlinien.

1. Normung.

In den letzten Jahren sprunghafter Entwicklung der Technik hat sich die Normung auf allen Gebieten — auch im Rohrleitungsbau — durchgesetzt. Die alten Normalien vom Jahre 1882 (des Vereins deutscher Gas- und Wasserfachmänner) finden nur noch in wenigen alten Anlagen Anwendung, während die im Jahre 1900 und 1912 vom VDI aufgestellten Normalien fast vollkommen durch die Dinormen (Deutsche Industrienormen) verdrängt wurden.

Der Aufbau der im Rohrleitungsbau maßgebenden Normen, ihre Unterteilung nach Druckstufen (Nenndrücken) sei als bekannt vorausgesetzt. Im übrigen wird auf das jährlich erscheinende „DIN-Normblattverzeichnis“, herausgegeben vom Deutschen Normenausschuß Berlin NW 7², verwiesen.

Die Normung ist zur Zeit für alle wichtigen Teile einer Rohrleitung bis ND 100 durchgeführt. Darüber hinaus sind Normblattentwürfe für einzelne Teile, z. B. Flanschenanschlußmaße bis ND 320 in Bearbeitung. Obwohl es sich in diesem Fall zunächst nur um unverbindliche Vornormen handelt, sind eine ganze Anzahl von Höchstdruckanlagen unter Zugrundelegung dieser Normentwürfe gebaut worden. Einzelne dieser Hochdrucknormen sind im Abschn. II G/1 aufgezählt.

Dieser Hinweis möge hier genügen.

¹ „Rohrunterstützungen von Dampfleitungen“ Archiv Wärmew. Bd. 19 (1938), Heft 7, S. 183.

² Beuth-Vertrieb G. m. b. H., Berlin SW. 68.

Zum besseren Verständnis des Normungsgedankens ist das Buch „Einführung in die Dinormen“ von W. Zimmermann und E. Böddrich¹ zu empfehlen.

2. Richtlinien.

Für die Ausführung von Rohrleitungen gelten grundsätzlich auch die „Werkstoff- und Bauvorschriften für Landdampfkessel nebst Erläuterungen“ (Ausgabe Januar 1928)².

Bei Heißdampfleitungen über 400° C, insbesondere solchen für hohe Dampfdrücke, sind ferner die „Richtlinien für den Bau von Heißdampfrohrleitungen“, herausgegeben von der Vereinigung der Großkesselbesitzer e.V. (VGB)³ zu beachten. Die neueste Fassung dieser Richtlinien ist im Januar 1936 erschienen. Darin sind neben Berechnungs- und Ausführungsvorschriften für einzelne besonders wichtige Teile der

Zahlentafel 17. Gütestufen der Heißdampfrohrleitungen.

Bezeichnung	Ausgangswerkstoff	Prüfung	Verwendung für Heißdampfrohrleitungen
Güte I	Unbearbeitete Güsse, gewalzte Stangen oder gewalzte Vierkantblöcke je nach Verfahren	Gemäß nachstehenden Ziff. 19—24 und 28 in Anlehnung an DIN 1629 „mit Gütevorschriften“	bis 400°
Güte II (Hochleistungsrohre)	Wie Güte I, jedoch besondere Sorgfalt in der Auswahl der Schmelzen, sorgfältige Beseitigung von Lunker- und Oberflächenmängeln, und besondere werkseitige Sorgfalt bei der Verfolgung der Blöcke und der Rohre während des Herstellungsvorganges	Wie Güte I, darüber hinaus: Beiderseitige Ringprobe in Übereinstimmung mit Ziff. 25—27	400—450°
Güte III (Höchstdruckrohre)	Wie Güte II, jedoch geschält (Drehen oder Hobeln) und bei Rundgüssen gebohrt ⁴ , blockweise Ausführung von Beizproben	Wie Güte II, darüber hinaus: Vornahme der Beizproben durch das Stahlwerk. Nachweis durch Werksbescheinigung	über 450°
Güte IV	nach besonderer Vereinbarung		

¹ Leipzig u. Berlin: B. G. Teubner 1938.

² Beuth-Verlag, Berlin S 14.

³ Zu beziehen durch Julius Springer, Verlagsbuchhandlung, Berlin.

⁴ Für die Vorbehandlung der Ausgangswerkstoffe für Rohre sind von Baurat Ulrich „Anhaltspunkte“ aufgestellt worden. Bei Bestellungen von Rohren der Gütestufen III und IV empfiehlt es sich, diese „Anhaltspunkte“ mit dem Lieferwerk zu vereinbaren (s. Mitt. VGB 1935, Heft 54, S. 188).

Rohrleitungen in sehr eingehender Form die Art der Werkstoffe, die Bedingungen, denen sie genügen müssen und die hierzu erforderlichen Prüfungs- und Abnahmevorschriften festgelegt.

Einer der wichtigsten Punkte ist die Behandlung der Ausgangsblöcke bei der Rohrherstellung. Je nach der Betriebstemperatur werden gewissermaßen stufenweise jeweils höhere Anforderungen an den Werkstoff gestellt und dementsprechend die Prüfbedingungen verschärft. Die VGB-Richtlinien unterscheiden in dieser Beziehung vier „Gütestufen“ (siehe Zahlentafel 17).

3. Wartung, Stillsetzung, Inbetriebsetzung und Instandsetzung von Rohrleitungen.

Betriebsblatt 9 für Maschinisten, Monteure und Betriebsleiter. Herausgegeben von AWF, Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung beim Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit in Industrie und Handwerk unter Mitarbeit des Rohrleitungsverbandes (Copyright by AWF).

2. Neubearbeitung (Februar 1932).

Die gleichen Vorschriften sind sinngemäß bei Preßluftleitungen zu beachten.

Wartung.

1. Bei undichten Verbindungen (Tropfen von Wasser, Ausblasen von Dampf) Schrauben sorgfältig kreuzweise nachziehen, übermäßiges Anziehen vermeiden; genügt mäßiges Anziehen nicht, Dichtung erneuern; geschweißte Leitungen ausbessern.

2. Bei Rohrleitungen für Frischdampf, besonders bei hohem Druck und hoher Überhitzung sind in regelmäßigen Abständen die Unterstützungen zu untersuchen, damit die Bewegung der Rohrleitungen infolge der Wärmeausdehnung nicht behindert wird; etwaige Mängel sofort beseitigen.

3. Absperrvorrichtungen verlangen im Betrieb eine gewisse Pflege, damit sie dauernd gut dicht sind. Sie müssen alle 14 Tage auf Gangbarkeit geprüft werden, damit sie im Falle der Gefahr nicht versagen. Undichtheiten oder fehlerhafte Absperrorgane sind rechtzeitig in Ordnung zu bringen.

4. Absperrvorrichtungen in Sonderausführung (Sicherheits-, Druckminder-, Rohrbruchventile und schnellschließende Absperrvorrichtungen), auch solche mit Bedienungsvorrichtungen und elektrischen Einrichtungen müssen mindestens in jeder Woche einmal auf ihre Betriebsfähigkeit geprüft werden. Bei Federsicherheitsventilen ist in bestimmten Zeiträumen die Einstellung der Feder nachzuprüfen, d. h. ob die Ventile noch bei dem vorgeschriebenen Druck rechtzeitig öffnen. Kleinere Fehler sind möglichst sofort zu beseitigen; Absperrvorrichtungen mit größeren Fehlern sind sofort auszubauen.

5. Undichte Stopfbüchsen sofort neu verpacken. Einseitiges Anziehen der Stopfbüchsenbrillen vermeiden. Ausströmender Dampf bedeutet Verlust und greift blanke Teile sehr an.

6. Alle übrigen Apparate (Ausgleichvorrichtungen für die Wärmeausdehnung, Dampfwasserableiter (Kondenstöpfe), Dampfwasser-Rückspeiser, Kesselspeiseregler) müssen täglich beobachtet werden; Störungen sind schnellstens zu beseitigen.

7. Bei eintretendem Frostwetter ist nachzusehen, ob die im Freien liegenden Rohrleitungen vor Einfrieren geschützt sind.

8. Zerstörten Wärmeschutz (Isolierung) sofort erneuern; nackte Rohrleitungen und nackte Flanschverbindungen bedeuten immer Wärmeverlust.

Stillsetzung.

9. Alle Leitungen entleeren.

10. Entwässerungsleitungen und Dampfwasserableiter (Kondenstöpfe) öffnen. Bei Kondenstöpfen mit offenen Schwimmern sind Gehäuse und Schwimmer zu entleeren.

11. Rohrleitungen nachsehen und ausbessern, etwaige Schäden beseitigen.

12. An der höchsten Stelle Entlüftungsklappe, -hähne und -ventile öffnen.

Inbetriebsetzung.

13. Bei Leitungen, die unter Druck gesetzt werden sollen, muß für genügende Entlüftung gesorgt werden (an der höchsten Stelle ein Ventil oder einen Flansch öffnen, damit die Luft entweichen kann).

14. Frischdampfleitungen sind mittels Dampf auszublase.

15. Entwässerungsleitungen und Dampfwasserableiter (Kondenstöpfe) müssen offen sein, damit Dampf ablaufen kann. Bei großen Kondensatmengen Umführungen so lange offen halten, bis Dampfleitung normale Temperatur erreicht hat, um Wasserschäden zu vermeiden.

16. Rohrleitungen mit hohem Betriebsdruck und mit großen Lichtweiten erhalten Absperrorgane mit Umführungen außerhalb der Rohrleitung (s. auch Punkt 17). Bei Inbetriebsetzung zunächst die Umführungen öffnen, um die dahinter liegenden Rohrleitungen mit Dampf zu beschicken und Hauptabsperrvorrichtungen zu entlasten. Bevor sie geöffnet wird, einige Zeit warten.

17. Neuere Schieber oder Ventile mit innerer oder ohne Umleitung sind so gebaut, daß erst die Dichtungsflächen gelüftet werden. Vor weiterer Handrad-drehung einige Zeit warten, bis Drehung leicht möglich. Drehung um so schwerer, je weniger der Druckausgleich stattgefunden hat.

18. Längere Rohrleitungen nicht auf einmal unter Druck setzen, sondern in Abschnitten, wie die vorhandenen Absperrvorrichtungen es ermöglichen.

19. Gewaltames und plötzliches Öffnen vermeiden, besonders bei größeren Absperrvorrichtungen, sonst Wasserschläge, die zu Bruch der Rohrleitungen selbst oder angeschlossener Maschinen führen.

20. Nach Druckausgleich alle Entwässerungsleitungen so einstellen, daß die Entwässerungsvorrichtungen z. B. Dampfwasserableiter (Kondenstöpfe), das beim Betrieb sich bildende Dampfwasser sicher aus den Rohrleitungen entfernen.

21. Wasserleitungen können durch Pumpen in Betrieb gesetzt werden; an der höchsten Stelle für genügende Entlüftung sorgen.

22. Bei erstmaliger Inbetriebsetzung Flanschdichtungen genau nachprüfen und Schrauben vorsichtig nachziehen, besonders bei Frischdampfleitungen (Wärmeausdehnung der Schrauben beachten) an den Flanschverbindungen und Absperrvorrichtungen (Deckel- oder Haubenflansch).

Instandsetzung.

23. Instandsetzungsarbeiten an Rohrleitungen, die unter Druck stehen (Dampf-, Druck-, auch Säureleitungen) in Betriebspausen vornehmen. Das auszubessernde Rohrleitungsstück von der im Betrieb befindlichen Rohrleitung abschalten (Warnungsschilder anbringen) und vor Beginn der Arbeit durch vorsichtiges Lösen der Flansche oder Öffnen eines Ventils drucklos machen oder entleeren.

24. Bei Arbeiten an größeren Apparaten, die ortsfest sind und befahren werden müssen, Verbindung mit der in Betrieb befindlichen Leitung lösen (Warnungsschilder anbringen). Nachdem Ventil in Rohrleitung geschlossen, muß Verbindungsstück zwischen diesen und den Apparaten zur Sicherheit entfernt werden.

25. Vor dem Zusammenschrauben oder vor dem Einbau ausgebesserter Rohrleitungsteile die Dichtungsflächen der Flansche sorgfältig reinigen.

26. Dichtungsringe genau zentrisch einlegen und nicht in den lichten Querschnitt des Rohres hineinragen lassen. Alle Dichtungen vor dem Einbau mit einem dünnen Graphitüberzug versehen. Gewindeteile der Schrauben für die Flanschverbindungen sind vor dem Einsetzen mit einem Gemisch von Graphit und Öl zu bestreichen, um ein leichteres Lösen nach längerer Betriebszeit zu ermöglichen.

27. Bei Instandsetzungsarbeiten darauf achten, daß nicht Werkzeuge, Schrauben, Nieten oder sonstige Fremdkörper zurückbleiben, sonst können sie infolge der hohen Dampfgeschwindigkeit mitgerissen werden und zu Zerstörungen der angeschlossenen Maschinen führen.

28. Vor Inbetriebsetzung die Vorschriften unter Punkt 13 bis 22 beachten.

29. Farbanstrich erneuern.

V. Schrifttum.

Rohrleitungen für Kraftwerke.

1. Balcke, Hans: Die Kraftwirtschaft. München: Oldenbourg.
2. Goerke, H.: Amerikanische Hochdruckrohrleitungen. Arch. Wärmew. 1936, Heft 12, S. 317.
3. v. Jürgenson, H.: Entwicklungsfragen im Höchstdruck-Rohrleitungsbau. Wärme, Jg. 60 (1937) Heft 26.
4. Marscheider, C.: Erfahrungen im Bau von Hochdruck-Rohrleitungen. Z. VDI 1935, Heft 9, S. 292.
5. — Aus dem Schrifttum über Kraftwerksbau. Arch. Wärmew. 1933, Heft 10, S. 276.
6. Schöne, O.: Braunkohle 1936, Heft 16, S. 256.
7. Schult, H.: Schaltung und Auslegung von Frischdampfleitungen in größeren Kraftwerken. Kraftwerk 1931, Heft 1.
8. VDI-Verlag, Berlin: Eignung von Rohrleitungen im Kraft- und Wärmebetrieb. 1938.
9. Wirtschaftsgruppe Elektrizitätsversorgung: Richtlinien für die Wahl der Drücke, Temperaturen und Leistungen bei Neubauten und Erweiterungen von Dampfkraftwerken. Berlin, Mai 1937.

Wasser- und Wasserkraftleitungen.

10. Brinkhaus, P.: Das Rohrnetz städtischer Wasserwerke, 2. Aufl. München u. Berlin: Julius Springer 1930.
11. Brix, J., H. Heyd u. E. Gerlach: Die Wasserversorgung, Bd. 1 u. 2. München: Oldenbourg 1936.
12. Bundschu, F.: Druckrohrleitungen. Berlin: Julius Springer.
13. Groß, E.: Handbuch der Wasserversorgung. München: Oldenbourg 1930.
14. Hannemann, O.: Versuche mit Sinterit für die Dichtung von Muffenrohren im Wasserleitungsbau. Gas- u. Wasserfach 1937, Heft 42, S. 736.
15. Hruschka, A.: Druckrohrleitungen der Wasserkraftwerke. Wien: Julius Springer 1929.
16. Mengeringhausen: Grundlagen zur Berechnung von Hauswasserleitungen. Gas- u. Wasserfach 1932, Heft 44, S. 865.
17. Netoliczka, W.: Die wirtschaftliche Bemessung von Druckrohrleitungen für Wasserkraftanlagen. Röhrenindustrie Bd. 23 (1930) Nr. 19.
18. Schemel, R. u. S. Clodius: Versuche mit Heimstoffen im Wasserleitungsbau. Gas- u. Wasserfach 1937, Nr. 10, S. 151; Nr. 12, S. 187.
19. Vogt, H.: Über einen neuen heimischen Werkstoff für Muffendichtungen. Gas- u. Wasserfach 1936, Nr. 32, S. 592.
20. Wagenführer, K.: Kautschuk als Werkstoff für die Dichtung von gußeisernen Muffendruckrohren für Gas und Wasser. Gas- u. Wasserfach 1936, Nr. 16, S. 249.
21. Weyrauch: Wasserversorgung der Ortschaften. Sammlung Göschen. Berlin u. Leipzig 1916.

Ferngasleitungen.

22. Baum, F.: Technische Fragen der Ferngasversorgung. Stahl u. Eisen 1928, S. 161.
23. Bayerlein, K.: Graphische Berechnung von Gasfernleitungen. Gas- u. Wasserfach 1929, Heft 37, S. 901.
24. Bertelsmann-Kobbert: Gasverteilung. München: Oldenbourg.
- 24a. Biel, R.: Gaswirtschaft und Fernversorgung. Die Versandkosten des Fern-gases. Gas und Wasserfach 1938, Nr. 48.
25. Brückner, H.: Gastafeln. München u. Berlin: Oldenbourg 1937.
26. Großmann: Gasrohrnetze für hohen Druck. Gas- u. Wasserfach 1928, Heft 38, S. 924.
27. Gülich: Zur Frage der Überwachung des Gasrohrnetzes. Röhren- u. Arma-turen-Z. 1937, S. 4.
28. Herning: Meßfragen im Ferngasbetrieb. Z. VDI 1937, Nr. 10, S. 299.
29. Jaenicke: Ein Beitrag zur Frage der Berechnung von Gasfernleitungen. Gas- u. Wasserfach 1930, Heft 18, S. 417.
30. Jeningen, Essen: Was muß ich wissen, wenn ich mich an das Ferngasnetz anschließen will. Flugblatt Selbstverlag Essen.
31. Kalender für Gas- und Wasserfach, 2. Teil.
32. Müller: Graphische Berechnung von Niederdruck-Gasleitungen. Gas- u. Wasserfach 1932, Heft 48, S. 952.
33. Starke, F.: Konstruktion und Verlegung geschweißter Gasfernleitungen. Röhren- u. Armaturèn-Z. 1937.
34. Starke, F.: Großgasversorgung. Leipzig: Otto Spamer.
35. Traenker, K.: Gasfernleitungen. Z. VDI 1929, S. 517.
36. Walter, W.: Höhere Leistungen in der Gasverteilung durch erhöhten Gas-druck. Gas- u. Wasserfach 1937, Nr. 46, S. 828.
37. Weckwerth, F.: Praktische Erfahrungen mit Rohrdehnungsstücken. Gas- u. Wasserfach 1937, Nr. 20, S. 320.
38. Wunsch, W.: Hochdruck-Gasverteilung und Messung. Gas- u. Wasserfach 1937, Nr. 14, S. 214.
39. Wunsch-Geilenkirchen: Temperaturbewegungen im Erdboden und deren Einfluß auf die Beanspruchung geschweißter Gasrohrleitungen. Gas- u. Wasserfach 1937.

Heizung.

40. Albrecht: Gasheizung. XIII. Kongreßber. f. Heizung u. Lüftung. München u. Berlin 1930.
41. Berlit: Zentralheizung und Warmwasserversorgung für Klein- und Mittel-wohnungen. XII. Kongreßber. f. Heizung u. Lüftung. München u. Berlin 1928.
42. Eberle u. Raiß: Wärmeverbrauch von Wohnungen. Berlin 1931.
43. Gröber, H.: Rietschels Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik. Berlin: Julius Springer 1934.
44. Jost: Fernheizwerk Halle. Gesundh.-Ing. Bd. 54 (1931) S. 33.
45. Marx, A.: Über den Wirkungsgrad einer Warmwasserheizung und Warm-wasserversorgung. Z. Ver. dtsh. Heizungs-Ing. Bd. 29 (1930) S. 116, 165.
46. Ohaus, H.: Wärmewirtschaft und Betriebsführung in Krankenanstalten. Z. Ver. dtsh. Heizungs-Ing. Bd. 29 (1930) S. 69.
47. Raiß: Heizkennziffer bei Wohnungs- und Schulheizungen. Gesundh.-Ing. Bd. 54 (1931) S. 321.

48. Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfes von Gebäuden und für die Berechnung der Kessel- und Heizkörpergrößen von Heizungsanlagen. Selbstverlag des Verbandes der Zentralheizungsindustrie, Berlin 1929. (Zur Einführung s. *Gesundh.-Ing.* Bd. 52 (1929) S. 285, 290, 298.)
49. Rietschel: Heizungs- und Lüftungstechnik, 9. Aufl., bearb. von H. Gröber. Berlin: Julius Springer 1930.
50. Roser: Schwerkraftheizung für Hochtemperaturen. *Arch. Wärmew.* Bd. 9 (1928) S. 285.
51. Rybka: Amerikanische Heizungs- und Lüftungspraxis. Berlin 1932.
52. Schmidt, E. u. W. Hindenburg: Wärmeabgabe von Rippenrohren. *Arch. Wärmew.* Bd. 12 (1931) S. 327.
53. Hindenburg, W. u. Kraussold: Wärmeabgabe von Gliederheizkörpern. *Arch. Wärmew.* Bd. 13 (1932) S. 187.
54. Schmitz, J.: Bestimmung der Rohrweiten von Hoch-, Nieder- und Unterdruck-Dampfleitungen. München: Oldenbourg.
55. Schulz: Städteheizungen in Amerika. *Wärme* Bd. 50 (1927) S. 665, 679, 792.
56. Schulz, E.: Berliner Fernheizungen. *Arch. Wärmew.* Bd. 9 (1928) S. 74.
57. Schulz, E.: Öffentliche Heizkraftwerke und Elektrizitätswirtschaft der Städte. Berlin 1932.
58. Stammerger, W.: Die Pumpen-Warmwasserheizung. Halle a. S.: Carl Marhold.
59. Trautmann: Heizkraftwerk, Leipzig. *Gesundh.-Ing.* Bd. 48 (1925) S. 404.
60. Wierz, M.: Die Warmwasserheizung, Anordnung und Ausführung mit vereinfachter Rohrnetzrechnung. München: Oldenbourg 1936.

Eine weitere Schrifttumsübersicht findet man im *Arch. Wärmew.* Bd. 15 (1934) Heft 4, S. 109.

Physik.

61. Knoblauch, Raisch u. Hausen: Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. München: Oldenbourg.
62. Koch, We.: VDI-Wasserdampfatafeln mit einem Mollier-(i—s)-Diagramm. München u. Berlin: R. Oldenbourg. — Berlin: Julius Springer 1937.
63. Kövesi: Praktische Anwendung der Reynoldsschen Zahl. *Röhrenindustrie* 1931, H. 7.
64. Mann, V.: Die Zähigkeit der technischen Gase. *Gas- u. Wasserfach* Bd. 73 (1930) S. 570.
65. Richter, H.: Rohrhydraulik. Berlin: Julius Springer 1934.
66. Richter, H.: Beitrag zur Bestimmung und Berechnung der Zähigkeit von Gasgemischen. *Gas- u. Wasserfach* Bd. 75 (1932) S. 989.
67. Richter, H.: Zur Ermittlung der Reynoldsschen Zahl von Dampfströmen. *Ing.-Arch.* Bd. 3 (1932) S. 300.
68. Sigwart, K.: Messungen der Zähigkeit von Wasser und Wasserdampf bis ins kritische Gebiet. *Forsch. Ing.-Wes.* Bd. 7 (1936) Nr. 3, S. 125.
69. Speyerer, H.: Bestimmung der Zähigkeit des Wasserdampfes. *VDI-Forsch.-Heft* 1925, Nr. 273.
70. Sutherland, W.: The viscosity of gases and molecular forel. *Phil. Mag.* Bd. 36 (1893) S. 507.
71. Zipperer, L. u. G. Müller: Beitrag zur Bestimmung und Berechnung der Zähigkeit von Gasgemischen. *Gas- u. Wasserfach* Bd. 75 (1932) S. 623f.

Druckverlustberechnung.

72. Biegeleisen, B.: Die Grundlagen zur Berechnung von Gasrohrleitungen. München 1918. — *Dinglers polytechn. J.* Bd. 332 (1917) S. 57.
73. Biel, R.: Umrechnung des Druckabfalles in Rohrleitungen auf verschiedene Fördermittel. *Gas- u. Wasserfach* Bd. 70 (1927) S. 623.

74. Biel, R.: Die wirtschaftlich günstigsten Rohrweiten für die Fortleitung von Wasser, Dampf und Gas. München u. Berlin: Oldenbourg 1930.
75. Biel, R.: Die Formeln zur Berechnung des Druckabfalles in Wasserleitungen. Gas- u. Wasserfach 1933, Heft 36, S. 676.
76. Biel, R.: Sonderrechenstab zur Berechnung von Gas-, Dampf- und Wasserleitungen. Gas- u. Wasserfach 1938, Heft 4, S. 57.
77. Borth, W.: Die Berechnung des Druckverlustes in Rohrleitungen und Kanälen. Arch. Eisenhüttenw. 1933/34, Heft 11, S. 599.
78. Brabbée, K.: Widerstände in Warmwasserleitungen. Gesundh.-Ing. Bd. 36 (1913) S. 545.
79. Brinkhaus, H. P.: Neue Grundlagen zur Berechnung der Druckverluste in Wasserleitungen. Gas- u. Wasserfach Bd. 79 (1936) Nr. 43, S. 773.
80. Closterhalfen, A.: Der Widerstand von Absperrmitteln, neue Widerstandszahlen von Ventilen und Schiebern. Arch. Wärmew. Bd. 16 (1935) Nr. 9, S. 247.
81. Denecke: Der billigste Rohrdurchmesser für Heißdampfkraftleitungen. Wärme 1922; 1924; 1925; 1935.
82. Euler, H.: Über Stoßverluste und Widerstandsbeiwerte in Rohrleitungen und Kanälen. Arch. Eisenhüttenw. 1934, Heft 11, S. 430.
83. Fritzsche, O.: Untersuchung über den Strömungswiderstand der Gase in geraden zylindrischen Rohrleitungen. Z. VDI Bd. 52 (1908) S. 81.
84. Grün, K.: Nomogramm für die Berechnung von Wasserrohrleitungen. Gas- u. Wasserfach 1934, Heft 11, S. 167.
85. Hofmann, A.: Der Verlust in 90°-Krümmern mit gleichbleibendem Querschnitt. Mitt. hydraul. Inst. T. H. München 1929, Heft 3, S. 45.
86. Jakob, M. u. S. Erk: Druckabfall in glatten Rohren und die Durchflußziffer von Normaldüsen. VDI-Forsch.-Heft 1924, Nr. 267.
87. Kaißling: Der wirtschaftliche Druckverlust in Überhitzern und Rohrleitungen bei verschiedenen Dampfdrücken. Wärme 1937, Heft 3, S. 42.
88. Lorenz, F. R.: Über turbulente Strömung durch Rohr mit kreisförmigem Querschnitt. Mitt. Inst. Strömungsmasch. T. H. Karlsruhe 1932, Heft 2.
89. Lummert, H.: Sonderrechenschieber für Wasserrohrberechnung. Gas- u. Wasserfach 1936, Heft 43, S. 779.
90. Maercks, J.: Berechnung und Messung von Strömungswiderständen in Druckluftleitungen. Glückauf Bd. 73 (1937) Nr. 19.
91. Markert, K.: Berechnung von Rohrleitungen unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses der Einzelwiderstände. Wärme Bd. 58 (1935) Nr. 27.
92. Markert, K.: Durchflußwiderstand von Ventilen und Rohrreibungswiderstand. Wärme Bd. 58 (1935) Nr. 35.
93. Neumann, G.: Die Berechnung der Druckverluste in Rohrleitungen. Arch. Eisenhüttenw. Bd. 12 (1938/39) Heft 3, S. 115—126.
94. Nikuradse, J.: Gesetzmäßigkeiten der turbulenten Strömung in glatten Rohren. VDI-Forsch.-Heft 1932, Nr. 356.
95. Nikuradse, J.: Strömungswiderstand in rauhen Rohren. Z. angew. Math. Mech. Bd. 11 (1931) S. 409.
96. Perry, L.: Tests of loss of head in standard elbows and tees. Engng. News Rec. Bd. 92 (1924) S. 940.
97. Pfeleiderer, C. u. A. Closterhalfen: Strömungswiderstand eines Heißdampfventils neuer Bauart. Arch. Wärmew. 1931, Nr. 1.
98. Pfeleiderer, C. u. A. Closterhalfen: Versuche über den Strömungswiderstand von Heißdampfventilen. Wärme Bd. 25 (1930).
99. Poebing, O. u. J. Spangler: Der Reibungsverlust in Rohrleitungen, die aus überlappten Schüssen hergestellt sind. Mitt. hydraul. Inst. T. H. München 1929, Heft 3, S. 118.

100. Richter, H.: Nomogramme in der Strömungstechnik. Gas- u. Wasserfach Bd. 75 (1932) S. 141.
101. Richter, H.: Neue Versuche über den Druckverlust im glatten geraden Kreisrohr. Z. VDI Bd. 76 (1932) S. 1269.
102. Richter, H.: Rohrhydraulik. Berlin: Julius Springer 1934.
103. Richter, H.: Der Druckverlust in gekrümmten glatten Rohrleitungen. Forsch.-Arb. Ing.-Wes. 1930, Heft 338.
104. Schiller, L.: Über den Strömungswiderstand von Rohren verschiedenen Querschnitts und Rauigkeitsgrades. Z. angew. Math. Mech. Bd. 3 (1923) S. 2. — Z. VDI Bd. 67 (1923) S. 623.
105. Schmidts, J.: Bestimmung der Rohrweiten von Dampfleitungen insbesondere von Niederdruck- und Unterdruckdampfleitungen. München: Oldenbourg.
106. Stach, E.: Druckverlust in Formstücken für Preßluftleitungen. Glückauf Bd. 67 (1931) S. 1400.
107. Stach, E.: Druckverlust in Formstücken und Absperrungen. Arch. Wärmew. Bd. 13 (1932) S. 259.
108. Taute, R.: Über die Berechnung des Druckverlustes von Wasserrohrleitungen. Gas- u. Wasserfach Bd. 80 (1937) Heft 17, S. 268. Siehe auch 1938, Heft 5, S. 70.
109. Wetjen, K.: Die Durchflußwiderstände neuer Dampfabsperroorgane. Wärme Bd. 49 (1926) Nr. 15.
110. Wildhagen, M.: Über den Strömungswiderstand hochverdichteter Luft in Rohrleitungen. Z. angew. Math. Mech. Bd. 3 (1923) S. 181.
111. Wellmann, W. E.: Städteheizung. Z. VDI Bd. 79 (1935) Nr. 25, S. 767.
112. Wunsch u. Zipperer: Versuch zur Bestimmung des Fortleitungswiderstandes der Ferngasleitung Hamm-Hannover. Gas- u. Wasserfach 1932, S. 428.
113. Zimmermann, E.: Druckabfallmessung an Dampfleitungen. Arch. Wärmew. Bd. 17 (1936) Heft 4.
114. Zimmermann, E.: Der Druckabfall in geraden Stahlrohrleitungen. Arch. Wärmew. Bd. 19 (1938) Heft 9, S. 243.
115. Zimmermann, E.: Der Druckabfall in 90°-Stahlrohrbogen. Arch. Wärmew. 1938, Heft 10, S. 265.

Wärmeverluste.

116. Biel, R.: Gas u. Wasserfach Bd. 76 (1933) S. 74, 674.
117. Cammerer, J. S.: Die Berechnung des Temperaturabfalles in langen Rohrleitungen. W. SW-Mitt. 1925, H. 3.
118. Cammerer, J. S.: Rechentafeln über die Anwärmung und Auskühlung wärmegegeschützter Rohrleitungen. Wärme 1937, Heft 5, S. 65.
119. Cammerer, J. S.: Der Wärme- und Kälteschutz in der Industrie. Berlin: Julius Springer 1938.
120. Cammerer, J. S.: Wärmeverlust von Rohrleitungen im Erdreich. Arch. Wärmew. Bd. 13 (1932) S. 29.
121. Cammerer, J. S.: Wärmeschutz an neuen Wandkonstruktionen. Gesundh.-Ing. Bd. 54 (1931) S. 637.
122. Cammerer, J. S.: Einfluß der Dampfverwertung auf die wirtschaftliche Isolierung. Arch. Wärmew. 1923.
123. Cammerer, J. S.: Die in isolierten Rohrleitungen im Dauerzustand aufgespeicherte Wärme und ihre Bedeutung für die Auswahl von Wärmeschutzmitteln. W. SW-Mitt. 1924, Nr. 2; 1925, Nr. 1.
124. Diegmann, H.: Die wirtschaftliche Isolierung von Dampfleitungen. Apparatebau Bd. 49 (1937) Nr. 24, S. 261.
125. Esser u. Krischer: Anheizen und Auskühlen ebener und zylindrischer Wände aus dem Beharrungszustand. Berlin 1930.

126. Franz: Anlage und Verbrauchskosten der Heiz- und Kochanlagen in bayerischen Siedlungen. Doktordiss. München 1933.
127. Gerbel, M.: Die wirtschaftliche Stärke einer Isolierung. Berlin: VDI-Verlag 1921.
128. Gröber: Wärmetransport und Wärmeschutz. XII. Kongreßber. f. Heizung u. Lüftung. München 1928.
129. Gröber: Aufheizen großer Räume. Forsch. Ing.-Wes. Bd. 3 (1932) S. 170.
130. Gröber u. Erk: Grundgesetze der Wärmeübertragung. Berlin 1933.
131. Haltmeier: Auskühlung ebener und zylindrischer Wände. Beiheft zum Gesundh.-Ing. Nr. 27. München 1930.
132. Hausbrand-Hirsch: Verdampfen, Kondensieren und Kühlen, 7. Aufl. Berlin 1931.
133. Hofmann, E.: Wärmeübergang bei der Strömung im Rohr. Z. ges. Kälteind. 1937, Heft 6, S. 99.
134. Matschinsky: Berechnung des Abkühlungs- und Anheizvorganges. Gesundh.-Ing. Bd. 52 (1927) S. 453, 754.
135. Matschinsky: Berechnung des Wärmeverlustes unterirdischer Warmluftkanäle. Gesundh.-Ing. Bd. 53 (1930) S. 456.
136. Schmidt, E. u. H. Kraußhold: Wärmeabgabe von Gliederheizkörpern. Gesundh.-Ing. Bd. 55 (1932) S. 49.
137. Schulze: Die Wirtschaftlichkeit von Heizungszentralen für größere Siedlungsbauten. Gesundh.-Ing. Bd. 55 (1932) S. 511, 525.
138. Wagner, G.: Der Wärmeübergang an Kühlrippen. Beiheft Nr. 24 zum Gesundh.-Ing. München 1929.

Rohrberechnung.

139. Abel, Th.: Beitrag zur statischen Untersuchung von räumlichen Hochdruckrohrleitungen bei Temperaturänderungen. Diss. T. H. Aachen 1933.
140. Carlier: L'aptitude élastique des tuyauteries à vapeur. Carlier Hermant 1925.
141. Crookes u. A. MacCutschan: Piping Handbook Mapt. VII.
142. Jürgensonn, H. v.: Elastizität von Heißdampfleitungen. Wärme Jg. 56 (1933) Nr. 50.
143. Marbec, M.: Bull. Ass. techn. Maritime, Flexibilité des tubes Jg. 1911, S. 441.
144. Mitchell, C. T.: A graphical Methode for Determining Expansion Stresses in Pipes Lines. Trans. Amer. Soc. mech. Eng. Bd. 52. — Fuels & Steam Power 1930.
145. Rohrleitungsverband: Temperaturänderung und Rohrleitungsbeanspruchung. Arch. Wärmew. Bd. 15 (1934) S. 295.

Flanschberechnung und Allgemeines.

146. Adloff, K.: Das Kriechen von Flanschverbindungen. Wärme 1935, Heft 22, S. 352; Heft 24, S. 387.
147. Holmberg u. Axelson: Analyse of Stresses in Circular Plates and Rings. Trans. Amer. Soc. mech. Engrs., Applied Mechanics, Bd. 54 (Jan. 1932), Nr. 2.
148. Mayer, E.: Die Hochdruck-Flanschverbindung. Forschung Ing.-Wes. Bd. 3 (1932) Heft 5, S. 221f.
149. Schulz, E. u. A. Schiller: Wie berechnet man Flanschverbindungen. Wärme 1935, Nr. 31/32.
150. Timoshenko: Methods of determining the strength of pipe flanges. Mech. Engng. Bd. 49 (1927) S. 1340.
151. Waters u. Taylor: The Strength of Pipe Flanges. Mech. Engng. Bd. 49 (1927) S. 531, 1340.

152. Lebensdauer von Flanschverbindungen. Röhrenindustrie 1931, Nr. 26 u. Forts.
 153. — Amerikanische Flanschverbindungen. Wärme 1929, Nr. 21.
 154. Westphal: Berechnung der Festigkeit loser und fester Flanschen. Z. VDI 1897, S. 1031.

Armaturen.

155. Schrifttum über Armaturen. Arch. Wärmew. 1937, Heft 2, S. 39.
 156. Betriebseignung von Armaturen. Arch. Wärmew. 1936, Heft 5, S. 119.

Schrauben und Dichtungen.

157. Beyer: Betriebseignung von Rohrleitungs-dichtungen. Arch. Wärmew. Bd. 16 (1935) S. 123.
 158. Brunner: Das Verhalten von Dichtungen bei Dampfdrücken bis 650 at und Temperaturen bis 500° C. Z. VDI Bd. 80 (1936) Nr. 52, S. 1553.
 159. Maduschka, L.: Beanspruchung von Schraubenverbindungen und zweckmäßige Gestaltung der Gewindeträger. Forsch. Ing.-Wes. 1936, Heft 6, S. 299.
 160. Maduschka, L.: Über Beanspruchung und zweckmäßige Gestaltung von Schraubenverbindungen. Technische Mitteilungen, Organ des Hauses der Technik. Essen 1938.
 161. Siebel, E.: Untersuchungen an Dichtungen. Forschung Ing.-Wes. 1934, Heft 6, S. 298f.
 162. Siebel, E.: Die Anpreßkräfte bei Dichtungen. Arch. Wärmew. Bd. 16 (1935) Heft 6, S. 154.
 163. Staudinger, H.: Das Verhalten der Schraubenverbindungen bei wiederholtem Anziehen und Lösen. Z. VDI Bd. 81 (1937) Nr. 21, S. 607.
 164. Thum, A. u. F. Debus: Vorspannung und Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen. Mitt. MPA. T. H. Darmstadt 1935, Heft 7.
 165. Thum, A. u. F. Debus: Die Vorzüge der Dehnschraube. Z. VDI Bd. 79 (1935) Nr. 30, S. 917.
 166. Vollbrecht, H.: Über die Erscheinung beim Festfressen von Schraubenverbindungen. Würzburg: Konrad Triltsch.

Werkstoffkunde.

167. Beyer, K.: Über Werkstofffragen im Rohrleitungsbau. Dtsch. Techn. Bd. 5 (1937) S. 403. Siehe auch Arch. Wärmew. 1937, Heft 7, S. 185.
 168. Houdremont, E.: Einführung in die Sonderstahl-Kunde. Berlin: Julius Springer 1935.
 169. Maier, A. F.: Bedeutung der neueren Festigkeitsbegriffe für die Dampftechnik. Arch. Wärmew. 1937, S. 265.
 170. Nehlep, H.: Betriebseignung verschiedener Rohrarten. Arch. Wärmew. 1937, Heft 1, S. 13.
 171. Tofaute, W. u. W. Ruttmann: Warmfeste Werkstoffe für Temperaturen bis zu 600°. Wärme Jg. 60 (1937) Nr. 43, S. 703.
 172. Ulrich, M.: Die Werkstoffe von Hochdruckkesseln. Techn. Mitt. 1937, Heft 15, S. 333.
 173. Ulrich, M.: Das Verhalten der Werkstoffe bei hohen Temperaturen. Arch. Wärmew. 1937, Heft 6, S. 169.
 174. Wiese, Fr.: Austausch von hochlegierten Stählen bei hohen Temperaturen im Kraftwerkbau. Elektrizitätswirtsch. 1937, Heft 30, S. 664.
 175. Schrifttum über neue Festigkeitsuntersuchungen. Arch. Wärmew. 1937, Heft 10, S. 271.

Korrosion.

176. Pollit Allan, A.: Die Ursachen und die Bekämpfung der Korrosion, S. 106f. Teil III. Braunschweig: Friedr. Vieweg & Sohn A.G.
177. Bauer, O.: Die Korrosion metallischer Werkstoffe. Leipzig: S. Hirzel 1936.
178. — Berichte über die verschiedenen Korrosionstagenen, Korrosion I bis VI. Berlin: VDI-Verlag.
179. Böninger, G.: Um die Bekämpfung der Rohrzerstörungen durch Streuströme. Gas- u. Wasserfach Bd. 80 (1937) Nr. 31, S. 540.
180. Jahrbuch: Vom Wasser, Bd. 5f. Berlin: Verlag Chemie G. m. b. H.
181. Kröhnke, Maaß u. Beck: Die Korrosion, 2. Teil: Korrosionsschutz, S. 105f. Leipzig: S. Hirzel.
182. Logau, K. H. u. S. P. Ewing: Korrosionsversuche mit bitumenfreien Schutzüberzügen im Erdboden. J. Res. Bur. Stand. Bd. 18 (1937) S. 361.
183. Müller, Friedrich: Grundlagen und Verfahren der neueren Korrosionsforschung. Z. VDI Bd. 82 (1938) S. 29 mit ausführlicher Schrifttumsangabe.
184. Naumann, E.: Korrosionsschutz bei Warmwasserversorgungsanlagen. Z. VDI Bd. 78 (1934) Nr. 15, S. 472.
185. Rabald: Werkstoffe und Korrosion, Bd. 1, Abschn. V, S. 124: Bekämpfung der Korrosion. 1931.
186. Splittgerber, A.: Korrosion in Kondensatdruckleitungen von Fernheizwerken. Mitt. V.G.B. 1937, Heft 62, S. 131.

VI. Sachverzeichnis.

- Abdichtung 147.
Abkühlung 141.
Abkühlungsverluste 141.
Abscheeren 151.
Abschreibung 141.
Absperrhahn 194.
Absperrorgane 11, 59, 220.
Absperrschieber für Höchstdruck 193.
Abzweigungen 218.
Ähnlichkeitsgesetz 124.
Alterserscheinungen 165.
Aluminiumwolle 63.
Anpressungskraft der Schrauben 185.
Ansaugemenge 132.
Anstauung 188.
Anstrich 59.
Anwärmezeit 179.
Aufhängungen 154.
Aufnahme der Dehnung 155.
Aufwalzbordring 150.
Aufwalzen 176.
Aufwalznietflansch 147.
Außendruck 146.
Ausgleicher 154.
Ausgleichsarten 154.
Ausgleichsvorrichtungen 154.
Auspuffleitungen 40.
Auspufftopf 41.
Auspuffventile 22, 26.
- Beanspruchung 142.
—, unzulässige 154.
Befestigungen 235.
Beiwerte für Festigkeitsberechnung 155.
Belastungszahl 101.
Belüftung 60.
Berechnung einer Höchstdruckanlage 197.
Berechnungsgrundlagen 64, 65.
—, festigkeitstechnische 142, 145, 147, 155.
—, strömungstechnische 67, 68, 69, 70.
—, wärmetechnische 133, 134, 135.
Betonfestpunkte 101.
Betriebsdruckhöhe 100.
- Betriebshäufigkeit 99.
Betriebsölleitungen 41.
Betriebsicherheit 6, 144, 149.
Bewegungsfreiheit der Rohre 154.
Biegungsbeanspruchung 148, 151, 152, 155, 158, 159, 162, 164, 188.
Biegungshebelarm 148, 151, 204.
Biegungsspannung (s. Biegungsbeanspruchung).
Biegungswertzahl 156, 158.
Bleimuffe 216.
Bogen, räumliche 163, 202.
Bogenausgleicher 155, 158f.
Bördel, angerollter 177.
Bruchfestigkeit 168, 170, 184, 190.
Bund, angestauchter 178.
- Dampf, hochüberhitzer 11, 173.
Dampf Feuchtigkeit 195.
Dampfgeschwindigkeit 4, 17, 122.
Dampfkosten 109.
Dampfkühler 226.
Dampfsammler 9.
Dampfsieb 28, 196.
Dampfspeicher 21.
Dampfumformer 226.
Dampfverbrauch 15, 16.
Dauerstandsfestigkeit 169, 171, 172, 190.
Deckendurchbrüche 3.
Dehnung 168.
—, bleibende 169.
Dehnungsaufnahme 155.
Dehnungsausgleich 154.
Dehnungsausgleicher 155, 232.
Dichte 66.
Dichtflächen 180.
Dichtungen 11, 23, 48, 59, 185, 187.
—, Verhalten von — 185, 187.
Dichtverhältnis 132.
DIN-Blätter für Höchstdruck 167.
Dreileitungsdoppelnetz 8.
Dreileitungsringnetz 8.
Drosselklappen 60.
Druck, statischer 145.
Druckabfalllinie 146.

- Druckanstieg 100, 145, 146.
 Druckanstieglinie 100.
 Druckhöhenverlust 75, 80.
 Druckleitung 19.
 Druckminderer 224, 225.
 Druckregler (s. Druckminderer).
 Drucksteigerung 166.
 Druckverlust, Grundgleichung 69.
 —, zusätzlicher 119.
 Durchmesser, billigster 109.
- Ehrhardt-Verfahren 58.
 Eigengewicht 145.
 Einheitskraft 160.
 Einheitsspannung 160.
 Einzelwiderstände 83, 119, 122, 123.
 Elastische Anordnung von Heißdampf-
 leitungen 174.
 Elastizität loser Hinterlegflanschen 151,
 178, 179.
 Elastizitätsmodul 153, 155.
 Elektroden 189.
 Engler-Grade 67, 102.
 Entleerung, Entlüftung (für Ölleitungen)
 44.
 Entlüfter 229.
 Entlüftungsventil 28, 229.
 Entöler 31, 229.
 Ersatzstoffe für Muffendichtung 63.
- Fallhöhe 99.
 Faltenrohrbiegung 158, 218, 234.
 Feingewinde 182, 183.
 Ferngasversorgung 36.
 Festfressen der Mutter 181.
 Festigkeit (s. Bruchfestigkeit).
 Festpunkte 154, 173, 236.
 Flachdichtungen (s. Dichtungen).
 Flanschen 176.
 —, Berechnung 147.
 —, lose 150.
 Flanschenrohre, gußeiserne 204.
 Flanschenstähle 171.
 Flanschverbindungen 176, 181.
 Formel für die Wandstärke 143, 147, 174,
 175, 190.
 —, neue 175.
 Formstücke 11, 59, 190, 218.
 Frischgasleitungen 39.
 Frostfreie Tiefe 35.
 Führung, zwangsläufige 159, 235.
- Führungsrollenlager 235.
 Fußkrümmer 54.
- Gasgesetz von Gay-Lussac-Mariotte
 123.
 — von Boyle-Mariotte 123.
 Gaskonstante 123, 124, 132.
 Gasschmelzschweißung 206.
 Gaszahl (Biel-Lummert) 127, 131.
 Gebäudeanordnung 3.
 Gebrauchsformel für Gasberechnung 129.
 Gefälleleitung 94.
 Gegendruckbetrieb 11, 166.
 Gegendruckkraftwerke 167.
 Gesamtschraubenkraft 147, 185.
 Gesamtspannung 145.
 Gesamtwiderstandsbeiwert 84.
 Geschwindigkeit in der Abdampflei-
 tung 22.
 — in Dampfleitungen 4, 17, 122, 197.
 — in Gasleitungen 40.
 — in Grubenwasserleitungen 53.
 — in Kesselspeiseleitungen 92.
 — in Luftsaugleitungen 40.
 — in der Rohrleitung 17, 57.
 — in Wasserleitungen 20, 21.
 — kritische 111.
 — mittlere 110.
 — wirtschaftliche 98, 109.
 Gesetz von Poiseuille 70.
 Gestängewasserleitung 52.
 Gewindearten 182.
 Gewindemuffen 214.
 Gewindeübersicht 182.
 Grenzbeanspruchung 169, 174.
 Grundformen der Kraftwerksanordnung
 2.
 Grundlastkondensationskraftwerke 167.
- Haftkraft 149.
 Haftwiderstand 149, 150.
 Hähne 219.
 Hanfstrick als Dichtungsmittel 63.
 Hängeschelle, federnde 235.
 Heizkörper 34.
 Hilfszahl 159, 161.
 Hochbehälter 61.
 Hochdruck-DIN-Blätter 167.
 Höchstdruckanlagen 11, 165, 197.
 Hydranten 63.
 —, Überflur- 63.
 —, Unterflur- 63.

Innendruck 145, 149, 150.
Isolierstärke 141.

Jahreskosten 100.

Keilschieber 220.
Kerbempfindlichkeit 165, 182.
Kerbschlagversuch 171.
Kerbzähigkeit der Werkstoffe 171, 190.
Kernquerschnitt 148, 182.
Kesselformel 175.
Kesselspeiseleitungen 92.
Klöpferhakenschweißung 58.
Kochzwecke, Dampf für 30.
Kolbenpumpen 14, 145.
Kondensation 23.
Kondensatbildung 26.
Kondensationsanlagen 23, 166.
Kondensationsbetrieb 11.
Kondensatorrohrleitungen 23.
Kondensatwasserableiter und -rückleiter 28, 228.
Konvektion 133.
Korrosion 18, 205.
Korrosionsschutz 44, 205.
Kostendurchmesser 109.
Kraftbeiwert 160, 162, 164.
Kraftwerksleitungen 122.
Kraftwirkungen 185.
Kragenstärke 150.
Kreispumpen 14.
Kriechen 169.
Kugellager 235.
Kühlwassermenge 25.
Kühlwassertemperatur 24.
Kühlwerke 24.

Lagerung der Rohre 154, 235.
—, schwingungsfreie 188.
Längenänderungen 152.
Leistung der Speisepumpen 15.
Leitung, aufgelöste 56, 146.
—, geschlossene 56, 146.
Leitungsbrüche 174.
Leitungswiderstand (Wärmedurchgang) 133.
Lieferbedingungen, technische 173, 237.
Linsendichtungen 186.
Luftfilter 52.
Luftleere 24.

Luftverbrauch von Preßluftwerkzeugen 128.

Luftverdichter 128.
Lyrabogen 155, 234.

Materialanhäufungen 191.
Meßgeräte 50, 230.
Metallschlauchausgleicher 165, 234.
Mindestwandstärke 175.
Mittelspannungen 152.
Molybdän-Stahl 171, 184.
Momentenschaubilder 203.
Muffenrohre 204.
Muffenverbindungen 214.
Mutterwerkstoffe 183.

Nenndruckstufe, Wahl der 168.
Nieten 149.
Nietung 176.
Nietverbindungen 217.
Normen 38, 167.
Normung 236.
Nutzabfallhöhe 99.
Nutzleistung 99.

Oberwasserkanal 56.
Ölabscheider 52.
Ölfernleitungen 42.

Parallelschieber 220.
Petroleumdruckprobe 190.
Pilgerkopf 216.
Pilgerschrittwalzverfahren 211.
Preßluftwerkzeuge 128.
Preßschweißung, Wassergas- 206.
Pumpen 15, 61.

Querspannungen 175.

Radialspannungen 152, 175.
Raffinerien 45.
Reaktionskraft 157, 158, 162, 163, 165.
Regenhaube 23.
Reibung, innere 67.
Reibungsbeiwert 84.
Reibungszahl 70, 74, 84, 112, 114, 125.
Reynoldssche Zahl 69, 114.
Rheiventil 194.

- Richtlinien 38, 174, 236.
 Ringflansch 176, 178.
 Ringleitung 5, 7.
 Rohrbett 60.
 Rohrbruchventile 228.
 Rohrdurchmesser, wirtschaftlicher 100, 109.
 —, Bestimmung des 122.
 Rohre, geschweißte 208.
 —, nahtlose 207.
 —, überlapptgeschweißte 209.
 —, wassergasgeschweißte 209.
 Rohrformen 163.
 —, räumliche 164, 202.
 Rohrführung 154.
 Rohrhülsen 33.
 Rohrkanäle 3.
 Rohrlänge, gleichwertige, 88, 119.
 Rohrleitungen, Gestaltung 152.
 — mit aufgelöstem Rohrstrang 56.
 — mit geschlossenem Rohrstrang 56.
 —, offene und verdeckte 57.
 Rohrmaterial 11, 63.
 Rohrnetz 61.
 Rohrnietverbindungen 58, 217.
 Rohrrauhigkeit 73, 113, 115.
 Rohrstähe 170.
 Rohrträgheitsmoment 160.
 Rohrunterstützungen 154, 235.
 Rohrverbindungen 58, 213.
 Rollenböcke 235.
 Rollenlager 235.
 Röntgenuntersuchung 189, 190.
 Rostzuschlag 145.
 Rückkühlung 24.
 Rückschlagklappe 20, 227.
 Rückschlagventile 227.
 Rundgummidichtung 54.

 Sammelleitung 5.
 —, einfache und doppelte 6.
 Saugleitung 17, 50.
 Schalkermuffe 216.
 Schalldämpfer 23, 41.
 Schaugläser 28.
 Scherfläche 151.
 Scherspannung 149, 151.
 Schlammablaßorgane 231.
 Schläuche (für Preßluft) 51.
 Schnellkupplungen 217.
 Schräg- und Pilgerwalzverfahren 210.
 Schrägwalzwerk 207.

 Schraubenbeanspruchung 148, 183.
 Schraubenkraft 147, 151, 185.
 Schraubenmeßlehren 183.
 Schraubenverlängerung 183.
 Schraubmuffen 216.
 Schubspannungshypothese 175.
 Schweißbart 188.
 Schweißfehler 189.
 Schweißlippen 180.
 Schweißmuffenverbindungen 214, 215.
 Schweißbraupe 188.
 Schweißung, Betriebssicherheit der 188.
 —, Gasschmelz- 210.
 —, elektrische 206, 210.
 —, überlappte 206.
 Schweißverbindungen 63, 187.
 Schwerkraft 67.
 Sicherheit 143, 145, 148, 149, 173, 191.
 — des Betriebes 152.
 Sicherheitsnietung 149, 176.
 Sicherheitsventile 222, 223.
 Sicherheitszahl 147.
 Sicherheitszuschlag 112, 122.
 Sigurmuffe 216.
 Sonderstähe 13, 171, 184.
 Spannungen, zusätzliche 179.
 Spannungsabfall in Dampfleitungen 111, 115, 119.
 — in Gasleitungen 129.
 — in Luftleitungen 124.
 Spannungsbeiwert 160, 162, 164.
 Spannungsverteilung 175.
 Speisepumpen 14.
 Spezifisches Gewicht 66, 72.
 Spezifische Wärme von Heißdampf 140.
 Spitzenkondensationswerke 166.
 Stahldichtungen 180, 185.
 Stähle, legierte und unlegierte 170, 184.
 —, Chrom-Molybdän- 172.
 Stahlgußsorten 190.
 Stauchprozeß 177.
 Stausee 55.
 Steigeleitung 54.
 Stopfbüchsen 54, 232.
 Strahlung 133.
 Strahlungswärme 133.
 Streckgrenze 168, 169.
 Strengermuffe 215.
 Strömung, laminare 70, 104.
 —, turbulente 69, 105.
 Stufenkolben, Verdichter mit 49.
 Stumpfschweißung 206.
 Syphon 35.

- Talsperren 55.
 Temperaturabfall 139.
 Temperaturverteilung 151.
 Trägheitsmoment 155.
 Tragrohre 54.
 Trinkwasser 55.
 Tulpenform der Schweißung 188.
 Turbinenleitungen, Berechnung 145.
 Tuschieren 180.
- U-Bogenausgleicher 158.
 Übergangswiderstand der Wärme 133.
 Überreckung 183.
 Überschlagsrechnungen 122.
 Umbogen, symmetrischer 163.
 Umfangsspannung 152, 175.
 Unterlegscheiben, federnde 179.
 Unterstützungen 45, 235.
- Ventile 194, 219.
 Verbindungen, feste 213.
 —, lösbare 213.
 Verdichter 49.
 Verfahren von S. Crocker und Mac
 Cutschan 163.
 — von Ehrhardt 58.
 — von Mitchell 164, 201.
 Verhältniszahlen 155.
 Verkrustung 79, 97.
 Versorgungsdruck 61, 97.
 Verteilungsnetze 34.
 Verzinsung 141.
 Verzunderung 165.
 Viskosität 42, 102.
 Vorlauftemperatur 30.
 Vorschweißbund 177.
 Vorschweißflansch 176.
 Vorspannung 156, 159, 161.
 Vorwärmer 20, 231.
- Walzflanschen 149, 176.
 Walzverfahren 208.
 Wandstärke 145, 174.
 Wandstärkentoleranzen 173, 174.
 Wärmeaustausch 133.
 Wärmeaustauscher 231.
 Wärmedehnung 152.
- Wärmedehnungszahl 153.
 Wärmedurchgangszahl 135.
 Wärmefluß 176.
 Wärmeleitung 133.
 Wärmeleitzahlen 136, 139.
 Wärmeschutz 133, 141.
 Wärmespannungen 179.
 Wärme, spezifische 139, 140.
 Wärmeübergangszahlen 133.
 Wärmeübertragung 133.
 Wärmeverlust 5, 134, 139.
 Warmstreckgrenze 144, 145, 171.
 Wasserabscheider 27, 195, 228.
 Wasserfang 52.
 Wassergeschwindigkeit 17, 20.
 Wasserhaltungen, hydraulische 53.
 Wassersäule 66, 145.
 Wasserschläge 26, 27, 146.
 Wasserschloß 56.
 Wassertöpfe 35.
 Welligkeitszahl 73.
 Werkstoffe, hochwertige 168, 170.
 —, legierte 170, 184.
 Werkstoffeigenschaften 168, 170, 184,
 190.
 Widerstandsbeiwert 111, 112.
 Widerstandsdurchmesser 109.
 Widerstandsgesetz, quadratisches 69,
 112, 115.
 Widerstandszahlen 85, 86, 88.
 Winddruck 145.
 Windkessel 20, 50.
 Winkelbogen, einfacher 159.
 Wirtschaftlichkeit 99, 109.
- Zähigkeit 42, 67, 102.
 —, absolute 66, 115.
 — von Dampf 113.
 — von Gasen 130.
 — von Luft 125.
 — von Öl 102, 103.
 — von Petroleum 104.
 — von Wasser 71, 74.
 Z-Bogen, gleichschenkliger 162.
 Zugbeanspruchung 150.
 Zusammenstellung von Schöne 166.
 Zusatzverlust 83.
 Zustandsgrößen 113, 115, 123.

Rohrleitungen von Heizungs- und Lüftungsanlagen.

Neue Tafeln zu ihrer schnellen Berechnung, entworfen auf Grund der neuesten Forschungsergebnisse von J. Nikuradse. Von **R. Heym** VDI, Braunschweig. Drei Tafeln mit erläuternden Texten. Gefalzt in Tasche Din A 4. 1937. RM 4.80

Rohrhydraulik. Allgemeine Grundlagen, Forschung, Praktische Berechnung und Ausführung von Rohrleitungen. Von Priv.-Doz. Dr.-Ing. **Hugo Richter** VDI. Mit 192 Textabbildungen und 44 Zahlentafeln. IX, 256 Seiten. 1934. Gebunden RM 22.50

Druckrohrleitungen. Berechnungs- und Konstruktionsgrundlagen der Rohrleitungen für Wasserkraft- und Wasserversorgungsanlagen. Von Dr.-Ing. **Felix Bundschu**. Zweite, neubearbeitete Auflage. Mit 15 Abbildungen. IV, 62 Seiten. 1929. RM 5.40

Druckrohrleitungen der Wasserkraftwerke. Entwurf, Berechnung, Bau und Betrieb. Von Ministerialrat Ing. Dr. techn. **A. Hruschka**, Wien. Mit 152 Abbildungen, 31 Tabellen und 38 Beispielen im Text. XVI, 283 Seiten. 1929. (Verlag von Julius Springer-Wien.) RM 23.—; gebunden RM 25.—

Aufgaben aus dem Wasserbau. Angewandte Hydraulik. 40 vollkommen durchgerechnete Beispiele. Von Dr.-Ing. **Otto Streck**. Zweite, berichtigte Auflage. Mit 133 Abbildungen, 35 Tabellen und 11 Tafeln. IX, 362 Seiten. 1929. Gebunden RM 10.80

Einführung in die technische Strömungslehre. Von Dr.-Ing. **Bruno Eck**, Köln.
Erster Band: Theoretische Grundlagen. Mit 155 Abbildungen. VI, 134 Seiten. 1935. RM 6.60; gebunden RM 7.80
Zweiter Band: Strömungstechnisches Praktikum. Mit 140 Abbildungen. VI, 96 Seiten. 1936. RM 5.70; gebunden RM 6.90

Mechanik der flüssigen und gasförmigen Körper.

(Handbuch der Physik, Band VII.) Redigiert von **R. Grammel**. Mit 290 Abbildungen. XI, 413 Seiten. 1927. Gebunden RM 32.94

Turbulenz. Physikalische Statistik und Hydrodynamik. Von Dr. **Hans Gebelein** VDI, Stuttgart. Mit 40 Textabbildungen. VIII, 177 Seiten. 1935. RM 12.50; gebunden RM 14.—

Die Dampfkessel nebst ihren Zubehöerteilen und Hilfseinrichtungen.

Ein Hand- und Lehrbuch zum praktischen Gebrauch für Ingenieure, Kesselbesitzer und Studierende. Von Reg.-Baumeister Professor **R. Spalekhaver** VDI, Altona a. E., und Ing. **Fr. Schneiders** †, M.-Gladbach, Rhld. Zweite, verbesserte Auflage. Unter Mitarbeit von Landesbaurat Dipl.-Ing. **A. Rüster** VDI, München. Mit 810 Abbildungen im Text. VIII, 481 Seiten. 1924.

Gebunden RM 38.25

Ergänzungsband. Von Reg.-Baumeister Professor **R. Spalekhaver** VDI, Altona a. E., und Landesbaurat Dipl.-Ing. **A. Rüster** VDI, München. Mit 338 Abbildungen im Text und 2 Tafeln. VI, 190 Seiten. 1934. Gebunden RM 32.—

Die Dampfkessel.

Lehr- und Handbuch für technische Hochschulen und höhere Maschinenbauschulen sowie für Ingenieure und Techniker. Von Professor Dr.-Ing. **A. Loschge**, München. Zugleich achte, vollständig umgearbeitete Auflage von Tetzner-Heinrich: Die Dampfkessel. Mit 343 Abbildungen.

VIII, 424 Seiten. 1937.

Gebunden RM 24.—

Werkstoff-Fragen des heutigen Dampfkesselbaues.

Von **Max Ulrich**, Leiter der Abteilung für Maschinenbau einschließlich Metallographie an der Materialprüfungsanstalt an der Technischen Hochschule Stuttgart. Mit 163 Abbildungen im Text. XII, 180 Seiten. 1930.

Gebunden RM 21.60

Dampfkesselschäden, ihre Ursachen, Verhütung und Nutzung

für die Weiterentwicklung. Ein Lehrbuch für die Dampfkesselindustrie und den Dampfkessel-Betrieb. Von Dr.-Ing. **Ernst Pileiderer**. Mit 244 Textabbildungen. VIII, 259 Seiten. 1934.

Gebunden RM 24.—

Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen, Dampfkesseln, Dampfturbinen und Verbrennungskraftmaschinen.

Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien technischer Lehranstalten. Von Obering. Dipl.-Ing. **Franz Seufert**. Neunte, verbesserte Auflage. Mit 60 Abbildungen. VII, 180 Seiten. 1932.

RM 4.40

Dampfkraft.

Berechnung und Bau von Wasserrohrkesseln und ihre Stellung in der Energieerzeugung. Ein Handbuch für den praktischen Gebrauch von Dr.-Ing. **Friedrich Münzinger** VDI. Zugleich zweite, neu bearbeitete Auflage von „Berechnung und Verhalten von Wasserrohrkesseln“. Mit 566 Abbildungen, 44 Rechenbeispielen und 41 Zahlentafeln im Text sowie 20 Kurventafeln in der Deckeltasche. VIII, 348 Seiten. 1933. Gebunden RM 40.—

Brand-Seufert, Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebsüberwachung,

insbesondere zur Überwachung des Dampfbetriebes. Zugleich ein Leitfaden für Maschinenbaulaboratorien technischer Lehranstalten. Neu herausgegeben von Oberingenieur Dipl.-Ing. **Franz Seufert**. Fünfte, verbesserte und erweiterte Auflage. Mit 334 Abbildungen, einer lithographischen Tafel und vielen Zahlentafeln. X, 430 Seiten. 1926.

Gebunden RM 26.46

Additional material from *Handbuch der Rohrleitungen*,
ISBN 978-3-662-35439-1, is available at <http://extras.springer.com>

