

# Die Dampfkessel

Lehr- und Handbuch  
für technische Hochschulen und höhere Maschinenbauschulen  
sowie für Ingenieure und Techniker

von

**Dr.-Ing. A. Loschge**

o. Professor an der Technischen Hochschule München

Zugleich achte, vollständig umgearbeitete Auflage  
von Tetzner-Heinrich: Die Dampfkessel

Mit 343 Abbildungen



Berlin  
Verlag von Julius Springer  
1937

ISBN-13:978-3-642-90059-4 e-ISBN-13:978-3-642-91916-9  
DOI: 10.1007/978-3-642-91916-9

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

Copyright 1937 by Julius Springer in Berlin.

Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1937

## Vorwort.

Das vorliegende Buch, das zugleich die 8. Auflage des Werkes von Tetzner-Heinrich darstellt, ist als Lehr- und Handbuch für Studierende technischer Schulen und auch für Ingenieure der Praxis bestimmt.

Das Buch, bei dessen Abfassung man bemüht war, Theorie und Konstruktionslehre gleichermaßen zu berücksichtigen, bringt zunächst als wissenschaftliche Grundlagen des Dampfkessel- und Feuerungsbaues die wesentlichen Gesetzmäßigkeiten, die man für die Verbrennung, die Wärmeübertragung und die Verdampfung festgestellt hat. Die Hauptabschnitte des Buches behandeln besonders eingehend auf Grund der neuesten Erkenntnisse die in den Feuerungen und Dampfkesseln sich tatsächlich abspielenden Wärmevorgänge und geben Anweisung, wie man für alle praktisch wichtigen Anwendungsfälle die wärmetechnische Berechnung aller Teile einer Kesselanlage durchzuführen hat. Neben einer Erörterung wichtiger Einzelfragen, wie Wasserumlauf, Zugstärkenbedarf, Abscheidung des Dampfes vom Kesselumlaufwasser u. dgl. gibt das Buch eine ausführliche Darstellung der Festigkeitsberechnung für die Dampfkesselteile und zum Schluß noch zwei weitgehend durchgeführte Rechenbeispiele, die Berechnung eines Steilrohrkessels mit Staubfeuerung und eines Zweiflammenrohrkessels mit Planrost. Größter Wert ist mit Rücksicht auf den Lehrzweck auch noch darauf gelegt worden, neben zahlreichen Plänen vollständiger Kesselanlagen vor allem auch möglichst viele Zeichnungen der wichtigsten Einzelteile zu bringen.

Das vorliegende Buch hat von Tetzner-Heinrich die Einteilung des Stoffes, die sich so sehr bewährt hat, übernommen, in seinem Inhalt mußte es jedoch angesichts der stürmischen Entwicklung, die gerade der Dampfkessel- und der Feuerungsbau seit dem Weltkriege genommen hat, völlig neu gestaltet werden. Besonderen Dank schuldet der Verfasser außer dem Verlage vor allem seinen beiden Mitarbeitern, den Herren Dipl.-Ing. Jos. Schiwiora und Karl Schnakig, die ihn in außerordentlicher Weise unterstützten.

München, Dezember 1936.

A. Loschge.

# Inhaltsverzeichnis.

	Seite
<b>Einleitung.</b>	
I. Zweck einer Kesselanlage . . . . .	1
II. Teile einer Kesselanlage . . . . .	1
<b>Erster Abschnitt: Theoretische Grundlagen.</b>	
I. Der Wasserdampf . . . . .	5
1. Arten des Wasserdampfes . . . . .	5
a) Gesättigter Wasserdampf . . . . .	5
b) Überhitzter Wasserdampf . . . . .	5
2. Druck, Temperatur und spezifisches Volumen des gesättigten Dampfes . . . . .	6
3. Druck, Temperatur und spezifisches Volumen des überhitzten Wasserdampfes . . . . .	8
4. Wärmemenge zur Bildung von Wasserdampf . . . . .	9
a) Für trocken gesättigten Dampf . . . . .	9
b) Für feuchten oder nassen Dampf . . . . .	10
c) Für überhitzten Dampf . . . . .	10
5. Normaldampf . . . . .	13
6. Rechenbeispiele . . . . .	14
II. Die Brennstoffe und ihre Verbrennung . . . . .	15
1. Die Arten der Brennstoffe . . . . .	15
2. Zusammensetzung und Heizwert der Brennstoffe . . . . .	18
A. Feste Brennstoffe . . . . .	18
B. Flüssige Brennstoffe . . . . .	21
C. Gasförmige Brennstoffe . . . . .	22
3. Wahl des Brennstoffes . . . . .	23
4. Die zur Verbrennung erforderliche Luftmenge . . . . .	24
5. Die bei Verbrennung entstehende Rauchgasmenge . . . . .	26
a) Für feste und flüssige Brennstoffe . . . . .	27
b) Für gasförmige Brennstoffe . . . . .	28
6. Näherungsgleichungen für Luft- und Rauchgasmengen . . . . .	28
7. Unvollständige und unvollkommene Verbrennung . . . . .	30
8. Das wirkliche Volumen der Rauchgase . . . . .	30
9. Die Zusammensetzung und der Kohlesäuregehalt der Rauchgase . . . . .	31
10. Rechenbeispiele . . . . .	33
11. Die Verbrennungstemperatur der Brennstoffe . . . . .	36
a) Feuerungsanlagen ohne Luftvorwärmung . . . . .	37
$\alpha$ ) Völlig ungekühlter Feuerraum . . . . .	37
$\beta$ ) Gekühlter Feuerraum . . . . .	37
b) Anlagen mit Luftvorwärmung und gekühltem Feuerraum . . . . .	38
c) Rechenbeispiel . . . . .	39
12. Das $I-t$ -Diagramm der Rauchgase . . . . .	41



	Seite
III. Die Wärmeübertragung . . . . .	44
1. Die Wärmeübertragung durch Berührung (Leitung und Konvektion) . . . . .	44
a) Wärmeübergangs- und Wärmedurchgangszahlen . . . . .	44
b) Wärmeübergangszahl $\alpha_1$ — Rauchgas gegen Blech . . . . .	47
c) Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ für Blech und Schmutzbelag am Blech . . . . .	50
d) Wärmeübergangszahl $\alpha_2$ — Blech gegen wärmeaufnehmende Stoffe (Luft, Dampf oder Wasser) . . . . .	51
e) Wärmedurchgangszahl $k$ . . . . .	52
f) Zusammenhang zwischen Wärmeübertragung durch Leitung und Konvektion und dem Zugstärkenbedarf . . . . .	53
g) Rechenbeispiele . . . . .	54
2. Die Wärmeübertragung durch Strahlung . . . . .	55
a) Strahlung fester Körper . . . . .	55
b) Strahlung von Gasen und Dämpfen. . . . .	57
c) Strahlung von Flammen . . . . .	60
d) Wärmeaustausch strahlender Körper . . . . .	61
3. Wärmeübertragung bei gleichzeitigem Auftreten von Leitung und Konvektion und von Strahlung . . . . .	62
4. Führung der wärmeaustauschenden Stoffe und Bestimmung des mittleren Temperaturunterschiedes . . . . .	63
IV. Die Leistung einer Kesselanlage . . . . .	66
1. Brennstoffmenge, Dampfmenge, Wirkungsgrad und Verdampfungsziffer . . . . .	66
2. Abmessungen der Kesselfeuerung — Rostfläche $F_R$ und Inhalt des Feuerraumes $V_F$ . . . . .	68
3. Bemessung der Heizflächen von Kesselanlagen . . . . .	69
4. Zusammenhang zwischen Stundendampfmenge $D_h$ und Zugstärken- bedarf . . . . .	70

**Zweiter Abschnitt: Die Dampfkesselfeuerungen.**

I. Die Bauarten der Feuerungen . . . . .	72
1. Feuerungen mit feststehenden Rosten (für Klein- und Mittelanlagen) . . . . .	73
a) Planrostfeuerung . . . . .	73
b) Schräg- und Treppenrostfeuerung . . . . .	77
c) Muldenrostfeuerung . . . . .	82
2. Feuerungen mit mechanisch bewegten Rosten (für Mittel- und Groß- anlagen). . . . .	83
a) Wanderrostfeuerung . . . . .	83
b) Schub- oder Schürrostfeuerung . . . . .	91
$\alpha$ ) Vorschub- oder Überschubrostfeuerung . . . . .	92
$\beta$ ) Unterschubrostfeuerung (Stoker) . . . . .	98
$\gamma$ ) Rückschubrostfeuerung . . . . .	103
3. Brennerfeuerungen . . . . .	106
a) Kohlenstaubfeuerungen . . . . .	106
$\alpha$ ) Staubfeuerung mit U-Flamme . . . . .	106
$\beta$ ) Kohlenstaubfeuerung mit J-Flamme . . . . .	109
$\gamma$ ) Kohlenstaubfeuerung mit Eckenbrennern (nach Wood) . . . . .	111
$\delta$ ) Mühlenstaubfeuerung . . . . .	112
b) Ölfeuerung . . . . .	112
c) Gasfeuerung . . . . .	115
4. Beheizung der Kessel mit Abhitze oder durch elektrischen Strom . . . . .	117

	Seite
II. Die Verbrennungsvorgänge in den Dampfkesselfeuerungen . . . . .	117
1. Der Vorgang in einer Rostfeuerung . . . . .	117
a) Die Zündung . . . . .	117
b) Die Verbrennung . . . . .	124
c) Rechnerische Erfassung des Verbrennungsvorganges in einer Rostfeuerung . . . . .	134
2. Der Vorgang in einer Staubfeuerung . . . . .	140
a) Die Zündung . . . . .	140
b) Die Verbrennung . . . . .	143
c) Rechnerische Erfassung des Verbrennungsvorganges in Staubfeuerungen . . . . .	146
3. Der Vorgang in einer Ölfeuerung . . . . .	149
4. Der Vorgang in einer Gasfeuerung . . . . .	151
III. Die Wärmeverluste, die Wirkungsgrade und die Wärmebilanz der Feuerungen . . . . .	154
1. Rost- und Staubfeuerungen . . . . .	155
2. Öl- und Gasfeuerung . . . . .	159

### Dritter Abschnitt: Die Dampfkessel.

I. Die Bauarten der Dampfkessel . . . . .	160
1. Die Großwasserraumkessel . . . . .	161
a) Die Flammrohrkessel . . . . .	162
b) Die Heizrohr- oder Rauchrohrkessel . . . . .	166
c) Die Feuerbüchskessel . . . . .	168
d) Die zusammengesetzten (kombinierten) Großwasserraumkessel . . . . .	170
$\alpha$ ) Flammrohr-Heizrohrkessel mit vorgehenden Heizrohren . . . . .	170
$\beta$ ) Flammrohr-Heizrohrkessel mit rückführenden Heizrohren . . . . .	172
$\gamma$ ) Flammrohr-Heizrohrkessel mit vorgehenden und rückführenden Heizrohren (Hollandkessel) . . . . .	174
$\delta$ ) Liegende Feuerbüchs-Heizrohrkessel mit vorgehenden Heizrohren (Lokomotivkessel) . . . . .	176
$\epsilon$ ) Stehende Feuerbüchs-Heizrohrkessel mit vorgehenden Heizrohren (Kleinkessel) . . . . .	179
$\zeta$ ) Flammrohr-Feuerbüchs-Heizrohrkessel mit rückführenden Heizrohren (zylindrische oder schottische Schiffskessel) . . . . .	179
e) Die Doppelkessel . . . . .	182
2. Die Wasserrohrkessel . . . . .	185
a) Schrägrohrkessel . . . . .	186
$\alpha$ ) Großkammerkessel . . . . .	186
$\beta$ ) Teilkammerkessel mit längsliegender Trommel . . . . .	190
$\gamma$ ) Teilkammerkessel mit querliegender Trommel . . . . .	193
b) Steilrohrkessel . . . . .	198
$\alpha$ ) Steilrohrkessel der älteren Bauarten — Mehrtrommel-Steilrohrkessel . . . . .	200
$\beta$ ) Strahlungs-Steilrohrkessel oder Großfeuerraumkessel . . . . .	205
$\gamma$ ) Steilrohrkessel mit kaltliegenden Fallrohren . . . . .	213
c) Schiffs-Wasserrohrkessel . . . . .	214
d) Teilkammer- und Steilrohrkessel für Höchstdruck . . . . .	218

	Seite
3. Sonderbauarten . . . . .	225
a) Sonderbauarten für Wasserdampf (Atmos-Kessel, Schmidt-Hartmann-Kessel, Löffler-Kessel, Benson-SSW-Kessel, Sulzer-Einrohrkessel, La Mont-Kessel, Velox-Kessel, Münzinger-Schnellkessel) . . . . .	225
b) Sonderbauten für Dampf aus schwersiedenden Flüssigkeiten (Emmet-Quecksilberkessel, Dow-Kessel) . . . . .	242
4. Wärmespeicherkessel . . . . .	244
5. Abhitzekessel . . . . .	246
6. Elektrisch beheizte Dampfkessel . . . . .	247
II. Die Überhitzer [Frischdampf-Überhitzer (Strahlungs-Überhitzer, Berührungs-Überhitzer, Überhitzerregelung), Zwischen-Überhitzer] . . . . .	248
III. Die Speisewasservorwärmer [Rauchgas-Speisewasservorwärmer (Economiser) und dampfbeheizte Vorwärmer] . . . . .	258
IV. Die Luftvorwärmer (Röhren-Luftvorwärmer, Platten-Luftvorwärmer und Ljungström-Luftvorwärmer) . . . . .	267
V. Die Wärmeübertragungsvorgänge und die wärmetechnische Berechnung der Dampfkessel . . . . .	273
1. Der Feuerraum . . . . .	273
a) Der Vorgang der Wärmeübertragung im Feuerraum . . . . .	273
b) Berechnung der Wärmeübertragung im Feuerraum . . . . .	275
2. Der Kesselkörper . . . . .	282
a) Der Vorgang der Wärmeübertragung am Kesselkörper . . . . .	282
b) Berechnung der Wärmeübertragung an den Kesselkörper . . . . .	284
3. Der Überhitzer . . . . .	287
4. Der Rauchgas-Speisewasservorwärmer (Eko) . . . . .	288
5. Der Luftvorwärmer (Luvo) . . . . .	290
6. Versuche über die gesamte Wärmeübertragung in Kesselanlagen . . . . .	294
VI. Die Wärmeverluste, die Wirkungsgrade, die Wärmebilanz und die Wirkungsgradkurve der Kesselanlagen . . . . .	296
VII. Der Zugstärkenbedarf der Dampfkessel . . . . .	300
VIII. Der Wasserumlauf in den Dampfkesseln . . . . .	304
1. Der Umlauf in den Wasserrohren . . . . .	304
2. Die Trennung von Wasser und Dampf . . . . .	313
IX. Die Einmauerung und das Traggerüst der Dampfkessel . . . . .	319
X. Die Zugerzeugung . . . . .	325
XI. Die Speisewasserreinigung . . . . .	328
a) Chemische Verfahren . . . . .	329
b) Physikalisches Verfahren . . . . .	331
XII. Die Bekohlung und Entaschung der Dampfkessel . . . . .	331
XIII. Die Bauteile der Dampfkessel und ihre Berechnung auf Festigkeit . . . . .	333
1. Allgemeines . . . . .	333
2. Die Baustoffe der Dampfkessel . . . . .	334
3. Die Kesseltrommeln . . . . .	337
4. Die Niet-, Schweiß- und Schraubverbindungen . . . . .	344
5. Die Wasser- (Siede-) und Ankerrohre . . . . .	351
6. Flammrohre . . . . .	352

	Seite
7. Ebene Platten . . . . .	352
8. Gekrempfte ebene Böden . . . . .	353
9. Ebene Rohrböden an Heizrohrkesseln . . . . .	354
10. Die gewölbten Böden der Flammrohrkessel . . . . .	356
11. Die Wasserkammern (Großkammern und Teilkammern) . . . . .	356
12. Glatte Vierkantrohre (Sammelkästen) . . . . .	359
13. Schrauben . . . . .	361
14. Anker und Stehbolzen . . . . .	362
15. Bügel- oder Deckenträger für Feuerbüchendecken . . . . .	363
16. Mannlochausschnitte . . . . .	364
XIV. Die Kesselausrüstung . . . . .	365
1. Speisevorrichtungen . . . . .	365
2. Absperr- und Entleerungsvorrichtungen . . . . .	367
3. Wasserstandsvorrichtungen . . . . .	368
4. Das Sicherheitsventil . . . . .	370
5. Das Manometer und das Fabrikschild . . . . .	372
6. Der Armaturstutzen . . . . .	372
XV. Meßgeräte für die Betriebsüberwachung . . . . .	374
<b>Vierter Abschnitt: Rechenbeispiele.</b>	
I. Berechnung eines Zweitrommelsteilrohrkessels mit Kohlenstaubfeuerung, Überhitzer, Ekonomiser und Luftwärmer . . . . .	376
1. Die wärmetechnischen Rechnungen . . . . .	376
a) Wärmebilanz und stündliche Brennstoffmenge $B_h$ . . . . .	376
b) Das $I-t$ -Diagramm der Rauchgase . . . . .	379
c) Temperaturverlauf der Rauchgase . . . . .	381
d) Bestimmung der Heizflächengrößen und der Raummaße . . . . .	385
2. Auszug aus den Festigkeitsrechnungen . . . . .	395
3. Der Zugstärkenbedarf . . . . .	396
II. Berechnung eines Zweiflammrohrkessels mit Planrost und Überhitzer . . . . .	399
1. Die wärmetechnischen Rechnungen . . . . .	399
a) Wärmebilanz und stündliche Brennstoffmenge $B_h$ . . . . .	399
b) Das $I-t$ -Diagramm der Rauchgase . . . . .	400
c) Temperaturverlauf der Rauchgase . . . . .	400
d) Bestimmung der Heizflächengrößen und der Raummaße . . . . .	403
2. Festigkeitsrechnungen . . . . .	409
a) Mantel der Kesseltrommel . . . . .	409
b) Nietverbindungen . . . . .	410
Bücherverzeichnis . . . . .	413
Namenverzeichnis . . . . .	414
A. Verfasser und Erfinder . . . . .	414
B. Firmen . . . . .	415
Sachverzeichnis . . . . .	416

## **Einleitung.**

### **I. Zweck einer Kesselanlage.**

Eine Dampfkesselanlage hat den Zweck, die in den Brennstoffen enthaltene chemisch gebundene Wärme durch den Vorgang der Verbrennung in fühlbare Wärme der bei der Verbrennung entstehenden Rauchgase umzuwandeln und dann mit dieser fühlbaren Wärme aus einer Flüssigkeit — in der Regel Wasser — Dampf von höherem als atmosphärischem Druck zu erzeugen. Der so gewonnene Dampf, von dem man meist Überhitzung fordert, kann in geeigneten Vorrichtungen ausgenützt werden. Er kann entweder

a) mechanische Arbeit in Dampfkraftmaschinen (Kolbendampfmaschinen oder Dampfturbinen) erzeugen oder

b) Wärme für Raumheizung und für Fabrikationszwecke (Kochen, Eindampfen, Trocknen, Entnebeln, Rektifizieren) in Heizvorrichtungen abgeben oder

c) zur Bereitung von Gas (Kraft- oder Wassergas) in einem Gaserzeuger dienen.

### **II. Teile einer Kesselanlage.**

Die Dampfkesselanlage benötigt zur Erreichung ihres Zweckes eine Reihe von Bestandteilen; die wichtigsten sind: die Feuerung, die unter Umständen mit einer Kohlenaufbereitung verbunden sein muß, der Dampfkesselkörper, der Überhitzer, der Speisewasservorwärmer, der Luftvorwärmer, der Zugerzeuger, die Speiseeinrichtung und der Wasserreiniger.

a) Die Feuerung dient zur Durchführung der Verbrennung und besteht aus den Verbrennungseinrichtungen (Rost oder Brennern) und einem Feuerraum. Eignung für den in Frage kommenden Brennstoff und ferner zweckmäßige Zusammenführung und Vermischung des Brennstoffes mit der zur Verbrennung gebrauchten Luft sowie Anpassung an den Kesselkörper sind die Grundbedingungen für den Aufbau der Feuerung.

Die Zuführung des Brennstoffes, die bei kohlenartigen festen Brennstoffen auch Bekohlung genannt wird, erfolgt im Großbetriebe durch Einrichtungen, in welchen der Brennstoff durch Fördermaschinen oder auch selbsttätig durch eigene Schwerkraft aus dem Fahrzeug, das ihn an das Kesselhaus heranzuführt, bis zu den einzelnen Feuerungen gebracht wird. Handelt es sich um Kohlenstaubfeuerungen, so bezieht

man meist Grob- oder auch Feinkohlen und stellt den Staub in einer der Kesselanlage angegliederten Aufbereitungs- oder Mahlanlage kurz vor der Einführung in die Feuerung selbst her.

Für die Beseitigung der bei den festen Brennstoffen anfallenden Feuerungsrückstände, der Asche und Schlacke, werden bei größeren Anlagen ebenfalls besondere Fördereinrichtungen vorgesehen.

Dem Feuerraum, der in der Regel durch Wände aus feuerfesten Steinen (Schamotte) hergestellt wird, fällt die wichtige Aufgabe zu, die mit dem Rost oder mit den Brennern eingeleitete Verbrennung weiterzuführen und restlos abzuschließen, um so in der gesamten Feuerungsanlage eine möglichst vollkommene Verarbeitung des Brennstoffes zu erzielen.

Die vom Feuerraum abziehenden heißen Rauchgase sollen den größten Teil ihres Wärmeinhaltes an die wärmeaufnehmenden Einrichtungen der Kesselanlage, nämlich an den Dampfkesselkörper, den Überhitzer und die Vorwärmer abgeben. Es ist dazu notwendig, die Rauchgase auf einem genügend langen Weg an den Wandungen des Kesselkörpers und der übrigen wärmeaufnehmenden Teile der Anlage entlangzuführen. Bei fast allen Kesselarten ist dies nur mit einer Einmauerung der genannten Teile zu erreichen. Das Kesselmauerwerk dient somit hauptsächlich dazu, Heizkanäle zu bilden, die man, soweit sie im Bereiche des Kesselkörpers liegen, auch Züge nennt. Weiter gewährt dieses Mauerwerk den Vorteil, den durch Ausstrahlung und Ableitung von Wärme auftretenden Verlust für den Kessel wesentlich zu vermindern.

Nach Verlassen der Kesselanlage ziehen die Rauchgase durch einen Abgaskanal, den Fuchs, und durch den Schornstein (auch Kamin oder Esse genannt) in das Freie. Die Gase sind bei ihrem Eintritt in den Schornstein wesentlich wärmer und auch leichter als die Außenluft. Der damit entstehende Auftrieb gibt die Zugstärke, welche der Feuerung die Verbrennungsluft zuführt und ferner die bei der Verbrennung entstehenden Rauchgase durch die Kesselzüge und die übrigen Heizkanäle bis zum Schornstein fortbewegt. Der durch Auftrieb entwickelte „natürliche Zug“ des Schornsteines kann ergänzt oder fast völlig ersetzt werden durch „künstlichen Zug“, wobei die Rauchgase mit Hilfe von Gebläsen bewegt werden.

Die Ausrüstung des Kesselmauerwerkes, die erforderlich ist, um die Mauern zu versteifen, um die Heizkanäle befahrbar zu machen und um die Zugstärke regeln zu können, wird als grobe Armatur bezeichnet; man rechnet dazu auch noch weitere Teile wie die zur Auflagerung des Kesselkörpers dienenden Kesselstühle, die Schürgeräte für die Feuerung u. dgl.

b) Der Dampfkesselkörper dient zur Aufnahme der Flüssigkeit, die in ihm unter einem höheren als atmosphärischen Druck, also unter Überdruck verdampft werden soll. Da die Wandungen des Kesselkörpers für den verlangten Überdruck genügend stark bemessen sein

müssen, baut man den Kesselkörper, der fast ausschließlich aus Stahl gefertigt ist, in der Hauptsache aus zylindrischen Trommeln, Rohren und Körpern ähnlicher Gestalt auf. Um das Kesselinnere für die Reinigung von den aus dem Speisewasser stammenden Rückständen oder für das Befahren zugänglich zu machen, werden an den Kesselkörpern Einsteigöffnungen — Mannlöcher — oder, wenn es sich um kleinere Kessel handelt, Handlöcher angebracht, welche im Betrieb wasser- und dampfdicht verschlossen sein müssen.

Der von der Flüssigkeit eingenommene Teil des Kesselinnern wird beim Wasserdampfkessel Wasserraum, der darüber liegende mit Dampf gefüllte Teil Dampfraum genannt. Die Trennungsfäche ist durch den Wasserspiegel gegeben, der im Betriebe nur zwischen einem niedrigsten Wasserstand (N.W.) — dieser muß bei jedem Kessel laut gesetzlicher Vorschrift zur Schaffung der nötigen Betriebssicherheit mit einer Marke bezeichnet sein — und einem höchsten Wasserstand, der mit Rücksicht auf die Trockenheit des erzeugten Dampfes erfahrungsgemäß gerade noch zulässig ist und nicht überschritten werden sollte, schwanken darf. Diese beiden äußersten Lagen des Wasserspiegels grenzen den Speiseraum ein. Man nennt die Wasserspiegeloberfläche auch Ausdampffläche. Kessel mit größerem Wasserraum können zugleich auch als Wärmespeicher benützt werden. Bei großer Ausdampffläche wird erfahrungsgemäß vom erzeugten Dampf weniger Wasser mitgerissen; der Dampf bleibt trockener.

Während man die Leistung eines Dampfkessels am zweckmäßigsten durch die stündlich erzeugte Dampfmenge, die Stundendampfmenge  $D_h$ , ausdrückt, wird die Größe eines Dampfkessels meist nach seiner Heizfläche  $H$  (gemessen in  $m^2$ ) beurteilt. Man versteht darunter die Wandungsoberfläche, die auf der einen Seite von den wärmeabgebenden Rauchgasen und auf der anderen Seite vom wärmeaufnehmenden Wasser berührt wird. Bei Kesseln für Landanlagen wird das Ausmaß der Wandungsoberfläche auf der gasberührten Seite, bei Schiffskesseln dagegen die Wandungsoberfläche auf der wasserberührten Seite als der für die Berechnung maßgebende Wert der Heizflächen angesehen.

c) Der Überhitzer, der einen notwendigen Bestandteil jeder Kesselanlage darstellt, hat den vom Kesselkörper abziehenden Sattdampf, der 1 bis 3 vH Feuchtigkeitsgehalt aufweist, zu trocknen und bis auf eine vorgeschriebene hohe Temperatur — bis zu  $450^\circ C$  und noch darüber — zu erhitzen. Man benützt dazu von außen beheizte Rohrschlangen aus Stahl, die entweder als Berührungsüberhitzer in den Kesselzügen oder als Strahlungsüberhitzer an den Wänden des Feuer-raumes angeordnet werden.

d) Die Vorwärmer, die im Heizgasstrom stets dem Kesselkörper nachgeschaltet sind, bezwecken in der Regel als Speisewasservorwärmer oder Ekonomiser (Eko) die Aufwärmung des Speisewassers

mit Hilfe von Rauchgaswärme; sie bestehen zumeist aus hochwertigem Gußeisen, seltener aus Stahl. Manchmal treibt man die Wasseraufwärmung hierbei soweit, daß im Speisewasservorwärmer sogar Verdampfung eintritt — Verdampfungsvorwärmer (englisch: steaming-economiser). Bei Großkesseln von Kraftwerken verzichtet man gelegentlich auf die rauchgasbeheizten Speisewasservorwärmer (Eko). Zur Erreichung einer günstigeren Brennstoffausnützung des Kraftwerkes nimmt man dann die Speisewasseraufwärmung nicht mit Rauchgasen, sondern in dampf-beheizten Speisewasservorwärmern mit Anzapfdampf oder mit Abdampf vor, welche Dampfmengen den Kraftmaschinen entnommen werden. Die Kesselanlage zeigt dann hinter dem Kesselkörper nur einen Vorwärmer für die Verbrennungsluft (Luftvorwärmer — Luvo) Häufig findet man bei Kesseln größerer Leistung zwei Vorwärmer, und zwar dicht hinter dem Kesselkörper einen rauchgasbeheizten Speisewasservorwärmer und am Ende des Rauchgasweges noch einen Luftvorwärmer.

Für Kesselkörper, Überhitzer und Eko hat man zahlreiche Zubehöerteile nötig; es ist dies die feine Armatur oder Ausrüstung, wie Druckmesser (Manometer), Wasserstandsanzeiger, Probierhähne, Sicherheits- und Ablaß- oder Schlamm-, Absperr- und Rückschlagventile.

e) Die Zugerzeugungseinrichtung besteht, wie schon bei a) ausgeführt, entweder nur aus einem Schornstein oder aus einer Vereinigung eines Ventilators mit einem kurzen Schornstein. Der Schornstein kann nie ganz entbehrt werden, da die Abgabe der Rauchgase in das Freie zur Verhütung einer Belästigung der Umgebung nur in entsprechender Höhe über Kesseldecke bzw. über dem Erdboden erfolgen darf.

f) Als Speiseeinrichtung, die das Speisewasser durch den Eko in den Dampfkesselkörper einzupressen hat und welche gemäß den gesetzlichen Vorschriften aus mindestens zwei voneinander unabhängigen Vorrichtungen bestehen muß, werden gebraucht: Strahlapparate (Injektoren) oder Kolbenpumpen bei kleinen Anlagen, dagegen stets Kreiselpumpen bei großen Kesseln.

g) Die Wasserreinigungsanlage dient zur Aufbereitung des Speisewassers, nämlich zur Beseitigung und Unschädlichmachung der im Rohwasser enthaltenen Fremdstoffe, die den Kessel verunreinigen oder die Kesselwandungen angreifen und dadurch den Kesselbetrieb beeinträchtigen oder unmöglich machen würden.



## Erster Abschnitt.

# Theoretische Grundlagen.

## I. Der Wasserdampf.

### 1. Arten des Wasserdampfes.

#### a) Gesättigter Wasserdampf.

Ein Gefäß, das oben durch einen Kolben mit unveränderlicher Belastung wasser- und dampfdicht geschlossen ist (s. Abb. 1), sei völlig mit Wasser gefüllt. Führt man diesem unter stets gleichbleibendem Druck  $p$  stehenden Wasser Wärme zu, so beginnt es bei einer bestimmten Temperatur  $t_s$  zu sieden, wobei sich Dampf bildet. Der Kolben wird dadurch allmählich hochgeschoben. Die Temperatur des entstehenden Dampfes ist während des ganzen Siedevorganges stets gleich derjenigen des siedenden Wassers, also gleich  $t_s$  und steigt auch bei fortgesetzter Erwärmung nicht an, solange sich noch unverdampftes Wasser im Gefäß befindet und die Belastung des Kolbens nicht verändert wird. Die Dampftemperatur hängt dabei nicht von der Menge der zugeführten Wärme, sondern nur vom Druck ab, und zwar derart, daß jeder Dampfspannung  $p$  eine bestimmte Siedetemperatur  $t_s$  entspricht.

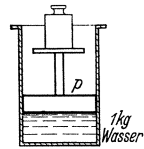


Abb. 1.

Der so erzeugte Dampf ist gewöhnlich mit feinen Wassertröpfchen durchsetzt; man bezeichnet ihn dann als feucht oder naß. Der Feuchtigkeitsgehalt kann im Gefäß der Abb. 1 bei unverändertem Druck durch weitere Erwärmung, ohne daß eine Änderung der Temperatur eintritt, zum völligen Verschwinden gebracht werden, sobald der Gesamtwasservorrat verdampft ist. Es entsteht dann trocken gesättigter Wasserdampf oder Sattedampf.

#### b) Überhitzter Wasserdampf.

Überschreitet die zugeführte Wärme den Betrag, der zur Beseitigung der Dampffeuchtigkeit erforderlich ist, so wird aus dem Sattedampf überhitzter Dampf. Von dem Augenblick des Beginnes der Überhitzung dient bei gleichgehaltenem Druck  $p$  die zugeführte Wärme dazu, die Dampftemperatur zu erhöhen und das Volumen zu vergrößern. Bei einem bestimmten Druck kann also die Temperatur des überhitzten Dampfes sehr verschieden sein; sie muß aber immer höher sein, als die Temperatur des Sattedampfes  $t_s$  von gleichem Druck.

Die Überhitzung des Dampfes bietet vor allem für Dampfkraftanlagen sehr wesentliche Vorteile. Dampfkessel für solche Kraftanlagen werden deshalb stets mit Überhitzern ausgerüstet, in welchen der vom Kessel kommende Naßdampf (mit 1 bis 3 vH G.T.<sup>1</sup> Feuchtigkeitsgehalt) zuerst getrocknet und dann je nach Art der Kraftmaschine bis auf eine Endtemperatur von 300 bis 450° C und noch höher überhitzt wird.

## 2. Druck, Temperatur und spezifisches Volumen des gesättigten Dampfes.

Der Druck oder die Spannung  $p$  von Gasen oder Dämpfen wird beurteilt nach der Kraft, welche diese auf die Flächeneinheit der sie einschließenden Gefäßwandungen ausüben. Die Größe dieses Druckes  $p$  wird entweder in mm einer Wassersäule (mm WS. oder mm H<sub>2</sub>O) oder in mm einer Quecksilbersäule (mm QS. oder mm Hg) oder in Atmosphären (at) angegeben.

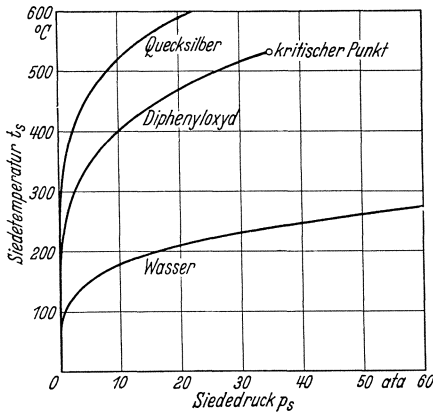


Abb. 2. Dampfdruckkurven für Wasserdampf, Quecksilber und Diphenyloxyd (Wasser  $t_{kr} = 374,2^\circ\text{C}$ ;  $p_{kr} \approx 225,5$  ata, Quecksilber  $t_{kr} = 1650^\circ\text{C}$ ;  $p_{kr} \approx 3200$  ata, Diphenyloxyd  $t_{kr} = 530^\circ\text{C}$ ;  $p_{kr} \sim 35,5$  ata).

Unter „1 at“ versteht man in der Technik den Druck von 1 kg auf 1 cm<sup>2</sup> der gedrückten Fläche. Diese Einheit des Druckes ist gleichwertig dem Luftdruck  $b$  bei einem Barometerstand von 735,5 mm QS., wenn diese Quecksilbersäule eine Temperatur von 0° C besitzt; es gilt damit:

$$1 \text{ at} = 1 \text{ kg/cm}^2 = 10000 \text{ kg/m}^2 = 10000 \text{ mm WS.} = 735,5 \text{ mm Hg} \quad (1)$$

$$\text{und} \quad 1 \text{ mm WS.} = 1 \text{ kg/m}^2 = \frac{1}{10000} \text{ at.} \quad (1a)$$

In der Physik bedeutet dagegen eine „Atmosphäre“ den Druck einer Quecksilbersäule von 760 mm, wobei deren Temperatur 0° C beträgt, daß man also schreiben kann:

$$\left. \begin{aligned} 1 \text{ phys. at} &= 760 \text{ mm Hg} = 1,033 \text{ kg/cm}^2 = \\ &= 1,033 \text{ techn. at} = 10333 \text{ mm WS.} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

In England und Amerika mißt man Gewichte und Kräfte in „pound“ (lb) und Längen in „inch“ (in); somit ist in diesen Ländern die Einheit für den Druck das „pound per square inch“ (lb/in<sup>2</sup>). Es gelten die Beziehungen:

$$1 \text{ lb} = 0,453 \text{ kg} \quad (3)$$

$$1 \text{ in} = 2,54 \text{ cm} \quad (4)$$

<sup>1</sup> G.T. bedeuten Gewichtsteile, R.T. dagegen Raumteile.

$$1 \text{ lb/in}^2 = 0,0703 \text{ kg/cm}^2 = 0,0703 \text{ at} \quad (5)$$

$$1 \text{ at} = 14,2 \text{ lb/in}^2. \quad (5a)$$

Geht man bei der Bestimmung des Druckes  $p$  von der vollkommenen Luftleere aus, so erhält man den absoluten Druck (bezeichnet als  $ata$ ). Rechnet man dagegen den Druck vom jeweils herrschenden Luftdruck  $b$  aus, nämlich so, wie ihn die gewöhnlichen Druckmesser (Manometer) anzeigen, so ergibt dies nur den Überdruck ( $atü$ ). Der absolute Druck  $p$ , angegeben in  $ata$ , bestimmt sich demnach so, daß man zum Überdruck, gemessen in  $atü$ , noch den Luftdruck  $b$  (in  $at$ ) addiert<sup>1</sup>.

Die Temperatur  $t_s$  des Satttdampfes ist, wie in (1a) erörtert wurde, abhängig von seinem Druck  $p$ . Über den Zusammenhang zwischen Druck  $p$  und Temperatur  $t_s$  bei gesättigtem Wasserdampf geben die Dampftabellen (s. Zahlentafel 1) Aufschluß, die durch Versuche gewonnen wurden. Man kann diesen Zusammenhang auch zeichnerisch durch die Dampfdruckkurve veranschaulichen. Die Abb. 2 enthält die Dampfdruckkurven für Wasser und für zwei schwerer siedende Stoffe, nämlich für Quecksilber [Hg] und für Diphenyloxid [(C<sub>6</sub>H<sub>5</sub>)<sub>2</sub>O].

Zahlentafel 1. Dampftafel für Wasserdampf (nach Mollier 1932).

Druck $p$ $ata$	Sättigungs- temperatur $t_s$ ° C	Spez. Volumen		Wärmeinhalt		Ver- dampfungs- wärme $r$ kcal/kg
		des Wassers $v'$ m <sup>3</sup> /kg	des Dampfes $v''$ m <sup>3</sup> /kg	des Wassers $i'$ kcal/kg	des Dampfes $i''$ kcal/kg	
1,0	99,1	0,001043	1,727	99,2	638,9	539,7
1,033	100,0	0,001043	1,675	101,1	639,2	539,2
5	151,1	0,001092	0,3822	152,0	656,9	504,9
10	179,0	0,001126	0,1984	181,0	663,9	482,9
15	197,4	0,001152	0,1345	200,6	667,3	466,7
20	211,4	0,001175	0,1017	215,7	669,0	453,3
25	222,9	0,001195	0,0817	228,3	669,8	441,5
30	232,8	0,001214	0,0681	239,4	670,0	430,6
35	241,5	0,001233	0,0583	249,3	669,7	420,4
40	249,2	0,001250	0,05085	258,2	669,2	411,0
45	256,3	0,001267	0,0450	266,5	668,4	401,9
50	262,7	0,001283	0,04029	274,1	667,4	393,3
60	274,3	0,001315	0,03313	288,2	665,0	376,8
70	284,5	0,001347	0,02794	301,0	662,1	361,1
80	293,6	0,001379	0,02400	312,8	658,8	346,0
90	301,9	0,001411	0,02091	323,9	655,1	331,2
100	309,5	0,001445	0,01840	334,4	651,2	316,8
120	323,1	0,001516	0,01457	354,4	642,3	287,9
140	335,0	0,001596	0,01175	373,9	631,9	258,0
160	345,6	0,001690	0,00952	394,0	619,3	225,2
180	355,3	0,001810	0,00763	416,4	603,4	187,0
200	364,0	0,001978	0,00594	442,3	582,9	140,6
225	374,0	0,00310	0,00310	515,5	515,5	0

<sup>1</sup> In den Gleichungen der Wärmetheorie benützt man für den Druck den Buchstaben  $p$ , wenn dieser in  $\text{kg/cm}^2$ , dagegen  $P$ , wenn er in  $\text{kg/m}^2$  eingesetzt werden soll.

Bei einzelnen Rechnungen ist es erforderlich, die Temperatur nicht in °C (für diese Temperaturskala ist als Nullpunkt „willkürlich“ der Gefrierpunkt von chemisch reinem Wasser bei einem Druck von 1,033 ata eingeführt) zu zählen, sondern in einem von der mechanischen Wärmetheorie geschaffenen absoluten Maß. Während man die in °C angegebene Temperatur durch  $t$  ausdrückt, bezeichnet man die absolute Temperatur mit  $T$  und °Kelvin (°K). 1° K ist gleich 1° C; der absolute Nullpunkt liegt aber bei  $(-273,15)^\circ\text{C}$ .

Eine Temperatur von  $t^\circ\text{C}$  hat somit im absoluten Maß gemessen

$$(t^\circ\text{C}) + 273,15 = T^\circ\text{K}. \quad (6)$$

In England und Amerika ist an Stelle der Celsiuskala diejenige von Fahrenheit (°F) üblich. 1° F ist gleich  $5/9^\circ\text{C}$ ; bei  $0^\circ\text{C}$  werden jedoch bereits  $+32^\circ\text{F}$  gezählt.

Eine und dieselbe Temperatur habe  $a^\circ\text{C}$  bzw.  $b^\circ\text{F}$ ; dann gilt für die Umrechnung:

$$32 + 9/5 \cdot (a^\circ\text{C}) = b^\circ\text{F} \quad (7)$$

$$5/9 \cdot [(b^\circ\text{F}) - 32] = a^\circ\text{C}. \quad (7a)$$

Das spez. Volumen  $v$  stellt den Rauminhalt der Gewichtseinheit dar und wird somit in  $\text{m}^3/\text{kg}$  gemessen. In der Dampftabelle der Zahlentafel 1 ist für verschiedene Größen des Druckes  $p$  neben dem spez. Volumen des siedenden Wassers  $v'$  auch noch dasjenige des trocken gesättigten Dampfes  $v''$  angegeben. Ist der Dampf naß und enthält er eine bestimmte Menge Feuchtigkeit  $f$  (in vH G.T.), so läßt sich auch für diesen Naßdampf das spez. Volumen  $v_f$  ermitteln. Man benützt dazu den Begriff der spez. Dampfmenge  $x$

$$x = 1 - \frac{f}{100} \quad (8)$$

und erhält dann

$$v_f = v' + x \cdot (v'' - v') \text{ in } \text{m}^3/\text{kg}. \quad (9)$$

### 3. Druck, Temperatur und spezifisches Volumen des überhitzten Wasserdampfes.

Nach den Ausführungen in (1b) besteht bei überhitztem Dampf im Gegensatz zu Naßdampf und Sattdampf zwischen dem Druck  $p$  und der Temperatur  $t$  allein keine Bindung. Wie bei den Gasen wird hier der Zusammenhang zwischen Druck  $p$ , Temperatur  $t$  und dem spez. Volumen  $v$  durch eine Zustandsgleichung dargestellt. Zu erwähnen sind hier vor allem die für überhitzten Wasserdampf aufgestellten Zustandsgleichungen von Knoblauch-Raisch-Hausen (1923 und 1931)

und diejenigen von Mollier und Callendar (1925 und 1932)<sup>1</sup>. Zur Zeit werden auf Grund von internationaler Zusammenarbeit Rahmentafeln ausgearbeitet, die dann allgemein angewendet werden sollen<sup>2</sup>.

#### 4. Wärmemenge zur Bildung von Wasserdampf.

##### a) Für trocken gesättigten Dampf.

Füllt man in das in Abb. 1 dargestellte Gefäß 1 kg Wasser von 0° C ein, so nimmt diese Wassermenge einen Raum von rd. 0,001 m<sup>3</sup> ein. Es sei angenommen, daß der Kolben auf das Wasser einen unveränderlich bleibenden Druck  $p$  ausübt. Soll nun das Wasser verdampft werden, so muß es zunächst auf die dem gewählten Druck  $p$  entsprechende Siedetemperatur  $t_s$  gebracht werden. Hierzu ist die Flüssigkeitswärme  $q$  aufzuwenden, die sich errechnet zu

$$q = c_m \cdot t_s \text{ in kcal/kg,} \quad (10)$$

wobei man mit  $c_m$  (in kcal/kg, °C) die mittlere spez. Wärme des Wassers zwischen 0 und  $t_s$  °C bezeichnet. Es beträgt

$$\begin{array}{cccc} \text{bei } t_s = & 100 & 200 & 300 & 374 \text{ °C} \\ c_m = & 1,001 & 1,015 & 1,064 & 1,364 \text{ kcal/kg, °C.} \end{array}$$

Die Maßeinheit für die Wärmemenge wird dargestellt durch die Kilogrammkalorie (kcal), d. i. die Wärmemenge, die nötig ist, um 1 kg Wasser von 14,5 auf 15,5 °C zu erwärmen. In England und Amerika hat man als Einheit das „British Thermal Unit“ (B.T.U.)

$$1 \text{ B.T.U.} = 0,252 \text{ kcal} \quad (11)$$

$$1 \text{ kcal} = 3,97 \text{ B.T.U.} \quad (11a)$$

$$1 \text{ kcal/kg} = 1,80 \text{ B.T.U./lb.} \quad (12)$$

Nach Erreichen der Siedetemperatur im oben beschriebenen Gefäß tritt bei weiterer Erwärmung unter gleichgehaltenem Druck  $p$  die Dampfbildung ein. Ist der erzeugte Dampf eben trocken gesättigt, so ist für die Dampfbildung allein die Verdampfungswärme  $r$  zuzuführen. Letztere Wärme setzt sich aus 2 Teilen zusammen, nämlich aus der inneren Verdampfungswärme  $\varrho$  (d. i. die Zunahme der inneren Energie  $u$ ), welche erforderlich ist, um die zwischen den kleinsten Flüssigkeitsteilchen (Molekülen) vorhandenen Anziehungskräfte zu überwinden, und aus der äußeren Verdampfungswärme ( $\psi$ ), die gleich ist der bei der Verdampfung geleisteten und auf den zurückgeschobenen Kolben übertragenen äußeren Arbeit (in kcal/kg)

$$\psi = A P (v'' - v') \text{ in kcal/kg.} \quad (13)$$

<sup>1</sup> Siehe Nußelt: Technische Thermodynamik, Sammlung Göschen, 1934 S. 127f.

<sup>2</sup> Z. VDI 1935 S. 1359.

Die Erzeugungswärme  $\lambda$ , die gebraucht wird, um 1 kg Wasser von  $0^\circ \text{C}$  bei irgendeinem vorgeschriebenen und gleichgehaltenen Druck  $p$  in trocken gesättigten Dampf umzuwandeln, ergibt sich zu

$$\lambda = q + r = q + \rho + A P (v'' - v') \text{ in kcal/kg.} \quad (14)$$

b) Für feuchten oder nassen Dampf.

Mit Hilfe der in (I, 2) erwähnten Größe der spezifischen Dampfmenge  $x$  bestimmt sich für feuchten Dampf die Erzeugungswärme zu

$$\lambda_f = q + x \cdot r = q + x \cdot (\rho + \psi) \text{ in kcal/kg.} \quad (15)$$

c) Für überhitzten Dampf.

Nach den Ausführungen in (I, 1b) tritt die Überhitzung vom Zustande des trocken gesättigten Dampfes aus ein, wenn unter gleichbleibendem Druck die Wärmezufuhr noch weiter andauert; um 1 kg Wasserdampf von der Siedetemperatur  $t_s$  bis auf  $t_u$   $^\circ\text{C}$  zu überhitzen, ist eine Wärmemenge von  $c_{pm} (t_u - t_s)$  kcal nötig. Die Erzeugungswärme des überhitzten Dampfes ist daher

$$\lambda_u = \lambda + c_{pm} \cdot (t_u - t_s) = q + r + \left. \begin{array}{l} \\ + c_{pm} \cdot (t_u - t_s) \end{array} \right\} \text{ in kcal/kg.} \quad (16)$$

Hierin bedeutet  $c_{pm}$  die mittlere spez. Wärme (in kcal/kg,  $^\circ\text{C}$ ) des überhitzten Dampfes bei unverändertem Druck  $p$  für den Temperaturbereich von  $t_s$  bis  $t_u$   $^\circ\text{C}$ . Die Abb. 3 enthält die von Knoblauch und seinen Mitarbeitern durch Versuche gefundenen Werte von  $c_{pm}$  für Drücke bis 120 ata und für Temperaturen bis  $500^\circ \text{C}$  und läßt die Abhängigkeit der mittleren spez. Wärme  $c_{pm}$  des überhitzten Wasserdampfes vom Druck  $p$  einerseits und von der Temperatur  $t_u$  andererseits erkennen.

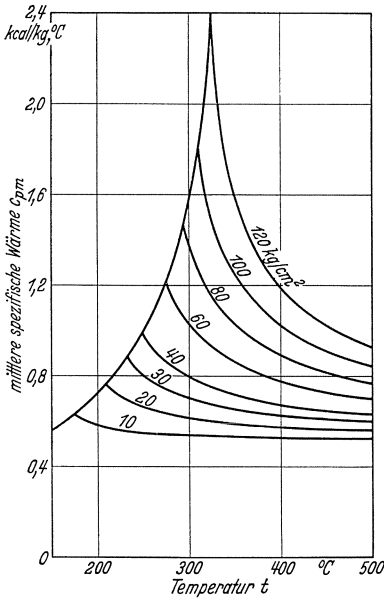


Abb. 3. Mittlere spez. Wärme  $c_{pm}$  des überhitzten Wasserdampfes.

Die Ermittlung der Erzeugungswärme  $\lambda$  für alle Dampfarten erfolgt zweckmäßigerweise mit Hilfe des von Mollier angegebenen  $i$ — $s$ -Diagramms oder auch eines  $i$ — $p$ -Diagramms (s. Abb. 4). Dabei bedeutet  $i$  den Wärmehalt — auch Enthalpie genannt — (gemessen in kcal/kg) und  $s$  die Entropie (gemessen in  $\frac{\text{kcal}}{^\circ\text{K}, \text{kg}}$  oder Clausius/kg). Die Dampftabellen der Zahlentafel 1 enthalten die Werte von  $i$  für 2 Sonderfällen, ämlich  $i'$  für siedendes Wasser,  $i''$  für trocken gesättigten

Dampf. Ferner sind dort angegeben die Zahlen der spez. Volumen  $v'$  und  $v''$  (für die gleichen Sonderfälle) und der Erzeugungswärme  $r = i'' - i'$ .

Für den Zusammenhang zwischen der Erzeugungswärme  $\lambda$  und dem Wärmeinhalt  $i$  findet sich die für alle Dampfarten, ob naß, trocken gesättigt oder überhitzt, geltende Beziehung

$$\lambda = i - A P v_0 = i - i_0 \text{ in kcal/kg; (17)}$$

$v_0$  bedeutet hier das spez. Volumen des nichtsiedenden Wassers von  $0^\circ \text{C}$  und dem Druck  $p$ ,  $i_0$  den Wärmeinhalt dieses Wassers. Das Glied  $A P v_0$ , das gleichwertig ist mit  $i_0$ , stellt angenähert den Speisungsarbeitsaufwand dar, welcher dem Speisewasser als mechanische Arbeit schon vor dem Kessel durch die Speiseeinrichtung einverleibt wird. Diese Größe  $A P v_0$  oder  $i_0$  macht aber, wie Abb. 5 erkennen läßt, bis zu Kesseldrücken von 100 ata nur einen verschwindend kleinen Betrag aus (bei 100 ata erst 2,34 kcal/kg, d. i. kaum  $\frac{1}{3}$  vH der Erzeugungswärme  $\lambda$ ), so daß man in der Regel mit Ausnahme der Fälle mit sehr hohem Druck  $A P v_0 = i_0$  vernachlässigt und an Stelle von  $\lambda$  das aus dem  $i-s$ - oder dem  $i-p$ -Diagramm abgelesene  $i$  verwendet.

Bei Dampfkesselanlagen hat man aber zur Bestimmung der Wärmemenge, die für die Bildung des Wasserdampfes aufzuwenden ist, noch zu berücksichtigen, daß das Speisewasser in die Kesselanlage von der Speiseeinrichtung unter dem Druck  $p$  nicht mit der Temperatur von  $0^\circ \text{C}$ , sondern mit einer solchen von  $t_0^\circ \text{C}$  eingeleitet wird. Diese Speisewassertemperatur  $t_0$  kann bis zu  $200^\circ \text{C}$  und noch darüber betragen. Das zugeführte noch nicht siedende Speisewasser weist also bereits den Wärmeinhalt  $i_{t_0}$  auf, während der vom Kessel erzeugte

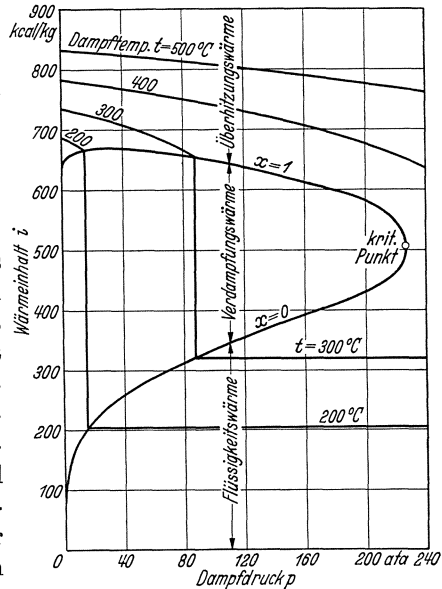


Abb. 4.  $i-p$ -Diagramm für Wasserdampf.

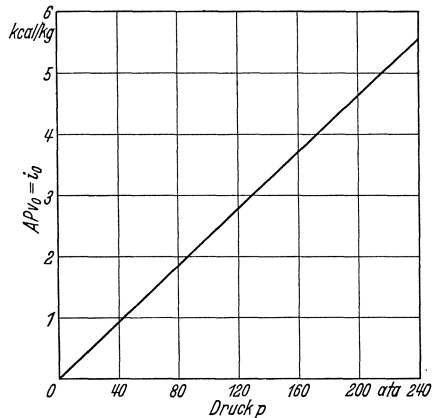


Abb. 5. Werte des Speisungsarbeitsaufwandes  $A \cdot P \cdot v_0 = i_0$  für Wasser.

Zahlentafel 2. Wärmehalt  $i$  in kcal/kg und spez. Volumen  $v$  in  $\text{m}^3/\text{kg}$  von überhitztem Wasserdampf (nach Mollier 1932).

Heißdampfdruck $p$ in ata		Heißdampftemperaturen $t_u$ in $^{\circ}\text{C}$						$p$ ata	
		200	250	300	350	400	450		500
1	$i$	686,5	710,2	734,2	758,5	783,0	807,9	833,0	1
	$v$	2,2131	2,4513	2,6885	2,9251	3,1613	3,3972	3,6328	
5	$i$	681,9	706,9	731,7	756,6	781,5	806,7	832,0	5
	$v$	0,4331	0,4834	0,5325	0,5810	0,6291	0,6769	0,7245	
10	$i$	675,8	702,7	728,6	754,2	779,6	805,1	830,8	10
	$v$	0,2103	0,2373	0,2630	0,2880	0,3126	0,3369	0,3610	
15	$i$	669,0	698,3	725,4	751,7	777,7	803,6	829,6	15
	$v$	0,1356	0,1552	0,1731	0,1903	0,2071	0,2235	0,2398	
20	$i$		693,5	722,1	749,3	775,8	802,1	828,3	20
	$v$		0,1140	0,1281	0,1415	0,1543	0,1669	0,1792	
25	$i$		688,4	718,7	746,8	773,9	800,6	827,1	25
	$v$		0,0891	0,1011	0,1121	0,1227	0,1329	0,1429	
30	$i$		682,8	715,2	744,3	772,0	799,1	825,9	30
	$v$		0,0724	0,0831	0,0926	0,1015	0,1101	0,1186	
35	$i$		676,6	711,5	741,7	770,0	797,5	824,6	35
	$v$		0,06029	0,07012	0,07859	0,08646	0,09399	0,1013	
40	$i$		669,7	707,6	739,0	768,0	796,0	823,4	40
	$v$		0,05107	0,06037	0,06809	0,07514	0,08184	0,08832	
45	$i$			703,4	736,3	766,0	794,4	822,1	45
	$v$			0,05274	0,05990	0,06633	0,07239	0,07822	
50	$i$			699,0	733,5	764,0	792,9	820,9	50
	$v$			0,04659	0,05334	0,05928	0,06482	0,07014	
60	$i$			689,4	727,6	759,8	789,7	818,4	60
	$v$			0,03724	0,04345	0,04869	0,05347	0,05801	
70	$i$			678,3	721,2	755,5	786,5	815,8	70
	$v$			0,03038	0,03633	0,04110	0,04536	0,04935	
80	$i$			665,9	714,3	751,0	783,2	813,3	80
	$v$			0,02502	0,03094	0,03539	0,03926	0,04285	
90	$i$				706,9	746,3	779,8	810,7	90
	$v$				0,02669	0,03093	0,03452	0,03779	
100	$i$				698,7	741,3	776,3	808,0	100
	$v$				0,02322	0,02734	0,03071	0,03374	
120	$i$				680,2	730,6	769,1	802,6	120
	$v$				0,01786	0,02190	0,02498	0,02765	
140	$i$				658,1	718,7	761,3	797,0	140
	$v$				0,01377	0,01793	0,02086	0,02329	
160	$i$				631,3	705,3	753,1	791,2	160
	$v$				0,01026	0,01487	0,01773	0,02001	
180	$i$					690,2	744,2	785,2	180
	$v$					0,01241	0,01527	0,01745	
200	$i$					673,2	734,5	778,8	200
	$v$					0,01036	0,01327	0,01538	
225	$i$					649,1	721,4	770,4	225
	$v$					0,00820	0,01123	0,01330	



Dampf den Wärmehalt  $i_D$  besitzt. Es bestimmt sich demnach die dem Speisewasser in der Kesselanlage je kg zuzuführende Wärmemenge zu

$$Q_D = i_D - i_{t_0} \text{ in kcal/kg} \quad (18)$$

Der Wert von  $i_D$  ist bei Sattedampf aus Zahlentafel 1, bei Heißdampf aus Zahlentafel 2, der Wert von  $i_{t_0}$  der Zahlentafel 3 zu entnehmen. Für Drücke bis zu 100 ata hinauf genügt es aber, an Stelle des Wärmehaltes  $i_{t_0}$ , der für nichtsiedendes Wasser von  $t_0$  °C beim Druck  $p$  gilt, der Dampftabelle (Zahlentafel 1) den Wärmehalt  $i'_{t_0}$  zu entnehmen, der siedendem Wasser von  $t_0$  °C entspricht.

Zahlentafel 3. Wärmehalt  $i_w (= i_{t_0})$  von nichtsiedendem Wasser in kcal/kg (nach Koch 1934).

Temperatur $t$ °C	Druck $p$ in ata				
	50	100	150	200	250
0	1,18	2,36	3,53	4,71	5,89
50	51,01	52,06	53,12	54,17	55,23
100	100,9	101,8	102,2	103,6	104,5
150	151,6	152,3	152,9	153,7	154,3
200	203,9	204,3	204,7	205,1	205,6
250	259,3	259,3	259,2	259,2	259,1
300		320,4	319,2	318,2	317,4
350				392,9	387,4

### 5. Normaldampf.

Man bezeichnet mit Normaldampf trocken gesättigten Dampf von 100° C, der aus Wasser von 0° C unter gleichgehaltenem Druck  $p = 1,033 \text{ ata} = 760 \text{ mm QS.}$  erzeugt worden ist; gemäß den Dampftabellen (Zahlentafel 1) beansprucht ein solcher Dampf eine Dampfbildungswärme  $(Q_D)_{ND}$  von

$$(Q_D)_{ND} = 639,2 \text{ kcal/kg.} \quad (19)$$

Da bei ausgeführten Kesselanlagen wegen der großen Verschiedenheit des Dampfdruckes  $p_D$  und der Einführungstemperatur des Speisewassers  $t_0$  die Dampfbildungswärme  $Q_D$  sehr ungleiche Werte aufweisen kann, ist es zur Gewinnung einer einwandfreien Vergleichsgrundlage üblich, die in einer Kesselanlage wirklich erzeugte Stundendampfmenge  $D_h$  von den Betriebsverhältnissen auf Normalverhältnisse umzurechnen. Man erhält die „umgerechnete“ stündliche Dampfmenge  $(D_h)_{ND}$  mit:

$$(D_h)_{ND} = D_h \cdot \frac{Q_D}{639,2} = D_h \cdot \frac{i_D - i_{t_0}}{639,2} \text{ in kg/h.} \quad (20)$$

In Amerika wird die Bildungswärme des Normaldampfes derart bestimmt, daß man sich diesen nicht aus Wasser von 0° C, sondern aus siedendem Wasser von 100° C erzeugt denkt. Es beträgt dann die Dampfbildungswärme nur 539,1 kcal/kg.

### 6. Rechenbeispiele.

a) In einer Dampfkraftanlage werde das Speisewasser in einem Anzapfdampfvorwärmer von  $10^\circ$  auf  $160^\circ$  C, sodann in einem rauchgasbeheizten Speisewasservorwärmer (Eko) auf  $230^\circ$  C vorgewärmt. Der daraus erzeugte Dampf von 50 ata entströme dem Kesselkörper mit einer Feuchtigkeit  $f = 3$  vH; er werde dann im Überhitzer auf  $450^\circ$  C überhitzt.

Welche Anteile der Dampfbildungswärme entfallen:

- α) auf den Anzapfdampfvorwärmer,
- β) auf den rauchgasbeheizten Speisewasservorwärmer,
- γ) auf den Kesselkörper,
- δ) auf den Überhitzer?

Die für Bildung von 1 kg überhitzten Dampfes benötigte Wärme beträgt nach Gl. (18)

$$Q_D = (i_D - i_{t_0}) \text{ kcal/kg.}$$

Aus dem  $i$ - $s$ - oder  $i$ - $p$ -Diagramm (Abb. 4) findet man für  $p = 50$  ata und  $t_u = 450^\circ$  C,  $i_D = 792,9$  kcal/kg; ferner erhält man aus den Dampftabellen (Zahlentafel 1) für den Anfangszustand des Speisewassers ( $t_0 = 10^\circ$  C)  $i_{t_0} = 10,0$  kcal/kg. Die in der Gesamtanlage für die Erzeugung von 1 kg Heißdampf aufzuwendende Wärmemenge beträgt also

$$Q_D = 792,9 - 10,0 = 782,9 \text{ kcal/kg,}$$

davon sind zuzuführen:

- α) im Anzapfdampfvorwärmer:

$$Q_1 = i_1 - i_{t_0} = 161,2 - 10,0 = 151,2 \text{ kcal/kg} = 19,3 \text{ vH,}$$

- β) im Ekonomiser:

$$Q_2 = i_2 - i_1 = 236,3 - 161,2 = 75,1 \text{ kcal/kg} = 9,6 \text{ vH,}$$

- γ) im Kesselkörper:

$$Q_3 = i_3 - i_2 = 655,6 - 236,3 = 419,3 \text{ kcal/kg} = 53,6 \text{ vH,}$$

- δ) im Überhitzer:

$$Q_4 = i_D - i_3 = 792,9 - 655,6 = 137,3 \text{ kcal/kg} = 17,5 \text{ vH.}$$

Die Werte  $i_{t_0}$ ,  $i_1$  und  $i_2$  sind den Dampftabellen entnommen. Sie gelten also für siedendes Wassers von 10 bzw. 160 bzw.  $230^\circ$  C, während es sich in Wirklichkeit um nichtsiedendes Wasser handelt. Bis zu 100 ata ist dieses Vorgehen wegen der geringen dabei auftretenden Fehler zulässig.

b) Eine Hochdruckkesselanlage erzeuge überhitzten Dampf von 150 ata und  $450^\circ$  C aus Speisewasser, das mit  $75^\circ$  C zugeführt werde. Wie groß ist der Wärmebedarf je kg Dampf?

Die Dampfbildungswärme je kg beträgt  $(i_D - i_{t_0})$  kcal/kg. Für  $i_D$  findet sich (Zahlentafel 2) 757,3 kcal/kg. Wegen des hohen Druckes ist der Wärmeinhalt  $i_{t_0}$  für nichtsiedendes Wasser nach Zahlentafel 3 zu bestimmen und nicht wie bei Drücken unter 100 ata nach Zahlentafel 1. Aus Zahlentafel 3 erhält man 77,9 kcal/kg. Damit ist

$$Q_D = i_D - i_{t_0} = 757,3 - 77,9 = 679,4 \text{ kcal/kg.}$$

c) Eine Kesselanlage erzeuge aus Speisewasser von  $200^{\circ}\text{C}$  stündlich 50 t Heißdampf von 100 ata und  $245^{\circ}\text{C}$ . Welcher Stundenmenge von Normaldampf kommt diese Dampferzeugung gleich?

In der betrachteten Kesselanlage beträgt die Dampfbildungswärme

$$Q_D = i_D - i_{i_0} = 759,4 - 203,3 = 556,1 \text{ kcal/kg.}$$

Da bei Normaldampf die Dampfbildungswärme nach Gl. (19) sich auf  $(Q_D)_{ND} = 639,2 \text{ kcal/kg}$  beläuft, ist die Lieferung von 50 t/h Heißdampf nach Formel (20) gleichwertig einer Erzeugung von

$$(D_h)_{ND} = D_h \cdot \frac{i_D - i_{i_0}}{639,2} = 50 \cdot \frac{556,1}{639,2} = 43,5 \text{ t/h.}$$

## II. Die Brennstoffe und ihre Verbrennung.

### 1. Die Arten der Brennstoffe.

Alle Brennstoffe sind Ergebnisse organischen Wachstums der Gegenwart oder in den weitaus überwiegenden Fällen solche des Lebens längst vergangener Zeiten — letztere in der Mineralogie als fossile Stoffe bezeichnet. Alle Brennstoffe sind demnach der Sonne zu verdanken.

A. Die festen Brennstoffe sind sämtlich pflanzlichen Ursprungs und mit Ausnahme des Holzes durch Vermoderung von Pflanzen entstanden. Diese Vermoderung oder Mineralisierung der Pflanzen stellt eine allmähliche Zerlegung oder einen Abbau chemischer Verbindungen dar, die in ihrem Aufbau der Zellulose  $[\text{C}_6\text{H}_{10}\text{O}_5]$ , dem Hauptbestandteil der Holzfaser ähneln. Die wirksamen Kräfte sind dabei neben milder Temperatur sehr hoher Druck und vor allem lange Zeiträume<sup>1</sup>. Es scheiden sich dabei Wasser, Kohlensäure und Kohlenwasserstoffe aus, so daß die Ergebnisse der Vermoderung, das sind der Torf, die Braunkohle, die Steinkohle, je älter um so reicher an Kohlenstoff [C] und um so ärmer an Wasserstoff [H] und an Sauerstoff [O] werden. Durch den Harzgehalt der Hölzer, durch ölige Früchte und tierische Fette gelangten Stoffe in die Kohlen hinein, die man als Bitumen — Erdharz — bezeichnet. Die unverbrennlichen Rückstände der festen Brennstoffe stammen teils aus den anorganischen Verbindungen, welche die Pflanze zu ihrem Aufbau dem Erdboden entnommen hat — Kalium- und Natriumsalze u. dgl. —, teils aus Mineralien, welche bei der Vermoderung aus den angrenzenden Erdschichten eingedrungen sind. Gelangen diese unverbrennlichen Bestandteile der Brennstoffe bei dem Verbrennungsvorgange nicht auf die Temperatur, welche ihrem Schmelzpunkt entspricht, so bleiben sie als lose oder staubförmige Asche zurück; im gegen teiligen Falle werden sie im Feuer mehr oder weniger flüssig, so daß beim Erkalten Asche und Schlacken in größeren Stücken oder gar solche von Kuchenform entstehen.

<sup>1</sup> Siehe Aufhäuser: Brennstoff und Verbrennung, 1. Teil S. 3f. Berlin: Julius Springer 1926.

a) Das Holz wird als Brennstoff für technische Zwecke nur noch in geringem Umfang benützt (z. B. neuerdings in Holzgaserzeugern für Lastkraftwagen); bei Dampfkesselfeuerungen findet es fast nur in Form von Abfällen aus der Holzverarbeitung Verwendung. Der Verbrennungsrückstand besteht aus geringen Mengen sehr leichter, loser Asche.

b) Der Torf, der durch Vermoderung von Sumpfpflanzen (in Niederungsmooren) oder von Torfmoosen (in Hochmooren) entstanden ist, spielt als Brennstoff für technische Zwecke gleichfalls nur eine geringe Rolle. Er besitzt nur mäßigen Heizwert, weist wegen seines geringen spezifischen Gewichtes einen großen Raumbedarf auf und erfordert schon bei kleinen Entfernungen bedeutende Beförderungskosten.

Man unterscheidet nach der Gewinnung: Stichtorf und Baggertorf (letzterer z. B. verwendet in den neuen russischen Torfkraftwerken) nach der Aufbereitung: luftgetrocknenen Torf, Bactorf und Preßtorf

Der Aschengehalt ist sehr verschieden; Torf mit mehr als 20 vH G.T. Asche ist für Verbrennungszwecke ungeeignet.

c) Die Braunkohle, die vor allem in Deutschland eine große Bedeutung als Brennstoff hat, ist ebenfalls aus Vermoderung hervorgegangen, geologisch aber älter als der Torf. Man kennt junge Braunkohle oder Lignit (gelb-braun mit deutlich erkennbarem Holzgefüge), erdige Braunkohle (dunkelbraun, teils stückig, Knorpel, teils feinkörnig, erdig) und Pechkohle (schwarzbraun, mit fast muschelartigem Bruch). Die noch vorkommende sehr bitumenreiche Schwelkohle findet als Brennstoff für Dampfkessel keine Verwendung, während die zuerst genannten Braunkohlenarten, die zwar wegen ihres niedrigen Heizwertes nur innerhalb eines kleinen Gebietes — bis zu rd. 30 km von der Grube — vertrieben werden können, besonders in der Stromversorgung Deutschlands (Großkraftwerke mit Verfeuerung von Rohbraunkohle) eine ungewöhnlich große Rolle spielen.

Als Rückstand bleibt gewöhnlich nur lose Asche zurück; treten jedoch hohe Feuerraumtemperaturen auf, z. B. bei verhältnismäßig trockener Braunkohle in hochbeanspruchten Feuerungen, so kann sich auch Schlacke bilden.

Das Braunkohlen-Brikett (durch Zusammenpressen getrockneter erdiger Braunkohle von mittlerem Bitumengehalt gewonnen) ist wegen seines geringen Wassergehaltes, seiner Festigkeit, seines verhältnismäßig bedeutenden Heizwertes und der Möglichkeit, es auf große Entfernungen (bis zu 300 km und darüber) zu verfrachten, ein technisch sehr geschätzter und wichtiger Brennstoff.

d) Die Steinkohle stellt das geologisch älteste Erzeugnis der Vermoderung dar. Sie ist unter höherem Erddruck und zum Teil auch bei hohen Temperaturen entstanden. Ihre Farbe ist meist glänzend schwarz. Bemerkenswert ist bei ihr der nicht erwünschte Schwefelgehalt, der im

allgemeinen höher ist als bei Torf und Braunkohle. Ihres hohen Kohlenstoffgehaltes und des dadurch bedingten beträchtlichen Heizwertes wegen ist die Steinkohle, von welcher ergiebige Lagerstätten mit großen Vorräten an verschiedenen Stellen der Erde (Deutschland, England, USA. usw.) vorhanden sind, der wichtigste und am meisten angewandte Brennstoff.

Man unterscheidet bei den Steinkohlen<sup>1</sup>

α) Nach dem Verhalten der Kohle beim Erhitzen unter Luftabschluß und der Beschaffenheit des dabei erhaltenen Koks:

Sandkohlen mit einer pulverigen Koksmasse,

Sinterkohlen mit einer aus einzelnen Stücken zusammengefritteten Koksmasse

und Backkohlen mit einem gut zusammengesmolzenen, aufgeblähten Kokskuchen.

β) Nach der beim Verbrennen auftretenden Flamme:

Kurz-, mittel- und langflammige Kohlen. Die Länge der Flamme hängt von der Menge der flüchtigen Bestandteile (fl.B.) ab, worunter man denjenigen Teil des Kohlengewichtes versteht, der bei der Erhitzung unter Luftabschluß, d. i. bei einer Schwelung, als Schwelgas abzieht (Wasserdampf bleibt dabei unberücksichtigt).

γ) Nach dem geologischen Alter, zugleich nach dem Gehalt an flüchtigen Bestandteilen:

Gasflammkohlen (jung) mit 35 bis 40 vH G.T. fl.B.,

Gaskohlen (jung) mit 30 bis 35 vH,

Fettkohlen mit 19 bis 30 vH,

EBkohlen (alt) mit 13 bis 19 vH<sup>2</sup>,

Anthrazitkohlen (sehr alt) mit 4 bis 12 vH G.T. fl.B.<sup>2</sup>

δ) Nach der Aufbereitung (die Steinkohlen werden meist gleich auf der Zeche zur Abscheidung der Verunreinigungen — Steine und Erde — gewaschen und dann nach der Korngröße sortiert):

Ungewaschene Förderkohle; gewaschene Kohle; Stückkohle; Würfel-, Nuß-, Erbs-, Grieß- und Fein- oder Staubkohle; Kohlenschlamm. Die Verbrennungsrückstände der Steinkohle bestehen meist aus Schlacke.

Das Steinkohlen-Brikett, aus Kleinkohlen unter Zusatz von Pech durch Zusammenpressen gewonnen, wird in Dampfkesseln selten gebraucht.

Der Steinkohlen-Koks, aus backender oder sinternder Feinkohle durch Erhitzen unter Luftabschluß hergestellt, enthält fast keine flüchtigen Bestandteile mehr und läßt sich daher, was für Hausbrand sehr geschätzt wird, fast rauchfrei verbrennen. Er ist jedoch schwer entzündlich und brennt so langsam, daß er sich für Dampfkesselfeuerungen wenig eignet.

<sup>1</sup> Siehe Ruhrkohlen-Handbuch, 1932.

<sup>2</sup> Kohlen mit weniger als rd. 15 vH fl. B. werden auch als Magerkohlen bezeichnet.

B. Flüssige Brennstoffe entstammen entweder dem Erdöl (Rohnaphtha) oder den bei der „Veredelung von festen Brennstoffen“ gewonnenen flüssigen Kohlenwasserstoffen (letztere vielfach „Teere“ genannt). Als Veredelungsverfahren kommen in Betracht: die Schwelung (Erhitzung mit Luftabschluß), die Vergasung (Erhitzung mit beschränkter Luftzufuhr, so daß unvollständige Verbrennung) und die Verflüssigung (Hydrierung). Für Kesselfeuerungen kommt das Erdöl als Brennstoff teils in Form von Rohöl, teils in Form von Raffinationsrückständen (Masut) in Frage, der meist hohen Zölle und Verfrachungskosten wegen jedoch hauptsächlich nur in Ländern, in denen es in bedeutenden Mengen gefunden wird, sowie auf Schiffen des Überseeverkehrs. Die aus festen Brennstoffen gewonnenen flüssigen Kohlenwasserstoffe werden als Heizöle für Kesselfeuerungen nur dann benützt, wenn sie für hochwertigere Zwecke, z. B. als Treibstoff für Ölmotoren, nicht geeignet sind.

C. Gasförmige Brennstoffe. Sie werden in Deutschland größtenteils künstlich aus festen Brennstoffen entweder als Haupterzeugnis (Leucht- und Generatorgas) oder als Nebenerzeugnis (Gicht- und Koks-ofengas) gewonnen. Für Kesselfeuerungen kommen diese Gase nur in geringem Umfang und zwar nur in Form des Koksofen- und Gichtgases in Frage. Hochwertige Naturgase, die auch für Dampfkessel benützt werden, werden vielfach in Erdölgebieten (Rumänien, USA.) gefunden.

## 2. Zusammensetzung und Heizwert der Brennstoffe.

### A. Feste Brennstoffe.

In den festen Brennstoffen ist stets ein Gehalt an Feuchtigkeit vorhanden. Dieser läßt sich zum Teil durch mehrtägiges Trocknen an der Luft entfernen (grobe Feuchtigkeit), während die in dem lufttrockenen Brennstoff noch enthaltene Feuchtigkeit (hygroskopisches Wasser) nur durch scharfe Trocknung bei etwa 105° C beseitigt werden

Zahlentafel 4a. Mittlere Zusammensetzung

	Zusammensetzung in vH G.T.					
	c	h	o + n	s	f	a
1. Ruhrkohle . . . . .	79	4,5	7	1	2,5	6
2. Saar-, oberschlesische Kohle . .	73	4,5	10	1	3,8	7,7
3. Rohbraunkohle . . . . .	30	2,3	9,5	1	50,9	6,3
4. Braunkohlenbriketts . . . . .	52,9	4,5	16,5	2,1	15,1	8,9
5. Anthrazit . . . . .	86	3,5	3,5	1,0	2	4
6. Ruhrkoks, lufttrocken . . . . .	88,4	0,5	1,6	0,6	0,7	8,2
7. Torf, lufttrocken . . . . .	37,8	3,8	19,6	0,4	26,4	12
8. Holz, lufttrocken . . . . .	40	4,5	37	—	16	1,5

kann. Man erhält dann die Trockenmasse des Brennstoffes. Grobe Feuchtigkeit und hygroskopisches Wasser zusammen stellen die Gesamtfuchtigkeit ( $F$ ) des Brennstoffes dar. Unter Reinkohle (auch Kernmasse genannt) versteht man jenen Teil der Rohkohle, der nach Entfernung der Gesamtfuchtigkeit ( $F$ ) und der unverbrennlichen Bestandteile oder Asche ( $A$ ) zurückbleibt.

Die Zusammensetzung der festen Brennstoffe wird stets auf Grund einer Elementaranalyse durch die Gewichtsteile (vH G.T.) der einzelnen Elemente angegeben. Zahlentafel 4a gibt Aufschluß über die mittlere Zusammensetzung der wichtigsten festen Brennstoffe.

Als wertvolle Bestandteile sind der Kohlenstoff (C), der am meisten zur Brennstoffwärme beiträgt, und der Wasserstoff (H), welcher die Entzündlichkeit und die mehr oder minder leichte Verbrennlichkeit des Brennstoffes in erster Linie bestimmt, anzusprechen. Als entbehrliche Bestandteile sind dagegen zu werten der Sauerstoff (O), der ja kostenlos in der Luft zur Verfügung steht, ferner der Stickstoff (N), der bei den niedrigen Verbrennungstemperaturen der Kesselfeuerungen keine Verbindung mit Sauerstoff eingeht und deshalb auch keinen Beitrag zur Verbrennungswärme liefert, weiter die Asche ( $A$ ) und die Feuchtigkeit ( $F$ ) des Brennstoffes. Der Schwefel (S) liefert zwar bei seiner Verbrennung Wärme, ist jedoch unerwünscht, da das daraus entstehende Schwefeldioxyd ( $\text{SO}_2$ ) das Kesselblech angreift und auch Schaden in der Pflanzenwelt der Umgebung anrichtet.

Als Heizwert  $\xi$  eines Brennstoffes bezeichnet man diejenige Wärmemenge, die bei der „vollständigen“ und „vollkommenen“ Verbrennung von 1 kg frei wird. Die genaue Ermittlung des Heizwertes erfolgt durch Verbrennen einer Durchschnittsprobe. Bei festen Brennstoffen geschieht dies in der kalorimetrischen Bombe von Mahler-Kroeker. Der Kalorimeterversuch ergibt zunächst den oberen Heizwert  $\xi_o$ , d. i. diejenige Wärmemenge, welche erhalten wird, wenn die bei der „vollständigen“

fester Brennstoffe.

Heizwerte		Mindestluftmenge		Feuchte Mindestrauchgasmenge		Höchster $\text{CO}_2$ -Gehalt der trockenen Rauchgase $\text{CO}_2^{\text{max}}$ in vH R.T.	Größtes spez. Gewicht der feuchten Rauchgase (bei $\epsilon = 1$ ) $(V_{\text{Rgs}})_{\text{max}}$ kg/Nm <sup>3</sup>
$\xi_o$ kcal/kg	$\xi_u$ kcal/kg	$L_{\text{min}}$ kg/kg	$L_{\text{min}}$ Nm <sup>3</sup> /kg	$(G_{\text{Rgs}})_{\text{min, f}}$ kg/kg	$(V_{\text{Rgs}})_{\text{min, f}}$ Nm <sup>3</sup> /kg		
7760	7500	10,35	8,03	11,29	8,34	18,75	1,35
7160	6900	9,65	7,48	10,58	7,83	18,85	1,35
2900	2470	3,92	3,04	4,86	3,69	19,05	1,31
5330	5000	7,04	5,44	7,95	5,99	18,6	1,33
8000	7800	11,0	8,48	11,94	8,72	19,25	1,37
7280	7250	10,33	8,0	11,25	7,99	20,65	1,41
3810	3450	4,87	3,77	5,75	4,17	19,15	1,38
3840	3500	4,58	3,54	5,56	4,25	20,9	1,31

und „vollkommenen“ Verbrennung entstehenden Gase bis auf die Ausgangstemperatur des Verbrennungsvorganges (meist Umgebungstemperatur  $\sim 20^\circ\text{C}$ ) abgekühlt werden, und wenn dabei der in den Gasen enthaltene Wasserdampf verflüssigt wird. Dieser obere Heizwert  $\xi_o$  wird in England und USA. als alleinmaßgebend betrachtet; in Deutschland, wo man ungewöhnlich viel sehr feuchte Kohlen (Rohbraunkohlen) verarbeitet, wird zur Zeit neben  $\xi_o$  hauptsächlich der untere Heizwert  $\xi_u$  zur Beurteilung des festen Brennstoffes<sup>1</sup> benutzt. Es ist dies die

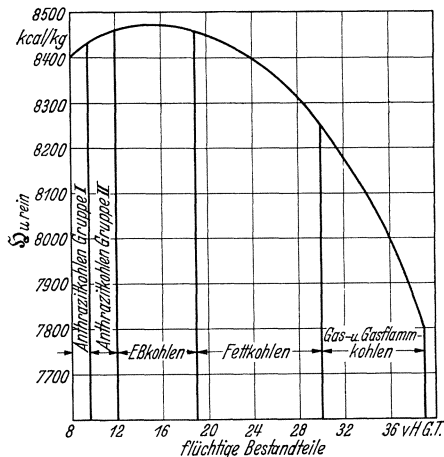


Abb. 6. Die auf Reinkohle bezogenen Heizwerte  $\xi_u$  rein für Ruhrkohlen mit verschiedenem Gehalt an flüchtigen Bestandteilen.

Wärmemenge, die bei der „vollständigen“ und „vollkommenen“ Verbrennung von 1 kg Brennstoff im Kalorimeter erzielt wird, wenn die Gase bis auf die Ausgangstemperatur abgekühlt werden, der Wasserdampfanteil dieser Gase jedoch in Dampfform belassen wird. Zahlenwerte der beiden Heizwerte sind für die wichtigsten festen Brennstoffe in der Zahlentafel 4a gleichfalls aufgeführt<sup>2</sup>.

Um eine angenäherte Berechnung des Heizwertes aus der Elementarzusammensetzung durchführen zu können, sind verschiedene Formeln angegeben worden, erstmalig von Dulong. Von

diesen ist heute am gebräuchlichsten die sog. „Verbandsformel“:

$$\xi_u = 81 \cdot c + 286 \cdot (h - o/8) + 25 \cdot s - 6 \cdot f \text{ in kcal/kg.} \quad (21)$$

<sup>1</sup> Siehe hierzu die VDI-Normen für die Prüfung von Dampfkraftanlagen.

<sup>2</sup> Der Versuch in der Mahler-Kroeker-Bombe, der eine Verbrennung unter gleichbleibendem Volumen darstellt, wird übrigens den Arbeitsverhältnissen der Dampfkesselfeuerung — hier Verbrennung unter nahezu gleichbleibendem Druck — nicht ganz gerecht; man erhält mit der Bombe den Heizwert für unveränderliches Volumen  $\xi_v = \text{const}$  anstelle des in Frage kommenden Heizwertes für unveränderlichen Druck  $\xi_p = \text{const}$ . Es zeigt sich jedoch, daß diese beiden Heizwerte, die außerdem noch in geringem Umfang von der Höhe der Ausgangstemperatur des Verbrennungsprozesses abhängen, sich nur um eine vernachlässigbar kleine Größe unterscheiden (siehe hierzu Blasius: Wärmelehre, S. 185f.) Man hat auch den Vorschlag gemacht, auch für Dampfkesselfeuerungen an Stelle des Heizwertes die „chemische Energie E“ des Brennstoffes für die Beurteilung zu benutzen (siehe hierzu F. Schmidt: Der indizierte Wirkungsgrad der kompressorlosen Dieselmachine, 1929. VDI-Forsch.-Heft 314 und Wentzel: Zur Berechnung der Verbrennungsvorgänge im Verbrennungsmotor. Z. VDI 1933 S. 908). Es findet sich jedoch auch hiermit keine Abweichung von Belang; man muß übrigens berücksichtigen, daß vor allem bei festen Brennstoffen die Entnahme der für den Kalorimeterversuch nötigen Brennstoffprobe oft mit nicht unbeträchtlichen Fehlern behaftet ist.



Dieser Formel ist zugrunde gelegt, daß 1 kg Brennstoff aus  $c$  vH G.T. Kohlenstoff, aus  $h$  vH G.T. Wasserstoff,  $o$  vH G.T. Sauerstoff,  $s$  vH G.T. Schwefel,  $a$  vH G.T. Asche und  $f$  vH G.T. Gesamtfeuchtigkeit besteht, und daß z. B., da die Verbrennungswärme von reinem Kohlenstoff 8100 kcal/kg beträgt, 1 vH eines kg =  $\frac{1}{100}$  kg Kohlenstoff 81 kcal Verbrennungswärme liefert. Man hat ferner bei der Verbandsformel die grundlegende Annahme gemacht, daß ein Teil des Gesamtwasserstoffes  $h$ , nämlich  $o/8$  vH G.T., schon in der Kohle an Sauerstoff zu Wasser gebunden ist und daß deshalb nur der Rest  $(h - o/8)$  — dieser bezeichnet als freier oder disponibler Wasserstoff — für die Verbrennung von Bedeutung ist.

Da gegen den Aufbau der Verbandsformel Bedenken vorzubringen sind<sup>1</sup>, erscheinen die nachstehend angegebenen Gleichungen für  $\xi_u$  und  $\xi_o$  als zweckmäßiger:

$$\xi_u = 81 \cdot c + 286 \cdot (h - o/8) + 25 \cdot s - 6 \cdot (f + 9/8 o) \quad (22)$$

$$\xi_o = \xi_u + 6 \cdot (f + 9h) = 81 \cdot c + 340 \cdot (h - o/8) + 25 \cdot s. \quad (23)$$

Vergleicht man die Formel (22) mit der Verbandsformel (21), so findet man, daß die neue Gleichung, was wohl zutreffender ist, auch noch die Verdampfungswärme des aus dem nicht-disponiblen Wasserstoff entstehenden Wassers enthält.

Das Ruhrkohlenhandbuch (2. Aufl., 1932) gibt eine bemerkenswerte Kurve für die Abhängigkeit des  $\xi_u$  der Reinkohle (=  $\xi_{u \text{ rein}}$ ) von dem Gehalt an flüchtigen Bestandteilen bei Ruhrkohle (s. Abb. 6). Aus dem unteren Heizwert der Reinkohle  $\xi_{u \text{ rein}}$  erhält man dann den unteren Heizwert der Rohkohle nach der Formel

$$\xi_u = \frac{100 - a - f}{100} \cdot \xi_{u \text{ rein}} - 6 \cdot f \text{ in kcal/kg.} \quad (24)$$

## B. Flüssige Brennstoffe.

Von den flüssigen Brennstoffen wird vor allem verlangt, daß sie möglichst wasserfrei sind. Die mittlere Zusammensetzung in vH G.T. und die beiden Heizwerte sind für die wesentlichsten von ihnen in Zahlentafel 4 b aufgeführt. Die genaue Feststellung von  $\xi_o$  wird für schwerflüssige Brennstoffe in der Mahler-Kroeker-Bombe, für leichtflüssige im Kalorimeter von Junkers durchgeführt. Die angenäherte Berechnung von  $\xi_u$  und  $\xi_o$  kann auch nach denselben Formeln (21), (22) und (23) wie bei den festen Brennstoffen erfolgen<sup>2</sup>.

Bei den flüssigen Brennstoffen ist besonders bemerkenswert, daß hier das Atomverhältnis des „freien Wasserstoffes“ zum Kohlenstoff,

<sup>1</sup> Siehe Strache-Lant: Kohlenchemie, S. 475. Leipzig 1924.

<sup>2</sup> Aufhäuser: Brennstoff und Verbrennung, 1. Teil S. 25.

Zahlentafel 4b. Mittlere Zusammensetzung flüssiger Brennstoffe.

	Zusammensetzung in vH G.T.			Heizwerte		Mindestluftmenge		Feuchte Mindestrauchgasmenge		Höchster CO <sub>2</sub> -Gehalt der trockenen Rauchgase v (CO <sub>2</sub> ) <sub>max</sub>	Größtes spez. Gewicht der feuchten Rauchgase (bei ε = 1) (γ <sub>Rgs</sub> ) <sub>max</sub>
	c	h	o + s + n	ξ <sub>o</sub>	ξ <sub>u</sub>	L <sub>min</sub>	L <sub>min</sub>	(G <sub>Rgs</sub> ) <sub>min, f</sub>	(V <sub>Rgs</sub> ) <sub>min, f</sub>		
				kcal/kg	kcal/kg	kg/kg	Nm <sup>3</sup> /kg	kg/kg	Nm <sup>3</sup> /kg		
1. Erdölrückstand	85	13	2	11260	10560	14,22	11,0	15,22	11,73	15,5	1,30
2. Steinkohlenteer	90	6	4	9220	8900	12,38	9,58	13,38	9,94	18,2	1,34
3. Steinkohlenteeröl	90	7	3	9500	9120	12,85	9,86	13,85	10,27	17,8	1,34

also  $\frac{h - o/8}{c/12}$  viel höhere Beträge annimmt als bei den festen Brennstoffen, nämlich 2,10 bei Benzin gegen 0,6 bei Gasflammkohle, 0,44 bei Braunkohle, 0,2 bei Torf und rd. 0,0 bei Koks. Da das vorgenannte Verhältnis ein Maß für die Reaktionsfähigkeit des Brennstoffes, d. h. für die Eignung zur Verbrennung ist, so steht damit fest, daß alle flüssigen Brennstoffe in bezug auf Entzündlichkeit und Brennbarkeit den festen Brennstoffen überlegen sind.

### C. Gasförmige Brennstoffe.

Zahlentafel 4c enthält die Durchschnittszusammensetzung (diese wird hier üblicherweise angegeben in Raum-Hundertteilen — vH R.T.) und die Heizwerte ξ<sub>o</sub> und ξ<sub>u</sub> in kcal/Nm<sup>3</sup>\* für die wichtigsten Brenngase.

Zahlentafel 4c. Mittlere Zusammensetzung gasförmiger

	Zusammensetzung in vH R.T.						
	v (CO <sub>2</sub> )	v (CO)	v (H <sub>2</sub> )	v (CH <sub>4</sub> )	v (C <sub>m</sub> H <sub>n</sub> )	v (O <sub>2</sub> )	v (N <sub>2</sub> )
1. Gichtgas . . . . .	12	25	3	—	—	—	60
2. Koksofengas . . . . .	1	6	51	28	3	—	11
3. Generator-Luftgas . . . . .	2	28	6	1	—	—	63
4. Generator-Mischgas . . . . .	5	25	14	2	—	—	54

Die genaue Bestimmung des Heizwertes ξ<sub>o</sub> erfolgt auch hier mit einem Kalorimeter und zwar bei heizwertreichen Gasen (Reichgasen) mit dem Junkers-Kalorimeter, bei heizwertarmen Gasen (Armgasen) mit dem Union-Kalorimeter. Man kann jedoch die Heizwerte auch genau berechnen, wenn

\* Nm<sup>3</sup> bedeutet „Normalkubikmeter“, s. S. 25.

die Zusammensetzung der Gase sorgfältig ermittelt wird. Um von dem jeweiligen etwas schwankenden Feuchtigkeitsgehalt der Gase unabhängig zu sein, werden in der Regel nur die trockenen Brenngase zur Beurteilung herangezogen. Besteht der trockene gasförmige Brennstoff aus  $v(\text{CO}_2)$  vH R.T. Kohlendioxyd,  $v(\text{CO})$  vH R.T. Kohlenoxyd,  $v(\text{H}_2)$  vH R.T. Wasserstoff,  $v(\text{CH}_4)$  vH R.T. Methan,  $v(\text{C}_2\text{H}_4)$  vH R.T. Äthylen,  $v(\text{N}_2)$  vH Stickstoff, so erhält man

$$\xi_o = 30,4 \cdot v(\text{CO}) + 30,5 \cdot v(\text{H}_2) + 95,3 \cdot v(\text{CH}_4) + 153,0 \cdot v(\text{C}_2\text{H}_4) \quad (25)$$

in kcal/Nm<sup>3</sup>,

$$\xi_u = 30,4 \cdot v(\text{CO}) + 25,7 \cdot v(\text{H}_2) + 85,6 \cdot v(\text{CH}_4) + 143,5 \cdot v(\text{C}_2\text{H}_4) \quad (26)$$

in kcal/Nm<sup>3</sup>.

Die gasförmigen Brennstoffe zeigen hinsichtlich Entzündlichkeit und Brennbarkeit ein ähnlich günstiges Verhalten wie die flüssigen Brennstoffe.

### 3. Wahl des Brennstoffes.

Hat man für Kesselanlagen den zweckmäßigsten Brennstoff auszuwählen, so wird man, da flüssige und gasförmige Brennstoffe wohl nur selten in genügender Menge und zu erträglichen Preisen erhältlich sind, bei deutschen Anlagen in der Regel zu festen Brennstoffen greifen. Da unter diesen Holz und Torf, die nur in beschränktem Umfang zu haben sind, meist ebenfalls von vornherein ausscheiden, so wird man bei der Ermittlung des günstigsten Brennstoffes gewöhnlich nur zwischen einigen Kohlenarten zu wählen haben. Die Entscheidung wird in erster Linie durch den Wärmepreis (WP.) dieser Kohlenarten bedingt sein; man versteht unter diesem Wärmepreis die Gestehungskosten von

Brennstoffe in trockenem Zustand.

Heizwerte		Mindestluftmenge $L_{\min}$ Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup>	Feuchte Mindestrauch- gasmenge $(V_{\text{Rgs}})_{\min, f}$ Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup>	Höchster CO <sub>2</sub> -Gehalt der trockenen Rauchgase $v(\text{CO}_2)_{\max}$ in vH R.T.	Größtes spez. Gewicht der feuchten Rauchgase $(\gamma_{\text{Rgs}})_{\max}$ kg/Nm <sup>3</sup>
$\xi_o$ kcal/Nm <sup>3</sup>	$\xi_u$ kcal/Nm <sup>3</sup>				
850	835	0,67	1,53	24,7	1,42
4800	4310	4,45	5,17	10,2	1,21
1130	1090	0,91	1,74	18,7	1,36
1380	1290	1,12	1,91	17,3	1,32

1000 kcal, die irgendeine Kohlenart frei Kesselhaus ergibt. Ein Vergleich der Wärmepreise für verschiedene Kohlenarten führt dann auf den ortsbilligsten Brennstoff, den man dann als den zweckmäßigsten Brennstoff anzusehen hat, falls er auch in seinen Verbrennungseigenschaften und in seiner Eignung für die vielleicht schon vorhandene

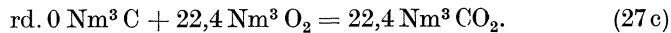
Feuerung, ferner hinsichtlich der Bildung von Schlacke und Flugasche (die Schlackenfrage muß zur Vermeidung von Betriebsschwierigkeiten besonders beachtet werden) usw. günstiges Verhalten zeigt.

Man tut gut, bei der auszuwählenden Kohle vor allem auch auf den Gehalt an flüchtigen Bestandteilen (fl.B. in vH G.T.) zu achten. Für Kesselfeuerungen eignen sich am besten Kohlen mit mittlerem Gasgehalt (von 15 bis 25 vH fl.B.). Brennstoffe mit niedrigem Gasgehalt zünden schlecht und verbrennen langsam, solche mit übermäßig hohem Gasgehalt (über 25 vH) führen bei der Verbrennung leicht zu unerwünschter Rußbildung.

Bei der Auswahl des Brennstoffes für Rostfeuerungen ist ferner auch noch die Korngröße von Bedeutung. Die Größe der Kohlenstücke muß der Spaltbreite der Roste angepaßt sein, da sonst übermäßiger Rostdurchfall zu befürchten ist. Um eine günstige Verbrennung zu erzielen, muß ferner auf Gleichmäßigkeit der Körnung gesehen werden. Wenn nämlich die einzelnen Kohlenkörner in ihrer Größe sehr verschieden sind, so entstehen bei der Verbrennung leicht Löcher in der Kohlenschicht (die kleineren Kohlentelchen verbrennen schneller), wodurch der Feuerungswirkungsgrad  $\eta_F$  sehr beeinträchtigt wird. Man benützt bei Kesselfeuerungen deshalb in der Regel sortierte (kleinkörnige und gewaschene) Kohlen und nicht Förderkohlen<sup>1</sup>. Es empfiehlt sich, die Gleichmäßigkeit der Körnung durch eine Siebprobe nachzuprüfen. Das Verhältnis  $\frac{\text{kleinster Korndurchmesser}}{\text{größter Korndurchmesser}}$  wird als „Siebsprung“ der Kohle bezeichnet.

#### 4. Die zur Verbrennung erforderliche Luftmenge.

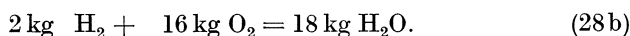
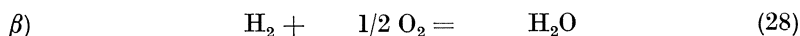
a) Bei festen und flüssigen Brennstoffen bestehen die brennbaren Bestandteile aus den Elementen: Kohlenstoff, Wasserstoff und Schwefel. Für die Verbrennung der genannten Elemente können nachstehende Gleichungen angeschrieben werden:



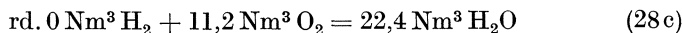
Die Gl. (27c) für die Volumenumsetzung bei Verbrennung von Kohlenstoff kann man auf Grund folgender Zusammenhänge aufstellen: Das Mol des im festen oder flüssigen Brennstoff enthaltenen Kohlenstoffes (das gleiche gilt für Wasserstoff und Schwefel in festen oder flüssigen Brennstoffen) nimmt ein verschwindend kleines Volumen ein;

<sup>1</sup> Nur bei Rohbraunkohlen verwendet man zur Vermeidung von Aufbereitungskosten unmittelbar die Förderkohlen, die man höchstens durch einen Kohlenbrecher laufen läßt.

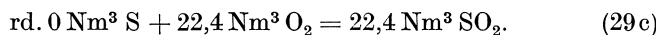
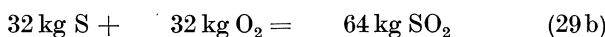
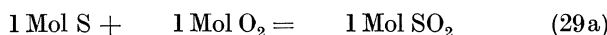
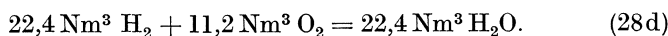
dagegen besitzt das Mol (d. i. jene Menge eines Elementes oder einer chemischen Verbindung, die soviel Kilogramm wiegt, als das Molekulargewicht des betrachteten Stoffes beträgt, z. B. 1 Mol Sauerstoff = 32 kg Sauerstoff) irgendeines Gases, z. B. von  $O_2$  oder  $CO_2$  bei  $0^\circ C$  und 760 mm Hg absolutem Druck — es sind dies die physikalischen Normalbedingungen — stets das gleiche Volumen, nämlich  $22,4 m^3$ .  $1 m^3$  von  $0^\circ C$  und 760 mm Hg wird aber als Normalkubikmeter ( $Nm^3$ ) bezeichnet, so daß also das Mol-Volumen der Gase sich bei den physikalischen Normalbedingungen auf  $22,4 Nm^3$  beläuft.



Bei festen und flüssigen Brennstoffen:



Bei gasförmigen Brennstoffen:



Aus diesen Reaktionsgleichungen  $\alpha$ ,  $\beta$ , und  $\gamma$  geht hervor, daß 1 kg eines festen oder flüssigen Brennstoffes zur vollständigen und vollkommenen Verbrennung die Mindestsauerstoffmenge  $O_{\min}$  benötigt, die sich berechnet aus:

$$\left. \begin{aligned} O_{\min} &= \frac{1}{100} \cdot \left[ \frac{22,4}{12} \cdot c + \frac{11,2}{2} \cdot \left( h - \frac{o}{8} \right) + \frac{22,4}{32} \cdot s \right] = \\ &= \frac{1}{100} \cdot \left[ 1,867 \cdot c + 5,6 \cdot \left( h - \frac{o}{8} \right) + 0,7 \cdot s \right] \text{ in } Nm^3/\text{kg Br.} \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

oder

$$\left. \begin{aligned} O_{\min} &= \frac{1}{100} \cdot \left[ \frac{32}{12} \cdot c + \frac{16}{2} \cdot \left( h - \frac{o}{8} \right) + \frac{32}{32} \cdot s \right] = \\ &= \frac{1}{100} \cdot [2,67 \cdot c + 8 \cdot h - o + s] \text{ in kg/kg Br.} \end{aligned} \right\} \quad (30a)$$

Die zur vollständigen und vollkommenen Verbrennung notwendige Mindestluftmenge  $L_{\min}$  (auch theoretische Luftmenge —  $L_{\text{theor}}$  — genannt) bestimmt sich damit, da die atmosphärische Luft aus 21 vH R.T.

Sauerstoff und 79 vH R.T. Stickstoff, bzw. aus 23,1 vH G.T. Sauerstoff und 76,9 vH G.T. Stickstoff besteht, zu:

$$\left. \begin{aligned} L_{\min} &= L_{\text{theor}} = \\ &= \frac{1}{0,21} \cdot \frac{1}{100} \cdot \left[ 1,867 \cdot c + 5,6 \cdot \left( h - \frac{o}{8} \right) + 0,7 \cdot s \right] \text{ in Nm}^3/\text{kg Br.} \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

oder

$$L_{\min} = L_{\text{theor}} = \frac{1}{0,231} \cdot \frac{1}{100} [2,67 \cdot c + 8 \cdot h - o + s] \text{ in kg/kg Br.} \quad (31a)$$

Die Umrechnung der theoretischen Luftmenge  $L_{\min}$  von der Angabe in  $\text{Nm}^3/\text{kg}$  auf  $\text{kg/kg}$  Brennstoff kann auch mit Hilfe des spez. Gewichtes  $\gamma_L$  der Luft vorgenommen werden. Für die physikalischen Normalbedingungen, d. h. bei  $0^\circ \text{C}$  und  $760 \text{ mm QS.}$ , beläuft sich  $\gamma_L$  auf 1,29, so daß auch gilt:

$$\left. \begin{aligned} L_{\min} &= L_{\text{theor}} = \\ &= \frac{1,29}{0,21} \cdot \frac{1}{100} \cdot \left[ 1,867 \cdot c + 5,6 \cdot \left( h - \frac{o}{8} \right) + 0,7 \cdot s \right] \text{ in kg/kg Br.} \end{aligned} \right\} \quad (31b)$$

b) Für gasförmige Brennstoffe erhält man auf die gleiche Weise

$$\left. \begin{aligned} O_{\min} &= \frac{1}{100} [0,5 \cdot v(\text{CO}) + 0,5 \cdot v(\text{H}_2) + 2 \cdot v(\text{CH}_4) + \\ &\quad + 3 \cdot v(\text{C}_2\text{H}_4) - v(\text{O}_2)] \text{ in Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ tr. Brenngas} \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

und

$$L_{\min} = \frac{1}{0,21} \cdot O_{\min} \text{ in Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ tr. Brenngas.} \quad (33)$$

Bei Dampfkesselfeuerungen ist man zur Erzielung günstiger Verbrennungsverhältnisse genötigt, eine merklich größere Luftmenge als  $L_{\min}$  anzuwenden. Die tatsächlich gebrauchte Luftmenge  $L_{\text{tats}}$  bestimmt sich zu

$$L_{\text{tats}} = \varepsilon \cdot L_{\min}, \quad (34)$$

dabei bedeutet  $\varepsilon$  die Luftüberschußzahl.

Die Erfahrung lehrt, daß man bei allen Brennerfeuerungen, und zwar sowohl für Staub- als auch für Öl- und Gasfeuerungen  $\varepsilon$  merklich kleiner (zu etwa 1,15 bis 1,4) halten kann als bei den Rostfeuerungen (1,4 bis 2,0). Bei den letzteren erweist es sich als sehr schwierig, die für günstige Verbrennung notwendige innige Vermischung des Brennstoffes mit der Verbrennungsluft schon bei kleinerer Luftüberschußzahl zu erreichen.

## 5. Die bei Verbrennung entstehende Rauchgasmenge.

Die Berechnung des Gewichtes der je  $\text{kg}$  Brennstoff entstehenden Rauchgase erfolgt, wenn die Annahme gemacht werden kann, daß der Brennstoff vollständig verbrannt wird, d. h. ohne daß irgendwelche

brennbaren festen Teilchen in den Feuerungsrückständen zurückbleiben (die Feuerungsrückstände sind dann gleich der Asche des Brennstoffes), nach der Formel

$$G_{\text{Rgs}} = \left(1 - \frac{a}{100}\right) + \varepsilon \cdot L_{\text{min}} \text{ in kg/kg Br.} \quad (35)$$

Die Ermittlung des Volumens der Rauchgase für 1 kg Brennstoff ist mit den im Absatz 4 angegebenen Verbrennungsgleichungen möglich; man erhält damit:

a) Für feste und flüssige Brennstoffe.

$\alpha$ ) *Vollständige und vollkommene Verbrennung ohne Luftüberschuß.*

$$(V_{\text{Rgs}})_{\text{min}} = \frac{1}{100} [1,867 \cdot c + 0,7 \cdot s + 1,244 (9h + f)] + \left. \begin{array}{l} \\ + \frac{79}{21} O_{\text{min}} \text{ in Nm}^3/\text{kg Brennst.} \end{array} \right\} \quad (36)$$

dabei bedeuten  $\frac{1,867}{100} \cdot c$  das entstehende Volumen an  $\text{CO}_2$ ;  $\frac{0,7}{100} \cdot s$  das Volumen an  $\text{SO}_2$ ;  $\frac{79}{21} O_{\text{min}} = 3,76 \cdot O_{\text{min}}$  das Volumen des mit der Luft zugeführten Stickstoffes;  $\frac{1,244}{100} \cdot (9h + f)$  das Wasserdampfvolumen der Rauchgase. Diese Gleichung beweist, daß das entstehende Rauchgas eine merkliche Menge an Wasserdampf enthält, welcher Umstand sehr beachtet werden muß. Es ist üblich, das als feuchte Rauchgase ( $(V_{\text{Rgs}})_{\text{min, f}}$  bezeichnete Gesamtrauchgasvolumen aufzuteilen in das Volumen der trockenen Rauchgase ( $(V_{\text{Rgs}})_{\text{min, tr}}$ ) und das Volumen des Wasserdampfes. Man findet nachstehende Aufteilung:

$$(V_{\text{Rgs}})_{\text{min, tr}} = \frac{1}{100} (1,867 c + 0,7 s) + 3,76 \cdot O_{\text{min}} \text{ in Nm}^3/\text{kg Brennst.} \quad (37)$$

$$(V_{\text{Rgs}})_{\text{min, f}} = (V_{\text{Rgs}})_{\text{min, tr}} + \frac{1,244}{100} (9h + f) \text{ in Nm}^3/\text{kg Brennst.} \quad (38)$$

$\beta$ ) *Vollständige und vollkommene Verbrennung mit Luftüberschuß.*

$$(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}} = \underbrace{\frac{1,867}{100} \cdot c + \frac{0,7}{100} \cdot s + 3,76 \cdot \varepsilon \cdot O_{\text{min}} + (\varepsilon - 1) \cdot O_{\text{min}}}_{\text{trockene Gasmenge}} + \underbrace{\frac{1,244}{100} \cdot (9h + f)}_{\text{Wasserdampf}} \text{ in Nm}^3/\text{kg Br.} \quad (39)$$

Hierin stellt  $3,76 \cdot \varepsilon \cdot O_{\text{min}}$  das jetzt auftretende Volumen an Stickstoff,  $(\varepsilon - 1) O_{\text{min}}$  das überschüssige, nichtausgenützte Volumen an Sauerstoff dar.

## b) Für gasförmige Brennstoffe.

α) Für vollkommene Verbrennung ohne Luftüberschuß.

$$(V_{\text{Rgs}})_{\text{min, f}} = \frac{1}{100} \left[ \underbrace{v(\text{CO}_2) + v(\text{CO}) + v(\text{CH}_4) + 2v(\text{C}_2\text{H}_4)}_{\text{CO}_2\text{-Menge}} + \underbrace{3,76 \cdot \text{O}_{\text{min}}}_{\text{N}_2\text{-Menge}} \right]$$

trockene Rauchgase

β) Für vollkommene Verbrennung mit Luftüberschuß.

$$(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}} = \frac{1}{100} \left[ \underbrace{v(\text{CO}_2) + v(\text{CO}) + v(\text{CH}_4) + 2v(\text{C}_2\text{H}_4)}_{\text{CO}_2\text{-Menge}} + \underbrace{3,76 \cdot \varepsilon \cdot \text{O}_{\text{min}} + \frac{1}{100} v(\text{N}_2)}_{\text{N}_2\text{-Menge}} \right]$$

trockene Rauchgase

Für manche Rechnungen ist es zweckmäßig, noch nachstehende Beziehung zu benutzen, die für alle Brennstoffarten gilt:

$$(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats}} = (V_{\text{Rgs}})_{\text{min}} + (\varepsilon - 1) \cdot L_{\text{min}} \text{ in Nm}^3/\text{kg Brennst.} \quad (42)$$

Es ist zu beachten, daß diese Beziehung sowohl für  $(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}}$  als auch für  $(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, tr}}$  gilt.

In Gl. (42) kommt sinnfällig zum Ausdruck, daß nur ein Teil der tatsächlich zugeführten Luftmenge, nämlich  $L_{\text{min}}$  unmittelbaren Anteil am Verbrennungsvorgang nimmt, während die Überschußluft  $(\varepsilon - 1) \cdot L_{\text{min}}$  nur mittelbar daran beteiligt ist, indem sie die Verbrennung erleichtert, im übrigen aber keinerlei chemische Veränderung dabei erfährt.

Wenn mit Hilfe von Gl. (42) das feuchte Rauchgasvolumen errechnet wird, so stimmen naturgemäß die so gewonnenen Werte mit denen der Gl. (41), (39) und (35) überein; denn auch Gl. (35) bezieht sich auf das Gesamtvolumen, also auf feuchte Rauchgase.

Hat man sowohl das Gewicht der Rauchgase  $G_{\text{Rgs}}$  in kg/kg — s. Gl. (35) — als auch das Volumen der Rauchgase  $V_{\text{Rgs}}$  in Nm<sup>3</sup>/kg — s. Gl. (36) bis (42) — festgestellt, so läßt sich auch das spez. Gewicht der Rauchgase für die physikalischen Normalbedingungen  $(\gamma_{\text{Rgs}})_{0; 760}$  feststellen.

$$(\gamma_{\text{Rgs}})_{0; 760} = \frac{G_{\text{Rgs}}}{(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}}} \text{ in kg/Nm}^3. \quad (53)$$

Dieses spez. Gewicht ist in den meisten Fällen etwas größer als dasjenige der Luft und weist seinen Höchstwert bei  $\varepsilon = 1$  auf. Über diese Höchstwerte s. Zahlentafel 4a bis 4c.

## 6. Näherungsgleichungen für Luft- und Rauchgasmengen.

Für Brennstoffe, von denen der untere Heizwert  $\xi_u$ , nicht aber ihre Elementarzusammensetzung bekannt ist, kann man  $L_{\text{min}}$  und  $(V_{\text{Rgs}})_{\text{min, f}}$  nach Näherungsgleichungen bestimmen, die Rosin<sup>1</sup> auf Grund von Großzahluntersuchungen angegeben hat. Diese lauten

<sup>1</sup> Rosin u. Fehling: Das  $I-t$ -Diagramm der Verbrennung, S. 3. VDI-Verlag 1929.



$$\frac{1}{100} v (\text{N}_2) + \frac{1}{100} [v (\text{H}_2) + 2 v (\text{CH}_4) + 2 v (\text{C}_2\text{H}_4)] \text{ in } \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3} \text{ tr. Brenngas} \quad (40)$$

Wasserdampf

$$+ (\varepsilon - 1) \cdot \text{O}_{\min} + \frac{1}{100} [v (\text{H}_2) + 2 v (\text{CH}_4) + 2 v (\text{C}_2\text{H}_4)] \text{ in } \frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3} \text{ tr. Brenngas.} \quad (41)$$

übersch. O<sub>2</sub>-Menge

Wasserdampf

für feste Brennstoffe:

$$L_{\min} = 1,01 \cdot \frac{\xi_u}{1000} + 0,5 \text{ in Nm}^3/\text{kg Brennst.} \quad (43)$$

$$(V_{\text{Rgs}})_{\min, f} = 0,89 \cdot \frac{\xi_u}{1000} + 1,65 \text{ in Nm}^3/\text{kg Brennst.}, \quad (44)$$

für Öle:

$$L_{\min} = 0,85 \cdot \frac{\xi_u}{1000} + 2,0 \text{ in Nm}^3/\text{kg Brennst.} \quad (45)$$

$$(V_{\text{Rgs}})_{\min, f} = 1,11 \cdot \frac{\xi_u}{1000} \text{ in Nm}^3/\text{kg Brennst.}, \quad (46)$$

für Armgase (Generatorgas, Gichtgas, Wassergas u. ä.):

$$L_{\min} = 0,875 \cdot \frac{\xi_u}{1000} \text{ in Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ tr. Gas} \quad (47)$$

$$(V_{\text{Rgs}})_{\min, f} = 0,725 \cdot \frac{\xi_u}{1000} + 1,0 \text{ in Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ tr. Gas}, \quad (48)$$

für Reichgase (Koksofengas, Leuchtgas, Ölgas, Erdgas u. ä.):

$$L_{\min} = 1,09 \cdot \frac{\xi_u}{1000} - 0,25 \text{ in Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ tr. Gas} \quad (49)$$

$$(V_{\text{Rgs}})_{\min, f} = 1,14 \cdot \frac{\xi_u}{1000} + 0,25 \text{ in Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ tr. Gas}, \quad (50)$$

d'Huart<sup>1</sup> hat für den Sonderfall, daß Braun- oder Steinkohlen mit wenig Wasser (5 bis 10 vH) und viel Asche, z. B. in Kohlenstaubfeuerungen, zur Anwendung kommen, angegeben, daß für diese Brennstoffe, sofern sie ein  $\xi_u$  unter 5000 kcal/kg aufweisen, folgende Gleichungen größere Genauigkeit bieten:

$$L_{\min} = 1,1 \cdot \frac{\xi_u}{1000} \text{ in Nm}^3/\text{kg Brennst.} \quad (51)$$

$$(V_{\text{Rgs}})_{\min, f} = 1,1 \cdot \frac{\xi_u}{1000} + 0,4 \text{ in Nm}^3/\text{kg Brennst.} \quad (52)$$

Das tatsächliche Rauchgasvolumen  $(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}}$  errechnet man am zweckmäßigsten nach Gl. (42).

<sup>1</sup> d'Huart: Zbl. Hütten- u. Walzwerke 1928, S. 177, 242.

### 7. Unvollständige und unvollkommene Verbrennung.

Die Verbrennung kann bei den Dampfkesselfeuerungen in der Regel nicht vollkommen durchgeführt werden, so daß die der Feuerung entströmenden Rauchgase noch kleine Mengen von noch brennfähigen Gasen, z. B.  $H_2$ , CO,  $CH_4$ , enthalten. Bei festen Brennstoffen muß man weiter damit rechnen, daß auch die Verbrennung der Kohle (d. h. ihre Umwandlung in ausgebrannte oder in noch brennfähige Gase) nicht vollständig erfolgt. Die Herdrückstände, Asche und Schlacke enthalten stets noch unverbrannte feste Teilchen. Außerdem tritt bei Verfeuerung von feinkörniger Kohle auf Rosten in vielen Fällen und auch bei Staubfeuerungen fast immer Flugkoks auf, der von den Rauchgasen fortgerissen wird, sich zum Teil in den Kesselzügen ablagert, zum Teil aber auch in das Freie hinausgetragen wird.

Wie in einem solchen Falle der „unvollständigen“ und „unvollkommenen“ Verbrennung der Luftbedarf  $L_{\text{tats}}$  und die Rauchgasmenge  $V_{\text{Rgs}}$  zu bestimmen sind, kann den „Richtlinien für die Auswertung der Feuerungsuntersuchung“<sup>1</sup> entnommen werden<sup>2</sup>.

In den Gleichungen, welche in diesen Richtlinien mitgeteilt sind, wird z. B. die unvollständige Verbrennung des Brennstoffes dadurch berücksichtigt, daß von dem gesamten Kohlenstoffgehalt  $c$  des Brennstoffes nur  $c_{\text{red}}$  als an der Verbrennung teilnehmend eingeführt wird.

### 8. Das wirkliche Volumen der Rauchgase.

Es muß noch bei der Bestimmung der Luft- und Rauchgasvolumen beachtet werden, daß hier diese Mengen in  $Nm^3$  erhalten werden. Die tatsächlichen Volumen der der Feuerung zugeführten Luftmenge und der in den Kesselzügen strömenden Rauchgase müssen aus der Angabe in  $Nm^3$  unter Berücksichtigung der jeweiligen Temperatur  $t$  (in  $^{\circ}C$ ) und des herrschenden Druckes  $p$  (in mm Hg) durch Umrechnung ermittelt werden, und zwar durch:

$$V_{t; p} = V_{0; 760} \cdot \frac{273 + t}{273} \cdot \frac{760}{p} \text{ in } m^3. \quad (54)$$

Ferner ist noch zu dem Begriff „Volumen feuchter Rauchgase“ zu bemerken, daß der in den Rauchgasen enthaltene Wasserdampf sich in der Regel im überhitzten Zustande befindet und nur dann feucht wird, wenn die Rauchgase auf ihren Taupunkt (stets bedeutend unter  $100^{\circ} C$ ) abgekühlt werden.

<sup>1</sup> Arch. Wärmewirtsch. 1925 S. 326f. u. 1926 S. 287.

<sup>2</sup> Der Unterschied gegenüber der vollständigen und vollkommenen Verbrennung ist nur gering, so daß er in den meisten Fällen vernachlässigt werden kann. In den Rechenbeispielen des vierten Abschnittes ist jedoch die unvollständige Verbrennung bei Bestimmung der Luft- und Rauchgas Mengen berücksichtigt worden. Das gleiche gilt von der später besprochenen Formel (162) bzw. (163) für den Abgasverlust.

**9. Die Zusammensetzung und der Kohlesäuregehalt der Rauchgase.**

Die im Abschnitt 5 gebrachten Gleichungen für  $V_{Rgs}$  geben die Möglichkeit, für alle Arten von Brennstoffen die Zusammensetzung der Rauchgase anzugeben. Man kann aus diesen Gleichungen ersehen, daß die entstehenden Rauchgase aus Kohlensäure, Stickstoff, Wasserdampf und bei Verbrennung mit Luftüberschuß noch aus überschüssigem Sauerstoff gebildet sind. Es ist nun zweckmäßig, die Zusammensetzung der Rauchgase aus den einzelnen Bestandteilen in Volumen-Hundertteilen (vH R.T.) anzugeben, und zwar entweder für das feuchte Rauchgas ( $V_{Rgs, f}$ ) oder, was üblicher ist, für das trockene Rauchgasvolumen ( $V_{Rgs, tr}$ )<sup>1</sup>. Letztere Aufteilung kommt für die Überwachung von Feuerungsanlagen deswegen in Betracht, weil bei der experimentellen Bestimmung der Rauchgaszusammensetzung mit den dafür üblichen Apparaten (in erster Linie dem Orsat-Apparat) stets nur Angaben für den trockenen Zustand erhalten werden. Für die Beurteilung des Betriebes einer Feuerungsanlage hat von allen Bestandteilen der Rauchgase der Kohlenäureanteil die größte Bedeutung. Der Gehalt an Kohlenäure  $v(CO_2)$  — in vH R.T. — gibt eine gute Möglichkeit, die Zweckmäßigkeit der augenblicklich an der Feuerung eingestellten Betriebsweise und die Güte der damit erzielten Verbrennung zu beurteilen.

Z. B. bestimmt sich bei festen oder flüssigen Brennstoffen für den Fall der vollständigen und vollkommnen Verbrennung mit Luftüberschuß das Volumenverhältnis der Kohlenäure in den trockenen Rauchgasen zu:

$$v(CO_2)_{Rgs, tr} = \frac{CO_2\text{-Menge}}{(V_{Rgs})_{t_{ats, tr}}} \cdot 100 = \frac{1,867 \cdot c}{100(1,867 \cdot c + 0,7 \cdot s) + (4,76 \cdot \varepsilon - 1) \cdot O_{min}} \cdot 100 \quad \text{in vH R.T.} \quad (55)$$

Da für einen vorgeschriebenen Brennstoff  $c$ ,  $s$ , und  $O_{min}$  feste Werte bedeuten, so zeigt die vorstehende Gleichung, daß bei einem bestimmten Brennstoff ein eindeutiger Zusammenhang zwischen dem Volumenanteil der Kohlenäure  $v(CO_2)$  und der Luftüberschußzahl  $\varepsilon$  besteht. Man erkennt weiterhin, daß für vollkommene Verbrennung der Höchstwert von  $v(CO_2)$ , d. i.  $v(CO_2)_{max}$ , bei  $\varepsilon = 1$  erhalten wird und daß  $v(CO_2)$

<sup>1</sup> Für eine Steinkohle ergeben sich z. B. bei einem  $\varepsilon = 1,3$  folgende Zusammensetzungen der Rauchgase in R.T.:

a) bezogen auf feuchte Rauchgase:

$$v(CO_2) = 13,60 \text{ vH}; v(O_2) = 4,70 \text{ vH}; v(N_2) = 76,50 \text{ vH}; v(H_2O) = 5,2 \text{ vH},$$

dagegen b) bezogen auf trockene Rauchgase:

$$v(CO_2) = 14,35 \text{ vH}; v(O_2) = 4,95 \text{ vH}; v(N_2) = 80,70 \text{ vH}.$$

stark abfällt, wenn  $\epsilon$  gesteigert wird. Abb. 7 zeigt die Abhängigkeit des  $v(\text{CO}_2)$  von  $\epsilon$  für Steinkohle, Heizöl und Koksofengas. Es geht daraus und aus der Gl. (55) hervor, daß  $v(\text{CO}_2)_{\text{max}}$  für die angeführten verschiedenartigen Brennstoffe sehr ungleiche Werte aufweist — bei Koks

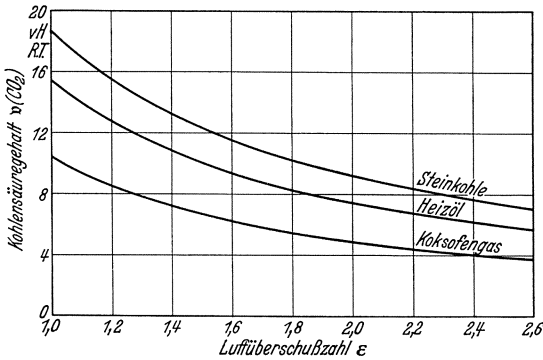


Abb. 7. Abhängigkeit des  $\text{CO}_2$ -Volumengehaltes von der Luftüberschubzahl  $\epsilon$  für die Verbrennungsgase aus Steinkohle, Heizöl und Koksofengas.

rd. 20,5, bei Steinkohle rd. 18,5, bei Heizöl 15,5 bis 17,5, bei Leucht- und Koksofengas rd. 11 vH. Näherungsweise kann bei vollkommener Verbrennung gesetzt werden:

$$\epsilon \approx \frac{v(\text{CO}_2)_{\text{max}}}{v(\text{CO}_2)} \quad (56)$$

Für eine genaue rechnerische Ermittlung der Luftüberschubzahl  $\epsilon$  müssen die Rauchgase außer auf ihren  $\text{CO}_2$ -Gehalt auch noch auf den  $\text{O}_2$ - und  $\text{CO}$ -

Gehalt untersucht werden. Derartige Bestimmungen können gleichfalls im Orsat-Apparat durchgeführt werden. Der  $\text{N}_2$ -Gehalt ergibt sich

dann als Rest zu 100 vH, wenn man annehmen kann, daß außer  $\text{CO}$  keine anderen noch brennfähigen Gase in den Rauchgasen enthalten sind. Man erhält dann

$$\epsilon = \frac{v(\text{N}_2)}{v(\text{N}_2) - \frac{79}{21} \cdot \left[ v(\text{O}_2) - \frac{1}{2} v(\text{CO}) \right]} \quad (57)$$

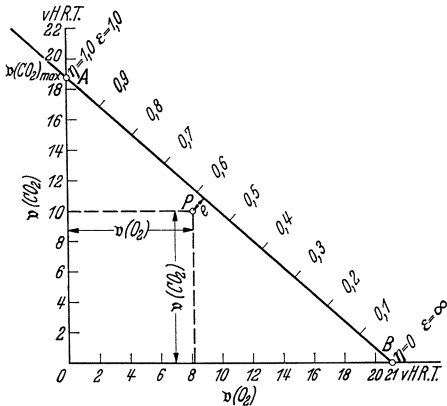


Abb. 8a. Verbrennungsdreieck nach Ostwald für Steinkohle.

Da die Kenntnis des  $v(\text{CO}_2)$  in sehr einfacher und sicherer Weise den in einer Feuerung sich abspielenden Verbrennungsvorgang beurteilen läßt, so ist im praktischen Kesselbetrieb, wenigstens bei allen größeren Anlagen üblich, diese Bestimmung fortlaufend mit selbst-

tätigen Apparaten („Rauchgas-Prüfern“ wie: „Ados“, „Mono“, „S-H“ und „AEG-Ranarex“) vornehmen zu lassen. Diese selbsttätigen Rauchgasprüfer sind manchmal auch so eingerichtet, daß sie außer  $v(\text{CO}_2)$  auch noch  $\Sigma [v(\text{CO}) + v(\text{H}_2)]$  anzeigen. Durch die letztere Angabe, die in der Regel weniger zuverlässig ist als die Anzeige von  $\text{CO}_2$ , soll eine Kontrolle darüber ermöglicht werden, ob und inwieweit die Verbrennung unvollkommen abläuft.

Viel verwendet wird bei der Überwachung des Feuerungsbetriebes das Verbrennungs-Dreieck der Abb. 8a, das für die Rauchgase den Zusammenhang zwischen  $v(\text{CO}_2)$  und  $v(\text{O}_2)$  veranschaulicht.  $P(A)$  entspricht in diesem Schaubild dem Rauchgas, welches bei vollkommener Verbrennung mit  $\varepsilon = 1$  entsteht, während  $P(B)$  mit  $v(\text{O}_2) = 21 \text{ vH}$  reine Luft, also  $\varepsilon = \infty$ , darstellt. Die Gerade  $(A \div B)$ , auf der alle möglichen Betriebspunkte mit vollkommener Verbrennung liegen müssen, kann wie Abb. 8a zeigt, mit einer gleichmäßigen Teilung versehen werden. Diese Unterteilung zeigt die Veränderung der Luftverhältniszahl  $\eta = \frac{1}{\varepsilon}$ , womit man zu jedem Werte von  $v(\text{CO}_2)$  sogleich die zugehörigen Ziffern von  $v(\text{O}_2)$  und von  $\eta$  bzw.  $\varepsilon$  ablesen kann.

Da die Untersuchung des Verbrennungsprozesses zeigt, daß Betriebspunkte mit unvollkommener Verbrennung innerhalb des Dreieckes  $(A \div B \div O)$  der Abb. 8a liegen müssen, so ist offensichtlich, daß für eine derartige Verbrennung  $\Sigma[v(\text{CO}_2) + v(\text{O}_2)]$  merklich kleiner sein muß als für die Betriebspunkte mit vollkommener Verbrennung, die wie schon erwähnt, auf die Linie  $(A \div B)$  fallen<sup>1</sup>.

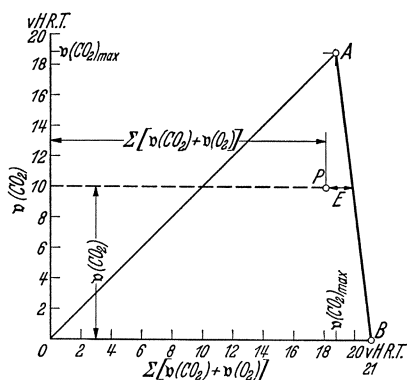


Abb. 8b. Bunte-Dreieck.

Die senkrechte Entfernung  $e$  des die wirkliche Verbrennung darstellenden Punktes  $(P)$  von der Geraden  $(A \div B)$  ist dann ein Maß für den Grad unvollkommener Verbrennung. Für Feuerungsuntersuchungen macht man häufig auch vom Bunte-Dreieck der Abb. 8b Gebrauch. Hierin stellt die Linie  $(A \div B)$  den geometrischen Ort für alle Betriebspunkte mit vollkommener Verbrennung dar. Hat dagegen die Untersuchung der Rauchgase auf einen Punkt  $(P)$  innerhalb des Dreieckes  $(A \div B \div O)$  geführt, so liegt unvollkommene Verbrennung vor, wobei hier die waagrechte Strecke  $(E)$  als Maß für den durch die unvollkommene Verbrennung entstehenden Wärmeverlust benützt werden kann.

### 10. Rechenbeispiele.

Aufgabe a. Das Ruhrkohlenhandbuch gibt für eine Ruhr-Eßkohle der Körnung Nuß IV mit rd. 21 vH flüchtigen Bestandteilen nachstehende Zusammensetzung an:

$c = 79,2$ ;  $h = 4,2$ ;  $o = 3,6$ ;  $n = 1,1$ ;  $s = 0,9$ ;  $f = 5,0$ ;  $a = 6,0 \text{ vH}$ .

<sup>1</sup> Siehe hierzu die wertvolle Untersuchung von Ackermann: Das Verbrennungs-dreieck bei Rußbildung. VDI-Forsch.-Heft 366.

$\alpha$ ) Wie ist die Zusammensetzung und der Gehalt an fl.B. der Reinkohle?

$\beta$ ) Wie hoch berechnet sich  $\xi_o$  und  $\xi_u$  für Rohkohle und Reinkohle?

$\gamma$ ) Wie groß ist bei  $\varepsilon = 1,5$ :  $L_{\text{tats}}$ ,  $G_{\text{Rgs}}$  und  $V_{\text{Rgs}}$ ?

$\delta$ ) Wie groß ist bei  $\varepsilon = 1,5$ :  $v(\text{CO}_2)$ ,  $v(\text{O}_2)$  und  $\Sigma [v(\text{CO}_2) + v(\text{O}_2)]$ ?

Zu  $\alpha$ . Für Reinkohle, d. i. die aschen- und wasserfreie Kohle, berechnet sich die Zusammensetzung derart, daß alle Werte außer Wasser und Asche mit  $\frac{100}{100 - (f + a)} = \frac{100}{89}$  multipliziert werden.

$$c_{\text{RK}} = 79,2 \cdot \frac{100}{89} = 89,0 \text{ vH},$$

ferner

$$h_{\text{RK}} = 4,7; \quad o_{\text{RK}} = 4,0; \quad n_{\text{RK}} = 1,3; \quad s_{\text{RK}} = 1,0 \text{ vH},$$

dann: fl.B. der Reinkohle =  $21 \cdot \frac{100}{89} = 23,6 \text{ vH}$ .

Zu  $\beta$ . Heizwerte der Rohkohle.

$$\begin{aligned} \text{Gl. (23): } \xi_o &= 81 \cdot 79,2 + 340 \cdot \left(4,2 - \frac{3,6}{8}\right) + 25 \cdot 0,9 = \\ &= 6415 + 1275 + 22 = 7712 \text{ kcal/kg.} \end{aligned}$$

$$\text{Gl. (22): } \xi_u = 7712 - 6 \cdot (5 + 9 \cdot 4,2) = 7712 - 256 = 7456 \text{ kcal/kg.}$$

Heizwerte der Reinkohle.

$$\begin{aligned} \text{Gl. (23): } \xi_o &= 81 \cdot 89,0 + 340 \cdot \left(4,7 - \frac{4,0}{8}\right) + 25 \cdot 1,0 = \\ &= 7209 + 1428 + 25 = 8662 \text{ kcal/kg.} \end{aligned}$$

$$\text{Gl. (22): } \xi_u = 8662 - 6 \cdot 9 \cdot 4,7 = 8662 - 254 = 8408 \text{ kcal/kg}^1.$$

Zu  $\gamma$ . Luft- und Rauchgasmengen.

Gl. (31) u. (34):

$$\begin{aligned} L_{\text{tats}} &= 1,5 \cdot \frac{1}{21} \cdot [1,867 \cdot 79,2 + 5,6 \cdot (4,2 - 0,45) + 0,7 \cdot 0,9] = \\ &= 1,5 \cdot \frac{1}{21} \cdot [147,9 + 21,0 + 0,6] = 12,1 \text{ Nm}^3/\text{kg}, \end{aligned}$$

$$L_{\text{tats}} = 1,29 \cdot 12,1 = 15,6 \text{ kg/kg.}$$

$$\text{Gl. (35): } G_{\text{Rgs}} = \left(1 - \frac{6}{100}\right) + 15,6 = 16,54 \text{ kg/kg,}$$

$$\begin{aligned} \text{Gl. (39): } (V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}} &= \frac{1,867}{100} \cdot 79,2 + \frac{0,7}{100} \cdot 0,9 + 3,76 \cdot 1,5 \cdot O_{\text{min}} + \\ &+ 0,5 \cdot O_{\text{min}} + \frac{1,244}{100} (9 \cdot 4,2 + 5), \end{aligned}$$

<sup>1</sup> Das Ruhrkohlenhandbuch gibt für die untersuchte Kohle  $\xi_u = 8420 \text{ kcal/kg}$  Reinkohle an. Der Unterschied gegenüber 8408 ist also ganz unbedeutend.

dabei nach Gl. (30):

$$O_{\min} = \frac{1}{100} \cdot [1,867 \cdot 79,2 + 5,6 \cdot (4,2 - 0,45) + 0,7 \cdot 0,9] = 1,695 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}},$$

also:

$$(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}} = \frac{1,479 + 0,006 + 6,14 \cdot 1,695 + 0,532}{(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, tr}} = 11,892} = \underline{12,424 \text{ Nm}^3/\text{kg}}$$

$$\text{Gl. (53):} \quad \gamma_{\text{Rgs}} = \frac{16,54}{12,424} = 1,33 \text{ kg/Nm}^3.$$

Aus den Näherungsgleichungen von Rosin ergibt sich dagegen:

$$\text{Gl. (43):} \quad L_{\min} = 1,01 \cdot 7,456 + 0,5 = 8,03 \text{ Nm}^3/\text{kg}.$$

$$\text{Gl. (44):} \quad (V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}} = 0,89 \cdot 7,456 + 1,65 = 8,285 \text{ Nm}^3/\text{kg},$$

$$\text{Gl. (34):} \quad L_{\text{tats}} = 1,5 \cdot 8,03 = 12,045 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

gegenüber 12,1 Nm<sup>3</sup>/kg der genauen Rechnung: Unterschied 0,45 vH.

$$\text{Gl. (42):} \quad (V_{\text{Rgs}})_{\min, f} = 8,285 + 0,5 \cdot 8,03 = 12,3 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

gegenüber 12,424 Nm<sup>3</sup>/kg; Unterschied: 1,0 vH.

Zu  $\delta$ . Zusammensetzung der trockenen Rauchgase.

$$\text{Gl. (55):} \quad v(\text{CO}_2)_{\text{Rgs, tr}} = \frac{1,867 \cdot 79,2}{11,892} = 12,44 \text{ vH R.T.}$$

$$v(\text{O}_2)_{\text{Rgs, tr}} = \frac{(\varepsilon - 1) \cdot O_{\min} \times 100}{(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, tr}}} = \frac{0,5 \cdot 1,695 \times 100}{11,892} = 7,13 \text{ vH R.T.}$$

$$\Sigma [v(\text{CO}_2) + v(\text{O}_2)] = 12,44 + 7,13 = 19,57 \text{ vH R.T.}$$

Aufgabe b. Für einen Kessel soll als Brennstoff Koksofengas verwendet werden, das folgende Zusammensetzung hat:

$$v(\text{CO}_2) = 2,5; \quad v(\text{CO}) = 6,5; \quad v(\text{H}_2) = 48; \quad v(\text{CH}_4) = 28;$$

$$v(\text{C}_2\text{H}_4) = 2,4; \quad v(\text{N}_2) = 12,6 \text{ vH R. T.}$$

Wie groß sind:  $\alpha$ ) die Heizwerte,

$$\beta) L_{\text{tats}} \text{ und } (V_{\text{Rgs}})_{\text{tats}} \text{ in Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ bei } \varepsilon = 1,3,$$

$$\gamma) v(\text{CO}_2), v(\text{O}_2) \text{ sowie } \Sigma [v(\text{CO}_2) + v(\text{O}_2)],$$

$$\delta) \alpha_{\text{Rgs}} \text{ und } \gamma_{\text{Rgs}}?$$

Zu  $\alpha$ . Heizwerte:

Gl. (25):

$$\begin{aligned} \mathfrak{H}_o &= 30,4 \cdot 6,5 + 30,5 \cdot 48 + 95,3 \cdot 28 + 153,0 \cdot 2,4 = \\ &= 198 + 1464 + 2668 + 367 = 4697 \text{ kcal/Nm}^3, \end{aligned}$$

Gl. (26):

$$\begin{aligned} \mathfrak{H}_u &= 30,4 \cdot 6,5 + 25,7 \cdot 48 + 85,6 \cdot 28 + 143,5 \cdot 2,4 = \\ &= 198 + 1234 + 2397 + 344 = 4173 \text{ kcal/Nm}^3. \end{aligned}$$

Zu  $\beta$ . Luft- und Rauchgasmengen.

Gl. (32):

$$\begin{aligned} O_{\min} &= \frac{1}{100} [0,5 \cdot 6,5 + 0,5 \cdot 48 + 2 \cdot 28 + 3 \cdot 2,4 - 0] = \\ &= \frac{1}{100} \cdot [3,3 + 24 + 56 + 7,2] = \mathbf{0,905 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ tr. Brenngas,}} \end{aligned}$$

Gl. (33) u. (34):  $L_{\text{tats}} = 1,3 \cdot \frac{1}{0,21} \cdot 0,905 = \mathbf{5,60 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ tr. Brenngas,}}$

Gl. (41):  $(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}} =$

$$\begin{aligned} &= \frac{1}{100} \cdot [2,5 + 6,5 + 28 + 2 \cdot 2,4] + \frac{3,76 \cdot 1,3 \cdot 0,905 + 0,126 + 0,3 \cdot 0,905 +}{\underbrace{0,418 \text{ Nm}^3 = V(\text{CO}_2)} \quad \underbrace{4,55 \text{ Nm}^3 = V(\text{N}_2)} \quad \underbrace{0,271 \text{ Nm}^3 = V(\text{O}_2)}} \\ &\quad \underbrace{(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, tr}} = 5,239 \text{ Nm}^3} \\ &+ \frac{1}{100} \cdot [48 + 2 \cdot 28 + 2 \cdot 2,4] = \mathbf{6,327 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ tr. Brenngas.}} \\ &\quad \underbrace{1,088 \text{ Nm}^3 = V(\text{H}_2\text{O})} \end{aligned}$$

Nach Rosin ergibt sich dagegen:

Gl. (49):  $L_{\min} = 1,09 \cdot 4,173 - 0,25 = \mathbf{4,30 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3,}$

Gl. (50):  $(V_{\text{Rgs}})_{\min, f} = 1,14 \cdot 4,173 + 0,25 = \mathbf{5,005 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3,}$

Gl. (34):  $L_{\text{tats}} = 1,3 \cdot 4,30 = \mathbf{5,59 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3}$   
gegenüber  $5,60 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$ ; Unterschied  $0,18 \text{ vH}$ ,

Gl. (42):  $(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}} = 5,005 + 0,3 \cdot 4,3 = \mathbf{6,295 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3}$   
gegenüber  $6,327 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$ ; Unterschied  $0,5 \text{ vH}$ .

Zu  $\gamma$ . Zusammensetzung der trockenen Rauchgase.

Gl. (55):  $v(\text{CO}_2)_{\text{Rgs, tr}} = \frac{0,418}{5,239} \cdot 100 = \mathbf{7,98 \text{ vH R.T.}}$

$$v(\text{O}_2)_{\text{Rgs, tr}} = \frac{0,271}{5,239} \cdot 100 = \mathbf{5,17 \text{ vH R.T.}}$$

$$\Sigma [v(\text{CO}_2) + v(\text{O}_2)] = 7,98 + 5,17 = \mathbf{13,15 \text{ vH R.T.}}$$

Zu  $\delta$ . Gewicht der trockenen Rauchgase.

$$\begin{aligned} G_{\text{Rgs}} &= [V(\text{CO}_2) \cdot \gamma_{\text{CO}_2} + V(\text{N}_2) \cdot \gamma_{\text{N}_2} + V(\text{O}_2) \cdot \gamma_{\text{O}_2} + V(\text{H}_2\text{O}) \cdot \gamma_{\text{H}_2\text{O}}] = \\ &= [0,418 \cdot 1,98 + 4,55 \cdot 1,25 + 0,271 \cdot 1,43 + 1,088 \cdot 0,804] = \\ &= \mathbf{7,78 \text{ kg}/\text{Nm}^3 \text{ tr. Brenngas}} \end{aligned}$$

Gl. (43):  $\gamma_{\text{Rgs}} = \frac{7,78}{6,327} = \mathbf{1,23 \text{ kg}/\text{Nm}^3.}$

## 11. Die Verbrennungstemperatur der Brennstoffe.

Die in dem Feuerraum nach Abschluß des Verbrennungsvorganges erreichte Endtemperatur läßt sich auf Grund nachstehender Überlegungen berechnen:



## a) Feuerungsanlagen ohne Luftvorwärmung.

*α) Völlig ungekühlter Feuerraum.*

Brennstoff und Verbrennungsluft gelangen in den meisten Fällen lediglich mit der Umgebungs- oder Kesselhaustemperatur  $t_u$  zur Feuerung. Die dort aus 1 kg Brennstoff entstehenden Verbrennungsgase  $G_{\text{Rgs}}$  müssen dann so viel Wärme enthalten als der Verbrennungswärme des Brennstoffes, d. i. dem Heizwert  $\xi_u$  entspricht. Berücksichtigt man durch Einführung des Wirkungsgrades  $\eta_F$  der Feuerung den Umstand, daß die Verbrennung im Feuerraum unvollständig und unvollkommen erfolgt, also mit Verlusten behaftet ist und bezeichnet man mit  $t_{F_0}$  die Verbrennungs- oder Feuerraum-Endtemperatur, so ergibt sich, da der Verbrennungsvorgang in der Kesselfeuerung unter nahezu gleichbleibendem Druck stattfindet, die Beziehung:

$$\eta_F \cdot \xi_u = G_{\text{Rgs}} \cdot c_{pm} \Big|_{t_u}^{t_{F_0}} \cdot (t_{F_0} - t_u), \quad (58)$$

$c_{pm} \Big|_{t_u}^{t_{F_0}}$  stellt darin (in kcal/kg, °C gemessen) die mittlere spezifische Wärme der feuchten Rauchgase unter unverändertem Druck dar, da ja zu beachten ist, daß wegen des hohen Wertes von  $t_{F_0}$  (bis zu 2000° C und darüber) der Temperaturunterschied ( $t_{F_0} - t_u$ ) sehr beträchtlich wird, und innerhalb des weiten Temperaturgebietes von  $t_u$ , das als Ausgangs- oder Grundtemperatur des Verbrennungsvorganges zu gelten hat, bis zur Verbrennungstemperatur  $t_{F_0}$  hinauf die wahre spezifische Wärme der Rauchgase sich stark ändert.

Die so für den völlig ungekühlten Feuerraum errechnete Endtemperatur des Verbrennungsvorganges  $t_{F_0}$ , die man auch „theoretische Feuerraumtemperatur“ ( $t_F, t_{th}$ ) nennt (Gensch hat sie auch als „Temperaturwert“ der Rauchgase bezeichnet), liegt wie schon besprochen sehr hoch.

*β) Gekühlter Feuerraum.*

In der Feuerungstechnik wird deshalb mit Absicht eine Anordnung für die Feuerung gewählt, bei der erreicht wird, daß der Brennstoff und die daraus entstehenden Verbrennungsgase schon im Feuerraum Wärme in nennenswertem Ausmaß an Teile des Kesselkörpers durch Strahlung übertragen. Es ist einleuchtend, daß eine derartige Einrichtung, die einen gekühlten Feuerraum darstellt, eine wesentliche Verminderung der Feuerraumtemperatur herbeiführt. Für den Betrieb hat dies den großen Vorteil, daß die Wände des Feuerraumes nun kälter bleiben und eine größere Haltbarkeit aufweisen, daß auch der Rostkörper mehr geschont wird und daß die mit der Schlacke verbundenen Schwierigkeiten geringer werden.

Bezeichnet man mit

$$Q_g = \sigma \cdot \xi_u \quad (59)$$

denjenigen Teil des Heizwertes  $\mathfrak{H}_u$ , der auf die vorbeschriebene Weise schon im Feuerraum durch Strahlung vom Brennstoff und den Verbrennungsgasen auf den Kesselkörper übertragen wird, so erhält man

$$\eta_F \cdot \mathfrak{H}_u - \sigma \cdot \mathfrak{H}_u = G_{\text{Rgs}} \cdot c_{pm} \Big|_{t_u}^{t_F} \cdot (t_F - t_u). \quad (60)$$

Die in dieser Gleichung enthaltene Feuerraumtemperatur  $t_F$  liegt demnach wegen der Kühlung des Feuerraumes erheblich niedriger als die im Abschnitt  $\alpha$  für den ungekühlten Feuerraum berechnete theoretische Feuerraumtemperatur  $t_{F_0}$ . Der Beiwert  $\sigma$  beträgt in der Regel zwischen 0,1 und 0,3; bei den Kesseln mit Innenfeuerung (Flammrohrkessel) und bei den neuzeitlichen Strahlungskesseln mit Unterfeuerung, bei welchen letzteren man die Wärmeübertragung durch Strahlung im Feuerraum besonders wirksam zu gestalten sucht, kann  $\sigma$  sogar noch höhere Werte (bis 0,4) annehmen.

#### b) Anlagen mit Luftvorwärmung und gekühltem Feuerraum.

Wie schon früher betont, sind die neuzeitlichen größeren Kessel häufig mit Luftvorwärmung ausgerüstet. Für solche Fälle ergibt sich, wenn die im Luvo aufgewärmte Verbrennungsluft mit der Temperatur  $t_L$  der Feuerung zugeführt wird:

$$\eta_F \cdot \mathfrak{H}_u + \varepsilon \cdot L_{\text{min}} \cdot (c_{pm})_{\text{Luft}} \Big|_{t_u}^{t_L} \cdot (t_L - t_u) - \sigma \cdot \mathfrak{H}_u = G_{\text{Rgs}} \cdot (c_{pm})_{\text{Rgs}} \Big|_{t_u}^{t_F} \cdot (t_F - t_u). \quad (61)$$

Die in den Gleichungen der Abschnitte a und b enthaltene mittlere spez. Wärme  $c_{pm}$  kann für Rauchgase und auch für Luft mit Hilfe der Zahlentafel 5 ermittelt werden. Diese Tafel enthält für die wichtigsten Bestandteile der Rauchgase und auch für die Luft sowohl die Werte von  $c_{pm}$ , d. i. die mittlere spez. Wärme bezogen auf 1 kg, als auch die Werte von  $C_{pm}$ , letztere bezogen auf Nm<sup>3</sup>. Da alle in der Tafel aufgeführten Werte für den Temperaturbereich von 0° C bis zu der jeweils angegebenen Temperatur  $t$  °C gelten, so hat man zur Bestimmung des  $c_{pm}$  für den Temperaturbereich  $t_u$  bis  $t_F$  die folgende Gleichung zu benützen:

$$c_{pm} \Big|_{t_u}^{t_F} = \frac{c_{pm} \Big|_0^{t_F} \cdot t_F - c_{pm} \Big|_0^{t_u} \cdot t_u}{t_F - t_u}. \quad (62)$$

Es läßt sich so  $c_{pm}$  bzw.  $C_{pm}$  für jeden Bestandteil des Rauchgases und auch für die Verbrennungsluft in jedem beliebigen Temperaturbereich errechnen. Will man dann die mittlere spez. Wärme irgendeines Rauchgases feststellen, so hat man, da das Rauchgas doch eine Gasmischung aus N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O usw. ist, die Gleichung anzuwenden:

$$\left. \begin{aligned} (c_{pm})_{\text{Rgs}} &= \frac{1}{100} [(c_{pm})_{\text{N}_2} \cdot g(\text{N}_2) + (c_{pm})_{\text{CO}_2} \cdot g(\text{CO}_2) + \dots] = \\ &= \frac{1}{100} \cdot \sum [(c_{pm})_{\text{Teilgas}} \cdot g(\text{Teilgas})] \end{aligned} \right\} \quad (63)$$

Zahlentafel 5. Mittlere spez. Wärme einiger Gase, berechnet nach Justi-Lüder 1935.

Gas- temperatur <i>t</i> in °C	$c_{pm} \Big _0^t$ in kcal/kg					$C_{pm} \Big _0^t$ in kcal/Nm <sup>3</sup>				
	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub> (CO) <sup>1</sup>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	tr. Luft	CO <sub>2</sub> (SO <sub>2</sub> ) <sup>1</sup>	N <sub>2</sub> (CO) <sup>1</sup>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	tr. Luft
0	0,196	0,248	0,439	0,218	0,240	0,384	0,311	0,356	0,312	0,310
200	0,219	0,250	0,447	0,223	0,242	0,431	0,312	0,362	0,319	0,313
400	0,236	0,253	0,459	0,231	0,246	0,464	0,316	0,372	0,329	0,318
600	0,251	0,257	0,474	0,237	0,251	0,492	0,322	0,384	0,339	0,324
800	0,261	0,262	0,490	0,243	0,256	0,513	0,328	0,397	0,347	0,331
1000	0,270	0,267	0,506	0,248	0,261	0,530	0,334	0,410	0,353	0,337
1200	0,277	0,272	0,520	0,251	0,265	0,544	0,340	0,422	0,359	0,343
1400	0,283	0,276	0,535	0,255	0,269	0,556	0,345	0,434	0,364	0,347
1600	0,288	0,279	0,548	0,258	0,272	0,565	0,349	0,444	0,368	0,352
1800	0,292	0,282	0,562	0,260	0,275	0,573	0,353	0,455	0,372	0,355
2000	0,295	0,285	0,573	0,263	0,277	0,580	0,356	0,464	0,376	0,358
2200	0,298	0,287	0,584	0,265	0,279	0,586	0,359	0,473	0,378	0,361
2400	0,301	0,289	0,594	0,268	0,281	0,591	0,361	0,481	0,382	0,363

oder

$$\begin{aligned}
 (C_{pm})_{Rgs} &= \frac{1}{100} \cdot [(C_{pm})_{N_2} \cdot v(N_2) + (C_{pm})_{CO_2} \cdot v(CO_2) + \dots] = \\
 &= \frac{1}{100} \cdot \sum [(C_{pm})_{Teilgas} \cdot v(Teilgas)]. \quad (63a)
 \end{aligned}$$

In diesen Gleichungen sind unter *g* die Gewicht-Hundertteile und unter *v* die Raumbunderteile des feuchten Rauchgases einzusetzen.

c) Rechenbeispiel.

An einem Kessel mit Kohlenstaubfeuerung, bei welchem Braunkohlenstaub von  $\xi_u = 4860$  kcal/kg, 5,4 vH Aschen- und 11,6 vH Wassergehalt verarbeitet wird, hat man festgestellt:

$$\begin{aligned}
 v(CO_2)_{tr} &= 13,8 \text{ vH}; \quad v(O_2)_{tr} = 5,3 \text{ vH}; \\
 v(N_2)_{tr} &= 80,9 \text{ vH R.T. der trockenen Rauchgase.}
 \end{aligned}$$

$$\eta_F = 0,975; \quad \sigma = 0,30; \quad \varepsilon = 1,33; \quad L_{min} = 6,90 \text{ kg/kg und}$$

den Wasserdampfgehalt in den feuchten Rauchgasen

$$G(H_2O) = 0,512 \text{ kg/kg Brennstoff.}$$

Der Kessel arbeitet mit Luftvorwärmung, wobei die Verbrennungsluft von  $t_u = 25^\circ \text{ C}$  auf  $t_L = 300^\circ \text{ C}$  vorgewärmt wird.

Es sind zu bestimmen:

- α) die theoretische Feuerraumtemperatur  $t_{F, th}$ ,
- β) die wirkliche Feuerraumendtemperatur  $t_F$ .

<sup>1</sup> Die spez. Wärmen der in Klammern angegebenen Gase unterscheiden sich von den in den entsprechenden Spalten angegebenen Werten nur wenig, so daß man im allgemeinen auch bei ihnen mit diesen Zahlen rechnen kann.

Zu  $\alpha$ . Die gesuchte theoretische Feuerraumtemperatur  $t_{F, th}$  bzw.  $t_{F_0}$  ist, da die untersuchte Anlage mit Luftvorwärmung arbeitet, zu ermitteln nach Gl. (61), die entsprechend abgewandelt ist:

$$\eta_F \cdot \tilde{Q}_u + \varepsilon \cdot L_{\min} \cdot (c_{pm})_{Luft} \Big|_{t_u}^{t_L} \cdot (t_L - t_u) = G_{Rgs} \cdot (c_{pm})_{Rgs} \Big|_{t_u}^{t_{F_0}} \cdot (t_{F_0} - t_u).$$

Unbekannt sind hierin außer der gesuchten Temperatur  $t_{F_0}$  noch  $(c_{pm})_{Luft}$ , dann  $(c_{pm})_{Rgs}$ . Davon ist  $(c_{pm})_{Luft}$  ohne Umrechnung aus Zahlentafel 5 zu 0,244 zu entnehmen, da  $t_u$  mit 25° C sehr nahe 0° C liegt und  $(c_{pm})_{Luft} \Big|_{25^\circ}^{300^\circ} \cong (c_{pm})_{Luft} \Big|_{0^\circ}^{300^\circ}$  ist. Umständlicher gestaltet sich die Bestimmung von  $(c_{pm})_{Rgs} \Big|_{25^\circ}^{t_{F_0}} \cong (c_{pm})_{Rgs} \Big|_{0^\circ}^{t_{F_0}}$ . Hierfür muß aus der gegebenen Rauchgaszusammensetzung in vH R.T. des trockenen Rauchgases erst die Zusammensetzung der feuchten Rauchgase in vH G.T. errechnet werden. Das Gewicht des feuchten Rauchgases ist nach Gl. (35):  $G_{Rgs} = (1 - 0,054) + 1,33 \cdot 6,9 = 10,12$  kg/kg Brennstoff.

Der Wasserdampfgehalt der feuchten Rauchgase beträgt

$$G(\text{H}_2\text{O}) = 0,512 \text{ kg/kg Brennst. bzw. } g(\text{H}_2\text{O})_f = \frac{0,512}{10,12} \cdot 100 = 5,05 \text{ vH G.T.}$$

Für den Anteil des trockenen Rauchgases am feuchten bleiben somit  $100 - 5,05 = 94,95$  vH G.T. übrig, d. h. die Gewichtshundertteile des trockenen Rauchgases mit  $\frac{G_{Rgs, tr}}{G_{Rgs, f}} = 0,9495$  multipliziert ergeben diejenigen des feuchten Rauchgases.

Das spezifische Gewicht des trockenen Rauchgases beträgt:

$$\begin{aligned} \gamma_{Rgs, tr} &= \frac{1}{100} [v(\text{CO}_2)_{tr} \cdot \gamma_{\text{CO}_2} + v(\text{O}_2)_{tr} \cdot \gamma_{\text{O}_2} + v(\text{N}_2)_{tr} \cdot \gamma_{\text{N}_2}] = \\ &= \frac{1}{100} [13,8 \cdot 1,98 + 5,3 \cdot 1,43 + 80,9 \cdot 1,25] = 1,36 \text{ kg/Nm}^3. \end{aligned}$$

Damit ergibt sich  $g(\text{CO}_2)_{tr} = v(\text{CO}_2)_{tr} \frac{\gamma_{\text{CO}_2}}{\gamma_{Rgs, tr}}$  in vH G.T. und der Kohlensäuregehalt der feuchten Rauchgase

$$g(\text{CO}_2)_f = v(\text{CO}_2)_{tr} \cdot \frac{\gamma_{\text{CO}_2}}{\gamma_{Rgs, tr}} \cdot \frac{G_{Rgs, tr}}{G_{Rgs, f}} = 13,8 \cdot \frac{1,98}{1,36} \cdot 0,9495 = 19,05 \text{ vH G.T.},$$

$$\text{ebenso} \quad g(\text{O}_2)_f = 5,3 \cdot \frac{1,43}{1,36} \cdot 0,9495 = 5,3 \text{ vH G.T.}$$

$$g(\text{N}_2)_f = 80,9 \cdot \frac{1,25}{1,36} \cdot 0,9495 = 70,6 \text{ vH G.T.},$$

$$\text{dazu kommt noch} \quad g(\text{H}_2\text{O})_f = 5,05 \text{ vH G.T.}$$

Es kann nun an die Feststellung von  $(c_{pm})_{Rgs}$  geschritten werden. Da dieses aber außer von der Zusammensetzung des Rauchgases noch von der Temperatur  $t_{F_0}$  abhängig ist, so muß die Ermittlung von  $(c_{pm})_{Rgs}$  gleichzeitig mit der von  $t_{F_0}$  durch Anwendung einer Näherungsrechnung erfolgen. Es sei nun  $t_{F_0}$  zu 1900° C angenommen; dann ergibt sich nach

$$\text{Gl. (63): } (c_{pm})_{\text{Rgs}} \Big|_{0^\circ}^{1900^\circ} = \frac{1}{100} \cdot \sum \left[ (c_{pm})_{\text{Teilgas}} \Big|_{0^\circ}^{1900^\circ} \cdot g(\text{Teilgs}) \right] = \\ = \frac{1}{100} \cdot [19,05 \cdot 0,293 + 5,3 \cdot 0,262 + 70,6 \cdot 0,283 + 5,05 \cdot 0,567] = 0,298 \frac{\text{kcal}}{^\circ\text{C}, \text{kg}},$$

damit findet man nach der abgew. Gl. (61):

$$0,975 \cdot 4860 + 1,33 \cdot 6,90 \cdot 0,244 \cdot (300 - 25) = 10,12 \cdot 0,298 \cdot (t_{F_0} - 25) \\ (t_{F_0})_{\text{ber}} = 25 + \frac{4739 + 615}{10,12 \cdot 0,298} = 25 + \frac{5354}{10,12 \cdot 0,298} = 1778 + 25 = 1803^\circ \text{C}.$$

Für diesen aus der Rechnung erhaltenen Wert von  $t_{F_0} = 1803^\circ$  würde sich aber auch  $(c_{pm})_{\text{Rgs}} \Big|_0^{t_{F_0}}$  um etwa 0,4 vH niedriger stellen; in Anbetracht dieses kleinen Unterschiedes sei von einer neuerlichen Durchführung der Rechnung abgesehen und

$$(t_{F_0})_{\text{endg}} = 1803 + 0,4 \text{ vH} = 1810^\circ \text{C}$$

als endgültiger Wert angesehen.

Zu  $\beta$ : Für die wirkliche Feuerraumendtemperatur  $t_F$  gilt:

$$\text{Gl. (61): } \eta_F \cdot \mathfrak{Q}_u + \varepsilon \cdot L_{\min} (c_{pm})_{\text{Luft}} \Big|_{t_u}^{t_L} (t_L - t_u) = G_{\text{Rgs}} \cdot (c_{pm})_{\text{Rgs}} \Big|_{t_u}^{t_F} \cdot (t_F - t_u) \\ 4739 + 615 - 0,3 \cdot 4860 = 10,12 \cdot (c_{pm})_{\text{Rgs}} \cdot (t_F - 25).$$

Hier sei nun  $t_F$  zu 1400 angenommen; dafür errechnet sich wie vorher  $(c_{pm})_{\text{Rgs}} \Big|_0^{1400^\circ} = 0,290 \text{ kcal/kg}, ^\circ\text{C}$ . Damit findet man:

$$(t_F)_{\text{ber}} = 25 + \frac{3896}{10,12 \cdot 0,290} = 25 + 1328 = 1353^\circ \text{C}.$$

Da für  $1353^\circ \text{C}$   $(c_{pm})_{\text{Rgs}}$  sich um nur etwa 0,2 vH niedriger stellen würde, wird von einer weiteren Rechnung Abstand genommen und  $(t_F)_{\text{endg}} = 1353 + 0,2 \text{ vH} = 1355^\circ \text{C}$  gesetzt.

Man ersieht aus diesem Rechenbeispiel die beträchtliche Senkung der Feuerraumendtemperatur und damit auch der mittleren Feuerraumtemperatur durch die Wirkung der innerhalb des Verbrennungsraumes erfolgten Wärmeübertragung.

## 12. Das $I-t$ -Diagramm der Rauchgase<sup>1</sup>.

Für die im vorausgehenden Abschnitt 11 besprochene Bestimmung der Verbrennungs- und Feuerraumendtemperaturen, wie auch für die

<sup>1</sup> Siehe auch Rosin u. Fehling: Das  $I-t$ -Diagramm der Verbrennung. VDI-Verlag 1929. Das dort angegebene  $I-t$ -Diagramm bezieht sich aber im Gegensatz zu dem hier empfohlenen Verfahren auf  $1 \text{ Nm}^3$  feuchter Rauchgase unter Berücksichtigung des Luftüberschusses und der Dissoziation. Die je nach dem Ausgangsbrennstoff sich ergebende Verschiedenheit in der Zusammensetzung der Rauchgase und damit auch ihres Wärmehaltes ist durch Mittelwertbildung berücksichtigt. Die so erzielte Genauigkeit ist in vielen Fällen ausreichend.

Ermittlung des Temperaturverlaufes längs der Heizflächen der Kesselanlage ist es zweckmäßig, ein  $I-t$ -Diagramm der Rauchgase aufzuzeichnen. Es empfiehlt sich, das Diagramm so zu bilden, daß die Größe  $I$  den Wärmehalt der aus 1 kg bzw. 1 Nm<sup>3</sup> des Brennstoffes entstehenden Rauchgase in kcal/kg Brennst. bzw. kcal/Nm<sup>3</sup> Brennst. darstellt, während  $t$  deren Temperatur in °C bedeutet:

Die aus 1 kg bzw. 1 Nm<sup>3</sup> des Brennstoffes entstehenden Rauchgase setzen sich zusammen aus:

$$\begin{aligned} V(\text{CO}_2) & \text{ Nm}^3 \text{ Kohlensäure,} \\ V(\text{SO}_2) & \text{ Nm}^3 \text{ Schwefelsäure,} \\ V(\text{N}_2)_{\text{min}} & \text{ Nm}^3 \text{ Stickstoff, stammend aus } L_{\text{min}}, \\ V(\text{H}_2\text{O}) & \text{ Nm}^3 \text{ Wasserdampf,} \\ (\varepsilon - 1) \cdot L_{\text{min}} & \text{ Nm}^3 \text{ Überschußluft.} \end{aligned}$$

Zahlentafel 6. Wärmehalt von Gasen in kcal/Nm<sup>3</sup>, berechnet nach Justi-Lüder 1935.

Gastem- peratur $t$ in °C	$i_{\text{CO}_2}$	$i_{\text{N}_2}$	$i_{\text{H}_2\text{O}}$	$i_{\text{O}_2}$	für trockene Luft $i_L$
0	0	0	0	0	0
100	40,9	31,1	35,8	31,5	31,1
200	86,1	62,5	72,5	63,8	62,6
300	134,6	94,2	110,0	97,2	94,5
400	185,6	126,5	148,8	131,7	127,2
500	239,8	159,5	189,0	167,1	160,6
600	295,3	193,0	230,2	203,2	194,6
700	352,3	227,1	272,9	239,8	229,3
800	410,5	262,3	317,3	277,4	264,8
900	469,8	297,9	363,0	315,2	300,8
1000	530,0	334,2	409,6	353,4	337,3
1100	591,4	371,0	457,4	391,6	374,0
1200	652,7	408,0	505,9	430,4	411,1
1300	714,6	444,9	555,6	470,3	448,4
1400	777,7	482,9	607,2	509,7	485,9
1500	840,6	520,7	658,5	548,7	524,7
1600	903,7	558,2	711,0	588,2	562,6
1700	967,0	596,2	765,3	628,0	600,8
1800	1031,2	635,2	819,2	668,9	639,2
1900	1095,2	673,0	873,1	710,4	677,4
2000	1159,0	712,0	928,8	751,4	716,6
2100	1223,7	750,5	985,5	791,7	755,2
2200	1288,8	790,2	1041,5	832,3	793,1
2300	1353,6	829,2	1098,9	874,5	833,3
2400	1417,7	867,4	1155,4	916,6	871,7
2500	1483,5	908,0	1212,5	958,0	912,5

Die Bestimmung der Teilvolumen erfolgt nach den Gleichungen (36) und (40) bzw. (31) und (32)/(33).

Der Wärmehalt des Rauchgases  $I_{R_{gs}}$  bei der Temperatur  $t$  ermittelt sich dann zu:

$$I_{(R_{gs})t}; \varepsilon = \left. \begin{aligned} & [V(\text{CO}_2) + V(\text{SO}_2)] \cdot (i_{\text{CO}_2})_t + V(\text{N}_2)_{\min} \cdot (i_{\text{N}_2})_t + \\ & + V(\text{H}_2\text{O}) \cdot (i_{\text{H}_2\text{O}})_t + (\varepsilon - 1) \cdot L_{\min} \cdot (i_L)_t = \Sigma [V(\text{Teilgas}) \cdot (i_{\text{Teilgas}})_t] \end{aligned} \right\} \quad (64)$$

in  $\frac{\text{kcal}}{\text{kgBr}}$  bzw. in  $\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3 \text{Br}}$ .

Die Werte für die Wärmehalte der einzelnen Teilgase  $(i_{\text{Teilgas}})_t = t \cdot (C_{pm})_{\text{Teilgas}} \Big|_0^t$  sind der Zahlentafel 6 zu entnehmen. Da  $V(\text{SO}_2)$  meist

nur sehr klein ist und  $i_{\text{SO}_2}$  nur sehr wenig von  $i_{\text{CO}_2}$  abweicht, so ist es üblich,  $\text{CO}_2$  und  $\text{SO}_2$  zusammenzuziehen. Errechnet man für eine Anzahl von Temperaturen und  $\varepsilon$ -Werten  $I_{R_{gs}}$  und trägt es zeichnerisch auf, so entsteht das  $I-t$ -Diagramm. Die Abb. 9 zeigt ein solches für eine Steinkohle. Die oberen ausgezogenen Kurven stellen  $I_{R_{gs}}$  für verschiedene Werte von  $\varepsilon$  dar, während die unterste gestrichelte Kurve den Wärmehalt der theoretischen Luftmenge  $I_{L_{\min}}$  angibt.

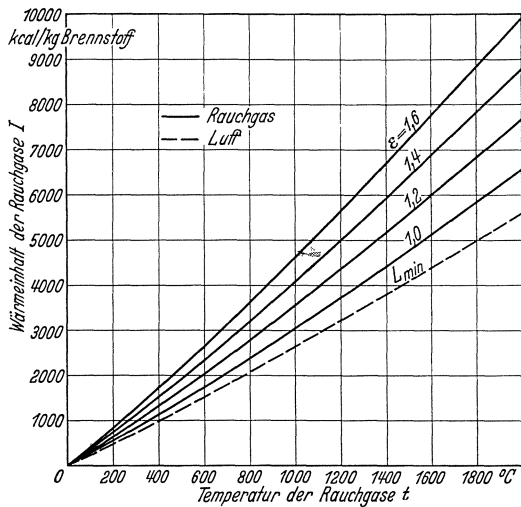


Abb. 9. Das  $I-t$ -Diagramm der Rauchgase.

Die Gl. (61) z. B. kann man dann auch schreiben:

$$\eta_F \cdot \mathfrak{S}_u + \varepsilon_F \cdot (I_{L_{\min}})_{t_L} - \sigma \cdot \mathfrak{S}_u = (I_{R_{gs}})_{t_F}; \varepsilon_F - (I_{R_{gs}})_{t_u}; \varepsilon_F \quad (61a)$$

Man erkennt sofort, daß wenn erst einmal das  $I-t$ -Diagramm entworfen ist, die Rechnungen des Abschnittes 11 mit diesem Diagramm nun unvergleichlich rascher durchgeführt werden können; das sonst notwendige Probieren mit vorläufigen Annahmen (s. das Rechenbeispiel) und auch die Anwendung der Gl. (62) — diese stellt eigentlich nur einen rechnerischen Umweg über den Wärmehalt der Rauchgase dar — entfallen jetzt, ohne daß die Rechengenauigkeit darunter leidet.

Für genaue Rechnungen im Gebiet hoher Temperaturen wäre nun an und für sich die Berücksichtigung der Dissoziation der in den Rauch-

gasen enthaltenen Kohlensäure —  $\text{CO}_2 = \text{CO} + \frac{1}{2}\text{O}_2$  — und des Wasserdampfes —  $\text{H}_2\text{O} = \text{H}_2 + \frac{1}{2}\text{O}_2$  — erforderlich; diese beeinflusst oberhalb von etwa  $1400^\circ\text{C}$  tatsächlich auch den Wärmeinhalt in merkbarer Weise<sup>1</sup>. Für Dampfkesselrechnungen ist diese Berücksichtigung jedoch nicht notwendig, da die Feuerraumtemperaturen in den allermeisten Fällen niedriger als  $1400^\circ\text{C}$  sind. Bei Nichtbeachtung der Dissoziation wird also lediglich die Bestimmung der theoretischen Verbrennungstemperatur  $t_{F_0}$  ungenau;  $t_{F_0}$  wird zu hoch erhalten, was aber nur von untergeordneter Bedeutung ist, da dieser Wert ja nur theoretische Bedeutung hat. Die Bestimmung der für die Ausführung wirklich maßgebenden Feuerungs- und Kesselgrößen wie  $t_F$  usw. wird dagegen nicht beeinflusst.

### III. Die Wärmeübertragung.

Die in den Kesselfeuern aus den Brennstoffen entwickelte Wärme wird an die wärmeaufnehmenden Teile der Kesselanlage (Dampfkesselkörper, Überhitzer, Speisewasser- und Luftvorwärmer) durch Berührung (Leitung und Fortführung [Konvektion]) einerseits und durch Strahlung andererseits übertragen.

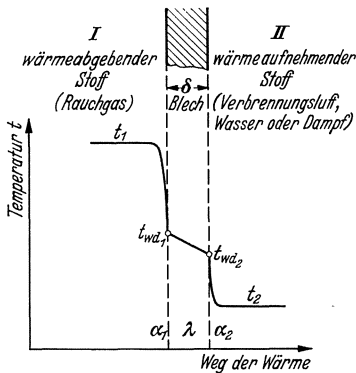


Abb. 10. Wärmedurchgang durch ein ebenes Blech.

#### 1. Die Wärmeübertragung durch Berührung (Leitung und Konvektion).

a) Wärmeübergangs- und Wärmedurchgangszahlen.

Es ist zweckmäßig, zunächst den Fall zu betrachten, bei welchem Wärme von Rauchgasen durch ein ebenes Blech mit der Oberfläche bzw. der Heizfläche  $H$  (gemessen in  $\text{m}^2$ ) und der Wandstärke  $\delta$  (in  $\text{m}$ ) an einen wärmeaufnehmenden Stoff (Wasser, Dampf oder Verbrennungsluft) übertragen wird. Man findet hierbei den in Abb. 10 dargestellten Temperaturverlauf und ferner für die in der Zeiteinheit übertragene Wärmemenge  $Q_h$  die Gleichung:

$$Q_h = \alpha_1 \cdot H \cdot (t_1 - t_{wd_1}) = \frac{\lambda}{\delta} \cdot H \cdot (t_{wd_1} - t_{wd_2}) = \alpha_2 \cdot H \cdot (t_{wd_2} - t_2) = \left\{ \begin{array}{l} \\ = k \cdot H \cdot (t_1 - t_2) \text{ in kcal/h} \end{array} \right. \quad (65)$$

Es bedeuten hier  $\alpha_1$ , gemessen in  $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2, ^\circ\text{C}, \text{h}}$ , die Wärmeübergangszahl zwischen Rauchgas und Blech und  $\alpha_2$  diejenige zwischen Blech und

<sup>1</sup> Siehe hierzu Rosin-Fehling: a. a. O. S. 21.



dem wärmeaufnehmenden Stoff,  $\lambda$  (gemessen in  $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2, \text{ }^\circ\text{C}/\text{m}, \text{h}}$  oder  $\frac{\text{kcal}}{\text{m}, \text{ }^\circ\text{C}, \text{h}}$ )

die Wärmeleitzahl in dem Wandungsblech und  $k$  (gemessen in  $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2, \text{ }^\circ\text{C}, \text{h}}$ )

die Wärmedurchgangszahl zwischen dem wärmeabgebenden Rauchgas einerseits und dem wärmeaufnehmenden Stoff andererseits. Zwischen den Wärmeübergangs-, Wärmeleit- und Wärmedurchgangszahlen besteht dabei die Beziehung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (66)$$

Ist das Blech, wie es bei Dampfkesseln vielfach vorkommt, auf einer Seite oder gar auf beiden Seiten unrein, z. B. auf der Rauchgasseite mit Ruß und auf der Wasserseite mit Kesselstein belegt, so bestimmt sich die Wärmedurchgangszahl  $k$  mit

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \left( \frac{\delta}{\lambda} \right) + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (67)$$

wobei die im 2. Glied auf der rechten Seite der Gleichung aufgeführte Summe nicht nur das Blech sondern auch alle Belagschichten, die Wärmeleitung allein aufweisen, umfassen muß. Der Temperaturverlauf der Abb. 10 und die Gl. (65) lehren, daß für die Übertragung bzw. den Durchgang der Wärmemenge  $Q_h$  vom Rauchgas  $I$  durch das Blech an den Stoff  $II$  ein Temperaturgefälle ( $t_1 - t_2$ ) aufgewendet werden muß. Der Temperaturverlauf innerhalb des ebenen Bleches ist geradlinig, während sich die Temperatur im Rauchgas und im wärmeaufnehmenden Stoff am stärksten in der Nähe der Blechwände ändert, nämlich in der Grenzschicht, in der fast wirbelfreie Strömung vorhanden ist.

Viel häufiger als ebene Blechplatten werden bei Dampfkesseln Rohre, die also gekrümmte Wandungen aufweisen, zum Aufbau der nötigen Heizflächen verwendet. Bei kleineren Kesseln gebraucht man vielfach Heiz- oder Rauchrohre, bei welchen das wärmeabgebende Rauchgas  $I$  innerhalb des Rohres strömt, während sich der wärmeaufnehmende Stoff  $II$  außerhalb des Rohres befindet (s. Abb. 11). Größere Kessel werden dagegen in der Regel mit Wasser- oder Siederohren gebaut, bei denen das Rauchgas  $I$  außerhalb des Rohres und der wärmeaufnehmende Stoff  $II$  im Innern des Rohres fließt. Bei beiden Arten von Rohren gilt für die Wärmeleitung innerhalb des Bleches, daß die

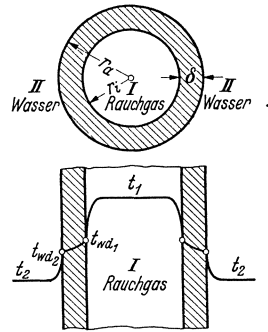


Abb. 11. Wärmedurchgang bei einem innen beheizten Rohr (Heiz- oder Rauchrohr bzw. Flammrohr).

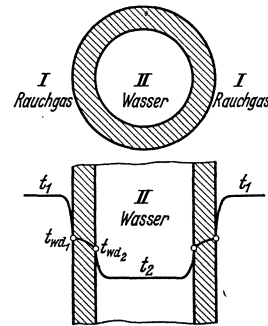


Abb. 12. Wärmedurchgang bei einem außen beheizten Rohr (Wasser- oder Siederohr).

je Meter Rohrlänge und Stunde durch die Rohrwandung fließende Wärmemenge  $Q_h$  sich bestimmt zu:

$$Q_h = \frac{\lambda}{\ln(r_a/r_i)} \cdot 2\pi \cdot (t_{wd_1} - t_{wd_2}) \text{ in kcal/h, m Rohr.} \quad (68)$$

Der Temperaturverlauf innerhalb des Bleches ist nun gekrümmt. Es führt dies zu einer verwickelteren Beziehung für die Wärmedurchgangszahl<sup>1</sup>  $k$ , wobei man zu berücksichtigen hat, daß sich für  $k$  verschiedene Werte ergeben, je nachdem, ob die zu  $k$  gehörige Heizfläche die Innen- oder Außenfläche des Rohres darstellt. Bezeichnet man die auf die Außenfläche bezogene Wärmedurchgangszahl mit  $k_a$ , die auf die innere Fläche bezogene dagegen mit  $k_i$ , und mit  $r_a$  bzw.  $r_i$  (in m) die zugehörigen Halbmesser, so kann man dafür die Gleichung aufstellen:

$$\frac{1}{k_a \cdot r_a} = \frac{1}{k_i \cdot r_i} = \frac{1}{\alpha_a \cdot r_a} + \sum \left[ \frac{\ln(r_a/r_i)}{\lambda} \right] + \frac{1}{\alpha_i \cdot r_i}. \quad (69)$$

Man beachte, daß in dieser Gleichung statt der früher für die Wärmeübergangszahl verwendeten Bezeichnungen  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  nun  $\alpha_a$  für die Außenfläche und  $\alpha_i$  für die Innenfläche benützt sind. Bei den Kesselrohren, die meist dünnwandig sind und aus Werkstoff von guter Wärmeleitfähigkeit bestehen, kann man, solange sie keinen Schmutzbelag aufweisen, das 2. Glied auf der rechten Seite  $\sum \left[ \frac{\ln(r_a/r_i)}{\lambda} \right]$  vernachlässigen, da es in diesem Sonderfall auf das Endergebnis so gut wie keinen Einfluß hat.

Die Erforschung der Wärmeübertragung, die hauptsächlich Nußelt zu verdanken ist, hat schon weitgehende Klarheit über die Wärmeübergangszahlen  $\alpha$  und über die Wärmeleitzahlen  $\lambda$  gebracht. Es zeigte sich dabei, daß vor allem hinsichtlich der Wärmeübergangszahlen  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  ungemein große Verschiedenheiten auftreten können, da diese Größen von den Eigenschaften des betreffenden Stoffes und von der Art und der Geschwindigkeit der Strömung sehr stark beeinflußt werden. Bei der Beurteilung der Strömung macht man von der Reynoldszahl  $Re$  Gebrauch. Beträgt diese Zahl, die dimensionslos ist, unter etwa 2300, so hat man laminare Strömung, wobei die Stoffteilchen geordnet auf zueinander parallelen Bahnen fließen. Bei höheren Reynoldszahlen, die allein an Kesselanlagen eine Rolle spielen, hat man dagegen im Gesamtströmungsquerschnitt bis auf die verhältnismäßig dünne Grenzschicht an der Wand, die laminar bleibt, eine turbulente, d. h. wirbelbehaftete Strömung. Für die Wärmeübertragung ist Strömung mit Turbulenz wesentlich günstiger als laminare Strömung, weil bei ersterer die Konvektion erheblich stärker ist.

<sup>1</sup> Siehe hierzu auch Merkel: Grundlagen der Wärmeübertragung, S. 193. Dresden: Theodor Steinkopff 1927.

b) Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  — Rauchgas gegen Blech.

$\alpha$ ) Für den Fall, daß Rauchgas innerhalb des Rohres strömt (s. Abb. 13). Nach Nußelt-Gröber findet sich hier

$$\alpha_1 = 23,7 \cdot L^{-0,05} \cdot d^{-0,16} \cdot w^{0,79} \cdot \gamma^{0,79} \cdot c_p^{0,79} \cdot \lambda^{0,21} \text{ in kcal/m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h.} \quad (70)$$

Für Rauchgase wie auch für Luft benützt man zweckmäßig die Formel:

$$\alpha_1 = 23,7 \cdot L^{-0,05} \cdot d^{-0,16} \cdot (w \cdot p)^{0,79} \cdot b \text{ in kcal/m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h,} \quad (71)$$

wobei

$$b = \lambda^{0,21} \cdot (c_p \cdot \gamma_1)^{0,79}. \quad (72)$$

Hierin bedeuten  $L$  (in m) die Rohrlänge,  $d = d_i$  (in m) den inneren Rohrdurchmesser,  $w$  (in m/s) die Strömungsgeschwindigkeit des Gases,  $p$  dessen Druck (in kg/cm<sup>2</sup>). Die Wärmeleitzahl  $\lambda$  des Rauchgases (in  $\frac{\text{kcal}}{\text{m, }^\circ\text{C, h}}$ ) und dessen spez. Wärme  $c_p$  (in kcal/kg,  $^\circ\text{C}$ ) sind ebenso wie das auf 1 ata umgerechnete spezifische Gewicht  $\gamma_1$  des Rauchgases (gemessen in kg/m<sup>3</sup>) für die jeweilige mittlere Temperatur der Grenzschicht zu nehmen, die man angenähert berechnet mit

$$t_m = \frac{t_1 + t_{wd_1}}{2}. \quad (73)$$

Die Größe  $b = \lambda^{0,21} \cdot (c_p \cdot \gamma_1)^{0,79}$  erweist sich dabei als nur von  $t_m$  abhängig.

$\beta$ ) Für den Fall, daß Rauchgas außerhalb des Rohres und senkrecht zur Rohrachse strömt (s. Abb. 14). Hier benützt man die Formel von Reihner, die nicht nur für ein einzelnes Rohr, sondern auch für ein Rohrbündel gebraucht werden kann.

$$\alpha_1 = \text{const} \cdot \frac{\lambda_m}{d} \left( \frac{w \cdot d \cdot \varrho_m}{\mu_m} \right)^n = \text{const} \cdot \frac{\lambda_m}{d} \cdot Re^n \quad (74)$$

in kcal/m<sup>2</sup>,  $^\circ\text{C, h}$  oder

$$\alpha_1 = \text{const} \cdot d^{n-1} \cdot w^n \cdot \left[ \left( \frac{\varrho_m}{\mu_m} \right)^n \cdot \lambda_m \right] = \text{const} \cdot d^{n-1} \cdot w^n \cdot b_1 \quad (75)$$

in kcal/m<sup>2</sup>,  $^\circ\text{C, h}$ .

Es stellen hier dar:  $d = d_a$  (in m) den äußeren Rohrdurchmesser,  $w = w_{\text{max}}$  (in m/s) die im engsten Querschnitt auftretende Gasgeschwindigkeit. Die Massendichte  $\varrho_m$  (in  $\frac{\text{kg, s}^2}{\text{m}^4}$ ), die Zähigkeit  $\mu_m$  (in  $\frac{\text{kg, s}}{\text{m}^2}$ ), die kinematische Zähigkeit  $\nu_m = \frac{\mu_m}{\varrho_m}$  (in  $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ ) sind auch für den mittleren Zustand bzw. für die mittlere Temperatur der Grenzschicht zu bestimmen.  $Re$  bedeutet die Reynolds-Zahl. Die Größe

$$b_1 = \left( \frac{\varrho_m}{\mu_m} \right)^n \cdot \lambda_m \quad (76)$$

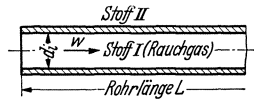


Abb. 13. Rauchgas strömt innerhalb des Rohres.

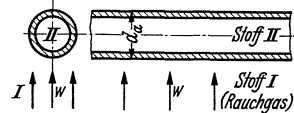


Abb. 14. Rauchgas strömt außerhalb des Rohres senkrecht zur Rohrachse.

ergibt sich hier als allein von der Temperatur  $t_m$  abhängig. Reihher fand nachstehende Werte für „const“ und „n“ beim Rohrbündel:

Für Rohrbündel	mit versetzter Rohranordnung <i>Gas</i> → ○ ○ ○ ○ ○	mit fluchtender Rohranordnung → ○ ○ ○ ○ ○
Exponent „n“ . . . . .	0,69	0,654
Wert „const“ bei 2 Rohren hintereinander	0,100	0,122
„ „ „ 3 „ „	0,113	0,126
„ „ „ 4 „ „	0,123	0,129
„ „ „ 5 „ „	0,131	0,131
„ „ „ 6 „ „	0,136	0,132
„ „ „ 8 „ „	0,143	0,134
„ „ „ 10 „ „	0,147	0,135

γ) Für den Fall, daß Rauchgas außerhalb des Rohres und parallel zur Rohrachse strömt (s. Abb. 15). W. Hoffmann<sup>1</sup> hat



Abb. 15. Rauchgas strömt außerhalb des Rohres parallel zur Rohrachse.

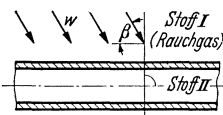
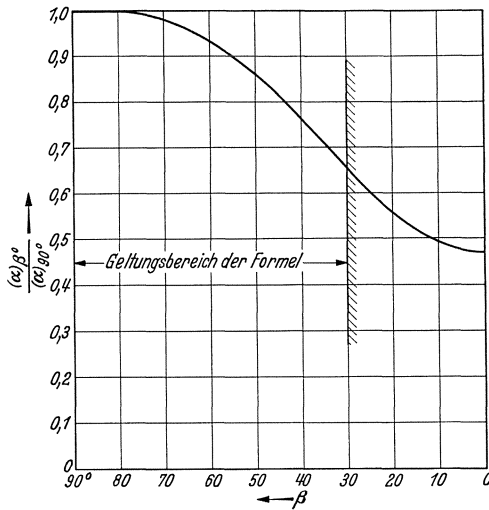


Abb. 16. Rauchgas strömt außerhalb des Rohres schräg zur Rohrachse.

Abb. 17. Verhältnis der Wärmeübergangszahl am schräg angeströmten Rohr zur Wärmeübergangszahl am senkrecht angeströmten Rohr (nach Vornehm).



diesen Fall untersucht. Münzinger empfiehlt, hier auch die für den Fall α) angegebene Gleichung anzuwenden; an Stelle des Rohrdurchmessers  $d$  hat dann aber der hydraulische Durchmesser

$$d_{hydr} = \frac{4 F}{U} \text{ in m} \tag{77}$$

zu treten.  $F$  ist dabei der von den Rauchgasen durchströmte Querschnitt (gem. in  $m^2$ ),  $U$  dagegen der Umfang der von den Rauchgasen bespülten

<sup>1</sup> W. Hoffmann: Diss. Techn. Hochsch. München 1934.

Rohre (gem. in m). Nach Hoffmann berechnet sich dagegen

$$\alpha_1 = 38 \cdot L^{-0,20} \cdot (w \cdot p)^{0,80} \cdot (\gamma_1 \cdot c_p)^{0,80} \cdot \lambda^{0,20} \text{ in kcal/m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h.} \quad (78)$$

δ) Für den Fall, daß Rauchgas entlang einer ebenen Blechplatte strömt. Nach Jürges für eine Platte mit rauher Oberfläche

$$\alpha_1 = 35,7 \cdot L^{-0,22} \cdot w^{0,78} \cdot \gamma^{0,78} \cdot c_p^{0,78} \cdot \lambda^{0,22} \text{ in kcal/m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h,} \quad (79)$$

oder

$$\alpha_1 \cong 6,47 \cdot w^{0,78} + 5,03 \cdot e^{-0,6 \cdot w} \text{ in kcal/m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h.} \quad (80)$$

ε) Für den Fall, daß Rauchgas außerhalb des Rohres aber schräg zur Rohrachse strömt (s. Abb. 16). Vornehm<sup>1</sup> hat hierfür

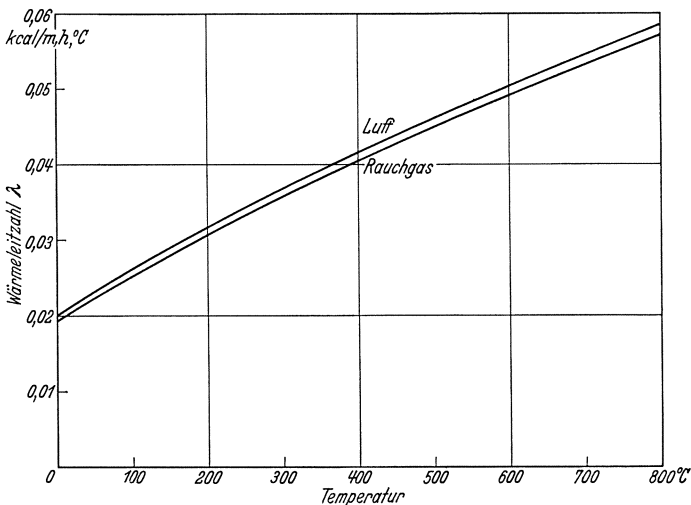


Abb. 18. Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  von der Temperatur für Luft und Rauchgas von mittlerer Zusammensetzung.

das Verhältnis der Wärmeübergangszahl am schräg angeströmten Rohr  $(\alpha)_{\beta^\circ}$  zur Wärmeübergangszahl am senkrecht angeströmten Rohr  $(\alpha)_{90^\circ}$  ermittelt (s. Abb. 17).

Über die Zahlenwerte, die für die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und die Zähigkeit  $\mu$  bei den Rauchgasen und bei Luft in die vorstehenden Gleichungen einzusetzen sind, geben Abb. 18 und 19 Aufschluß; diese Größen sind nicht vom Druck, sondern nur von der Temperatur  $t$  abhängig. Die Ermittlung der Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  nach Gl. (71) bzw. (75) kann jedoch rascher durchgeführt werden, wenn man sich der Zahlentafel 7 bedient, die sofort die Größen  $b$  und  $b_1$  liefert.

<sup>1</sup> Vornehm: Diss. Techn. Hochsch. München 1932.

Zahlentafel 7. Hilfsgrößen  $b$  und  $b_1$  für die Berechnung der Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  von Rauchgas an Blech.

$\alpha$ ) Bei Strömung innerhalb eines Rohres:  $b = \lambda^{0,21} \cdot (c_p \cdot \gamma_1)^{0,79} = f(t_m)$

$\beta$ ) Bei Strömung senkrecht zur Rohrachse:  $b_1 = \left(\frac{\rho_m}{\mu_m}\right)^n \cdot \lambda_m = f_1(t_m)$ .

Mittlere Temperatur der Grenzschicht $t_m$ in °C	Strömung im Rohr: $b$	Strömung senkrecht zur Rohrachse: $b_1$	
		versetzte Rohranordnung	fluchtende Rohranordnung
0	0,170	47,7	31,8
100	0,142	42,4	28,8
200	0,124	39,2	27,0
300	0,111	36,5	25,4
400	0,101	34,2	24,1
500	0,093	32,6	23,1
600	0,088	31,1	22,2
700	0,083	29,7	21,45
800	0,080	28,8	20,8
900	0,078	28,0	20,2
1000	0,076	27,2	19,7

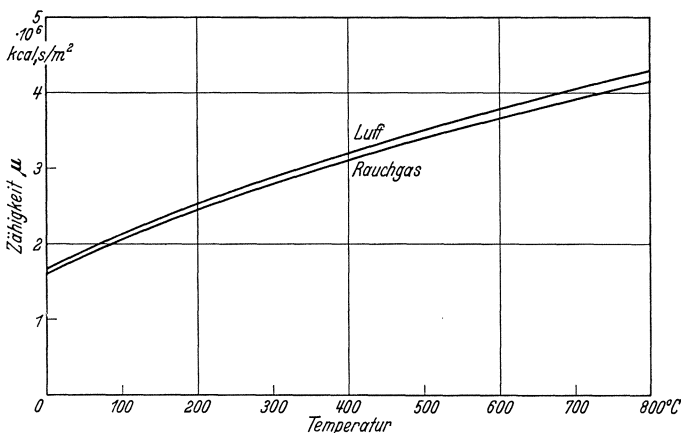


Abb. 19. Abhängigkeit der Zähigkeit  $\mu$  von der Temperatur für Luft und Rauchgas von mittlerer Zusammensetzung.

c) Wärmeleitzahl  $\lambda$  für Blech und Schmutzbelag am Blech.

Die durch Versuch ermittelten Werte von  $\lambda$  belaufen sich:

- bei Eisen und Stahl auf 23 bis 45
- „ Kupfer auf 300 „ 380
- „ Kesselstein auf 0,07 „ 3
- „ Ölbelag auf 0,1
- „ Ruß oder Flugasche 0,06 bis 0,10 in kcal/m, °C, h.

d) Wärmeübergangszahl  $\alpha_2$  — Blech gegen wärmeaufnehmende Stoffe (Luft, Dampf oder Wasser).

$\alpha$ ) Besteht der wärmeaufnehmende Stoff aus Luft, so sind die für die Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  von Rauchgas gegen Blech im Abschnitt b mitgeteilten Gleichungen hier für  $\alpha_2$  gleichfalls gültig. Ist der wärmeaufnehmende Stoff dagegen überhitzter Dampf, so gebraucht man zweckmäßig die Gl. (70) hier in der Form:

$$\alpha_2 = 23,7 \cdot L^{-0,05} \cdot d^{-0,16} \cdot w^{0,79} \cdot b' \text{ in kcal/m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h.} \quad (81)$$

Die Größe

$$b' = \lambda^{0,21} \cdot (\gamma \cdot c_p)^{0,79} = f(p, t_m) \quad (82)$$

kann der Zahlentafel 8 entnommen werden.

Zahlentafel 8. Hilfsgröße  $b'$  für die Berechnung der Wärmeübergangszahl  $\alpha_2$  bei Heißdampf:  $b' = \lambda^{0,21} \cdot (\gamma \cdot c_p)^{0,79} = f(p, t_m) \sim f(p, t_D)$ .

Dampfdruck $p$ in ata	Mittlere Grenzschichttemperatur, d. i. angenähert Heißdampftemperatur $t_D$ in $^\circ\text{C}$										
	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450
10	1,10	1,00	0,94	0,89	0,85	0,82	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75
20		2,28	1,98	1,81	1,68	1,59	1,50	1,45	1,40	1,36	1,34
30			3,52	2,97	2,65	2,44	2,30	2,17	2,08	2,00	1,94
40			5,82	4,55	3,88	3,45	3,13	2,95	2,80	2,67	2,58
50				6,88	5,49	4,69	4,16	3,81	3,60	3,34	3,21
60					7,64	6,22	5,31	4,77	4,40	4,08	3,90
70					10,54	8,03	6,70	5,90	5,32	4,90	4,62
80					14,58	10,72	8,50	7,20	6,33	5,79	5,41
90						13,92	10,60	8,80	7,60	6,79	6,27
100						17,90	13,23	10,45	8,86	7,76	7,07

Zur Ermittlung der Wärmeübergangszahl  $\alpha_2$  bei überhitztem Wasserdampf kann auch noch die durch Versuch gewonnene Näherungsgleichung von Poensgen benutzt werden.

$$\alpha_2 = 3,29 \cdot \frac{p^{1,082} \cdot w^{0,892}}{10^{0,0017} t_{wd} \cdot d^{0,164}} \text{ in kcal/m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h,} \quad (83)$$

worin  $t_{wd}$  die Temperatur der Blechwandoberfläche bedeutet.

$\beta$ ) Bei nichtsiedendem Wasser (z. B. beim Eko) wird zweckmäßig die Gleichung von Schack<sup>1</sup> angewendet:

$$\alpha_2 = 2900 \cdot w^{0,85} \cdot [1 + 0,014 \cdot t_{fl}] \text{ in } \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h}}. \quad (84)$$

Es bedeutet in dieser Formel, die nach Schack bei längeren Rohren bis zu  $d = 100$  mm als gültig angesehen werden kann,  $t_{fl}$  die Wassertemperatur.

$\gamma$ ) Für siedendes Wasser sind in letzter Zeit wichtige Untersuchungen von Cleve, Bošnjaković, Jakob und E. Schmidt durch-

<sup>1</sup> Es bestehen hierfür auch Gleichungen von Sönnecken (VDI-Forsch.-Heft 108/109) u. Stender: Der Wärmeübergang an strömendes Wasser in vertikalen Rohren. Berlin: Julius Springer 1924.

geführt worden. Cleve fand für Siederohre von Wasserrohrkesseln, in welchen die im Siedezustand befindlichen Wasserteilchen die Geschwindigkeit  $w_W$ , die Dampfblasen dagegen die Geschwindigkeit  $w_D$  haben, daß hier  $\alpha_2$  ebenso groß ist, als wenn die Rohre nur von Wasser mit der Geschwindigkeit  $w_W$  durchströmt wären. Jakob stellte die bemerkenswerte Tatsache fest, daß  $\alpha_2$  von der Rauigkeit der Blechfläche abhängt und daß die Flüssigkeit, aus der sich an der Heizfläche der Dampf entwickelt, eine höhere Temperatur als die Dampfblasen besitzt. Hinsichtlich

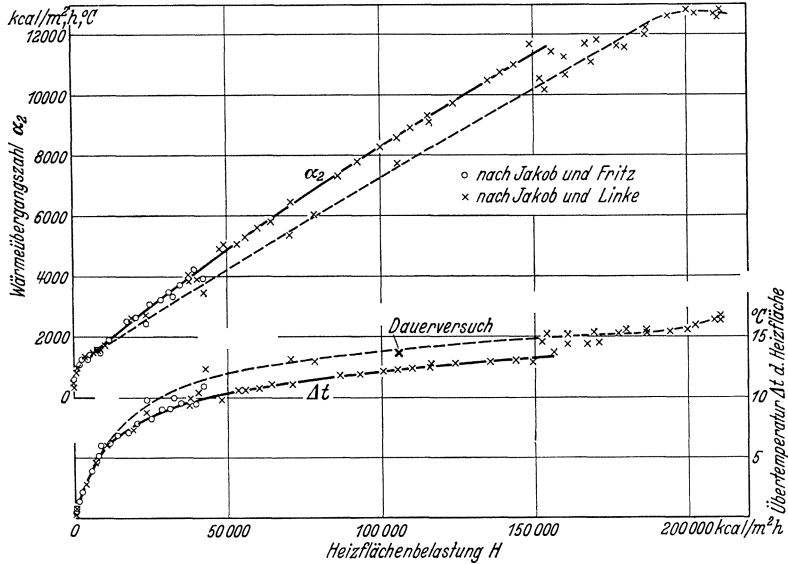


Abb. 20. Wärmeübergangszahl  $\alpha_2$  und Übertemperatur  $\Delta t$  der Heizfläche bei glatten Blechflächen und siedendem Wasser von atmosphärischem Druck in Abhängigkeit von der Heizflächenbelastung (nach Jakob).

der Höhe der Temperatur ist also die Reihenfolge festzustellen: Heizfläche, die am wärmsten ist — benachbartes Wasser — daraus entstehende Dampfblase. Die von Jakob ermittelten Werte von  $\alpha_2$  für glatte Heizflächen sind zusammen mit der gemessenen Übertemperatur der Heizfläche gegen das außerhalb der Grenzschicht befindliche Wasser  $\Delta t = (t_{\text{wd}} - t_{\text{sp}})$  in Abb. 20 dargestellt. Als Übertemperatur des Wassers in unmittelbarer Nähe der Dampfblase gegenüber der Dampfblase selbst wurden von Jakob Werte bis zu  $0,5^\circ \text{C}$  bestimmt.

#### e) Wärmedurchgangszahl $k$ .

Sind an Hand der Ausführungen der vorausgehenden Abschnitte b bis d die Größen  $\alpha_1$ ,  $\lambda$  und  $\alpha_2$  bestimmt, so läßt sich die Wärmedurchgangszahl  $k$  mit Gl. (67) bzw. Gl. (69) errechnen. Für die Wärmeübertragung in den Kesselanlagen ergibt sich dabei die wichtige Feststellung,



daß am Kesselkörper  $\lambda$  und  $\alpha_2$  nur verschwindend kleinen Einfluß ausüben. Für den Dampfkesselkörper wird also  $k$ , das nach der Gl. (67) stets kleiner sein muß als  $\alpha_1$ , sich nur wenig von  $\alpha_1$  unterscheiden, so daß gesetzt werden kann

$$k \sim \alpha_1. \quad (85)$$

Wenn man hier und da versucht hat, durch Maßnahmen auf der Wasserseite, z. B. durch Erhöhung der Wassenumlauf-Geschwindigkeit, die Wärmedurchgangszahl  $k$  des Kesselkörpers zu verbessern, so müssen derartige Bestrebungen als nutzlos angesprochen werden. Am Kesselkörper läßt sich  $k$  nur durch Steigerung von  $\alpha_1$ , d. h. also nur durch Verbesserung des Wärmeüberganges zwischen Rauchgas und Blech erhöhen.

f) Zusammenhang zwischen Wärmeübertragung durch Leitung und Konvektion und dem Zugstärkenbedarf.

Die Gleichungen für die Wärmeübergangszahlen  $\alpha_1$  und für die Wärmedurchgangszahl  $k$  lassen erkennen, daß durch die Strömungsgeschwindigkeit des Rauchgases  $w_{Rgs}$  die Wärmeübertragung durch Leitung und Konvektion maßgebend bestimmt wird.

Will man diese Wärmeübertragung fördern, um mit möglichst kleinen Heizflächen auszukommen, so wird man in erster Linie hohe Rauchgasgeschwindigkeiten anwenden (s. hierzu Abb. 21, welche für einen Kesselkörper die Abhängigkeit des  $\alpha_1$  bzw.  $k$  von  $w_{Rgs}$  veranschaulicht). Die Wärmedurchgangszahl  $k$  steigt danach bei Erhöhung der Rauchgasgeschwindigkeit etwas langsamer als  $w_{Rgs}$ .

Ein Hinaufsetzen der Rauchgasgeschwindigkeit  $w_{Rgs}$  bringt aber, was sehr zu beachten ist, den Nachteil mit sich, daß der Zugstärkenbedarf  $\Delta p$  des Kessels sehr vermehrt wird. Die benötigte Zugstärke  $\Delta p$  wächst nach Gröber mit der 1,75. Potenz der Rauchgasgeschwindigkeit (s. hierzu die parabelähnliche Kurve für  $\Delta p$  in Abb. 21). Nach Reiher ist bei einem in senkrechter Richtung angeströmten Rohrbündel der Zugverlust je Rohrreihe (Turbulenz vorausgesetzt)<sup>1</sup>:

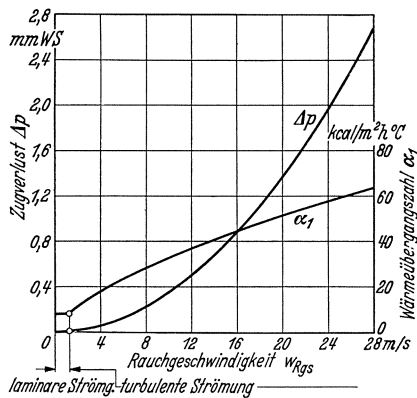


Abb. 21. Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  und des Zugverlustes  $\Delta p$  von der Rauchgasgeschwindigkeit  $w_{Rgs}$  für einen Kesselkörper.

<sup>1</sup> Nach Brandt (Diss. Hannover 1934 S. 10) bestehen bei diesen Reiherschen Formeln Unstimmigkeiten. Die Korrekturzahl von Münzinger (siehe S. 300) behebe diese nur bei  $d \sim 0,083$  m. Brandt gibt neue Gleichungen für den Zugverlust von senkrecht angeströmten Rohren an.

α) Bei fluchtender Anordnung:

$$\Delta p = 0,0022 \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{d} \cdot \left( \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu} \right)^{-0,0272} \text{ in mm WS./Rohrreihe,} \quad (86)$$

$$\Delta p = 0,0022 \cdot \rho^{0,9728} \cdot \mu^{0,0272} \cdot \frac{1}{d^{1,0272}} \cdot w^{1,9728} \text{ in mm WS./Rohrreihe.} \quad (87)$$

β) Bei versetzter Anordnung:

$$\Delta p = 0,028 \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{d} \cdot \left( \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu} \right)^{-0,24} \text{ in mm WS./Rohrreihe,} \quad (88)$$

$$\Delta p = 0,028 \cdot \rho^{0,76} \cdot \mu^{0,24} \cdot \frac{1}{d^{1,24}} \cdot w^{1,76} \text{ in mm WS./Rohrreihe.} \quad (89)$$

γ) Nach Fritzsche ist bei Strömung in einem Rohr von üblicher Rauigkeit der Zugverlust je m Rohrlänge (im Turbulenzgebiet):

$$\Delta p = 0,00094 \cdot \frac{\gamma^{0,852} \cdot w^{1,852}}{d^{1,269}} \text{ in mm WS./mRohr.} \quad (90)$$

Es besteht also nach diesen Formeln ein enger Zusammenhang zwischen der erzielten Wärmeübertragung durch Leitung und Konvektion und der dafür aufzuwendenden Zugstärke  $\Delta p$ , welcher Tatsache eine große Wichtigkeit zukommt. In der Regel besteht nämlich vor allem bei kleinen Kesselanlagen der Zwang, mit einer vorgeschriebenen, verhältnismäßig kleinen Zugstärke für die ganze Kesselanlage das Auskommen zu finden. Bei kleineren Anlagen für Fabriken beträgt die zur Verfügung stehende, hier meist nur mit Schornsteinen erzeugte Zugstärke höchstens 20 bis 30 mm WS. Bei Kesseln für Kraftwerke dagegen wird vielfach zur Unterstützung des Schornsteines von Unterwind- und Saugzugventilatoren Gebrauch gemacht, die zwar mechanische Arbeit benötigen, dafür aber viel höhere Zugstärken — bis zu 150 mm WS. und darüber — erzeugen.

### g) Rechenbeispiele.

1. Beispiel. Für einen Wasserrohrkessel, der bei versetzter Rohr-anordnung 6 hintereinander liegende Reihen von Rohren mit 83 mm äußerem und 76 mm innerem Durchmesser aufweist, sei im 1. Kesselzug bei 1000° C Rauchgastemperatur, Steinkohle, 6 m/s Rauchgasgeschwindigkeit, 35 ata Kesseldruck die Wärmedurchgangszahl für senkrechte Anströmung zu berechnen; dabei werde angenommen  $\lambda$  zu 40 und  $\alpha_2$  zu 4000.

Es ist nach Gl. (75)

$$\alpha_1 = \text{const } d^{n-1} \cdot w^n \cdot b_1,$$

dabei ist  $\text{const} = 0,136$ ;  $d = 0,083$  m;  $n = 0,69$ ; die Temperatur des Wassers  $t_2$  ist gleich der Siedetemperatur  $t_s$  bei 35 ata gleich 241,5° C zu setzen; die äußere Rohrwandtemperatur sei zu 250° C angenommen. Nach Gl. (73) beträgt die mittlere Temperatur der Grenzschicht  $t_m =$

$\frac{1000 + 250}{2} = 625^\circ \text{C}$ , für  $625^\circ \text{C}$  ergibt sich nach Zahlentafel 7  $b_1 = 30,75$  und damit  $\alpha_1 = 0,136 \cdot 0,083^{-0,31} \cdot 6^{0,69} \cdot 30,75 = 0,136 \cdot 2,16 \cdot 3,45 \cdot 30,75 = 31,2 \text{ kcal/m}^2, ^\circ\text{C}, \text{h}$ .

Die Wärmedurchgangszahl  $k_a$ , bezogen auf die rauchgasberührte Heizfläche, ergibt sich mit  $r_a = 0,0415 \text{ m}$ ;  $r_i = 0,038 \text{ m}$  und aus Gl. (69):

$$\begin{aligned} \frac{1}{k_a \cdot 0,0415} &= \frac{1}{31,2 \cdot 0,0415} + \frac{\ln\left(\frac{0,0415}{0,037}\right)}{40} + \frac{1}{4000 \cdot 0,038} = \\ &= 0,7725 + 0,0022 + 0,0066 = 0,7813 \\ k_a &= \frac{1}{0,7813 \cdot 0,0415} = 30,8 \text{ kcal/m}^2, ^\circ\text{C}, \text{h} . \end{aligned}$$

2. Beispiel. Für den gleichen Fall, jedoch unter der Annahme einer Rußschicht ( $\lambda = 0,1$ ) von 3 mm auf der Rauchgasseite und einer Kesselsteinschicht von 2 mm mit  $\lambda = 0,5$  auf der Wasserseite werde nochmals  $k$  berechnet<sup>1</sup>.

$$\begin{aligned} \frac{1}{k_a \cdot 0,0415} &= \frac{1}{30,7 \cdot 0,0445} + \frac{\ln\left(\frac{0,0445}{0,0415}\right)}{0,1} + \frac{\ln\left(\frac{0,0415}{0,038}\right)}{40} + \frac{\ln\left(\frac{0,038}{0,036}\right)}{0,5} + \\ &+ \frac{1}{4000 \cdot 0,036} = 0,7350 + 0,6980 + 0,0022 + 0,1081 + 0,0069 = 1,5502 \\ k_a &= \frac{1}{1,5502 \cdot 0,0415} = 15,45 \text{ kcal/m}^2, ^\circ\text{C}, \text{h} . \end{aligned}$$

Man erkennt, daß hier die Rußschicht den stärksten Anteil an der Verringerung der Wärmedurchgangszahl  $k$  hat.

## 2. Die Wärmeübertragung durch Strahlung.

Sie spielt bei den neueren Kesselbauarten eine besonders große Rolle. Es handelt sich dabei um Schwingungsvorgänge, die sich mit Lichtgeschwindigkeit  $w_L (= 300\,000 \text{ km/s})$  fortpflanzen und das Wellenlängengebiet von 0,4 bis  $340 \mu$  ( $1 \mu = 1 \text{ Mikron} = \frac{1}{1000} \text{ mm}$ ) hinauf umfassen. Zwischen 0,4 und  $0,76 \mu$  liegen dabei die sichtbaren Strahlen oder die Lichtstrahlen<sup>2</sup>, während im übrigen großen Bereich, dem „ultraroten Gebiet“ der langen Wellen, die unsichtbaren Wärmestrahlen auftreten, welche letzteren für die Strahlungswärmeübertragung die Hauptbedeutung zukommt.

### a) Strahlung fester Körper.

Man unterscheidet bei den festen Körpern nach ihrem Strahlungsvermögen den absolut schwarzen Körper (auch als idealer

<sup>1</sup> Die Rußschicht bewirkt, daß nun  $\alpha_1$ , wegen der Vergrößerung des Durchmessers von 83 mm auf 89 mm, 30,7 statt 31,2 (s. oben) beträgt.

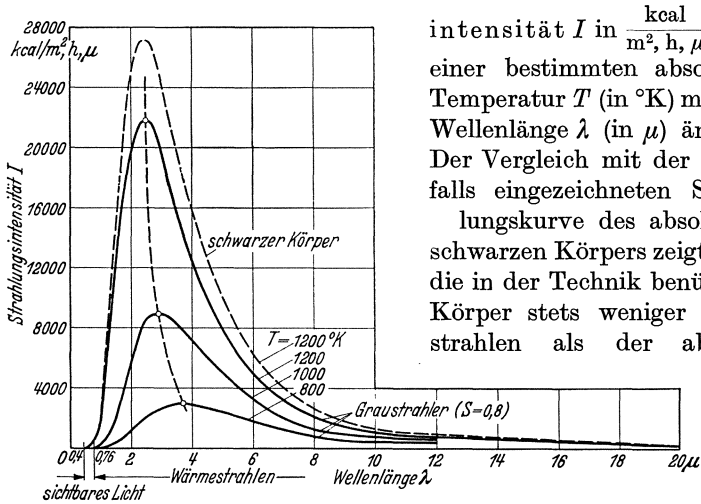
<sup>2</sup> Über den Zusammenhang der Wärmestrahlen und der Lichtstrahlen und über die Wärmewirkung der letzteren Strahlen, siehe die treffenden Ausführungen in Merkel: Die Grundlagen der Wärmeübertragung, S. 156; vor allem aber in Schack: Der industrielle Wärmeübergang, S. 193.

Strahler bezeichnet) mit einer Strahlungszahl

$$C_s = 4,96 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2, \text{°K}^4, \text{h}}, \quad (91)$$

ferner die Graustrahler, die mit ihren Strahlungszahlen von  $C = 3$  bis 4,5 dem absolut schwarzen Körper nahekomen, und endlich die stark reflektierenden oder spiegelnden Körper mit  $C = 0,4$  bis 1. Bei Kesselanlagen hat man es, da alle in den Rauchgasweg eingebauten Körper schnell verrußen, nur mit Graustrahlern zu tun. Als solche sind vor allem zu beachten: die verbrennende Kohle auf dem Rost, die glühenden Feuerraumwände, ungekühlte, stark beheizte Eisenteile u. dgl.

Abb. 22 zeigt nach Planck, wie sich für irgendeinen festen Körper (Graustrahler) die ausgesandte oder emittierte Energie (Strahlungs-



intensität  $I$  in  $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2, \text{h}, \mu}$ ) bei einer bestimmten absoluten Temperatur  $T$  (in  $^\circ\text{K}$ ) mit der Wellenlänge  $\lambda$  (in  $\mu$ ) ändert. Der Vergleich mit der ebenfalls eingezeichneten Strahlungskurve des absolut schwarzen Körpers zeigt, daß die in der Technik benützten Körper stets weniger stark strahlen als der absolut

Abb. 22. Abhängigkeit der Strahlungsintensität  $I$  von der Wellenlänge  $\lambda$  für den schwarzen Körper und für einen Graustrahler.

schwarze Körper. Abb. 22 läßt ferner erkennen, daß der höchste Wert der Strahlungsintensität  $I$  bei Zunahme der Temperatur  $T$  sich nach dem Gebiet der kleineren Wellenlängen hin verschiebt.

Für den absolut schwarzen Körper gilt das Stefan-Boltzmann-Gesetz; es besagt, daß die Gesamtstrahlung  $E_s$ , d. i. die ganze vom Körper ausgesandte Strahlungsenergie, beträgt:

$$E_s = \int I_s \cdot d\lambda = C_s \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4 = 4,96 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4 \text{ in } \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2, \text{h}}. \quad (92)$$

Angenähert gilt dieses Gesetz in der Form

$$E = \int I \cdot d\lambda = C \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4 \text{ in } \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2, \text{h}} \quad (93)$$

[wobei  $C < C_s$ ] auch für alle festen Körper, vor allem für die in der Kesseltechnik benützten, als „grau“ anzuspreekenden Körper wie Kohle,

Mauerwände u. dgl. Zu bemerken ist, daß die Gesamtstrahlung  $E_s$  des schwarzen Körpers bzw.  $E$  des Graustrahlers gleich ist der in Abb. 22 zwischen der Strahlungskurve und der Abszissenachse liegenden Fläche. Man bezeichnet

$$S = \frac{C}{C_s} \tag{94}$$

als „Schwärzegrad“ des strahlenden festen Körpers.

Die festen Körper senden von ihrer Oberfläche  $F$  Strahlen nach allen Seiten. Betrachtet man einen kleinen Teil der Außenfläche  $F$ , so besagt das für die Graustrahler angenähert gültige Lambert'sche Gesetz (für stark spiegelnde Körper gilt dieses Gesetz nach Untersuchungen von E. Schmidt nicht), daß die Ausstrahlung von der Richtung abhängig ist, und daß die unterm  $\varphi$  gegen die Normale zur Fläche (s. Abb. 23) ausgesandte Energie  $e_\varphi$  beträgt:

$$e_\varphi = e_n \cdot \cos \varphi. \tag{95}$$

Die Ausstrahlung ist also in Richtung der Normalen ( $\varphi = 0$ ) am stärksten, dagegen bei  $\varphi = 90^\circ$ , d. h. in Richtung der Fläche, gleich Null.

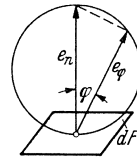


Abb. 23. Abhängigkeit der durch eine Fläche ausgesandten Strahlungsenergie von der Richtung der Strahlung.

### b) Strahlung von Gasen und Dämpfen.

Man hat früher im Kesselbau die Strahlung der Gase und Dämpfe nicht beachtet. Durch Nusselt und Schack wurde auf die technische Bedeutung dieser Strahlungsart hingewiesen. Es steht nun fest, daß von den für den Kesselbetrieb wichtigen Gasen die zweiatomigen Stoffe Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff und Luft verschwindend kleine Strahlungsvermögen besitzen. Diese Gase können weder Strahlungsenergie aussenden oder emittieren noch Strahlungsenergie absorbieren. (Nach dem Kirchhoffschen Gesetz stehen nämlich für jeden Körper die Fähigkeit Wärme zu emittieren und die Fähigkeit Wärme zu absorbieren in einem bestimmten Verhältnis zueinander.) Das zweiatomige Kohlenoxyd und die mehratomigen Gase Kohlensäure, Wasserdampf, Methan usw. weisen jedoch ein merkbares Emissions- und Absorptionsvermögen auf. Im Gegensatz zu den festen Körpern, die im gesamten Wellengebiet von 0,4 bis 340  $\mu$  strahlen, besitzen jedoch die letzterwähnten Gase ein Strahlungsvermögen nur innerhalb schmaler Wellenlängenbereiche (diese werden als „Banden“ bezeichnet). CO strahlt in 2 Banden, CO<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O, die bei Kesselanlagen nach ihrer Menge und ihrem Strahlungsvermögen allein Berücksichtigung verdienen, dagegen in 3 Banden.

Nach Paschen<sup>1</sup> strahlt:

CO <sub>2</sub> im Streifen	1	von 2,36 bis 3,02 $\mu$ ,	wobei Bandbreite	0,66 $\mu$
„ „ „	2	„ 4,01 „ 4,80 $\mu$ ,	„ „	0,79 $\mu$
„ „ „	3	„ 12,5 „ 16,5 $\mu$ ,	„ „	4,0 $\mu$

<sup>1</sup> Siehe Schack: Der industrielle Wärmeübergang, Verl. Stahl Eisen 1929 S. 209 u. Gröber-Erk 1933 S. 237. An letzterer Stelle ist in Abb. 112 für Wasserdampf gezeigt, daß dieser Stoff außer den oben angegebenen 3 wichtigsten Strah-

H <sub>2</sub> O im Streifen 1	von 2,24 bis 3,27 $\mu$ ,	wobei Bandbreite 1,03 $\mu$
„ „ „	2 „ 4,8 „ 8,5 $\mu$ ,	„ „ 3,7 $\mu$
„ „ „	3 „ 12 „ 25 $\mu$ ,	„ „ 13 $\mu$

Abb. 24, die die Strahlungsintensitätskurve für H<sub>2</sub>O enthält, beweist, daß die Gesamtstrahlung des Gases  $E = \int I \cdot d\lambda$ , welche Energie auch hier durch die unterhalb der Kurve liegende Fläche gegeben ist, bei allen Gasen und Dämpfen wegen der Bandenwirkung nur verhältnismäßig gering ist. Man kann auch für Gase und Dämpfe den Schwärzeegrad  $S$  berechnen; man vergleicht entweder die Gesamtstrahlung  $E$  des betrachteten Gases mit  $E_s$  des absolut schwarzen Körpers oder auch lediglich für eine Strahlungsbande des Gases  $E \Big|_{\lambda}^{\lambda + \Delta\lambda}$  mit  $(E_s) \Big|_{\lambda}^{\lambda + \Delta\lambda}$ , welche letztere Größe von Nußelt als „schwarze Gasstrahlung“ benannt wurde.

Die Berechnung der Strahlung von Gasen erfolgt am zweckmäßigsten nach einem Näherungsverfahren von Schack<sup>2</sup>. Die von einem Gas

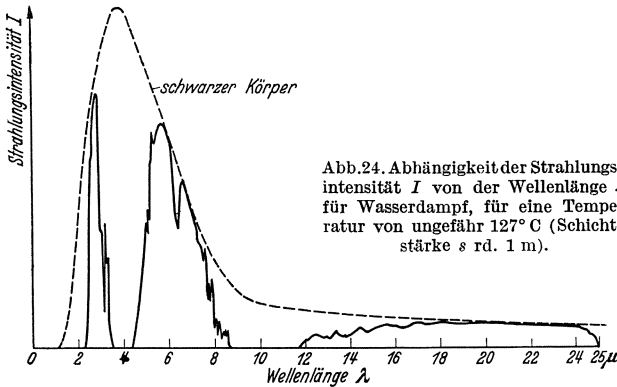


Abb. 24. Abhängigkeit der Strahlungsintensität  $I$  von der Wellenlänge  $\lambda$  für Wasserdampf, für eine Temperatur von ungefähr 127° C (Schichtstärke  $s$  rd. 1 m).

ausgestrahlte Energie ist dabei vor allem abhängig von dem Produkte aus dem Partialdruck  $p$  des strahlenden Gases (gem. in ata) und der Dicke  $s$  der Gasschicht (gem. in m). Zahlentafel 9a und b enthalten nach Schack<sup>3</sup> für CO<sub>2</sub> und dampfförmiges H<sub>2</sub>O die von einer Schicht bei verschiedenen Werten von  $[p \cdot s]$  durch Strahlung ausgesandte Wärmemenge in kcal/m<sup>2</sup>, h. Mit den Werten dieser Zahlentafel ist es nun möglich, die zwischen einer Gasschicht und einer benachbarten als Heizfläche wirkenden Blechwand ausgetauschten Strahlungswärmen zu ermitteln. Da sowohl der heißere Körper an den kälteren als auch umgekehrt der kältere Körper an den heißeren Strahlungswärme überträgt, so bestimmt sich die zwischen Gasschicht und Heizfläche aus-

—  
 lungenbanden noch einige schwächere, insgesamt etwa 7, besitzt und daß die Form der Strahlungsintensitätskurve in den einzelnen Wellenbanden einen sehr ungleichmäßigen und zackenförmigen Verlauf aufweist (s. auch obenstehende Abb. 24).

<sup>2</sup> Schack: Z. techn. Physik 1924 S. 267.

<sup>3</sup> Schack: Industrieller Wärmeübergang, S. 218—223.

getauschte Wärme als die Differenz zweier Wärmemengen. Die wirklich von Gas an die Heizfläche übertragene Wärme  $Q_s$ :

$$Q_s = Q_{\text{Gas}} - Q_{\text{Wd}} \text{ in kcal/m}^2, \text{ h.} \quad (96)$$

Dabei sind für den zutreffenden Wert des Produkts  $p \cdot s$  sowohl die Wärme  $Q_{\text{Gas}}$  für die Temperatur  $t_{\text{Gas}}$  des Gases als auch die Wärmemenge  $Q_{\text{Wd}}$  für die Temperatur  $t_{\text{Wd}}$  der Wand der Zahlentafel 9 zu entnehmen.

Zahlentafel 9a. Strahlungswärmemengen von  $\text{CO}_2$ -Schichten  
(nach Schack).

$$Q_{\text{Gas}} = f[t_{\text{Gas}}, p(\text{CO}_2) \cdot s] \text{ in kcal/m}^2, \text{ h}$$

$$\text{bzw. } Q_{\text{Wd}} = f[t_{\text{Wd}}, p(\text{CO}_2) \cdot s] \text{ in kcal/m}^2, \text{ h.}$$

Gas- bzw. Wand- temperatur °C	$p \cdot s$ in (ata) · (m)							
	0,002	0,003	0,005	0,010	0,020	0,030	0,050	0,100
200	50	80	105	140	160	185	210	250
300	160	220	280	350	400	450	510	590
400	410	490	600	690	760	830	940	1070
500	770	880	1020	1150	1310	1420	1600	1770
600	1260	1420	1610	1820	2070	2260	2510	2750
700	1860	2110	2350	2660	3040	3340	3660	4120
800	2540	2900	3250	3680	4220	4610	5100	5780
900	3330	3810	4300	4810	5520	6060	6750	7800
1000	4260	4840	5450	6070	6990	7720	8680	10180
1100	5290	5980	6700	7260	8800	9700	10880	12900
1200	6400	7260	8110	9190	10710	11820	13400	16080
1300	7550	8550	9620	10850	12700	14080	16060	19300
1400	8780	9980	11210	12640	14800	16500	18850	22900
1500	10100	11450	12920	14550	17100	19250	22100	26800

Zahlentafel 9b. Strahlungswärmemengen von  $\text{H}_2\text{O}$ -Schichten  
(nach Schack).

$$Q_{\text{Gas}} = f[t_{\text{Gas}}, p(\text{H}_2\text{O}) \cdot s] \text{ in kcal/m}^2, \text{ h}$$

$$\text{bzw. } Q_{\text{Wd}} = f[t_{\text{Wd}}, p(\text{H}_2\text{O}) \cdot s] \text{ in kcal/m}^2, \text{ h.}$$

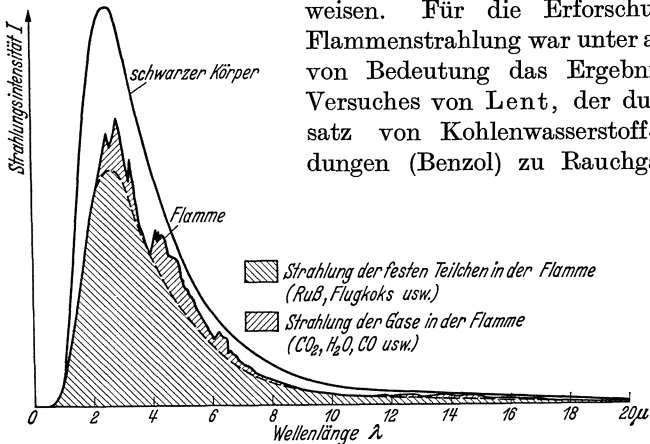
Gas- bzw. Wand- temperatur °C	$p \cdot s$ in (ata) · (m)								
	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009	0,010
200	50	60	70	80	90	105	120	135	150
300	70	100	130	165	200	230	260	285	310
400	100	160	220	275	330	380	430	465	500
500	160	250	320	390	480	560	630	700	760
600	240	340	460	570	680	800	900	1000	1110
700	320	470	620	790	940	1100	1250	1390	1530
800	430	620	830	1040	1260	1480	1690	1890	2070
900	560	810	1090	1370	1690	1910	2190	2440	2690
1000	690	1040	1390	1740	2060	2410	2760	3060	3400
1100	760	1300	1740	2170	2560	2980	3400	3790	4160
1200	1070	1600	2120	2650	3120	3620	4150	4600	5080
1300	1280	1900	2540	3160	3730	4320	4950	5500	6080
1400	1510	2220	2980	3710	4380	5090	5800	6510	7180
1500	1750	2570	3440	4260	5050	5930	6710	7480	8250

Zahlentafel 9b (Fortsetzung).

Gas- bzw. Wand- temperatur °C	$p \cdot s$ in (ata) · (m)								
	0,012	0,014	0,016	0,020	0,025	0,030	0,040	0,050	0,060
200	200	240	280	320	400	470	570	680	750
300	370	430	500	600	700	810	990	1160	1300
400	600	680	770	940	1120	1280	1600	1860	2100
500	910	1020	1160	1400	1700	1960	2410	2810	3180
600	1310	1490	1690	2060	2460	2840	3550	4190	4780
700	1820	2090	2360	2870	3450	4010	5010	5910	6780
800	2470	2830	3160	3910	4660	5430	6750	8000	9280
900	3200	3660	4120	5080	6100	7080	8930	10670	12200
1000	4010	4610	5210	6370	7760	9080	11430	13580	15620
1100	4950	5710	6450	7920	9600	11280	14240	16900	19400
1200	6020	6940	7910	9680	11750	13670	17340	20620	23500
1300	7210	8400	9500	11580	14020	16320	20800	24800	28500
1400	8530	9860	11160	13600	16500	19350	24750	29700	34000
1500	9830	11350	12860	15710	19200	22400	28500	34500	39600

## c) Strahlung von Flammen.

Die Erfahrung hat gelehrt, daß die Flammen in den Kesselfeuerungen ein beträchtlich größeres Strahlungsvermögen als die reinen Gase aufweisen. Für die Erforschung der Flammenstrahlung war unter anderem von Bedeutung das Ergebnis eines Versuches von Lent, der durch Zusatz von Kohlenwasserstoff-Verbindungen (Benzol) zu Rauchgasen —

Abb. 25. Abhängigkeit der Strahlungsintensität  $I$  von der Wellenlänge  $\lambda$  für eine Flamme.

man nennt diesen Zusatz „Impfen“ — eine Vervielfachung des Strahlungsvermögens der Gase, sogar eine Strahlungswirkung, die nahezu derjenigen des schwarzen Körpers gleichkam, erzielen konnte. Wie die in Abb. 25 dargestellte Strahlungsintensitätskurve einer Flamme<sup>1</sup> lehrt, ist das große Strahlungsvermögen der Flamme dem Umstand zu verdanken, daß in der Flamme neben nichtstrahlenden Gasen, wie  $H_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$  und neben den schwach strahlenden Gasen, wie  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,

<sup>1</sup> Siehe Köblier: Diss. Techn. Hochsch. München.



CH<sub>4</sub>, C<sub>m</sub>H<sub>n</sub>, auch noch kräftig strahlende Teilchen von festen Körpern, wie Ruß, Flugkoks, Flugasche, vorhanden sind. Die Intensitätskurve der Flamme entsteht hier aus einer Grundkurve, die den Beimengungen an festen Körperchen entspricht, und aus darüber gelagerten Kurven der gasförmigen Bestandteile mit ihren Banden. Flammen, die reich an festen Teilchen sind, kommen in ihrem Strahlungsvermögen dem absolut schwarzen Körper sehr nahe.

Für die Berechnung der Flammenstrahlung hat Münzinger im Anschluß an Arbeiten von Wohlenberg ein sehr viel verwendetes Verfahren ausgearbeitet<sup>1</sup>. Eine einfachere Rechnungsart, der allerdings geringere Genauigkeit zukommt, wird später erörtert.

d) Wärmeaustausch strahlender Körper.

Wenn sich ein heißerer Körper *I* von der Fläche  $F_I$  und der Temperatur  $T_I$  und ein kälterer Körper *II* von der Fläche  $F_{II}$  und der Temperatur  $T_{II}$  bestrahlen, dann sendet nicht der heißere Körper allein Strahlungsenergie nach dem kälteren, sondern der kältere Körper gibt ebenfalls solche Energie an den wärmeren zurück.

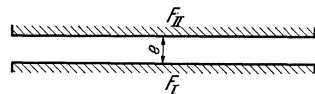


Abb. 26. Strahlungsaustausch zwischen zwei großen parallelen Flächen, wobei Entfernung  $e$  verhältnismäßig klein.

α) Stehen die beiden Körper mit ungefähr gleich großen Flächen ( $F_I \sim F_{II} \sim F$ ) in einer geringeren Entfernung  $e$  einander gegenüber (s. Abb. 26), so daß ihre Flächenausdehnung groß gegenüber dem Abstände  $e$  ist und die vom Körper *I* ausgehenden Strahlen nahezu sämtlich den Körper *II* treffen müssen und umgekehrt, so bestimmt sich die durch Strahlung in der Stunde übertragene Wärmemenge zu:

$$Q_s = C_{I \div II} \cdot F \cdot \left[ \left( \frac{T_I}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{II}}{100} \right)^4 \right] \text{ in kcal/h.} \quad (97)$$

Die Größe  $C_{I \div II}$ , die man als Gegenseitigkeitsstrahlungszahl bezeichnet, ergibt sich dabei aus:

$$\frac{1}{C_{I \div II}} = \frac{1}{C_I} + \frac{1}{C_{II}} - \frac{1}{C_s}. \quad (98)$$

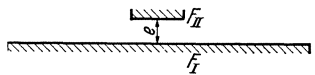


Abb. 27. Strahlungsaustausch zwischen einer großen und einer parallelen kleinen Fläche.

β) Sind die beiden Flächen  $F_I$  und  $F_{II}$  in ihrer Größe sehr verschieden, so kann für den Fall (s. Abb. 27), daß nahezu alle Strahlen, die von der kleineren Fläche ausgehen, die größere Fläche treffen müssen, angenähert die Gl. (97) benutzt werden, wenn darin  $F$  gleich dem Ausmaß  $F_{II}$  der kleineren Fläche und  $C_{I \div II}$  gleich der zu dieser Fläche gehörenden Strahlungszahl  $C_{II}$  gesetzt wird.

<sup>1</sup> Siehe Münzinger: Dampfkraft, S. 109.

γ) Handelt es sich um 2 kleine Flächen  $F_I$  und  $F_{II}$ , die in beliebiger Lage zueinander stehen und sich gegenseitig bestrahlen, so gilt

$$C_{I \div II} = \frac{C_I \cdot C_{II}}{C_s} = S_I \cdot S_{II} \cdot C_s. \quad (99)$$

δ) Umgibt dagegen die Fläche  $F_{II}$  die Fläche  $F_I$  vollkommen, so berechnet sich:

$$\frac{1}{C_{I \div II}} = \frac{1}{C_I} + \frac{F_I}{F_{II}} \cdot \left( \frac{1}{C_{II}} - \frac{1}{C_s} \right). \quad (100)$$

ε) Bei technischen Anlagen tritt häufig der Fall auf (s. hierzu Abb. 28), daß 2 Flächen  $F_I$  und  $F_{II}$ , die in der Entfernung  $r$  unter beliebigem Winkel zueinander stehen, sich gegenseitig bestrahlen. Man findet dann für die durch Strahlung übertragene Wärmemenge:

$$Q_s = C_{I \div II} \cdot \left[ \left( \frac{T_I}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{II}}{100} \right)^4 \right] \cdot \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{F_I} \int_0^{F_{II}} \frac{\cos \varphi_I \cdot \cos \varphi_{II}}{r^2} \cdot dF_I \cdot dF_{II} \quad (101)$$

$$Q_s = C_{I \div II} \cdot \varphi_I \cdot F_I \left[ \left( \frac{T_I}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{II}}{100} \right)^4 \right] \text{ in kcal/h,} \quad (102)$$

wobei  $\varphi_I$ , das Winkelverhältnis<sup>1</sup> der Fläche  $F_{II}$  gegenüber der Fläche  $F_I$  (es ist dies eine dimensionslose Zahl) sich berechnet aus:

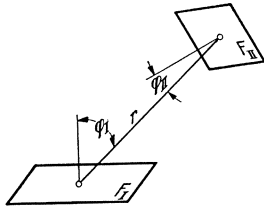


Abb. 28. Strahlungsaustausch zwischen zwei beliebig zueinander gelegenen Flächen.

$$\varphi_I = \frac{\frac{1}{\pi} \int_0^{F_I} \int_0^{F_{II}} \frac{\cos \varphi_I \cdot \cos \varphi_{II}}{r^2} dF_I \cdot dF_{II}}{F_I}. \quad (103)$$

Wie Gröber<sup>2</sup> mit Recht bemerkt führt die Integration der Gl. (103) schon bei einfachen Verhältnissen zu verwickelten Rechnungen, weshalb man im Kesselbau meist zu überschlägigen und einfacheren Rechenverfahren greift.

### 3. Wärmeübertragung bei gleichzeitigem Auftreten von Leitung und Konvektion und von Strahlung.

Wird von der Rauchgasseite an das Blech nicht nur die Wärmemenge  $Q_b$  (herrührend von Leitung und Konvektion) sondern auch noch die Wärmemenge  $Q_s$  (herrührend von Strahlung) abgegeben (s. Abb. 29), so muß man zur Bestimmung der gesamten übergehenden Wärmemenge

$$Q = Q_b + Q_s \quad (104)$$

jede von den beiden Wärmemengen  $Q_b$  und  $Q_s$  getrennt mit Hilfe der dafür in den Abschnitten 1 und 2 angegebenen Gleichungen ermitteln.

<sup>1</sup> Siehe auch Mollier: Z. VDI 1897 S. 161.

<sup>2</sup> Siehe Gröber, Wärmeübertragung 1926, S. 133.

Bei Kesselberechnungen empfiehlt es sich, im Anschluß an die eben besprochene getrennte Berechnung von  $Q_b$  und  $Q_s$  noch von der Péclet'schen Näherungsgleichung Gebrauch zu machen, welche lautet:

$$Q = Q_b + Q_s = (\alpha_b + \alpha_s) \cdot H \cdot (t_1 - t_{wa}) = (\alpha_1 + \alpha_s) \cdot H \cdot (t_1 - t_{wa}), \text{ in kcal/h. (105)}$$

Diese Gleichung von Péclet behandelt also die Strahlungs-Wärmeübertragung durch Einführung einer Strahlungs-Wärmeübergangszahl  $\alpha_s$  in der gleichen Weise wie die Wärmeübertragung durch Leitung und Konvektion, wofür hier statt der sonst üblichen Bezeichnung  $\alpha_1$  die Bezeichnung  $\alpha_b$  gewählt wurde. Man geht bei Dampfkesselrechnungen so vor, daß man aus  $Q_s$  sich  $\alpha_s$  und dann die Gesamtübergangszahl der Rauchgasseite ( $\alpha_b + \alpha_s$ ) ermittelt. Es ist offensichtlich, daß in dem hier betrachteten Fall, bei dem Leitung und Konvektion mit Strahlung zusammenwirken, die Wärmedurchgangszahl  $k$ , ermittelt aus

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1 + \alpha_s} + \sum \left( \frac{\delta}{\lambda} \right) + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (106)$$

sich in der Regel größer als  $\alpha_1$  ergibt, während bei Auftreten von Leitung und Konvektion allein, wie schon oben erwähnt,  $k$  kleiner als  $\alpha_1$  sein muß.

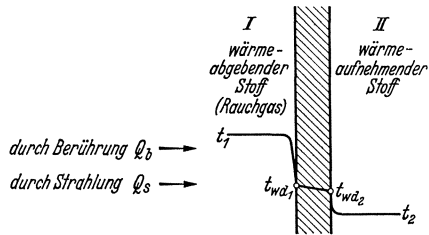


Abb. 29. Wärmedurchgang durch eine Blechwand bei gleichzeitigem Auftreten von Berührung und von Strahlung auf der Gasseite.

#### 4. Führung der wärmeaustauschenden Stoffe und Bestimmung des mittleren Temperaturunterschiedes.

Die in der Technik benützten Wärmeübertragungseinrichtungen arbeiten in der Regel so, daß auf beiden Außenseiten einer Trennwand von der Fläche  $H$  (in  $m^2$ )  $G_I$  kg des wärmeabgebenden Stoffes und  $G_{II}$  kg des wärmeaufnehmenden Stoffes in der Zeiteinheit entlangströmen. Beide Stoffe ändern auf ihrem Wege längs der Heizfläche  $H$  durch die Abgabe bzw. durch die Aufnahme von Wärme ihre Temperatur, wenn auch (da Beharrungszustand vorausgesetzt sein soll) die Temperatur jedes Stoffes an irgendeinem betrachteten Punkte der Heizfläche dauernd unverändert bleibt. Die Richtung, in welcher sich die Stoffe auf beiden Seiten der Heizflächen zueinander bewegen, ist dabei von großem Einfluß auf die Wärmeübertragung, die sich für die Gesamtfläche  $H$  ergibt. Man unterscheidet 3 Hauptfälle. Bewegen sich beide Stoffe in der gleichen Richtung (s. Abb. 30a), so wird dies Gleich- oder Parallelstrom genannt; strömen dagegen die beiden Stoffe einander entgegengesetzt, so bezeichnet man dies als Gegenstrom (s. Abb. 30b). Beim Kreuzstrom (s. Abb. 30c) bewegen sich die beiden Stoffe senkrecht zueinander. Kann man, was die rechnerische Behandlung sehr vereinfacht, annehmen, daß die Wärmedurchgangszahl  $k$  an allen Stellen der Heizfläche ungefähr dieselbe ist — in vielen Fällen wird  $k$  naturgemäß

längs der Heizfläche sehr verschiedene Werte annehmen —, so kann die durch die Heizfläche  $H$  stündlich übertragene Wärmemenge  $Q_h$  bei Gleich- und Gegenstrom bestimmt werden aus:

$$Q_h = k \cdot H \cdot (\Delta t_m)_{\log} \text{ in kcal/h.} \quad (107)$$

Hierin bedeutet  $(\Delta t_m)_{\log}$  den mittleren Temperaturunterschied, welcher sich aus den Temperaturkurven (Abb. 30d und 30e) sowohl für Gleich- als auch für Gegenstrom ermittelt mit:

$$(\Delta t_m)_{\log} = \frac{\Delta' - \Delta''}{\ln \frac{\Delta'}{\Delta''}} \text{ in } ^\circ\text{C.} \quad (108)$$

Man bezeichnet wegen der Form dieses Ausdruckes  $(\Delta t_m)_{\log}$  auch als „logarithmischen Temperaturunterschied“. Für Überschlags-

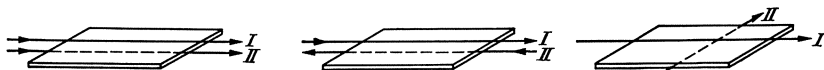


Abb. 30a. Strömungsverlauf für Wärmeübertragung bei Gleichstrom.

Abb. 30b. Strömungsverlauf für Wärmeübertragung bei Gegenstrom.

Abb. 30c. Strömungsverlauf für Wärmeübertragung bei Kreuz- oder Querstrom.

rechnungen wird dagegen bei Kesselanlagen häufig der als arithmetisches Mittel aus Anfangs- und Endtemperaturgefälle berechnete mittlere Temperaturunterschied  $(\Delta t_m)_a$  angewandt.

$$(\Delta t_m)_a = \frac{\Delta' + \Delta''}{2} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} - \frac{t_2 + t''_2}{2} \text{ in } ^\circ\text{C.} \quad (109)$$

und

$$Q_h = k \cdot H \cdot (\Delta t_m)_a \text{ in kcal/h.} \quad (109a)$$

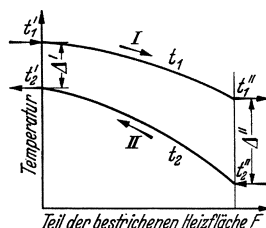
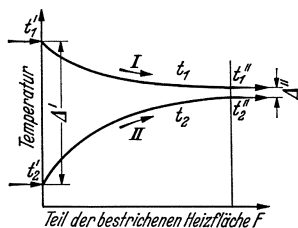


Abb. 30d. Temperaturverlauf bei Gleichstrom.

Abb. 30e. Temperaturverlauf bei Gegenstrom.

Wie Merkel<sup>1</sup> gezeigt hat, kann aber diese Überschlagsrechnung zu beträchtlichen Fehlern führen. Setzt man nach Merkel:

$$(\Delta t_m)_{\log} = \zeta \cdot (\Delta t_m)_a, \quad (110)$$

so kann die Verhältniszahl  $\zeta$  der Abb. 30f entnommen werden.

Die Bestimmung von  $(\Delta t_m)_{\log}$  ist auch nach Gröber-Hausbrand<sup>2</sup> möglich. Bezeichnet  $\Delta g$  den Temperaturunterschied  $(t'_1 - t'_2)$  bzw.  $(t''_1 - t''_2)$

<sup>1</sup> Merkel: Grundlagen der Wärmeübertragung, 1927 S. 217f.

<sup>2</sup> Siehe Gröber: Wärmeübertragung, 1926 S. 108.

auf derjenigen Seite (Ein- oder Austritt), wo er am größten ist,  $\Delta k$  dagegen den kleinsten Temperaturunterschied, so berechnet sich der mittlere log. Temperaturunterschied aus:

$$(\Delta t_m)_{\log} = \Delta g \cdot f \left( \frac{\Delta k}{\Delta g} \right) \text{ in } ^\circ\text{C.} \tag{111}$$

Die Werte von  $f \left( \frac{\Delta k}{\Delta g} \right) = \frac{(\Delta t_m)_{\log}}{\Delta g}$  sind in der nachstehenden Zahlentafel 10 aufgeführt. Die genaue rechnerische Behandlung des Kreuzstromes<sup>1</sup> ist wesentlich schwieriger und umständlicher als diejenige des Gleich- und Gegenstromes. Man geht deshalb meist so vor, daß man den Kreuzstrom näherungsweise auf die gleiche Weise und mit denselben Formeln, wie sie beim Gleich- und Gegenstrom angegeben wurden, berechnet.

Die vorstehenden für die 3 Strömungsfälle angegebenen Gleichungen können für alle wärmeaufnehmenden Teile einer Kesselanlage Benützung finden. Beim Kesselkörper, der einen Verdampfer darstellt, ist jedoch die Temperatur der wärmeaufnehmenden Flüssigkeit längs der Heizfläche nahezu unveränderlich, nämlich gleich der Siedetemperatur, so daß

$$t'_2 = t''_2 = t_2 = t_s$$

angenommen werden muß. Nur in der Nähe der Einführungsstelle des Speisewassers in den Kessel liegt die Temperatur  $t_2$  merklich unterhalb der Siedetemperatur; doch wird in der Regel wegen der starken Bewegung (Umlauf) und der Beheizung der Flüssigkeit schon in geringer Entfernung von der Einführungsstelle eine Unterschreitung der Siedetemperatur nicht mehr vorliegen. Für sehr genaue Untersuchungen müßte übrigens

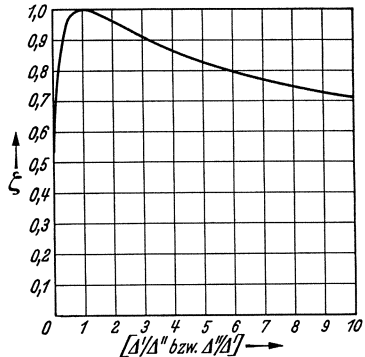


Abb. 30f. Verhältniszahl  $\xi$  für den Vergleich des logarithmischen und des arithmetischen mittleren Temperaturunterschiedes.

Zahlentafel 10. Für die Bestimmung der mittleren log. Temperatur-

$$\text{differenz: } f \left( \frac{\Delta k}{\Delta g} \right) = \frac{(\Delta t_m)_{\log}}{\Delta g}.$$

$\frac{\Delta k}{\Delta g}$	$f \left( \frac{\Delta k}{\Delta g} \right)$	$\frac{\Delta k}{\Delta g}$	$f \left( \frac{\Delta k}{\Delta g} \right)$	$\frac{\Delta k}{\Delta g}$	$f \left( \frac{\Delta k}{\Delta g} \right)$	$\frac{\Delta k}{\Delta g}$	$f \left( \frac{\Delta k}{\Delta g} \right)$
0,05	0,317	0,30	0,581	0,55	0,753	0,80	0,896
0,10	0,391	0,35	0,619	0,60	0,783	0,85	0,923
0,15	0,448	0,40	0,655	0,65	0,812	0,90	0,949
0,20	0,497	0,45	0,689	0,70	0,841	0,95	0,975
0,25	0,541	0,50	0,721	0,75	0,869	1,00	1,00

<sup>1</sup> Siehe hiezu Nußelt: Z. VDI 1911 S. 2021. — Richter: Z. angew. Math. Mech. 1925 S. 297.

noch berücksichtigt werden, daß auch die Siedetemperatur  $t_s$  längs der Heizfläche  $H$  des Kesselkörpers verschieden ist, da ja der Siededruck  $p_s$  der Flüssigkeit nach unten mit der Entfernung vom Wasserspiegel wächst. Durch Untersuchungen von Jakob (s. hierzu Abschn. III, 1, d,  $\gamma$ ) ist weiter festgestellt worden, daß das der Heizfläche benachbarte Wasser eine merkbare Übertemperatur gegenüber der zugehörigen Siedetemperatur aufweist und daß auch das Kesselwasser am Wasserspiegel nicht unmerklich wärmer als der darüber befindliche Dampf ist. Für die Berechnung von Dampfkesseln kann jedoch von einer Berücksichtigung dieser Sondererscheinungen Abstand genommen werden. Es zeigt sich dann, daß für den Kesselkörper, wenn die Temperatur der wärmeaufnehmenden Flüssigkeit als unveränderlich angenommen werden kann, ein Unterschied zwischen Gleich-, Gegen- und Querstrom bei der Berechnung des mittleren logarithmischen Temperaturunterschiedes auch nach der Theorie nicht mehr besteht<sup>1</sup>.

#### IV. Die Leistung einer Kesselanlage.

Als Maß für die Leistung einer Kesselanlage wird die stündlich erzeugte Dampfmenge  $D_h$  in kg/h gebraucht. Im englisch-amerikanischen Maßsystem verwendet man dafür vielfach den Begriff der „Kesselpferdestärke“. Diese Größe des „boiler-horse-power“ ist gleich einer stündlichen Erzeugung von 34,5 lb. amerikanischen Normaldampfes auf 10 square feet oder von 16,86 kg/m<sup>2</sup>, h amerikanischen Normaldampfes (mit einer Erzeugungswärme von 539,1 kcal/kg) bzw. von 14,24 kg/m<sup>2</sup>, h deutschen Normaldampfes (mit einer Erzeugungswärme von 639,2 kcal/kg).

Der Begriff des boiler-horse-power (auch boiler-h.p. genannt), der also eigentlich eine Heizflächenbelastung von 9070 kcal/m<sup>2</sup>, h darstellt, wird in Amerika häufig auch als Maß für die Heizfläche selbst benützt. Es bedeutet dann ein boiler-h.p. soviel wie 10 square feet bzw. 0,929 m<sup>2</sup>; die Heizflächenbelastung von 9070 kcal/m<sup>2</sup>, h ihrerseits wird in diesem Fall als „100 vH rating“ angesprochen.

##### 1. Brennstoffmenge, Dampfmenge, Wirkungsgrad und Verdampfungsziffer.

Bezeichnet man mit:

$D_h$  die von der Kesselanlage stündlich erzeugte Dampfmenge (in kg/h), welche bei neuen Kesseln in der Regel vorgeschrieben wird,

$B_h$  die stündlich verbrauchte Brennstoffmenge (in kg/h bei festen und flüssigen Brennstoffen, dagegen in Nm<sup>3</sup>/h bei gasförmigen Brennstoffen),

$\eta_{KA}$  den Wirkungsgrad der gesamten Kesselanlage,

<sup>1</sup> Siehe hierzu auch Merkel, S. 214.

- $\eta_F$  den Wirkungsgrad der Feuerung,  
 $\eta_H$  den Wirkungsgrad, mit welchem die „Heizflächen“ die in der Feuerung erzeugte „fühlbare“ Wärme ausnützen,  
 $\xi_o$  und  $\xi_u$  den oberen und den unteren Heizwert des Brennstoffes (in kcal/kg bzw. in kcal/Nm<sup>3</sup>),  
 $(i_D - i_{t_0})$  die Erzeugungswärme des von der Kesselanlage aus dem Speisewasser entwickelten Heißdampfes (in kcal/kg) — s. hierzu I, 4 —

so findet man:

$$\eta_{KA} = \eta_F \cdot \eta_H, \quad (112)$$

dabei:

- $\eta_F$  je nach Art der Feuerung und der Vollkommenheit der Verbrennung zwischen 0,85 bis 0,97,  
 $\eta_H$  je nach der Güte der Wärmeübertragung und der Größe des Strahlungsverlustes: bei Kesseln ohne Überhitzer und andere zusätzliche Heizflächen 0,70 bis 0,80; bei Kesseln mit Überhitzer, Eko und Luvo bis 0,94;  
 $\eta_{KA}$  zwischen 0,65 und 0,92.

(Die hier gemachten Angaben für die Wirkungsgrade  $\eta_F$ ,  $\eta_H$  und  $\eta_{KA}$  gelten für  $\xi_u$ .)

Man kann die angeführten Wirkungsgrade außer auf  $\xi_u$  auch auf  $\xi_o$  beziehen, wobei dann naturgemäß für diese Wirkungsgrade verschiedene Werte erhalten werden (s. II, 2).

Man erhält ferner aus:

$$B_h \cdot \eta_{KA} \cdot \xi_u = D_h \cdot (i_D - i_{t_0}) \quad (113)$$

die stündliche Brennstoffmenge

$$B_h = \frac{D_h \cdot (i_D - i_{t_0})}{\eta_{KA} \cdot \xi_u} \text{ in kg/h.} \quad (113 \text{ a})$$

Zur Beurteilung der Güte und des Wirkungsgrades einer Kesselanlage benützt man vielfach auch die Verdampfungsziffer

$$z = \frac{D_h}{B_h} \text{ in kg/kg,} \quad (114)$$

man unterscheidet:

- a) die Brutto-Verdampfungsziffer  $z_{br} = D_h/B_h$  in kg/kg,  
 und b) die auf Normdampf umgerechnete Nettoverdampfungsziffer  $z_{netto}$ :

$$z_{netto} = \frac{D_h}{B_h} \cdot \frac{i_D - i_{t_0}}{639,2} \text{ in kg/kg.} \quad (115)$$

Wegen der großen Unterschiede, die  $\xi_u$  und  $\xi_o$  bei den Brennstoffen aufweisen, ist es nicht möglich und zulässig, auf Grund von  $z_{br}$  und  $z_{netto}$  allein Kesselanlagen, die verschiedene Brennstoffe verarbeiten,

miteinander zu vergleichen. Wenn jedoch in den betrachteten Kesselanlagen der gleiche Brennstoff verarbeitet wird, so können die Verdampfungsziffern für die Nachprüfung und Beurteilung der Kesselanlage gute Dienste leisten. Für die Verdampfungsziffer  $z_{br}$  erhält man im Mittel:

bei Rohbraunkohle . . . . .	2 ÷ 4 kg/kg
„ Steinkohle . . . . .	5 ÷ 10 „
„ Heizöl . . . . .	9 ÷ 12 „
„ Koksofengas . . . . .	4 ÷ 5 kg/Nm <sup>3</sup>
„ Gichtgas . . . . .	0,7 ÷ 0,9 „

## 2. Abmessungen der Kesselfeuerung — Rostfläche $F_R$ und Inhalt des Feuerraumes $V_F$ .

Den geforderten Werten der Stundendampfmenge  $D_h$  und Brennstoffmenge  $B_h$  muß die Leistungsfähigkeit der Kesselfeuerung bzw. die Größe der Brenner und der Rostfläche angepaßt werden.

Die Bemessung der nötigen Rostfläche erfolgt in der Regel mit Hilfe von Erfahrungswerten für die spez. Rostbelastung

$$b_R = \frac{B_h}{F_R} \text{ in kg/m}^2, \text{ h} \quad (116)$$

d. h. jener Brennstoffmenge, welche je m<sup>2</sup> der Rostoberfläche und je Stunde verbrannt werden kann. Diese Menge hängt außer von den Brennstoffeigenschaften (Heizwert, Menge und Verhalten der Asche usw.) auch noch von der Art und Betriebsweise des Rostes ab. Anwendung von Unterwind erhöht die zulässigen Werte von  $b_R$ .

Man kann für die Ermittlung der Rostfläche  $F_R$  auch von der spez. Rostwärmebelastung

$$q_R = \frac{B_h \cdot \xi_u}{F_R} \text{ in kcal/m}^2, \text{ h} \quad (117)$$

ausgehen. Über die zulässigen Höchstwerte von  $b_R$  und  $q_R$  siehe die Angaben der Zahlentafel 11.

Zahlentafel 11. Mittelwerte für die spez. Rostbelastung  $b_R$  und die spez. Rostwärmebelastung  $q_R$  bei Vollast.

	$b_R$ in $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2, \text{ h}}$	$q_R$ in $10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2, \text{ h}}$
1. Steinkohle auf Planrost . . . . .	75 ÷ 125	0,5 ÷ 0,875
2. Steinkohle auf einfachem Wanderrost . . . . .	100 ÷ 150	0,7 ÷ 1,05
3. Steinkohle auf Zonen-Unterwind-Wanderrost . . . . .	200 ÷ 300	1,4 ÷ 2,1
4. Steinkohle auf Stokern mit Unterwind . . . . .	200 ÷ 300	1,4 ÷ 2,1
5. Braunkohlenbrikett auf einfachem Wanderrost . . . . .	150 ÷ 200	0,75 ÷ 1,0
6. Rohbraunkohle auf mechanisch bewegtem Schräg- oder Muldenrost . . . . .	250 ÷ 400	0,5 ÷ 0,9



Zu berücksichtigen ist noch, daß die gewählte Rostfläche  $F_R$  groß genug sein muß, um durch die Rostspalten, deren Querschnitt man als „freie Rostfläche“ bezeichnet, die nötige Verbrennungsluft in die Feuerung eintreten zu lassen. Man kann die Geschwindigkeit  $w_L$  der Luft in den Rostspalten bei natürlichem Zug bis zu 1,5 m/s, bei Verwendung von Unterwind bis zu 5 m/s ansetzen.

Das Verhältnis der „freien Rostfläche“ zur Gesamtrostfläche  $F_R$  beträgt bei Planrostfeuerungen 0,2 bis 0,3, bei Treppenrostfeuerungen 0,5 bis 0,7, bei Unterwindfeuerungen dagegen 0,1 und weniger.

Die Ermittlung des nötigen Feuerraumvolumens  $V_F$  geschieht aus der geforderten Feuerungs-Wärmeleistung  $Q_F$

$$Q_F = B_h \cdot \zeta_u \text{ in kcal/h} \tag{118}$$

mit der spez. Feuerraum-Wärmebelastung  $q_F$ , worunter man diejenige Brennstoffwärmemenge versteht, die je  $m^3$  Feuerraum mit dem Brennstoff in die Feuerung eingegeben wird; es ist

$$q_F = \frac{Q_F}{V_F} = \frac{B_h \cdot \zeta_u}{V_F} \text{ in kcal/m}^3, \text{ h.} \tag{119}$$

Der nötige Feuerrauminhalt  $V_F$  bestimmt sich damit, wenn der Wert von  $q_F$  für die Kesselvollast vorgeschrieben ist, aus

$$V_F = \frac{B_h \cdot \zeta_u}{q_F} \text{ in m}^3. \tag{119 a}$$

Der zulässige Höchstwert der Feuerraum-Wärmebelastung  $q_F$ , welcher außer vom Brennstoff auch noch von der Feuerungsart abhängig ist, kann der Zahlentafel 12 entnommen werden.

Zahlentafel 12. Mittelwerte für die spez. Feuerraumbelastung  $q_F$  bei Kesselvollast.

	$q_F$ in $10^6$ kcal/m <sup>3</sup> , h
1. Rostfeuerungen . . . . .	0,3 ÷ 0,5
2. Staubfeuerungen . . . . .	0,15 ÷ 0,3
3. Gas- und Ölfeuerungen . . . . .	2 ÷ 4

Man hat, wie später gezeigt wird, auf theoretischem Wege versucht, „Feuerungsgleichungen“ aufzustellen, um die Leistung oder auch die nötigen Ausmaße einer Feuerung aus physikalischen und chemischen Bestimmungsgrößen errechnen zu können. Einstweilen ist es jedoch noch zweckmäßiger, das zuerst geschilderte überschlägige Rechenverfahren, das von der Rost- und der Feuerraum-Wärmebeanspruchung ausgeht, anzuwenden.

### 3. Bemessung der Heizflächen von Kesselanlagen.

Für die Erzeugung der gewünschten Stundendampfleistung  $D_h$  müssen auch die Heizflächen der verschiedenen Teile der Kesselanlage (Dampfkesselkörper, Überhitzer, Eko und Luvo) genügend groß bemessen sein.

Bis in die jüngste Zeit ging man auch bei der Ermittlung der nötigen Heizflächen von Erfahrungszahlen aus, indem man z. B. die Heizfläche des Kesselkörpers  $H_K$  an Hand der spez. Heizflächenbelastung  $d_K$  (d. i. jener Dampfmenge, welche erfahrungsgemäß je  $m^2$  der Kesselkörperheizfläche und je Stunde erzeugt werden kann) überschlägig errechnete; es ist dabei:

$$d_K = \frac{D_h}{H_K} \text{ in kg/m}^2, \text{ h.} \quad (120)$$

An Stelle von  $d_K$  kann für die Heizflächenermittlung auch der Begriff der spez. Heizflächenwärmebelastung  $q_K$  (d. i. jener Wärmemenge, die je  $m^2$  der Kesselkörperheizfläche und je Stunde von den Rauchgasen an das im Kessel enthaltene Wasser übertragen wird; sie wird gemessen in  $\text{kcal/m}^2, \text{ h}$ ) benützt werden.

Neuerdings ist es aber durch die Fortschritte der Forschung möglich geworden, genaue Berechnungsverfahren, die später erörtert werden und die insbesondere vom Rosinschen  $I-t$ -Diagramm (s. S. 41) Gebrauch machen, auszuarbeiten.

Für die Bemessung der Heizflächen von Kesselanlagen ist gewöhnlich in erster Linie vorgeschrieben, daß die Rauchgase bei der Vollast des Kessels durch die Wirkung dieser Heizflächen bis zum Ende der Kesselanlage, also bis zu ihrem Eintritt in den Fuchs, auf eine bestimmte vorgeschriebene niedrige Temperatur heruntergekühlt sein sollen. Man setzt in der Regel diese Endtemperatur der Rauchgase, die man auch Abgastemperatur nennt, auf rd.  $180^\circ \text{ C}$  fest, geht aber in den Fällen, wo besonders hoher Wirkungsgrad erzielt werden soll, bis zu  $140$  oder  $120^\circ \text{ C}$  hinunter.

#### 4. Zusammenhang zwischen Stundendampfmenge $D_h$ und Zugstärkenbedarf.

Wie schon im Abschnitt III, 1, f dargelegt wurde, besteht für jede Heizfläche eine starke Abhängigkeit der durch Leitung und Konvektion erzielbaren Wärmeübertragung von der Strömungsgeschwindigkeit  $w_{Rgs}$  des Rauchgases und deshalb auch von der aufzuwendenden Zugstärke  $\Delta p$  bzw.  $h$  der betrachteten Heizfläche. Eine solche Abhängigkeit der Berührungs-Wärmeübertragung von der Rauchgasgeschwindigkeit und der Zugstärke besteht naturgemäß auch für die aus einer Reihe von Heizflächen aufgebaute Dampfkesselanlage. Bei den neueren Dampfkesselarten, bei welchen außer Berührungs-Wärmeübertragung auch noch in einem großen Umfang von der sehr wirksamen Strahlungswärmeübertragung Gebrauch gemacht wird, macht sich freilich in vorteilhafter Weise der Umstand geltend, daß die Strahlungswärmeübertragung im Gegensatz zur zuerstgenannten eine Rückwirkung auf den Zugstärkenbedarf nicht ausübt.

Derartige „Strahlungskessel“ werden also den Vorteil aufweisen, daß trotz ihrer hohen Leistungsfähigkeit der Zugstärkenbedarf verhältnismäßig klein ist.

Bei den sonstigen Kesselbauarten, welche mehr die Berührungswärmeübertragung ausnutzen, bietet sich übrigens die Möglichkeit, durch zweckentsprechenden Aufbau der Heizflächen den Bedarf an Zugstärke gering zu halten. Als zweckdienliche Mittel stehen hierfür zur Verfügung: die Verminderung der Zahl der Kesselzüge, unter Umständen bis zum Einzug, und die Anwendung kleiner Rauchgasgeschwindigkeiten, vor allem auch in den nachgeschalteten Hilfsheizflächen der Kesselanlage.

Die Gesamtzugstärke  $h_{\text{verf}}$  (d. i. die gesamte mit dem Schornstein und mit den noch vorgesehenen Ventilatoren erzeugte Zugstärke), die für die Kesselanlage zur Verfügung steht, bestimmt demnach auch den Höchstwert der Stundendampfmenge, d. i.  $(D_h)_{\text{max}}$ , das von der Kesselanlage im äußersten Fall erzeugt werden kann. Münzinger hat ein sehr brauchbares Verfahren zur Vorausberechnung des Zugbedarfes von Kesselanlagen angegeben, das später besprochen werden soll; darnach steigt die nötige Zugstärke  $h$  bei Wasserrohr-Kesseln etwa mit der 2,1-ten Potenz des sekundlichen Rauchgasvolumens  $(V_{\text{Rgs}})_s$  (in  $\text{Nm}^3/\text{s}$ ). Abb. 31 veranschaulicht den Zusammenhang zwischen der geforderten Dampfleistung  $D_h$  und der nötigen Zugstärke  $h$ . Der Höchstwert von  $h$ , d. i.  $h_{\text{verf}}$ , gibt mit Punkt (A) den erzielbaren Größtwert der Stunden-Dampfmenge, d. i.  $(D_h)_{\text{max}}$ .

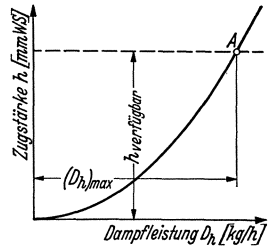


Abb. 31. Zusammenhang zwischen Dampfleistung  $D_h$  und Zugstärkenbedarf  $h$  für einen Kessel.

## Zweiter Abschnitt.

# Die Dampfkesselfeuerungen.

## I. Die Bauarten der Feuerungen.

Man hat eine große Reihe von verschiedenen Feuerungsbauarten entwickelt. Bestimmend war hierfür in erster Linie die Mannigfaltigkeit der zur Verwendung kommenden Brennstoffe. Heizwerte, Körnung, Feuchtigkeit, Gehalt an flüchtigen Bestandteilen, das Verhalten des Brennstoffes und der bei der Verfeuerung entstehenden Asche und Schlacke während des Verbrennungsvorganges sind bei den festen Brennstoffen so verschiedenartig, daß man sich stets gezwungen sieht, die Feuerung dem jeweiligen Brennstoff anzupassen. Die manchmal verfolgten Bestrebungen, eine für alle festen Brennstoffarten geeignete „Universalfeuerung“ zu schaffen, sind bisher stets gescheitert. Die zur Verwendung kommenden Feuerungen sind entweder als Rost- oder als Brennerfeuerung ausgebildet.

Bei den Rostfeuerungen hat sich vor allem auch die Notwendigkeit ergeben, die Ausführungsart zu ändern, je nachdem man kleine, mittlere oder große Anlagen zu erstellen hat. Zu den Kleinformen rechnet man<sup>1</sup> insbesondere feststehende Roste, deren Feuerungswärmeleistung  $Q_F$ , die hier durch die Leistungsfähigkeit des Heizers begrenzt wird, unter rd.  $4 \cdot 10^6$  kcal/h liegt. Schürung und Entaschung erfolgt hier stets von Hand, während es durch geeignete Ausbildung der Feuerung und durch Sondereinrichtungen (Wurfschaufeln u. dgl.) gelingt, die Beschickung dem Heizer abzunehmen. Mittelfeuerungen weisen Werte der Feuerungswärmeleistung bis zu etwa  $20 \cdot 10^6$  kcal/h auf. Als Großfeuerungen, die z. T. bis zu rd.  $150 \cdot 10^6$  kcal/h ausgeführt werden, kommen nur mechanisch bewegte Roste in Betracht. Wegen der erforderlichen großen Breite erhalten diese Roste an Stelle der bei Mittelfeuerungen noch zulässigen Gewölbe nun Hängedecken; zur Erzielung möglichst großer Leistungsfähigkeit und günstiger Verbrennung wird ferner dabei von allen zweckdienlichen Mitteln, wie Zonenunterteilung, Unterwind und Luftvorwärmung, weitgehend Gebrauch gemacht.

Für flüssige und gasförmige Brennstoffe kommt naturgemäß ausschließlich die Brennerfeuerung in Frage, die als Staubfeuerung auch für feste Brennstoffe benützt werden kann. Erfreulicherweise hat sich gezeigt, daß mit Staubfeuerungen besonders große Feuerungs-

<sup>1</sup> Siehe auch Marcard: Rostfeuerungen, S. 13.

anlagen geschaffen werden können; so besitzen die größten Kessel der Welt, die mit Staubfeuerungen ausgestatteten Kessel des East-River-Kraftwerkes in New York, bei einem  $(D_h)_{\max}$  von 575 t/h eine Feuerungswärmeleistung  $Q_F$  von rd.  $400 \cdot 10^6$  kcal/h.

Bei der Ausbildung und Wahl einer Feuerung spielt auch die Art des Ein- oder Anbaues eine Rolle. Kleinkesselanlagen haben in der Regel eingebaute Feuerungen, die man auch als Innenfeuerungen bezeichnet; diese werden, da der Raum der Feuerung hier sehr beschränkt ist, fast stets mit hochwertiger Kohle betrieben. Großkessel erhalten dagegen stets Unter- oder auch Vorfeuerung, wobei dann entweder hoch- oder auch geringwertige Brennstoffe verarbeitet werden können.

### 1. Feuerungen mit feststehenden Rosten (für Klein- und Mittelanlagen).

#### a) Planrostfeuerung.

Die Planrostfeuerung, die als Innenfeuerung an Flammrohrkesseln ausschließlich, als Unterfeuerung auch an kleinen Wasserrohrkesseln

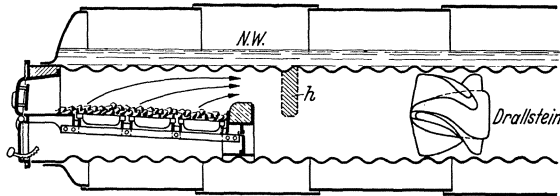


Abb. 32. Planrostfeuerung für Handbeschickung mit Drallstein (Hängedecke  $h$  gestrichelt gezeichnet).

gelegentlich gebraucht wird, besitzt einen Rost mit einer ebenen Oberfläche, der waagrecht oder ein wenig (mit einer Neigung bis etwa 1 : 20) nach rückwärts — nach der Feuerbrücke zu — geneigt angeordnet ist. Der Rost wird in der Regel aus Roststäben gebildet. Vor dem Rost liegt die Schürplatte, die mit der Feuertür und der Aschenraumtür zum Feuergeschränk gehört. Die rückwärts angeordnete Feuerbrücke soll verhindern, daß der Brennstoff über das Rostende abrutscht, und soll gleichzeitig durch eine Einschnürung des Gasquerschnittes für eine innige Vermischung und Verwirbelung der Rauchgase und der noch darin enthaltenen überschüssigen Luft sorgen und so die Verbrennung beschleunigen (s. Abb. 32).

Die Verbrennungsluft tritt am Planrost durch die Aschentüre ein und wird von unten her durch die Rostspalten an den Brennstoff herangeführt. Bei gasreichem Brennstoff ist man, um eine möglichst vollkommene und rußfreie Verbrennung zu erzielen, häufig genötigt, einen Teil der Verbrennungsluft als Zweitluft (auch Sekundärluft genannt) einzuführen; es geschieht dies entweder von vorne durch eine in die Feuertür eingebaute Vorrichtung oder von rückwärts durch eine

geeignet ausgebildete Feuerbrücke. Der durch die Rostspalten strömende, überwiegend größere Teil der Verbrennungsluft wird als *Erstluft* (Primärluft) bezeichnet.

Die Durchwirbelung der Rauchgase, die man durch die Feuerbrücke anstrebt, kann bei Flammrohrkesseln noch dadurch gefördert werden, daß man in das Flammrohr zweckentsprechende Einbauten aus feuerfestem Material (Schamotte) einfügt, z. B. eine Hängebrücke (nach einem Vorschlag des „Hamburger Vereins für Rauchbekämpfung“) oder

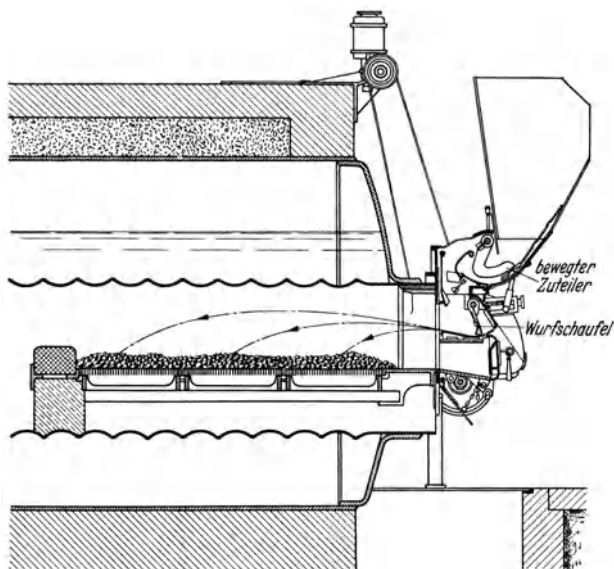


Abb. 33. Wurfschaufelbeschickung von Weck.

Drallsteine, welche letztere auch noch den Vorteil ergeben, daß sie zur Reinhaltung des Flammrohres von Flugasche und damit zur Erhöhung der Wärmeübertragung an die Flammrohrwandungen beitragen.

Die Beschickung des Planrostes mit Brennstoff erfolgt bei Kleinanlagen meist mit Hand; mechanische Beschickung mit Wurfschaufeln (nach Axer, Münckner, Seyboth, Weck) oder mit Schleuderrad (nach Leach) ist jedoch vorzuziehen. Letztere vermeidet die Nachteile der Handbedienung, die in stoßweisem Einwerfen der Kohle und dadurch hervorgerufenem Eindringen von „Falschluff“ durch die beim Beschieken geöffnete Feuertür bestehen (s. Abb. 33). Um sachgemäße Bedienung der Feuerung noch möglich zu machen, wird der Planrost bei einer Breite bis zu 1 m nicht über 2,5 m lang hergestellt und nicht höher als 800 mm über Kesselhausflur angeordnet. Bei einem Doppelrost kann also eine Rostfläche von  $F_R = 2 \times (1 \cdot 2,5) = 5 \text{ m}^2$  ausgeführt werden.

Die Roststäbe<sup>1</sup> werden aus Gußeisen oder Stahl gefertigt. Für starke Beanspruchung eignen sich besonders Elektroguß mit Hämatitzzusatz und gehärteter Brennbahn<sup>2</sup>. Aluminium- oder Chromzusatz verbessert, verteuert aber auch den Roststab. Da der Rostbelag den Brennstoff während der Verbrennung zu tragen hat, so kommt der Kühlung der Roststäbe eine besondere Bedeutung zu. Diese erfolgt zu einem kleinen Teil, nämlich an den Stabenden, durch Wärmeleitung an die Roststabträger; in der Hauptsache jedoch muß die Kühlung durch die am Roststab vorbeistreichende, für die Verbrennung bestimmte Luft bewerkstelligt werden. Zu einer Verringerung der Roststabtemperatur trägt bei manchen Brennstoffen das Körnigwerden der Asche bei; diese legt sich dann zwischen Rostoberfläche und das glühende Brennstoffbett und verringert so durch ihre isolierende Wirkung die Wärmeleitung

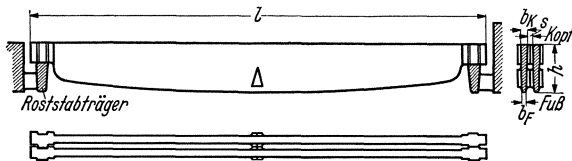


Abb. 34. Roststab für Planrost.

von den glühenden Kohlen an den Roststab. Wird dagegen die Asche flüssig, so kann sie, was natürlich ungünstig ist, die Wärmezufuhr von der brennenden Kohle zum Roststab sehr vermehren. Roststäbe mit guter Kühlung durch die Verbrennungsluft werden erhalten, wenn man (s. Abb. 34) den Roststab verhältnismäßig hoch macht (die Höhe  $h$  kann dabei nach den Enden zu abnehmen) und einen Stabquerschnitt anwendet, bei dem sich die Breite des Stabes  $b$  nach dem Fuße zu verjüngt ( $b_F < b_K$ ). Nach Tanner-Marcard<sup>3</sup> kommt es auf das Kühlverhältnis  $v$  des Roststabes an. Es ist dies hier

$$v = \frac{2h}{b_K}. \quad (121)$$

Man wählt zweckmäßig  $b_K$  zwischen 5 und 20 mm,  $h = (6 \div 20) \cdot b_K$  und die Roststablänge rd.  $60 \cdot b_K$ , während das Kühlverhältnis  $v = 12$  und mehr betragen soll. Der Luftspalt  $s$ , den man zwischen 3 und 15 mm festsetzen kann, muß der Körnung des Brennstoffes angepaßt werden. Roststäbe, die im Betriebe sehr heiß werden, zeigen meist die Erscheinung des „Wachsens“; die Roststäbe werden fortgesetzt länger, was durch eine Sauerstoffaufnahme des Roststabwerkstoffes bei Erwärmung zu

<sup>1</sup> Siehe hierzu Normen: DIN E 6701 für Dampfkessel; DIN 2001 und 2003 für Lokomotiven; ferner „Kesselbetrieb“, S. 40. Berlin: Julius Springer 1931.

<sup>2</sup> Krupp hat auch für Roststäbe bestgeeignete Sonderstähle herausgebracht.

<sup>3</sup> Siehe Marcard, Rostfeuerungen S. 81.

erklären ist. Polygon-Roststäbe mit unterteilter Brennbahn (s. Abb. 35) geben in solchen Fällen häufig größere Lebensdauer. Bei sehr hoher Beanspruchung des Rostbelages wird manchmal zu einer zusätzlichen Kühlung, z. B. zur Dampfkühlung gegriffen; man bläst hierbei Abdampf unter den Rostbelag. An Stelle von Dampf kann auch Wasser benützt werden, das unterhalb des Rostes fein zerstäubt eingespritzt wird<sup>1</sup>. Wassergekühlte Hohlroststäbe, die bei Zentralheizungskesseln be-

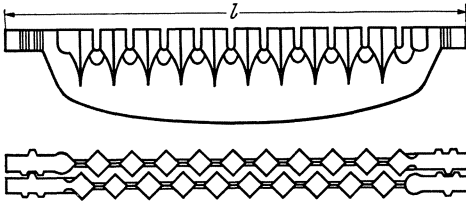


Abb. 35. Polygonroststab.

kanntlich die Regel bilden, werden im Dampfkesselbau wegen der Gefahr der Kesselsteinablagerung nur selten verwendet. Feinkörnige Brennstoffe erfordern zur Verringerung des Rostdurchfalles ungewöhnlich kleine Rostspalten, bis zu 2 mm herab. Man hat hierfür auch Sonderformen entwickelt, bei welchen man die Spalten mit einer Haube überdeckt (beim Pilz- oder Dachrost) oder auch schräg anordnet (s. Abb. 36). Für sehr feinkörnige Kohlen empfiehlt sich der Düsenrost, bei dem an Stelle der Stäbe Platten mit Luftdüsen

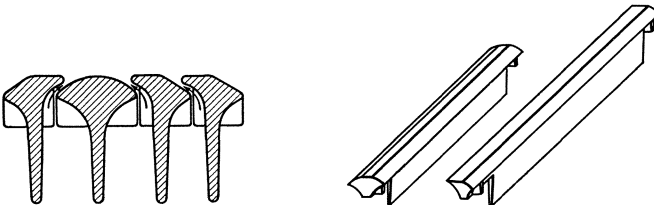


Abb. 36a u. b. Sonderrost für feinkörnigen Brennstoff von Weck.

verwendet sind (s. Abb. 37). Da aber hier der Durchtritt der Verbrennungsluft durch die engen Düsen (Löcher von nur 2 bis 4 mm Durchmesser) mit großem Druckverlust verbunden ist, so verlangt dieser Düsenrost unbedingt Unterwindbetrieb. Ein Unterwindventilator muß hier die nötige Verbrennungsluft dem Roste unter Überdruck zupressen — Druck am Eintritt in die Luftdüsen 10 bis 50 mm WS. und darüber —. Es empfiehlt sich dabei, einen Überdruck im Feuerraum nicht zuzulassen und hier ausgeglichenen Zug, d. i. rd.  $\pm 0$  mm WS. Überdruck anzuwenden. Bei einem merklichen Überdruck im Feuerraum besteht nämlich neben dem lästigen Austreten von Rauchgasen noch die Gefahr, daß bei einem Öffnen der Feuertür die Flamme heraus schlägt und den Heizer gefährdet.

<sup>1</sup> Siehe Ruhrkohlenhandbuch, S. 114.



Der Hauptmangel der Planrostfeuerung liegt, auch wenn die Beschickung mechanisch und damit selbsttätig gestaltet ist, darin, daß die Entschlackung wie auch die Schürung auf alle Fälle von Hand vorgenommen werden muß. Diese Aufgabe bedeutet eine starke körperliche Beanspruchung des Heizers und weiter auch einen Wärmeverlust, da die Schlacke heiß abgezogen wird und bei Entschlacken durch die geöffnete Feuertüre Falschlufft eingesaugt wird. Die feinkörnige Asche und die kleinen Brennstoffteilchen dagegen, welche durch die Rostspalten in den Aschenraum fallen, können ohne Mühe entfernt werden, besonders wenn man, wie es bei Unter- und Vorfeuerung möglich ist, einen Aschenbunker unterhalb des Rostes anordnet.

Die Planrostfeuerung leidet ferner, wenn sie als Innenfeuerung für Flammrohrkessel verwendet wird, in der Regel an einer zu knappen Bemessung des Feuerraumes. Bei Vollast der Feuerung muß man hier meist Werte der Feuerraumwärmelast  $q_F$  einstellen, die bis  $1 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h und darüber reichen, damit aber beträchtlich über das sonst als zulässig angesehene Maß hinausgehen und oft, vor allem bei feinkörnigen Brennstoffen, zu Mitreißen von Flugasche und Flugkoks Anlaß geben.

Die Planrostfeuerung eignet sich in erster Linie für hochwertigen Brennstoff ( $\zeta_u$  von 3500 bis 7500 kcal/kg) wie Steinkohle, Braunkohlenbriketts, wobei man eine Rostwärmelast  $q_R$  bis zu  $0,9 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h vorsieht. Da mit einem Doppelrost eine Rostfläche von rd. 5 m<sup>2</sup> erreichbar ist, so kann man die Planrostfeuerung, die, wie schon erwähnt, zu den Kleinf Feuerungen zu rechnen ist, nur für eine Feuerungswärmeleistung bis etwa  $4,5 \cdot 10^6$  kcal/h anwenden.

#### b) Schräg- und Treppenrostfeuerung.

α) Bei den Schrägrostfeuerungen (s. Abb. 38), welche für Steinkohlen, die gar nicht oder nur wenig backen, bestimmt sind, heute aber nur selten benützt werden (Ausführungsbeispiel Tenbrink-Feuerung der älteren Walzenkessel) sind Roststäbe unter einer Neigung von 40 bis 45° angeordnet. Es wird damit als Hauptvorteil erreicht, daß der Brennstoff von selbst aus dem stets gefüllt gehaltenen, oben gelegenen Schütttrichter unter dem Einfluß des Eigengewichtes über die schrägen Roststäbe entsprechend der Verbrennung nach unten rutscht

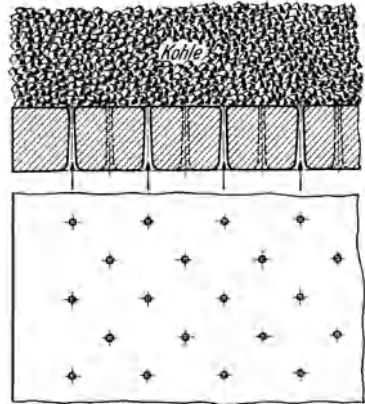


Abb. 37. Düsenrost.

und so den Rost stets ordnungsgemäß bedeckt. Die Beschickung bzw. Bedienung des Schrägrostes ist demgemäß einfacher als beim Planrost. Auch wird das Eindringen von Falschlufft in den Feuerraum, das sonst beim Beschicken mit Hand auftreten kann, hier vollständig vermieden. Die Roststäbe werden, wenn mehrere Stablagen notwendig sind, oft so gestaltet, daß die Weite der Luftspalten im oberen Teil geringer ist als im unteren. Man will damit die unteren Stabenden, die unter der Einwirkung des glühenden Brennstoffes stark zu leiden haben, vor dem Abbrennen schützen. Häufig gibt man auch den Stäben des oberen Rost-

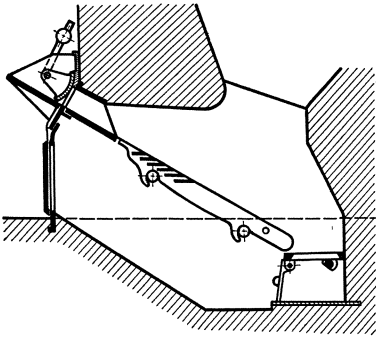


Abb. 38. Schrägrostfeuerung.

teiles in den Spalten stufenartige kleine Ansätze (s. Abb. 38), um hier, wo ein Zusammenbacken des Brennstoffes noch nicht stattgefunden hat, das Durchfallen unverbrannter Brennstoffteilchen zu verhindern. An die Schrägroststäbe schließt sich unter Umständen unten noch ein kurzer Planrost, Fang- oder Schlackenrost genannt, an, der aus Platten oder Stäben (auch Trommelausbildung ist hier möglich) besteht<sup>1</sup>.

Bei der Ausführung mit Platten muß der Schlackenrost so gestaltet werden, daß der Heizer die Platten beim Abschlacken mittels eines Hakens nach vorne ziehen kann.

Die Schrägrostfeuerungen werden mit Längen und Breiten bis zu je 2 m ausgeführt, so daß ein Einzelrost eine Rostfläche bis zu 4 m<sup>2</sup> erhalten kann; ein Doppelrost kann also für eine Feuerungsleistung bis zu  $7 \cdot 10^6$  kcal/h erstellt werden. Die Schrägroste kommen jetzt nur noch für Vor- und Unterfeuerung zur Anwendung, während sie früher in der Tenbrink-Bauart auch als Innenfeuerung dienten.

β) Die Stufen- oder Treppenrostfeuerung, die zur Verarbeitung von Braunkohlen ( $\zeta_u = 1700$  bis 3500 kcal/kg), aber auch für Holz, Lohe oder Torf Anwendung findet, benützt Rostplatten, welche wie die Stufen einer Treppe angeordnet sind (s. Abb. 39). Die Neigung der Rostbahn ist hier geringer als beim Schrägrost und wird, um ein Überschütten des Rostes im Betriebe zu verhindern, ein wenig unter dem jeweiligen Böschungswinkel des zur Verbrennung kommenden Brennstoffes (32—34° bei Rohbraunkohle, 30° bei Torf, 40° bei Sägespänen) gehalten. Durch Stochern mit einem Schüreisen gelingt es dann sehr leicht, die Kohle in Bewegung zu setzen und sie ordnungsgemäß über den Rost zu verteilen. Die Rostseitenwangen, welche die Stufen tragen, müssen verstellbar (um rd.  $\pm 5^\circ$ ) eingerichtet sein, damit man sie

<sup>1</sup> Siehe Marcard: Rostfeuerungen, Abb. 78 bis 80.

gegebenenfalls beim Wechseln des Brennstoffes dem neuen Böschungswinkel anpassen kann.

Die Stufen, die bei einer Dicke von etwa 12 mm und einer Breite von 150 mm bis zu einer Länge von rd. 500 mm (es werden 2 bis 3 Platten zu einer Rostbahn vereinigt) (s. Abb. 40) ausgeführt werden, überdecken sich trotz der weiten Luftspalte  $s$  (rd. 20 mm) soweit, daß auch bei feinkörniger und erdiger oder mulmiger Braunkohle ein Rostdurchfall nicht auftreten kann. Es ergibt sich aber dafür ein sehr geringes Kühlverhältnis  $v$ , nämlich nach Marcard nur  $v = k/r \cong 1$ , weshalb diese Treppenroste nur für minderwertige Kohlen mit geringem Heizwert geeignet sind. Eine Besonderheit dieser Feuerung liegt darin, daß sich auf den Stufen Glutnester ausbilden, an welchen sich der nach abwärtsrutschende Brennstoff entzünden kann. Diesem Grundfeuer, das sich möglichst über den ganzen Rost erstrecken soll, ist es in erster Linie zu verdanken, daß auf Stufenrosten die Verfeuerung der sehr feuchten Rohbraunkohle, deren Wassergehalt  $f$  bis zu 60 vH beträgt, überhaupt möglich ist. Um die Zündung der stark wasserhaltigen Brennstoffe sicherzustellen, benützt man jedoch meist außer dem Grundfeuer auch noch eine Rückführung der Flamme, die man durch einen Vorsprung  $a-a$  (s. Abb. 39) an der hinteren Mauer und durch zweckdienliche Einbauten im Feuerraum erzwingt. Man hat hier zu beachten, daß die Hauptflammenentwicklung nicht, wie es sein soll, auf dem schrägen Rostteil, sondern in der Regel erst am Schlackenrost eintritt. Die vom Schlackenrost rückkehrende Flamme bespült dann von oben her den frischen Brennstoff, der damit rasch getrocknet, entschwelt und gegebenenfalls von oben gezündet wird. Manchmal ist man bei den Treppenrostfeuerungen sogar gezwungen, zur Beschleunigung der Zündung dem Rost noch Vortrocknungsschächte vorzuschalten, deren Trockenwirkung aber nach Marcard leider nicht sehr groß ist (s. Abb. 41).

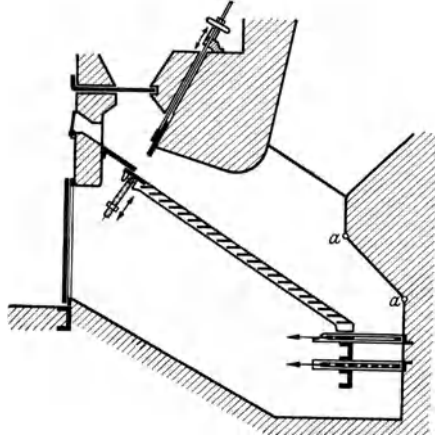


Abb. 39. Stufenrostfeuerung.  
 $a-a$  Rückführungsgewölbe.

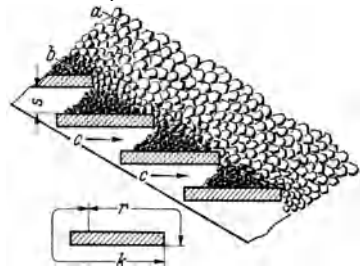


Abb. 40. Brennstoffverteilung und Kühlverhältnis bei einem Treppenrost.  $a$  frische noch nicht brennende Kohle,  $b$  brennende Kohle (Zündnester),  $c$  Verbrennungsluft,  $s$  Spaltweite,  $r$  bedeckte Fläche der Rostplatten,  $k$  nichtbedeckte, der kühlenden Verbrennungsluft ausgesetzte Rostfläche.

eintritt. Die vom Schlackenrost rückkehrende Flamme bespült dann von oben her den frischen Brennstoff, der damit rasch getrocknet, entschwelt und gegebenenfalls von oben gezündet wird. Manchmal ist man bei den Treppenrostfeuerungen sogar gezwungen, zur Beschleunigung der Zündung dem Rost noch Vortrocknungsschächte vorzuschalten, deren Trockenwirkung aber nach Marcard leider nicht sehr groß ist (s. Abb. 41).

Der Schlackenrost, der hier stets vorhanden ist, besteht aus Platten oder aus Roststäben, die in einen Rahmen eingelegt sind. Bei Brennstoffen, die nicht allzusehr schlacken, ist es zweckmäßig, unter dem Schlackenrost noch eine 2. Schieberplatte (Nachbrennrost) (s. Abb. 42) anzubringen, auf welcher die Herdrückstände zum Zweck eines weiteren

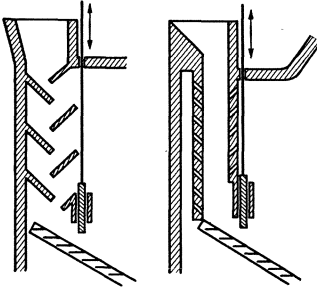


Abb. 41.  
Bauarten von Vortrockenschächten  
bei Braunkohlenfeuerungen  
(nach Marcard).

Ausbrennens noch längere Zeit nach erfolgter Abschlackung verbleiben können.

Bei den Treppenrostfeuerungen wie auch bei den Schrägrostfeuerungen wird, wie schon erwähnt, fast stets die Wahrnehmung gemacht, daß der Schlackenrost nicht ausschließlich zum Sammeln und Ausbrennen der Schlacke dient. Bei stärkerer Beanspruchung der Feuerung spielt sich auf diesem Rostabschnitt meist sogar ein großer Teil der Brennstoffumsetzung ab. Es hat dies zur Folge, daß dann die Flamme zu einem wesentlichen Teil ihren

Ausgang vom Schlackenrost nimmt und daß dabei der erwähnte Vorsprung *a— $a$*  an der hinteren Mauer besonders bedeutungsvoll wird.

Halbgasfeuerungen für Rohbraunkohle (hauptsächlich gebaut von Keilmann-Völcker in Bernburg) sind so eingerichtet (s. Abb. 43), daß im oberen steileren Teile des Treppenrostes (Vor- oder Schwelrost) die Kohle, die hier in dicker Schicht liegt, nur entgast werden soll, während die Zündung und Verbrennung erst im nachfolgenden flacheren Teil des Rostes (Verbrennungsrost) beginnen soll. Zwischen den beiden Rostteilen ist in durchlochter Regulierschieber eingebaut, mit welchem man die Schichtstärke für den Verbrennungsrost einstellen kann. Die auf dem Vorrost sich bildenden Schwelgase ziehen durch das Gitter des Regulierschiebers in den Feuerraum und werden

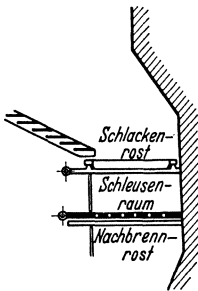


Abb. 42. Schlackenrost  
mit Nachbrennrost.

hier nach ihrer Mischung mit Verbrennungsluft, wobei auch Zweitluft anwendbar ist, an einer heißen Querwand entzündet.

Bei diesen Halbgasfeuerungen, deren Arbeitsweise man gelegentlich auch schon bei der Verfeuerung von Steinkohle anzuwenden versucht hat, wird also danach getrachtet, den auf dem Rost sich abspielenden Verbrennungsvorgang zu unterteilen. Es möge dahin gestellt bleiben, ob dieser Gedanke, der schon im Worte „Halbgasfeuerung“ zum Ausdruck kommt, tatsächlich eine Verbesserung der Verbrennung liefern kann.

Bei den Feuerungen von Keilmann-Völcker wird im Unterteil des flachen Verbrennungsrostes meist noch ein Schürwagen angewandt,

welchen man beim Abschlacken vorschiebt, um damit das sonst beim Öffnen des Schlackenrostes auftretende Abrutschen der auf dem schrägen Rost liegenden Kohlenmenge zu verhüten. Man verringert damit sicherlich das Mitablassen von Unausgebranntem bzw. den Herdverlust und vermindert auch, was sehr wichtig ist, den Umfang der beim Abschlacken stets auftretenden Störung der Verbrennung.

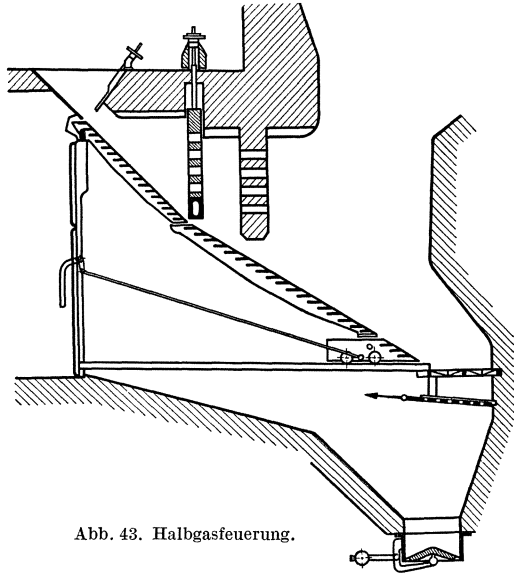


Abb. 43. Halbgasfeuerung.

Erwähnenswert ist noch der Münchner Stufenrost, bei welchem die Stufen nicht waagrecht, sondern mit verschiedener Neigung (sie sind nach dem Augpunkt des Heizers ausgerichtet) eingelegt sind. Durch diese besondere Anordnung erhält der Bedienungsmann, fast ohne sich bücken zu müssen, einen guten Überblick über alle Spalten des Rostes. Auch soll dadurch das Festsetzen der Schlacke auf den Stufen verringert werden. Der Schlackenrost wird hierbei häufig mit einer Stelze zum Kippen eingerichtet, damit auch größere Schlackenstücke leicht entfernt werden können (s. Abb. 44).

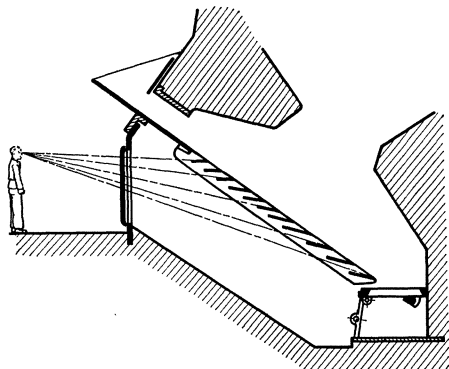


Abb. 44. Münchner Stufenrost mit Kippschlackenrost.

Nach den „Begriffsbestimmungen des Ausschusses für Dampfkesselfeuerungen“<sup>1</sup> berechnet sich die Rostfläche  $F_R$  bei Stufenrosten [dabei werden mit  $l_1$  die Länge des Vorrostes,  $l_2$  diejenige des Verbrennungsrostes,  $l_3$  diejenige des Planrostes (s. Abb. 45)  $b$  die Breite und  $z$  die Zahl der einzelnen Rostbahnen — auch Feuerläufe genannt — bezeichnet] zu:

$$F_R = (l_1 + l_2 + l_3) \cdot b \cdot z \text{ in m}^2. \quad (122)$$

<sup>1</sup> VDI-Verlag 1932.

Man führt aus:  $l_1$  bis zu 2,5 m,  $l_2$  bis zu 4 m,  $l_3$  bis zu 1 m,  $b$  von 1,2 bis 1,5 m,  $z$  bis zu 5, so daß  $F_R$  bis zu 40 m<sup>2</sup> betragen kann. Da die spez. Rostwärmeleistung  $q_R$  bei Rohbraunkohle bis auf  $0,5 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h gesteigert werden kann, so lassen sich also diese Stufenroste bis zu einer Rostwärmeleistung  $Q_R = F_R \cdot q_R = 20 \cdot 10^6$  kcal/h (es entspricht dies einer Dampfmenge von rd. 22 t/h) herstellen. Die Breitendampfleistung, worunter man die je 1 m äußere Breite der Feuerung bzw. des Kessels<sup>1</sup> entwickelte Stundendampfmenge also  $\frac{D_h}{b_F}$  bzw.  $\frac{D_h}{b_K}$  ver-

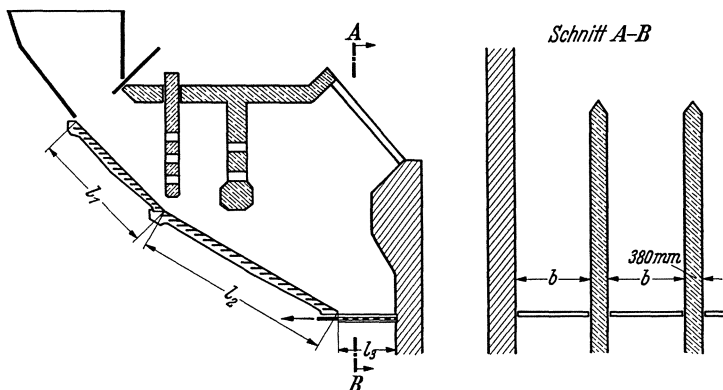


Abb. 45. Berechnung der Rostfläche eines Stufenrosts.

steht, berechnet sich für diese größten mit Stufenrosten ausgerüsteten Kessel zu rd. 2600 kg/m, h.

Man erkennt, daß mit diesen einfachen feststehenden Stufenrosten bereits Feuerungen von sehr beachtlicher Größe erstellt werden können und daß hierfür auch die Breitendampfleistung schon einigermaßen günstige Werte erreicht. Zum Vergleich sei erwähnt, daß nach Marcard die z. Z. bei Rohbraunkohlen überhaupt erzielte Höchstziffer der Breitendampfleistung des Kessels nicht über 8000 kg/m, h hinausgeht.

### c) Muldenrostfeuerung.

Die Muldenrostfeuerung, eine vielverbreitete Sonderfeuerung für Rohbraunkohle (vor allem für mulmige Brennstoffe), besteht aus zwei gegenübergestellten kleinen Treppenrosten mit einem zwischenliegenden Planrost, wodurch eine Mulde gebildet wird (s. Abb. 46). Die Schütthöhe, die durch die Mauerwerkskante  $a$  bestimmt wird, ist hier meist während des Betriebes nicht verstellbar. Man kann den Schlackenrost

<sup>1</sup> Man findet die Breitendampfleistung häufig je m innere Breite der Feuerung bzw. Kessels angegeben; doch dürfte die Angabe, bezogen auf die äußere Breite, für die praktischen Bedürfnisse nützlicher sein.

entweder als Schieberplatte oder auch als zweiteilige Drehklappe formen. Die Herdrückstände werden aber nur im Vorderteil des Planrostes abgeführt, um dem Heizer beim Abschlacken die Möglichkeit zu geben, die Asche und Schlacke leichter von der noch unverbrannten Kohle zu trennen. Um guten Ausbrand zu erreichen, wird in der Regel ein Nachverbrennungsrost vorgesehen.

Die Muldenroste, die bis zu 6 m Länge hergestellt werden, haben sich in bezug auf Wirkungsgrad und Leistungsfähigkeit als annähernd

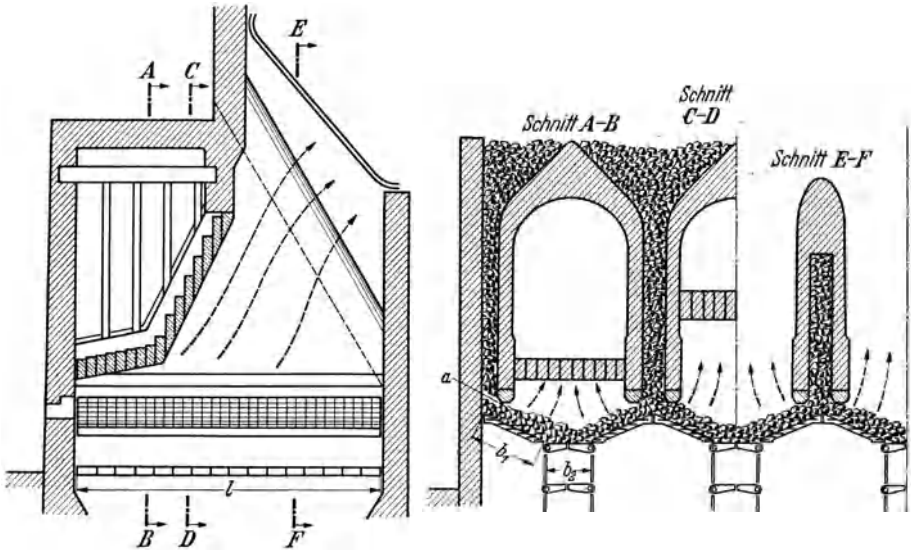


Abb. 46. Muldenrost.

gleichwertig der Stufenrostfeuerung erwiesen. Man wendet bis zu 5 Mulden an. Nach den Begriffsbestimmungen ergibt sich die Rostfläche mit

$$F_R = (2 \cdot b_1 + b_2) \cdot l \text{ in m}^2. \quad (123)$$

Man führt dabei aus:  $b_1$  bis zu etwa 1,2 m,  $b_2$  bis zu 0,5 m.

## 2. Feuerungen mit mechanisch bewegten Rosten (für Mittel- und Großanlagen).

### a) Wanderrostfeuerung.

Die Wanderrostfeuerung, welche in Deutschland zu großer Vollkommenheit entwickelt ist (in USA. als „chain-grate“ für die nichtbackenden Illinoissteinkohlen benützt), weist als Rost ein endloses Band auf, das aus Rostzugketten und damit verbundenen Roststabtragkästen, in welche die Roststäbe eingesetzt sind, besteht (s. Abb. 47).

Die Rostzugketten laufen über Kettenräder, die auf einer vorderen und einer hinteren Welle sitzen. Der Antrieb, der von einem kleinen Elektromotor (1 bis 3 PS) besorgt wird, greift nur an der Vorderwelle und den hier angebrachten Kettenrädern an, während die Hinterwelle mit ihren Kettenrädern als Leitvorrichtung dient. Das Nachspannen der Kette erfolgt an den Lagern der Hinterwelle.

Die Roststäbe des Wanderrostes, die bei ihrer Bewegung durch Reibung den Brennstoff aus dem Schütttrichter entnehmen und ihn während seiner Verbrennung tragen, sind, was für die Kühlung der Roststäbe sehr günstig ist, kurzzeitig dem Feuer ausgesetzt. Die Stäbe werden beim Rückweg im unteren Teil der Kettenbahn wieder abgekühlt.

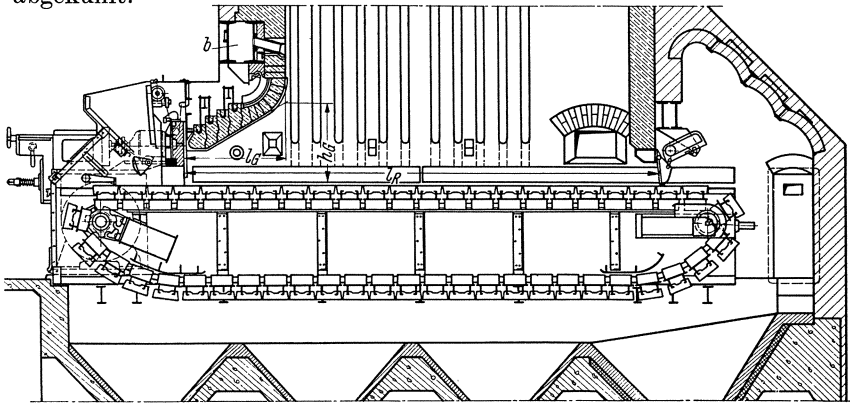


Abb. 47. Zonenloser Wanderrost von Steinmüller. Man beachte vor allem die Ausbildung der Hängendecke, die Feuerbrücke mit wassergekühltem Tragbalken und den als Zweitluftkanal (b) benützten Vorderwanddoppelträger.

Zur Regelung der Wanderrostfeuerung dienen 2 Maßnahmen: einmal die Änderung der Rostvorschubgeschwindigkeit  $c_R$ , die bis zu 20 m/h betragen kann, und ferner eine Änderung der Höhe  $s$  der Kohlschicht. Die Einstellung der Rostvorschubgeschwindigkeit erfolgt meist mit einem Stufengetriebe, das zwischen Antriebsmotor und Rostvorderwelle eingeschaltet ist. In neuerer Zeit verwendet man hierfür auch stufenlos regelbare Getriebe. Die Schichtstärke  $s$  wird bei dem Wanderrost durch Heben oder Senken des Regulischiebers auf den gewünschten Wert eingestellt. Die Lage der Unterkante des Schiebers gegenüber der Rostoberfläche bestimmt dabei das Ausmaß der Schichtstärke. Der Wanderrost bietet demnach hinsichtlich der Beschickung mit Brennstoff ungemein günstige Verhältnisse. Durch zweckentsprechende Gestaltung des Regulischiebers an seiner Unterkante, gegebenenfalls auch durch Anschrauben von Formblechen (s. Abb. 48), ist es sogar möglich, die Schichtstärke  $s$  über die Rostbreite



nach Belieben zu verändern. Auch in bezug auf Entschlackung ist der Wanderrost als nahezu vollkommen anzusprechen, wenn er, was üblich ist, mit einer Feuerbrücke oder einem Schlackenstauer am Rostende ausgerüstet ist. Abb. 49 veranschaulicht die bewährte Feuerbrücke von Steinmüller, die einzelne Pendel aufweist und selbsttätig die anfallende Aschenmenge austragen läßt. Durch ein Handrad ist

jedoch der Heizer außerdem imstande, die Feuerbrücke bei Bedarf zum Austragen der Schlacke zu öffnen. Die Feuerbrücke besitzt auch noch den

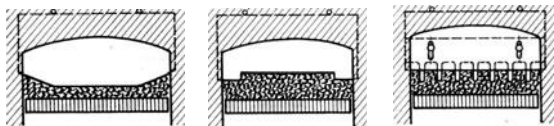


Abb. 48. Verschiedene Formen von Kohleinstellschiebern.

Vorteil, daß sie eine Anstauung der Asche und Schlacke auf dem hinteren Teil des Rostes und damit eine Verbesserung der Luftverteilung über die Rostlänge herbeiführt; es wird dadurch der  $\text{CO}_2$ -Gehalt der Rauchgase erhöht und die Verbrennung günstiger gestaltet. Der Wanderrost weist, was für die meisten Brennstoffe sehr unerwünscht ist, bei seiner Bewegung eine Schürung des Brennstoffes nicht auf. Man hat deshalb manchmal diese Roste mit besonderen Schüreinrichtungen versehen, welche die auf der Rostbahn liegende Kohlschicht bzw. die darin enthaltenen Schlackenkuchen aufreißen sollen<sup>1</sup>.

Die Bedingungen für die Zündung der Brennstoffe sind beim Wanderrost, da Grundfeuer fehlt und eine Wärmezufuhr zu dem in die Feuerung eingetragenen frischen Brennstoff in der Hauptsache nur von oben aus dem Feuerraum erfolgen kann, wesentlich ungünstiger als beim Stufenrost. Beim einfachen Wanderrost beginnen deshalb schon bei einer Kohlenfeuchtigkeit von über 20 vH und auch dann, wenn der Gehalt an flüchtigen Bestandteilen unter etwa 10 vH sinkt, Zündschwierigkeiten. Es gelingt dann nur mit „Zündhilfen“ den Feuerungsbetrieb aufrecht zu erhalten. Auch bei Briketts treten solche Zündschwierigkeiten auf; man muß dies hier auf die erhebliche Größe der einzelnen Kohlenstücke und auch auf die sehr glatte Oberfläche zurückführen, bei welcher irgendwelche Vorsprünge, die leichter zu erwärmen sind, fehlen.

Bei der Verbrennung zeigt der Wanderrost, ähnlich wie der Stufenrost, die unerwünschte Erscheinung, daß infolge der Wanderung des

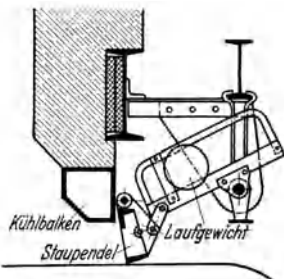


Abb. 49. Feuerbrücke mit wassergekühltem Tragbalken von Steinmüller (für zonenlosen Wanderrost).

<sup>1</sup> Zum Beispiel die Schürsäge von Pfeleiderer (siehe Marcard, S. 115 Abb. 116) und die Auflockerungsrohre von Walther & Cie.

Brennstoffes die von den einzelnen Rostteilen abziehenden Rauchgase sehr ungleich zusammengesetzt sind. Man hat deshalb bis in die jüngste Zeit über den Rosten lange Gewölbe angeordnet, mit welchen man zum Teil die Zündung beschleunigen, in der Hauptsache aber für eine Zusammenführung, Vermischung und Verwirbelung der von Rostanfang, -mitte und Rostende kommenden Rauchgasströme, die stofflich sehr verschieden sind, sorgen wollte. Diese Gewölbe überdeckten manchmal bis zu 60 vH der Rostlänge und mehr. In neuerer Zeit wendet man jedoch in Verbindung mit sehr hohen Feuerräumen (bis zu 6 m und dar-

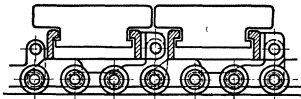


Abb. 50. Befestigung der Roststäbe.

über) nur ein sehr kurzes Gewölbe an, das kaum über 10 vH der Rostlänge reicht und bei Rosten von über 2 m Breite stets als Hängedecke ausgeführt wird (s. Abb. 47). Die für die Zündung des Brennstoffes benötigte Wärme soll hier hauptsächlich durch direkte Strahlung von der Flamme aus dem Innern des Feuerraumes geliefert werden. Bei Unterwind, der heute viel angewendet wird, kann die Zündung dadurch gefördert werden, daß man durch kräftiges Ein-

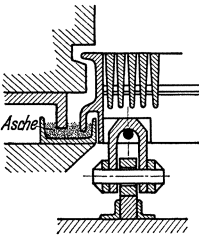


Abb. 51.  
Seitlicher Luftabschluß  
beim Wanderrost.

blasen die Gase im Feuerraum anstaut und sie nach vorne dem frischen Brennstoff entgegendrückt. Rostzugketten und Rostbelag, die zusammen ein großes Gewicht darstellen (nach Marcard etwa 1000 kg je m<sup>2</sup> nutzbarer Rostfläche) sind in das Traggerüst (Rostwagen) eingebaut, das früher aus Gubeisen gefertigt wurde, jetzt in der Regel aus Blechen und Profileisen hergestellt ist. Zur Entlastung der Wellenlager (meist Rollenlager) sind häufig unter dem rückkehrenden unteren Rostbelagsteil Stützrollen angeordnet. Zur Vermeidung des

leicht auftretenden Längens der Rostzugketten verwendet man jetzt starke Kettenbolzen, wobei Bolzen und Büchsen gehärtet werden. Bei Rosten über 2 m Breite ist es notwendig, 3 und mehr Rostzugketten anzuwenden und die Rostachsen gegen das Traggerüst an den mittleren Ketten abzustützen, da sonst unzulässige Durchbiegungen auftreten. Abb. 50 zeigt eine Befestigung der Roststäbe. Man beachte hier die große Höhe der Stäbe, womit ein gutes Kühlverhältnis ( $v$  bis zu 20) und auch ein beträchtliches Wärmespeichervermögen erreicht wird. Diesem Speichervermögen kommt für die Vermeidung einer zu hohen Rosttemperatur und für das wünschenswerte Abschrecken der Asche auf dem Wanderrost eine große Bedeutung zu. Bei den Wanderrosten ist es sehr leicht, beschädigte Roststäbe sogar während des Betriebes auszuwechseln, während die früher verwendeten Kettenroste, bei welchen die Roststäbe selbst die Kette bildeten, dies nicht zuließen. Die beiden Endroststäbe müssen am Wanderrost mit Abdichtleisten versehen werden, damit (s. Abb. 51)

ein möglichst guter seitlicher Luftabschluß erreicht wird. Zur Vermeidung des Ansetzens der Schlacke an den Seitenwänden, wodurch die Kohlenschicht auf dem Rost gestört würde, ordnet man wassergekühlte Seitenwangen dicht über dem Rost an. Um auch feinkörnige Brennstoffe verarbeiten zu können, empfiehlt es sich, die heute viel verwendeten überdeckenden Roststäbe anzuwenden (s. Abb. 52a bis c), damit der Rostdurchfall auf einem erträglichen Maß gehalten wird. Ähnlich wirken auch die Klapproststäbe [zuerst von Placzek angegeben (s. Abb. 53a bis c)], welche noch den besonderen

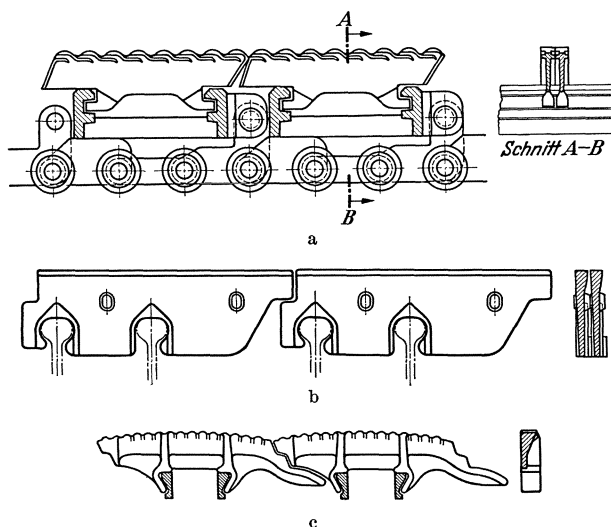


Abb. 52. Überdeckende Roststäbe. a Roststab der Vereinigten Kesselwerke; b Roststab der Babcockwerke; c Roststab der Combustion Engineering Co.

Vorteil aufweisen, daß die Stäbe durch das Ausklappen auf dem Rückweg sich von Schlacke selbst reinigen. Bei den gewöhnlichen Wanderroststäben der Abb. 50 ordnet man oft eine besondere Reinigungsvorrichtung (Schlag- oder Rüttelgetriebe) an der vorderen Umkehrstelle des Rostes an.

In letzter Zeit ist als wertvollste Verbesserung der Zonenwanderrost eingeführt worden. Die Zuführung der Luft, die zweckmäßig vorgewärmt ist, erfolgt hier durch Luftkästen (Zonen), die zwischen dem oberen und dem unteren Kettenstrang eingebaut sind. Die durch Unterwindgebläse besorgte Luftzuführung zu den einzelnen Zonen erfolgt meist von der Seite, wobei man durch Regelklappen die den einzelnen Rostteilen zuströmenden Luftmengen dem Bedarf anzupassen sucht. Abb. 54a stellt einen Zonenwanderrost der Vereinigten Kesselwerke dar, wie ihn in ähnlicher Weise auch die meisten Rostlieferfirmen bauen (die einzelnen Zonen liegen hier fest). Der Zonenwanderrost liefert dank der Möglichkeit, die Verteilung der Luft längs des Rostes beliebig

einstellen zu können, erheblich günstigere Verbrennungsverhältnisse (13 bis 15 vH  $\text{CO}_2$ ) als der einfache zonenlose Wanderrost (hier nur 10 bis 13 vH  $\text{CO}_2$  möglich). Abb. 54b zeigt einen Wanderzonenrost der Firma Dürr, bei dem im Gegensatz zu den anderen Bauarten die Zonentrennbleche mit der Rostbahn mitwandern, so daß bewegte Zonen von der Länge eines einzigen Roststabes entstehen, die von regel-

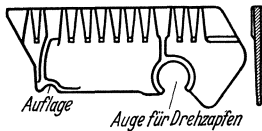


Abb. 53a. Klapproststab von Steinmüller.

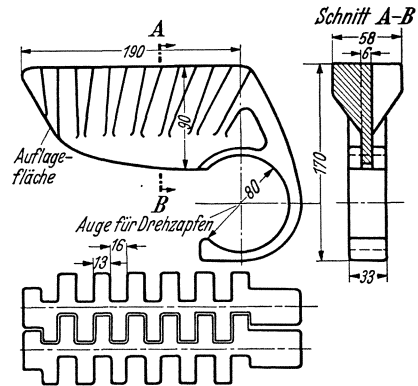


Abb. 53b. Klapproststab von Weiherhammer.

baren Öffnungen in der Rostseitenwand ihre Verbrennungsluft erhalten. Auf diese Weise gelingt es, die Anzahl der Zonen zu verdoppeln und zu

verdreifachen, was eine noch weitergehende Anpassung der Luftzufuhr an den Luftbedarf gestattet, als es beim gewöhnlichen Zonenwanderrost möglich ist. In bezug auf spez. Rostbeanspruchung sind beide Bauarten des Zonenrostes den zonenlosen Wanderrosten überlegen. Man erreicht durch die Anwendung der Zonen Werte für  $q_R$  bis zu  $1,5 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h

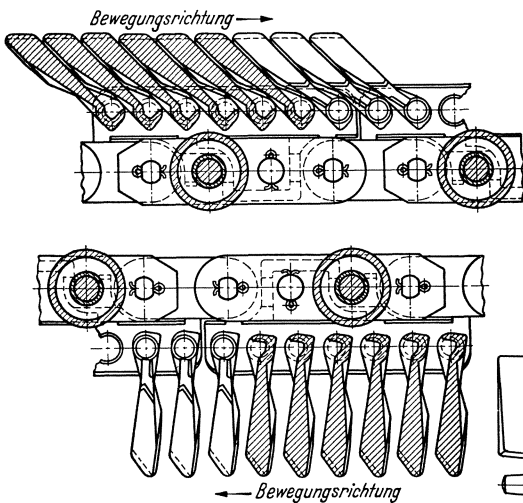
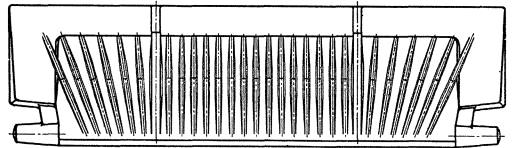


Abb. 53c. Schuppenwanderrost mit Klapproststäben der KSG. Schnitt durch die Brennbahn und den rücklaufenden Rostteil, sowie Ansicht eines Roststabes.



und darüber gegenüber etwa  $1,0 \cdot 10^6$  beim zonenlosen Wanderrost. Von großem Vorteil ist ferner, daß der Zonenwanderrost auch sehr minderwertige, z. B. sehr magere Brennstoffe, wie Koksgrus, sogar Lokomotivlöschle verarbeiten läßt. Wichtig ist bei den Zonenwanderrosten eine möglichst sorgfältige Abdichtung zwischen den einzelnen Zonen und auch eine solche der Luftzuführungskanäle gegen den Außenraum,

ferner eine Hinauslegung der Rostzugkette aus den Luftwegen bzw. eine Verkapselung der Kette. Für die Entfernung der Kohle und Asche, die durch die Rostspalten in die Luftkanäle eindringen, müssen entweder Schnecken oder Entleerungsschieber vorgesehen werden.

Die Wanderrostfeuerung, die zu den meistangewendeten und bestbewährten Feuerungen zählt, wegen ihres hohen Anschaffungspreises

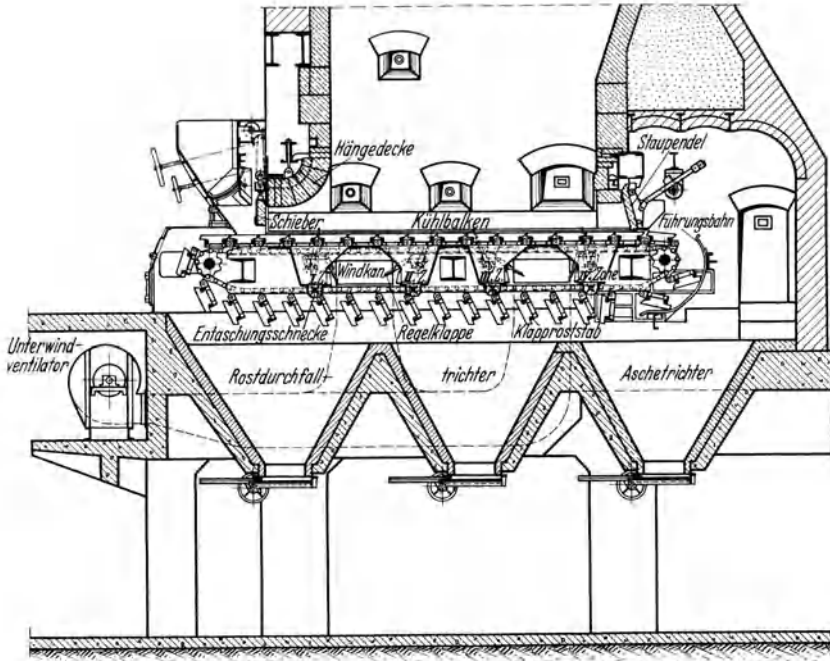


Abb. 54a. Zonenwanderrost der Vereinigten Kesselwerke A.G. mit Klapprostteilen. Man beachte außer den Klapproststäben die Kühlbalken, das Staupendel und die Entschlammungsschnecken zur Entleerung der feststehenden Windkanäle.

bisher aber nur für Großkesselanlagen in Frage kommt<sup>1</sup>, eignet sich am besten für mittel- und hochwertige Brennstoffe mit einem Feuchtigkeitsgehalt von unter 20 vH ( $\xi_u > 4000$  kcal/kg). Bei einem einfachen zonenlosen Wanderrost sollte der Gehalt an flüchtigen Bestandteilen des Brennstoffes nicht unter 10 vH betragen; bei einem Zonenwanderrost ist es dagegen möglich, auch sehr magere Brennstoffe zu verarbeiten.

Die Rostfläche  $F_R$  bestimmt sich hier aus:

$$F_R = b \cdot l \text{ in m}^2. \quad (124)$$

Man führt aus:  $b$  bis zu 6 m (bis 2 m mit Gewölbe, darüber mit Hängendecke),  $l$  ebenfalls bis zu 6 m, so daß Größtwert von  $F_R$  36 m<sup>2</sup> beträgt;

<sup>1</sup> Die Firma Weck führt neuerdings auch Kleinwanderroste aus.

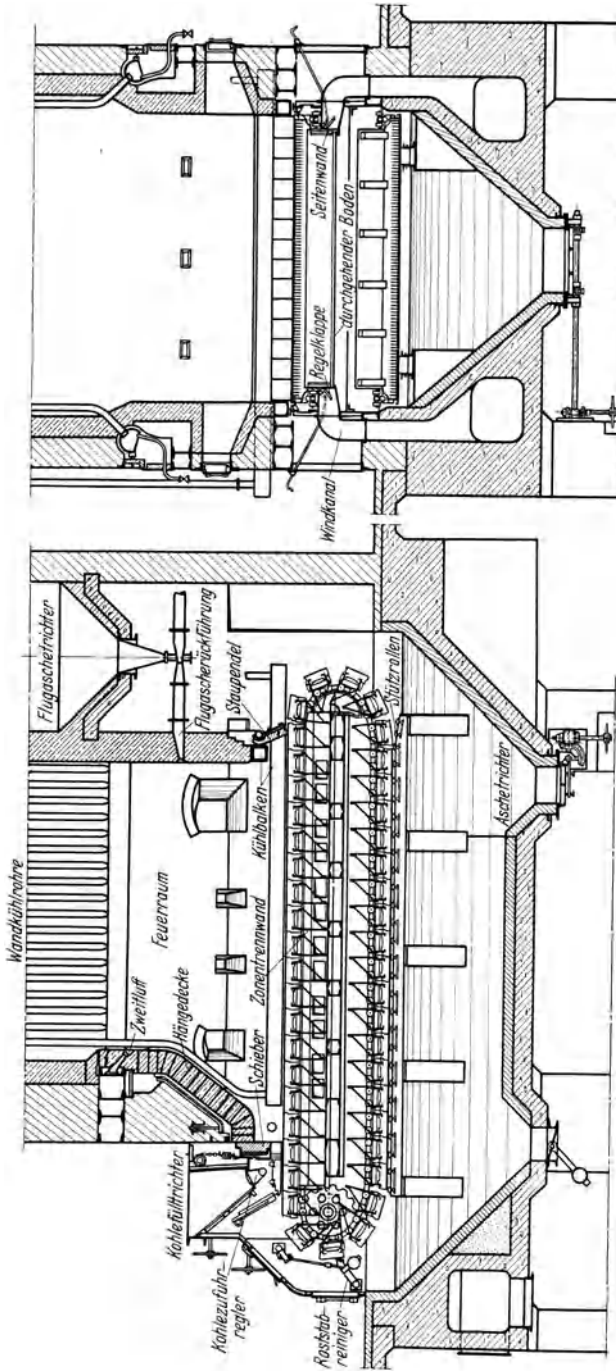


Abb. 54b. Wanderzonenrost von Dürr. Man beachte vor allem außer den wandernden Zonen den Rostabreiner, die Erstluftzufuhr (Windkanal), die Zweitluftzuführung und die Flugascherückführung.

mit  $q_R = 1,5 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h bestimmt sich dann der erzielbare Höchstwert der Feuerungswärmeleistung

$$(Q_R)_{\max} = F_R \cdot q_R \sim 54 \cdot 10^6 \text{ kcal/h,}$$

was bei Anordnung zweier nebeneinanderliegender Roste (Doppelrost) — ein Gegenüberstellen von Rosten, wie sie der Doppelender-Bauart entsprechen würde, ist hier mit Rücksicht auf die Feuerbrücke nicht zweckmäßig und auch nicht üblich — von insgesamt 72 m<sup>2</sup> einer Höchstdampfleistung von rd. 130 t/h entspricht<sup>1</sup>. Diese Dampfleistung  $D_h = 130$  t/h stellt damit den Grenzwert für die Stundendampfmenge  $D_h$  (Grenzdampfleistung) dar, die man an einem mit Wanderrosten ausgestatteten Kessel beim heutigen Stand der Feuerungstechnik eben noch erzeugen kann. Die Breitendampfleistung ergibt sich bei einem solchen Kessel zu etwa 10000 kg/m, h.

#### b) Schub- oder Schürrostfeuerung.

Die Schubrostfeuerungen sind im Gegensatz zu den Wanderrostfeuerungen so eingerichtet, daß hier wie bei den feststehenden Feuerungen der Rostbelag dauernd dem Feuer ausgesetzt ist. Durch zweckentsprechende Einrichtungen mit einer Förderschnecke oder einem Vorschubkolben oder auch durch hin- und hergehend bewegte Roststabbündel bzw. Rostplatten wird erreicht, daß der Brennstoff mit dem Fortschreiten der Verbrennung allmählich von der Einführungsstelle des frischen Brennstoffes über den Rost bis zum Abgabort der Herdrückstände geschoben wird. Für die Roststäbe bestehen also hier schwierigere Betriebsverhältnisse als bei der Wanderrostfeuerung; auch ist eine Auswechslung beschädigter Roststäbe während des Betriebes in der Regel nicht möglich. Die Schub- oder Schürrostfeuerungen werden aber meist nur für minder- und mittelwertige Kohlen ( $\xi_u$  bis zu 3500 kcal/kg), vor allem für Rohbraunkohle verwendet; doch gibt es auch Bauarten (Stoker), die für Kohlen von hohem Heizwert ( $\xi_u$  bis 7000 kcal/kg) gut brauchbar sind. Die Schubrostfeuerungen werden selten mit waagrechttem Rost, gewöhnlich mit schrägliegendem Rost ausgestattet. Durch die Wirkung der Schubbewegung ist es aber bei diesen Rosten möglich, die Neigung der Rostbahn fast beliebig und auch sehr flach einzustellen; sie muß nur kleiner sein als der Böschungswinkel des zu verheizenden Brennstoffes, damit Überschüttungen des Rostes vermieden werden.

Die Schub- und Schürrostfeuerungen bieten den großen Vorteil, daß neben der willkommenen mechanischen Beschickung die eigentümliche

<sup>1</sup> Siehe auch Wärme 1935 S. 376, wo über einen Babcock-Wilcox-Doppelrost von 10 m Breite und 6,1 m Länge ( $F_R = 61$  m<sup>2</sup>) berichtet wird. In der amerikanischen Zeitschrift „Combustion“ (Mai 1936 S. 31) wird ein Einzelwanderrost beschrieben, der mit einer Breite von 7,62 m und mit einer Länge von 6,934 m eine Rostfläche von 52,8 m<sup>2</sup> aufweist.

Bewegung der Roststäbe auch noch eine gründliche Schürarbeit leistet, welch letztere für Verarbeitung schlackenreicher Brennstoffe un- gemein wertvoll ist. Um den Betrieb zu vereinfachen, strebt man selbstver-

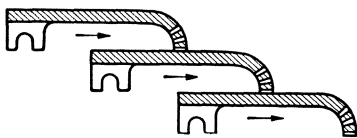


Abb. 55. Rostplatte für Treppenrost.

ständig auch mechanische Entschlackung und Entaschung an. Rüstet man die Vorschubfeuerungen auch noch mit Unterwind und Zoneinteilung aus, so erzielt man eine erheblich größere Leistungs- und Regelfähigkeit als bei den

feststehenden Rosten ähnlicher Art. Mit Schub- und Schürrostfeuerungen lassen sich auch Feuerungsanlagen sehr großer Leistungen entwickeln.

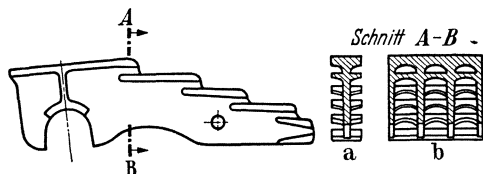


Abb. 56. Treppenartiger Rostbelagsteil (Platte a oder Platte b) eines Vorschubtreppenrosts von Steinmüller.

Man kann damit ferner verschiedenartige Kohlen, die große Unterschiede im Böschungswinkel aufweisen, ohne Änderung der Feuerung verarbeiten und es lassen sich infolge der Schürwirkung auch schwieriger zu

verarbeitende Brennstoffe, nämlich solche mit hohem Aschengehalt oder solche mit leichtflüssiger Asche, wie Schlammkohle, Schwelkoks, Rauchkammerlöschke u. dgl., verwerten.

Man unterscheidet je nach der Schubbewegung: die Vorschub-

oder Überschubfeuerungen, die Unterschubfeuerungen (Stoker) und die Rückschubfeuerungen.

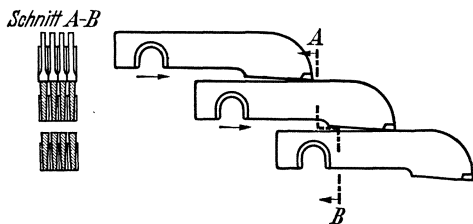


Abb. 57. Roststabbündel eines Treppenrosts für Verfeuerung hochwertiger Kohle.

*α) Vorschub- oder Überschubrostfeuerung.*

Bei den Vorschub- oder Überschubrostfeuerungen (in USA. als „overfeed-stoker“

bezeichnet, dort aber selten gebraucht) wird der frische Brennstoff in die Feuerung vorne so eingeführt, daß er über die Schicht der kurz vorher eingebrachten Kohle geschoben wird, so daß also die frische Kohle stets ganz oben zu liegen kommt. Hierauf folgt die Vorwärtsbewegung des Brennstoffes vom Rostanfang bis zum Rostende, und zwar durch Bewegung der Roststäbe. Nach Marcard geht der Zündungsvorgang nicht nur von oben durch Strahlung und durch Berührung von seiten der Feuer-gase vor sich, sondern es wird auch durch die Wirkung der Vorschub-bewegung auf die Kohlschicht, die umgestürzt wird, eine Zündung von unten eingeleitet, wobei die schon bei den feststehenden Treppenrost-feuerungen erwähnten Zündnester (Grundfeuer) eine Rolle spielen.



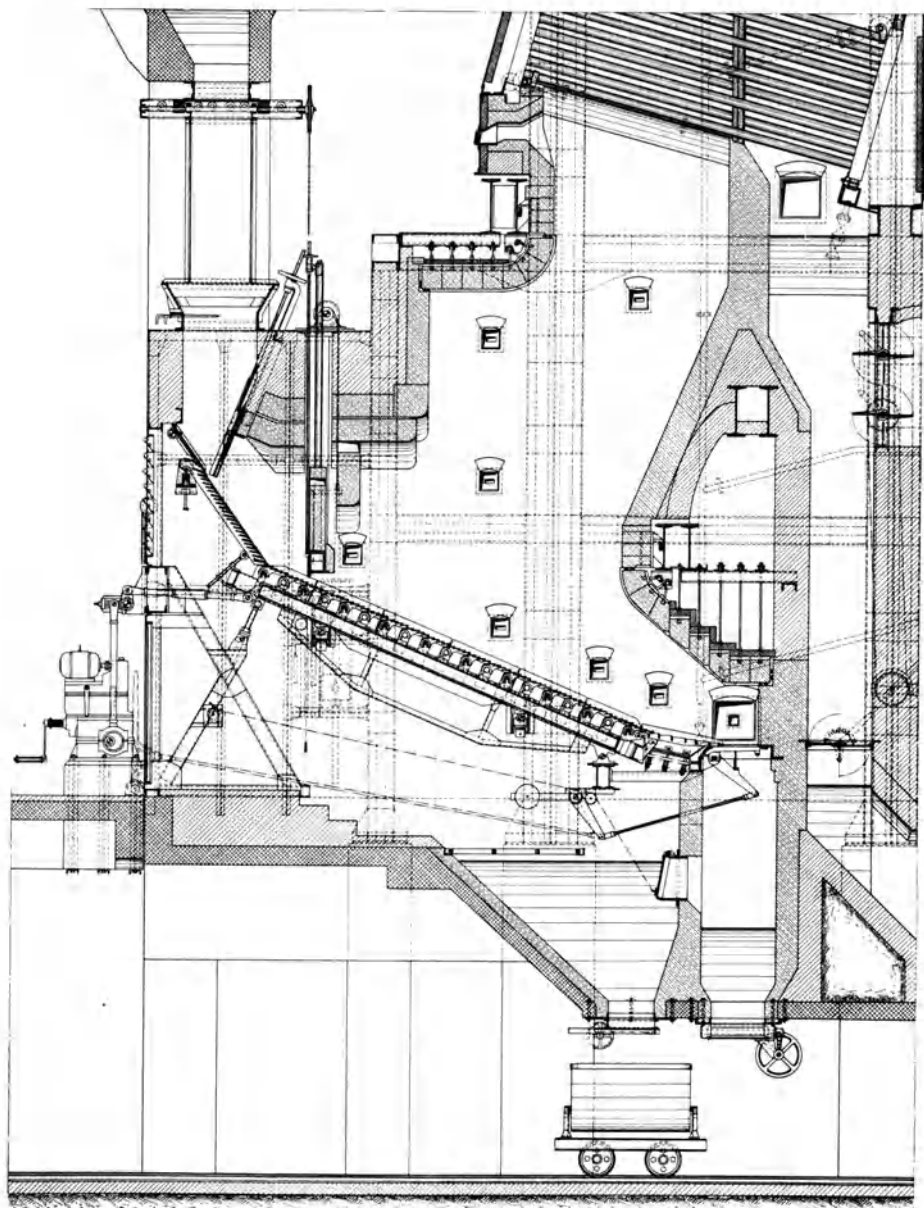


Abb. 58a. Vollmechanischer Vorschubtreppenrost von Babcock. Man beachte den feststehenden steileren Vorrost, den bewegten flachen Hauptrost, den kippbaren Schlackenrost, den Kohlenabsperrschieber, das hinter dem Vorrost gelegene Zündwehr, die hochgelegene vordere Hängendecke und die tiefliegende hintere Hängendecke für die Rückführung der Flamme.

Als Rostbelag werden bei geringwertiger Braunkohle Rostplatten (s. Abb. 55) benützt. Da diese Platten oft treppenartig ausgebildet sind, hat (s. Abb. 56) sich hier auch die Bezeichnung „Vorschubtreppenrost“ eingebürgert. Das Kühlverhältnis  $v$  dieser Rostplatten ist jedoch sehr gering, meist unter 3. Will man höherwertige Kohlen verarbeiten, so ist es notwendig, als Rostbelag Roststabbündel (s. Abb. 57) zu benützen, bei welchen das Kühlverhältnis  $v$  nach Marcard bis auf 8 gebracht werden kann.

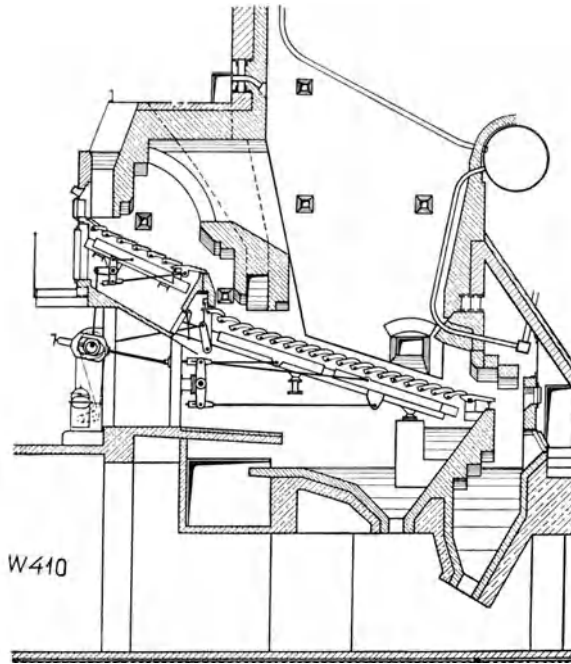
Abb. 58 stellt einen vollmechanischen Vorschubtreppenrost für Rohbraunkohle, ausgeführt von Babcock, dar<sup>1</sup>; Abb. 59 dagegen einen



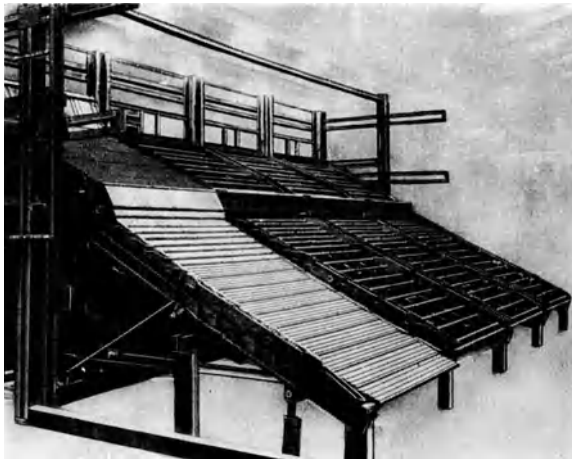
Abb. 58b. Ansicht eines vollmechanischen Vorschubtreppenrostes mit Zündwehr von Babcock.

„Steinmüller-Doppelvorschubrost“, der aus einem Vor- und aus einem Hauptrost besteht und außer für Rohbraunkohle (hier beide Roste benützt) auch für Steinkohle (dabei nur Hauptrost gebraucht) geeignet sein soll. Für die Roststäbe des Hauptrostes ist Dampfkühlung vorgesehen, die bei Betrieb mit Steinkohle eingeschaltet werden könnte. Sowohl der Vorrost als auch der Hauptrost hat hier seine besondere Brennstoffzufuhr. Bei Betrieb mit Rohbraunkohle gibt der Vor- oder Zündrost noch brennende Kohle als „Grundfeuer“ oder „Zündkerne“ unter den frisch aufgeworfenen Brennstoff des Hauptrostes.

<sup>1</sup> Abb. 58a stellt den Schnitt durch einen solchen Rost dar; Abb. 58b die Ansicht eines anderen ähnlichen Rostes, der allerdings verhältnismäßig schmal gebaut ist. Man wendet jetzt in der Regel bei diesen Rosten größere Breiten an.



a



b

Abb. 59a u. b. Vollmechanischer Doppelvorschubrost von Steinmüller. Man beachte vor allem die zwei hintereinanderliegenden Roste (Vor- und Hauptrost) mit je einem Kohlenzuführungstrichter, den Absatz zwischen den beiden Rosten und die zündwehrrähnlichen Mauereinbauten des Feuerraumes.

Der Babcock-Rost der Abb. 58 besitzt für die Austragung und Abführung der Schlacke einen Kipprost, der auch durch einen ausfahrbaren Rostwagen ersetzt werden kann. Beim Steinmüller-Rost der

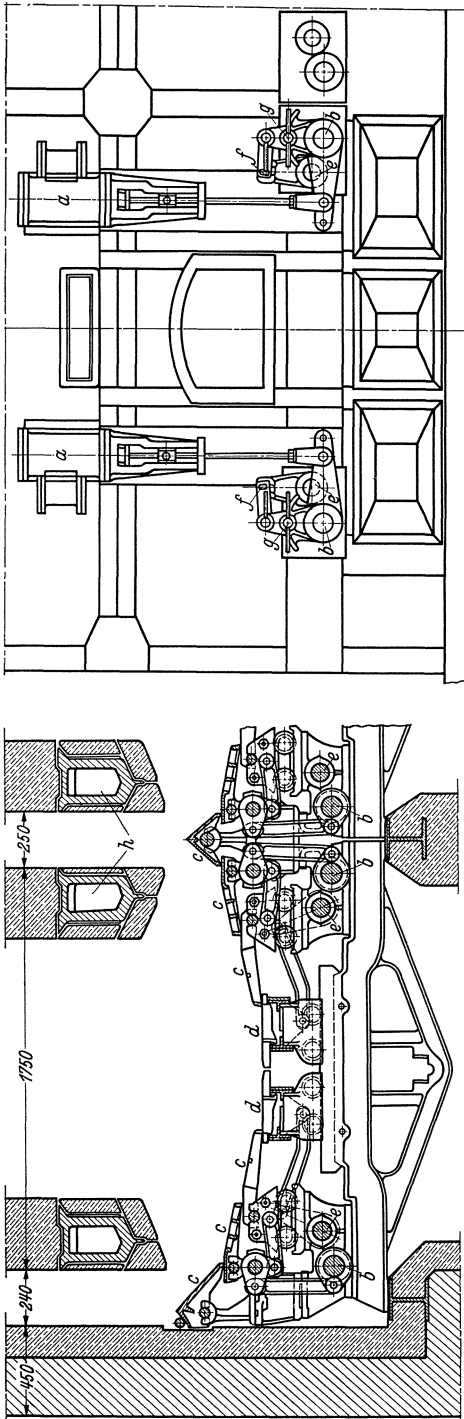


Abb. 60. Vollmechanischer Muldenrost von Fränkel-Viebahn. *a* Druckölmotor, *b* Hauptantriebswelle für den Rost, *c* bewegte Platten des Vorschubrostes, *d* verschiebbarer Schlackenwagen, *e* Antriebswelle für den Schlackenwagen, *f* Klinkenantriebswelle zur Betätigung des Schlackenwagens, *g* Steckkupplung zum Stillsetzen des Rostvorschubes während des Abschlackvorganges, *h* Wehr-Hohlbalke mit Kühlluftdurchgang.

Abb. 59 hat man, ähnlich wie bei Wanderrosten, häufig eine Feuerbrücke angeordnet, womit die Entschlackung sehr vereinfacht wird.

Vielfach sind die Vorschubrostfeuerungen auch mit Zoneneinteilung unter Benutzung von Unterwind und vorgewärmter Luft ausgerüstet, um die Rostleistung möglichst zu steigern. Marcard bezeichnet es als wichtig, die Zoneneinteilung und deren Abdichtungen sorgfältig durchzubilden. Die Zonenwände sollten dabei mit Türen ausgestattet sein, damit man unter den Rost gelangen kann. Der Antrieb der Rostbelagteile erfolgt mit Hilfe von Gestängen, am besten mit einem Druckölkolbenmotor; letzterer ermöglicht stufenlose Geschwindigkeitsregelung und vermeidet auch die Gefahr der Überlastung der Gestänge, da die Höhe des Öldruckes begrenzt ist.

Zu den Vorschubrostfeuerungen ist auch der mechanische Muldenrost zu rechnen (s. Abb. 60).

Das Hauptanwendungsgebiet der Vorschubrostfeuerungen ist

die Verarbeitung von Rohbraunkohle. Diese Feuerung kann aber auch durch Anwendung von Roststäben und durch Verstärkung des Gesamtaufbaues (s. Doppelrost der Abb. 59) für mittel- und sogar für hochwertige Kohlen brauchbar gemacht werden. Für diese Sonderbauart

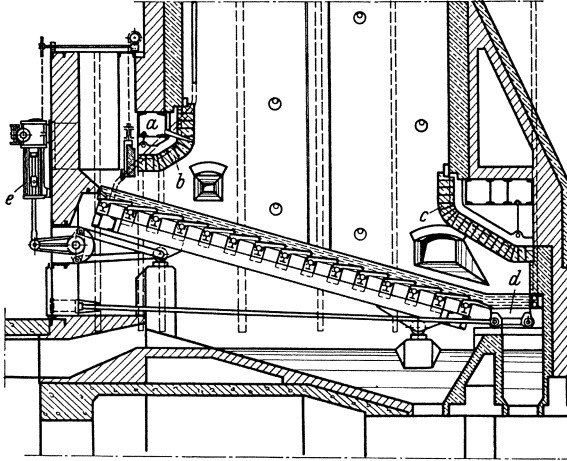


Abb. 61a. Vollmechanischer Schürrost von Borsig.  
*a* Vorderwanddoppelträger als Zweitluftkanal ausgebildet, *b* vordere Hängedecke, *c* hintere Hängedecke  
*d* verschiebbarer Schlackenrost, *e* Rostantriebsdruckölmotor.

wird der Name „Schürrost“ in erster Linie angewandt. Abb. 61a und 61b stellen einen vollmechanischen Schürrost von Borsig dar, wie ihn auch in ähnlicher Weise Steinmüller und Babcock herstellen.

Die Rostwärmelast  $q_R$  kann bei der Vorschubrostfeuerung mit Rohbraunkohle ohne Unterwind bis auf rd.  $0,6 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h, bei Zuhilfenahme von Unterwind auf mehr als  $0,8 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h gebracht werden. Die größte bisher ausgeführte Anlage, der in Abb. 59 dargestellte Steinmüller-Doppelrost im E.-W. Finkenheerd, besitzt eine Rostfläche  $F_R = 84,4$  m<sup>2</sup> ( $l = 8,05$  m;  $b = 10,4$  m), wo bei Rohbraunkohle ( $\zeta_u = 2240$  kcal/kg)

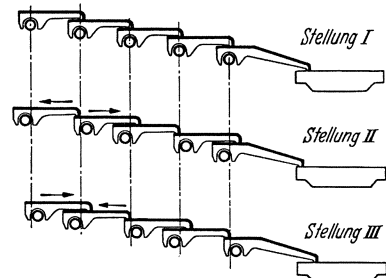


Abb. 61b. Darstellung der Schürbewegungen beim Borsig-Schürrost.

mit auf 170° C vorgewärmter Luft die Rostbeanspruchung  $b_R$  sogar auf 497 kg/m<sup>2</sup>, h gehoben werden konnte. Es berechnet sich hieraus nach den Versuchswerten für diesen Rost eine Gesamtfeuerungsleistung

$$Q_R = F_R \cdot q_R = 84,4 \cdot 1,12 \cdot 10^6 = 94,6 \cdot 10^6 \text{ kcal/h,}$$

was einer Menge von 106 t Normaldampf je h entspricht. Bei einer Feuerungsaußenbreite von 10,4 m führt dies auf eine Breitendampf-

leistung von rd. 10 t/m, h. Es muß hervorgehoben werden, daß der hier bestimmte Wert der erzielbaren Stundendampfmenge  $D_h = 106$  t/h, der allerdings als Überlast anzusprechen ist, ungewöhnlich hoch liegt, da es sich hier doch um verhältnismäßig geringwertige Rohbraunkohle handelt. Die Höchstleistungs-Stundendampfmenge war für den Finkenheerd-Rost beim Entwurfe festgesetzt auf nur 83 t/h<sup>1</sup>. Es entspricht dies einem Wert von  $Q_R \sim 68,7 \cdot 10^6$  kcal/h (dabei beträgt die Rostwärmelast  $q_R$  rd.  $0,82 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h), welcher Wert demnach heute annähernd als Grenz-Feuerungswärmeleistung für einen mit Rohbraunkohlen-Vorschubrost ausgestatteten Kessel zu gelten hat<sup>2</sup>.

### *β) Unterschubrostfeuerung (Stoker).*

Bei den Unterschubrostfeuerungen, die vor allem in Amerika entwickelt wurden und dort als „underfeed-stoker“ seit langer Zeit sehr

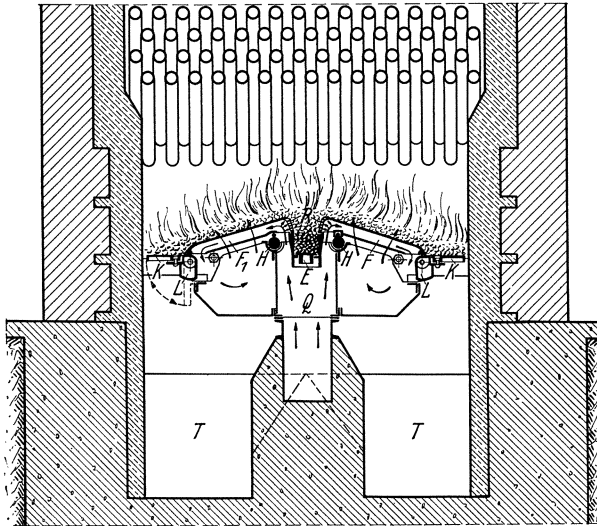


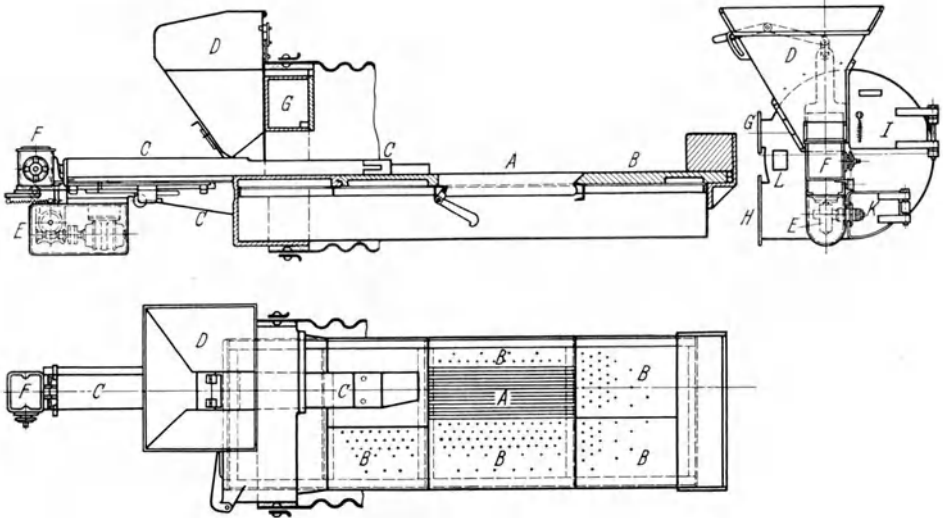
Abb. 62. Einmulden-Unterschubrost der KSG-Berlin.

*E* hin- und herleitende, die Kohlenzufuhr besorgende Bodenplatte des Brennstofftroges, *F* beweglicher hohler Roststab, *F'* fester hohler Roststab, *H* Daumenwelle, *K* Schlackenklapprost, *L* Drehachse von *K*, *Q* Windkasten für die Zufuhr der Verbrennungsluft, *R* Düsen im Roststab, *T* Aschengrube.

viel in Gebrauch sind, wird der frische Brennstoff durch Vorschubkolben oder dgl. unter den vorher eingebrachten geschoben, so daß er von oben durch den bereits in Glut befindlichen Brennstoff entzündet wird. Bei kleinen Rosten genügt die Kohleneinfuhr-Vorrichtung, um auch

<sup>1</sup> Siehe Warrelmann: Z. VDI 1930 S. 709.

<sup>2</sup> Siehe hierzu die Zahlentafel 28 in Münzinger, S. 196, welche die ungefähren Grenzwerte für  $b_R$ ,  $q_R$  und für die Feuerungsbreitendampfleistung der verschiedenen Braunkohlenroste, geltend für das Jahr 1933, angibt.



a



b

Abb. 63a u. b. Planstoker (Doby) der Vereinigten Kesselwerke A.G.  
*A* Hauptrost, *B* Ausbrandrost, *C* Vorschubkolben, *D* Kohlenrichter, *E* Elektromotor mit Schneckengetriebe, *F* Wechselgetriebe, *G* Oberwind (Zweitluft), *H* Unterwind, *I* Feuertür, *K* Aschentür, *L* Schauloch.

die Weiterbewegung der Kohle bis zum Rostende herbeizuführen; Großroste verlangen hierfür noch zusätzliche Antriebsvorrichtungen. Es

gibt eine große Fülle von Bauarten der Unterschubroste, die sehr verschieden sind. Eine gemeinsame Eigentümlichkeit dieser Roste ist die ungewöhnlich hohe Kohlschicht, die bis zu 500 mm betragen kann, weshalb auf alle Fälle Unterwind angewendet werden muß.

Für Kleinanlagen, vor allem für Flammrohrkessel, wird besonders der wegen seiner flachen Form dem Planrost verwandte Muldenunterschubrost (s. Abb. 62) angewendet. Der Brennstoff wird hier durch eine Schnecke bzw. durch Stößel oder Kolben in eine Mulde (Trog) eingepreßt, welcher sich auf beiden Längsseiten Schrägroststäbe, die manchmal auch gerüttelt werden, und ferner noch ein Schlackenkipprost, anschließen. Der Antrieb erfolgt meist durch eine kleine Dampfmaschine. Die Luft wird durch Unterwindgebläse zugeführt. Als Sonderbauarten sind die Plan-Stoker mit ebenem Rostbelag, wie derjenige von Thost (Muskulus) und derjenige von Doby [gebaut von den Vereinigten Kesselwerken Düsseldorf (s. Abb. 63)], zu nennen.

Große Bedeutung kommt den für Großanlagen benützten Stoker-Schrägfeuerungen zu (von Marcard „Mehrmulden-Unterschubfeuerungen“ genannt). Es sind hier mehrere schräge Retorten von etwa 500 bis 600 mm Breite und einer Länge bis zu 5 m aneinandergereiht, von welchen jede aus einer rückspringenden Mulde und aus 2 vorspringenden mit Düsen versehenen Rostplatten gebildet ist. Diese Retorten gehen dann am Rostende in einen beweglichen schrägen Ausbrennrost über, an welchen sich dann meist noch ein Ausbrennschacht mit Schlackenbrecherwalzen anschließt. Das Kühlverhältnis  $v$  der Retortenrostplatten ist sehr klein, nur 1 bis 3, so daß diese Platten sehr gefährdet sind, wenn die Kohlschicht bei einem Herunterbrennen des Feuers oder bei kleiner Last zu gering wird.

Die bekanntesten Ausführungen dieser Rostarten sind der Taylor-Stoker (s. Abb. 64), verwendet von Borsig für das Berliner Westkraftwerk, bei welchem die Retortenroststäbe fest sind, jedoch jede Retortenmulde außer mit einem am Rostanfang liegenden Zuführungskolben noch mit einer Reihe von Retortenvorschubplatten (Schiebern) ausgerüstet ist, dann der Riley-Stoker (verwendet unter anderem im Großkraftwerk Franken, Nürnberg), der neben den Zuführungskolben bewegte Roststäbe (Düsen) verwendet. Die Stoker erhalten vielfach auch Zoneneinteilung, wobei man teilweise die Luftzuführung nicht nur in der Längs-, sondern auch in der Querrichtung des Rostes unterteilt und, wie Abb. 65 zeigt<sup>1</sup>, schon bis zu 34 Zonen vorgesehen hat.

Die vorgenannten amerikanischen Stoker, die sehr hohe Feuerräume (bis zu 8 m Höhe) erhalten, sind vor allem für backende Steinkohlen mit 15 bis 30 vH fl.B. geeignet. Feuchtigkeits- und Aschengehalt der Brennstoffe sollten unter 20 vH liegen. Der Aschenschmelzpunkt darf sich zwischen 1050 und 1200° C bewegen. In bezug auf Körnung der

<sup>1</sup> Siehe Kaiser: Z. bayer. Revis.-Ver. 1929 Nr. 7 u. 9.



Kohle sind diese Feuerungen sehr unempfindlich. Zulässig sind 0 bis 80 mm Korngröße, da Rostdurchfall bei der Art des Rostbelages fast nicht auftreten kann. Der Rostverschleiß ist meist nicht unbeträchtlich; bei unterbrochenem Betrieb größer als bei durchgehendem. Man rechnet

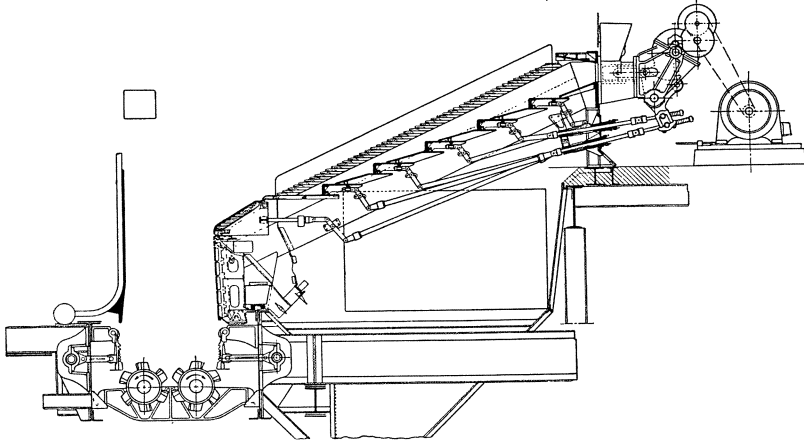


Abb. 64. Taylor-Stoker mit 59 Luftkammern (Zonen). Man beachte den bewegten Kohlenzuführungskolben, die Rostantriebsstangen, den ungewöhnlich großen Schlackenraum und die Schlackenbrecherwalzen, die infolge ihrer Drehrichtung die Schlacke nicht zwischen den Walzen selbst sondern zwischen den Walzen und den benachbarten Seitenplatten brechen.

an Verschleiß oft bis zu 30 und 50 vH des gesamten Belages in einem halben Jahr. Nach Münzinger kann man heute auch gasarme Stoffe auf diesen Stokern verfeuern, wenn die Kohlen genügend backen und nicht allzu hart sind.

Die Stoker sind, falls der Rostverschleiß sich in erträglichen Grenzen hält, ungefähr als gleichwertig den Wanderrosten anzusprechen. Ein Vorteil liegt darin, daß die Rückstände im Schlackenausstragschacht, der sich an die Stoker baulich sehr gut angliedern läßt, fast völlig ausbrennen, da sie sich hier bis zu 10 Stunden und darüber aufhalten können. Über den günstigen Einfluß der Aufenthaltsdauer auf den Ausbrand der Rückstände s. Abb. 66.

An den Stokern ist vor allem noch zu schätzen, daß sie wegen des großen Kohlenvorrates auf dem Roste schnell auf hohe Leistung gebracht (forciert) und auch andererseits lange Zeit mit geringem Brennstoffverbrauch gedämpft (gebänkt) betrieben werden können. Die Rostfläche  $F_R$  soll bei den Stokern nach den „Begriffsbestimmungen für Dampfkesselfeuerungen“<sup>1</sup> berechnet werden (s. hierzu Abb. 67) aus:

$$F_R = l_1 \cdot b = l_1 \cdot z \cdot b_m \text{ in m}^2. \quad (125)$$

<sup>1</sup> VDI-Verlag 1932.

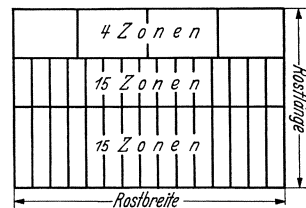


Abb. 65. Unterwind-Zoneneinteilung der Stoker (nach Marcard).

Der Verfasser schlägt jedoch, da der Ausbrennrost ebenfalls wirksam ist, die Gleichung vor:

$$F_R = (l_1 + l_2) \cdot z \cdot b_m \text{ in m}^2; \quad (125a)$$

man führt aus:  $b_m \sim 0,5 \div 0,6 \text{ m}$ ;  $l_1$  bis 5,5 m;  $l_2 \sim 1,5 \div 1,75 \text{ m}$ ;  $z$  bis zu 20;  $q_R$  bis  $1,4 \cdot 10^6 \text{ kcal/m}^2, \text{ h}$ .

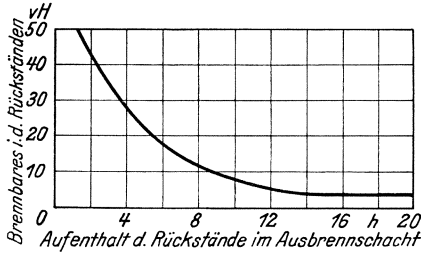


Abb. 66. Gehalt an Unverbranntem in den Schlackenrückständen in Abhängigkeit von der Aufenthaltsdauer im Ausbrennschacht.

Als Beispiel seien hier noch die wichtigsten Leistungsziffern für den Borsig-Taylor-Stoker der Abb. 64 angeführt. Jeder Kessel weist hier nur einen Stoker von 20 Retorten auf, wobei gesamte Rostbreite  $b = z \cdot b_m = 10650 \text{ mm}$ , so daß  $b_m$  rd. 530 mm.

Es beträgt ferner:  $l_1 = 5,4 \text{ m}$ ;  $l_2 = 1,5 \text{ m}$ .

Die Rostfläche  $F_R$  bestimmt sich, wenn lediglich die Retortenlänge  $l_1$  als wirksam gerechnet wird, zu  $57,6 \text{ m}^2$ , während sie bei Mitanzahlung des Ausbrennrostes ( $l_1 + l_2$ ) sich zu  $73,5 \text{ m}^2$  errechnet.

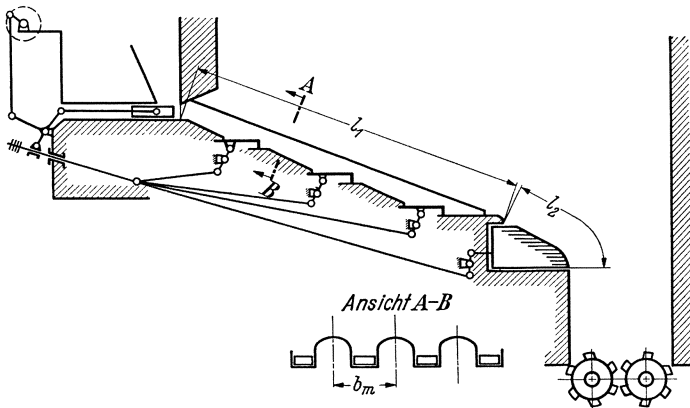


Abb. 67. Berechnung der Rostfläche für Stoker.

Die Kessel, die für eine Stundendampfmenge von 150 t/h bestimmt sind, haben Dampf von 33 ata und  $425^\circ \text{ C}$  aus Speisewasser von  $150^\circ$  herzustellen, so daß die Erzeugungswärme  $(i_D - i_w) = 636 \text{ kcal/kg}$  beträgt. Bei Annahme eines Wirkungsgrades der Kesselanlage von  $\eta_{KA} = 0,85$  beträgt die für die Kesselvollast notwendige Feuerungswärmeleistung  $Q_R = 112 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$ . Damit bestimmt sich  $q_R$  für die wirklich ausgeführte Rostfläche von  $73,5 \text{ m}^2$  zu  $1,53 \cdot 10^6 \text{ kcal/m}^2, \text{ h}$ , während für die Retortenrostfläche von  $57,6 \text{ m}^2$  allein sich  $q_R$  zu dem ungemein hohen Werte von  $1,95 \cdot 10^6 \text{ kcal/m}^2, \text{ h}$  berechnen würde. Die äußere Kesselbreite stellt sich auf rd. 11,7 m, so daß bei diesem Borsig-Stoker-Kessel

eine Feuerungsbreitendampfleistung von  $\frac{D_h}{b_K} = 12,85 \text{ t/m, h}$  erreicht wird, welche Ziffer als außerordentlich günstig anzusehen ist.

Der Feuerrauminhalt  $V_F$  des Kessels im Westkraftwerk wurde zu  $467 \text{ m}^3$  ausgemessen, was der niedrigen Feuerraum-Wärmebelastung von nur  $q_F = \frac{Q_F}{V_F} = 0,24 \cdot 10^6 \text{ kcal/m}^3, \text{ h}$  entspricht. Der Feuerraum ist hier also reichlich bemessen, so daß ein Ausbrennen der Flamme innerhalb des Feuerraumes zweifellos gesichert ist.

Als Grenzleistung, die bei Kesseln mit Einzel-Stoker-Feuerung erzielbar ist, dürfte man ungefähr die Stundendampfleistung von  $225 \text{ t/h}$  (es entspricht dies  $Q_R \cong 170 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$ ) anzusprechen haben, die im Hudson-Avenue-Kraftwerk zu New York tatsächlich erreicht worden ist. In USA. hat man allerdings solche Stoker-Kessel auch schon mit 2 gegenüberliegenden Rosten — man zieht hier die Bauart gegenüberliegender Roste trotz der schwierigeren Brennstoffzufuhr derjenigen mit nebeneinanderliegenden Rosten vor, da erstere Anordnung besonders einfache Verhältnisse für die Schlackenabfuhr liefert — ausgestattet; diese Bauweise wird als Doppelenderfeuerung zum Unterschied von der Einenderfeuerung, die nur einen Stoker aufweist, bezeichnet. Bei der Doppelender-Stokerfeuerung wird man dann eine Grenzdampfleistung von etwa  $2 \times 225 = 450 \text{ t/h}$  als erreichbar ansehen dürfen. Nach amerikanischen Berichten hat man aber bisher Doppelender-Stokerkessel nur für eine Höchstdampfleistung von  $240 \text{ t/h}$  ausgeführt.

#### *γ) Rückschubrostfeuerung.*

Den Rückschubrosten, die von Martin zum Verfeuern sehr aschenreicher heizwertarmer Brennstoffe (Hausmüll) geschaffen, allmählich aber auch für andere Brennstoffe wie Kohlenschlamm, Waschberge, Rohbraunkohle und Steinkohle mit großem Erfolg eingerichtet wurden, wird, wie den Vorschubfeuerungen, der Brennstoff von oben zugeführt. Der Rost bildet eine Mulde, deren Boden aus gegenläufigen, nach hinten geneigten Schürstufen besteht. Diese Schürstufen, die aus kräftigen Roststäben gebildet sind, sind eigenartig angeordnet, so daß sie den unteren Teil der verhältnismäßig dicken Kohlenschicht nach vorne gegen den Rostanfang schieben, während durch die gleichzeitig entstehende Unruhe in der Brennstoffschicht die oberste Kohlenlage gegen das Rostende, also nach abwärts, gleitet (s. hierzu Abb. 68a).

Am Rostende liegt ein ebenfalls bewegter, aber flacher liegender Schlackenrost (Austragrost). Die Schütthöhe beträgt  $300$  bis  $400 \text{ mm}$ . Die mit dem Rückschubrost erzielte eigentümliche Brennstoffbewegung wirkt in bezug auf Durchzündung (Durchsetzung der Brennstoffschicht mit Zündkernen) bei den in Betracht kommenden Brennstoffen sehr günstig und gibt ferner eine für das Ausbrennen gerade bei minder-

wertigen Kohlen sehr erwünschte lange Aufenthaltszeit des Brennstoffes auf dem Rost, der dabei kurz baut und große Rostwärmebeanspruchung zuläßt. Der Martin-Rost, der sich für die gleiche Rostfläche teurer stellt als ein Wanderrost, muß mit Unterwind — hierbei auch Zoneneinteilung möglich — betrieben werden. Luftpressung unterm Rost bis zu 120 mm WS.

Man fertigt Rückschubroste (auch Umwälzroste genannt) bis zu 6 m Breite und 7 m Länge, also für Rostflächen bis zu 40 m<sup>2</sup>. Nach

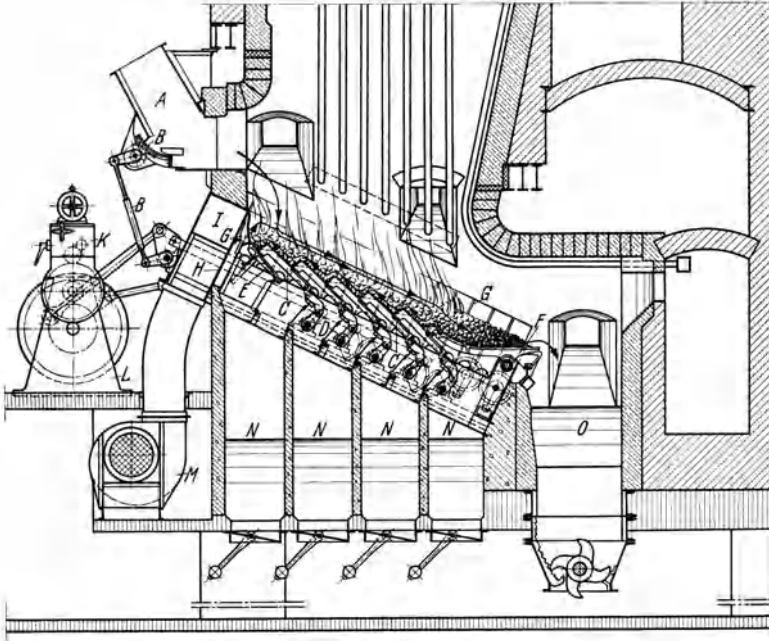


Abb. 68a. Rückschubrostfeuerung von Martin.

*A* Kohlentrichter, *B* Beschickvorrichtung, *C* Roststäbe als Schürkolben wirkend, *D* Bewegungseinrichtung für die Schürkolben, *E* Vorrost (Aufgeberost), *F* Schlackenrost, *G* eiserne hohle Schutzzwangen, die gleichzeitig zum Durchleiten und Erwärmen der Luft von *H* nach *N* dienen, *H*, *I* Unterwindkanal, *K*, *L* Antriebsmotor mit Getriebe, *M* Unterwindventilator *N* Luftzellen, *O* Schlackenrichter.

Versuchen wurde dabei eine spez. Rostbeanspruchung  $b_R$  bei Waschbergen ( $a = 50$  vH,  $\xi_u = 3200$  kcal/kg) bis zu 770 kg/m<sup>2</sup>, h ( $q_R = 2,46 \times 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h), bei rheinischer Rohbraunkohle ( $f = 60$  vH,  $\xi_u = 1700$  kcal/kg) bis zu 1150 kg/m<sup>2</sup>, h ( $q_R = 1,96 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h) erzielt; bei hochwertiger Steinkohle empfiehlt man  $q_R$  bis zu  $2 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h. Die Feuerungsbreitendampfleistung soll bis zu 15 t/m, h Normaldampf von 639,2 kcal/kg Erzeugungswärme betragen.

Ähnlich dem Martin-Rückschubrost ist der von Babcock entwickelte Kaskadenrost, der nach hinten zu ansteigt (s. Abb. 68 b).

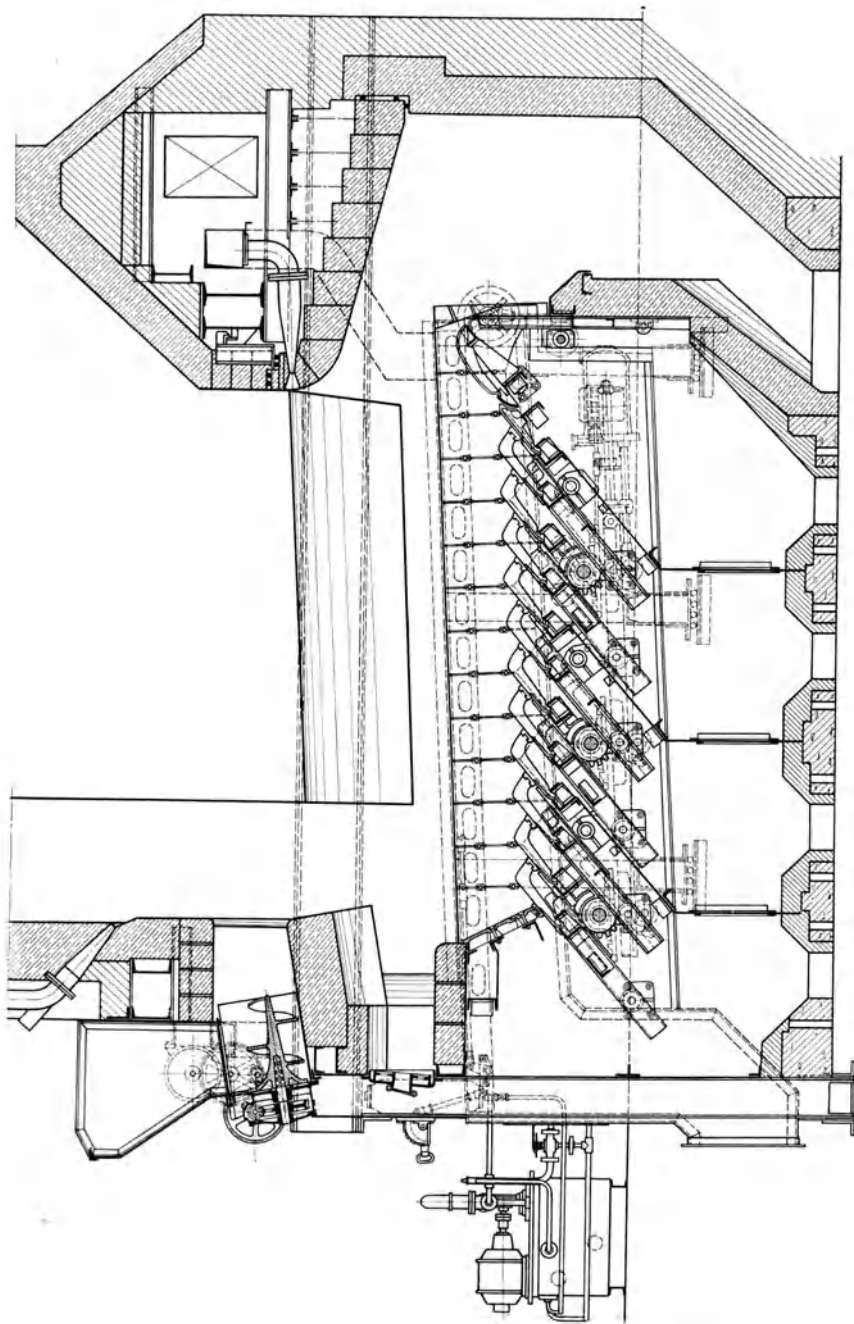


Abb. 68b. Kaskadenrost von Babcock.

### 3. Brennerfeuerungen.

#### a) Kohlenstaubfeuerungen.

Wird Kohle genügend fein — zu Staub — gemahlen, so sinkt die Verbrennungsdauer, welche bei grobkörniger Kohle bis zu  $\frac{1}{2}$  Stunde beträgt (deshalb sind für körnige Kohle Rostfeuerungen unbedingt notwendig), infolge der großen Reaktionsoberfläche des Staubteilchens auf etwa 1 sec und darunter, so daß man für diesen Staub Brennerfeuerungen anwenden kann. Der Kohlenstaub wird mit Luft (Förderluft) durch Brenner in die Feuerung eingeblasen und soll auf seinem Flug durch den Feuerraum möglichst vollständig verbrennen.

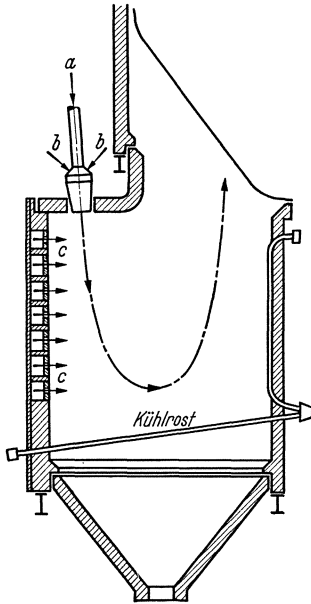


Abb. 69. Staubfeuerung mit U-Flamme.  
a Erstluft, b Zweitluft, c Drittluft.

Von der Kohlenstaubfeuerung, die für Dampfkessel zuerst um 1920 von Anderson im Lakesidekraftwerk Milwaukee (USA.) entwickelt wurde, gibt es mehrere wichtige Bauarten.

#### α) Staubfeuerung mit U-Flamme.

Abb. 69 stellt die auch heute noch angewandte älteste Bauart, die Staubfeuerung mit U-Flamme, dar. Die Rohkohle wird in den älteren Anlagen in einer Zentralmahlanlage in dampfbeheizten Trocknern (am besten mit Anzapfdampf) getrocknet und dann gemahlen. Aus der Mühle — man verwendet hierfür Rollen- (Pendel-) oder Kugelmühlen — wird der erzeugte Feinstaub durch Förderluft in die vor dem Kessel liegenden Staubbunker gebracht. Aus den hochgelegenen Staubbunkern wird durch einen sog. Staubzuteiler (es ist dies meist eine Schraubenpumpe oder neuerdings auch ein Drehschieber) der Staub nach Bedarf abgezogen. Förderluft, d. i. die Erstluft (ungefähr 15 vH der Gesamtverbrennungsluft), die in den Staubzuteiler

kalt oder auch vorgewärmt — bis auf etwa 100 oder 150° C — eingeführt wird, sorgt für die Weitertragung des Staubes in den Brenner. Es sind bei diesen älteren Anlagen Flachbrenner (s. Abb. 70 a bis b) verwendet. Um eine möglichst rasche und innige Mischung des Staubes mit Verbrennungsluft zu erzielen, sind die Brenner mit einem Ringkanal versehen, durch welchen Zweitluft zugeführt wird. Durch Anordnung der nach unten blasenden Flachbrenner in der Decke des Feuerraumes wird eine U-Flamme erzeugt, womit, was sehr bedeutungsvoll ist, eine doppelte Ausnützung der Feuerraumhöhe für den Weg der Flamme erreicht wird. Die Wände des Feuerraumes sind, um die Zündung sicherzustellen, in der

Nähe der Brenner nur mit Luft gekühlt (Hohlwände). Durch Öffnungen in der Vorderwand kann Drittluft in feiner Verteilung der Flamme zugesetzt werden. Die rückwärtige Hälfte der beiden Seitenwände und die Rückwand des Feuerraumes sind mit Kühlrohren bedeckt, die an den Kesselkörper angeschlossen sind und die Haltbarkeit des Mauerwerkes sehr erhöhen. Diese Wandkühlrohre, auch Kühlelemente genannt, stellen eine ungemein wirksame Heizfläche (Strahlungsheizfläche) dar. Der Feuerraum ist in seinem Unterteil noch von Granulierrohren durchzogen. Diese Rohre, die ebenfalls mit dem Kesselkörper verbunden sind, dienen zur Granulierung (Abschrecken und Körnigmachen) der von der Flamme herabtropfenden flüssigen Schlacke. Die Schlackenkörner fallen in den unter dem Granulierrost vorgesehenen Schlackenbehälter (Schlackentrichter) trockenen Schlackenabzug.

Vor der Mahlung ist Steinkohle bis auf etwa 1 bis 2 vH Feuchtigkeit zu trocknen, während bei Braunkohlen noch rd. 15 vH zulässig sind. Der Kohlenstaub muß so gemahlen werden, daß bei gasreichen Steinkohlen (mit über 15 vH fl.B.) auf einem Feinsieb von 4900 Maschen je cm<sup>2</sup> (d. i. 70 · 70 Maschen) nicht mehr als 20 vH Rückstand, auf einem Grobsieb von 900 Maschen je cm<sup>2</sup> (d. i. 30 · 30 Maschen) dagegen möglichst gar kein Rückstand (auf alle Fälle unter 1 vH) bleibt.

Bei gasarmen Steinkohlen (mit unter 15 vH fl.B.) muß der Staub wegen der schwereren Verbrennlichkeit dieser Kohle feiner gemahlen werden — nur 10 vH Rückstände auf einem 4900-Maschensieb. Bei Braunkohle und Braunkohlenschwelkoks, die schneller verbrennen, genügt unter Umständen Ausmahlung auf 30 bis 40 vH Rückstand auf dem 4900-Maschensieb. Je feiner der Staub sein muß, desto beträchtlicher ist der Kraftbedarf für das Mahlen

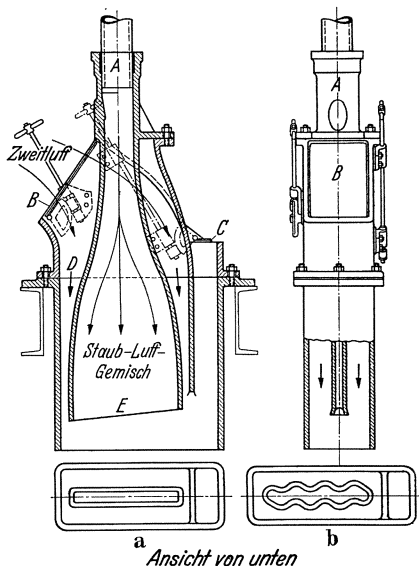


Abb. 70 a u. b. Flachbrenner [gerade (a) und gewellt (b)].  
 A Eintritt der Staubkohle, B, C Luftregelklappen (C kann gleichzeitig als Schauloch benützt werden), D Luftweg, E Brennermündung.

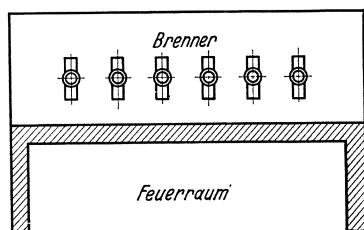


Abb. 70 c. Gruppe von Flachbrennern.

und desto größer sind die nötigen Abmessungen der Mühlen. Abb. 71 zeigt die Kennlinien der Staubfeinheit (Rückstand in vH auf den einzelnen Sieben) für verschiedene Ausmahlung.

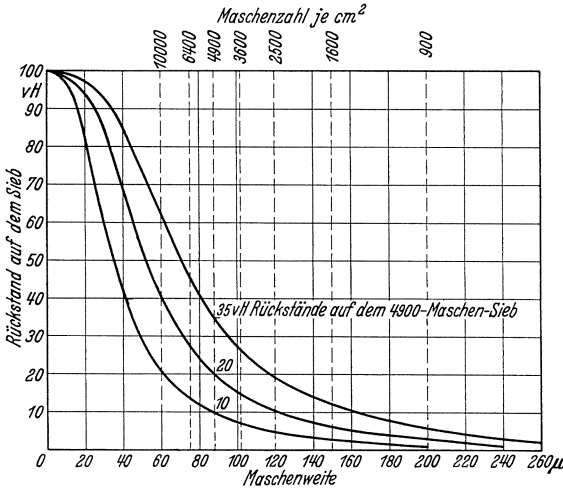


Abb. 71. Kennlinien der Staubfeinheit.

Die Brenner werden zur Erzielung einer guten Feuerregelung unterteilt (4 bis 8 Brenner), wobei es zweckmäßig ist, die Flachbrenner mit den Längsachsen der Mündung senkrecht zur Stirnwand des Feuer-raumes anzuordnen (s. Abb. 70 c). Die Austritts-öffnung oder Mündung des Brenners ist meist gewellt oder zickzack-förmig ausgebildet, damit der Staubstrahl

durch die Zweitluft rasch aufgerissen wird (s. Abb. 70 b). Zur Sicherung der Zündung benützt man neben dem heißen Mauerwerk, das in Brenner-nähe nur luftgekühlt ausgeführt ist, auch starke Vor-wärmung der Verbrennungsluft (auf 200°C und darüber),

welche Maßnahme besonders wichtig bei Magerkohle ist. Zur Wasserkühlung der Feuer-raumwände werden meist glatte Rohre, manchmal auch Flossenrohre (von Murray zuerst angewandt — fintubes) oder auch mit Platten belegte Rohre (nach Bailey) benützt. Bei den Flossenrohren emp-fiehlt es sich, die Flossen nicht durchgehend, sondern in kurz-lappiger Form mit geringer Höhe anzuordnen (s. Abb. 72 a).

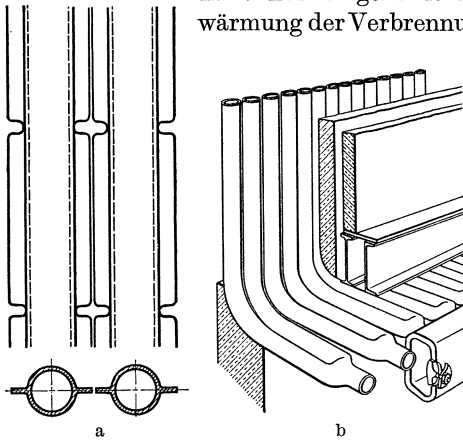


Abb. 72. Flossenrohre (a) und Gabelrohre (b).

Die Abb. 72 b stellt das von

der Schmidtschen Heißdampfgesellschaft entwickelte Gabelrohr dar, das eine verstärkte Auskleidung des Feuerraumes mit Kühlrohren gestattet, während die für den Anschluß der Rohre an die Sammelkästen erwünschte große Teilung der Rohrenden erhalten bleibt. Staub-feuerungen mit gasreicher Kohle (über 20 vH fl.B.) und höherer Luft-



vorwärmung (300 bis 400° C) können Wasserkühlung an sämtlichen Feuerraumwänden erhalten (allseits gekühlter Feuerraum).

Die Kohlenstaubfeuerungen verlangen verhältnismäßig große Feuer Räume. Man wählt zweckmäßig  $q_F$  nur bis zu  $0,15 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h bei luftgekühlten Feuerraumwänden, dagegen bis zu  $0,25 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h bei Ausrüstung sämtlicher Feuerraumwände mit Kühlrohren. Weist der Brennstoff geringeren Gehalt an fl.B. (unter 15 vH) oder eine leichtschmelzende Asche in großen Mengen auf, so ist es notwendig,  $q_F$  um 20 bis 30 vH zu ermäßigen.

Ein gewichtiger Nachteil der Staubfeuerungen liegt darin, daß es hier nicht möglich ist, wie bei Rostfeuerungen die Feuerungs- und Kesselleistung von Vollast bis auf Leerlauf herunter beliebig zu regeln. Die Mindestlast, bei welcher die Flamme, also auch der Kesselbetrieb, eben noch unterhalten werden kann, soll aber zur Erzielung einer großen Regelfähigkeit so tief als möglich liegen. Bei Braunkohlenstaub beträgt die Mindestlast unter günstigen Verhältnissen (hohe Luftvorwärmung und geringe Kühlung der Feuerraumwände vorausgesetzt) etwa 10 vH der Vollast, bei Steinkohlenstaub, der meist nicht so schnell zündet, dagegen etwa 20 bis 25 vH der Vollast.

#### *β) Kohlenstaubfeuerung mit ⊥-Flamme.*

Die neueren Staubfeuerungsanlagen machen meist von der Einrichtung der Einzeleinblasemühlen Gebrauch, da diese billiger und einfacher als Zentralmahlanlagen sind und man außerdem durch Einführen heißer, aus dem Kessel stammender Rauchgase in der Mühle selbst trocknen kann (Mahltrocknung), also den früher notwendigen dampfbeheizten Kohlentrockner sparen kann<sup>1</sup>. Vor jedem Kessel stehen einige (2 bis 3) Mühlen, denen Kohle aus hochgelegenen Bunkern zufällt. Jede Mühle, die sich nach Bedarf heiße Rauchgase und Luft ansaugt, speist eine Gruppe von Brennern. Man verwendet hierfür in der Regel die sehr wirksamen, nur mit Erst- und Zweitluft arbeitenden Wirbelbrenner (s. Abb. 73) die annähernd waagrecht in der Vorderwand zur Erzielung einer ⊥-Flamme eingebaut sind. Nicht selten ordnet man die Brenner je zur Hälfte in gegenüberliegenden Feuerraumwänden (Vorder- und Rückwand) an, was ein Gegeneinanderblasen und eine ⊥-Flamme ergibt; man erreicht damit an der Prallstelle der Flamme eine außergewöhnlich gute Verwirbelung und Vermischung des Staubes mit der Verbrennungsluft. Für die Entschlackung hat man neuerdings an Stelle der Granulierroste vielfach Einrichtungen mit flüssigem

<sup>1</sup> Wie die von KSG erstellte Anlage in Hirschfelde beweist (siehe Wärme 1936 S. 90), gelingt es mit solchen Einzelmühlen in Verbindung mit Mahltrocknung, wobei allerdings zusätzlich noch Vortrocknungsschächte angewendet sind, sogar ganz feuchte Rohbraunkohle ( $f = 48,1$  vH) zur unmittelbaren Verfeuerung zu verarbeiten.

Schlackenabzug, besonders für Kohlen mit niedrigem Aschenschmelzpunkt (1000 bis 1100° C) eingeführt, da damit Kessel mit niedriger Bauhöhe, die einen Raum unterhalb der Feuerung nicht mehr benötigen, erzielbar sind. Die Wirbelbrenner müssen dann so schräg liegen, daß sie das Schlackenbad beheizen. Die Schlacke wird von Zeit zu Zeit abgestochen und der abfließende Schlackenstrom außerhalb der Feuerung durch Bespritzen mit Wasser abgeschreckt und granuliert. Zur Kühlung der Feuerraumwände benützt man neben den an den Kesselkörper angeschlossenen Kühlelementen manchmal auch Strahlungsüberhitzer, die jedoch vor allem beim Anfahren der Kessel leicht

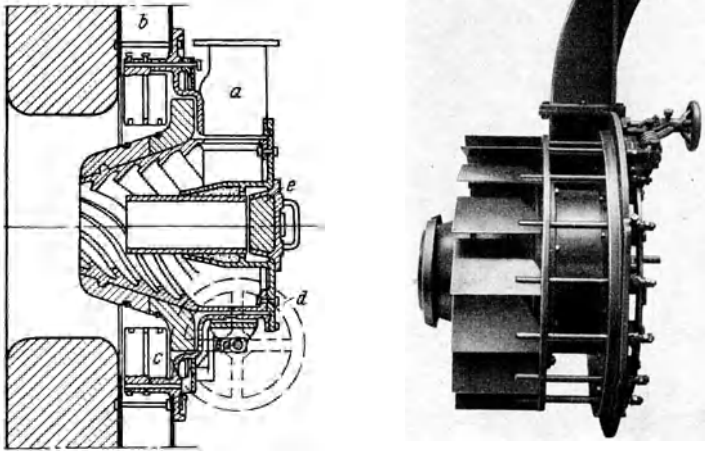


Abb. 73. Schnitt und Ansicht eines Lopulco-Wirbelbrenners.

*a* Zuführungsrohr für das Staub-Luft-Gemisch, *b* Zweitluftkammer, *c* Regelklappen für die Zweitluft, *d* Antrieb der Regelklappen, *e* Zündöffnung.

sehr gefährdet sind. Sie werden deshalb gerne geschützt angeordnet (s. Abb. 74), so daß die Rohre des Strahlungsüberhitzers hinter den wassergekühlten Rohren der Kühlelemente liegen. Die Feuerraumwärmelastung  $q_F$  kann an den Kohlenstaubfeuerungen mit Wirbelbrennern bei gasreicher Kohle und bei vollständiger Kühlung der Feuerraumwände bis auf  $0,3 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h gesteigert werden. Im State-Line-Kraftwerk (nahe Chicago USA.) hat man neben flüssigem Schlackenabzug auch noch besonders isolierte Schirmrohre unterhalb der Siederohre des Dampfkesselkörpers angebracht, um bei sehr leicht schmelzender Asche  $q_F$  auf über  $0,3 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h zu bringen und trotzdem das sonst leicht auftretende Zusetzen der Siederohre mit Schlacke zu verhüten<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Siehe auch S. 220 und Abb. 171c, sowie Münzinger: Dampfkraft S. 199 Abb. 103 u. 302.

Die Kohlenstaubfeuerungen bieten insbesondere in den neuen Ausführungsformen mit Drallbrennern und flüssigem Schlackenabzug bei Anwendung höherer Luftvorwärmung die Möglichkeit, Kessel von solcher Größe zu schaffen, daß ihre Leistung über die „Grenzleistung“ der mit Rosten ausgerüsteten Kessel weit hinausgeht. So besitzen die größten Kessel der Welt, die 3 Steilrohrkessel des East-River-Kraftwerkes New York, von denen jeder bei Höchstlast 575 t/h Dampf zu liefern vermag (Normallast etwa 360 t/h), ebenfalls Staubfeuerung; diese Kessel, die Doppelenderbauart sowohl für die Feuerung als auch für den Kessel (Zwillingskessel) aufweisen, besitzen allerdings noch Flachbrenner und Granulierrost.

Auch in bezug auf Breitendampfleistung zeigt die Staubfeuerung ungewöhnlich günstige Verhältnisse; es gelingt hier nach Münzinger, Werte bis zu 15,5 t/m, h zu erreichen.

*γ) Kohlenstaubfeuerung mit Eckenbrennern  
(nach Wood).*

Von den Sonderbauarten, zu denen auch die in England schon 1905 entwickelte Bettington-Staubfeuerung (umgeändert in Deutschland von Linke-Hofmann) mit tiefliegenden nach oben blasenden Brennern (Brunnenbrennern) und Umkehrflamme (Stulpflamme) zu zählen ist, hat neuerdings besondere Verbreitung die Wood-Eckenbrenner-Feuerung (ebenfalls entstanden in England, in Deutschland gebaut durch die Kohlscheidungs-gesellschaft Berlin) gefunden. Bei dieser Staubfeuerung (s. Abb. 75) ist der Querschnitt des Feuerraumes ungefähr quadratisch gestaltet. In den Ecken sind Flachbrenner angebracht, die so blasen, daß in der Querschnittsmitte ein sehr kräftiger, für die Vermischung des Staubes mit der Verbrennungsluft recht wirkungsvoller Wirbel entsteht. Man betreibt diese Wood-Feuerung wegen ihrer starken Wandkühlung (gekühlter Feuerraum) stets mit hoher Luftvorwärmung (300° C und darüber), wobei mit gasreichen Brennstoffen hohe Feuerraumbeanspruchung ( $q_F$  bis  $0,3 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup> h) erzielbar ist.

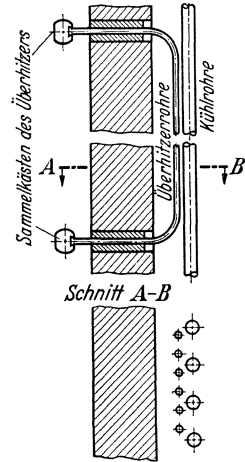


Abb. 74. Einbau eines Strahlungsüberhitzers.

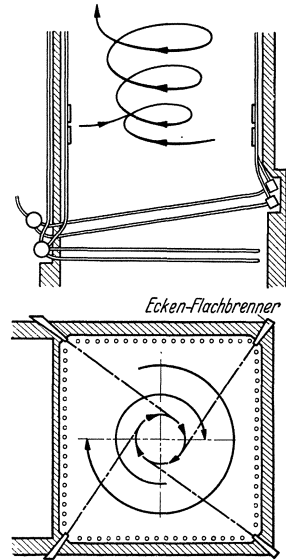


Abb. 75. Wood-Feuerung.

### δ) Mühlenstaubfeuerung.

Bei dieser neuartigen Staubfeuerung<sup>1</sup>, die von Krämer-Zschornowitz geschaffen wurde und die bereits große Verbreitung gefunden hat,

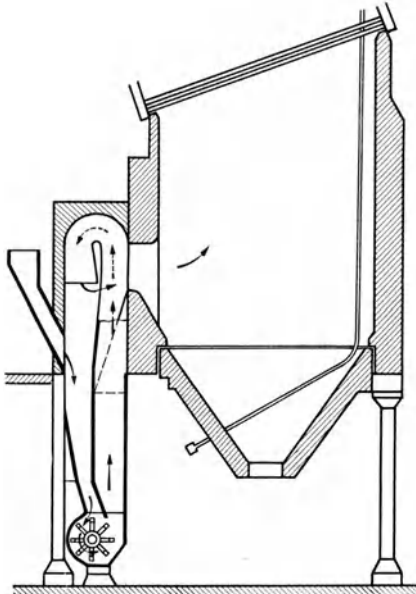


Abb. 76. Krämer-Mühlenfeuerung von Steinmüller. Man beachte die dem Feuerraum vorgebaute Schlägermühle mit dem darüber gelegenen durch Umkehrung des Staub-Luft-Gemisches arbeitenden Sichter.

wird ungetrockneter Rohbrennstoff zusammen mit Heißluft aus dem Luvo und gegebenenfalls auch noch mit heißen Rauchgasen, entnommen dem Feuerraum, einer Schlägermühle zugeführt, die in einer Vorkammer des Feuerraumes (s. Abb. 76, welche die Steinmüller-Bauart darstellt) untergebracht ist. Zur Erzielung geringen Kraftbedarfes begnügt man sich mit grober Mahlung; es ist aber dafür gesorgt, daß die im Hauptfeuerraum sich ausscheidenden größeren Staubteilchen auf einem im Feuerraum-Unterteil gelegenen Roste ausbrennen können. Man hat mit dieser Mühlenfeuerung, die gegen Wechsel des Brennstoffes unempfindlich, also für verschiedene Kohlsorten gleich gut verwendbar ist, es fertig gebracht, Kohlen von größerem Wassergehalt und sogar Rohbraunkohle mit 50 vH Feuchtigkeit ohne jede Vorbehandlung (Vortrocknung) zu verarbeiten.

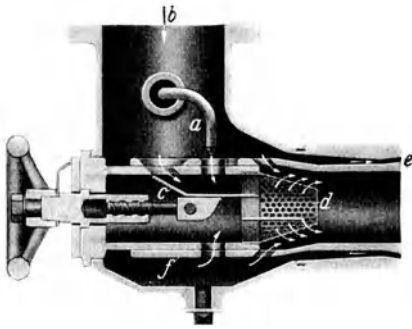


Abb. 77.

Moll-Niederdruckölbrenner von Balcke.  
*a* Ölzuführung, *b* Lufteintritt, *c* Teller,  
*d* Mischungssieb, *e* Ringspalt, *f* Kolbenschieber.

### b) Ölfeuerung.

Man bildet die Ölbrenner in der Regel so aus, daß sie den flüssigen Brennstoff bei der Einführung in den Feuerraum fein zerteilen und zerstäuben und ihn gleichzeitig möglichst innig mit der nötigen Verbrennungsluft vermischen<sup>2</sup>. Es

<sup>1</sup> Rosin: Z. Braunkohle 1933 S. 697;

ferner Kauffmann: Braunkohle 1935 S. 1 u. Becker: Braunkohle 1935 S. 569.

<sup>2</sup> Ölfeuerungen, bei denen der Brennstoff bei seiner Einführung verdampft oder vergast wird, kommen nur für Kleinanlagen, wie Glüh- und Schmelzöfen oder Niederdruckkessel der Zentralheizungsanlagen, in Frage.

kann dabei so vorgegangen werden, daß das einzuführende Heizöl allein unter Druck (bis zu 20 at) gesetzt und durch eine Düse in den Feuer-

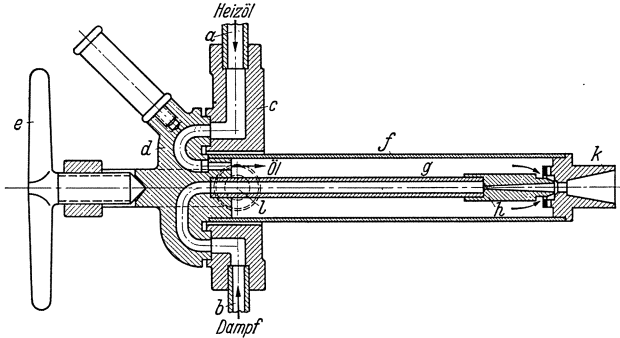
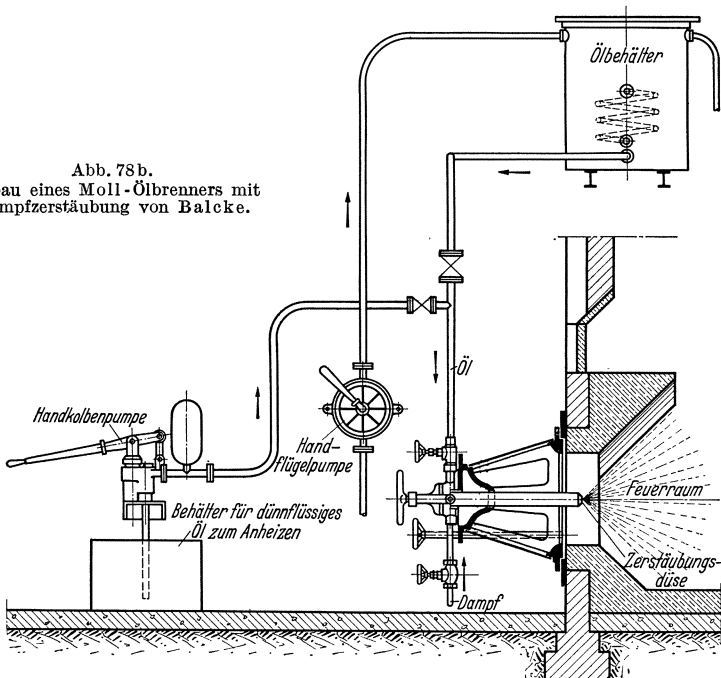


Abb. 78a. Moll-Ölbrenner mit Dampfzerstäubung.

*a* Ölzfluß, *b* Dampfeintritt, *c* Einlauf-Körper, *d* Einsatz, *e* Knebel mit Schraube für Befestigungsdrehbügel, *f* Mantelrohr, *g* Dampfrohr, *h* Düse, *k* Mundstück, *l* Drehpunkt für Befestigungsdrehbügel.

raum eingespritzt wird, oder daß man den flüssigen Brennstoff mit Hilfe von Druckluft (es gibt auch Niederdruckölbrenner, bei denen zur

Abb. 78b.  
Einbau eines Moll-Ölbrenners mit Dampfzerstäubung von Balcke.



Zerstäubung die gesamte Verbrennungsluft benützt wird, die mit 100 bis 400 mm WS. Überdruck eingepreßt wird) oder von Dampf in die

Feuerung einbläst. Nach Josse<sup>1</sup> sind die 3 vorgenannten Wege ungefähr gleich wirtschaftlich. Das Heizöl muß, wenn es dickflüssig ist, vorgewärmt (bis auf etwa 50° C) werden.

Abb. 77 zeigt einen Moll-Niederdruckkölbbrenner mit Zerstäubung durch Verbrennungsluft, Abb. 78 einen Moll-Ölbrenner mit Dampfzerstäubung, Abb. 79 den neuentwickelten Rotationsbrenner von Saacke<sup>2</sup>, wobei durch ein eingebautes bewegtes Rad das Öl, das ohne nennenswerten Druck dem Brenner zufließt, zerteilt wird. Der Saacke-

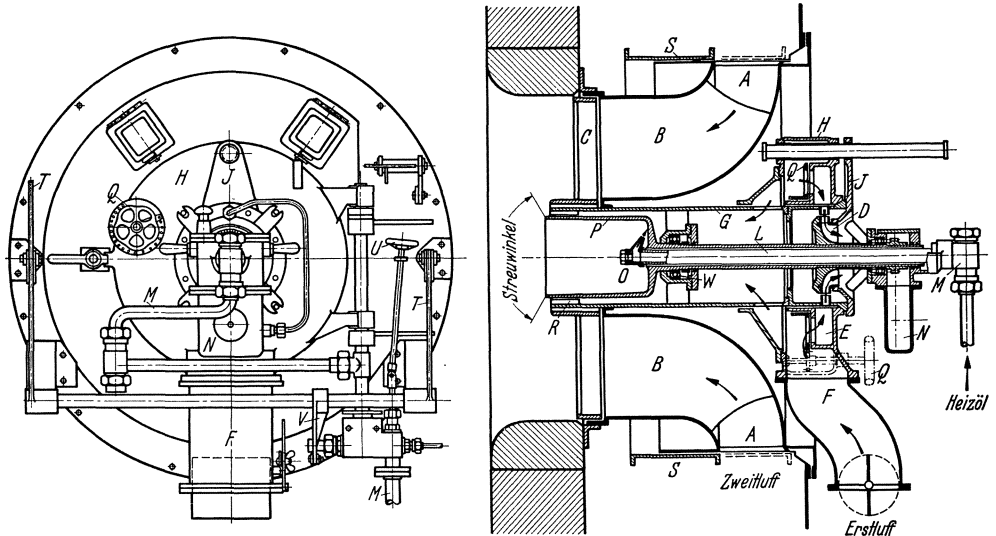


Abb. 79. Rotationsbrenner von Saacke für Verfeuerung von Öl.

A Zweitluftertritt, B Zweitluftdüse, C Staurost, D Luftturbine, E Druckluftvorlage, F Erstluftkanal, G Mantelrohr, H Geschränktür, J Hinterer Lagerbock, L M Heizölführung, N Schmierölbehälter, O Ölverteilungsmundstück, P Zerstäuberbecher, Q Regelschieber für Luftturbine, R Erstluft-Drallbleche, S Zweitluft-Absperrschieber, T Zweitluft-Schiebergestänge, U Heizöl-Absperrventil, V Verblockung, W Kugellager.

Brenner, der für einen Durchsatz bis 1500 kg/h gebaut wird, soll deutsches Steinkohlenteeröl ohne jede Vorwärmung mit einem CO<sub>2</sub>-Gehalt der Verbrennungsgase von rd. 15 vH, d. h. mit einer Luftüberschußzahl von  $\varepsilon \approx 1,05$ , verarbeiten können und außerdem einen außergewöhnlich großen Regelbereich, bis auf  $\frac{1}{10}$  des Höchstdurchsatzes herunter, aufweisen. Die Feuerraumwärmelast  $q_F$  beträgt bis zu  $3 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h. Zur Sicherung des Betriebes und zur Verhütung von Explosionen ist, da die Verbrennungsluft nur selten vorgewärmt zugeführt wird, die Anbringung einer als Wärmespeicher dienenden Mauermaße — Zündmauerwerk — im Feuerraum der Ölfeuerungen unerlässlich.

<sup>1</sup> Josse: Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Berlin.

<sup>2</sup> Siehe Jebens: Moderne Hochdruckanlage für Schiffe. Werft Reed. Hafen 1934 Heft 12.

c) Gasfeuerung.

Die Gasbrenner, bei welchen man eine weitgehende Vermischung des gasförmigen Brennstoffes mit der Verbrennungsluft anzustreben hat, werden so eingerichtet, daß die Gemischbildung erst nach dem

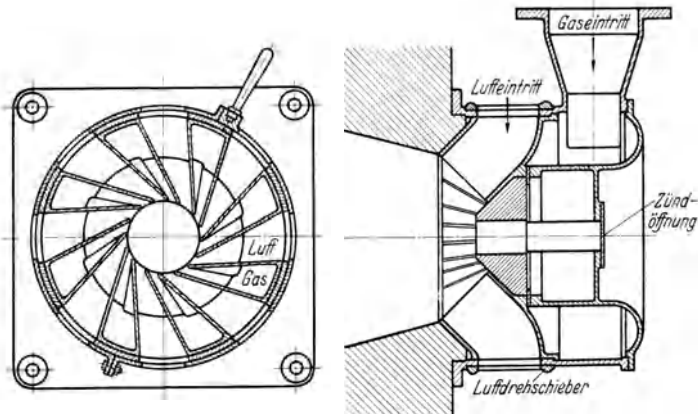


Abb. 80a. Moll-Gasbrenner mit Selbstansaugung der Luft unter atmosphärischem Druck.

Brenner im Feuerraum oder, was an Kesselfeuerungen die Regel bildet und auch eine schnellere Verbrennung mit kürzerer Flamme ergibt, wie bei einem Bunsenbrenner zu einem Teile schon innerhalb des Brenners

vorgenommen wird. Abb. 80a stellt einen Moll-Gasbrenner dar, bei dem die nötige Verbrennungsluft durch den im Feuerraum herrschenden Unterdruck angesaugt wird.

Abb. 80b einen Wirbelstrahlgasbrenner der Ofenbau - G. m. b. H. Essen, bei dem sowohl das Gas als auch die Luft unter Druck dem Brenner zugeführt wird. Abb. 81 zeigt einen Gasbrenner der Bamag, welchem ein Heizrohr nachgeschaltet ist, das von einem schraubenförmigen Schamottefüllkörper ausgefüllt wird.

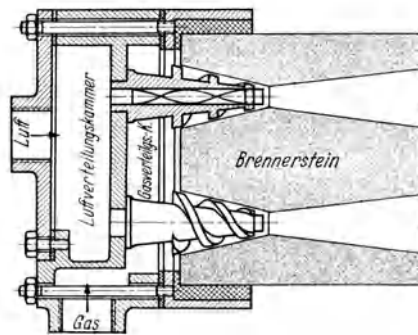


Abb. 80b. Wirbelstrahlbrenner für Gas der Ofenbau - G. m. b. H. Essen mit eingepreßter Luft.

Durch die so entstehende Durchwirbelung der Gase sollen eine vollkommene Verbrennung und ein guter Wärmeübergang erzielt werden.

Zur Vermeidung von Explosionen, die bei den Gasfeuerungen ebenfalls möglich sind, gebraucht man außer einem Zündmauerwerk (s. hierzu Ölfeuerung) dauernd brennende Zündflämmchen und ein Sicherheitsventil in der Gasleitung, das bei Aussetzen des Gasstromes sich selbsttätig

schließt; es wird außerdem noch die Maßnahme angewendet, daß der Brenner nur in ausgeschwenktem Zustand angezündet werden kann.

Da das Volumen des gasförmigen Brennstoffes verhältnismäßig groß ist gegenüber demjenigen der Verbrennungsluft und außerdem das Volumenverhältnis des Brennstoffes zur Luft bei den verschiedenen Gasarten sehr ungleich ist (bei dem heizwertarmen Gichtgas etwa 1,4:1, bei dem heizwertreichen Koksofengas dagegen 0,22:1) so zeigt sich, daß die Gasart bei der Ausbildung der Brenner sehr beachtet werden muß und daß die Herstellung von Brennern für großen Durchsatz schwierig ist. Zweckmäßig verwendet man deshalb für Großkessel an Stelle von wenigen großen Brennern eine Reihe von kleineren Brennern, die wegen der Möglichkeit der Abschaltung eines Teiles der Brenner

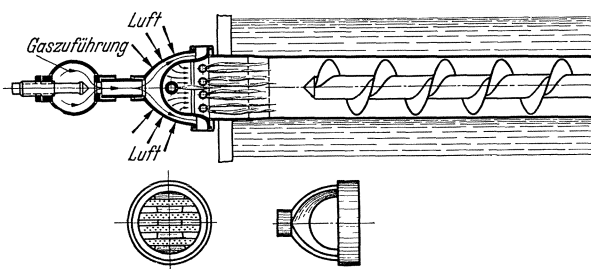


Abb. 81. Gasbrenner der Bamag mit Füllkörper aus Chamotte. Das aus dem Brenner austretende Gas saugt sich die nötige Verbrennungsluft aus der Umgebung an.

auch bessere Regelung der Feuerung erzielen lassen. Die Feuerraumbelastung  $q_F$  erreicht auch bei den Gasfeuerungen sehr hohe Werte, nämlich bis zu  $3 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h.

Sonderausführungen von Gasfeuerungen kommen beim Velox-Kessel zur Anwendung. Während der gewöhnlich benützte Velox-Gleichdruckkessel mit einem Gasbrenner ausgerüstet ist, durch welchen das mit einem Turbokompressor fortwährend zugeführte Gas unter mäßigem Überdruck (2 bis 4 ata) verbrannt wird, benötigt man bei dem seltener verwendeten Velox-Verpuffungskessel gesteuerte Ventile für Gas und für Verbrennungsluft, um den geschlossenen bombenartigen Feuerraum zur Erzielung explosionsartiger Verbrennungsvorgänge in regelmäßigen Zeitabständen aufladen zu können. Es werden dabei mit Hilfe einer elektrischen Zündung etwa 50 Verpuffungen je Minute durchgeführt, wobei plötzliche Druckerhöhungen bis auf 10 bis 12 atü auftreten. Die günstige Form des bombenartigen Verbrennungsraumes und der benützte hohe Druck der Verbrennung gestatten, die Feuerraumbelastung  $q_F$  bis auf  $8 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h zu steigern.

Mit einer Gasfeuerung war auch der sog. „flammenlose Verbrennung“ aufweisende Schnabel-Bone-Heizrohrkessel versehen (gebaut in den Jahren 1911 bis 1914). Vor jedem Heizrohr war ein



Gasbrenner angeordnet, den man so betrieb, daß die Verbrennung erst innerhalb der porösen Schamottefüllung, mit welcher die Heizrohre versehen waren, eintrat.

#### 4. Beheizung der Kessel mit Abhitze oder durch elektrischen Strom.

Vielfach werden die heißen Abgase aus industriellen Öfen (Schmelz- und Glühöfen) und aus Gasmaschinen, welche Gase Temperaturen bis zu 1200° bzw. bis zu 500° C aufweisen, zur Beheizung von Kesseln benützt; man bezeichnet diese Kessel, die, um möglichst billige Anlagen zu erzielen, meist als Flammrohr- oder Heizrohrkessel ausgeführt sind, als „Abhitzekessel“. Bei hüttentechnischen Ofenanlagen enthalten die Abgase, wenn sie aus reduzierenden Verbrennungsprozessen stammen, manchmal noch brennfähige Bestandteile. Es muß dann vor dem Abhitzekessel noch ein Feuerraum vorgesehen werden, in welchem durch Zuführen von Verbrennungsluft noch für ein möglichst vollständiges Ausbrennen der Ofenabgase gesorgt wird.

Abhitzekessel werden auch in den von Sulzer entwickelten Anlagen für trockene Kokslöschung benützt, wobei die aus dem Koksofen bei etwa 1000° C ausgestoßene glühende Koksmasse durch ein die Verbrennung nicht unterhaltendes (inertes) Gas — CO<sub>2</sub> oder N<sub>2</sub> — abgekühlt wird. Das Kühlgas gibt dabei die von der Koksmasse übernommene Wärme an einen Abhitzekessel ab.

Elektrische Energie wird, wenn sie als Überschußenergie aus Wasserkraftwerken (Nachtstrom) billig zur Verfügung steht, häufig auch zur Beheizung von Dampfkesseln verwendet. Man gebraucht dazu Elektrokessel, welche entweder mit Heizwiderständen (vor allem bei Gleichstrom) oder mit in den Wasserraum eingebauten Elektroden (verwendet bei Wechselstrom) ausgestattet sind. Hervorzuheben ist, daß bei diesen Elektrokesseln einzig und allein ein kleiner Verlust durch Leitung und Strahlung des Kesselkörpers auftritt und daß deshalb die der zugeführten elektrischen Energie entsprechende Wärmemenge (1 kWh entspricht 860 kcal) mit einem sehr hohen Wirkungsgrad (98 vH und darüber) an das Kesselwasser übertragen wird.

## II. Die Verbrennungsvorgänge in den Dampfkesselfeuerungen.

### 1. Der Vorgang in einer Rostfeuerung.

#### a) Die Zündung.

Wird frischer Brennstoff in eine Rostfeuerung eingegeben, so muß ihm zur Einleitung der Verbrennung zunächst von einer fremden Energiequelle Wärme zugeleitet werden. Erst dann, wenn der Brennstoff durch diese fremde Wärmezufuhr bis zu seinem Zündpunkt

— nach Marcard rd.  $250^{\circ}\text{C}$  bei Torf und junger Braunkohle, 300 bis  $500^{\circ}\text{C}$  bei Steinkohle, 650 bis  $700^{\circ}\text{C}$  bei Koks — erhitzt worden ist, hat er durch den jetzt beginnenden und ablaufenden Verbrennungsprozeß die Fähigkeit, aus seinem Inhalt an chemisch gebundener Wärme (Heizwert  $\xi$ ) fühlbare Wärme zu erzeugen. Die für Erhitzung bis zum

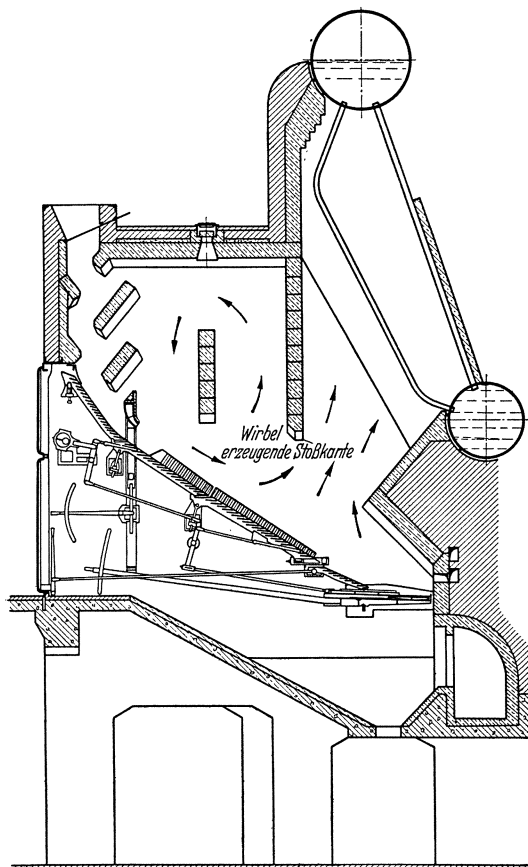


Abb. 82. Rückführungs- und Rückstrahlungsgewölbe bei einer Keilmann-Völccker-Rohbraunkohlen-Treppenrostfeuerung. Man beachte die besondere Anordnung und Form der Gewölbe, mit welchen man einen Flammenwirbel im Feuerraum erzeugen will.

nennenden Kohle; da diese meist unterhalb des grünen, frisch aufgeworfenen Brennstoffes liegt, so kann man den sich hier abspielenden Vorgang „als Zündung von unten“ bezeichnen. Eine solche Zündung von unten ist vor allem bei den von Hand oder mechanisch — mit Wurfapparaten — beschickten Planrosten, ferner bei den Stufen- oder Treppenrosten gegeben, bei welchen letzteren sich auf den einzelnen Stufen Zündnester (s. Abb. 40) ausbilden sollen. Die Zündung von unten mit Hilfe

Zündpunkt benötigte Wärmemenge wird Zündwärme genannt.

Bei der Inbetriebnahme einer Rostfeuerung erzeugt man die Zündwärme mit leichtbrennenden Hilfsstoffen (Hobelspänen, Holzscheiten, Öl, Gas u. dgl.); im Betrieb jedoch hat die Deckung der Zündwärme ohne Inanspruchnahme solcher Hilfsstoffe zu erfolgen, was auf verschiedene Art geschehen kann. Man kann, wie es bei den feststehenden Rosten gemacht wird, den frischen Brennstoff in möglichst enge Berührung mit dem bereits in Glut befindlichen dadurch bringen, daß man ersteren auf die glühende Kohle aufwirft oder unter diese schiebt. Die Zuleitung der Zündwärme erfolgt hier also von der benachbarten, schon bren-

der Zündnester würde aber an diesen Stufenrosten, vor allem bei der sehr feuchten Rohbraunkohle (mit einem Wassergehalt  $f$  bis zu 60 vH), keinen sicheren Betrieb, auf alle Fälle aber keine nennenswerte Leistung erzielen lassen, wenn man nicht durch entsprechende Gewölbe für eine weitere Zufuhr von Zündwärme sorgen würde. Durch diese Gewölbe wird eine Rückführung der Flamme und der heißen Verbrennungsgase angestrebt, damit durch Bepflügelung der frischen Kohle auch noch eine Wärmezufuhr und eine Zündung von oben her eintritt (s. Abb. 82, welche die Gewölbe der Keilmann-Völcker-Rohbraunkohlen-Treppenrostfeuerung zeigt).

Bei den Wanderrosten, bei welchen die Zündung in der Regel von oben her erfolgt, liegen die Verhältnisse hinsichtlich der Deckung der Zündwärmenicht so günstig, so daß bei feuchten Brennstoffen (mit  $f > 20$  vH) häufig Zündschwierigkeiten auftreten. Es besteht dabei Gefahr, daß die frische Kohle nicht mehr rechtzeitig zündet und der Rost dann „kaltgefahren“ wird. Bei nassem Brennstoff stellt sich wie Abb. 83 lehrt, die Erscheinung ein, daß der frische Brennstoff erst in einiger Entfernung ( $a$ ) hinter dem Absperrschieber zu zünden beginnt; bei gasreichen Kohlen treten kurz vor der Zündstelle grau aussehende Gaswölkchen auf<sup>1</sup>, welche sich an der Zündstelle entzünden (es handelt sich dabei augenscheinlich um Schwelgase), während die Kohlenstückchen selbst erst später zu brennen beginnen. Man muß hier nach Marcard<sup>2</sup> beachten, daß die hochmolekularen Teerdämpfe (es sind dies C—H—O-Verbindungen), die bei einer Entgasung entstehen, die niedrigsten Zündpunkte, nämlich zwischen 250 bis 400° C besitzen, während die einfacheren Gase wie H<sub>2</sub>, CO und CH<sub>4</sub> erst zwischen 600 bis 750° zünden.

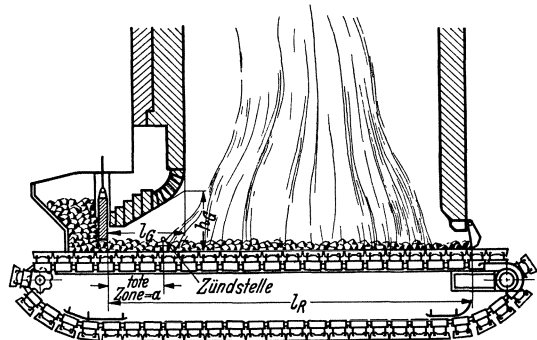


Abb. 83. Vorgang der Zündung auf dem Wanderrost.

Das Auftreten einer toten Zone am Wanderrost ist naturgemäß als unzweckmäßig anzusprechen, da der Rost innerhalb dieser Zone hinsichtlich Wärmeentwicklung doch vollständig unwirksam ist und zu befürchten steht, daß die bis zur Zündstelle durch die kalte Kohlen-schicht strömende Luft das Gewölbe unerwünschterweise abkühlt und daß diese Luft auch auf den Verbrennungsvorgang im Feuerraum nicht günstig einwirken wird. Es ist deshalb eine Reihe von Maßnahmen —

<sup>1</sup> Siehe Verfasser: Z. VDI 1917 S. 725.  
<sup>2</sup> Siehe Marcard: Rostfeuerungen S. 40.

„Zündhilfen“<sup>1</sup> — für den Wanderrost entwickelt worden, mit welchen man bei zündungsträgen Brennstoffen — dazu zählen für den genannten Rost außer den nassen Kohlen mit mehr als 20 vH Wassergehalt gasarme Brennstoffe mit weniger als 15 vH fl.B. (Magerkohlen, Koks, Anthrazit), ferner Briketts, die wegen der glatten Oberfläche der Kohlen-

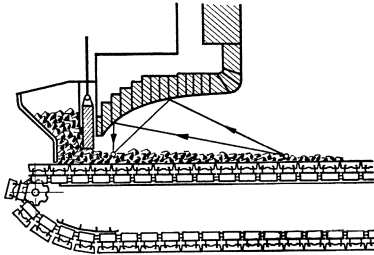


Abb. 84. Elliptisches Gewölbe beim Wanderrost.

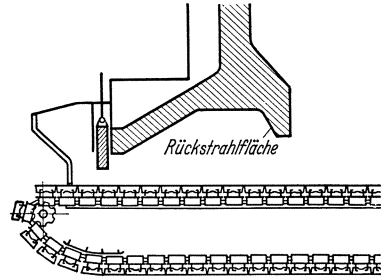


Abb. 85. Rückstrahlgewölbe beim Wanderrost.

stücke gleichfalls sich nur schwer entzünden — für eine raschere Erwärmung der Kohle und für eine Verkürzung der toten Zone sorgt. Es muß dabei berücksichtigt werden, daß beim Wanderrost die frische Kohle auf den Rostbelag aufgelegt wird, der kurz vorher auf dem Rück-

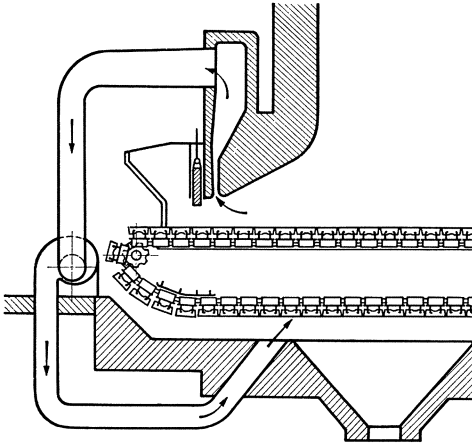


Abb. 86. Gasabsaugung über einem Wanderrost.

wärtsweg abgekühlt und von Verbrennungsrückständen möglichst sorgfältig gereinigt worden ist. Grundfeuer und Zündung von unten kommen somit beim gewöhnlichen Wanderrost nicht in Frage. Bei diesem Rost kann deshalb die Zündung nur von oben erfolgen, wobei die nötige Zündwärme vom Feuerraum her durch Strahlung und unter Umständen auch noch durch Berührung zugeführt werden muß.

Man ging zunächst (s. Abbildung 83), so vor, daß man die Gewölbe, die sehr lang waren (etwa 40 bis 60 vH der Rostlänge) und ursprünglich nur geringe Höhe  $h_G$  hatten, nun mit verhältnismäßig großer Öffnung versah ( $h_G$  etwa  $0,2$  bis  $0,3 \cdot l_G$ ). Zur weiteren Verbesserung der Wärmeeinstrahlung wurden die Gewölbe elliptisch gestaltet (s. Abb. 84). Es wurden ferner Rückstrahlgewölbe (s. Abb. 85) angegeben, die günstig

<sup>1</sup> Siehe S. 85.

wirken, wobei jedoch der ungünstige Umstand gegeben ist, daß das Rückstrahlwehr beim Übergang auf schneller zündende Kohle sehr gefährdet ist. Eine recht vorteilhafte Zündhilfe ist in Abb. 86 veranschaulicht; hier läßt man durch einen Ventilator unmittelbar hinter dem Schichtregler aus dem Feuerraum über die frisch anzuwärmende Kohle hinweg heiße Gase absaugen, worauf dann diese Gase unter dem Rost in die Feuerung wieder eingeführt werden. Diese Einrichtung, die sich für nasse Kohlen bis zu 25 vH Wassergehalt sehr bewährt hat und welche eine Vermehrung der Zündwärmезufuhr mit Hilfe von Berührung bezweckt, weist vor allem den Vorzug auf, daß das Gewölbe wie üblich gestaltet ist und daß keine Einzelteile vorhanden sind, die bei vorübergehender Benützung rascher zündender Brennstoffe, wobei natürlich von einem Absaugen durch den Ventilator abgesehen wird, irgendwie gefährdet wären.

Eine heute allgemein angewandte Gewölbeform mit sehr günstiger Zündwirkung (zuerst von Walther, Köln benützt) ist in Abb. 87 dargestellt. Das Gewölbe ist nun sehr kurz ( $l_G$  etwa 0,1 bis

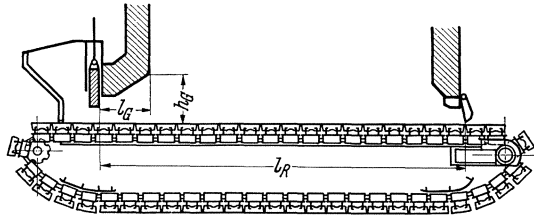


Abb. 87. Kurzes Gewölbe beim Wanderrost.

0,2 ·  $l_R$ ) und besitzt verhältnismäßig große Öffnung ( $h_G \sim l_G$ ), womit man erreicht, daß eine große Wärmemenge von der im Feuerraum sich ausbildenden Flamme auf die frische Kohle eingestrahlt wird. Mit diesem kurzen Gewölbe, das bei Rosten über rd. 1,5 m Breite zweckmäßig immer als Hängedekke ausgeführt wird — man erreicht dadurch über die ganze Kesselbreite gleiche Öffnung des Gewölbes und gleiche Einstrahlung von Zündwärme —, gelingt es in Verbindung mit hohen Feuerräumen (mit einer Höhe von 4 bis 8 m) und mit Unterwindbetrieb (welch letzterer durch eine leicht erreichbare Stauwirkung im Feuerraum auch noch zur Steigerung der Zündwärmезufuhr ausgenützt werden kann), sogar sehr magere Brennstoffe wie Anthrazit und Koksgrus zur Entzündung zu bringen.

Neuerdings wird für die Unterbringung langer Roste außerdem noch ein kurzes Gewölbe ( $l_G \sim 0,15 \cdot l_R$ ) am Rostende (s. auch Abb. 227) angeordnet. Für die zündungsträgen Anthrazitkohlen ist in Amerika vielfach eine Einrichtung zur Flammenrückführung mit einem kurzen vorderen Gewölbe und einem sehr langen hinteren Gewölbe (s. Abb. 88) in Gebrauch, womit man nicht nur günstige Verhältnisse für die Entzündung, sondern auch gleichzeitig solche für die Vermischung und Verbrennung der Rauchgase erzielt<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Siehe hierzu Marcard (Rostfeuerungen), der über günstige Erfahrungen mit solchen Zündgewölben bei der Dampfkesselfabrik Steinmüller berichtet.

Die bei Briketts auftretenden Zündschwierigkeiten werden mit dem Bessert-Vorrost behoben (s. Abb. 89). Es wird hier so gearbeitet, daß im unteren Teil des Beschickungstrichters durch einen dort eingebauten Hakenrost dauernd Verbrennung unterhalten wird. Von dem Vorrost fallen brennende Kohlentelchen auf den Belag des Wanderrostes, welche als Grund-

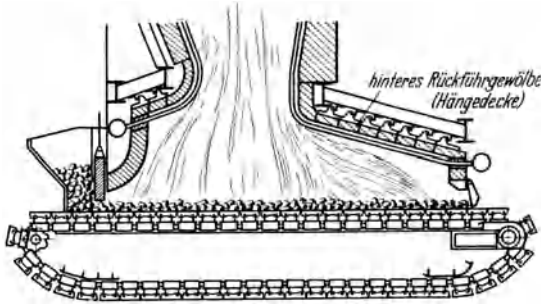


Abb. 88. Rückführgewölbe beim Wanderrost.

feuer die Entzündung der darüber gelegten frischen Kohle bewirken. Es sei hier auch auf die im Weltkrieg entwickelte Sonderfeuerung für Koks von Belani<sup>1</sup> hingewiesen, wobei man dem Wanderrost sogar einen vollständigen Fülllofen vorschaltete.

Bemerkenswert ist hier auch noch die Zündhilfe von Arbatzky<sup>2</sup>, dem durch Einführen von heißen Gasen aus dem Feuerraum in den als Trockner ausgebildeten Kohlenzuführungstrichter sogar die Verarbeitung

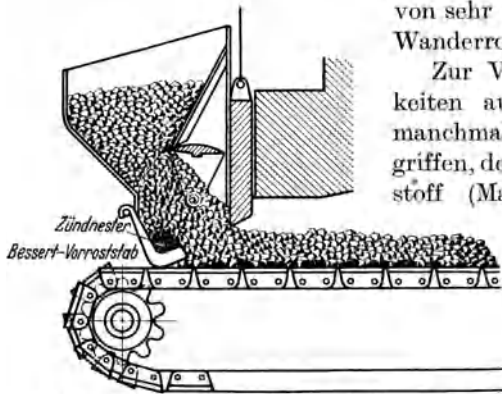


Abb. 89. Bessert-Vorrost für Braunkohlen-Briketts.

von sehr nasser Rohbraunkohle auf dem Wanderrost gelang.

Zur Verhütung von Zündschwierigkeiten auf dem Wanderrost hat man manchmal auch zu der Maßnahme gegriffen, dem zündschwachen Hauptbrennstoff (Magerkohle) noch einen zündfähigeren Hilfsbrennstoff (gasreichere Kohle) beizugeben, wobei letztere etwa 25 vH der Gesamtmenge betragen muß. Zweckmäßig geht man dabei so vor, daß man für jeden Brennstoff einen besonderen Schüttrichter anbringt und

den zündstarke Hilfsbrennstoff auf den zündschwachen Hauptbrennstoff gelegt wird<sup>3</sup>.

Zündschwierigkeiten machen sich naturgemäß nicht nur am Wanderrost, sondern auch vor allem bei Schräg- und Stufenrosten<sup>4</sup> geltend,

<sup>1</sup> Siehe Z. Dampfk. u. Masch.-Betr. 1915 S. 275.

<sup>2</sup> Siehe Münzinger: Dampfkraft, S. 190.

<sup>3</sup> Weck hat eine ähnliche Sondereinrichtung geschaffen, die ermöglichen soll, neben körniger Kohle sogar feinen Flugkoks auf dem Wanderrost zu verarbeiten. Um das Wegblasen des Flugkokes zu verhindern, wird durch einen Hilfsbunker der Flugkoks auf mittlerer Höhe der Kohlschicht eingeführt.

<sup>4</sup> Siehe hierzu Marcard: Rostfeuerungen S. 100.

wo bei den hier meist verfeuerten Rohbraunkohlen trotz ihrer niedrigen Zündtemperatur wegen des großen Wassergehaltes und auch wegen der geringen Feuerraumtemperatur und der dadurch bedingten unzureichenden Zustrahlung von Wärme die Zündung leicht zu wünschen übrig läßt. Man verwendet hier, wie schon im Abschnitt „Die Bauarten der Feuerungen“ besprochen, neben entsprechend geöffneten Zündgewölben Rückführgewölbe am Rostende und als Sondereinrichtung Zündwehre, die vielfach durchbrochen sind und wie die Rückstrahlgewölbe der Wanderroste wirken (s. hierzu Abb. 39 und 58b). Manchmal bildet man diese Zündwehre so aus, daß bei der Rückführung der vom Rostende kommenden Gase ein starker Wirbel erzeugt wird, der die frische Kohle zu bespülen hat (s. Abb. 82). Bei sehr zündungsträgen, heizwertarmen Brennstoffen (Müll, Kohlenschlamm, Waschberge u. dgl.) hat sich als besonders brauchbar der Martinsche Rückschubrost bewährt. Hier wird durch eine eigenartige, zum Teil rückläufige Bewegung der Brennstoffteilchen auf dem Rost für eine stetige, die Zündung sichernde Vermischung der schon brennenden Masse mit dem frischen Brennstoff gesorgt.

Eine gründliche Verbesserung der Zündverhältnisse erzielt man bei allen Feuerungen stets durch Vorwärmen der Verbrennungsluft; bei den Rosten sind allerdings wegen des Umstandes, daß die Verbrennungsluft gleichzeitig auch noch zur Kühlung des Rostbelages zu dienen hat, der Anwendung dieser Maßnahmen gewisse Grenzen gezogen. Man wendet Luftvorwärmung bis auf höchstens 200° bei den Schräg- und Wanderrosten an, bis auf rd. 250° und sogar 300° C dagegen bei den Stokern.

Für die Beurteilung des Zündvorganges hat Marcard<sup>1</sup> den Begriff „spez. Zündwärme“ vorgeschlagen, worunter diejenige Wärmemenge verstanden wird, die zur Erhitzung von 1 kg Brennstoff samt der zugehörigen Verbrennungsluft bis auf Zündtemperatur erforderlich ist. Der Genannte hat berechnet, daß die spez. Zündwärme bei Steinkohle mit  $f = 2,5$  vH sich auf 22,4 vH des Heizwertes  $\xi_u$ , bei Rohbraunkohle mit  $f = 50$  vH auf 26,1 vH von  $\xi_u$ , bei Zechenkoks mit  $f = 3$  vH dagegen auf 33 vH des Heizwertes beläuft. Diese Zahlen zeigen, daß bei den verschiedenen Brennstoffen Zündschwierigkeiten in ungleichem Maße gegeben sind. Die Wärmemenge, die zur Verdampfung der Kohlenfeuchtigkeit allein benötigt wird, unterscheidet sich naturgemäß bei den vorerwähnten Brennstoffen noch viel mehr als die spez. Zündwärme; die Verdampfungswärme beträgt bei der Steinkohle nur rd. 0,2 vH von  $\xi_u$ , bei der Rohbraunkohle dagegen etwa 12 vH.

Über das Fortschreiten der Zündung innerhalb der Kohlenschicht bei Wanderrosten hat Tanner<sup>2</sup> wertvolle Untersuchungen angestellt

<sup>1</sup> Siehe Marcard: Rostfeuerungen S. 45.

<sup>2</sup> Tanner: Diss. Techn. Hochsch. Darmstadt.

und Kurven gleicher Temperatur (Isothermen) innerhalb des Brennstoffbettes (s. Abb. 90 und 91) aufgenommen. Man ersieht daraus, daß die Erwärmung der Kohle am Wanderrost tatsächlich von oben nach unten fortschreitet.

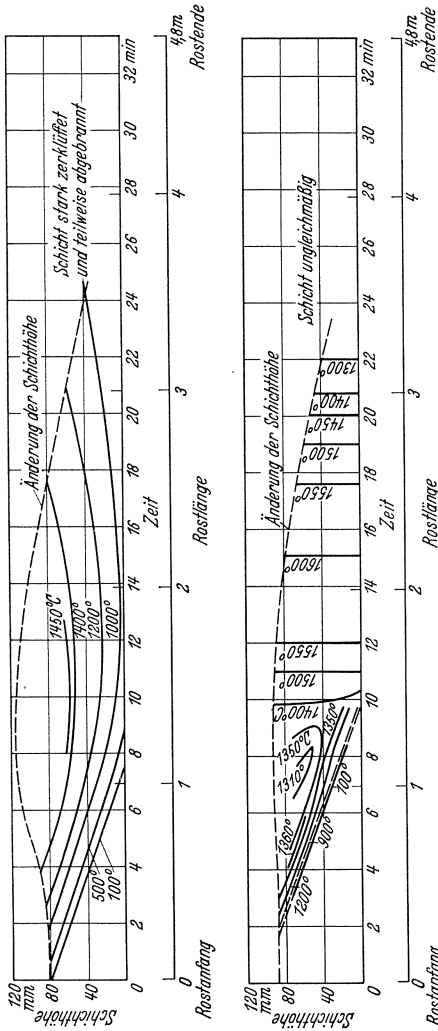


Abb. 90 u. 91. Temperaturfeld des Brennstoffbettes bei backender Gaskohle (oben) und bei zerfallender Rißkohle (unten) (nach Tanner). Man beachte, daß die Schichthöhe bei backender Gaskohle, die stark bläht, während der Verbrennung zunächst stark zunimmt.

An einer bestimmten Stelle des Rostweges können die im Oberteil der Schicht befindlichen Brennstoffteilchen schon brennen, während die unteren Teilchen unter Umständen noch vollständig kalt sind. Marcard spricht deshalb mit Recht davon, daß man am Wanderrost nicht nur in waagrechter, sondern auch in senkrechter Richtung Zonenbildung unterscheiden kann. Die Durchzündlinie, als welchem die Isotherme  $t_z = \text{const}$  (dabei  $t_z = \text{Kohlenzündtemperatur}$ ) bezeichnet — auf dieser Linie stellt sich gerade die Zündung ein — ist nach den Versuchen von Tanner annähernd eine Gerade.

b) Die Verbrennung.

Aufhäuser<sup>1</sup> hat ein schematisches Bild (s. Abbildung 92) von der Wandlung einer Kohle zur Verbrennungsreife gegeben, welche dem Verbrennungsvorgang vorausgeht. Der brennbare Teil

der Kohle ist eine C—H—O-Verbindung, die durch Erwärmung, wobei eine Entgasung und Schwelung vor sich geht, in Koks (C) einerseits und in flüchtige Bestandteile andererseits zerlegt wird. Der Koks kohlenstoff C, der Sauerstoff O<sub>2</sub> der Verbrennungsluft und das aus der Kohle und der

<sup>1</sup> Marcard: Rostfeuerungen S. 46 und Aufhäuser: Brennstoff und Verbrennung, Bd. 2. Berlin: Julius Springer 1928.



Wärmeerscheinungen, doch merkbare Zeitabschnitte bzw. Strecken längs des Strömungsweges der Rauchgase benötigt werden. Der Verbrennungsvorgang muß sich demnach bei allen Rostfeuerungen sowohl auf die Kohlschicht als auch auf den darüber gelegenen Feuerraum erstrecken.

Untersucht man nun den Verbrennungsverlauf in einer Rostfeuerung z. B. auf einem Wanderrost, so findet man, was die oben gemachten Ausführungen bestätigt, daß (s. Abb. 93) die eingegebene frische Kohle zunächst getrocknet und bis zu ihrer Zündtemperatur angewärmt wird. Schon vor Erreichung des Zündpunktes setzt mit dem Austreten der flüchtigen Bestandteile die Schwelung oder Entgasung ein. Die Ausdehnung dieser Entgasungszone ist durch die Flamme kenntlich gemacht, die sich bei der Verbrennung der flüchtigen Bestandteile bildet

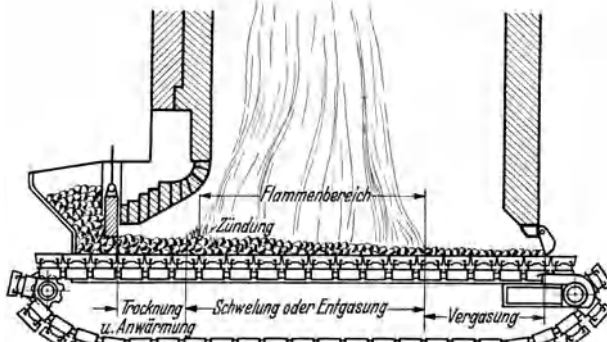


Abb. 93. Verbrennungsverlauf auf dem Wanderrost.

und sich über den Feuerraum erstreckt, bei einer Feuerung mit befriedigender Verbrennung aber noch innerhalb des Feuerraumes ihr Ende finden muß. Gegen das Rostende zu, wo flüchtige Bestandteile der Kohlschicht fast nicht mehr entweichen — man beobachtet hier nur kurze Flämmchen von bläulicher Farbe — liegt dann die Zone der reinen Vergasung, wo der Kohlenstoff des bei der Schwelung zurückbleibenden Kokes in die Wassergasbestandteile  $\text{CO}$  und  $\text{H}_2$  übergeführt und dann ebenfalls verbrannt wird. An einem Wanderrost lassen sich also, insbesondere bei feuchten und gasreichen Brennstoffen, in der Kohlschicht in waagrechter Richtung entsprechend dem vorgeschilderten Verlauf des Verbrennungsprozesses deutlich 3 Zonen unterscheiden, nämlich  $\alpha$ ) eine Anwärme- und Trockenzone,  $\beta$ ) eine Entgasungs- oder Schwelzone und  $\gamma$ ) eine Vergasungszone. Mit Recht bemerkt Marcard<sup>1</sup>, daß diese Zonen keineswegs scharf ausgeprägt und getrennt sind, sondern daß dieselben mehr oder weniger ineinander übergehen<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Marcard: Rostfeuerungen S. 38.

<sup>2</sup> Diese Darlegung wurde neuerdings für oberbayerische Grieskohle durch Versuche von Meier (Diss. Techn. Hochsch. München 1935) weitgehend bestätigt.

und daß von der Schwelzone ab die Kohle sich in 2 Teile oder 2 verschiedene Brennstoffe aufspaltet. Die aus der Kohle abziehenden flüchtigen Bestandteile werden sofort vom Rauchgasstrom erfaßt und in kurzer Zeit — die nur 1 bis 2 s beträgt — durch den Feuerraum befördert, wobei ihre Verbrennung erfolgen muß. Der bei der Schwelung auf dem Rost zurückbleibende Koks befindet sich dagegen noch sehr lange (bei hoher Rostbeanspruchung etwa 10 bis 20 min, bei geringer sogar bis zu 1 h) in der Feuerung. Diese lange Aufenthaltszeit des Schwelkokes, die dringend notwendig ist, da seine Reaktionsgeschwindigkeit erheblich geringer ist als die Geschwindigkeit der Verbrennung im Feuerraum<sup>1</sup>, kann bei neuzeitlichen Feuerungen in zweckmäßiger Weise durch besondere Einrichtungen (durch als Stauer wirkende Feuerbrücke, Ausbrennschacht, Schlackengenerator) noch erheblich verlängert werden.

Es braucht wohl nicht besonders betont zu werden, daß man von einer einwandfrei arbeitenden Rostfeuerung nicht nur möglichst vollständiges Erfassen aller Kohlenteilehen durch den Verbrennungsvorgang in der Kohlenschicht mit kleinsten Verlusten durch Rostdurchfall und Verbrennliches in den Herdrückständen (Asche und Schlacke) verlangt, sondern auch, was eine Hauptforderung der Feuerungstechnik darstellt, eine so gut wie völlige Erledigung des Verbrennungsprozesses der flüchtigen Bestandteile innerhalb des Feuerraumes. Die den Feuerraum verlassenden Rauchgase sollen möglichst restlos ausgebrannt sein und die Flamme soll sich, wie schon oben betont, auf keinen Fall über den Feuerraum hinaus bis in die Kesselzüge erstrecken. Man muß also bei den Feuerungen eine möglichst vollständige und vollkommene Verbrennung anstreben.

Zur Erforschung des Verbrennungsvorganges auf Rosten hat außer Deinlein<sup>2</sup> und Presser<sup>3</sup> zunächst Werkmeister<sup>4</sup> mit einer „Untersuchung über den Verbrennungsverlauf bei Steinkohlen“ beigetragen. An einem mit Planrost ausgestatteten Versuchsofen, der vorher aufgeheizt worden war, wurde zu Beginn des Versuches ein kalter Rost mit einer abgewogenen Kohlenmenge eingebracht und nun mit einer festgelegten, während des ganzen Versuches unverändert gehaltenen Luftmenge die Verbrennung durchgeführt. Dieses Vorgehen bezweckte, an einem feststehenden Rost möglichst die gleichen Bedingungen für die Verfeuerung wie bei einem Wanderrost zu erzielen. Werkmeister bestimmte dabei in Abhängigkeit von der Zeit das sekundlich mit den Rauchgasen abgeführte, also verarbeitete Gewicht des Kohlenstoffes C in g/s (s. Kurve a in Abb. 94 bis 95, die als „Brennlinie“ bezeichnet wird), ferner die sekundlich verbrauchte theoretische Luftmenge  $L_{th}$  in

<sup>1</sup> Siehe hierzu Aufhäuser: Brennstoff und Verbrennung, Bd. 1 S. 111.

<sup>2</sup> Deinlein: Z. BRV 1928 S. 37f.      <sup>3</sup> Presser: Glückauf 1929 S. 981.

<sup>4</sup> Werkmeister: Diss. Techn. Hochsch. Hannover 1932.

Ndm<sup>3</sup>/s (Kurve b) und endlich den Schichtwiderstand  $\Delta_p$  in mm WS. (Kurve c). Die von Werkmeister erhaltenen Kurven (Brennlinien) geben in der Tat guten Aufschluß über das Verhalten der verschiedenen Kohlenarten in einer Rostfeuerung. Man erkennt daraus, daß z. B. bei fetter Steinkohle (20 vH fl.B. s. Abb. 94) die verbrannte Kohlen-

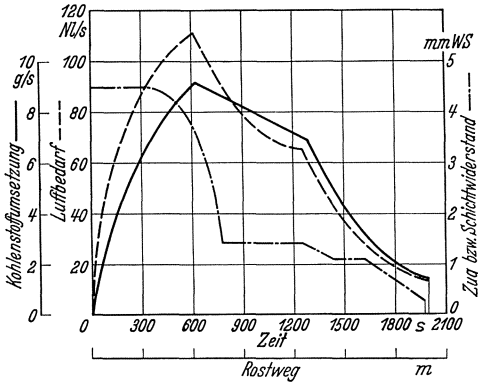


Abb. 94.

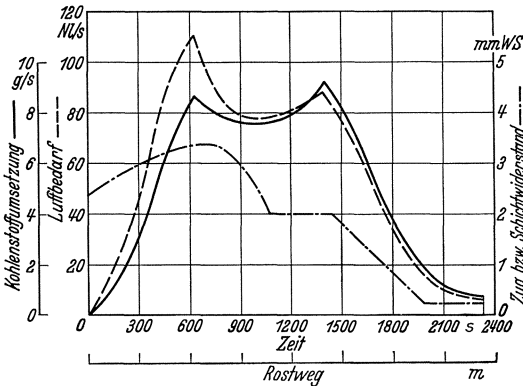


Abb. 95.

Abb. 94 u. 95. Brennlinien fetter Steinkohle (oben) und magerer Steinkohle (Eßfeinkohle) (unten) bei 140 kg/m<sup>2</sup>, h Rostbelastung und 100 mm Schichthöhe (nach Werkmeister). Kohlenstoffumsatz (Brennlinie), Kurve a ———; Luftbedarf, Kurve b - - - -; Schichtwiderstand, Kurve c - · - ·.

stoffmenge und der theoretische Luftbedarf in einer „Zündlinie“ bis zu scharf ausgeprägten Höchstwerten „A“ ansteigen, dann langsam in einer „gestörten Strecke“ bis zu einem 2. Eckpunkt „B“ abnehmen, um dann rascher in einer „Löschlinie“ auf einen niedrigen Schlußwert bei Versuchsende abzufallen. Das Auftreten der gestörten Strecke wird dabei auf den während des Versuches durch die Begrenzung der Luftzufuhr (diese war durch die Versuchseinrichtung gegeben) bedingten Luftmangel zurückgeführt. Bei Eßfeinkohle (mit 16,1 vH fl. B. s. Abb. 95) steigen dagegen Kohlenstoffmenge und Luftmenge zunächst langsam, dann rascher bis zu einem sehr flachen Scheitel an und fallen dann verhältnismäßig steil ab. Die Brennlinien von Werkmeister bestätigen also neuerdings die seit langem bekannte Tatsache, daß bei Wander-

rosten und verschiedenen Kohlen der Kohlenstoffumsatz und die Wärmeentwicklung je m<sup>2</sup> und h über die Rostlänge stets sehr ungleiche Werte aufweisen. Der Umstand, daß bei geeigneter Wahl der Maßstäbe die Kohlenstofflinie a zunächst unterhalb der Luftlinie b bleibt, daß aber dann die erstere Linie dauernd höher verläuft, ist nach Werkmeister ein Beweis dafür, daß im ersten Teil der Brenndauer die flüchtigen Bestandteile

verbrannt werden, während später Kohlenstoff verarbeitet wird. Daß die Neigung zur Zündung, die durch den Anstiegswinkel der Brennlinie gegeben ist, bei Fettkohle naturgemäß größer ist als bei Eßkohle, hat zur Folge, daß die Zündlinie für die erstere Kohlenart steiler ansteigt. Sehr bemerkenswert sind auch die Schlüsse, die Werkmeister aus den Kurven  $c$  des Schichtwiderstandes  $\Delta_p$  zieht. Es wird von ihm an Hand dieser Kurven ausgeführt, daß Fettkohle sich in bezug auf Durchlässigkeit günstig verhält (der Schichtwiderstand nimmt zuerst steiler dann langsam ab). Bei Eßkohle dagegen zeigt sich anfänglich eine nicht unwesentliche Steigerung des Schichtwiderstandes. Sehr große Schwankungen der  $c$ -Kurve wurden bei Anthrazit beobachtet; hier wurden infolge des bei der Verbrennung auftretenden Zerfalles der Körner z. B. bei dem von Werkmeister durchgeführten Versuch eine Zunahme des Schichtwiderstandes bzw. der nötigen Zugstärke von rd. 4 mm auf über 12 mm und eine darauffolgende Verminderung bis auf 1 mm herunter festgestellt. Der Zerfall des Brennstoffes, der demnach in bezug auf Schichtwiderstand eine ungünstige Wirkung ausübt, gibt aber bei Anthrazit eine vergrößerte Reaktionsoberfläche und damit eine Steigerung des Kohlenstoffumsatzes, so daß die Brennlinie  $a$  dieses Brennstoffes einen nicht ungünstigen Verlauf zeigt. Bei backender Gaskohle wurde, was auch im Einklang mit praktischen Erfahrungen steht, infolge des Zusammenballens zu Klumpen und einer dadurch herbeigeführten Verkleinerung der Reaktionsoberfläche eine verhältnismäßig geringe Kohlenstoffumsetzung festgestellt; Schürung brachte hier erhebliche Verbesserung. Schürarbeit ist überhaupt bei schlackenreichen Kohlen von Vorteil und bringt bei solchen Brennstoffen immer Erhöhung des Kohlenstoffumsatzes und der Rostleistung. Statt Schüren, das beim Planrost mit einer entsprechend geformten Eisenstange, beim Wanderrost am besten durch eine besondere Einrichtung (z. B. mit der Schürsäge von Pfeleiderer) vorgenommen wird, kann man auch Einblasung von Wasserdampf unter den Rost<sup>1</sup> oder auch ein Ziehen von Furchen mittels des Schichtreglers<sup>2</sup> anwenden. Werkmeister zeigte ferner in seiner Arbeit, wie man aus den Versuchskurven auch die zweckmäßige Einstellung der Zugstärke längs der Verbrennungszeit bzw. bei Übertragung der Versuchsergebnisse auf den Wanderrost längs des Brennstoff- und Rostweges für jede Kohlenart ermitteln kann (s. Abb. 96). Der Genannte nennt diese Kurve, die für die ganze Brennzeit gleichen Luftüberschuß  $\varepsilon$  (in der Abb. 96  $\varepsilon = 1$  angenommen) liefern soll: „die Linie der luftgesteuerten Verbrennung“. Es ist hier festzustellen, daß die in Abb. 94 bis 95 dargestellten Linien  $b$  der nötigen theoretischen Luftmenge  $L_{th}$  in Widerspruch stehen zu den Betriebsverhältnissen, welche bei den

<sup>1</sup> Siehe Ruhrkohlenhandbuch, S. 111—116.

<sup>2</sup> Siehe Verfasser: Z. VDI 1917 S. 721.

älteren zonenlosen Wanderrosten vorhanden sind. Dieser ältere Wanderrost arbeitet bekanntlich so, daß über die ganze Rostlänge der Druckunterschied zwischen Feuerraum und Raum unter dem Rost überall gleich gehalten wird und daß deshalb, wie auch Deinlein festgestellt

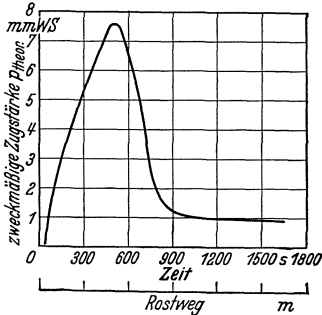


Abb. 96. Zweckmäßige Zugstärke  $p_{\text{theor}}$  in Abhängigkeit von der Zeit (Rostweg) für den Wanderrost bei luftgesteuerter Verbrennung (nach Werkmeister).

hat, die Luftmenge in außerordentlich ungünstiger Verteilung, nämlich mit einem Höchstwert gegen das Rostende zu eingeführt wird, während nach den Werkmeister'schen Kurven der Größtwert des Luftbedarfes bereits im ersten Teil der Verbrennungszeit bzw. des Rostweges auftritt. Eine Verwirklichung der von Abb. 96 geforderten Zugstärkenkurve ist nur mit einem Zonenwanderroste und auch hier nur mit Annäherung möglich.

Von den neueren Arbeiten sei außer der Untersuchung von Löwenstein<sup>1</sup> besonders diejenige von W. Meier<sup>2</sup> angeführt. Der Letztgenannte prüfte an einem mit oberbayerischer Waschgrieskohle bzw. mit oberbayerischer Nußkohle betriebenen Wanderrost eines neuzeitlichen, mit hohem Feuerraum ( $h_F = 5,75 \text{ m}$ ) ausgestatteten Strahlungskessels (der Rost wurde dabei zonenlos betrieben), wie der Verbrennungsvorgang

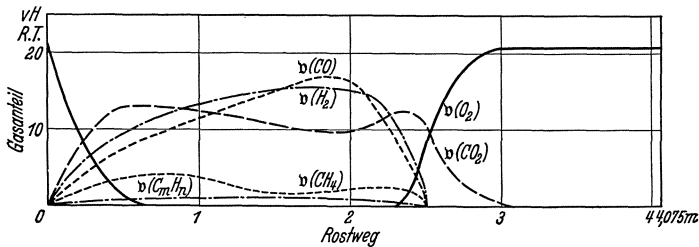


Abb. 97. Gaszusammensetzung über der Kohlschicht bei oberbayerischem Waschgrieß und  $166 \text{ kg/m}^2, h$  Rostbelastung (nach Meier).  
—  $v(\text{O}_2)$  - - -  $v(\text{CO}_2)$ .

innerhalb der Kohlschicht und anschließend im Feuerraum verläuft. Hauptsächlich bestimmte er die Zusammensetzung der der Kohlschicht entströmenden Gase und diejenige der Rauchgase bzw. der Flamme in verschiedenen Höhen des Feuerraumes, wobei er aus den Versuchswerten für die Gaszusammensetzung in den Meßquerschnitten auch noch die Heizwerte der Gase errechnete. Abb. 97 zeigt nach Meier, wie sehr verschieden bei einem zonenlosen Wanderrost die Zusammensetzung der Rauchgase dicht über der Kohlschicht ist. Abb. 98 gibt

<sup>1</sup> Löwenstein: Diss. Techn. Hochsch. Breslau 1934.

<sup>2</sup> Meier, W.: Diss. Techn. Hochsch. München 1935.

Aufschluß über die Veränderung, welche danach die Kohle innerhalb der Schicht auf dem Weg über die Rostlänge erfährt. Man sieht, daß im ersten Teil der Rostbahn nach erfolgter Trocknung und Zündung

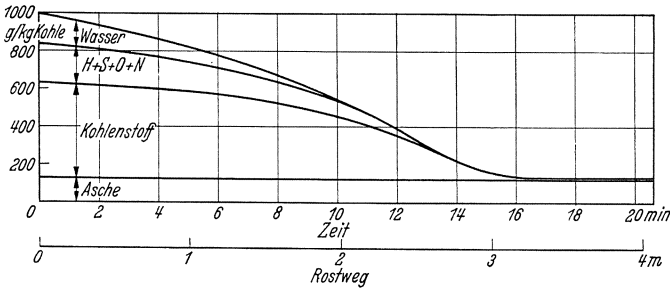


Abb. 98. Zustand der Brennstoffschicht während der Verbrennung über der Rostlänge (nach Meier).

tatsächlich zunächst die flüchtigen Bestandteile ausgetrieben werden. Nach Meier ist aber aus den Kurven zu schließen, daß gleichzeitig mit dem Ausscheiden der flüchtigen Bestandteile auch schon der Koks-kohlenstoff von der Verbrennung, wenn auch zunächst nur in kleinem Ausmaße, ergriffen wird. Dieser Schluß bestätigt also die Darstellung von Marcard, daß Entgasungs- und Vergasungszonen an den bewegten Rosten übereinandergreifen.

Besondere Bedeutung kommt dem in Abb. 99 dargestellten Versuchsergebnis von Meier über die Veränderung des Heizwertes der Rauchgase bei ihrer Strömung durch den Feuerraum zu. Der obere Heizwert der Feuerraumgase beträgt danach dicht über der Kohlschicht bis zu  $1000 \text{ kcal/Nm}^3$ , so daß also an dieser Stelle die Rauchgase fast ebensoviel chemisch gebundene Wärme (Heizwert) besitzen als ein noch nicht mit Luft vermishtes Generatorgas ( $\xi_0$  von Luftgas  $1100$  bis  $1300 \text{ kcal/Nm}^3$ , von Kraftgas  $1300$  bis  $1500 \text{ kcal/Nm}^3$ ). Dank der großen Höhe des Feuerraumes wird aber bis zum Scheitel doch das angestrebte fast völlige Ausbrennen der Rauchgase erzielt. Wenig vorteilhaft an der untersuchten Feuerung ist aber das aus der Abb. 99

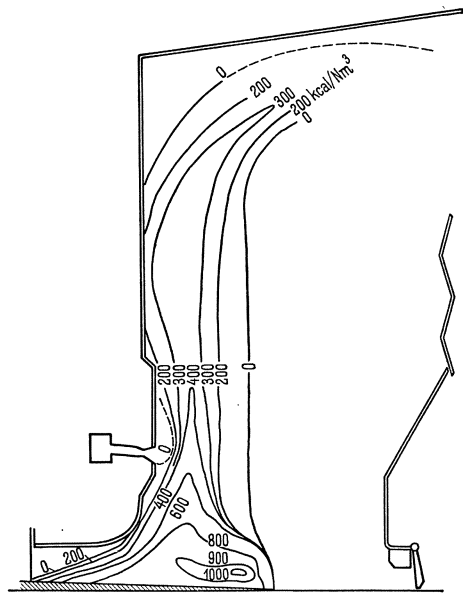


Abb. 99. Heizwert  $\xi_0$  in  $\text{kcal/Nm}^3$  der Rauchgase im Feuerraum bei geringer Zweitluftmenge und zonenlos betriebenen Wanderrost (nach Meier)

gleichfalls ersichtliche Zusammendrängen der brennfähigen Teile des Rauchgasstromes in der Nähe der vorderen Feuerraumwand. Meier hat nämlich für seine Untersuchung mit Absicht den ihm zur Verfügung stehenden Zonenwanderrost nicht nur zonenlos betrieben, sondern dabei auch Zweitluft nur in ungewöhnlich kleinem Umfang angewandt.

Bei der besprochenen Untersuchung wurde auch noch festgestellt, welcher Anteil an der Gesamtwärmeumsetzung bei der Wanderrostfeuerung auf den Verbrennungsvorgang innerhalb der Kohlschicht einerseits und auf den im Feuerraum sich abspielenden andererseits entfällt. Man fand, daß bei den verwendeten oberbayerischen Kohlen, die meist ziemlich feucht ( $f$  bis zu 15 vH) aber sehr gasreich sind (die flüchtigen Bestandteile betragen bis zu 35 vH der Rohkohle), der Wärmeumsatz sich ungefähr zu gleichen Beträgen auf Kohlschicht und auf den Feuerraum verteilt. Es ist anzunehmen, daß bei mageren Kohlen der Anteil der Kohlschicht am Gesamtwärmeumsatz der Feuerung wesentlich größer sein wird.

Meier weist mit Recht in seiner Arbeit auf den Widerspruch hin, daß an der von ihm untersuchten Wanderrostfeuerung die zugeführte Zweitluft nur rd. 2 vH der Gesamtluftmenge betrug, während gemäß der Verteilung des Wärmeumsatzes innerhalb der Kohlschicht doch nur rd. 50 vH der insgesamt zugeführten Verbrennungsluft gebraucht werden. Auf Grund dieser Feststellung würde es zunächst als zulässig erscheinen, die in den Feuerraum unmittelbar eingeführte Zweitluft bis auf die Hälfte der Gesamtluft zu steigern. Eine derartige Erhöhung der Zweitluftmenge würde aber voraussichtlich den Verbrennungsvorgang innerhalb der Kohlschicht wegen der geringeren Bepflügelung der Kohlenkörner doch abschwächen; außerdem würde man eine fühlbare Verminderung der Roststabskühlung durch die Herabsetzung der Erstluftmenge zu befürchten haben.

Die von Werkmeister erörterte „luftgesteuerte Verbrennung“, bei der nämlich Zweitluft überhaupt nicht angewendet wird und die Erstluft allein in jedem Längenabschnitt des Rostes gerade für die Schicht und den darüberliegenden Feuerraum ausreichen müßte, hält Meier am Wanderrost für nicht möglich. Aus seinen Versuchen folgert er, daß hier in jenem Rostabschnitt, in welchem die flüchtigen Bestandteile ausgetrieben werden, durch Erstluft allein der im darüberliegenden Feuerraum immer auftretende Luftmangel niemals behoben werden kann.

Im Anschluß an die vorbesprochene Untersuchung wurden an der gleichen Wanderrostanlage von Meier, Schörner und Bachmaier noch ergänzende Versuche angestellt, bei welchen die Wirkung einer Steigerung der Zweitluftmenge noch festgestellt werden sollte. Die Zweitluftmenge konnte dabei allerdings nur auf 10 vH der Gesamtverbrennungsluft erhöht werden. In Übereinstimmung mit den sonst bekannt gewordenen Erfahrungen machte man dabei die Feststellung,

daß die Steigerung der Zweitluftmenge trotz ihrer Begrenzung den Verbrennungsvorgang im Feuerraum merklich beschleunigte und dadurch verbesserte (s. Abb. 100).

An weiteren wichtigen Forschungsarbeiten sind noch zu erwähnen die Untersuchungen von Rosin und seinen Mitarbeitern<sup>1</sup>, darunter von Rosin und Kayser: „Zur Physik der Verbrennung fester Brennstoffe“<sup>2</sup>.

Rosin hat dabei aus Versuchen über die Auflösung fester Körper (Salz) in Flüssigkeiten Schlüsse auf die ähnlich gelagerte Verbrennung in einer Rost- oder Staubfeuerung zu ziehen gesucht. Er hat unter anderem gezeigt, daß die Volumen- und Gewichtsabnahme des Kohlenkornes bei der Verbrennung (s. Abb. 101) in einer Rostfeuerung ungefähr nach einer Parabel 2. Grades,

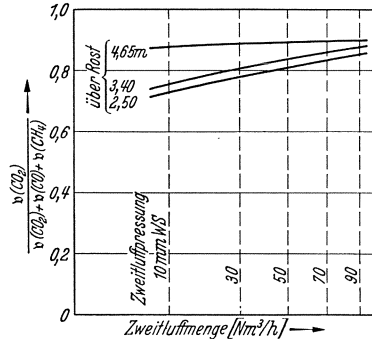


Abb. 100. Wirkung der Zweitluftzufuhr.

dagegen in einer Staubfeuerung nach einer Parabel 3. Grades erfolgt. In der letzten Feuerungsart wird das Kohlenkorn allseitig und auch wirksamer gespült als in der Schüttung auf dem Rost. Für die Brennzeit  $Z_b$  ergibt sich nach Rosin die sowohl bei Einzelkörpern als auch bei Schüttungen näherungsweise gültige Beziehung

$$Z_b = C \cdot D^m \text{ in s.} \quad (126)$$

Hierin bedeuten  $C$  eine Konstante,  $D$  den Anfangsdurchmesser eines Kohlenkornes,  $m$  einen Exponenten, dessen Wert zwischen 1,4 und 1,8 liegt.

Von Rosin wurde auch die Frage der Grenzbelastung von Rosten studiert. Ist die Geschwindigkeit, mit der die Verbrennungsluft durch die Kohlenschicht getrieben wird, zu hoch, so werden die Kohlen unter Bildung von Kratern hochgewirbelt, wodurch große Flugkoksverluste entstehen.

Noch stärkere Steigerung der Luftgeschwindigkeit führt dann zu einem Schwebезustand (instabilem Zustand) für die gesamte Kohlenschicht, was bei Schrägrosten auch zu einem sehr unerwünschten

einer Parabel 3. Grades erfolgt. Kohlenkorn allseitig und auch auf dem Rost. Für die Brenn-

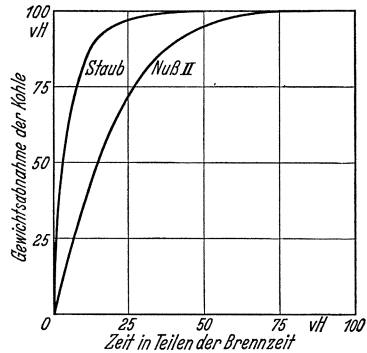


Abb. 101. Gewichtsabnahme des Kohlenkornes bei Rost- und bei Staubfeuerung abhängig von der Brennzeit (nach Rosin).

<sup>1</sup> Rosin u. Mitarbeiter: Z. VDI 1929 S. 719. — Arch. Wärmewirtsch. 1932 S. 113 u. a.

<sup>2</sup> Rosin u. Kayser: Z. VDI 1931 S. 849.



„Schwimmen“ und „Laufen“ der Kohle nach dem Rostende zu Anlaß geben würde. Abb. 102 gibt ein von Rosin und Kayser unter Benutzung von Versuchsergebnissen, die Presser<sup>1</sup> mit fetter Steinkohle erzielt hat, entworfenes Grenzbelastungsschaubild für Rostfeuerungen wieder. Es sind in dieses Schaubild 4 Grenzkurven eingezeichnet, die bei der Belastung von Rostfeuerungen beachtet werden müssen. Wie das Schaubild erkennen läßt, beschränkt bei feinkörnigen Kohlen von 12 mm Korndurchmesser abwärts die „Stabilitätsgrenze“

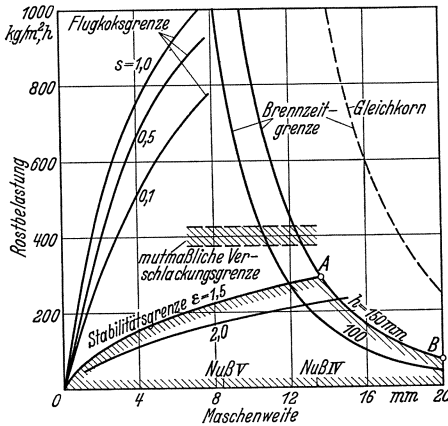


Abb. 102. Grenzleistungsschaubild für eine Rostfeuerung bei Verarbeitung von Fettkohle (nach Rosin und Kayser).  
Fettkohle mit  $S_{ak} = 7350$  kcal/kg, verfeuert auf Zonenwanderrost,  $s$  Siebsprung der Kohlen (s. S. 24),  $h$  Schichthöhe,  $\varepsilon$  Luftüberschusszahl, OAB Arbeitsgebiet.

ausschließlich die Belastungsfähigkeit der Rostfeuerung. Es sind hier nur sehr kleine Rostbelastungen (z. B. bei 4 mm Korndurchmesser nur etwa  $100 \text{ kg/m}^2$ , h) zulässig. Die „Flugkoksgrenze“ und die „Verschlackungsgrenze“ kommen für die untersuchte Fettkohle nicht zur Geltung, da die entsprechenden Linien im Schaubild weit über den Stabilitätsgrenzkurven liegen. Bei grobkörnigen Kohlen von 13 mm aufwärts muß dagegen eine 4. Grenze, die „Brennzeitgrenze“ beachtet werden, wobei diese Grenze für Gleichkorn höher liegt als für Kohle ungleicher Korngröße.

Schließlich sei noch eine Untersuchung des Verfassers über die sehr günstige Wirkung der Luftvorwärmung auf den Verbrennungsvorgang in Rostfeuerungen angeführt<sup>2</sup>. Hier wurde gezeigt, daß Luftvorwärmung nicht nur die Zündung verbessert, sondern auch die Verbrennung beschleunigt, also  $Z_v$  abkürzt und, was für feinkörnige Brennstoffe sehr wichtig ist, auch den Flugkoksverlust vermindert.

### c) Rechnerische Erfassung des Verbrennungsvorganges in einer Rostfeuerung.

Zuerst versuchte Nußelt<sup>3</sup> eine rechnerische Ermittlung der auf dem Rost stündlich verarbeiteten Kohlenstoffmenge  $C_h$ . Er beschränkte seine Untersuchung auf die Vergasung von reinem Kohlenstoff und ging davon aus, daß der mit dieser Verbrennung verknüpfte

<sup>1</sup> Presser: Glückauf 1929 S. 981.

<sup>2</sup> Siehe Verfasser: Arch. Wärmewirtsch. 1926 S. 33.

<sup>3</sup> Nußelt: Z. VDI 1916 S. 102.

Diffusionsvorgang Gesetzen von gleichem Aufbau genügen muß, wie die schon früher von ihm untersuchte Wärmeübertragung durch Berührung<sup>1</sup>. Die von Nußelt aufgestellte Gleichung, die jedoch nur für vereinfachte Annahmen gilt und, wie schon betont, nur die Vergasung, also den letzten Abschnitt des Verbrennungsvorganges in einer ausgeführten Rostfeuerung berücksichtigt, somit also für eine wirkliche Feuerung nur angenähert gelten kann, lautet in einer Umformung<sup>2</sup>:

$$b_R = \frac{B_h}{F_R} = \text{const.} \cdot T^{0,214} \cdot W_0^{0,786} \cdot s^{0,946} \cdot v(O_2)_m \text{ in kg/m}^2, \text{ h.} \quad (127)$$

Hierin bedeuten:  $T$  die mittlere Temperatur der Rauchgase in der Kohlschicht in °K,  $W_0$  das Rauchgasvolumen bei 1 ata und 15° C in m<sup>3</sup>,  $s$  die Schichtstärke in m und  $v(O_2)_m$  die mittlere Sauerstoffkonzentration oder den mittleren Gehalt der Rauchgase an Sauerstoff, gemessen in vH R.T., innerhalb der Schicht.

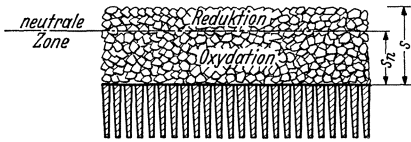


Abb. 103. Die neutrale Zone in der Kohlschicht bei den Rostfeuerungen.

Nach Nußelt nimmt also die stündlich je m<sup>2</sup> Rostfläche ver-

arbeitete Kohlenstoff- und Brennstoffmenge nur in geringem Ausmaß mit der mittleren Verbrennungstemperatur  $T$  der Kohlschicht, dagegen fast direkt proportional mit der die Kohlenstoffschicht durchsetzenden Rauchgasmenge  $W_0$  (mit  $W_0$  steigt nämlich die Geschwindigkeit  $w$  der Rauchgase, also auch der Grad der Bepflügelung) und mit der Stärke  $s$  der Kohlschicht zu, ferner genau in dem gleichen Verhältnis wie der Sauerstoffgehalt  $v(O_2)$ . Von der letzteren Größe ist naturgemäß das vergaste C-Gewicht in erster Linie abhängig.

Nach Untersuchungen des Verfassers an Wanderrosten ist anzunehmen, daß die in der Nußeltschen Gleichung angeführte Abhängigkeit der spezifischen Rostbelastung  $b_R$  von der 0,946ten Potenz der Schichtstärke  $s$  nur dann gültig ist, solange die eingestellte Schichtstärke  $s$  verhältnismäßig gering ist. Bei größerer Schichtstärke kann nämlich, wie Versuche von Gramberg an einem Füllofen<sup>3</sup> und auch die Erfahrungen an Gaserzeugern lehren, nur im unteren Teil der Schicht, wo im Rauchgas noch Sauerstoff enthalten ist (Oxydations- oder Verbrennungszone) eine Vergasung gemäß der Gleichung „ $C + O_2 = CO_2$ “ auftreten. Im oberen Schichtteil dagegen, wo freier Sauerstoff im Rauchgas nicht mehr zur Verfügung steht, tritt dann eine Reduktion nach „ $CO_2 + C = 2CO$ “ ein, wobei zwar noch Kohlenstoff verbraucht wird, jedoch in einem geringeren Umfang als im Unterteil der Schicht. Bei

<sup>1</sup> Siehe hierzu auch H. Thoma, der auf dieser Erkenntnis seine bekannten Versuche zur Ermittlung der Wärmeübergangszahl ausgearbeitet hat.

<sup>2</sup> Siehe Verfasser: Z. VDI 1917 S. 769.

<sup>3</sup> Gramberg: Feuerungstechn. 1917/18 Heft 1.

Rosten wird allerdings mit Ausnahme der Stoker die Schichtstärke nur selten so hoch gewählt, daß die neutrale Zone, d. i. die Grenze zwischen Oxydations- und Reduktionszone, erreicht oder überschritten wird (s. Abb. 103). Die Höhenlage der neutralen Zone  $s_n$ , die naturgemäß von der Kohlenkorngröße abhängt, beträgt nach Gramberg für Koks von etwa 40 mm Körnung ungefähr 100 mm. Man wendet dagegen bei Rosten als Schichtstärke gewöhnlich an: für Grieskohle mit einer Korngröße von 2 bis 5 mm  $s = 6 \div 8$  cm, für Nußkohle mit einem Korndurchmesser von 7 bis 30 mm  $s = 10 \div 12$  cm und für Braunkohlenbriketts mit den Maßen  $60 \cdot 60 \cdot 40$  mm  $s = 25 \div 30$  cm.

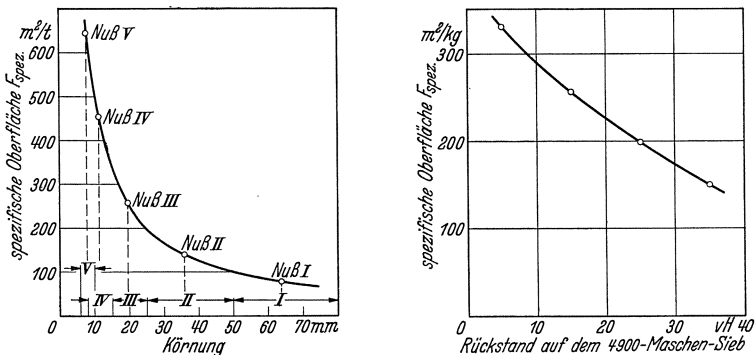


Abb. 104 u. 105. Spez. Oberfläche  $F_{\text{spez}}$  für verschiedene Nußsorten der Ruhrkohle (links) und von Kohlenstaub (rechts) (nach Rosin und Fehling).

Sehr bemerkenswert ist die auf Versuchen aufgebaute Grundgleichung für die Wanderrostfeuerung, die von Rosin und Fehling<sup>1</sup> angegeben wurde. Sie lautet für die stündlich von einer Rostfeuerung verarbeitete Wärmemenge  $Q_R$ :

$$Q_R = B_R \cdot \zeta_u = K \cdot F_{\text{spez}} \cdot \beta \cdot \varphi \cdot c \text{ in kcal/h.} \quad (128)$$

Dabei stellen dar:

1.  $K$  (in kg) die auf dem Wanderrost befindliche Rohkohlenmenge, wenn angenommen wird, daß die Rostfläche überall gleichmäßig mit der Schichtstärke  $s$  bedeckt wäre und daß also  $K = F_R \cdot s \cdot \gamma_{KS}$ . Die Größe  $\gamma_{KS}$  bedeutet das Schüttgewicht der Kohlenschüttung auf dem Rost; es beträgt in der Regel 0,5 bis 0,7 kg/l.

2.  $F_{\text{spez}}$  die für die Reaktion der Verbrennung den Ausschlag gebende spez. Oberfläche der Kohlenkörner (gem. in  $\text{m}^2/\text{kg}$ ) Abb. 104 gibt die Werte von  $F_{\text{spez}}$  für verschiedene Nußsorten der Ruhrkohle, Abb. 105 die außerordentlich (fast 1000mal) größeren Werte für Kohlenstaub.

3. Die Abbrandzahl  $\beta$  ist das Verhältnis der mittleren spez. Kohlenkornoberfläche  $(F_{\text{spez}})_{\text{mitt}}$ , bestimmt über die ganze Länge der Rostbahn, zum Anfangswerte von  $F_{\text{spez}}$ , d. i. der spez. Oberfläche der

<sup>1</sup> Rosin u. Fehling: Arch. Wärmewirtsch. 1930 S. 113.

Rohkohle. Abb. 106 enthält die Zahlenwerte von  $\beta$  für Nußkohle und für Staub, und zwar in Abhängigkeit von dem für die Rostfeuerung zugelassenen Ausbrandverlust  $\kappa_{\text{Ausbr}}$ . Dieser letztere Verlust, gemessen in vH von  $\xi_u$  stellt den Wärmeverlust durch das Verbrennliche in der Asche und Schlacke, d. i. den Herdverlust  $\kappa_s$  dar. Es ist offensichtlich, daß  $\beta$  mit  $\kappa_s$  wächst.

4.  $\varphi$  die Wertigkeitszahl der Kohlenoberfläche für die Reaktion der Verbrennung; sie hängt von den Strömungsverhältnissen (von der Bepflügung [s. Abb. 107]) an der Oberfläche des Kohlenkornes ab. Es wird angegeben  $\varphi \sim 20$  bei Ruhrnußkohle IV (Korndurchmesser 10 bis 18 mm), dagegen  $\varphi \sim 100$  bei Staub, so daß die Oberflächenwertigkeit des Staubkornes etwa das 5fache der Wertigkeit des Nußkornes.

5.  $c$  die Reaktionsgeschwindigkeit (in kcal/m<sup>2</sup>, h), d. i. diejenige Wärmemenge, die stündlich je m<sup>2</sup> Oberfläche des Kohlenkornes bei der Verbrennung entwickelt wird; man gibt an  $c \sim 0,5 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h, wobei dieser Wert gleich angenommen wird für Nuß- und für Staubkohle.

Rosin und Fehling weisen darauf hin, daß diese für den Wanderrost aufgestellte Grundgleichung auch für die Staubfeuerung gilt, wenn man bei letzterer  $K$ , d. i. die in der Feuerung befindliche Kohlenmenge, nun berechnet aus:  $K = \frac{V_F}{V_{\text{Rgs}}}$  in kg.

Es ist dabei:  $V_F$  der Feuerrauminhalt — in m<sup>3</sup> — und  $V_{\text{Rgs}}$  das im Feuerraum aus 1 kg Kohle bei den dort herrschenden Druck- und Temperaturverhältnissen tatsächlich entstehende Rauchgasvolumen.

Die Anwendung der gleichfalls als Näherung zu betrachtenden Grundgleichung von Rosin-Fehling auf eine Wanderrost- und eine Staubfeuerung führt zu den Werten der folgenden Zahlentafel 13.

Zahlentafel 13. Zahlenwerte für die Gl. (128) nach Rosin.

	$K$ in kg	$F_{\text{spez}}$ in m <sup>2</sup> /kg	$\beta$ in vH	$\varphi$ in vH	$c$ in kcal/m <sup>2</sup> , h
a) Nußkohle Nuß IV—10/18 mm	360	0,450	43	$\sim 20$	$0,5 \cdot 10^6$
b) Staub Rü = 5 vH auf 4900 Maschen = sehr feine Mahlung	0,112	315	37	$\sim 100$	$0,5 \cdot 10^6$

Man beachte hier die großen Unterschiede zwischen den beiden Feuerungen in bezug auf  $K$ , auf  $F_{\text{spez}}$  und auf  $\varphi$ .

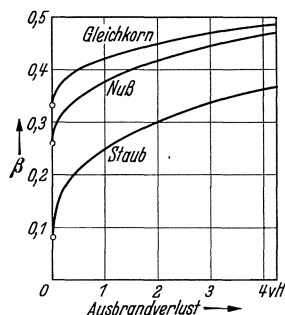


Abb. 106. Abbrandzahl  $\beta$  für Staub, Nußkohle und Gleichkorn in Abhängigkeit vom Ausbrandverlust (nach Rosin und Fehling).

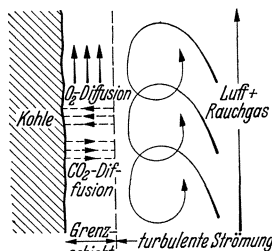


Abb. 107. Schematische Darstellung der Strömungsvorgänge an der Oberfläche verbrennender Kohle (nach Rosin).

Ein Versuch zur Errechnung der nötigen Feuerraumhöhe  $h_F$  ist Schulte<sup>1</sup> zu verdanken. Die Feuerraumhöhe  $h_F$  kann überschlägig für Rostfeuerungen bestimmt werden, wenn man einerseits von der Rostwärmebeanspruchung  $q_R$  (in kcal/m<sup>2</sup>, h) andererseits von der Feuerraumwärmebeanspruchung  $q_F$  (in kcal/m<sup>3</sup>, h) ausgeht. Es kann dann z. B. für die Wanderrostfeuerung unter Benützung der Abb. 108 die Beziehung aufgestellt werden:

$$Q_F = F_R \cdot q_R = V_F \cdot q_F = F_F \cdot h_F \cdot q_F = \frac{l_F}{l_R} \cdot F_R \cdot h_F \cdot q_F. \quad (129)$$

Daraus ergibt sich dann für die nötige Feuerraumhöhe der Wanderrostfeuerung

$$h_F = \frac{l_R}{l_F} \cdot \frac{q_R}{q_F} \text{ in m.} \quad (129a)$$

Nimmt man beispielsweise für einen Zonenwanderrost an:

$$q_R = 1,5 \cdot 10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2, \text{h}};$$

$$q_F = 0,3 \cdot 10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3, \text{h}};$$

$$\frac{l_F}{l_R} = 0,85,$$

so erhält man für die nötige Feuerraumhöhe

$$h_F = \frac{1}{0,85} \cdot \frac{1,5 \cdot 10^6}{0,3 \cdot 10^6} = 5,9 \text{ m.}$$

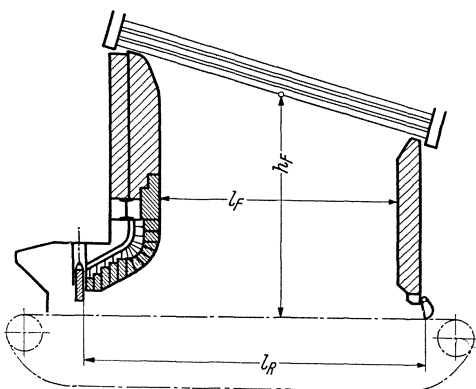


Abb. 108. Berechnung der Feuerraumhöhe für Wanderroste.  $F_R$  = Rostfläche;  $F_F$  = Querschnittsfläche des Feuerraumes.

Man kann dieser Berechnung auch entnehmen, daß Schrägroste (Stoker) für denselben Brennstoff, da sie für gleiche Rostfläche  $F_R$  (diese muß nach Abb. 67 schräg gemessen werden) einen kleineren Querschnitt  $F_F$  des Feuerraumes (letzterer ist waagrecht ausgemessen) geben, eine größere Feuerraumhöhe  $h_F$  bedingen.

Schulte hat jedoch mit Recht a. a. O. darauf hingewiesen, daß dem auch vorstehend für die Bestimmung der Feuerraumgröße benützten Begriff „Feuerraum-Wärmebeanspruchung  $q_F$ “ die nicht zutreffende Annahme zugrunde gelegt wird, der gesamte Wärmeumsatz der Feuerung würde ausschließlich erst im Feuerraum vor sich gehen. Der Genannte schlägt deshalb vor, den Feuerraum lediglich nach der Menge der in ihm auszubrennenden flüchtigen Bestandteile und nach dem Betrag der in diesen Bestandteilen enthaltenen chemisch gebundenen Wärme zu bemessen. Von dieser Grundlage ausgehend berechnete er mit einer nur auf die flüchtigen Bestandteile bezogenen spez. Feuerraum-

<sup>1</sup> Schulte: Arch. Wärmewirtsch. 1925 S. 162; 1929 S. 97.

Wärmebelastung  $q'_F$  (er setzte hierfür bei Magerkohle nur den geringen Wert von  $0,1 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h, bei gasreicher Braunkohle dagegen die höhere Ziffer von  $0,2 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h an) die Länge der entstehenden Flamme und damit auch der nötigen Feuerraumhöhe. Zahlentafel 14 enthält die von Schulte für verschiedene Kohlenarten erhaltenen Werte von  $h_F$  und außerdem die vom „Ruhrkohlenhandbuch“ empfohlenen Abmessungen.

Zahlentafel 14. Werte für die Feuerraumhöhe  $h_F$  nach Schulte und nach Angabe des Ruhrkohlenhandbuches.

Werte für Feuerraumhöhe $h_F$	Berechnet nach Schulte m	Angabe des Ruhrkohlenhandbuches	
		mit Zündgewölbe m	ohne Zündgewölbe m
<b>A. Steinkohlen:</b>			
1. Anthrazit und Eßkohlen . . . . .	—	2,0 ÷ 2,8	3,5 ÷ 4,0
2. Fettkohlen . . . . .	2,9 ÷ 3,1	2,8 ÷ 3,5	3,5 ÷ 4,5
3. Gas- und Gasflammkohlen . . . . .	3,4 ÷ 3,7	3,5 ÷ 4,0	4,0 ÷ 5,0
<b>B. Braunkohlen:</b>			
1. Rohbraunkohle . . . . .	1,6 ÷ 2,2	—	—
2. Braunkohlenbriketts . . . . .	2,6 ÷ 3,3	—	—

Es ist zu beachten, daß das Ruhrkohlenhandbuch für eine Feuerung mit Zündgewölbe — darunter versteht man ein langes Gewölbe mit  $l_G \geq 0,3 \cdot l_R$  (s. hierzu Abb. 47) — kleinere Höhen  $h_F$  angibt. Durch ein längeres Gewölbe erreicht man in der Tat ein Auskommen mit geringerer Feuerraumhöhe, da durch das Gewölbe und die dadurch erzwungene Ablenkung der Rauchgase vom Rostvorderteil nach der Feuerbrücke zu eine raschere Vermischung der Gase mit der Verbrennungsluft und damit eine schnellere Verbrennung erreicht wird. Die Einführung der neuerdings verwendeten kurzen Gewölbe ( $l_G \leq 0,15 \cdot l_R$ ) ist aber dennoch als Fortschritt zu betrachten, da sie bessere Zündung auch bei zündungsträgen und deshalb minderwertigen Brennstoffen gewährleisten, ferner auch noch im Zusammenwirken mit hohen Feuerräumen die Ausbildung der neuzeitlichen Strahlungskessel mit ihren für die Wärmeübertragung so sehr wirksamen Feuerraumwandkühlrohren ermöglichen.

Trotz der vorerwähnten sehr wertvollen Arbeiten von Nußelt, Rosin usw. ist es aber heute noch nicht möglich, den Verbrennungsvorgang in Rostfeuerungen, der ja sehr verwickelt ist, rechnerisch genau zu erfassen. Man tut deshalb für den praktischen Gebrauch gut, die Bemessung der Rostfläche  $F_R$  und des Feuerraumvolumens  $V_F$  mit Hilfe bewährter Erfahrungswerte für  $q_R$  und  $q_F$  nach dem im ersten Abschnitt (IV, 2, S. 68) beschriebenen einfachen Verfahren vorzunehmen.

## 2. Der Vorgang in einer Staubfeuerung.

### a) Die Zündung.

Für die Zündung, die bei der Staubfeuerung zur Einleitung der Verbrennung ebenfalls durchgeführt werden muß, hat ein Teil des in Abschnitt II, 1a, S. 117 Gesagten auch hier Gültigkeit. Die Zündung des in die Feuerung eingeblasenen Kohlenkornes kann auch bei der Staubfeuerung nur dadurch herbeigeführt werden, daß dem Korn zur

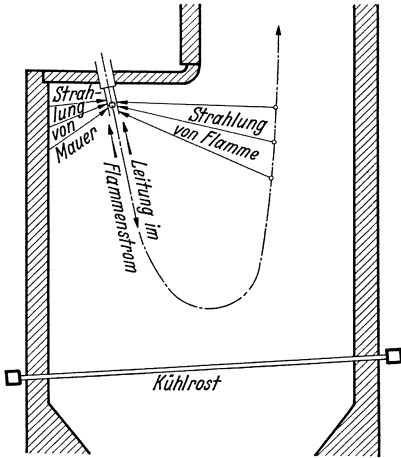


Abb. 109.

Die verschiedenen Arten der Zuführung von Zündwärme bei der Staubfeuerung.

Aufwärmung bis auf die Zündtemperatur genügend rasch die nötige Wärmemenge zugeführt wird. Diese Zuführung der Zündwärme, deren Betrag aber durch die Vorwärmung der Verbrennungsluft sehr wesentlich herabgesetzt werden kann, erfolgt nach Nußelt<sup>1</sup> in der Hauptsache (s. Abb. 109) erstens durch Wärmeleitung — der bereits brennende Teil des Kohlenstaublufstromes gibt auf diese Weise Wärme an den frisch eingeführten kalten Teil des Stromes ab — und zweitens durch Wärmestrahlung von der benachbarten Flamme und den glühenden, als Wärmespeicher dienenden Feuerraumwänden. Man wird aber annehmen dürfen, daß dem frisch eintretenden Kohlenstaubstrahl Wärme auch noch durch Vermischung mit den vom Strahle mitgerissenen, dem Feuerraum entnommenen heißen Gasen zugeführt wird. Bei den älteren Staubfeuerungen ohne nennenswerte Luftvorwärmung mußte man zur Sicherung der Zündung davon Gebrauch machen, daß man in der Nähe der Brenner ungekühltes Mauerwerk (Zündmauerwerk) vorsah, um so die Wärmeabstrahlung von den Feuerraumwänden möglichst zu steigern. Auch heute noch wird bei Staub aus Magerkohle (mit weniger als 10 vH fl.B.) oder Anthrazit, die in der Staubfeuerung wegen ihres geringen Zündvermögens leicht zu Zündschwierigkeiten Anlaß geben, darauf geachtet, daß zur Erreichung einer genügend hohen Feuerraumtemperatur und einer ausreichenden Wärmeabstrahlung an den frisch eingeblasenen Staub an den Feuerraumwänden Wasserrohre nur in mäßigem Umfange und in geringerem Grade als bei den gasreichen, zündungsstarken Kohlen angewendet werden. Die neuzeitlichen Staubfeuerungen jedoch, die insbesondere bei Kohlen mit vielen flüchtigen Bestandteilen (mit mehr als 20 vH) zur Erzielung hoher Kesselleistung

<sup>1</sup> Nußelt: Z. VDI 1924 S. 124f.

und auch zur Gewinnung einer größeren Haltbarkeit des Mauerwerkes Wasserkühlrohre an den Wänden in erheblichem Umfang anwenden (allseits gekühlter Feuerraum), setzen zur Vermeidung von Zündschwierigkeiten hohe Luftvorwärmung (meist 300° C und darüber) unbedingt voraus. Wie schon oben betont und wie aus folgender Zahlentafel 15 zu entnehmen ist, kann durch Vorwärmung der Verbrennungsluft der Bedarf an Zündwärme weitgehend herabgesetzt werden.

Zahlentafel 15. Bedarf an spez. Zündwärme von Steinkohlenstaub (Zündtemperatur 450° C) bei verschiedenem Grad der Luftvorwärmung.

	Wärmemenge zur Erwärmung auf Zündtemperatur in kcal/kg		
	ohne Vorwärmung (20° C)	mit Vorwärmung auf 300° C	mit Vorwärmung auf 400° C
Kohle . . . . .	123	123	123
Verdampfung der Feuchtigkeit . . . . .	16	16	16
Luft . . . . .	1540	540	180
Insgesamt . . . . .	1679 kcal/kg	679 kcal/kg	319 kcal/kg
In vH der „Zündwärme ohne Luftvorwärmung“ . . . . .	100 vH	40,5 vH	19,0 vH

Trotz der Anwendung hoher Luftvorwärmung bietet aber die Staubfeuerung keineswegs die Möglichkeit, die Zündung bis auf Leerlauf herunter sicherzustellen. Man muß sich vielmehr damit begnügen, daß der Regel- und Arbeitsbereich dieser Feuerung nicht, wie bei der Rostfeuerung, von Voll- oder Überlast bis auf Leerlauf, sondern lediglich bis zu einer eben noch sichere Zündung aufweisenden Mindestlast (diese liegt zwischen 10 bis 30 vH der Normallast) herunterreicht. Der verhältnismäßig enge Arbeitsbereich der Staubfeuerung, der als ein grundsätzlicher und sehr bedeutungsvoller Mangel angesprochen werden muß, ist dadurch bedingt, daß es unterhalb der Mindestlast nicht gelingt<sup>1</sup> (der Grad der Luftvorwärmung geht bei den Kesseln mit der stündlich erzeugten Dampfmenge  $D_h$  ebenfalls merkbar zurück), Zündung und Verbrennung aufrechtzuerhalten.

Nußelt hat in der bereits erwähnten Arbeit den Zündvorgang in der Staubfeuerung theoretisch unter vereinfachenden Annahmen untersucht, und zwar zunächst den Vorgang, der sich einstellen würde, wenn die Zündwärme allein durch Strahlung zugeführt würde, und im Anschluß daran jenen Vorgang, bei dem die Zündwärme für den eingeblasenen Staublufstrom nur durch Leitung im Strahl entgegen der Strömung gedeckt würde. Für die erstere Annahme ergab die rechnerische Untersuchung, daß bei zu kleinem Halbmesser  $r$  des Kohlenkornes

<sup>1</sup> Die Heranziehung der Hilfsölbrenner, die zur Inbetriebsetzung der Staubfeuerung vorgesehen sein müssen, kann aus wirtschaftlichen Gründen für den Dauerbetrieb nicht in Frage kommen.



eine Zündung durch Strahlung allein überhaupt nicht, auch nicht in unendlich langer Zeit der Bestrahlung, eintreten könnte. Der Mindestwert von  $r$  ( $r_{\min}$ ), der eben noch Zündung ermöglicht, ergab sich bei gleichbleibender Feuerraumtemperatur  $t_F$  um so größer, je höher die Zündtemperatur  $t_z$  der Kohle liegt; bei unverändertem  $t_z$  wird aber mit steigendem  $t_F$  der Wert von  $r_{\min}$  geringer. Für die Zündzeit  $z_z$  wurde jedoch gefunden, daß sie bei Halbmessernwerten zwischen 100 und  $50 \mu$  die kleinsten Werte erreicht.

Für die zweite Annahme der alleinigen Berücksichtigung der Wärmeleitung bestimmte Nußelt die Zündgeschwindigkeit  $w_z$ . Tritt aus einem Brenner ein Staubluftgemisch in einen Feuerraum ein (s. Abb. 110), so wird die Entzündung, wenn man nicht allzugroße Luftvorwärmung und keine zu kleine Ausströmungsgeschwindigkeit  $w_0$  aus dem Brenner benützt, erst in einiger Entfernung von der Brennermündung  $M \div M$  eintreten. Die Fläche, auf welcher die Zündung einsetzt, ist kegelförmig ausgebildet (s. den Kegel  $I \div I \div I$  in Abb. 110) und wird als Brennfläche bezeichnet. Würde die Zündung dagegen

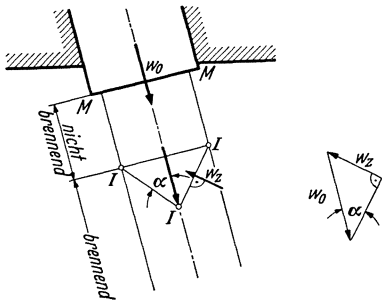


Abb. 110. Zündung im Feuerraum bei alleiniger Wirkung von Wärmeleitung.

gemäß der ersten Annahme durch Wärmestrahlung eingeleitet, dann würde die Brennfläche mehr entlang dem Strahlmantel verlaufen. Für den Öffnungswinkel  $\alpha$  des Brennflächenkegels gilt:

$$\sin \alpha = \frac{w_z}{w_0}. \quad (130)$$

Bei dem Sonderfall  $w_z = w_0$  ergibt sich statt einer Kegelfläche eine Ebene.

Nach Nußelt ist nun die Zündgeschwindigkeit  $w_z$ , auf die es für die mit Leitung eingeleitete Zündung wesentlich ankommt, umgekehrt proportional dem Halbmesser  $r$  des Kohlenkornes (je geringer  $r$ , desto höher  $w_z$ ), dann noch in geringem Grade abhängig von der Zündtemperatur  $t_z$  (bei Steigerung des  $t_z$  von 200 auf  $400^\circ \text{C}$  nimmt  $w_z$  um rd. 25 vH ab). Aus dem Vorgesagten ist für die ausgeführte Kohlenstaubfeuerung, bei der in Wirklichkeit doch beide Möglichkeiten der Zündwärmedeckung, Wärmestrahlung und Wärmeleitung, gleichzeitig nebeneinander wirken, zu folgern, daß es doch ratsam ist, die Mahlung der Kohlen so fein zu wählen, als es die Rücksicht auf die stündliche Liefermenge der Mühle und ihren Kraftbedarf gerade noch zuläßt. Für den praktischen Betrieb ist ja zu beachten, daß es bei der Verfeuerung von Staub nicht nur darauf ankommt, die Zündung sicherzustellen und zu beschleunigen, also einen möglichst geringen Zündvorgang zu erreichen, sondern, daß nach einer möglichst kurzen Dauer des Gesamtverbrennungsvorganges getrachtet werden muß.

Es muß noch erwähnt werden, daß bei kleiner Ausströmungsgeschwindigkeit  $w_0$ , mit hoher Luftvorwärmung und geringer Zündtemperatur  $t_z$  die Zündung leicht schon innerhalb des Brenners, in welchem ja ein brennfähiges Gemisch strömt, eintritt. Da aber hierbei der Brenner zum Glühen kommt und dadurch gefährdet ist, empfiehlt es sich, die Ausströmungsgeschwindigkeit  $w_0$  des Strahles stets wesentlich größer als die Zündgeschwindigkeit  $w_z$  zu halten.

b) Die Verbrennung.

Die Verbrennung in der Staubfeuerung hat natürlich ebenfalls eine Wandlung der Kohle zur Verbrennungsreife zur Voraussetzung, wie sie in II, 1b für die Rostfeuerung eingehend erörtert wurde. Man wird deshalb über den Verlauf der Verbrennung annehmen müssen, daß auch hier schon während der Aufwärmung des Kohlenstaublufgemisches die Entgasung des Kohlenkornes mit dem Austreiben der flüchtigen Bestandteile beginnt, daß aber erst nach erfolgter Zündung, die von den bereits freigesetzten Schwelgasen ausgehend den gesamten Strahl längs der Brennfläche fast augenblicklich ergreift, die Schwelung zur vollen Auswirkung kommt. Noch bevor dieser Vorgang beendet ist, setzt auch hier, wie beim Rost, schon die Vergasung des Koks-kohlenstoffes (des fixen Kohlenstoffes) ein. Auf dem

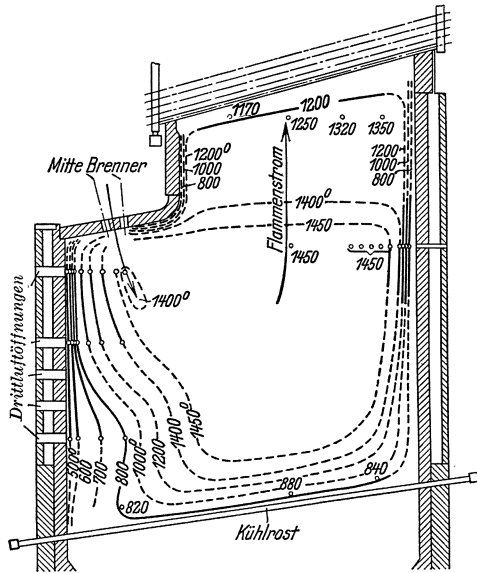


Abb. 111. Mutmaßlicher Verlauf der Isothermen in der Mittelebene des Feuerraumes eines 1200-m<sup>2</sup>-Kohlenstaubkessels (nach Kuhn).

letzten Teile des Weges, den der Kohlenstaublufstrahl beim Durchströmen des Feuerraumes zurücklegt, wird und muß dagegen die Vergasung vorherrschen. Auch bei der Staubfeuerung muß nämlich die Hauptforderung, die man an eine Kesselfeuerung zu stellen hat, erfüllt sein, daß innerhalb des Feuerraumes, also noch vor Eintritt des Rauchgasstromes in den ersten Kesselzug, die Verbrennung möglichst ganz abgeschlossen ist.

Eine gründliche Untersuchung einer Staubfeuerung ist Kuhn<sup>1</sup> zu verdanken. Abb. 111 zeigt einen von ihm aus Versuchen abgeleiteten mutmaßlichen Verlauf der Isothermen in der Mittelebene des Feuerraumes eines 1200-m<sup>2</sup>-Kohlenstaubkessels im Cunowerk Herdecke-

<sup>1</sup> Kuhn: VDI-Verlag 1930.

Hagen. Zur Ergänzung dieser Abbildung sei bemerkt, daß man an dem geprüften Kessel nahe den Brennern an einigen Stellen sogar Temperaturen über  $1600^{\circ}\text{C}$  festgestellt hat und daß außer diesen Feuerraumtemperaturmessungen auch noch Bestimmungen des Kohlensäuregehaltes vorgenommen wurden, wobei je nach Lage und Wirbelung der Flamme sich außer in der Nähe der Feuerraumwände sogar innerhalb der Flamme kühlere und kohlenstoffärmere Schichten feststellen ließen. Nach allen Beobachtungen steht es fest, daß der Verbrennungsvorgang in den Staubfeuerungen abhängig ist: 1. von der Feinheit der Mahlung

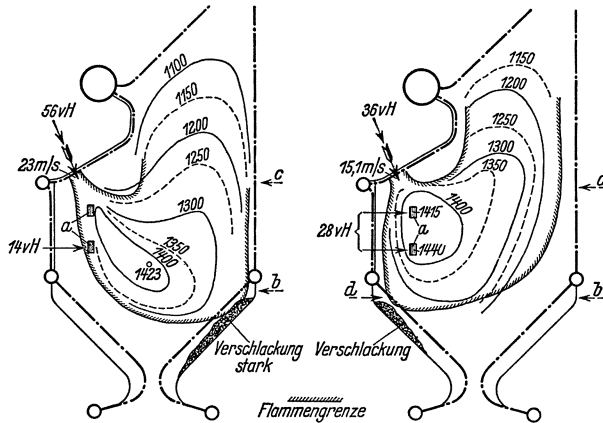


Abb. 112 u. 113. Einfluß der Abänderung des Mengenverhältnisses der Erst- und Zweitluft einerseits und der Drittluft andererseits auf die Lage der Staubflamme bei einem 80-t/h-Steilrohrkessel von  $2000\text{ m}^2$  Heizfläche und  $8300\text{ mm}$  lichter Feuerraumbreite (nach Münzinger).

— die Dauer der Verbrennung ist um so geringer, je kleiner das Korn —, 2. davon, wie gut die Mischung zwischen Staub und Verbrennungsluft im Brenner und im Feuerraum vorgenommen wird und wie stark beide Stoffe während ihrer Verbrennung verwirbelt werden, wie groß also die Turbulenz der Flamme ist (die das Staubkorn einhüllenden Verbrennungsprodukte sollten dauernd so schnell als möglich weggespült werden), 3. wie hoch die Temperatur  $t_F$  des Feuerraumes liegt, da dadurch die Reaktionsfähigkeit der brennbaren Teile sehr gefördert wird. Die Dauer und die Vollkommenheit der Verbrennung wird deshalb in starkem Maße von der Bauart und der Anordnung der Brenner, dann von der Art der Luftzufuhr und den angewendeten Einblasegeschwindigkeiten und ferner noch von dem Maße der Feuerraumbelastung und dem Grade der Kühlung der Flamme durch die Feuerraumwände und die Wandkühlrohre beeinflusst. Wie man durch Abändern des Mengenverhältnisses von Einblase- (Erst-) und Zweitluft und der Einblasegeschwindigkeit die Flamme im Feuerraum verkürzen oder verlängern und auch die Verbrennungstemperatur nach Wunsch erhöhen oder vermindern kann, zeigen anschaulich Abb. 112 und 113.

Es hatte sich bei den Staubfeuerungen mit Flachbrennern und U-Flamme vielfach als zweckmäßig erwiesen, der Flamme einen wesentlichen Teil der nötigen Verbrennungsluft als Drittluft (s. S. 107) erst im Lauf der Verbrennung durch Öffnungen in der Vorderwand möglichst fein verteilt zuzuführen. Man suchte durch diese feine Aufteilung der Luftzufuhr nicht nur eine raschere Zündung sondern auch höchstmögliche Verbrennungstemperaturen zu erzielen, da man an jeder Stelle der Flamme nur jene Luftmenge zuzuführen strebte, die zur Verbrennung gerade nötig war (vgl. damit Bleibtreu-Brenner<sup>1</sup>). Die in neuerer Zeit verwendeten Staubfeuerungen mit Drallbrennern und auch die Wood-Feuerung machen jedoch von dieser Maßnahme der dreifach unterteilten Luftzufuhr, die den Betrieb zweifellos erschwerte und auch unnötig verwickelt machte, keinen Gebrauch mehr. Man sucht vielmehr jetzt durch möglichst gute Vermischung des Staubes mit der Luft, welche letztere schon in vollem Umfang im Brenner zugeführt wird, und durch hohe Luftvorwärmung die Verbrennung zu beschleunigen und zu vervollkommen.

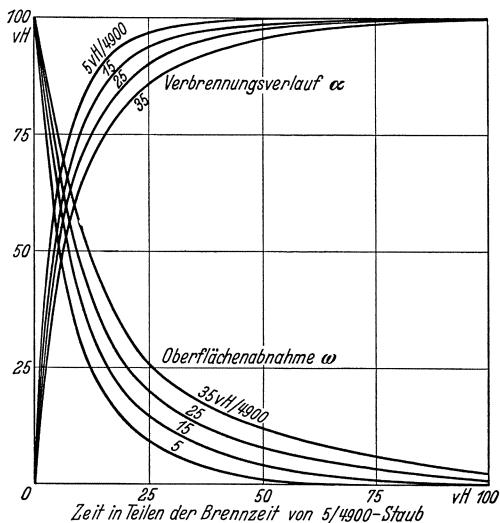


Abb. 114. Verbrennungsverlauf von Kohlenstaub verschiedener Feinheit (nach Rosin).

α Prozentsatz des verbrannten Staubgewichtes vom zugeführten Staubgewicht, ω Prozentsatz der jeweiligen Staubkornoberfläche gegenüber der Anfangskornoberfläche.

Abb. 114 zeigt nach Rosin den Verbrennungsverlauf für Kohlenstaub, und zwar die Zunahme des verbrannten Kohlengewichtes und die zugehörige Oberflächenabnahme während der Dauer der Verbrennung. Man kann daraus entnehmen, daß bei feinem Staub mit 5 vH Rückständen auf dem 4900-Maschensieb in  $\frac{1}{4}$  der für das vollständige Ausbrennen benötigten Verbrennungszeit bereits 97 vH des Staubes verbrannt sind und die übrigen 75 vH der Brennzeit, d. h. auch des Weges im Feuerraum, zum Ausbrennen der restlichen 3 vH Kohlenstaub, also zu einer Erhöhung des Feuerungswirkungsgrades um diese 3 vH, nötig sind. Münzinger drückt hierzu mit Recht die Meinung aus, daß man aus wirtschaftlichen Gründen bei Staubfeuerungen einen gewissen Verlust an unverbranntem Staub doch in Kauf nehmen sollte, da der

<sup>1</sup> Siehe Bleibtreu: Kohlenstaubfeuerungen, Abb. 16. Berlin: Julius Springer 1930.

praktisch verwendete Staub ein Gemisch aus feinen und aus groben Körnern ist, welche letztere eine verhältnismäßig lange Brennzeit aufweisen. Es empfiehlt sich deshalb zur Erzielung größerer Feuerraumwärmebelastung  $q_F$  auch darauf zu achten, daß der Staub nicht möglichst viel sehr feiner Körner, sondern möglichst recht gleichmäßige, aber nicht zu große Körnung aufweist, was aber mit den heute zur Verfügung stehenden Mühlen nicht ohne weiteres zu erreichen sein wird.

Der Verbrennungsvorgang in der Staubfeuerung wird durch hohen Aschengehalt — Roste sind dagegen unempfindlicher — meist sehr beeinträchtigt. Zunächst wird dadurch das Ausbrennen des Kornes erschwert, was leicht zu einer Erhöhung des Flugkoksverlustes führt. Da bei Staubfeuerungen die Asche sich nur zu einem Teil als Herdrückstand im Feuerraum ausscheidet, der Hauptteil vielmehr von den Rauchgasen fortgetragen wird, so tritt weiter meist in erheblichem Maße Aschenauswurf aus dem Schornstein auf, der von der Umgebung des Kesselhauses als Belästigung empfunden wird. Die Asche kann aber auch innerhalb des Kessels erhebliche Schwierigkeiten bereiten, indem sie einerseits die Schamottesteine der Feuerraumwände chemisch angreift — „auswäscht“ — oder indem sie durch Ankleben an den Siederohren des ersten Zuges — die vorderen Siederohre erhalten deshalb größere Teilung — oder an den Überhitzerrohren zu Verstopfungen der Rauchgaskanäle führt. Regel sollte sein, die Rauchgase bei ihrer Verbrennung durch entsprechende Bemessung der Strahlungsheizflächen (Wandkühlrohre) schon im Feuerraum unter den Erweichungspunkt der Asche abzukühlen.

### c) Rechnerische Erfassung des Verbrennungsvorganges in Staubfeuerungen.

Nußelt hat in seiner schon bei der Zündung (s. diesen Abschnitt II, 2a) besprochenen Arbeit<sup>1</sup> auch die an die Zündung sich anschließende Verbrennung des Kohlenstoffteilchens behandelt. Aus den Ergebnissen seiner Untersuchung geht vor allem hervor, daß bei einer Luftüberschußzahl  $\varepsilon = 1$ , d. h. also wenn bei der Verbrennung nur die theoretische Luftmenge aufgewendet würde, die Verbrennungszeit des Kohlenstoffteilchens unendlich groß sein würde. Man kann daraus auch den wichtigen Schluß ziehen, daß zu der angestrebten, möglichst vollständigen Verbrennung an den ausgeführten Staubfeuerungen, bei welchen die Flugzeit des Staubes kaum 2 s dauert, es unumgänglich notwendig ist, mit einem nennenswerten Luftüberschuß, z. B.  $\varepsilon = 1,2$  bis 1,4, zu arbeiten. Die von Nußelt entwickelte Gleichung für die Verbrennungsdauer des Kohlenstoffteilchens läßt ferner ersehen, daß diese Verbrennungszeit  $z_0$  mit dem Quadrat des Anfangshalbmessers  $r_0$  des Staubkornes

<sup>1</sup> Nußelt: Z. VDI 1924 S. 124.

wächst, d. h. also bei Zunahme des Radius  $r_0$  in beträchtlichem Maße ansteigt. Die Zeit  $z_v$  ist ferner umgekehrt proportional der Mitteltemperatur der Gashölle des Staubkornes, d. h. also auch der Feuer-  
raumtemperatur  $T$  (in °K).

Zahlentafel 16. Reine Verbrennungszeit  $z_v$  für Kohlenstaub in Abhängigkeit vom Anfangshalbmesser  $r_0$  (nach Nußelt).

$r_0$ in $\mu$	1000	500	100	50	20	10	5	1
$z_v$ in s	110,4	27,8	1,104	0,20	0,055	0,011	0,0028	0,0001

Zahlentafel 16 gibt nach Nußelt die unter bestimmten Annahmen berechneten Zahlenwerte von  $z_v$ , abhängig von verschiedenen Werten für  $r_0$ . Diese Zahlentafel zeigt sehr anschaulich, daß man für die Staubfeuerungen wegen der ungemein starken Abhängigkeit des  $z_v$  von  $r_0$  am zweckmäßigsten den Halbmesser der größten Körner auf rd. 100  $\mu$  begrenzt, daß aber andererseits, was die Angabe von Münzinger bestätigt, eine Mahlung auf sehr feine Körner nicht nötig ist.

Rosin<sup>1</sup> hat aus Versuchen von Audibert<sup>2</sup> für die Gesamtverbrennungszeit  $Z_v = z_z + z_v$  (in s — dabei  $z_z$  die Zündungsdauer oder der Zündverzug und  $z_v$  die Dauer der eigentlichen Verbrennung, vom Zündpunkt aus gemessen) die Beziehung abgeleitet:

$$Z_v = \frac{1000}{(F/G)^{1,8}} \text{ in s,} \quad (131)$$

wobei  $F$  die Oberfläche und  $G$  das Gewicht des Kohlenkornes in seinem ursprünglichen Zustand (gemessen in  $\text{mm}^2$  bzw.  $\text{mg}$ ) bedeuten.

Macht man nun die Annahme, daß das Kohlenkorn kugelförmig (Anfangshalbmesser  $r_0$ ) gestaltet ist, so läßt sich auch die Beziehung finden:  $Z_v = \text{const} (r_0 \cdot \gamma)^{1,8} = 239 \cdot r_0^{1,8}$  in s. (132)

Siehe hierzu auch Abb. 115, welche für verschiedene Anfangshalbmesser  $r_0$  (in mm) die Werte der Gesamtverbrennungszeit  $Z_v$  nach Rosin und diejenigen von  $z_v$  nach Nußelt wiedergibt.

Die Abhängigkeit der Gesamtverbrennungszeit  $Z_v$  von  $r_0$  ist demnach bei Rosin durch die 1,8-te Potenz gegeben, während bei Nußelt  $z_v$  proportional  $r_0^2$  ist.

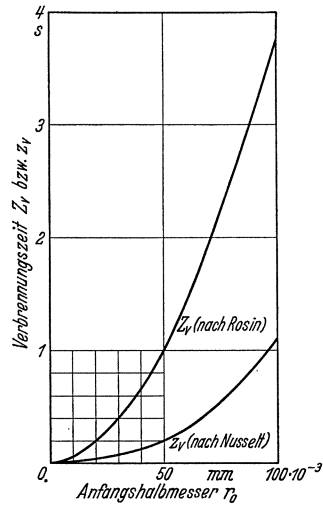


Abb. 115. Verbrennungszeit des Kohlenstaubkornes abhängig vom Anfangshalbmesser.

1.  $z_v$  Reine Verbrennungszeit (ohne Zündverzug) nach Nußelt.
2.  $Z_v$  Gesamtverbrennungszeit (einschließlich Zündverzug) nach Rosin.

<sup>1</sup> Siehe Arch. Wärmewirtsch. 1925 S. 143.

<sup>2</sup> Siehe Arch. Wärmewirtsch. 1925 S. 61, 81.

Später stellte Rosin<sup>1</sup> noch eine wichtige Gleichung für die zulässige Feuerraumwärmebeanspruchung  $q_F$  einer Staubfeuerung auf. Diese lautet:

$$(q_F)_{\text{zul}} = \frac{3600 \cdot \xi_u}{Z_v \cdot V_{\text{Rgs}}} \text{ in kcal/m}^3, \text{ h.} \quad (133)$$

Diese Gleichung beruht auf der Überlegung, daß jeder m<sup>3</sup> des Feuerraumes, der an der Verbrennung teilnimmt, in der Gesamtverbrennungszeit ( $Z_v$ , s) eine Wärmemenge von  $\frac{\xi_u}{V_{\text{Rgs}}}$  kcal erzeugt.  $V_{\text{Rgs}}$  bedeutet hierbei das beim Druck  $p$  (gemessen in mm Hg) und der mittleren Temperatur  $T$  (in °K) des Feuerraumes tatsächlich je kg Kohle entstehende Rauchgasvolumen, so daß also gegenüber der sonst üblichen Angabe des Rauchgasvolumens ( $V_{\text{Rgs}})_{0;760}$  in Nm<sup>3</sup> die Beziehung besteht:

$$V_{\text{Rgs}} = (V_{\text{Rgs}})_{0;760} \cdot \frac{T}{273} \cdot \frac{760}{p} \text{ in m}^3/\text{kg Br.} \quad (134)$$

Es kann hier der Unterschied zwischen dem Feuerraumdruck  $p$  und dem Normaldruck 760 mm vernachlässigt werden, so daß man auch erhält:

$$V_{\text{Rgs}} \cong (V_{\text{Rgs}})_{0;760} \cdot \frac{T}{273} \text{ in m}^3/\text{kg Br.} \quad (134a)$$

und damit als zweite Schreibform der Gl. (133):

$$(q_F)_{\text{zul}} = \frac{3600 \cdot \xi_u}{Z_v \cdot (V_{\text{Rgs}})_{0;760} \cdot \frac{T}{273}} = \frac{K_R}{Z_v} \text{ in kcal/m}^3, \text{ h.} \quad (135)$$

Man erkennt, daß die Größe  $K_R$  der Gleichung (135) von Rosin abhängig ist von dem Quotienten  $\frac{\xi_u}{(V_{\text{Rgs}})_{0;760}}$ , damit auch vom Heizwert  $\xi_u$  und von der Luftüberschußzahl  $\varepsilon$ , ferner noch von der Feuerraumtemperatur  $T$ ; siehe Zahlentafel 17.

Zahlentafel 17. Für die Berechnung der zulässigen Feuerraumbeanspruchung: Wert  $K_R$  (gemessen in  $\frac{\text{kcal} \cdot \text{s}}{\text{m}^3 \cdot \text{h}}$ ) in Abhängigkeit von  $\xi_u$ ,  $\varepsilon$  und  $T$ .

Unterer Heizwert $\xi_u$ in kcal/kg	Luftüberschußzahl $\varepsilon$	Feuerraumtemperatur $T$ in °K			
		1273	1473	1673	1873
7500	1,2	532000	503000	443000	396000
7500	1,4	502000	433000	381000	341000
5000	1,2	536000	463000	408000	364000
5000	1,4	464000	401000	353000	316000

Würde man nun für die Gesamtverbrennungszeit  $Z_v$  gerade 1 sec ansetzen können, so würde die zulässige Feuerraumwärmebeanspruchung  $(q_F)_{\text{zul}}$  die in Zahlentafel 17 für  $K_R$  aufgeführten Ziffern erreichen. Die in Wirklichkeit an ausgeführten Staubfeuerungen bei günstigem Wirkungsgrad anwendbaren Werte von  $q_F$  bewegen sich dagegen bei

<sup>1</sup> Rosin: Z. VDI 1929 S. 719.

Magerstaub nur zwischen  $0,15$  bis  $0,2 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h, bei Staub aus gasreichen Kohlen zwischen  $0,2$  bis  $0,3 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h. Beim Vergleiche dieser bewährten Beanspruchungsziffern mit den Rosin-Werten der Zahlentafel 17 und der Gl. (135) muß man aber beachten, daß es bei den ausgeführten Anlagen, vor allem bei den Staubfeuerungen mit nur teilweiser Kühlung der Wände, im Hinblick auf die notwendige Haltbarkeit des Mauerwerkes doch nicht zulässig ist, den Feuerraum in seiner ganzen Ausdehnung bis an die Mauern heran voll auszunützen.

Die obenstehende Formel von Rosin gestattet nun, wenn für irgendeine Staubfeuerung der wirklich zulässige Höchstwert von  $q_F$ , d. i.  $(q_F)_{zul\ max}$ , durch Versuch ermittelt worden ist, einen Rückschluß auf die im Betrieb tatsächlich erreichte Gesamtverbrennungszeit<sup>1</sup>  $(Z_v)_{tats}$ . Es gilt nämlich [vergl. Gl. (135)]:

$$(Z_v)_{tats} = \frac{K_R}{(q_F)_{zul\ max}} \text{ in s.} \quad (136)$$

Für Feuerungen mit Magerstaub findet sich damit die wirklich erzielte Verbrennungszeit  $(Z_v)_{tats}$  zu rd. 2,5 s, für solche mit Fettstaub dagegen zu 1,5 s<sup>2</sup>.

Anmerkung: Die Formel (133) von Rosin hat nicht nur für die Staubfeuerung Bedeutung; sie kann für alle Arten von Feuerungen angewendet werden. Für die Rostfeuerung läßt sich damit zwar nicht die Gesamtverbrennungszeit der Kohle ermitteln; man findet jedoch mit ihr die Verbrennungszeit, welche zur Abwicklung des im Feuerraum sich abspielenden Verbrennungsvorganges benötigt wird.

Hat man z. B. für eine Rostfeuerung den zulässigen Höchstwert der Feuerraum-Wärmebeanspruchung  $q_F$  zu  $0,3 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h festgestellt, so berechnet sich die hier in Frage kommende tatsächliche Dauer des Feuerraum-Verbrennungsvorganges zu:

$$(Z_v)_F, \text{ tats} = \frac{K_R}{(q_F)_{zul\ max}} \text{ in s,} \quad (137)$$

dabei sind die Werte für  $K_R$  gleichfalls der Zahlentafel 17 zu entnehmen. Es ergeben sich bei den Rosten damit Werte für  $(Z_v)_F$  zu 1,3 bis 0,8 s.

### 3. Der Vorgang in einer Ölfeuerung.

Da die Temperatur des aus dem Ölbrenner in den Feuerraum eintretenden Strahles, der aus Öl allein — bei Zerstäubung mit Öldruck — oder aus einem Gemisch von Öl mit Luft oder Dampf — bei der Zerstäubung des Öles mit Preßluft oder Dampf — besteht, stets niedriger

<sup>1</sup> Die Größe  $(Z_v)_{tats}$ , die aus dieser Gl. (136) ermittelt wird, bedeutet zunächst nur die Aufenthaltszeit, welche das aus dem Staubkorn entstehende Rauchgas im Feuerraum zubringt. Diese Aufenthaltszeit ist aber dann gleich der Gesamtverbrennungszeit des Staubkornes, wenn, was beim Höchstwert von  $q_F$  gerade der Fall ist, die Verbrennung im Augenblick des Verlassens des Feuerraumes durch die Rauchgase praktisch eben beendet und abgeschlossen ist.

<sup>2</sup> Siehe hierzu auch die Arbeit von Marcard: Wärme 1936 S. 70, die erst nach Abschluß dieses Abschnittes erschienen ist. Der Genannte weist mit vollem Recht daraufhin, daß die spez. Feuerraumbeanspruchung  $q_F$  auch als „Zeitbegriff“ ge- deutet werden kann.



ist als die Zündtemperatur des Heizöles (die hier verwendeten hochsiedenden Öle besitzen, wenn sie aus Erdöl stammen, eine Selbstzündungstemperatur von rd.  $300^{\circ}\text{C}$ , dagegen, wenn es sich um Steinkohlenteeröl handelt, eine solche bis zu  $600^{\circ}\text{C}$ ), so muß dem Strahle ebenfalls ein größerer Betrag an Zündwärme von außen zugeführt werden. Es erfolgt dies bei den Dampfkesselölfeuerungen in gleicher Weise wie bei den Staubfeuerungen durch Zustrahlen von Wärme — von der Ölflamme und den benachbarten, sehr heißen und zum Teil glühenden Feuerraumwänden (Zündmauerwerk aus Schamotte) — und durch Leitung von Wärme im Strahl entgegen der Strömung. Man darf annehmen, daß

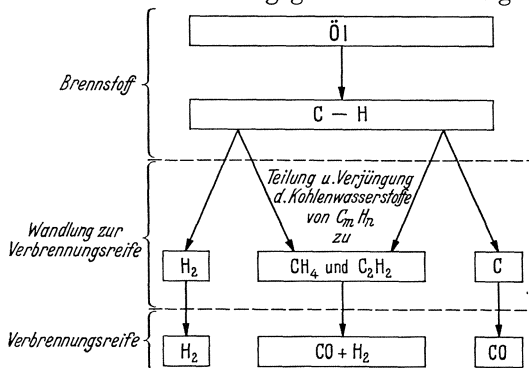


Abb. 116. Wandlung zur Verbrennungsreife bei Ölen (nach Aufhäuser).

der Anteil der Wärmeleitung an der Deckung der Zündwärme hier höher ist als bei den Kohlenstaubfeuerungen. Selbstverständlich kann der Bedarf an Zündwärme auch bei den Ölfeuerungen weitgehend herabgesetzt werden, wenn man von Luftvorwärmung, die vor allem auf Schiffen<sup>1</sup> angewendet wird, Gebrauch macht. Eine stärkere

Vorwärmung oder eine Verdampfung des flüssigen Brennstoffes kommt nur für Kleinanlagen, wie schon früher besprochen, in Frage.

Nach Aufhäuser<sup>2</sup> muß auch bei den Heizölen der Verbrennung eine Wandlung dieser Brennstoffe zur Verbrennungsreife vorausgehen. In Abb. 116 ist das Schema dieser Wandlung unter der meist zutreffenden Annahme dargestellt, daß es sich bei diesen Heizölen nur um C—H-Verbindungen handelt. Bei dieser Wandlung zersetzen sich die wärmeunbeständigen, hochmolekularen Kohlenwasserstoffe des Heizöles, nachdem zunächst eine Verdampfung eingetreten ist, in Ölgas und zu einem verhältnismäßig geringen Teil in Kohlenstoff. Am Ende bilden sich auch hier, wie bei der Verbrennung der festen Brennstoffe, alle Teilstoffe in CO und H<sub>2</sub>, also in die Bestandteile des Wassergases, um.

Man erkennt aus dem Schema, daß die Wandlung hier einfacher ist und sich deshalb auch rascher vollzieht als bei den Kohlen, und daß man Aufhäuser beipflichten kann, wenn er ausführt: „Die Ölfeuerung ist in ihrem Wesen nach eine Gasfeuerung“. Aufhäuser betont, daß die Ölfeuerung die schwersiedenden Heizöle ungleich besser bewältigt

<sup>1</sup> Siehe Jebens: Moderne Hochdruckanlagen für Schiffe. Werft Reed. Hafen 1934 Heft 12.

<sup>2</sup> Siehe Aufhäuser: Brennstoff und Verbrennung Bd. 2.

als der Dieselmotor die weitaus leichteren Treiböle. Man wird diese Feststellung in erster Linie damit zu erklären haben, daß für die Verbrennung in einer Dampfkessel-Ölfeuerung naturgemäß wesentlich mehr Zeit zur Verfügung steht als für die Ölverarbeitung in einem Dieselmotor, besonders in einer schnellaufenden Maschine.

Zur rechnerischen Erfassung des Arbeitsvorganges in der Ölfeuerung kann die Gleichung, welche Rosin für die Bestimmung der zulässigen Feuerraumbelastung  $(q_F)_{zul}$  der Staubfeuerung aufgestellt hat, hier ebenfalls, und zwar in unveränderter Form benutzt werden. Es läßt sich dabei feststellen, daß die Rosinsche Ziffer  $K_R$  für Heizöle sich von den Werten des  $K_R$  für Kohlenstaub nur wenig unterscheidet. Da aber  $(q_F)_{zul}$  für die Ölfeuerungen der Dampfkessel bis zu  $3 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h und noch darüber beträgt (für den von Jebens a. a. O. beschriebenen 80-atü-Schiffs-Wasserrohrkessel berechnet sich z. B.  $(q_F)_{zul}$  zu annähernd  $3,7 \cdot 10^6$ ), so muß also die Gesamtverbrennungszeit  $(Z_v)_{tats}$  [s. Gl. (136)] für Ölfeuerungen nur einen Bruchteil der bei Staubfeuerungen erreichten Verbrennungszeiten darstellen. Für den von Jebens angeführten Kessel bestimmt sich in der Tat die dem Feuerungsentwurfe zugrunde gelegte Gesamtverbrennungszeit  $(Z_v)_{tats}$  zu nur rd.  $\frac{1}{8}$  s, wenn die Feuerraumtemperatur  $t_F$  zu  $1400^\circ$  C und die Luftüberschußzahl  $\varepsilon = 1,2$ , also  $K_R$  zu  $0,45 \cdot 10^6$  angesetzt wird.

Zum Vergleich sei erwähnt, daß die Gesamtverbrennungszeit  $(Z_v)_{tats}$  der Treiböle in den rascher laufenden Fahrzeugdieselmotoren ( $n \sim 2000$  U/min) einschließlich Zündverzug weniger als  $\frac{1}{100}$  s beträgt. Die Arbeitsbedingungen für die Ölfeuerung sind also hinsichtlich der zur Verfügung stehenden Verbrennungszeit bei Kesselfeuerungen doch noch wesentlich günstiger als im Motorbetrieb.

#### 4. Der Vorgang in einer Gasfeuerung.

Zur Entzündung des aus dem Gasbrenner ausströmenden Gemisches des gasförmigen Brennstoffes mit der Verbrennungsluft ist natürlich gleichfalls wie bei den festen und flüssigen Brennstoffen eine Zufuhr von Zündwärme nötig. Der Bedarf an Zündwärme kann jedoch gerade bei den Gasfeuerungen außerordentlich klein gehalten werden, da man hier in der Lage ist, nicht nur die Verbrennungsluft, sondern, was zur Erzielung besonders hoher Verbrennungstemperaturen vor allem in Schmelzöfen vielfach geschieht, auch den Brennstoff vorzuwärmen. Bei Dampfkesselfeuerungen wird man sich aber doch meist mit der Vorwärmung der Verbrennungsluft begnügen, obwohl zu beachten ist, daß insbesondere bei den heizwertarmen Gasen (Generator-, Gichtgas) wegen des verhältnismäßig großen Gewichtsverhältnisses des Gases zur Verbrennungsluft die Luftvorwärmung allein hier nur geringen Nutzen bringen kann.

Die Zuführung der Zündwärme muß, da das Absorptionsvermögen der aus dem Brenner kommenden Gas-Luftmischung für Wärmestrahlung nur sehr gering ist (die Teilgase dieser Mischung sind wie  $H_2$  und  $N_2$  entweder ganz strahlungsunwirksam, oder sie vermögen wie  $CO_2$ ,  $H_2O$  und  $CO$  die Wärmestrahlung nur innerhalb enger Wellenbanden aufzunehmen),

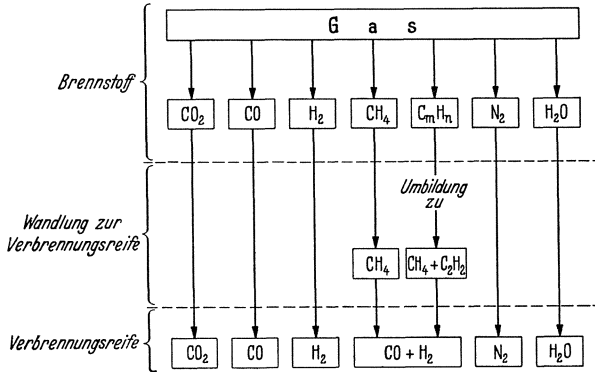


Abb. 117. Wandlung zur Verbrennungsreife bei gasförmigen Brennstoffen. Man beachte, daß im Gegensatz zu den festen und flüssigen Brennstoffen hier nur ein verhältnismäßig kleiner Teil des Brennstoffes eine Wandlung zur Verbrennungsreife erfahren muß.

das Gichtgas, Mischungen aus  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $H_2$ ,  $CH_4$ ,  $C_mH_n$  und  $N_2$ . Von den brennbaren Teilgasen sind  $CO$  und  $H_2$  bereits verbrennungsfähig, während  $CH_4$  und vor allem die schweren Kohlenwasserstoffe noch einer

im Betrieb fast ausschließlich durch Wärmeleitung im Strahl entgegen der Strömung erfolgen. Zur Sicherstellung der Zündung wird aber doch Zündmauerwerk vor dem Brenner angeordnet, obwohl dessen Nutzen wohl geringer ist als bei der Ölfuehrung.

Die in Gasfeuerungen verarbeiteten Brennstoffe sind in der Regel, wie das Koksofen-

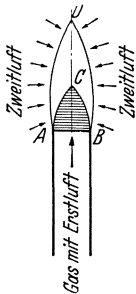


Abb. 118. Zündung und Verbrennung beim Bunsenbrenner (nach Aufhäuser).

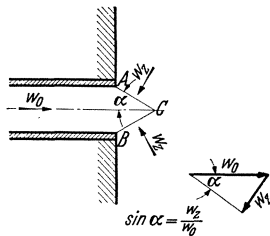


Abb. 119 a. Zündung brennbarer Gasgemische.

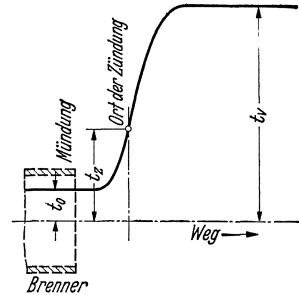


Abb. 119b. Temperaturverlauf innerhalb des Strahles (nach Nußelt).

Wandlung zur Verbrennungsreife (s. Abb. 117) unterworfen werden müssen. Von diesen Kohlenwasserstoffen  $C_mH_n$  wird aber, da sie sich am leichtesten zersetzen, die Zündung ausgehen.

Die Zündung und Verbrennung erfolgt bei den Gasfeuerungen, bei welchen innerhalb des Brenners eine Vermischung des Brennstoffes nur mit einem Teil der Verbrennungsluft (Erstluft) herbeigeführt wird — wie beim Bunsenbrenner —, nicht leuchtend. Aufhäuser erklärt für einen

solchen Bunsenbrenner (Abb. 118<sup>1</sup>) den Vorgang so, daß in der inneren Zone mit Hilfe des Sauerstoffes der Ersluft eine Wassergasbildung stattfindet (dabei Temperaturen von rd. 1500° C) und daß die Wassergasbestandteile CO und H<sub>2</sub> in der äußeren Zone *DACB* mit der aus der Umgebung zuströmenden Zweitluft unter höherer Temperatur (bis zu etwa 1800° C) ausbrennen. Bei der Gasfeuerung für Dampfkessel wird aber dem Gas in der Regel die Gesamtluft schon im Brenner beigemischt, so daß sich die Zündung und Verbrennung so abspielt, wie es Nußelt in einem Aufsatz über die Zündung brennbarer Gasgemische<sup>2</sup> annimmt (s. Abb. 119 a). Da in der Regel mit größeren Ausströmgeschwindigkeiten  $w_0$  gearbeitet wird, welche die Zündgeschwindigkeiten  $w_z$  übersteigen, so setzt die Zündung des brennfähigen Gemisches erst an der Kegelfläche *ACB* ein und Zündung und Verbrennung können im Strahl nur nach Durch-

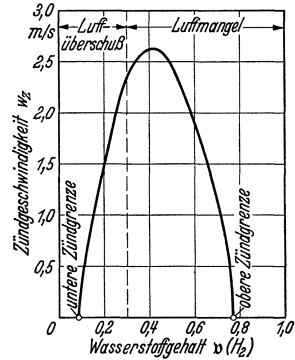


Abb. 120. Änderung der Zündgeschwindigkeit eines Wasserstoff-Luft-Gemisches mit dem Wasserstoffgehalt (nach Nußelt).

schreiten dieser Kegelfläche vor sich gehen. Die Anwärmung des Gasluftgemisches bis zur Zündtemperatur muß bis zur Kegelfläche abgeschlossen sein; der Temperaturverlauf innerhalb des Strahles ist in Abb. 119 b veranschaulicht. Die Wandlung des gasförmigen Brennstoffes zur Verbrennungsreife, die auch schon während der Anwärmung, also vor der Kegelfläche einsetzt, wird sich dagegen bis über die Zündfläche hinaus erstrecken. Nußelt auch hat a. a. O. eine Gleichung für die Zündgeschwindigkeit  $w_z$  beliebiger brennbarer Gasgemische aufgestellt. Er zeigte, daß  $w_z$  außer von der Konzentration (dem Volumengehalt) der brennbaren Bestandteile in der Gasmischung und des Sauerstoffanteiles in erster Linie abhängig ist von dem Maße der Vorwärmung, also von der Höhe der Temperatur  $t_0$  des Gasgemisches beim Austritt aus dem Brenner

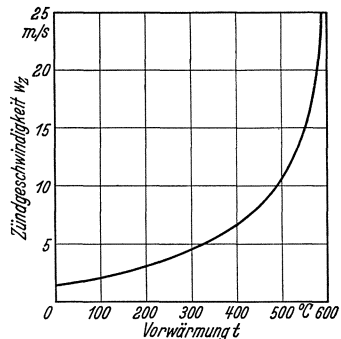


Abb. 121. Einfluß der Vorwärmung des Gasgemisches (Wasserstoff-Luft-Gemisch von 20 vH R.T. Wasserstoffgehalt bei 1 ata) auf die Zündgeschwindigkeit (nach Nußelt).

und von dem Druck  $p_0$ , bei welchem die Verbrennung vorgenommen wird. In Abb. 120 ist nach Nußelt für ein Wasserstoff-Luft-Gemisch die Änderung von  $w_z$  mit dem H-Gehalt dargestellt; es ergibt sich hier die wichtige Tatsache, daß die  $w_z$ -Kurve ihre beiden Ordinatennullwerte für  $w_z = 0$  nicht bei  $v(H_2) = 0$  einerseits und bei  $v(H_2) = 1$  andererseits aufweist, sondern daß diese Nullwerte bei einer wasserstoff-

<sup>1</sup> Nach Aufhäuser, Bd. 2, S. 57.

<sup>2</sup> Nußelt: Z. VDI 1915 S. 872.

schwachen Mischung, d. h. merklich über  $v(\text{H}_2) = 0$ , und bei wasserstoffreicher Mischung beträchtlich unter  $v(\text{H}_2) = 1$  liegen. Es ist also nicht möglich, Mischungen, die zu arm sind an brennbaren Bestandteilen, wie auch Mischungen, die zu reich sind, zur Entzündung zu bringen. Ähnliches Verhalten, das also für die Gemischstärke nur den Spielraum zwischen den beiden „Zündgrenzen“ läßt (s. Abb. 120), ist auch bei Mischungen von flüssigen Brennstoffen mit Luft festzustellen. Die  $w_z$ -Kurve der Abb. 120 zeigt noch die Besonderheit, daß der Höchstwert von  $w_z$  im Luftmangelgebiet liegt. Wie beträchtlich der Einfluß der Vorwärmung des Gasgemisches auf  $w_z$  ist, kann aus Abb. 121 ersehen werden. Es ergibt sich daraus auch, daß die bei Gasfeuerungen erzielten Zündgeschwindigkeiten  $w_z$  in der Regel höher liegen als bei Kohlenstaub.

Über die Gesamtverbrennungsdauer  $(Z_v)_{\text{tats}}$  läßt sich auch bei Gasfeuerungen mit Hilfe der Gleichung, die Rosin für die Feuerraumwärmebelastung  $q_F$  der Staubfeuerung aufgestellt hat, und die man unverändert hier ebenfalls benutzen kann, eine Bestimmung durchführen — s. hierzu diesen Abschnitt II, 2, c und II, 3, sowie Gl. (136) —. Die Tatsache, daß bei den üblichen Gasfeuerungen von Dampfkesseln für  $q_F$  Werte von 3 bis  $4 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h, d. h. also die gleichen Beanspruchungen wie bei einer Ölfeuerung zulässig sind, beweist, daß man auch bei den Gasfeuerungen, ungefähr mit derselben Verbrennungsdauer wie bei den Ölbrennern, nämlich mit rd.  $1/8$  s rechnen kann. Der Wert von  $K_R$  zeigt nämlich für alle Brennstoffe, ob fest, flüssig oder gasförmig, nur geringen Unterschied. Wenn es dagegen an den Sondergasfeuerungen wie auch an den Ölfeuerungen des Veloxkessels gelungen ist, wie schon früher erwähnt wurde, die Feuerraumwärmebelastung  $q_F$  sogar bis auf  $8 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h zu steigern, so ist dies nur dadurch möglich, daß man hier durch eine besonders innige Vermischung und Verwirbelung des Gases mit der Verbrennungsluft, ferner durch hohe Vorwärmung und durch Anwendung hohen Druckes (3 bis 10 at) im bombenartigen Feuerraum die Verbrennungsdauer noch viel mehr, nämlich bis auf

$$(Z_v)_{\text{tats}} = \frac{K_R}{(q_F)_{\text{zul max}}} = \frac{0,45 \times 10^2}{8 \times 10^2} = 1/18 \text{ s herabsetzen kann.}$$

### III. Die Wärmeverluste, die Wirkungsgrade und die Wärmebilanz der Feuerungen.

Wie schon mehrmals erörtert, treten an den Feuerungen der Dampfkessel Wärmeverluste auf, deren Bestimmung für die Beurteilung der Feuerungen wichtig und notwendig ist<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Siehe Eberle: Arch. Wärmewirtsch. 1932 S. 326 und „Begriffsbestimmungen für Feuerungen und Dampfkessel“, Fassung vom Sept. 1932, Beilage zu Marcard „Rostfeuerungen“. Für Erläuterungen dieser Begriffsbestimmungen siehe Arch. Wärmewirtschaft 1931, S. 359.

### 1. Rost- und Staubfeuerungen.

Die hier auftretenden Verluste sind:

a) Verlust durch Unverbranntes im Rostdurchfall =  $\varkappa_d$ .

$$\varkappa_d = \frac{\varepsilon_d \cdot c_d \cdot 81}{\xi} \text{ in } \text{vH}. \quad (138)$$

Dabei bedeuten:

$\varepsilon_d$  die je kg Brennstoff anfallende Menge an Rostdurchfall in vH,  
 $c_d$  das Gewicht des in 1 kg Rückstand enthaltenen Verbrennlichen  
 bzw. Kohlenstoffes in vH,

$\xi$  den Heizwert des Brennstoffes.

Dieser Verlust  $\varkappa_d$  sollte so klein als möglich sein und nicht über 2 vH hinausgehen.

b) Verlust durch Unverbranntes in den Herdrückständen (Asche und Schlacke) =  $\varkappa_s$ .

$$\varkappa_s = \frac{\varepsilon_s \cdot c_s \cdot 81}{\xi} \text{ in } \text{vH}. \quad (139)$$

Es stellen hier dar:

$\varepsilon_s$  die je kg Brennstoff erhaltene Menge an Herdrückständen (Asche und Schlacke) in vH,

$c_s$  das in den Herdrückständen enthaltene Verbrennliche (Kohlenstoff) in vH G.T.

Der Verlust  $\varkappa_s$  soll 2 vH ebenfalls nicht überschreiten, wobei aber zu beachten ist, daß dieser Verlust mit dem Aschengehalt  $a$  des Brennstoffes wächst;  $c_s$  sollte nicht über 10, auf keinen Fall aber über 20 vH hinausgehen. Bei Staubfeuerungen, wobei  $\varkappa_d$  natürlich nicht in Frage kommt, weist  $\varkappa_s$  in der Regel nur kleine Werte auf, da, wie schon besprochen, die in der Feuerung sich ausscheidende Asche und Schlacke nur einen kleinen Teil, meist nur 20 vH der Gesamtasche darstellt. Zu dem vorstehenden Verlust, der nur die chemisch gebundene Wärme (Heizwert des Verbrennlichen) in den Herdrückständen betrifft, kann unter Umständen noch ein Verlust durch fühlbare Wärme der festen Rückstände  $\varkappa_{sf}$  hinzutreten, wenn man, wie dies bei den Staubfeuerungen mit flüssigem Schlackenabzug der Fall ist, die Asche und Schlacke in heißem Zustand aus der Feuerung entfernt. In der Regel legt man jedoch großen Wert darauf, daß die Asche und Schlacke kalt aus den Aschenbehältern herausgenommen werden.

c) Verlust durch Ruß =  $\varkappa_r$ .

Bezeichnet man mit  $c_r$  das Gewicht des Rußes in g/Nm<sup>3</sup> der Rauchgase, so bestimmt sich, da Ruß amorpher Kohlenstoff ist,

$$\varkappa_r = \frac{c_r \cdot V_{Rgs} \cdot 8,1}{\xi} \cdot 100 \text{ in } \text{vH}. \quad (140)$$

Der Verlust  $\varkappa_r$  kommt nur bei älteren, unzuweckmäßig eingerichteten Feuerungen, die mit Brennstoffen von hohem Gasgehalt beschickt

werden, in Betracht; bei neuzeitlichen Feuerungen kann Ruß völlig vermieden werden.

d) Verlust durch Flugkoks =  $\kappa_f$ .

Hochbeanspruchte Rostfeuerungen, die mit feinkörniger — mulliger — Kohle arbeiten, sowie Staubfeuerungen zeigen vielfach die Erscheinung, daß die Rauchgase Brennstoffteilchen fortführen, die auf dem Fluge durch den Feuerraum und durch die Kesselzüge zwar entgast, aber nur zum Teil verbrannt werden. Man beobachtet dabei, daß die größeren Flugkoksteilchen sich meist schon innerhalb der Kesselzüge, und zwar an den unteren Umkehrstellen des Rauchgasstromes absetzen, während die feineren Teilchen von den Rauchgasen durch den Schornstein in das Freie getragen werden. Die Bestimmung des Flugkoksverlustes  $\kappa_f$  gestaltet sich deshalb sehr schwierig. Die in den Kesselzügen abgesetzte Menge sollte durch Wägung ermittelt werden, während die von den Rauchgasen fortgeführte Restmenge durch Filtrieren eines Rauchgasteilstromes gefunden werden kann<sup>1</sup>.

Man ermittelt den Flugkoksverlust mit:

$$\kappa_f = \frac{\varepsilon_f \cdot c_f \cdot 81}{\xi} \text{ in } \text{vH}. \quad (141)$$

Es stellen hier dar:

$\varepsilon_f$  die je kg Brennstoff gefundene Flugkoksmenge in vH,

$c_f$  das im Flugkoks enthaltene Verbrennlische (Kohlenstoff) in vH.

Der Flugkoksverlust  $\kappa_f$ , der von der Belastung der Feuerung stark abhängig ist, kann in ungünstigen Fällen beträchtliche Werte, unter Umständen bis zu 10 vH und darüber, annehmen, wobei  $c_f$  bis auf 50 vH und mehr steigen kann. Es ist dann zu prüfen, ob man nicht eine Einrichtung für Rückführung der Flugkoksmenge zur Feuerung zum Zweck der nochmaligen Verarbeitung treffen kann. Bei Rostfeuerungen mit Nußkohle kann dagegen der Verlust  $\kappa_f$  fast bis auf 0 gebracht werden.

e) Verlust durch unverbrannte Gase =  $\kappa_u$ .

Enthalten die vom Feuerraum bzw. die vom Kessel abziehenden Rauchgase noch brennbare Teilgase wie CO — ausgedrückt durch  $v(\text{CO})$  in vH R.T. —,  $\text{H}_2$  —  $v(\text{H}_2)$  — und  $\text{CH}_4$  —  $v(\text{CH}_4)$  —, welche durch Analyse der Gase ermittelt werden, so berechnet sich:

$$\kappa_u = \frac{[30,4 \cdot v(\text{CO}) + 25,7 \cdot v(\text{H}_2) + 85,6 \cdot v(\text{CH}_4)] \cdot (V_{\text{Rgs}})_{\text{tats tr}}}{\xi_u} \cdot 100 \text{ in } \text{vH} \text{ von } \xi_u, \quad (142)$$

$$\kappa_u = \frac{[30,4 \cdot v(\text{CO}) + 30,5 \cdot v(\text{H}_2) + 95,3 \cdot v(\text{CH}_4)] \cdot (V_{\text{Rgs}})_{\text{tats tr}}}{\xi_o} \cdot 100 \text{ in } \text{vH} \text{ von } \xi_o. \quad (141)$$

Meist können die Beträge an  $v(\text{H}_2)$  und  $v(\text{CH}_4)$  wegen ihrer Kleinheit vernachlässigt werden, so daß nur  $v(\text{CO})$  zu berücksichtigen ist.

<sup>1</sup> Zimmermann: Messung von Flugstaub in Rauchgasen. Z. VDI 1931 S. 481.

Bei neuzeitlichen Anlagen mit hohem Feuerraum kann  $\varkappa_u$  verschwindend klein gemacht werden. Es ist im übrigen üblich, den Gehalt an unverbrannten Gasen nicht schon am Ende des Feuerraumes, sondern erst am Ende der Kesselanlagen zu ermitteln, da man die Wahrnehmung gemacht hat, daß die vom Feuerraum unverbrannt abziehenden Gase noch vielfach in den Kesselzügen nachverbrennen.

f) Verlust durch Abstrahlung und Ableitung von Wärme  $\varkappa'_i$  (durch die Feuerung).

Dieser Verlust tritt dadurch ein, daß die Feuerung durch Strahlung und Leitung Wärme an die Umgebung (Kesselhaus) abgibt. Er ist abhängig von der Bauart, dann von der Größe und auch von der Belastung der Feuerung. Eine Ermittlung dieses Verlustes ist sehr schwierig<sup>1</sup>, so daß man es in der Regel vorzieht, diesen Verlust  $\varkappa'_i$  lediglich zu schätzen. Ein Anhaltspunkt für diese Schätzung ist gegeben, wenn man den Verlust durch Strahlung und Leitung  $\varkappa_l$  für die Gesamtkesselanlage kennt, welcher letzterer noch leichter durch Versuch ermittelt werden kann.

Nach Münzinger<sup>2</sup> beträgt der Verlust  $\varkappa_l$  für die Gesamtkesselanlage bei Vollast an Kleinkesseln mit einer größten Stundendampfmenge von rd. 5 t etwa 6 vH, an Mittelkesseln mit  $D_h = 30$  t/h ungefähr 2,5 vH, an Großkesseln von 100 t/h dagegen nur rd.  $\frac{3}{4}$  vH des Kohlenheizwertes  $\xi_u$ . Der Verlust  $\varkappa_l$  für die Feuerung allein kann schätzungsweise zu etwa  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{2}{5}$  des Verlustes  $\varkappa_l$  für die Gesamtkesselanlage angenommen werden. Hinsichtlich der Abhängigkeit des  $\varkappa'_i$  von der Belastung der Feuerung ist zu bemerken, daß die dem Verluste  $\varkappa'_i$  — gemessen in vH — entsprechende Wärmemenge  $Q'_i$  — gemessen in kcal/h — mit fallender Belastung der Feuerung nur wenig abnimmt.

Mit den vorstehend aufgeführten Einzelverlusten  $\varkappa_d$ ,  $\varkappa_s$ ,  $\varkappa_{sf}$ ,  $\varkappa_r$ ,  $\varkappa_f$ ,  $\varkappa_u$  und  $\varkappa'_i$  läßt sich dann der Wirkungsgrad der Feuerung ermitteln mit:

$$\eta_F = 100 - \sum_a^f \varkappa \text{ in vH von } \xi. \quad (144)$$

Man hat zu beachten, daß man diesen Feuerungswirkungsgrad  $\eta_F$  sowohl, was meist üblich ist, auf den unteren Heizwert  $\xi_u$  als auch auf den oberen Heizwert  $\xi_o$  des Brennstoffes beziehen kann. Bei Übergang von  $\xi_u$  auf  $\xi_o$  ändern sich alle Beträge der Einzelverluste  $\varkappa$ , da diese in Hunderten angegeben sind. Berechnet man dagegen die Wärmemengen, die den einzelnen Verlusten entsprechen, z. B. dem Verluste  $\varkappa_d$  entsprechend die Wärmemenge

$$Q_d = \frac{1}{100} (\varepsilon_d \cdot c_d \cdot 81) \text{ kcal/kg Kohle,} \quad (145)$$

<sup>1</sup> Siehe Prätorius: Wärmewirtschaft im Kesselhaus, S. 129. Leipzig: Steinkopf 1930.

<sup>2</sup> Siehe Münzinger: Dampfkraft 1933 Abb. 161 und Wärmetechn. Arbeitsmappe, Bl. 34. Berlin: VDI-Verlag.



dann  $Q_s$  usw., so findet man, daß sich bei Umstellung von  $\xi_u$  auf  $\xi_o$  nur der Betrag der Verlustwärme  $Q_u$  ändert. Der Wirkungsgrad  $\eta_F$ , bezogen auf  $\xi_o$ , ergibt sich deshalb, was sehr zu beachten ist, für die Feuerung größer als der auf  $\xi_u$  bezogene Wert.

Constam und Schläpfer fanden an einem älteren Planrost mit Handbeschickung<sup>1</sup> für Verfeuerung von Ruhrkohle aus Zeche Rosenblumendelle bei Zugrundelegung von  $\xi_u$ :

$$[\kappa_d + \kappa_s] = 3,5 \text{ vH}, \quad \kappa_r = 2,1 \text{ vH}, \quad \kappa_u = 3,6 \text{ vH};$$

die übrigen Verluste wurden, da sie in diesem Falle für vernachlässigbar klein gehalten wurden, nicht ermittelt. Der Feuerungswirkungsgrad  $\eta_F$  fand sich damit für diesen Kleinrost zu 90,8 vH.

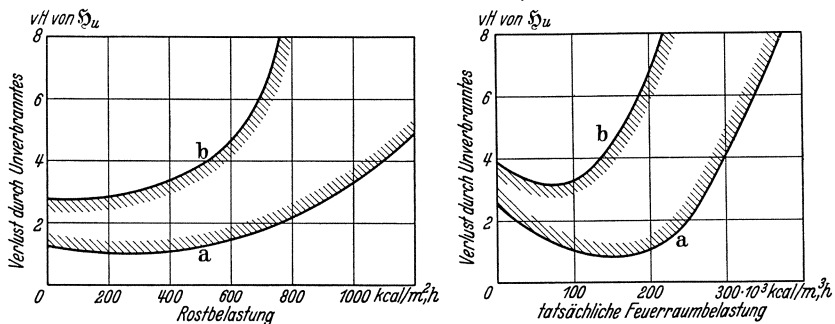


Abb. 122 u. 123. Grenzkurven für den Verlust an Verbrennlichem in Asche, Schlacke, Flugkoks und unverbrannten Gasen, d. i.  $\sum \kappa$  bei Rostfeuerungen (links) und bei Staubfeuerungen (rechts) (nach Münzinger<sup>2</sup>).

a untere Grenzkurve, b obere Grenzkurve.

Bei neuzeitlichen Anlagen mit günstiger Verbrennung in hohem Feuerraum kann dagegen als erreichbar an Rostfeuerungen unter Vollast angesehen werden:

$$(\kappa_d + \kappa_s) = 1 \text{ vH}; \quad \kappa_r = 0; \quad \kappa_f = 0 \text{ bis } 2 \text{ vH}; \quad \kappa_u = 0; \quad \kappa_l = 0,5 \text{ bis } 2,5 \text{ vH}$$

und damit  $\eta_F = 95 \text{ bis } 98 \text{ vH}$ .

Münzinger<sup>3</sup> hat gezeigt (s. Abb. 122 und 123), wie der Gesamtverlust durch Verbrennliches in Asche, Schlacke, Flugkoks und in unverbrannten Gasen mit der Belastung der Feuerung bei Rost- und bei Staubfeuerungen wächst.

Einen guten Überblick über die Energieumsetzung und über die Größe der Einzelverluste erhält man durch die Aufstellung der Wärmebilanz, die man sowohl auf den Heizwert  $\xi_u$  als auch auf  $\xi_o$  beziehen kann (s. nachstehendes Beispiel).

<sup>1</sup> Constam u. Schläpfer: Z. VDI 1909 S. 1837.

<sup>2</sup> Die Abb. 123 ist von Münzinger auf die tatsächliche Feuerraumbelastung bezogen, so daß also bei der Bestimmung dieser Feuerraumbelastung alle in Frage kommenden Feuerungsverluste in Abzug gebracht sind.

<sup>3</sup> Münzinger: Dampfkraft S. 132.

Beispiel: Wärmebilanz für eine Staubfeuerung.

	$\xi_u$		$\xi_o$	
	kcal/kg	vH	kcal/kg	vH
1. Der Staubfeuerung mit der Kohle zur Verfügung gestellte Wärme $\xi$ . . .	7515	100,0	7780	100,0
2. Davon verloren <sup>1</sup> :				
b) durch Unverbranntes im Herdrückstand	$Q_s$	90	90	
	$\kappa_s$	1,2		1,15
c) durch Ruß . . . . .	$Q_r$	~0	~0	~0,0
	$\kappa_r$	~0,0	~0,0	
d) durch Flugkoks . . . . .	$Q_f$	98	98	
	$\kappa_f$	1,3		1,25
e) durch unverbrannte Gase . . . . .	$Q_u$	~0	~0	~0,0
	$\kappa_u$	~0,0	~0,0	
f) durch Abstrahlung und Ableitung von Wärme . . . . .	$Q'_l$	75	75	
	$\kappa'_l$	1,0		0,95
damit Summe der Verluste . . .	$\sum_b^f Q$	263	263	
	bzw. $\sum_b^f \kappa$		3,5	3,35
3. Demnach nutzbar gemacht $\xi - \sum_b^f Q = (Q_n)_F$	7252		7517	
bzw. $100 - \sum_b^f \kappa = \eta_F$		96,5		96,65

Die von der Feuerung nutzbar abgegebene Wärmemenge wird danach, was in Einklang mit den oben (S. 158) beim Wirkungsgrad  $\eta_F$  gemachten Bemerkungen steht, in der Wärmebilanz bezogen auf den oberen Heizwert  $\xi_o$  mit einem wesentlich höheren Betrag ausgewiesen als in einer für den unteren Heizwert  $\xi_u$  aufgestellten Bilanz.

Zu erwähnen ist hier, daß Münzinger in seinem Buche „Dampfkraft“ die Wärmebilanz einer Kohlenstaubfeuerung nach dem Vorgang von Wohlenberg sehr anschaulich in einem Sankey-Diagramm dargestellt hat, wobei noch kenntlich gemacht ist, wie die nutzbar gemachte Wärmemenge  $Q_n$  sich aufteilt auf die in der Feuerung durch Strahlung unmittelbar an die Heizflächen abgegebene Wärmemenge  $Q_s$  und auf die in den abziehenden Rauchgasen enthaltene Wärmemenge  $Q_{Rgs}$ .

## 2. Öl- und Gasfeuerungen.

Die hier auftretenden Verluste setzen sich, da Herdrückstände und Flugkoks nicht auftreten können, lediglich zusammen aus  $\kappa_r$ ,  $\kappa_u$  und  $\kappa'_l$ , deren Bestimmung in derselben Weise erfolgt, wie unter 1 für die Rost- und Staubfeuerung besprochen. Man erkennt, daß der Betrag von  $\sum \kappa$  bei Öl- und Gasfeuerungen in der Regel geringer ist und deshalb der erreichbare Feuerungswirkungsgrad  $\eta_F$  höher ist als bei den Rost- und Staubfeuerungen.

<sup>1</sup> Der mit  $a$  bezeichnete Verlust  $\kappa_d$  — durch Unverbranntes im Rostdurchfall — entfällt naturgemäß bei der Kohlenstaubfeuerung.

### Dritter Abschnitt.

## Die Dampfkessel.

### I. Die Bauarten der Dampfkessel.

Man unterscheidet 2 Hauptgruppen, die Großwasserraumkessel und die Kleinwasserraum- oder Wasserrohrkessel. Der Größe des Wasserraumes kommt bei den Kesseln eine große Bedeutung zu, da diese nicht nur in einem wesentlichem Maße bestimmend ist für die Bauart, die in irgendeinem Falle gewählt werden muß, sondern auch das betriebliche Verhalten weitgehend bestimmt, welches der zu erbauende Kessel bei seiner Benutzung später zeigen wird.

Großer Wasserraum verlangt Aufbau des Kessels aus großen Behältern, die man wegen ihrer runden Form als Walzen oder Trommeln anspricht. Bei kleinem Wasserraum dagegen baut man den Kessel in der Hauptsache aus engen Rohren, den Wasser- oder Siederohren, auf. Die letztere Bauart bietet den großen Vorteil, daß man damit Kessel für sehr große Leistung und auch solche von sehr hohem Druck herstellen kann.

Im Betriebe zeigt ein Kessel mit großem Wasserinhalt die Eigentümlichkeit, daß er gleichzeitig als Dampferzeuger und als Wärmespeicher (Puffer) wirkt. Der Druck im Kessel sinkt bei einer plötzlichen Steigerung der Dampferntnahme um so weniger, je erheblicher der Wasserinhalt ist. Ein stärkeres Wärmespeichervermögen wird in Fällen, wo die Entnahme des Dampfes sehr unregelmäßig und mit großen Schwankungen erfolgt (z. B. für den Antrieb von Fördermaschinen, Walzenzugmaschinen, Dampfhämmern, Kochapparaten, Sudpfannen u. dgl.), mit Recht vielfach als Vorteil des Kessels angesehen. Eine gute Eigenschaft des Großwasserraumkessels liegt ferner darin, daß er unempfindlicher ist gegen mangelhafte Reinigung des Speisewassers, und daß er kurzzeitige Störungen in der Zuführung des Speisewassers leichter überwindet.

Ein Großwasserraum bringt jedoch den Nachteil mit sich, daß der Kessel eine erhebliche Trägheit erhält und nur langsam in seinem Dampfdruck verändert werden kann; auch ist die erforderliche Anheizdauer bei Großwasserraumkesseln mit rd. 3 h wesentlich größer als bei den Kleinwasserraumkesseln, wo die Inbetriebsetzung meist kaum 1 h erfordert. Man hat sogar aus Wasserrohrkesseln Schnellverdampfer entwickeln können, die in rd. 10 min angefahren werden können.

Ein weiterer erheblicher Nachteil des großen Wasserraumes besteht darin, daß bei einem Aufreißen der Kesselwandungen infolge der bedeutenden Wärmemenge, die im Wasserinhalt gespeichert ist, umfangreiche Zerstörungen (hier Zerknall oder Explosion genannt) auftreten können. Solche Zerknalle haben sich auch bei Kleinwasserraum- oder Wasserrohrkesseln, die man früher für explosions sicher hielt, ereignet. Doch sind die dabei auftretenden Schäden, da an engen Rohren nur verhältnismäßig kleine Risse auftreten können und der Wasserinhalt des Kessels gering ist, in der Regel von viel kleineren Ausmaßen.

Die nach Marcard angefertigte Zahlentafel 18 gibt Aufschluß über das Anwendungsgebiet der Großwasserraum- und der Steilrohrkessel, sowie über dasjenige der verschiedenen Bauarten dieser Kessel.

Zahlentafel 18. Übliche Kesseldrücke, Heizflächengrößen und Heizflächenbelastungen (nach Marcard).

Druck at Überdr.	Heizfläche m <sup>2</sup> Heizflächenbeanspruchung (kg/m <sup>2</sup> , h normal)														
	2 bis 6	6 bis 10	10 bis 15	15 bis 20	20 bis 30	30 bis 50	50 bis 100	100 bis 150	150 bis 200	200 bis 300	300 bis 500	500 bis 700	700 bis 1000	über 1000 m <sup>2</sup>	
bis 15	Stehender Kessel bis 20														Großwasserraumkessel
				Einflamm- rohrkessel bis 20											
8—15						Zwei- flamm- rohrkessel bis 24									
				Rauchrohr-Heizrohr- kessel bis 15											
						Flammrohr-Rauch- rohrkessel bis 15									
		Lokomobilkessel													
10—25						Kammerkessel von 15 bis 36								Wasserrohr- kessel	
10—100						Sektionalkessel 20 bis 70 u. mehr									
10—120						Steilrohrkessel 20 bis 70 u. mehr									
100—225						Sonderbauarten									

### 1. Die Großwasserraumkessel.

Wie schon besprochen, werden die Kessel mit großem Wasserraum in der Hauptsache aus weiten zylindrischen Behältern aufgebaut. Mit den Walzen und Trommeln von großem Durchmesser läßt sich aber auf einer vorgeschriebenen Grundfläche nur eine verhältnismäßig geringe Heizfläche unterbringen, so daß der Großwasserraumkessel nur für Kleinanlagen (bis zu einer Höchstdampfmenge von rd. 10 t/h) in Frage kommen kann. Die früher verwendeten Bauformen des Großwasserraumkessels, der Walzenkessel und der aus mehreren über- oder

nebeneinanderliegenden Längstrommeln (auch Sieder genannt) bestehende Batteriekessel, welche letzterer vielfach mit der Tenbrink-Schrägrostfeuerung ausgestattet war, sind jetzt als veraltet anzusehen<sup>1</sup>. Heute kommen an Bauarten in Frage: Der Flammrohrkessel, der Heizrohrkessel und der für Lokomotiven, Schiffe u. dgl. benützte „zusammengesetzte“ oder „kombinierte“ Kessel.

#### a) Die Flammrohrkessel.

Eine liegende Kesseltrommel von verhältnismäßig großem Durchmesser  $D$  (1500 bis 2500 mm) ist von einem Trommelboden bis zum anderen von einem oder mehreren (früher bis zu 3, heute höchstens 2) weiten Rohren, den sog. Flammrohren (Durchmesser  $d = 600$  bis 1050 mm) durchzogen. Die Flammrohre, die hier den wirksamsten Teil der Heizfläche darstellen und in der Regel einen Planrost als Innenfeuerung aufzunehmen haben — gelegentlich werden jedoch bei Verarbeitung von Braunkohle auch Treppenfeuerungen oder für besondere Fälle auch Wanderrostfeuerungen zur Verarbeitung von Steinkohle vor den Flammrohrkesseln angeordnet —, werden dabei als erster Zug benützt, wobei sie durch die vom Planrost abziehende Flamme auf ihrer Innenseite bespült und kräftig beheizt werden. Wegen der ungleichen Erwärmung (s. Abb. 124) der innenliegenden Flammrohre und der äußeren Mantelbleche der Kesseltrommel ist es zur Vermeidung von Wärmespannungen und deren Folgen (Undichtheiten u. dgl.) geboten, an Stelle der früher benützten sehr steifen Flammrohre aus glatten Blechschüssen (bei den Glattrohr-, Galloway- und Stufenrohrkesseln) die viel besser geeigneten (weil nachgiebiger) und heute ausschließlich angewendeten Wellrohre zu gebrauchen. Die wellig ausgeführten Flammrohre, die wie der Außenmantel des Kessels aus einzelnen Schüssen aufgebaut sind, werden mit den beiden Trommelböden, die zweckentsprechende Ein- oder Aushalsungen bzw. Krepfen erhalten, durch Nietung verbunden (s. Abb. 297 und 298). Für die Abführung des erzeugten Dampfes ist ein Dampfdom vorgesehen. Die Zuleitung des Speisewassers erfolgt meist durch die vordere Stirnwand (Trommelboden) derart, daß das Speiserohr etwa 2 bis 3 m weit in den Kessel hineinragt und etwa 120 mm unterhalb des niedrigsten Wasserspiegels (NW.) mündet. Mannlöcher, die an der Kesseltrommel und am Dampfdom angebracht sind, ermöglichen das Befahren des Kessels zur Durchführung der Reinigung und zur Beseitigung des unter Umständen abgelagerten Kesselsteines. Die Flammrohrkessel werden auf gußeisernen Kesselstühlen gelagert, wobei diese so angeordnet sein müssen, daß die Blechkanten und Nietnähte gut zugänglich bleiben.

Bei den üblichen Flammrohrkesseln, die mit 3 Zügen gebaut sind, werden die Rauchgase nach Verlassen des Flammrohres (d. i. des ersten

<sup>1</sup> Siehe hierzu Spalckhaver-Rüster, 1924 S. 120 bis 124.

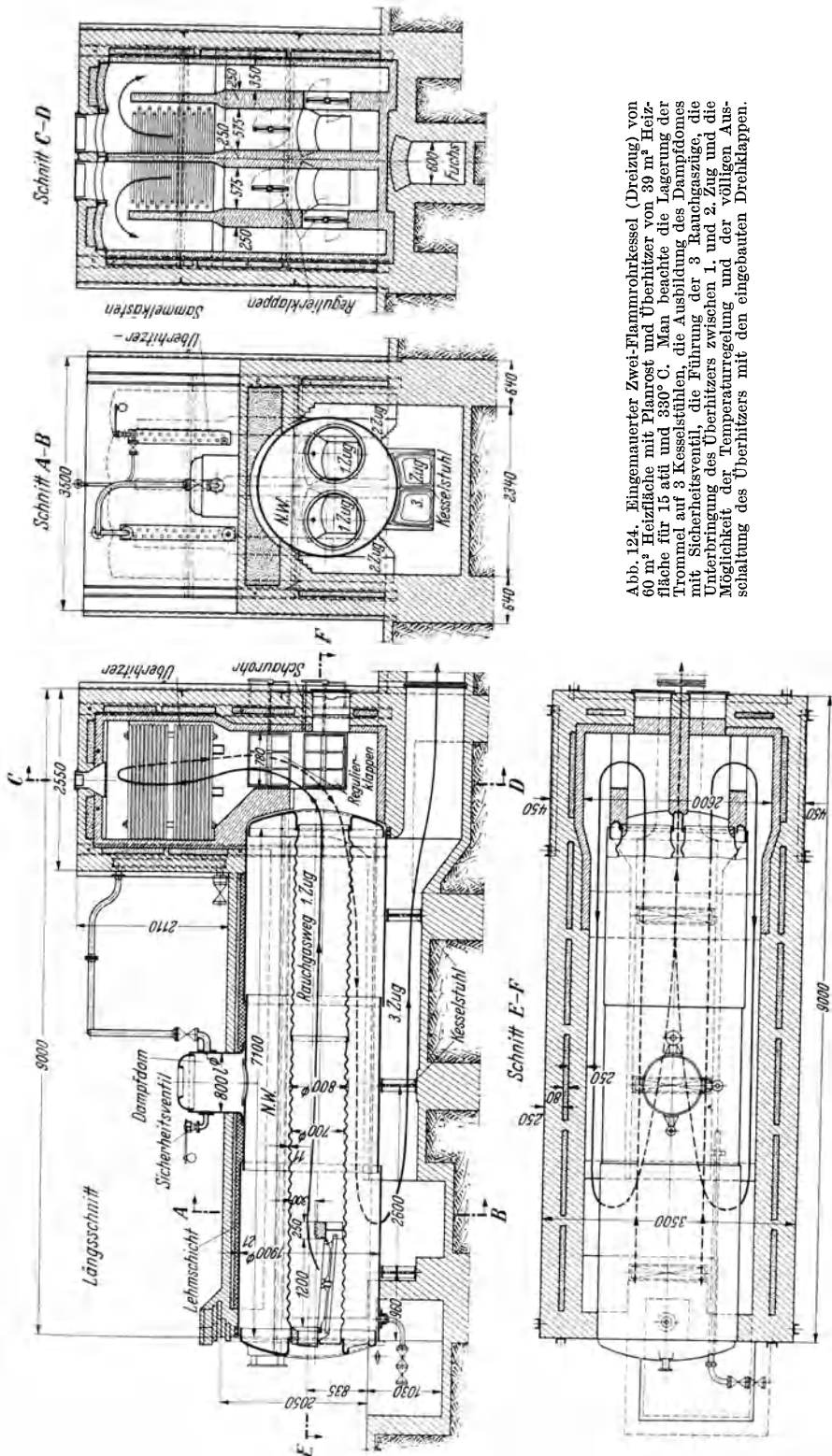


Abb. 124. Eingemauertcr Zwei-Flammrohrkessel (Dreizug) von 60 m<sup>3</sup> Heizfläche mit Planest und Überhitzer von 30 m<sup>3</sup> Heizfläche für 15 adl und 330° C. Man beachte die Lagerung der Trommel auf 3 Kesselsfüßen, die Ausbildung des Dampfdomes mit Sicherheitsventil, die Führung der 3 Rauchgaszüge, die Unterbringung des Überhitzers zwischen 1. und 2. Zug und die Möglichkeit der Temperaturregelung und der völligen Ausschaltung des Überhitzers mit den eingebauten Drehklappen.

Zuges) über einen Überhitzer geleitet; danach beheizen sie in einem zweiten Zug, der nach vorne führt, und in einem dritten nach rückwärts gerichteten Zug die äußere Mantelfläche der Kesseltrommel. Da nach den Kesselgesetzen die an den Dampfraum angrenzenden Blechwandungen nicht beheizt werden dürfen, so muß der Niederwasserspiegel (NW.)

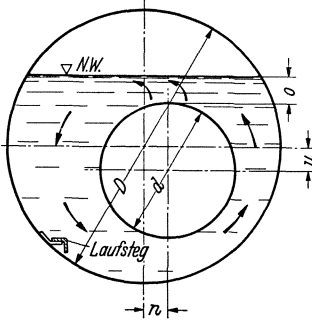


Abb. 125. Anordnung des Flammrohres im Einflammrohrkessel.

so gelegt werden, daß die stark beheizten Flammrohre stets ganz mit Wasser bedeckt sind und daß die Oberkante des oberen außen liegenden zweiten Zuges nicht bis zum Niederwasserspiegel hinaufreicht. Bei Flammrohrkesseln mit nachgeschaltetem Speisewasservorwärmer (Eko) empfiehlt Stierle auch mit Rücksicht auf den Zugbedarf von den Außenzügen 2 und 3 abzu-

sehen, da die Rauchgase im Speisewasservorwärmer erheblich besser ausgenützt werden können als in den genannten Zügen<sup>1</sup>. Durch das Weglassen der Seitenzüge, wodurch also ein Einzugkessel erhalten wird, läßt sich auch das sonst notwendige Mauerwerk zu einem großen Teile einsparen, wenn man die Kesseltrommel durch Wärmeschutzmasse (Diatomit, Asbest u. dgl. mit einem Blechüberzug) isoliert. Der Grundflächenbedarf des Kessels kann damit fast auf die Hälfte vermindert und die Breitendampfleistung nahezu verdoppelt werden.

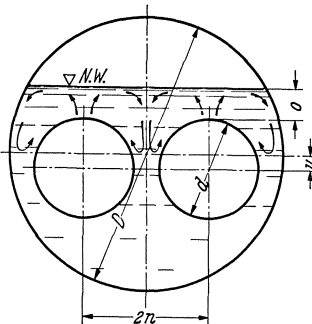


Abb. 126. Anordnung des Flammrohres im Zweiflammrohrkessel.

Der Aufbau der Flammrohrkessel, der zwar von großer Einfachheit ist, muß jedoch als ziemlich steif und recht empfindlich gegen ungleiche Erwärmung, die im Betriebe nicht zu vermeiden ist, bezeichnet werden; man ist deshalb nicht in der Lage, diese Kessel für höhere Drücke als 15 atü zu bauen. Kleinere Flammrohrkessel werden als Einflammrohrkessel gebaut. Dabei ist (s. Abb. 125) das Flammrohr seitlich gelegt, wodurch eine Bewegung des Kesselwassers um das Flammrohr herum — es ist dies ein unvollkommener Wasserumlauf — erzielt wird, da das Wasser an der engsten Stelle zwischen Flammrohr und Kesselmantel stärker erwärmt wird als an der gegenüberliegenden Seite. Außerdem ordnet man seitlich eine Laufschiene an, wodurch der Kessel leichter befahrbar wird. Flammrohrkessel mit Heizflächen über 50 m<sup>2</sup> erhalten 2 Flammrohre, die symmetrisch, aber mit ihren Mitten unter die waagrechte Mittellinie des Mantels gelegt werden, um einen

<sup>1</sup> Siehe hierzu Abb. 127 und Spalckhaver-Rüster, 1934 Abb. 78.

möglichst großen Dampfraum zu erzielen (s. Abb. 126). Dreiflammrohrkessel haben sich nicht bewährt, da der Rost im dritten Flammrohr, das tief angeordnet werden muß, schlecht zugänglich ist und dieser Rost deshalb meist vernachlässigt wird.

Über die Kessel- und Flammrohrdurchmesser, sowie Form und Anordnung der Flammrohre bestehen Festlegungen durch Normen (s. auch Zahlentafel 19).

Der mit Flammrohren erzielbare Wirkungsgrad beträgt bei Kesseln ohne und mit Überhitzern, wenn Handbeschickung angewandt, 67 bis 73 vH; bei Einfügung eines Rauchgasvorwärmers

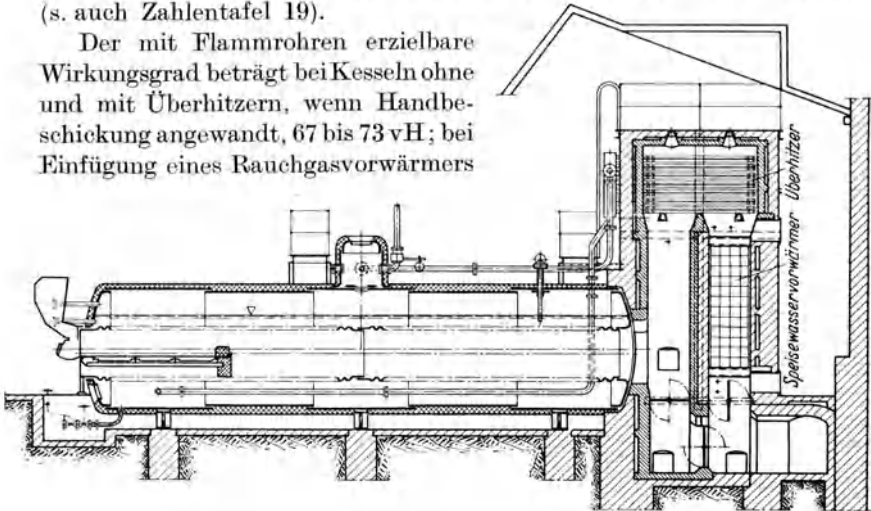


Abb. 127. Isolierter Flammrohrkessel (Einzug) mit Überhitzer und Speisewasservorwärmer. Man beachte die mit Drehklappen geschaffene Möglichkeit, beim Anfahren und auch im Betrieb den Überhitzer und den Speisewasservorwärmer aus dem Rauchgasstrom auszuschalten.

nach dem Vorschlag von Stierle, wobei Seitenzüge weggelassen sind (s. Abb. 127), kann man sogar 80 vH und darüber erreichen<sup>1</sup>.

Eine nicht unwesentliche Verbesserung der Verbrennung und der Wärmeübertragung ist durch Drallsteine (aus Schamotte — s. Abb. 32) zu erreichen, die eine innigere Durchmischung der Rauchgase mit der Verbrennungsluft liefern und auch das unerwünschte Absetzen von Flugasche im Flammrohr verhindern.

Die Flammrohrkessel, die nur für Kleinanlagen in Betracht kommen — nach Zahlentafel 19 kann man bei Einflammrohrkesseln höchstens eine Stundendampfmenge  $D_h$  von rd. 1400 kg, bei Zweiflammrohrkesseln eine solche von rd. 3500 kg/h erzielen —, werden, da sie etwa halbmal so viel kosten als Wasserrohrkessel gleicher Größe und dazu sehr einfach zu handhaben sind, in der Technik viel verwendet. Nach Rüster<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Nach Spalckhaver-Rüster, 1934 S. 52, werden in England neuerdings auch Flammrohrkessel mit Supermisern, die eine Verbindung von Eko und Luftvorwärmer darstellen, benützt, wobei ebenfalls Wirkungsgrade von 80 bis 85 vH erzielt wurden.

<sup>2</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1934 S. 50.



Zahlentafel 19. Abmessungen und Kenngrößen der Flammrohrkessel<sup>1</sup>  
(s. auch Abb. 125 u. 126).

	Einflammrohrkessel	Zweiflammrohrkessel
1. Ausführbare Heizfläche $H_K$ . . . in m <sup>2</sup>	20 ÷ 55	65 ÷ 140
2. Heizflächenbeanspruchung $D_h/H_K$ in kg/m <sup>2</sup> , h	bis 25	bis 25
3. Höchster Dampfdruck $p$ . . . in atü	15	15
4. Kesseldurchmesser $D$ . . . . . in m	$D = (0,25 \div 0,26) \cdot \sqrt{H_K}$ 1,5 ÷ 1,8	$D = (0,22 \div 0,25) \cdot \sqrt{H_K}$ 2,0 ÷ 2,5
5. Kessellänge L ohne Überhitzer . . . . . in m	5,5 ÷ 9	8 ÷ 12,5
mit Überhitzer . . . . . in m	7,5 ÷ 11	10,25 ÷ 14,75
6. Flammrohrdurchmesser $d$ . . . . . in m	0,5 · $D$ 0,7 bis 0,95 0,8 bis 1,05	0,5 · $D$ — 0,275 0,7 bis 0,95 0,8 bis 1,05
7. Senkrechter Abstand der Flammrohrmitte von der Kesselmitte $u$ in m	0,1 · $D$	0,1 · $D$ — 0,07
8. Waagerechter Abstand der Flammrohrmitte von der Kesselmitte $n$ . . . . . in m	0,1 · $D$	0,25 · $D$ — 0,035
9. Höhe des NW. über den Flammrohren $o$ . . . . . in m	0,1 · $D$ + 0,01	0,1 · $D$ + 0,02
10. Grundflächenausnutzung ohne Überhitzer $H_K/Gr$ . . . . . in m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>	1,2 ÷ 1,7	2,2 ÷ 2,6
mit Überhitzer $H_K/Gr$ . . . . . in m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>	0,8 ÷ 1,4	1,7 ÷ 2,2
11. Breitendampfleistung $D_h/b_K$ . . . in kg/m, h	150 ÷ 375	425 ÷ 800
12. Verhältnis: $\frac{\text{Wasserinhalt}}{\text{Heizfläche}} = \frac{I_W}{H_K}$ in $\frac{\text{m}^3}{\text{m}^2}$	0,20 ÷ 0,25	0,18 ÷ 0,220
13. Größte Stundendampfmenge ( $D_h$ ) <sub>max</sub> . . . . . in kg/h	rd. 1400	rd. 3500

waren in Deutschland 1930 55 vH aller vorhandenen Kesselanlagen Flammrohrkessel, während in England dieser Anteil sogar 85 vH betrug.

Es seien nochmals zusammengefaßt:

Vorteile der Bauart: Einfachheit in Aufbau und Betrieb; großes Speichervermögen; Billigkeit in Anschaffung und Unterhaltung; verhältnismäßig große Unempfindlichkeit gegen schlechtes Speisewasser.

Nachteile: Steifheit und Empfindlichkeit gegen ungleichmäßige Erwärmung; sehr träger Wasserumlauf; deshalb auch langsames Anheizen; niedriger Betriebsdruck und geringe Dampfleistung; großer Platzbedarf; mäßiger Wirkungsgrad, besonders wenn kein Ekonomiser nachgeschaltet ist.

Die Flammrohrkessel werden neuerdings wegen ihrer Nachteile durch zweckentsprechendere Bauarten (Hollandkessel, La Mont-Kessel u. dgl.) selbst für Kleinanlagen zurückgedrängt.

#### b) Die Heizrohr- oder Rauchrohrkessel.

Diese Bauart, die Unterfeuerung verlangt, weist als wirksamste Einrichtung viele enge, von den Rauchgasen durchströmte Rohre (Heiz- oder Rauchrohre) auf. Die beiden Trommelböden,

<sup>1</sup> Zahlentafel 19 gilt nicht für die Stierle-Bauart ohne 2. und 3. Zug.

in welche man die Rohre einwalzt, sind nicht gewölbt, sondern eben ausgeführt, was verlangt, daß wegen des inneren Überdruckes die ebenen Böden eine entsprechende Versteifung erhalten. Zu diesem Zwecke werden Blechanker schräg zwischen Boden und Kesselmantel angeordnet und es wird auch ein Teil der erwärmten Heiz- oder Rauchrohre als sog. Ankerrohre, die bei einem äußeren Durchmesser von 95, 89 oder 76 mm besonders große Wandstärke (etwa 6 bis 7 mm gegen 3 bis 4 mm der übrigen Rohre) aufweisen, ausgeführt. Trotzdem können die Rauchrohrkessel nur für geringen Druck (10 bis 12 atü) und auch

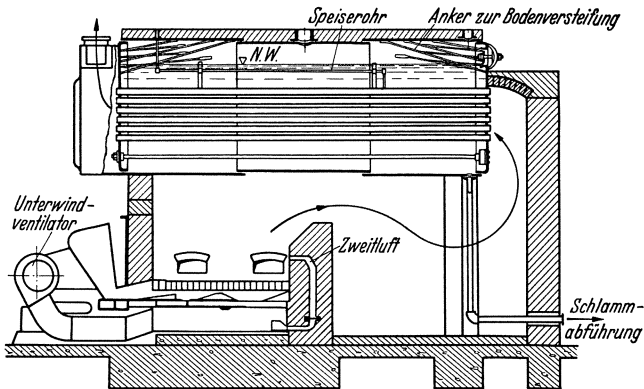


Abb. 128. Amerikanischer Zweizug-Röhrenkessel mit Unterfeuerung.

nur für kleine Abmessungen in Frage kommen. Nach Rüster<sup>1</sup> kann man bei Kesseldurchmessern  $D$  von 1255 bis 1885 mm und bei Kessel­längen  $l = 1840$  bis 5600 mm mit einer Rohrzahl  $z$ , die zwischen 40 bis 94 beträgt, Heizflächen von 20 bis 150 m<sup>2</sup> gewinnen. Da der Aufbau des Kessels nicht nachgiebig und auch empfindlich gegen unterschiedliche Erwärmung ist, so darf der Kessel nur mit sehr geringen Beanspruchungen betrieben werden ( $D_h/H_K$  nur bis zu etwa 12 kg/m<sup>2</sup>, h). Heizrohrkessel weisen ferner noch die Nachteile auf, daß die Rauchrohre wegen der rascher eintretenden Verschmutzung durch Flugasche häufig — jeden Tag — durch Ausblasen gereinigt werden müssen und daß wegen der geringen Möglichkeit, mit den vorgesehenen Handlöchern das Kesselinnere gut zu reinigen, es notwendig ist, nur sorgfältig aufbereitetes Speisewasser zu benutzen. Man kann allerdings bei weniger geeignetem Speisewasser den Betrieb dadurch erleichtern, daß man am Speiserohr eine Speiserinne zum Absetzen der Hauptmenge des Schlammes anbringt, oder<sup>2</sup> die Rohre mit konischen Enden nur leicht anwalzt, so daß sie, was alle 2 bis 3 Jahre geschieht, für die Reinigung

<sup>1</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1924 S. 142.

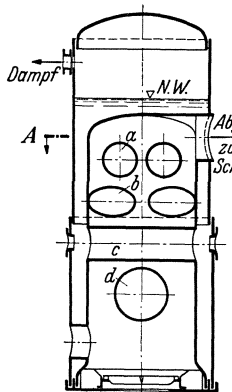
<sup>2</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1924 S. 141.

des Kesselinnern ohne größere Schwierigkeiten wieder aus- und eingezogen werden können.

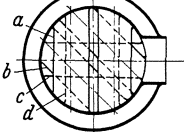
Abb. 128 zeigt einen amerikanischen Heizrohrkessel, den man als Zweizugkessel ansprechen kann; der Schornsteinanschluß ist hier an der Vorderseite des Kessels. Man beachte die Verstrebung der ebenen Rohrböden durch die runde Zuganker an Stelle der üblichen Blechanker.

Heiz- oder Rauchrohrkessel, die als selbständige Dampferzeuger mit einer Feuerung ausgerüstet sind, werden fast nicht mehr gebaut.

Man verwendet jedoch diese Kesselbauarten wegen ihrer Billigkeit und ihres geringen Platzbedarfes bzw. Grundflächenbedarfes  $Gr$  in  $m^2$  — z. B. bei einer Kesselheizfläche  $H_K = 145 m^2$  (ohne Überhitzer) ein Wert von  $H_K/Gr = 5,4 m^2/m^2$  gegen rd.  $2,6 m^2/m^2$  bei Flammrohrkesseln — sehr häufig als Abhitze-kessel. So weist der von der MAN für Großgasmaschinen gebaute Abhitzeverwerter<sup>1</sup> einen Überhitzer, einen Heizrohrkessel und einen am Ende des Rauchgasweges liegenden Speisewasservorwärmer auf (s. auch Abb. 193).



Schnitt A-B



a, b, c, d Quersieder

Abb. 129. Stehender Feuerbüchskessel mit Quersiedern von Loos. Man beachte, daß hier fast die gesamte Kesselheizfläche in der Feuerbüchse, d. h. im Feuerraum untergebracht ist.

### c) Die Feuerbüchskessel.

Für sehr kleine Kesselanlagen, deren Heizfläche meist nur 2 bis 6  $m^2$ , auf keinen Fall mehr als 20  $m^2$  beträgt, werden stehende Kessel mit einer flammrohrartigen Feuerbüchse gebaut (s. Abb. 129). Vom Rost, der im Unterteil der Feuerbüchse untergebracht ist, steigen die Rauchgase empor, bespülen dabei die Wände der mit Quersiedern versehenen Feuerbüchse und gelangen dann sofort durch einen an den oberen Kesselboden angeschlossenen

Abzug in den Schornstein. Da dieser Abzug den Dampfraum durchsetzt, muß nach den Vorschriften der „Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen (APB)“ die von den Rauchgasen vorher bespülte Heizfläche das 20fache, bei künstlichem Zug (dieser kommt aber hier selten in Frage) dagegen mindestens das 40fache der Rostfläche betragen.

Durchmesser  $D$  des Kesselmantels 0,7 bis 1,5 m, Höhe  $h$  2 bis 4 m. Durchmesser  $d$  der Feuerbüchse so gewählt, daß ein Abstand gegenüber Mantelblech von 75 bis 100 mm verbleibt. Lichte Weite  $d'$  der Quersieder = 250 bis 400 mm. Als besondere Verbesserungen der letzten Zeit sind die Feuerbüchskessel mit seitlichem Gasabzug (s. Abb. 129) und die Rippenfeuerbüchskessel (s. Abb. 130a und b) zu erwähnen.

<sup>1</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1924 S. 141.

Vorteile: Ziemlich geringer Grundflächenbedarf —  $H/Gr$  bis zu  $15 \text{ m}^2/\text{m}^2$  — und wegen des Wegfalles einer Einmauerung rasche und einfache Aufstellung.

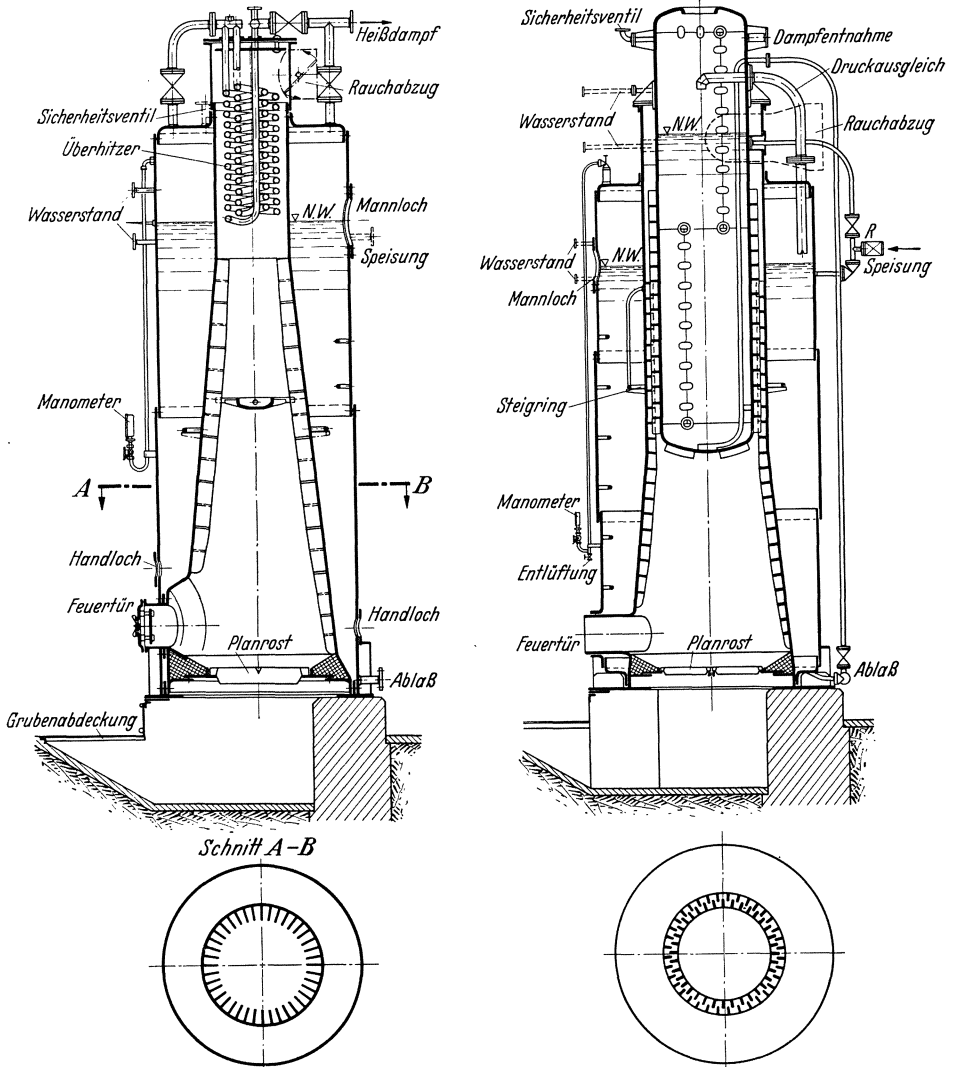


Abb. 130a u. b. Stehende Feuerbüchsen-Rippenkessel von Dingler.  
Der Kessel der Abb. 130a ist mit Überhitzer ausgestattet.

Nachteile: Schlechte Zugänglichkeit des Kesselinnern, kurzer Gasweg, niedriger Wirkungsgrad, kleine Verdampfungsoberfläche — deshalb nur geringe Beanspruchung bis  $12 \text{ kg}/\text{m}^2, \text{ h}$  — und feuchter Dampf (Überhitzer nur selten angewendet).

d) Die zusammengesetzten (kombinierten) Großwasserraumkessel.

Die Technik hat durch Vereinigung von zwei in vorstehenden Abschnitten a) bis c) erörterten Bauarten zusammengesetzte oder kombinierte Kessel geschaffen, die sich vor allem für Sonderzwecke sehr bewährt und die auch dazu beigetragen haben, den einfachen Rauchrohr- oder Heizrohrkessel fast ganz zu verdrängen. Zu diesen Verbundbauarten, mit denen man leistungsfähige Kessel mit Innenfeuerung für möglichst geringen Grundflächenbedarf erzielen wollte, sind zu rechnen: der Flammrohr-Heizrohrkessel und der Feuerbüchsen-Heizrohrkessel.

*α) Flammrohr-Heizrohrkessel mit vorgehenden Heizrohren.*

Diese Bauart, die hauptsächlich für Lokomobilen (auch Kessel-dampfmaschinen genannt) ausgedehnte Anwendung gefunden hat, besitzt (s. Abb. 131) ein kurzes aber weites Flammrohr, das in der Regel den Planrost enthält, und daran anschließend ein meist etwas (1:70) nach hinten ansteigendes Heizrohrbündel, das die Rauchgase zu einem in der Rauch- oder Abgaskammer des Kessels, also am Kesselende untergebrachten Überhitzer führt. Es ist hier möglich, Flammrohr samt Heizrohrbündel als Ganzes aus dem Kessel auszufahren, wodurch die Reinigung sehr erleichtert ist (ausziehbares Rohrsystem, das durch Verschraubungen mit den ebenen Kesselböden verbunden ist — s. Abb. 132). Ein Rauchgasvorwärmer ist meist nicht vorgesehen; die Rauchkammer trägt gewöhnlich den eisernen Schornstein, der eine Höhe von 12 bis 15 m aufweist und auch noch durch Spanndrähte befestigt wird. Der Kessel ruht bei feststehenden Anlagen auf gußeisernen Tragfüßen. Handelt es sich aber hier um fahrbare Lokomobilkessel, so müssen dieselben auf Radachsen gelagert werden.

Die Speisewasserzuführung kann vom vorderen Kesselboden oder von der Seite durch den Kesselmantel erfolgen. Abführung des erzeugten Dampfes erfolgt durch eine an den Dampfdom angeschlossene Dampfleitung. Dient der Kessel aber für eine fahrbare Lokomobile, so wird der erzeugte Sattdampf durch eine Öffnung am hinteren Kesselboden aus dem Dampfraum entnommen und dem Überhitzer zugeleitet. Dieser Überhitzer kann entweder als Rauchkammerüberhitzer aus Rohrschlangen gebildet oder als Rauchrohrüberhitzer nach Schmidt ausgeführt werden (Esterer-Lokomobile).

Vorteile der Bauart: Die Wärmeausnutzung ist trotz des kurzen Rauchgasweges von nur 4 bis 10 m — die Kessel sind als „Einzugkessel“ anzusprechen — als gut zu bezeichnen, da die Heizfläche infolge der Aufteilung auf viele enge Rauchrohre sehr wirksam ist. Der Wirkungsgrad des Kessels samt Feuerung liegt zwischen 70 und 75 vH. Die Kessel lassen sich auch rasch — in 1 bis 2 Stunden — hochheizen, da

der Wasserinhalt nicht allzu groß ist. Man kann die Kessel bei herausgezogenem Rohrbündel auch gut reinigen; trotzdem ist es ratsam,

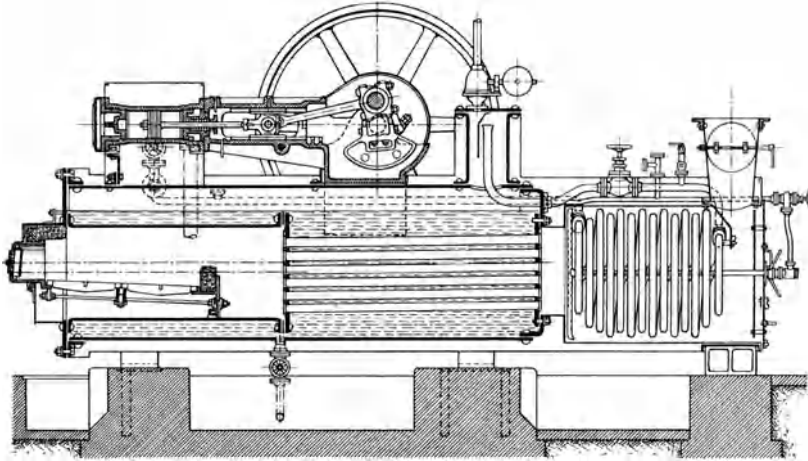


Abb. 131. Flammrohr-Heizrohrkessel einer Wolf-Kesseldampfmaschine (Lokomobile) mit Spiralüberhitzer. Man beachte, daß der Dampfdom hier durch Nietung hergestellt ist und eine Wasserabscheidevorrichtung enthält und daß die Heizrohre zur Erleichterung der Rauchgasabführung nach hinten ansteigend eingebaut sind.

möglichst nur gereinigtes Wasser zu verarbeiten. Wegen des Fehlens von Mauerwerk ist rasche Aufstellung möglich.

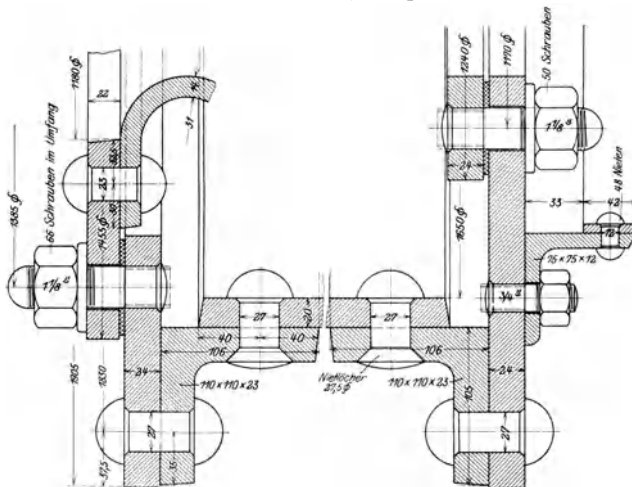


Abb. 132. Verschraubung des ausziehbaren Rohrsystems mit dem vorderen bzw. hinteren Kesselboden bei einer Lokomobile (nach Spalckhaver-Rüster).

Nachteile der Bauart: Das Flammrohr bietet vor allem bei innenliegendem Rost wenig Raum für Flammenentwicklung, so daß bei reichem Brennstoff und hoher Belastung leicht unvollkommene

Verbrennung und Rauch entstehen. In solchen Fällen ist Herauslegen eines Teiles des Rostes in eine Verlängerung des Flammrohres<sup>1</sup> zweckmäßig. Bei minderwertigen Brennstoffen wie Holz und Rohbraunkohle, wo ein Schrägrost benötigt wird, wendet man eine völlig außerhalb des Kessels liegende Vorfeuerung an. Da der Kessel keinen geregelten Wasserumlauf besitzt und der Aufbau des Kessels auch verhältnismäßig steif ist, so ist allzu rasches Anheizen nicht empfehlenswert; es treten sonst Undichtheiten an den vorderen Einwalzstellen der Heizrohre auf.

Man beobachtet auch häufig ein Anhaften der aus dem Speisewasser ausgeschiedenen Luftblasen am Mantelblech, wodurch Anrostungen hervorgerufen werden. Wegen der Steifheit der Bauart sind Dampfdruck und Heizflächenbeanspruchung recht beschränkt. Auch ist die Kesselgröße begrenzt, so daß mit dieser Bauart Kessel nur für eine Stundendampfmenge bis zu rd. 2500 kg/h ausführbar sind.

Zahlentafel 20. Abmessungen und Kenngrößen der Flammrohr-Heizrohrkessel (Lokomobilkessel).

1. Ausführbare Heizfläche $H_K$ . . . . .	10 ÷ 120 m <sup>2</sup>
2. Heizflächenbeanspruchung $D_h/H_K$ . . . . .	bis 20 kg/m <sup>2</sup> , h
3. Höchster Dampfdruck $p$ . . . . .	12 ÷ 15 atü
4. Kesseldurchmesser $D$ . . . . .	1 ÷ 2,35 m
5. Kessellänge (ohne Überhitzer) $L$ . . . . .	2,5 ÷ 6,2 m
6. Flammrohrdurchmesser $d$ . . . . .	~ 0,6 · $D$
7. Flammrohrlänge $l$ . . . . .	0,7 ÷ 1,2 m
8. Rostlänge $l_R$ . . . . .	~ 0,6 · $l$
9. Senkrechter Abstand der Flammrohrmitte von der Kesselmitte $u$ . . . . .	rd. 0,1 ÷ 0,15 m
10. Waagerechter Abstand der Flammrohrmitte von der Kesselmitte $n$ . . . . .	0
11. Äußerer Durchmesser der Heizrohre $d_r$ . . . . .	47,5 bzw. 63,5 bzw. 76 mm
12. Anzahl der Heizrohre . . . . .	30 ÷ 120
13. Grundflächenausnutzung (ohne Überhitzer) $H_K/Gr$ . . . . .	4 ÷ 7 m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>
14. Breitendampfleistung $D_h/b_K$ . . . . .	400 ÷ 1000 kg/m, h
15. Verhältnis $\frac{\text{Wasserinhalt}}{\text{Heizfläche}} = \frac{I_W}{H_K}$ . . . . .	rd. 0,09 m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup>
16. Größte Stundendampfmenge $(D_h)_{\max}$ . . . . .	rd. 2500 kg/h

*β) Flammrohr-Heizrohrkessel mit rückführenden Heizrohren.*

Von der Dingerschen Maschinenfabrik Zweibrücken wird der in Abb. 133 dargestellte Kessel gebaut<sup>2</sup>. Zu beiden Seiten des Flammrohres liegen im Wasserraum Rauchrohre, welche die Rauchgase zu dem an der vorderen Seite des Kessels gelegenen Schornsteinanschluß zurückführen. Vorteilhaft ist, daß hier der Überhitzer zwischen Flammrohr

<sup>1</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1924 Abb. 230.

<sup>2</sup> Ähnliche Kessel werden in USA. von der Combustion-Engineering Co. gebaut, wobei jedoch der auf der Vorderseite liegende Gasabzug nach oben gerichtet ist.

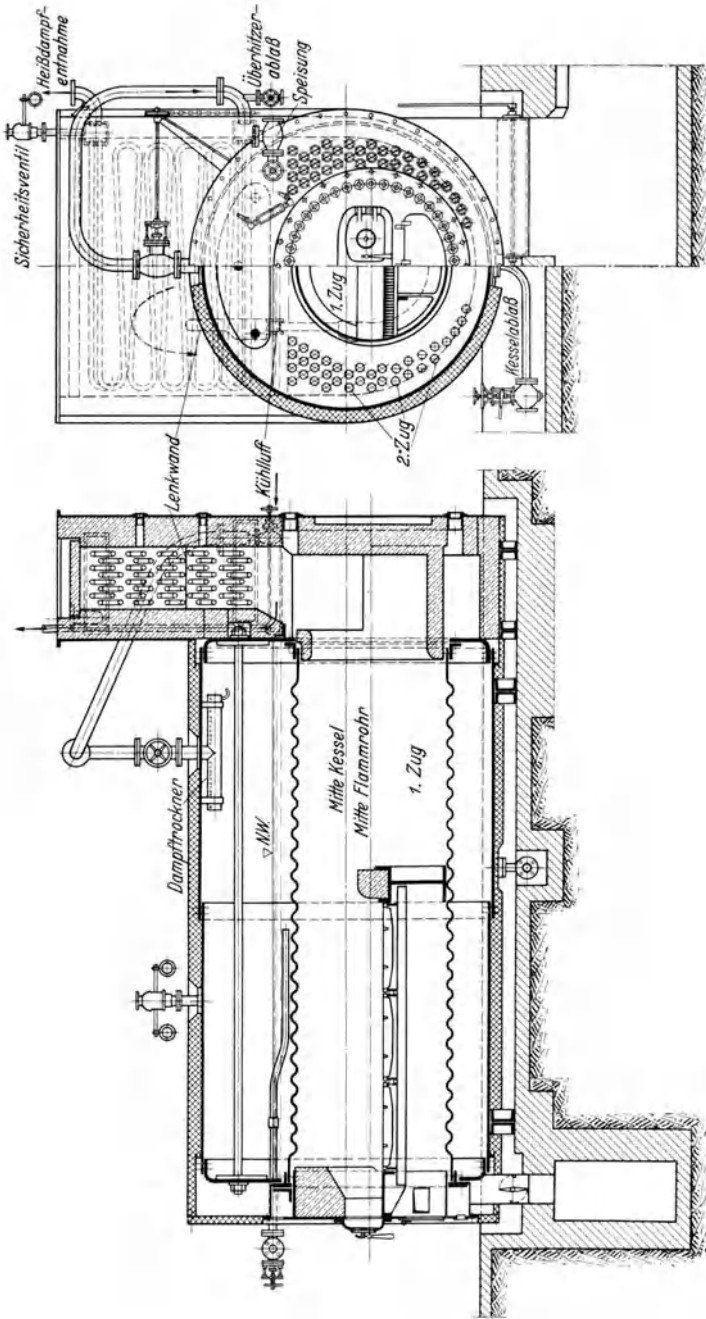


Abb. 133. Dingler-Wellrohr-Rauchrohrkessel mit ausziehbarem Flammrohr (2 Rauchgaszüge).



und Heizrohrbündel und damit in ein Gebiet hoher Rauchgastemperaturen eingefügt ist und ferner wie beim Stierle-Flammrohrkessel keine Einmauerung, sondern nur Isolierung mit Verschalung des Kesselmantels vorgesehen ist.

*γ) Flammrohr-Heizrohrkessel mit vorgehenden und rückführenden Heizrohren (Hollandkessel).*

Für Klein- und Mittelanlagen hat man (Vereinigte Kesselwerke Düsseldorf) eine Sonderausführung (s. Abb. 134) entwickelt, bei welcher ein Planstoker der Bauart Doby (s. S. 99) in einem ungewöhnlich weiten Flammrohr untergebracht ist. Das anschließende Heizrohrbündel ist in 3 Züge unterteilt — der Kessel ist ein Dreizugkessel —, so daß die Rauchgase durch Rohre im Oberteil des Wasserraumes nach der Rauchkammer hin, durch Rohre im Mittelteil des Wasserraumes wieder zurück und dann durch Rohre im Wasserraumunterteil nach dem hinten gelegenen Abgaskanal geführt werden. Durch diese Anordnung von vor- und rückgehenden, mit kleinem Querschnitt ausgeführten Zügen erhalten die Rauchgase hohe Geschwindigkeit, wodurch die Wärmeübertragung sehr gefördert wird. Der Überhitzer kann an der Umkehrstelle vom ersten nach dem zweiten Zug leicht untergebracht werden. Zwischen dem 2. und 3. Heizrohrzug ist in der Rauchkammer ein Kurzschlußschieber angebracht, der beim Anheizen vorübergehend zur Verminderung des Zugbedarfes geöffnet wird.

Bemerkenswert ist eine Sondereinrichtung für die Führung des Speisewassers, welche in den vorderen, das Flammrohr aufweisenden Kesselteil eingebaut wird. Am Ende des Flammrohres ist eine Scheidewand befestigt, über welche das Wasser vom vorderen in den hinteren Teil des Kessels fließen muß. Es soll damit erreicht werden, daß Kesselstein sich nur im vorderen Kesselabschnitt, der bequemer zu reinigen ist, abscheidet. Zur Dampftrocknung ist an der Entnahmeleitung, wenn sie am Kesselmantel angebracht ist, ein Wasserabscheidekasten vorgesehen.

Große Kesselanlagen können durch Aneinanderfügung von 2 Kesselteilen in Längsrichtung gebildet werden, wobei die Wasser- und die Dampf Räume der beiden Einzelkessel durch je eine Überströmleitung miteinander verbunden sind; das Speisewasser wird dabei in den Vorderkessel eingeführt. Als Vorteile des Hollandkessels sind zu erwähnen: der hohe Wirkungsgrad (bis zu 90 vH), der geringe Platzbedarf  $\left(\frac{H_K}{Gr} = 5 \div 6,5 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^2}\right)$ , günstige Breitendampfleistung  $\left(\frac{D_h}{b_K} \sim 1200 \frac{\text{kg}}{\text{m, h}}\right)$  und ferner Fortfall der Einmauerung (der Kessel ist auch nur mit Isoliermatratzen und einer Blechumkleidung verschalt), wodurch rasche Aufstellung ermöglicht wird.

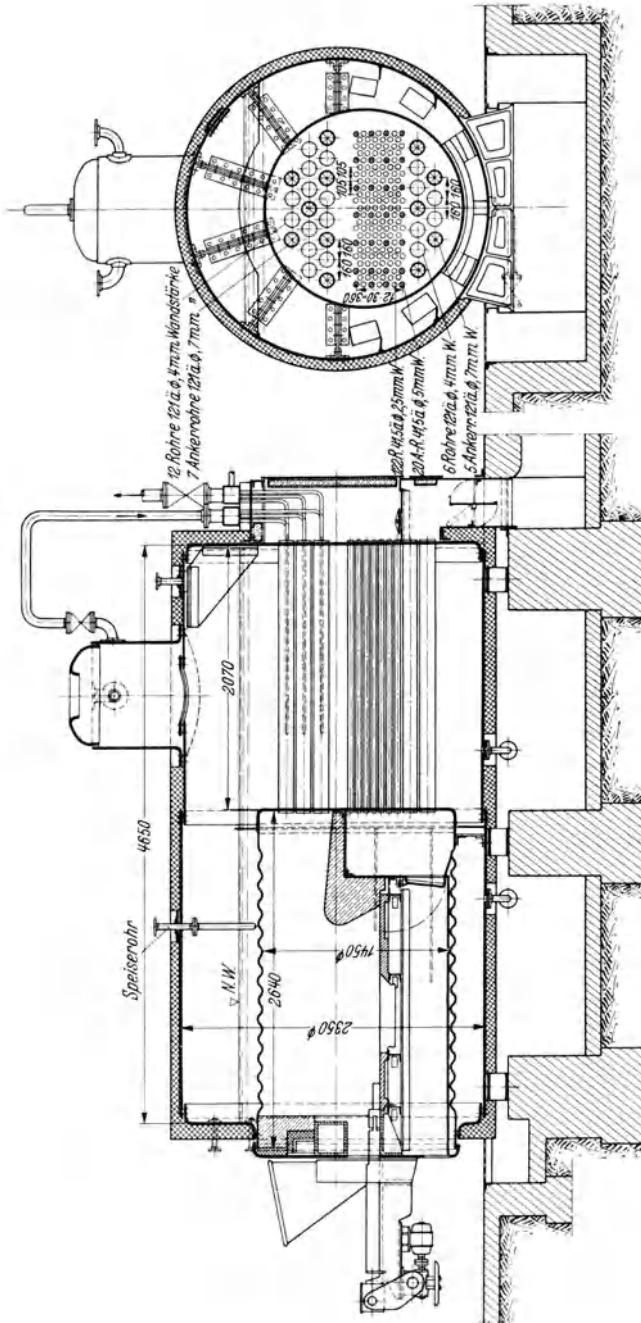


Abb. 134. Heizrohrkessel (Hollandkessel) der Vereinigten Kesselwerke mit Doby-Stoker und Rauchrohrüberhitzer (3 Rauchgaszüge).

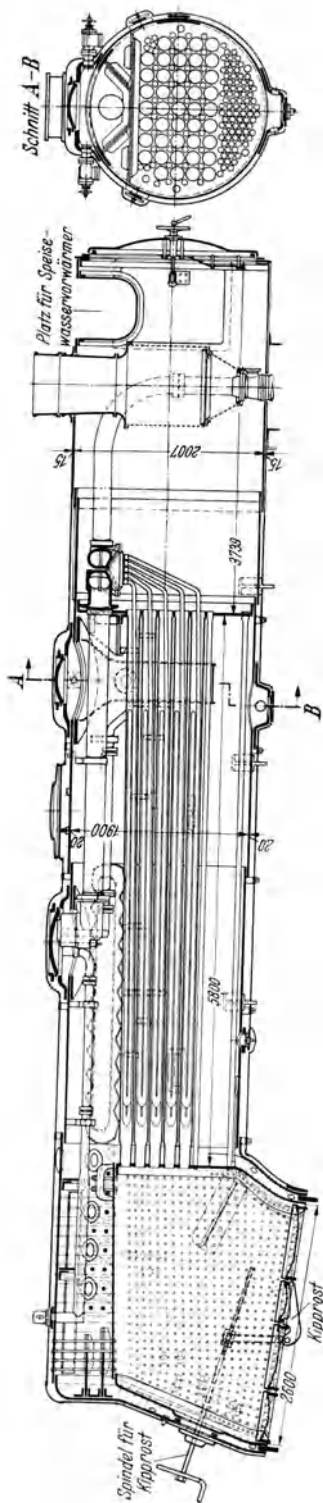


Abb. 135. Lokomotivkessel. Man beachte den geneigt eingebauten Planrost mit kippbarem Schlackenrost, den Feuerschirm, die Verwendung weiter Rauchrohre (zur Unterbringung des Rauchrohrüberhitzers) und enger Heizrohre, die Anordnung von zwei niedrigen Dornen, eines Speisedoms mit einer Speisewasser-verteilungsvorrichtung (Kaskaden) und eines Dampfabfuhrstoms mit Regler-Ventil und Dampfentnahmehrohr.

δ) Liegende Feuerbüchse-Heizrohrkessel mit vorgehenden Heizrohren (Lokomotivkessel).

Der für Lokomotiven und fahrbare Lokomobilen allgemein übliche Kessel (s. Abb. 135) weist in seinen wirksamen Teilen eine Aneinanderreihung einer eckigen, quaderförmigen Feuerbüchse (Feuerkiste) und eines bis zur Rauchkammer führenden, in einem Zug durchströmten Rauchrohrbündels auf. Der Verbrennungsraum, wofür hier eine Feuerbüchse verwendet ist, kann viel geräumiger, also für den Flammenausbrand günstiger gestaltet werden, als dies bei den Flammrohrkesseln möglich ist. Da die Wände der Feuerbüchse zum größten Teil eben sind, muß für eine sorgfältige und ausreichende Verankerung mit Stehbolzen und Deckenankern gegen den Mantel (dieser auch „die äußere Feuerbüchse“ genannt) gesorgt sein, wobei ein Mindestabstand bzw. eine Wasserschicht zwischen den beiden Blechen von etwa 60 bis 100 mm eingehalten wird. Man stellt die Feuerbüchse sowie die Stehbolzen in der Regel aus Kupfer her, da dieses gegen die unvermeidlichen Temperaturschwankungen weniger empfindlich ist als Flußeisen, das aber auch schon häufig, vor allem in Amerika, benützt wird. Die Stehbolzen, die beiderseits eingeschraubt und vernietet, gegebenenfalls aufgedornt werden, sind mit axialen Bohrungen versehen, damit ein etwaiges Reißen des Bolzens sich sofort durch Austreten von Dampf oder Wasser anzeigt (s. Abb. 136).

Die Breite der Feuerkiste, die auch maßgebend ist für die Abmessungen des eingebauten Rostes (Innenfeuerung), hängt von der Lage der Kiste zu dem Lokomotivrahmen ab. Ordnet man die Feuerkiste über dem Rahmen an, so kann man sie als „breite“ Kiste für eine Rost-

breite von mehr als 2 m und 2 Feuertüren einrichten. Reicht dagegen die Feuerbüchse in den Raum zwischen den Rahmenwangen hinein, so verwendet man „schmale“ Kisten, wobei der Rost nur eine Breite von 0,95 bis 1,1 m erhalten kann. Über dem Ende des Planrostes, der ein wenig schräg unter dem Winkel von rd. 10° gegen die Waagrechte gelegt ist, befindet sich meist ein

Feuerschirm aus Schamotte, der als Gewölbe ausgebildet ist. Es sollen dadurch die vorderen Walzstellen und Umbördelungen der Rauchrohre vor der Flamme geschützt werden; außerdem werden dadurch eine Ablenkung und ein Umweg für die Flamme erzwungen, wodurch eine innigere Vermischung der Rauchgase mit der Verbrennungsluft und eine raschere und vollständigere Verbrennung erstrebt werden. Eine bemerkenswerte Lagerung dieses Feuerschirms auf Wasserrohren ist in Abb. 137 dargestellt. Die Feuerbüchsen sind besonders an ausländischen Lokomotiven zur Verbesserung der Wärmeübertragung vielfach mit schrägliegenden Quersiedern (letztere als Wasserrohre oder als taschenähnliche Kammern nach Nicholson ausgebildet) versehen<sup>1</sup>. Selbsttätige Rostbeschickung ist, obwohl sie sich schon in verschiedenen Fällen bewährt hat, bisher nur wenig gebraucht. Ölfeuerung ist in ölreichen Ländern viel angewendet; in Deutschland hat man versuchsweise auch Kohlenstaubfeuerungen eingebaut, wofür

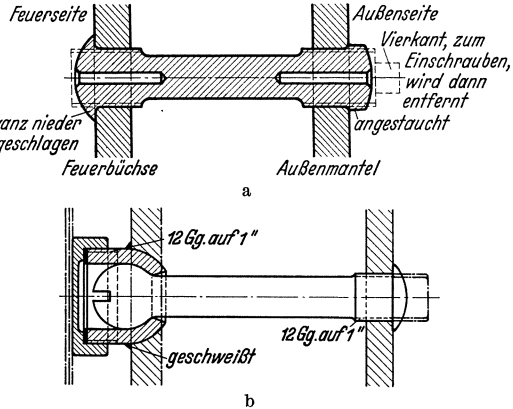


Abb. 136 a u. b. Normaler Stehbolzen und Kugelstehbolzen.

allerdings der Feuerraum sehr knapp bemessen ist. Man ist nämlich bei Lokomotivkesseln gezwungen, mit Rücksicht auf den knappen Raum ungewöhnlich hohe Feuerraumbeanspruchung, bis zu  $2 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h, anzuwenden.

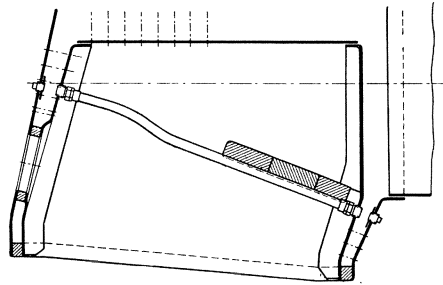


Abb. 137. Feuerschirm auf Wasserrohren gelagert (nach Spalckhaver-Rüster).

Die Rauchrohre, die im sog. Langkessel untergebracht sind und die man auch schon als gewellte Rohre oder als Rohre mit Längsrippen

<sup>1</sup> Siehe hierzu Rüster: Ergänzungsband S. 82.

(nach Serve) ausgeführt hat, werden bei den deutschen Lokomotiven meist zum Teil zugleich dazu benützt, um einen Rauchrohrüberhitzer nach Schmidt aufzunehmen. Während die gewöhnlichen Heizrohre Abmessungen von  $40/45$  oder  $45/50$  mm zeigen, erhalten die oberliegenden, für die Aufnahme des Überhitzers dienenden weiteren Rohre<sup>1</sup> solche von  $125/133$  mm, wobei in jedes Rohr 4 Überhitzerrohre von  $25/30$  mm eingelegt sind. Die Sammelkästen des Überhitzers liegen in der Rauchkammer.

Das Speisewasser, das meist gereinigt und entweder mit Abdampf oder auch mit Rauchgasen vorgewärmt ist, wird durch einen besonderen Speisedom eingebracht, der zur beschleunigten Abscheidung des Kesselsteines, die man in der Nähe der Einführungsstelle vorzunehmen wünscht, mit Einbauten (Kaskaden) versehen ist.

Der Lokomotivbetrieb zwingt zur Anwendung sehr hoher Rostbeanspruchungen  $B_h/F_R$  — bis zu  $600 \text{ kg/m}^2$  und darüber — und beträchtlicher Zugstärken — 100 bis 120 mm WS. und darüber —. Da ein Schornstein fehlt, muß die Zugstärke mittels Blasrohr durch den von der Maschine abgegebenen Auspuffdampf erzeugt werden. Manchmal hat man zur Zugerzeugung auch schon Turbogebläse, die von der Hauptmaschine unabhängig sind, verwendet. Der Lokomotivkessel, der gegen Abstrahlungsverluste isoliert und verschalt ist, wird fest mit dem Maschinenrahmen verbunden, welcher federnd auf den Radachsen gelagert ist. Über die wichtigsten Abmessungen siehe Zahlentafel 21.

Zahlentafel 21. Abmessungen und Kenngrößen von Lokomotivkesseln der üblichen Bauart.

1. Ausführbare Heizfläche $H_K$ . . . . .	15 ÷ 700 m <sup>2</sup>
2. Zulässige Heizflächenbeanspruchung $D_h/H_K$ . . . . .	40 ÷ 50 kg/m <sup>2</sup> , h
3. Dampfdruck $p$ . . . . .	8 ÷ 20 atü
4. Breite der äußeren Feuerkiste . . . . .	0,7 ÷ 2,3 m
5. Länge der äußeren Feuerkiste . . . . .	0,6 ÷ 3,4 m
6. Breite der inneren Feuerbüchse . . . . .	0,55 ÷ 2,1 m
7. Länge der inneren Feuerbüchse . . . . .	0,45 ÷ 3,2 m
8. Durchmesser des Langkessels . . . . .	0,7 ÷ 2,0 m
9. Länge des Langkessels = Länge der Heizrohre . . . . .	2 ÷ 5,8 m
10. Äußerer Durchmesser der Heizrohre . . . . .	45 bzw. 50 bzw. 54 mm
11. Äußerer Durchmesser der Rauchrohre . . . . .	133 bzw. 143 mm
12. Gesamtzahl der Heiz- und Rauchrohre . . . . . (davon rd. $1/4$ ÷ $1/6$ Rauchrohre)	50 ÷ 350
13. Verhältnis $\frac{\text{Rostfläche}}{\text{Heizfläche}} = \frac{F_R}{H_K}$ . . . . .	$\frac{1}{50} \div \frac{1}{90}$
14. Grundflächenausnutzung (ohne Rauchkammer) $H_K/Gr$ . . . . .	bis $15 \text{ m}^2/\text{m}^2$
15. Verhältnis $\frac{\text{Wasserinhalt}}{\text{Heizfläche}} = \frac{I_W}{H_K}$ . . . . .	rd. $0,04 \text{ m}^3/\text{m}^2$
16. Größte Stundendampfmenge $(D_h)_{\text{max}}$ . . . . .	35000 kg/h

<sup>1</sup> Bei den Lokomotiven bezeichnet man nur die weiteren Heizrohre, die für den Überhitzer benützt sind, als „Rauchrohre“.

**Vorteile:** Der Lokomotivkessel, der sich im Eisenbahnbetrieb sehr bewährt, ist außerordentlich leistungsfähig — sehr hohe Rost- und Feuerraumbeanspruchung und auch erhebliche Heizflächenbelastung —; er läßt sich wegen des nicht allzu großen Wasserinhaltes schnell anheizen, ist leicht und unempfindlich gegen Erschütterungen.

**Nachteile:** Der benützte Aufbau des Kessels läßt keine hohen Dampfdrücke zu — nicht über 20 atü —; die angewendeten hohen Beanspruchungen des Rostes und des Feuerraumes geben zu einem beträchtlichen Flugkoksverlust Anlaß. (Der sich in der Rauchkammer absetzende gröbere Flugkoks wird Rauchkammerlösch genannt.) Die Reinigung des Kessels ist schwierig, so daß man zweckmäßig nur gereinigtes Wasser benützt.

*ε) Stehende Feuerbüchsen-Heizrohrkessel mit vorgehenden Heizrohren (Kleinkessel).*

Als Kleinkessel wird neben der nur eine Feuerbüchse aufweisenden Bauart (s. Abschnitt c) auch noch der in Abb. 138 dargestellte Dampfzeuger gebaut, der in senkrechter Anordnung eine flammrohrartige aus glatten Blechen hergestellte Feuerbüchse und darüber ein Rauchrohrbündel aufweist. Man stellt derartige Kessel für Drücke bis zu 13 atü und für Heizflächen bis rd. 20 m<sup>2</sup> her. Die Feuerbüchse, deren Durchmesser  $d$  etwa 700 bis 850 mm beträgt, ist nur  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{3}$  so hoch als der Kessel und bietet demnach für den Flammenausbrand viel weniger Raum als der Feuerbüchsenkessel. Man baut 20 bis 30 Heizrohre von  $\frac{64}{70}$  oder  $\frac{70}{76}$  mm ein, wobei sich sogar Rauchrohrüberhitzer verwenden lassen.

**Vorteile:** Die stehende Bauart zusammen mit der Benützung eines Rauchrohrbündels ergibt gute Ausnützung der Grundfläche  $H_K/Gr$  bis zu 16 m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>.

**Nachteile:** Wegen der Kleinheit des Feuerraumes lassen sich gasreichere Brennstoffe hier nur mit Rauchbildung und geringerem Wirkungsgrad (kaum 60 vH) verfeuern. Die Einwalzstellen der Heizrohre werden leicht undicht.

*ζ) Flammrohr-Feuerbüchsen-Heizrohrkessel mit rückführenden Heizrohren (zylindrische oder schottische Schiffskessel).*

Die mit ebenen Böden versehenen Kessel, die für Handelsschiffe viel verwendet werden (Dampfdruck beschränkt; bis zu 15 atü), besitzen

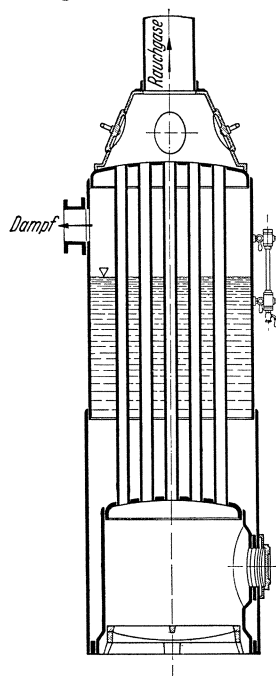


Abb. 138. Stehender Feuerbüchsen-Heizrohrkessel.

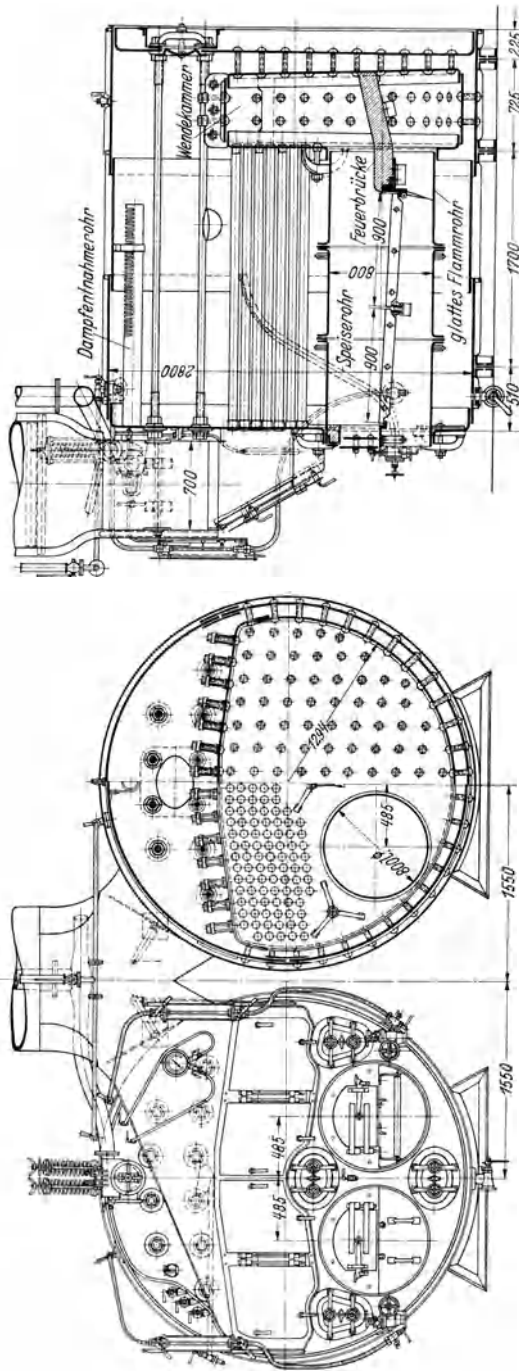


Abb. 139. Einender-Schiffskessel. Man beachte das glatte Flammrohr, die für beide Flammrohre dienende einteilige Wendekammer mit ihrer starken Stehbolzenverankerung und das auf der Oberseite mit Eintrittsschlitten versehene Dampfnahmerohr.

in der für kleinere Anlagen —  $H_K$  von 10 bis  $300 \text{ m}^2$  — bestimmten Einenderbauart 1 bis 4 gewellte Flammrohre, die in eine zugleich als Wendekammer benützte Feuerbüchse einmünden. Manchmal wird an Stelle einer gemeinsamen Feuerbüchse für jedes Flammrohr eine besondere schmale Feuerkiste (Einzelkiste) ausgeführt (s. Abb. 139).

Die zur Aufnahme der Innenfeuerung (Kohlenrost- oder Ölbrennerfeuerung) dienenden Flammrohre sind im vorderen Kesselboden durch Nietung befestigt, wobei die Stirnwand nach außen oder innen entsprechend umgebördelt ist. Die Verbindung der Flammrohre mit der Feuerbüchse erfolgt wegen der starken Wärmebeanspruchung der Stoßstelle durch die in die Feuerbüchse hineinschlagende Flamme am zweckmäßigsten mittels Schweißung, zumal die Büchse selbst jetzt meist auch im vollen Umfang geschweißt wird. Die großen ebenen Böden des Kessels zusammen mit den ebenen Wänden der Feuerbüchse verlangen naturgemäß zahlreiche Verankerungen.

Es gilt dies vor allem für die Decken der Wendekammern, wobei die Belastung wie bei den Feuerbüchsen-Heizrohrkesseln der fahrbaren Lokomobilen auf die benachbarten senkrechten Blechwände der Feuerbüchse übertragen wird. Bei tiefen Feuerkisten genügt aber diese Ausführung nicht; es müssen dann die Decken durch Ankerschrauben oder Hängeeisen an dem Kesselmantel aufgehängt werden. Wegen der gesetzlichen Vorschriften hinsichtlich des Wasserstandes sind die Feuerbüchsendecken meist um 4 bis 8° gegen die Waagrechte geneigt.

Von der Feuerbüchse (Wendekammer) werden die Rauchgase durch die rückführenden Rauchgasrohre in die vorne gelegene Rauchkammer geleitet, so daß die Kessel als Zweizugkessel angesprochen werden können. Die Heizrohre, in welche jetzt vielfach ein Schmidtscher Rauchrohrüberhitzer eingebaut ist (der Überhitzer kann bei Ausführungen mit Rohrschlangen auch in der Rauchkammer untergebracht werden), müssen zum Teil als Ankerrohre (7 bis 10 mm Wandstärke gegen 3,5 bis 4 mm Wanddicke der gewöhnlichen Rohre) ausgebildet sein. In der hinter den Heizrohren liegenden Rauchkammer, welche die Gase zum Blechschornstein überleitet, wird häufig ein Luftwärmer untergebracht.

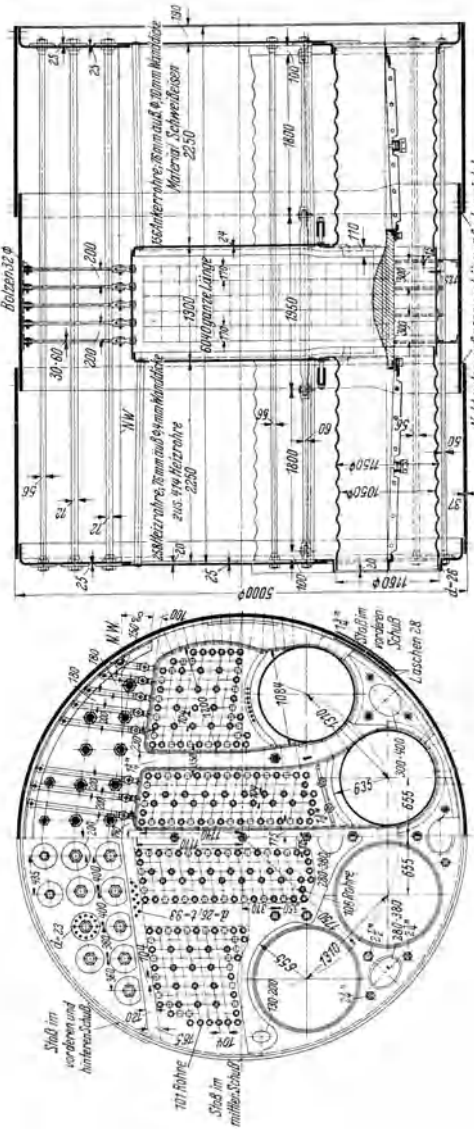


Abb. 140. Doppelder-Schiffskessel. Man beachte die gegenüberliegenden Planroste, die Anordnung der vier zur zwei gegenübereinander liegenden Wendekammern dienenden Rauchgasrohre in der Mitte des Kessels, die Deckenanker zur Aufhängung dieser Wendekammern am Kesselmantel.



Für sehr große Heizflächen (über 300 m<sup>2</sup>) baut man Doppelenderkessel (s. Abb. 140), die von beiden Stirnseiten aus befeuert werden. Meistens werden dabei die Wendekammern für beide Kesselhälften gemeinsam ausgeführt, was für den Flammenausbrand von Vorteil ist.

Speisung geschieht von den Stirnwänden aus, wobei das in das Kesselinnere führende Speiserohr etwa 100 bis 150 mm unter NW. einmündet. Zur Abführung des erzeugten Dampfes wird jetzt häufig ein besonderes, mit Schlitzfenstern versehenes Entnahmerohr eingebaut, um das Mitreißen von Wasser möglichst zu verhüten. Über Abmessungen der Kessel siehe Zahlentafel 22.

Zahlentafel 22. Abmessungen und Kenngrößen der zylindrischen Schiffskessel.

	Einenderbauart	Doppelenderbauart
1. Ausführbare Heizfläche $H_K$ . . . . . in m <sup>2</sup>	10 ÷ 300	300 ÷ 600
2. Heizflächenbeanspruchung $D_h/H_K$ . . . . .	bis 25 kg/m <sup>2</sup> h	
3. Höchstdampfdruck $p$ . . . . .	15 atü	
4. Kesseldurchmesser $D$ . . . . .	1 ÷ 2,35 m	
5. Kessellänge $L$ . . . . . in m	1,8 ÷ 3,5	3,5 ÷ 6,5
6. Flammrohrdurchmesser $d$ . . . . .	0,5 ÷ 1,2 m	
7. Flammrohrlänge $l$ . . . . .	1 ÷ 2,5 m	
8. Anzahl der Flammrohre . . . . .	1 ÷ 4	
9. Tiefe der Wendekammern . . . . . in m	0,4 ÷ 0,7	1,0 ÷ 1,4
10. Äußerer Durchmesser der Heizrohre $d_r$ . . . . .	63 bzw. 76 bzw. 89 mm	
11. Anzahl der Heizrohre . . . . .	40 ÷ 400 bis 950	
12. Grundflächenausnutzung $H_K/Gr$ . . . . .	3,5 ÷ 13 m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>	
13. Breitendampfleistung $D_h/H_K$ . . . . . in kg/m, h	3000	6000
14. Verhältnis $\frac{\text{Wasserinhalt}}{\text{Heizfläche}} = \frac{I_W}{H_K}$ . . . . .	rd. 0,09 m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup>	
15. Größte Stundendampfmenge $(D_h)_{\max}$ . . . . . in kg/h	7500	15000

Vorteile: Gegenüber den Wasserrohrschiffskesseln ist der Zylinderkessel unempfindlicher im Betrieb, auch gegen Unreinigkeiten im Speisewasser. Der Kessel kann, da er kein Mauerwerk aufweist, fertig ins Schiff eingesetzt werden.

Nachteile: Der Zylinderschiffskessel gestattet nicht so hohe Dampfdrücke wie Wasserrohrkessel und wird bei gleicher Heizfläche erheblich schwerer (Kesselgewicht rd. 200 kg/m<sup>2</sup> der Kesselheizfläche bei Zylinderkesseln gegen rd. 50 kg/m<sup>2</sup> bei Wasserrohrkesseln). Schlechte Befahrbarkeit, kein geregelter Wasserumlauf, deshalb nur geringe Heizflächenbelastung zulässig; auch besteht Gefahr, daß Heizrohre durch die von der Steifheit des Aufbaues herrührenden Wärmespannungen besonders an den Einwalzstellen in die Feuerbüchswand undicht werden.

e) Die Doppelkessel.

Das Streben der Technik, Kessel von besonders großer Leistung bei geringem Grundflächenbedarf zu schaffen, um so mit kleinen Kessel-

hausräumen das Auskommen zu finden, führte bei den Großwasserraumkesseln zu dem Doppelkessel. Ein solcher besteht aus einem Zwei- oder Dreiflammrohrkessel als Unterteil und einem 2. Kessel als Ober- teil, der entweder mit Rauchrohren (es gibt dies den Flammrohr-Rauchrohr-Doppelkessel) oder auch mit 2 Wellrohren (Flammrohr-Wellrohr-Doppelkessel) ausgestattet wird. Der Wellrohrkessel, dessen Inneres besser zugänglich ist als ein mit Rauchrohren versehener Oberkessel, erhält dann den Vorzug, wenn die Reinheit des Speisewassers zu wünschen übrig läßt.

Man richtete ursprünglich die Doppelkessel so ein, daß sich nur im Oberteil, der mit dem Unterteil durch 2 Stützen verbunden wurde, ein einziger Dampfraum ausbildete. Wegen der verhältnismäßig kleinen Ausdampffläche (Wasserspiegelfläche) lieferte aber ein solcher Kessel, der nur einen Wasser- und nur einen Dampfraum aufwies und der mit völlig gefülltem Unterkessel arbeitete, ziemlich feuchten Dampf.

Die Hauptdampfmenge, die doch an den Flammrohren des Unterteiles erzeugt wurde, mußte beim Aufsteigen zum Dampfraum den Wasserraum beider Kessel durchsetzen. Der größte Nachteil der Bauart lag aber darin, daß die Anwendung zweier Verbindungsstützen eine zu große Steifheit des Aufbaues ergab; Ober- und Unterkessel konnten sich bei ungleicher Erwärmung, die sich im Betrieb immer einstellt, nicht ungehindert ausdehnen.

Später baute man deshalb die Doppelkessel so, daß sowohl der Ober- als auch der Unterkessel je einen Wasser- und einen Dampfraum erhielt, oder daß, wie bei der Bauart Piedboeuf, dem Doppelkessel ein gemeinsamer Wasserraum, zwei getrennte Dampf Räume und ein einziger Verbindungsstützen gegeben wurden. Im Unterkessel fügte man dazu eine senkrechte Wand ein (s. Abb. 141); sobald im Unterkessel Dampf entwickelt wurde, drückte dieser allmählich den Wasserspiegel bis zur Unterkante der Blechwand herunter, wodurch der Dampfraum des Unterkessels entstand.

Vorteile: Mit der Doppelkesselbauart ist es möglich geworden, Kessel mit Heizflächen  $H_K$  bis zu 500 m<sup>2</sup>, in einem Ausführungsfall sogar mit einer solchen von 700 m<sup>2</sup> zu erstellen (dabei  $H_K/Gr$  zwischen 4 bis 11,5 m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>). Diese Großkessel wiesen allerdings sehr beträchtliche Abmessungen auf.

Nachteile: Der Hauptmangel der Doppelkessel lag in der durch den großen Wasserinhalt und die geringe Bewegung dieses Wassers bedingten Anheizträgheit. Bei Versuchen an einem solchen Kessel<sup>1</sup> wurde 5,5 h nach Beginn des Anheizens und 4,5 h nach Einsetzen der Dampfabgabe bei einer Satttdampf temperatur von 200° C im unteren Teil des Unterkessels noch Kaltwasser von nur 75° C festgestellt.

<sup>1</sup> Siehe Verfasser: Z. bayer. Revis.-Ver. 1915 S. 147.

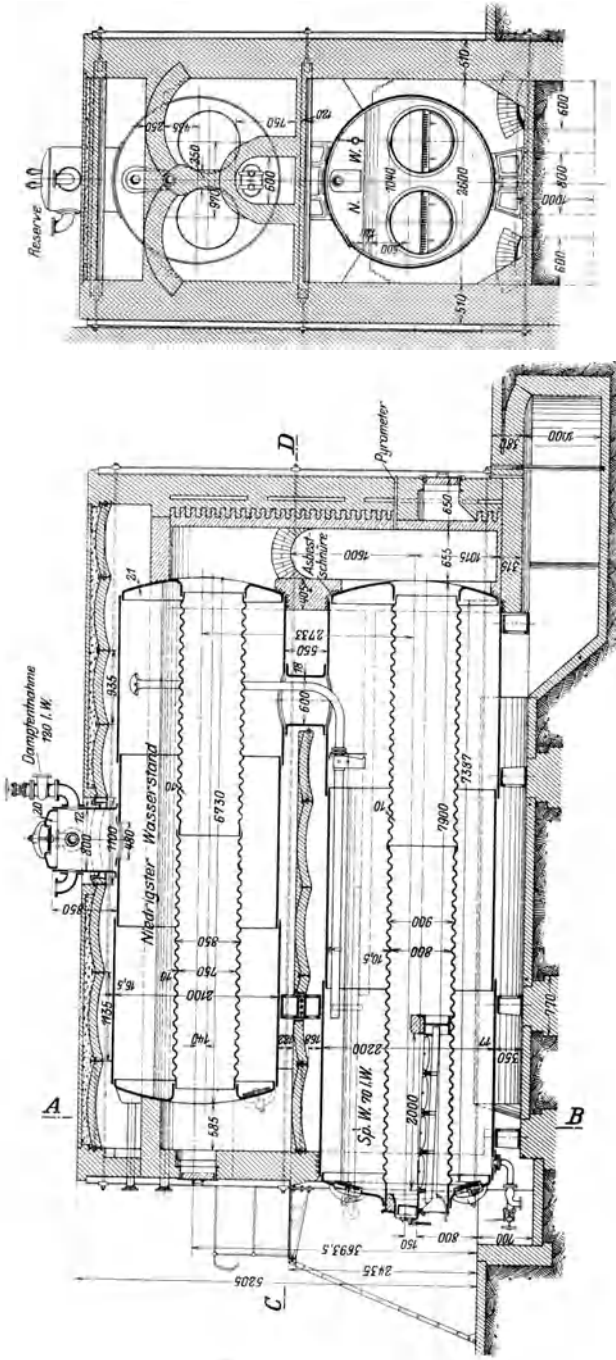


Abb. 141. Flammrohr-Wellrohr-Doppelkessel (5 Rauchgaszüge). Man beachte die einseitige hintere Verbindung und die vordere Abstützung des Oberkessels gegenüber dem Unterkessel, die im Oberteil des Unterkessels angebrachte Scheidewand samt Dampfabzugsrohr zur selbsttätigen Bildung eines unteren Dampftraums.

Da die Erfahrung lehrte, daß der Oberkessel nur wenig zur Dampferzeugung beitrug und fast nur als Vorwärmer wirkte, hat man den Bau der Doppelkessel aufgegeben.

## 2. Die Wasserrohrkessel.

Den kennzeichnenden Bestandteil dieser Kessel bilden die Wasser- oder Siederohre. Während bei den im vorausgehenden Abschnitt 1 behandelten Kesseln mit Flamm- bzw. Heiz- oder Rauchrohren die Rauchgase innerhalb weiter oder auch enger Rohre strömen, die auf der Außenseite von Wasser bespült werden, handelt es sich bei den Kesseln mit Wasser- oder Siederohren nur um enge Rohre, die von Wasser durchflossen und außen von den Rauchgasen beheizt werden. Die Einführung der Wasser- oder Siederohre in den Kesselbau war für seine Weiterentwicklung von einschneidendster Bedeutung. Es war dadurch ermöglicht, Kessel herzustellen, die den Großwasserraumkesseln in vielen Beziehungen überlegen sind. Die Hauptvorteile der Wasserrohrkessel sind rasche Inbetriebsetzung (kürzer als 1 h), hohe Heizflächenbeanspruchung (30 bis 70 kg/m<sup>2</sup>, h, in Sonderfällen sogar 100 bis 250 kg/m<sup>2</sup>, h), geringer Platzbedarf; damit günstiger Wert des Verhältnisses  $H_K/Gr$  und hohe Werte der Breitendampfleistung; ferner Möglichkeit des Baues von Großkesseln (Heizfläche des Kesselkörpers bis zu 3000 m<sup>2</sup> und darüber), Anwendung hoher Drücke bis zu 100 atü und darüber.

Die Wasserrohrkessel bestehen in der Regel aus Bündeln gerader oder gekrümmter Wasserrohre, die in Kammern oder in Kesseltrommeln eingezogen sind. Durch geeignete Aneinanderreihung der Rohre oder Rohrbündel und der Kammern und Trommeln zu einem geschlossenem, ringartigen Gebilde kann dabei ein natürlicher, geregelter Wassenumlauf hervorgerufen werden, der energische Kühlung der Kesselbleche und rascheste Abführung der Dampfblasen von ihrer Erzeugungsstelle liefert und dadurch ungewöhnlich starke Heizflächenbeanspruchung erlaubt. Mit zweckentsprechenden baulichen Maßnahmen wie: große Ausdampffläche, Entnahme des Dampfes aus einer Trommel mit gering belasteter Ausdampffläche, Einbauten von Prallblechen in den Dampfraum u. dgl., ist es möglich, eine befriedigende Scheidung des erzeugten Dampfes vom Umlaufwasser, d. h. einen genügend kleinen Feuchtigkeitsgehalt des Sattdampfes zu erzielen. Die Wasserrohrkessel können für alle Feuerungsarten benützt werden; durch hohe Feuerräume, welche für die Auskleidung mit Wandkühlrohren (Strahlungsheizfläche) sehr geeignet sind, kann man günstige Bedingungen für die Verbrennung wie auch zugleich für die Wärmeübertragung schaffen.

Die Bauarten der Wasserrohrkessel unterscheiden sich voneinander hauptsächlich durch die Form, die Lage und die Anordnung der Rohre und durch die Verbindung der Rohre mit den Kammern und Trommeln.

Als Hauptbauarten sind zu nennen: a) die Schrägrohrkessel, bei welchen gerade Rohre nur wenig geneigt gegen die Waagrechte liegen (Neigung 1:5, was einem Neigungswinkel von  $10^\circ$  entspricht, bis 1:3,5 — Neigungswinkel  $15^\circ$  —, in Ausnahmefällen 1:1 —  $45^\circ$ ) und b) die Steilrohrkessel mit gekrümmten Rohren, die sehr stark geneigt, vielfach sogar senkrecht angeordnet sind (Neigungswinkel 60 bis  $90^\circ$ ). Daneben bestehen c) Sonderbauarten, die man für Höchstdampfdrücke oder sonstige ungewöhnliche Betriebsbedingungen — sehr kurze Anheizzeit, unreines Speisewasser u. dgl. — entwickelt hat.

#### a) Schrägrohrkessel.

Der Schrägrohrkessel weist als wirksamsten Teil ein wenig geneigtes Bündel gerader Wasser- oder Siederohre auf, die an beiden Enden in Wasserkammern eingewalzt sind, wobei diese Kammern mit einer (oder auch mehreren) längs- oder querliegenden Obertrommel verbunden sind. Die Wasserrohre des Bündels sind fast immer versetzt angeordnet, um möglichst günstige Bedingungen für die Übertragung der Wärme zu erzielen. Die Verwendung gerader Rohre bedeutet einen großen Vorzug der Schrägrohrkessel. Es ist nämlich dadurch ermöglicht, daß die geraden Wasserrohre durch die Wasserkammern hindurch, die mit entsprechenden Öffnungen (Handlöchern) versehen sind, eingesetzt und bei einem Schadhafwerden auf demselben Wege wieder ausgetauscht werden können. Selbstverständlich muß für die Ein- und Ausbautarbeiten der geraden Rohre ein entsprechend großer freier Raum vor den Wasserkammern, durch welche das Rohr ein- oder ausgezogen wird, vorgesehen sein. Auch für die Lagerhaltung der Ersatzteile bedeutet die Benützung gerader Rohre eine erwünschte Vereinfachung, da man hierfür nur einige Stücke der Rohre vorrätig zu halten hat.

#### *α) Großkammerkessel.*

Die Wasserkammern sind flache kastenartige Kesselteile, die für jedes eingewalzte Rohr ein zugehöriges Handloch aufweisen müssen. Bei einem Großkammer-Schrägrohrkessel „für mäßige Drücke“ (bis rd. 20 atü anwendbar) sind 2 große ungeteilte Kammern angeordnet, die aus ebenen Blechen mit Versteifung durch Stehbolzen hergestellt (s. Abb. 142) sind. Die Bleche werden zur Herstellung der Kammer so behandelt, daß die an den Feuerraum angrenzende innere Blechwand am Rande nicht mehr wie früher geschweißt, sondern entsprechend umgebogen wird, wodurch ein Rand entsteht, mit welchem die äußere Blechwand der Kammer vernietet und auch verschweißt werden kann (s. Abb. 143). Bei den älteren Großkammerkesseln wurden die beiden ungeteilten Kammern mit möglichst weiten Stützen an die Obertrommel, die gewöhnlich längs liegend angeordnet war, angenietet<sup>1</sup>. Die Erfahrung

<sup>1</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1924 Abb. 266 bis 270.

lehrte, daß diese Kessel zu steif und zu starr ausgebildet waren, so daß schon bei mäßigen Drücken (um etwa 20 atü) große Wärmespannungen auftraten, die zu Undichtheiten an den Anschlußstellen oder in manchen Fällen sogar zu Ribbildung Anlaß gaben. Bei den jetzt

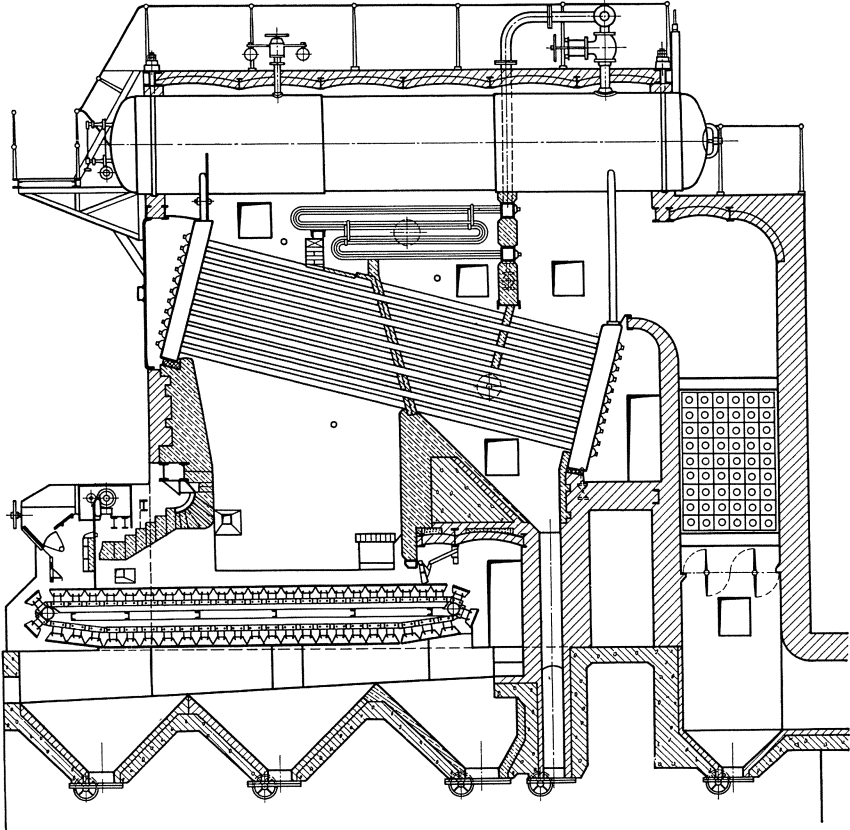


Abb. 142. Dreizug-Großkammer-Schrägrohrkessel von Steinmüller. Man beachte die nachgiebige Rohrverbindung der vorderen und hinteren Großkammer mit der Obertrommel, die Erzwingung von drei annähernd senkrecht gegen das Rohrbündel gerichteten Rauchgaszügen mit Lenkwänden, die so eingebaut sind, daß der Rauchgaskanalquerschnitt entsprechend der Temperatursenkung abnimmt.

gebauten Großkammerkesseln benützt man deshalb zur Verbindung der ungeteilten Kammern mit der Obertrommel an Stelle der Anschlußstücke lediglich eine Anzahl von engen Siederohren mit den üblichen Abmessungen von etwa  $\frac{88}{95}$  mm, welche Rohrverbindung sich aus sonst an neuzeitlichen Kesseln (Teilkammerkesseln) sehr bewährt hat (s. Abb. 142 und 148.)

Abb. 144a und b stellen einen runden und einen ovalen Kammer-Handlochverschluß dar. Bei Verwendung runder Verschlüsse muß

etwa jeder 5. Verschuß oval gestaltet werden, damit die zwischenliegenden runden Verschlüsse in den zu verschließenden Kasten überhaupt eingebracht werden können.

Die Rauchgase werden durch das Rohrbündel, das an den Wasserrohrkesseln den größten Teil der Heizfläche ausmacht, so geführt, daß sie in 1 bis 3 Zügen möglichst senkrecht auf das Rohrbündel auftreffen. Man unterscheidet nach der Zahl der Züge Ein-, Zwei- oder Dreizugkessel.

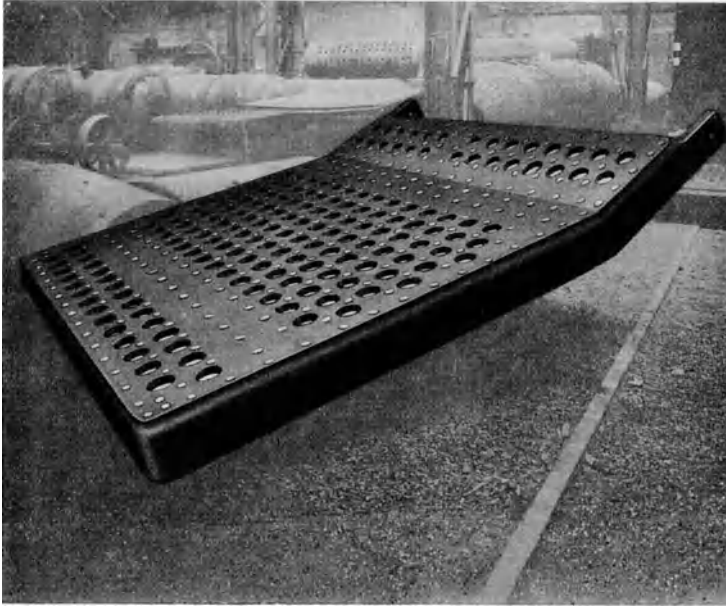


Abb. 143. Wasserkammer.

Das Speisewasser wird in den Oberkessel eingebracht; der NW. liegt etwa in der Höhe der Oberkesselachse. Durch die schräge Anordnung der Wasserrohre wird erreicht, daß die im Rohr erzeugten Dampfblasen sich nach dem höher gelegenen Rohrende zu bewegen. So ist durch den Auftrieb stets ein „natürlicher“, selbsttätiger und geregelter Wasserumlauf gegeben, dessen Weg durch die bauliche Einrichtung des Kessels vorgeschrieben ist. Der Umlauf des Wassers geht längs der Siederohre zur höher gelegenen Kammer, von da durch die Verbindungsröhre zur Obertrommel, durch deren Wasserraum hindurch zur anderen Gruppe der Verbindungsrohre und zur tiefer gelegenen Kammer. Durch Versuche<sup>1</sup> ist festgestellt worden, daß dieser Umlauf besonders in der untersten, am stärksten beheizten Rohrreihe Wassergeschwindigkeiten bis zu 1 m/s und darüber auslöst. Der Umlauf hat sich in der Regel,

<sup>1</sup> Zuerst von Fuchs: Z. VDI 1904 S. 379.

besonders bei mäßigen Dampfdrücken, als genügend stark erwiesen, um mit Sicherheit das notwendige rasche Abführen der Dampfblasen zu erreichen. Die früher vielfach benutzten Einbauten in der Obertrommel an der Anschlußstelle der hochgelegenen Kammer, die zur Lenkung des aufsteigenden Dampf-Wassergemisches dienen und die Trennung des Umlaufwassers vom Dampf begünstigen sollten, werden kaum mehr angewendet. Zur Abführung etwaigen Schlammes sind am untersten Ende der tiefer gelegenen Kammer Schlammventile vorgesehen. Mit Rücksicht auf die hohe Heizflächenbelastung ist es aber bei den Wasserrohrkesseln doch sehr geboten, nur sorgfältig gereinigtes Speisewasser zu verwenden.

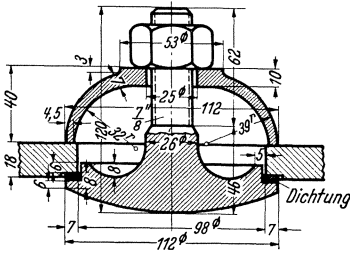


Abb. 144a. Runder Handlochverschluß, von innen einzubringen.

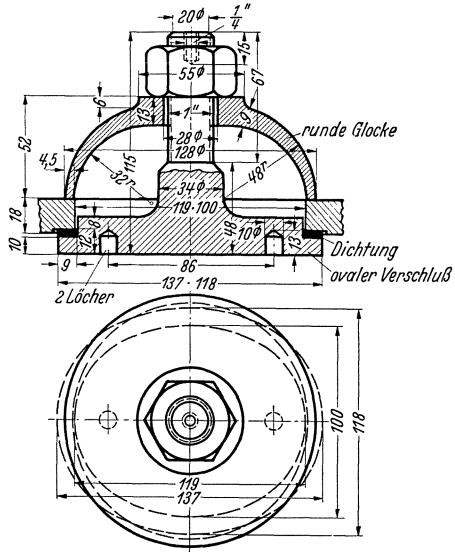


Abb. 144b. Ovaler Handlochverschluß, von außen einzubringen.

Zur Dampfentnahme sind in dem Dampfraum der Obertrommel meist besondere Einbauten mit Prallwänden angebracht, um ein Mitreißen von Wasser auszuschließen; bei Hochleistungskesseln sieht man oft besondere Dampfsammler, die über der Kesseltrommel liegen, vor. Der Überhitzer liegt meist zwischen Rohrbündel und Kesseltrommel an der Umkehrstelle zwischen dem ersten und zweiten Zuge. Die Sammelkästen des Überhitzers werden dabei außerhalb des Kessels oder auch, was hier vielfach geschieht, innerhalb des Kessels untergebracht. Im letzteren Falle hat man jedoch darauf zu achten, daß die Kästen und die Rohreinwalzstellen möglichst vor Beheizung geschützt sind, z. B. beim Dreizugkessel durch Verlegung der Überhitzerkästen in den kälteren dritten Zug.

Die Lagerung der Schrägrohrkessel wird meist so vorgenommen, daß die Kesseltrommel an beiden Enden an einem Traggerüst aufgehängt wird; es wird dabei von einer weiteren Unterstützung der Kammern und des Rohrbündels abgesehen. Bei den älteren Großkammerkesseln



mit weiten Anschlußstücken war die Trommel nur vorne aufgehängt, während die hintere, tiefer gelegene Kammer auf einem Rollenlager abgestützt wurde.

Zahlentafel 23. Abmessungen und Kenngrößen der Schrägrohr-Großkammerkessel.

1. Ausführbare Heizfläche $H_K$ . . . . .	20 ÷ 450 m <sup>2</sup>
2. Heizflächenbeanspruchung $D_h/H_K$ . . . . .	bis 35 kg/m <sup>2</sup> , h
3. Höchster Dampfdruck $p$ . . . . .	20 atü
4. Durchmesser der Trommeln $D$ . . . . .	800 ÷ 1800 mm
5. Anzahl der Obertrommeln . . . . .	1 oder 2
6. Länge der Obertrommeln $L$ . . . . .	bis 7 m
7. Äußerer Durchmesser der Wasserrohre $d_r$ . . . . .	95 mm
8. Rohrlänge $l_r$ . . . . .	bis 5 m
9. Anzahl der Wasserrohre . . . . .	bis 280
10. Zahl der Rohrreihen übereinander . . . . .	4 ÷ 9
11. Waagerechter Rohrabstand $t_w$ . . . . .	155 ÷ 170 mm
12. Senkrechter Rohrabstand $t_s$ . . . . .	150 mm
13. Lichte Weite der Großkammern . . . . .	160 ÷ 250 mm
14. Grundflächenausnutzung $H_K/Gr$ . . . . .	6 ÷ 11 m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>
15. Breitendampfleistung $D_h/b_K$ . . . . .	bis 3 t/m, h und mehr
16. Verhältnis $\frac{\text{Wasserinhalt}}{\text{Heizfläche}} = \frac{I_W}{H_K}$ . . . . .	0,6 ÷ 0,10 m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup>
17. Größte Stundendampfleistung $(D_h)_{\max}$ . . . . .	16 t/h

*β) Teilkammerkessel mit längsliegender Trommel.*

Der Großkammer-Schrägrohrkessel ist heute fast völlig durch den Teilkammer- oder Sektional-Schrägrohrkessel, der von den Babcock-Wilcox-Werken stammt, verdrängt worden. Jede von den beiden Großkammern ist dabei durch eine Reihe von schmalen Teilkammern ersetzt; es sind dies Kästen, die aus nahtlosen Rohren mit ungefähr quadratischem Querschnitt hergestellt sind und durch Pressen eine wellige, schlangenförmige Gestalt erhalten haben, damit in eine solche Teilkammer alle zu einer senkrechten Reihe gehörenden Wasserrohre trotz ihrer versetzten Anordnung eingewalzt werden können. Jede Teilkammer ist dann noch an ihrem oberen Ende durch ein Verbindungsrohr an die hochgelegene Kesseltrommel angeschlossen. Mit dieser Gestaltung, die sich außerordentlich bewährt hat, ist der ungemein große Vorteil gegenüber der ungeteilten Großkammer erreicht, daß eine Stehbolzenverankerung nicht mehr benötigt wird, daß jede senkrechte Reihe des Wasserrohrbündels sich frei und unabhängig von den benachbarten Rohrreihen ausdehnen kann, daß der Aufbau des Kessels sehr nachgiebig und unempfindlich gegen ungleichmäßige Beheizung und rasche Temperaturänderung ist und daß es nun möglich ist, sehr hohe Dampfdrücke — bis zu 120 atü und darüber — anzuwenden.

Abb. 145 zeigt einen Teilkammerkessel — gebaut von den Babcock-Werken Oberhausen — mit längsliegender Obertrommel. Der Kessel, der drei Züge aufweist und mit Wasser- und Luftvorwärmer ausgestattet

ist, hat Zonen-Unterwind-Wanderrost mit Erst- und Zweitlufteinrichtung. Bemerkenswert sind vor allem das kurze Zündgewölbe, der hohe Feuerraum und der Leerfuchs, der beim Anfahren zur Herabminderung

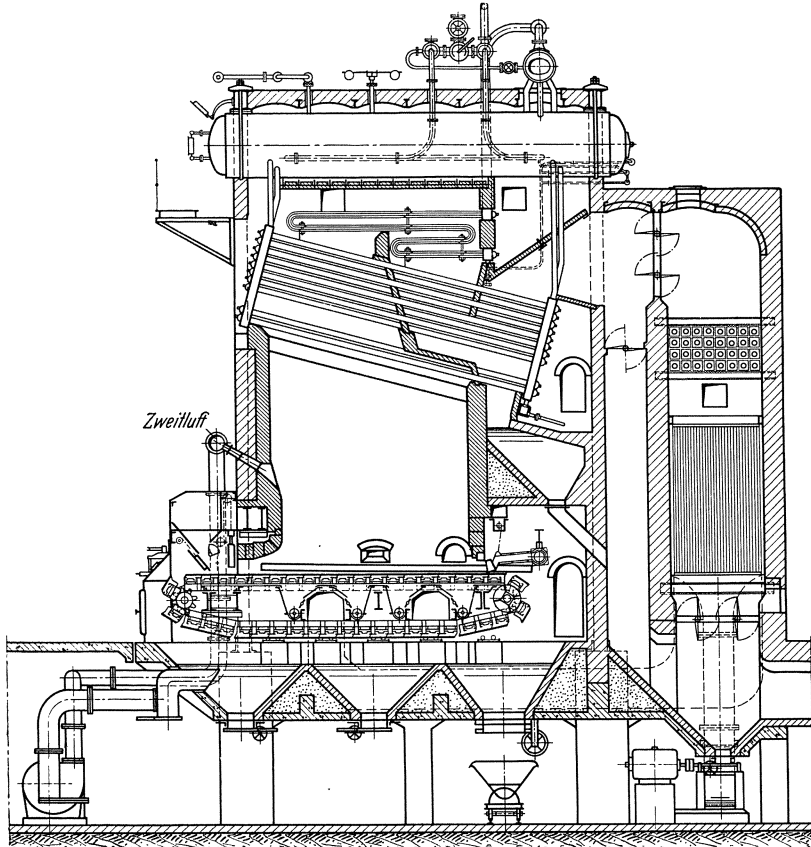


Abb. 145. Dreizug-Teilkammerkessel mit längsliegender Obertrommel von B a b c o c k (350 m<sup>2</sup> Heizfläche, 33 atü). Man beachte den Zonenwanderrost mit 4 Zonen, seitlichen Kühlwangen und hinten gelegenen Staupendel, den ziemlich hohen Feuerraum mit Zweitluftzuführung, den liegenden Überhitzer zwischen dem 2. und 3. Zug, die Einrichtung für Abführung der Flugasche an den Umkehrstellen zwischen dem 2. und 3. Zug, den begehbaren Raum an der Rückseite der hinteren Kamern für die Nachprüfung der Rohrverschlüsse und den Rauchgasumföhrungs kanal zur zeitweisen Ausschaltung des Ekos und Luvos.

der Zugstärke sowie bei etwaigen Schäden an Eko oder Luvo benützt werden kann.

Abb. 146 veranschaulicht zwei verschiedene Teilkammern mit Anschlüssen. Abb. 147a zeigt zum Vergleich, daß bei den Großkammerkesseln die einzelnen Rohrreihen um eine halbe Rohrteilung gegeneinander versetzt angeordnet sind. Bei den Teilkammerkesseln werden dagegen die Rohrreihen nicht so stark versetzt, um eine zu starke Verformung des Werkstoffes beim Herstellen der Teilkammern zu

vermeiden (s. Abb. 147b). Abb. 148 gibt ein Bild von der Verbindung der Teilkammern mit der längsliegenden Obertrommel. Über Abmessungen der Schrägrohr-Teilkammerkessel mit längsliegender Trommel gibt Zahlentafel 24 (S. 193) Aufschluß.

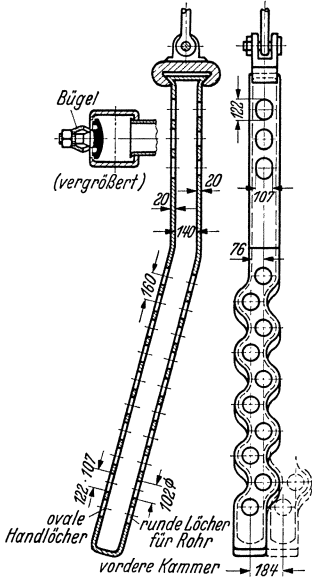


Abb. 146a. Normale Teilkammer mit Verschuß.

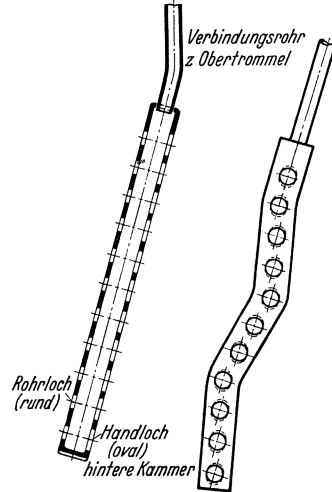


Abb. 146b. Teilkammer von Walther Cie.

Bei der vorbesprochenen Bauart wird häufig Wert auf großen Wasserinhalt gelegt, um dem Kessel eine größere Wärmespeicher- und Pufferfähigkeit zu geben und ihn so für einen Betrieb mit stärkeren Belastungsschwankungen geeigneter zu machen. Man stattet dann den Kessel mit einer besonders großen Trommel, unter

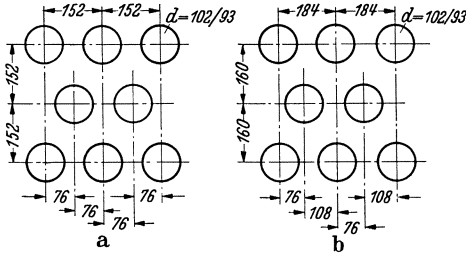


Abb. 147a u. b. Querschnitt durch das Rohrbündel beim Großkammerkessel (a) und beim Teilkammerkessel (b). (Man beachte die kleinere Rohrtteilung und die stärkere Versetzung bei der Anordnung a.)

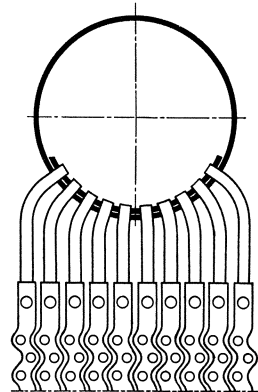


Abb. 148. Verbindung der Teilkammer mit der Obertrommel bei längsliegender Obertrommel.

Umständen sogar mit zwei nebeneinanderliegenden Trommeln aus. Letztere Maßnahme ist besonders bei höherem Dampfdruck vorzuziehen.

Zahlentafel 24. Abmessungen und Kenngrößen der Teilkammernkessel mit längsliegender Obertrommel.

1. Ausführbare Heizfläche $H_K$ . . . . .	25 ÷ 600 m <sup>2</sup>
2. Heizflächenbeanspruchung $D_h/H_K$ . . . . .	20 ÷ 50 kg/m <sup>2</sup> , h
3. Höchster Dampfdruck $p$ . . . . .	40 atü
4. Durchmesser der Trommeln $D$ . . . . .	700 ÷ 1800 mm
5. Anzahl der Obertrommeln . . . . .	bei $H_K \leq 250 \text{ m}^2$ : 1 bei $H_K > 250 \text{ m}^2$ : 2 bis 7 m
6. Länge der Obertrommeln $L$ . . . . .	95 bzw. 102 mm
7. Äußerer Durchmesser der Wasserrohre $d_r$ . . . . .	bis 5,5 m
8. Rohrlänge $l_r$ . . . . .	bis 300
9. Anzahl der Wasserrohre . . . . .	8 ÷ 16
10. Zahl der Rohrreihen übereinander . . . . .	164 bzw. 178 mm
11. Waagrechter Rohrabstand $t_w$ . . . . .	140 ÷ 150 mm
12. Senkrechter Rohrabstand $t_s$ . . . . .	130 × 130
13. Lichte Weite der Teilkammern . . . . .	bzw. 140 × 140 mm
14. Grundflächenausnutzung $H_K/Gr$ . . . . .	8 ÷ 13 m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>
15. Breitendampfleistung . . . . .	bei 5 t/m, h und mehr
16. Verhältnis $\frac{\text{Wasserinhalt}}{\text{Heizfläche}} = \frac{I_W}{H_K}$ . . . . .	0,06 ÷ 0,10 m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup>
17. Größte Stundendampfmenge $(D_h)_{\text{max}}$ . . . . .	30000 kg/h

$\gamma$ ) Teilkammerkessel mit querliegende Trommel.

Ein sehr großer Fortschritt für den Kesselbau wurde erzielt durch die Einführung der Teilkammerkessel mit querliegende Trommel, die man zuerst als Schiffskessel entwickelt hatte und welche heute für größere Anlagen — über 500 m<sup>2</sup> — die ältere Bauart mit Längstrommel völlig verdrängt haben. Die querliegende Trommel bietet den großen Vorteil, daß man, was besonders für die Ausbildung von Großkesseln wichtig ist, die Kessel nun mit großer Breite, und zwar so breit bauen kann, als es die Herstellung der Trommel zuläßt (diese neuerdings sogar bis zu einer Länge von 18 m ausgeführt). Man erzielt ferner dadurch eine wünschenswerte Verkleinerung des Wasserinhaltes, womit die Anheizdauer herabgesetzt wird. Es ist weiter festzustellen, daß das Rohrbündel und der Gesamtkesselkörper an Nachgiebigkeit des Aufbaues, an Unempfindlichkeit gegen Temperaturschwankungen den Teilkammerkessel mit längsliegender Trommel noch bedeutend übertreffen. Die Einführung des Quertrommel-Teilkammerkessels hat es auch möglich gemacht, die Teilkammerkessel für sehr hohe Drücke — bis zu 120 atü hinauf — und für ungewöhnlich große Heizflächenbeanspruchungen — bis zu 100 kg/m<sup>2</sup>, h und darüber — anzuwenden. An Stelle der glatten Teilkammer, die senkrecht zum schrägen Rohrbündel,

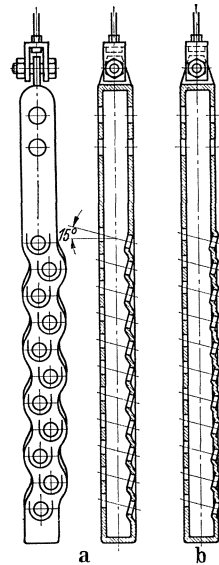


Abb. 149 a u. b. Zwei verschiedene Teilkammern für senkrechte Heizkammerwände (Sägekammern).

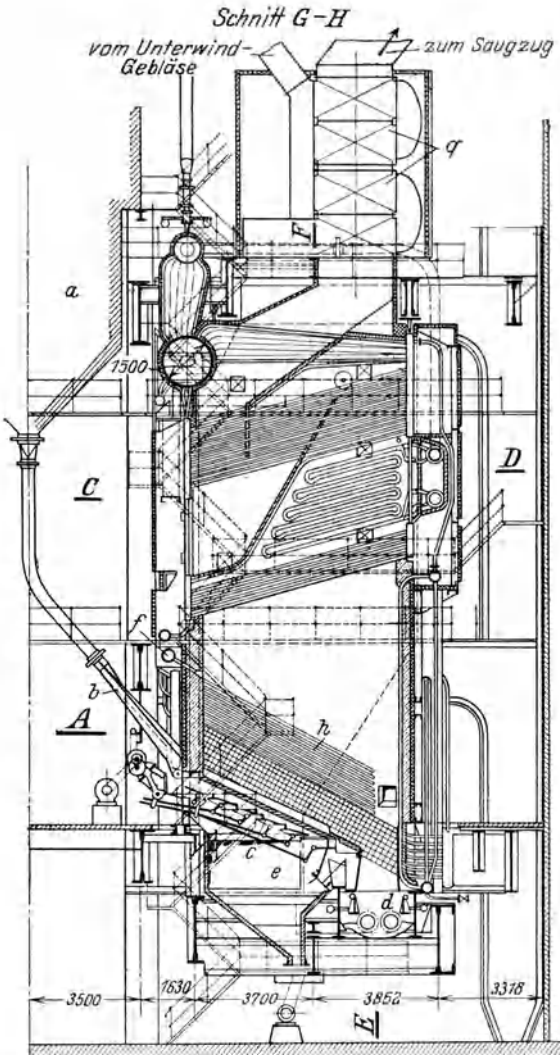


Abb. 150. 32-atü - Borsig-Eintrommel-Dreizug-Teilkammerkessel mit Sägekammern.

Heizflächen: Kessel 2180 m<sup>2</sup>; Kühlfläche 240 m<sup>2</sup>; Überhitzer 600 m<sup>2</sup>; Luftvorwärmer 2760 m<sup>2</sup>; projizierte Rostfläche 67 m<sup>2</sup>; Brennrauminhalt 467 m<sup>3</sup>; lichte Feuerraumbreite 10650 mm; Abmessungen der Siederöhre 102 mm ä. D., 7000 mm Länge. Temperaturen: Dampf 420°, Warmluft 170°.

*a* Kohlenbunker; *b* Kohlenlutte; *c* Unterschubrost; *d* Schlackenfall; *e* Unterwindkammer; *f* Sekundärluftzufuhr; *h* Seitenwandkühlung; *q* Plattenluftvorwärmer.

Man beachte die Einrichtung, daß zur Erzielung einer größeren Feuerraumhöhe der erste Kesselzug rückwärts angeordnet ist, ferner den Zwischendecküberhitzer, dann die zahlreichen Dampfüberführungsrohre vom oberen Ende der hinteren Kammern nach der Obertrommel, die Benützung eines Dampfsammlers oberhalb der Kesseltrommel und den hochliegenden Mehrzug-Lufterhitzer.

also gleichfalls schief gestellt werden muß, wendet man neuerdings hier vielfach die Sägekammer (s. Abb. 149)<sup>1</sup>, die senkrechte Aufstellung erhält, an. Man erreicht damit günstigere Führung des Rauchgasstromes und vollständige Bepflanzung des Rohrbündels.

In Abb. 150 ist ein Borsig-Schrägrohr-Teilkammerkessel von 2400 m<sup>2</sup> des Kraftwerkes Berlin-West mit Taylor-Stoker dargestellt, in Abb. 151 ein von Babcock gefertigter Dreizugkessel mit Zonenwanderrost und verhältnismäßig steil gestelltem Rohrbündel. Bei letzterem Kessel versuchte man durch die steile Lage des Rohrbündels eine Verminderung der Kessellänge bzw. der Grundfläche zu erreichen.

In Abb. 152 ist ein Doppelender-Teilkammerkessel mit Kohlenstaubfeuerung und drei Zügen gezeigt. Über die Abmessungen des Schrägrohr-Teilkammerkessels mit querliegender Trommel siehe Zahlentafel 25 (S. 196).

<sup>1</sup> Man beachte die verschiedene Ausführung der Rohrwand an den beiden Teilkammern der Abb. 149.

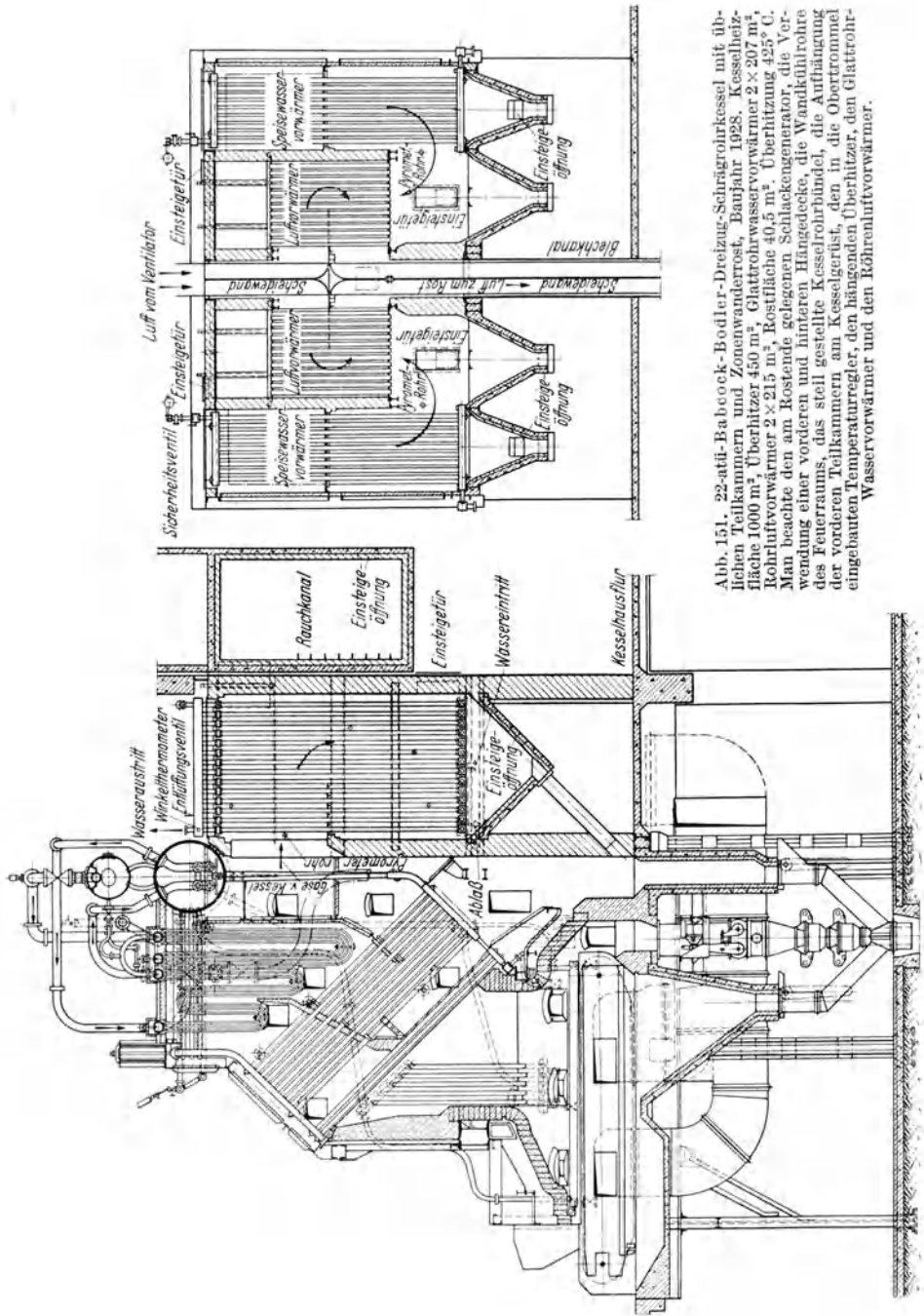
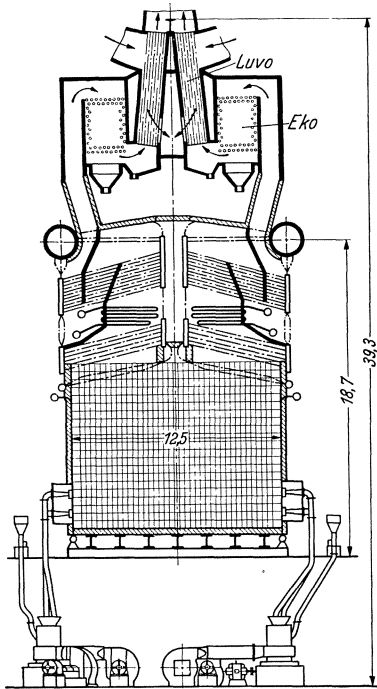


Abb. 151. 22-attü-Babcock-Bodler-Dreizug-Schraubrokkessel mit üblichen Teilkammern und Zonenwandler, Baujahr 1928. Kesselheizfläche 1000 m<sup>2</sup>, Überhitzer 450 m<sup>2</sup>, Glattrohrwasservorwärmer 2 × 207 m<sup>2</sup>, Rohrluftvorwärmer 2 × 215 m<sup>2</sup>, Rostfläche 40,5 m<sup>2</sup>, Überhitzung 425° C. Man beachte den am Rostende gelegenen Schlackengenerator, die Verwendung einer vorderen und hinteren Hängebohle, die Wandkühlrohre des Feuertraums, das steil gestellte Kesselrohrbündel, die Aufhängung der vorderen Teilkammern am Kesselgerüst, den in die Obertrommel eingebauten Temperaturregler, den hängenden Überhitzer, den Glattrohrwasservorwärmer und den Röhrenluftvorwärmer.

Bei den Teilkammerkesseln mit Längs- und mit Quertrommeln hat man auch in ähnlicher Weise wie bei den später zu besprechenden Steilrohrkesseln mit Erfolg angestrebt, zur Verbesserung der Wärmeübertragung und zur Erhöhung der Kesselleistung vor allem die wirksame



Flammenstrahlung auszunützen. Man hat zu diesem Zweck die Kessel mit besonders hohem Feuerraum versehen, wobei die Feuerraumwände in weitgehendem Maße mit Wandkühlrohren als Strahlungsheizfläche ausgestattet wurden. In Abb. 153 ist ein solcher Kessel der Dürr-Werke dargestellt.

Es sind noch 2 neue Sonderausführungsformen des Teilkammerkessels zu nennen:

Der Jiges-Kessel des schwedischen Ingenieurs Sandwall-Helsingborg mit Längstrommel verwendet nicht stehende, sondern liegende Teil-

Abb. 152. 23-atü-360-t/h-Dreizug-Teilkammer-Doppelkessel (mit Sägekammern) von 4800 m<sup>2</sup> Heizfläche im Hell-Gate-Kraftwerk zu New York. Man beachte die Doppelausführung der Staubfeuerung und der gesamten Kesselheizflächen, die starke Kühlung der Feuerraumwände, das dem Hauptrohrbündel des Kessels vorgeschaltete Schlackenschlammrohrbündel, den liegenden Zwischendecküberhitzer, die Schutzabmauerung des unteren Endes der innen gelegenen Teilkammern.

Zahlentafel 25. Abmessungen und Kenngrößen der Teilkammerkessel mit querliegender Obertrommel.

1. Ausführbare Heizfläche $H_K$ . . . . .	100 ÷ 2400 m <sup>2</sup> als Einender bis 4800 m <sup>2</sup> als Doppelender
2. Heizflächenbeanspruchung $D_h/H_K$ . . . . .	35 ÷ 100 kg/m <sup>2</sup> , h und mehr
3. Höchster Dampfdruck $p$ . . . . .	120 atü und darüber
4. Durchmesser der Trommel $D$ . . . . .	1000 ÷ 1500 mm
5. Länge der Trommel $L$ . . . . .	bis 12 m
6. Äußerer Durchmesser der Wasserrohre $d_r$ . . . . .	meist 102 mm
7. Rohrlänge $l_r$ . . . . .	5 ÷ 7 m
8. Anzahl der Wasserrohre . . . . .	200 ÷ 900
9. Zahl der Rohrreihen übereinander . . . . .	8 ÷ 20
10. Waagrechter Rohrabstand $t_w$ . . . . .	184 bzw. 192 bzw. 200 mm
11. Senkrechter Rohrabstand $t_s$ . . . . .	140 ÷ 160 mm
12. Lichte Weite der Teilkammern . . . . .	130 × 130 bzw. 140 × 140 mm
13. Grundflächenausnützung $H_K/Gr$ . . . . .	8 ÷ 20 m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> und mehr
14. Breitendampfleistung $D_h/b_K$ . . . . .	10 ÷ 20 t/m, h und mehr
15. Verhältnis $\frac{\text{Wasserinhalt}}{\text{Heizfläche}} = \frac{I_W}{H_K}$ . . . . .	rd. 0,05 m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup>
16. Größte Stundendampfmenge $(D_h)_{\max}$ . . . . .	bis 240 t/h als Einender bis 480 t/h als Doppelender

kammern, so daß jede Sektion die Rohre einer nahezu waagrecht Rohreihe zusammenfaßt. Wie Abb. 154a zeigt, ist aber dabei jede Teilkammer, der durch einen Knick in der Mitte eine V-Form gegeben ist, durch 2 Rohre mit der längs liegenden Obertrommel verbunden. Der Jiges-Kessel erzielt mit dieser Gestaltung den schätzenswerten Vorteil, daß bei der Aufteilung des Rohrbündels in liegende Rohrgruppen der Wasserumlauf günstiger wird als bei der üblichen Unterteilung in stehende Rohrgruppen. Die Umlaufgeschwindigkeit in dem unteren und im oberen Siederohr werden sich beim Jiges-Kessel weniger unterscheiden als beim gewöhnlichen Teilkammerkessel.

Der Garbe-Teilkammerkessel mit Quertrommel, den der Erfinder auch Schrägrohr-Steilrohrkessel nennt, strebt ebenfalls eine Verbesserung des Wasserumlaufes gegenüber dem üblichen Teilkammerkessel an. Aus der Abb. 154b ist zu entnehmen, daß hier am unteren Ende des Siederohrbündels senkrecht gestellte Teilkammern angewendet sind, die man nicht mehr wellenförmig sondern gerade gestaltet hat. Von jeder dieser Teilkammern geht eine Reihe von über-

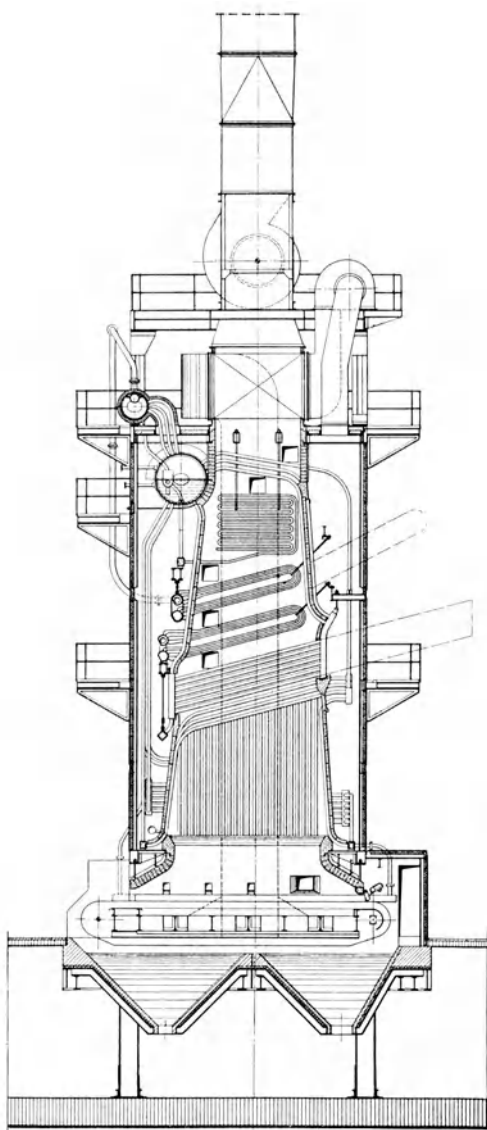


Abb. 153. 50-atü-Dürr-Hochleistungs-Eintrommel-Teilkammerkessel mit Sägekammern in Einzugsbauart für 50 t/h Dampfleistung. Kesselheizfläche 300 m<sup>2</sup>, Überhitzer 420 m<sup>2</sup>, Verdampfungsvorwärmer 485 m<sup>2</sup>, Luftvorwärmer 815 m<sup>2</sup>. Man beachte, daß hier der gesamte Kessel vollständig oberhalb des Rostes aufgebaut ist, womit kleinster Grundflächenbedarf erzielt ist. Bemerkenswert sind außerdem die Anordnung einer vorderen und hinteren Hängedecke, die in zweckmäßiger Höhe über dem Rost beginnende starke Wandkühlung, die zügige Führung des Rauchgasstromes vom Rost bis zum Luvo und die Anordnung, daß hier der Überhitzer hinter dem Kesselkörper liegt.



einanderliegenden Wasserrohren aus. Die Siederohre münden aber nun an ihrem oberen Ende nicht in eine Teilkammer ein; sondern an

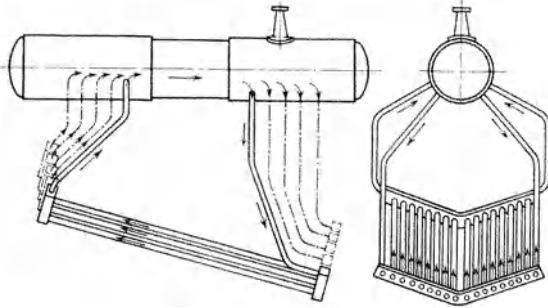


Abb. 154a. Schema des Jiges-Kessels.

jeden einzelnen Rohr ist ein nur für dieses Rohr bestimmter Kopf angebracht, von dem aus ein Verbindungsrohr zur hochgelegenen Trommel hinaufführt. Es ist offensichtlich, daß durch diese Schaltung der Rohre, die eine weitgehende Aufteilung des Umlaufstromes bedeutet, eine Besserung des Wasserumlaufes erreicht wird.

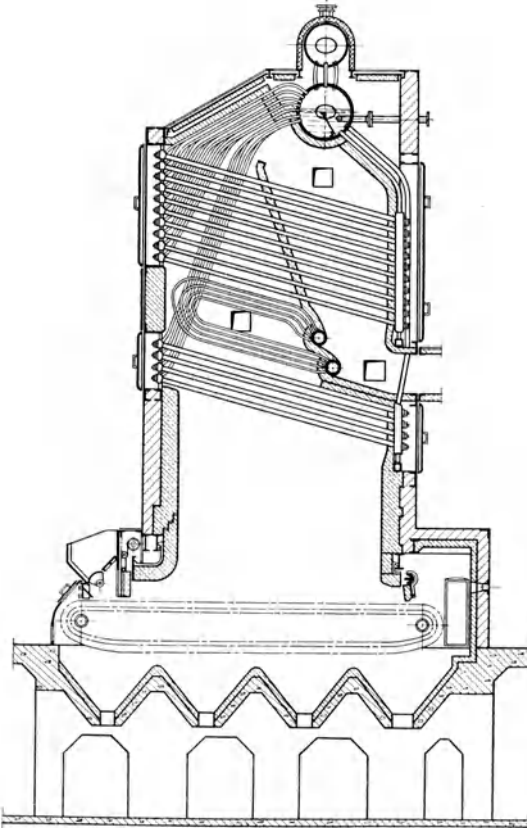


Abb. 154b. Zweizug-Garbe-Schrägrohr-Steilrohrkessel.

#### b) Steilrohrkessel.

Die Steilrohrkessel besitzen als Hauptteil steil gestellte Bündel von gekrümmten Rohren, die in der Regel unten und oben in Trommeln, welche meist quer liegen, eingewalzt sind. Die oberen Trommeln werden in dem

Kesselgerüst abgestützt, wobei Lagerung in Stühlen oder die fast immer vorgezogene Aufhängung anwendbar ist. Die Untertrommeln bleiben ohne Unterstützung und werden nur vom Wasserrohrbündel getragen. Es ergibt sich hierdurch ein Gebilde, das wie der Teilkammerkessel eine sehr er-

wünschte große Nachgiebigkeit besitzt, wodurch Wärmespannungen von größerem Betrag völlig ausgeschlossen sind und auch eine starke Un-

empfindlichkeit gegen ungleiche Erwärmung erreicht wird. Der Wasserm- umlauf kann bei Steilrohrkesseln sehr günstig gestaltet werden; außerdem ist als Vorteil zu betrachten, daß hier die zahlreichen Handlochverschlüsse, die an den Kammern der Schrägrohrkessel nötig sind, völlig in Wegfall kommen und daß hier nur die zum Befahren der Trommeln nötigen Mannlöcher abzudichten sind. Die Steilrohrkessel werden deshalb für hohen Druck besonders bevorzugt. Man schätzt an ihnen ferner noch, daß an den steilen Rohren die Flugasche sich weniger leicht ansetzen kann als an den schwach geneigten Rohren der Schrägrohrkessel.

Die Benützung gekrümmter Rohre, die sich bei Steilrohrkesseln als unbedingt notwendig erwiesen haben, bedeutet aber nicht nur für das

Ersatzteillager, wo jetzt wegen der Verschiedenheit der Längen und der Krümmungshalbmesser Rohre von jeder am Kessel benützten Form auf Vorrat gehalten werden müssen, sondern auch für den Betrieb eine Erschwerung, da die Reinigung von Kesselstein in den Krümmungen nicht leicht ist. Auch wird dadurch der Aufbau des Rohrbündels beeinflusst. Da man Austauschmöglichkeit

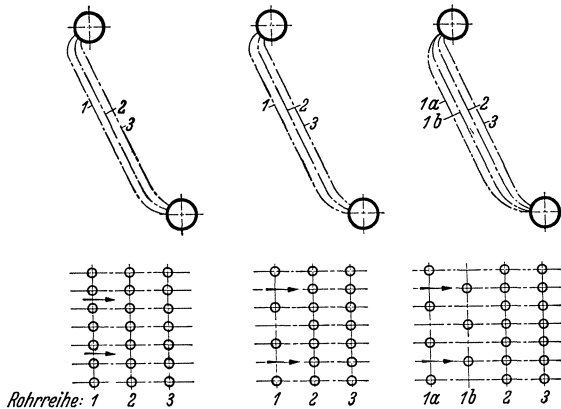


Abb. 155. Übliche Rohranordnungen beim Steilrohrkessel (gezeichnet sind nur die ersten 3 Rohrreihen des Siederrohrbündels)

für jedes Rohr des Kesselbündels fordern muß, dieser Austausch hier aber nicht durch Verschiebung in Richtung der Rohrachse, also durch die Trommeln hindurch, sondern nur nach der Seite, also quer zur Rohrachse, erfolgen kann, so verlangt dies gerade Rohrgassen und fluchtende Anordnung der hintereinanderliegenden Rohre. Nach den Versuchen von Reiher (s. S. 47) verhält sich aber diese fluchtende Rohranordnung nicht unwesentlich ungünstiger in bezug auf Wärmeübertragung als die versetzte Rohranordnung, von der man bei den Schrägrohrkesseln weitgehend Gebrauch macht.

Abb. 155 zeigt mehrere übliche Anordnungen des Rohrbündels bei Steilrohrkesseln. Vor allem bei Rostfeuerungen, die feinkörnige und aschenreiche Kohle verbrennen und bei Kohlenstaubfeuerungen, die einen Brennstoff mit niedrigem Schlackenschmelzpunkt verarbeiten, ist es nämlich vorteilhaft, die erste bzw. die ersten beiden Rohrreihen, wie Abb. 155 b und c zeigt, mit doppelter Teilung auszuführen. Dadurch soll ein Zusetzen mit Flugasche wirksam verhindert werden. Denselben

Zweck verfolgen die amerikanischen „Dust-screens“, das sind Rohrreihen mit weiter Teilung, die bei kohlenstaubbefeuerten Schrägrohrkesseln in einiger Entfernung vor den eigentlichen Kesselrohren angeordnet sind<sup>1</sup>.

Die Steilrohrkesseln haben sich als gleichwertig den Teilkammerkesseln erwiesen. Sie sind auch für die Schaffung von Großkesseln gleichfalls sehr geeignet.

*α) Steilrohrkessel der älteren Bauarten — Mehrtrommel-Steilrohrkessel.*

Bei den Steilrohrkesseln war man ursprünglich — von 1905 bis zum Ende des Weltkrieges — außerordentlich bemüht, auch hier gerade Rohre anzuwenden. Wenn man auch von vorneherein zur Vermeidung baulicher Schwierigkeiten sich damit abfand, die Auswechslung der Rohre auf alle Fälle nicht durch die Trommeln hindurch sondern von der Seite her durch die geraden Rohrgassen vorzunehmen, so legte man damals auf die gerade Form der Rohre doch entscheidenden Wert, und zwar in erster Linie wegen der besseren Reinigungsmöglichkeit. Die schwierige Aufgabe der Einführung der geraden Rohre in die Trommel löste man in geschickter Weise durch Anwendung von zweckentsprechend gepreßten Mantelplatten, z. B. von sog. Garbe-Platten. Im Laufe der Zeit traten jedoch bei diesen Steilrohrkesseln sehr schwere Betriebsschäden auf, und zwar vor allem Risse an den Nietnähten der Trommeln. Man zog hieraus den Schluß, daß die Steilrohrkessel mit geraden Rohren nicht die für den Betrieb, insbesondere bei großen Beanspruchungen und hohen Drücken notwendige Nachgiebigkeit besitzen. Es wurde deshalb in der Zeit nach dem Weltkriege allgemein auf Steilrohrkessel mit gekrümmten Rohren übergegangen, nachdem der zu dieser letzteren Bauart zählende Stirling-Kessel (entstanden schon vor 1900 in Amerika) sich als sehr geeignet und betriebstüchtig erwiesen hatte. Man entwickelte von diesen neuen Steilrohrkesseln eine Reihe sehr brauchbarer Ausführungsarten. Zu erwähnen sind hier als wichtige Entwicklungsstufen verschiedene Steinmüller-Steilrohrkesselbauarten<sup>2</sup>, der Humboldt-Kessel, der Burkhardt-Piedboeuf-Kessel usw. Die meisten dieser Kessel wiesen 4 bis 5 Quertrommeln auf, die mit einer entsprechenden Zahl von Rohrbündeln — bis zu 4 — miteinander verbunden waren. Eine Ausnahme stellte der Humboldt-Kessel dar, der neben einer längsliegenden Obertrommel nur 1 bis 2 untere Quertrommeln besaß.

Einen bedeutsamen Markstein im Steilrohrkesselbau stellte der 1925 von Münzinger entworfene Klingenberg-Steilrohrkessel dar. Wie aus Abb. 156a ersichtlich, hat dieser Kessel, der 75 t/h lieferte, nur 3 Quertrommeln. Zwischen diesen Trommeln sind 3 Rohrbündel in 3 Zügen eingezogen, und zwar so, daß das vorderste Rohrbündel mit

<sup>1</sup> Siehe hierzu Abschnitt Staubfeuerungen, S. 110.

<sup>2</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1924 Abb. 298.

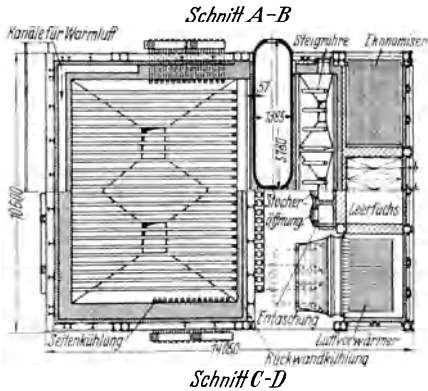
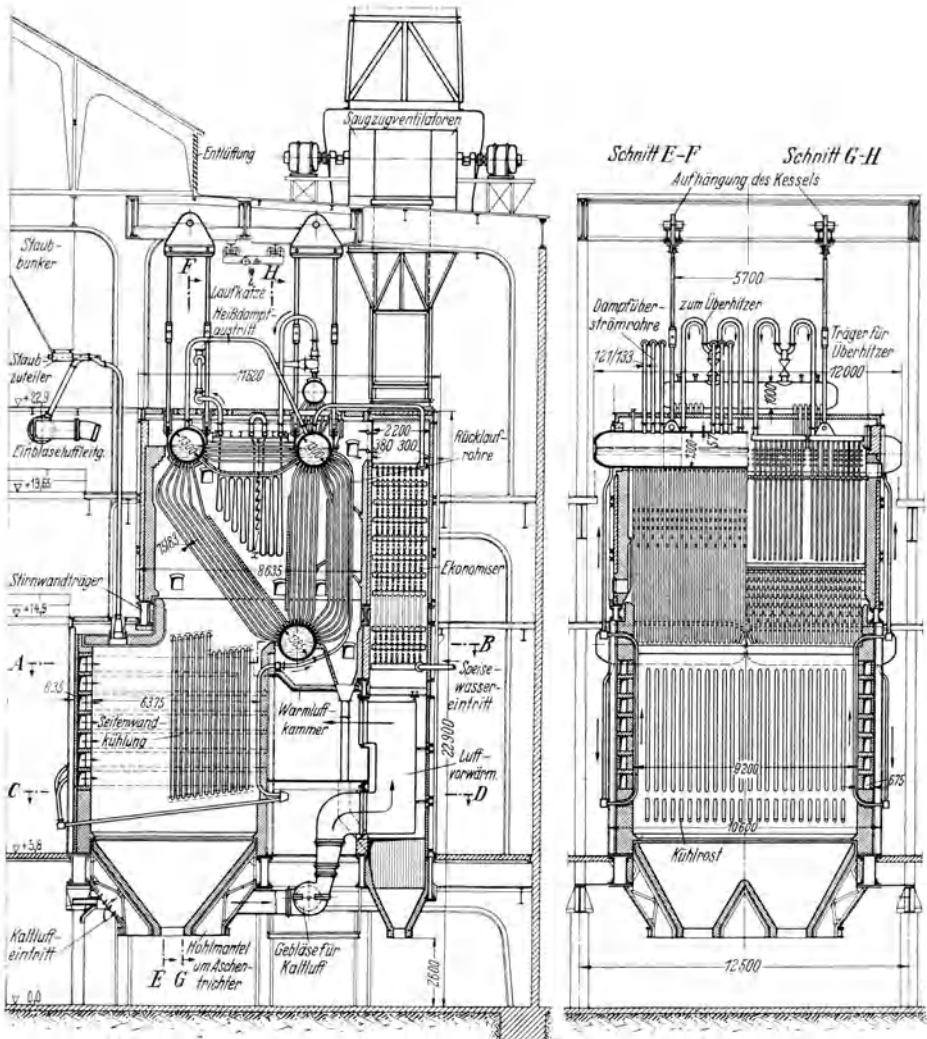


Abb. 156 a. 37 - at - Dreitrommel - Dreizug-Steilrohrkessel von 1750 m<sup>2</sup> Heizfläche mit Speisewasservorwärmer, Luftvorwärmer und Kohlenstaubfeuerung für 75 t/h im Großkraftwerk Klingenberg. Man beachte die Einrichtung, daß hier der U-Flammenfeuerraum nur in der hinteren Hälfte mit Kühlrohren versehen ist, die zweckmäßige Ausbildung der 3 Kesselzüge mit dem zwischengebauten hängenden Überhitzer, ferner die Aufhängung der Obertrommel und damit des gesamten Kesselkörpers an den Gebäudeträgern.

einer Neigung von rd.  $55^\circ$  angeordnet ist, während das zweite und das dritte Bündel ungefähr senkrecht stehen. Man beachte, daß alle Rohre,

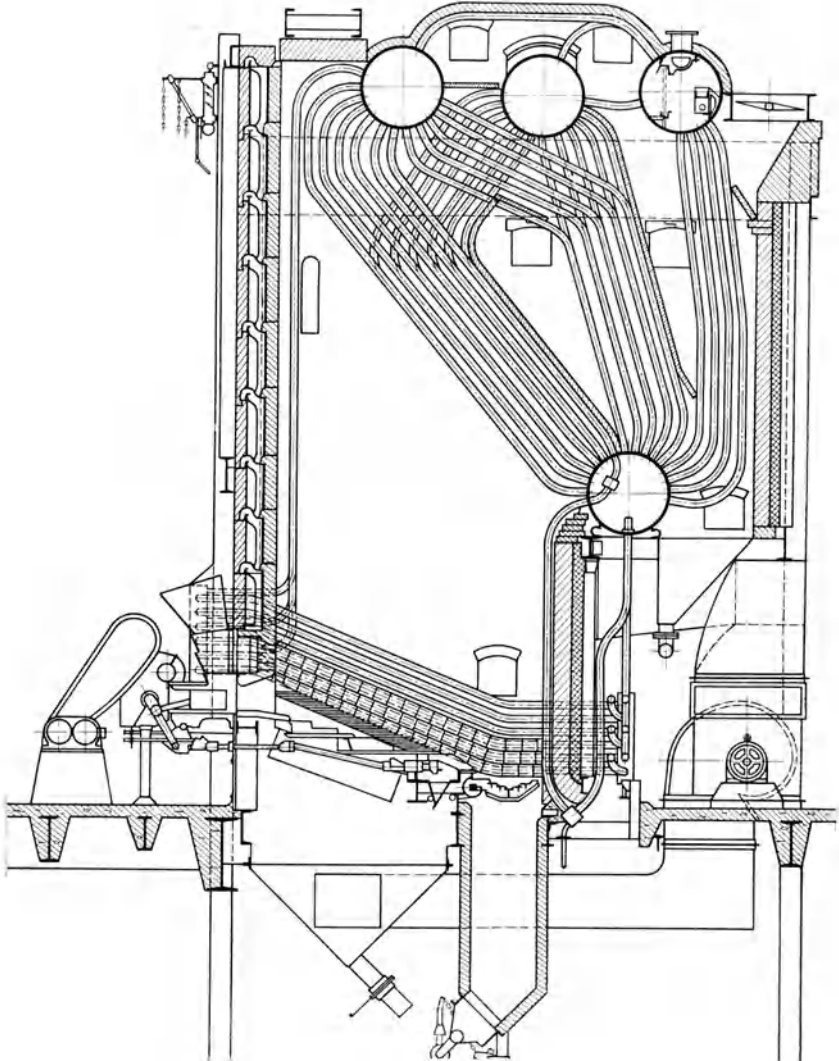


Abb. 156b. Mehrfach-Umlauf-Viertrommel-Dreizug-Steilrohrkessel mit Stokerfeuerung. Heizfläche etwa  $500 \text{ m}^2$ . Man beachte, daß hier der Stoker mit einem kippbaren Schlackenausbrennrost versehen ist, daß zur Erzielung einer vergrößerten Ausdampffläche bzw. einer kleineren Dampfraumbelastung die Rohre des vorderen Rohrbündels teils in die vordere, teils in die mittlere Obertrommel eingeführt sind, daß die vordere Feuerraumwand mit Luftkühlung versehen ist und daß zur Erzielung eines guten Wasserumlaufes die Kühlrohre der hinteren Feuerraumwand durch die Untertrommel hindurch mit Siederohren des vorderen Kesselbündels verbunden sind.

wenn es nicht auf beiden Seiten möglich war, doch mindestens an einem Ende mit einer Krümmung versehen sind, um so den Rohren und dem

Kessel die genügende Nachgiebigkeit zu verleihen. Die gewählte Führung der Wasserrohre, ihre Verbindung mit der großen Untertrommel und den etwas kleineren Obertrommeln sowie die Wasser- und Dampfverbindungsrohre zwischen den Oberkesseln hatten zum Ziele, im steilgestellten und stärkstbeheizten Vorderbündel eine möglichst starke Strömung — dieses Bündel soll unter allen Umständen als „Steigrohre“ dienen — hervorzurufen, während die beiden hinteren Bündel, die

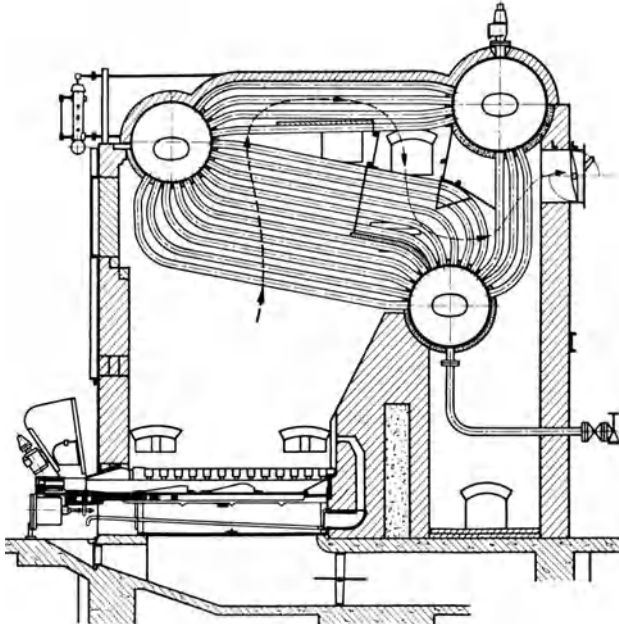


Abb. 156c. Sonderbauart eines Dreitrommel-Dreizug-Steilrohrkessels mit Unterschubfeuerung für geringe Bauhöhen und kleine Leistungen. Man beachte die für viele Fälle vorteilhafte gedrängte Bauweise und die Einrichtung, daß hier die zwischen den Obertrommeln verlaufenden Verbindungsrohre sämtlich beheizt sind.

weniger beheizt wurden, als „Fallrohre“ eine Strömung nach unten besitzen sollten. Die Klingenberg-Kessel zeigen eine Reihe von bemerkenswerten baulichen Maßnahmen, wie Auskleidung eines größeren Teiles der Feuerraumwände mit Wandkühlrohren, Schutz der Trommeln gegen Beheizung, Teilung der Untertrommel der Länge nach zur Erzielung einer größeren Nachgiebigkeit des Kesselaufbaues, einen hängenden Überhitzer, Aufhängung der oberen Kesseltrommeln an den Gebädeträgern, die hier nach amerikanischem Vorbild als Kesselgerüst mitbenützt wurden. Aus Abb. 156a ist noch eine wichtige Einrichtung zu ersehen, welche den Steilrohrkesseln eigentümlich ist. Die Lenkwände, mit welchen die Züge gebildet werden, sind hier nicht quer zu den Rohrbündeln wie bei den Schrägrohrkesseln angeordnet;

die Lenkwände gehen vielmehr entlang den Wasserrohren, auf welche sie entweder aufgelegt — wie beim vordersten Bündel des Klingenberg-Kessels — oder an welchen sie — wie bei den hinteren Rohrbündeln — durch entsprechende Befestigungseisen angehängt sind. Diese Anordnung der Lenkwände wird bei allen Steilrohrkesseln auch heute noch bevorzugt angewendet, was zur Folge hat, daß der Rauchgas-

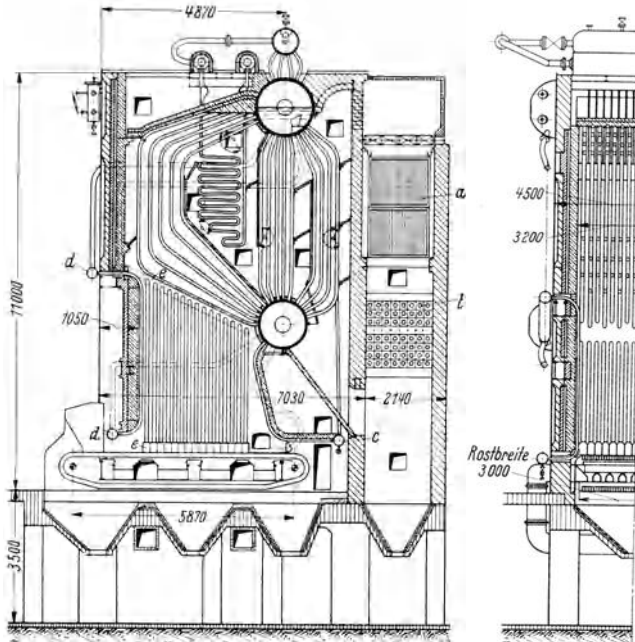


Abb. 157. 38-atm - Borsig - Zweitrommel-Dreizug-Steilrohrkessel.

Kesselheizfläche 350 m<sup>2</sup>, Rostfläche 14,4 m<sup>2</sup>, Überhitzung 400° C.

*a* Luftvorwärmer, *b* Rauchgas-Wasservorwärmer, *c* Sammelkammer für Rückwandkühlrohre, *d* Sammelkammern für Vorderwandkühlrohre, *e* Sammelkammern für Seitenwandkühlrohre.

Man beachte den sehr zweckmäßigen Aufbau des Kesselkörpers über dem Roste und die sich auf alle vier senkrechte Seiten erstreckende Feuerraumwandkühlung.

strom bei den Steilrohrkesseln in der Regel parallel zu den Rohren geführt wird. Die bei den Schrägrohrkesseln dagegen übliche und wegen der geraden Rohre auch leicht mögliche Queranordnung der Lenkwände bedingt dagegen, daß an diesen Kesseln der Rauchgasstrom in der Regel quer zum Rohrbündel geführt wird. Man hat die Schrägrohrkessel deshalb auch vielfach schon Kessel mit senkrechten Zügen genannt.

Die günstigen Erfahrungen, die man mit dem Dreitrommel-Steilrohrkessel im Klingenberg-Werk und auch an anderen Stellen gemacht hat, führten dann zusammen mit den durch die Weltkrise ausgelösten Bemühungen nach Verbilligung und Vereinfachung der Kessel zu dem

Streben, Zwei- und sogar Eintrommel-Steilrohrkessel auszubilden<sup>1</sup>, wobei man auch danach trachtete, die Zahl der Kesselzüge möglichst zu vermindern.

Als Beispiel sei hier angeführt: der 38-atü-Borsig-Zweitrommelkessel (Abb. 157).

*β) Strahlungs-Steilrohrkessel —  
Großfeuerraumkessel.*

Als man bei der Entwicklung der Kohlenstaubfeuerung, vor allem auf Grund der Arbeiten von Murray, zur Erzielung haltbarer Feuerraumwände Wandkühlrohre anbrachte, erkannte man rasch, daß diese Kühlrohre eine außerordentlich wirksame Heizfläche (Strahlungsheizfläche) darstellen. Es führte dies bei den Kesseln mit Kohlenstaubfeuerung bald dazu, den Feuerraum möglichst vollständig auszukleiden (allseits gekühlter Feuerraum), womit man den „Strahlungskessel für Kohlenstaubfeuerung“ geschaffen hatte. Als besonders anschauliche Beispiele sind hier in Abb. 158 der Wood-Kessel und in Abb. 159 dessen Weiterentwicklung, der KSG-Hochleistungs-Strahlungskessel mit Kohlenstaubfeuerung, von denen der zuerst genannte sogar nur eine Trommel aufweist, dargestellt<sup>2</sup>.

Es entstand nun bald der Gedanke, auch die mit Rostfeuerung ausgerüsteten Teilkammer- und Steilrohrkessel mit Strahlungsheizflächen auszustatten. Bei den Steilrohrkesseln begnügte man sich

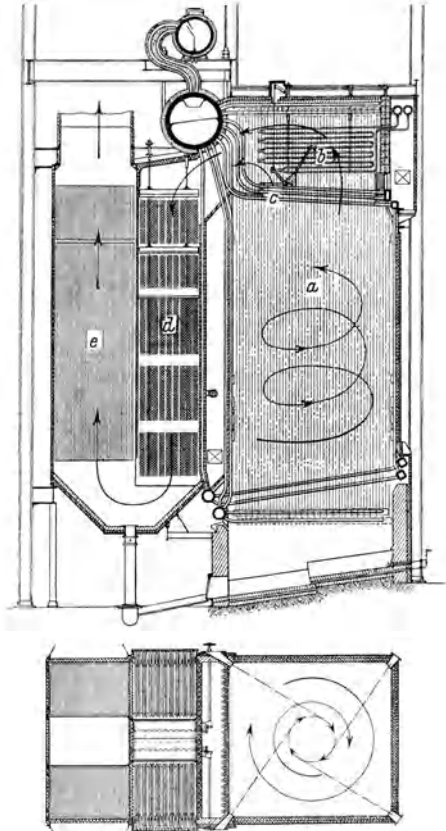


Abb. 158. Wood-Eintrommel-Einzug-Strahlungskessel.

*a* Wassergekühlter Feuerraum; *b* Frischdampf-überhitzer; *c* Regulierklappe; *d* Zwischenüberhitzer; *e* Luftvorwärmer.

Man beachte die kräftige Verwirbelung des Staub-Luft-Stromes bzw. der Flamme durch die eigenartige Anordnung der Brenner in den 4 Ecken, ferner die Klappe zur Regelung der Überhitzungstemperatur, durch dessen teilweise Ausschaltung aus dem Rauchgasstrom.

<sup>1</sup> In USA hält man dagegen auch heute noch in verhältnismäßig großem Umfang am Mehrtrommel-Steilrohrkessel fest; siehe den für mittlere Anlagen vielfach benützten Mehrfach-Umlauf-Steilrohrkessel der Abb. 156 b, ferner den für kleine Bauhöhen eingerichteten Dreitrommel-Steilrohrkessel der Abb. 156 c sowie den Kessel der Abb. 174.

<sup>2</sup> Siehe auch den Baumann-Kessel (Münzinger: Dampfkraft, 1933 S. 257).



zunächst damit, einen mit Strahlungsheizflächen ausgestatteten Feuerraum vor oder unter dem Kessel anzuordnen<sup>1</sup>. Bei dem 1928 in Kelheim aufgestellten Hanomag-Kessel benützte man dann aber zum erstenmal eine Bauform (später vielfach als Großfeuerraumkessel bezeichnet), bei

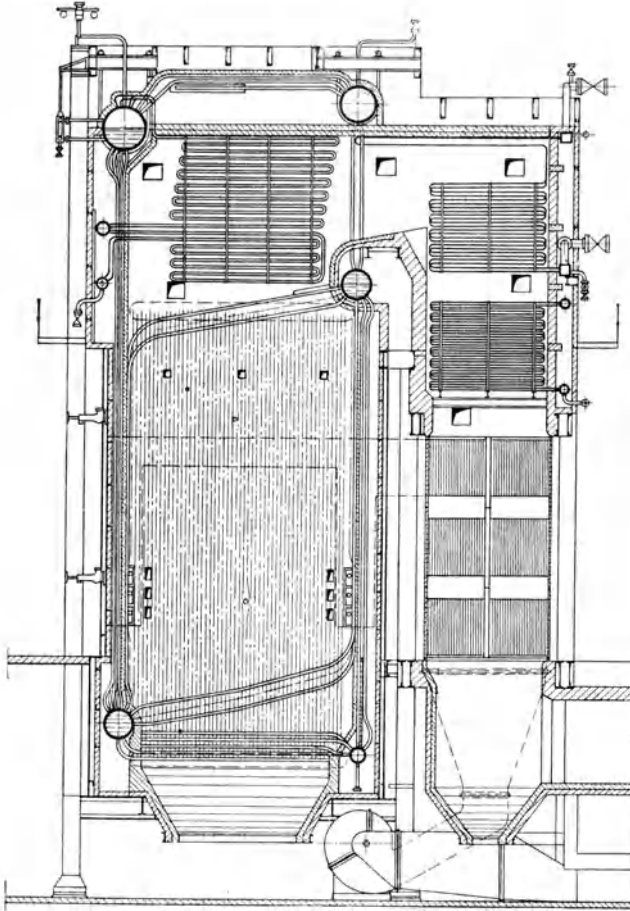


Abb. 159. KSG-Hochleistungs-Einzug-Strahlungskessel mit 2 größeren und 2 kleineren Trommeln mit kaltliegenden Fallrohren, Baujahr 1936. Man beachte die sehr starke Kühlung des Feuerraums, die verhältnismäßig große Zahl der Granulierrohre, den großen in zwei Teilen ausgeführten oberhalb des Feuerraums liegenden Überhitzer mit Gegenstromführung im 1. Teil (man hat hier den Eintrittsammelkasten weggelassen) und Gleichstromführung im 2. Teil, die mit verhältnismäßig beträchtlichen Flächen ausgestatteten Speiswasser- und Luftvorwärmer.

welcher Kesselkörper und Wandkühlrohre die Brennkammer ganz einschließen<sup>2</sup>. Dieser Kelheimer Kessel, der zwei Züge besitzt,

<sup>1</sup> Siehe hierzu Stirling-Kessel des Delray-Kraftwerkes Detroit, Abb. 386 in Münzinger.

<sup>2</sup> Für die Ausrüstung mit Kohlenstaubfeuerung ist dieser Kesselaufbau, der in Amerika heute „Integral-Furnace Boiler“ genannt wird, schon ziemlich früh-

weist noch 2 Längstrommeln auf. Kurze Zeit später wurde dann der „Strahlungs-Steilrohrkessel mit 2 Quertrommeln für Rostfeuerung“ entwickelt. Als Beispiel hierfür seien die Kessel der Abb. 161 bis 164 angeführt. Es steht fest, daß der Aufbau dieser Strahlungskessel mit Quertrommeln sehr günstig ist. Die beiden Trommeln samt Siederrohrbündel sind hier so weit nach hinten geschoben, daß über dem Rost ein ungewöhnlich hoher, bis zur Kesseldecke reichender Feuerraum

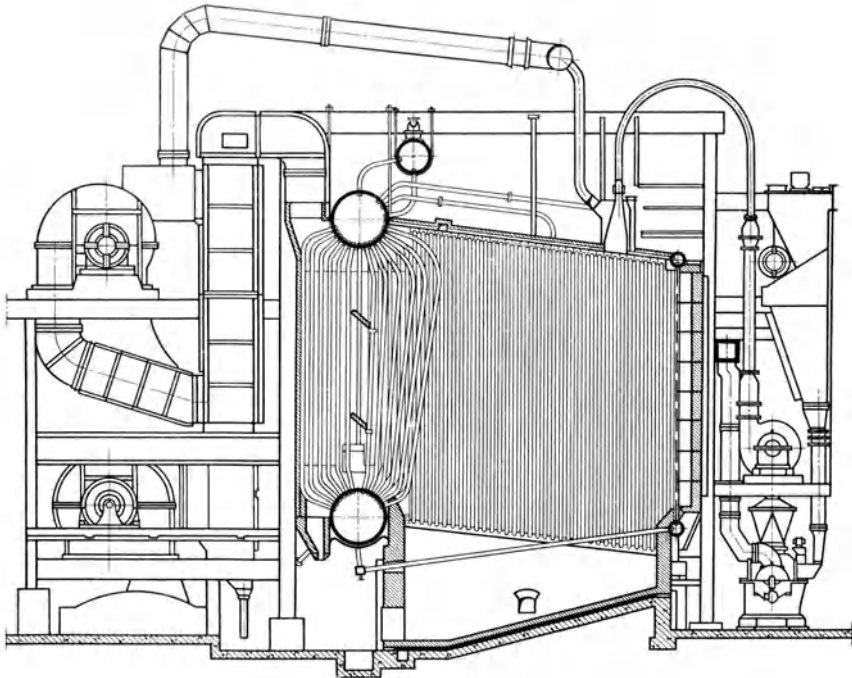


Abb. 160a. Zweitrommel-Strahlungskessel mit Kohlenstaubfeuerung der Combustion Engineering. Baujahr 1925.

aufgebaut werden konnte. Der Feuerraum besitzt also hier die größte Höhe, die überhaupt anwendbar ist, und bietet die denkbar besten Verhältnisse für den Ausbrand der Flamme einerseits und für die Ausnützung der wirksamen Flammenstrahlung andererseits. Die Auskleidung des Feuerraumes mit Wandkühlrohren ist bei den Kesseln der Abb. 161

zeitig, nämlich 1925 durch die Combustion Engineering Co. entwickelt worden (Kessel der Atlas Portland Cement Co. siehe Abb. 160a). Die amerikanischen Babcock & Wilcox-Werke haben in jüngster Zeit für kleinere Anlagen (Industriewerke) einen mit Kohlenstaubfeuerung ausgerüsteten „Integral-Furnace Boiler“ entwickelt, bei welchem die Berührungsheizfläche, die waagrechte Züge aufweist, mit ungleich weiten Siederrohren ausgerüstet ist — größere Rohrdurchmesser im ersten Zug, kleinere Rohrdurchmesser im zweiten Zug (s. Abb. 160b). Manchmal wird dabei auch eine waagrecht liegende U-Flamme angewandt.

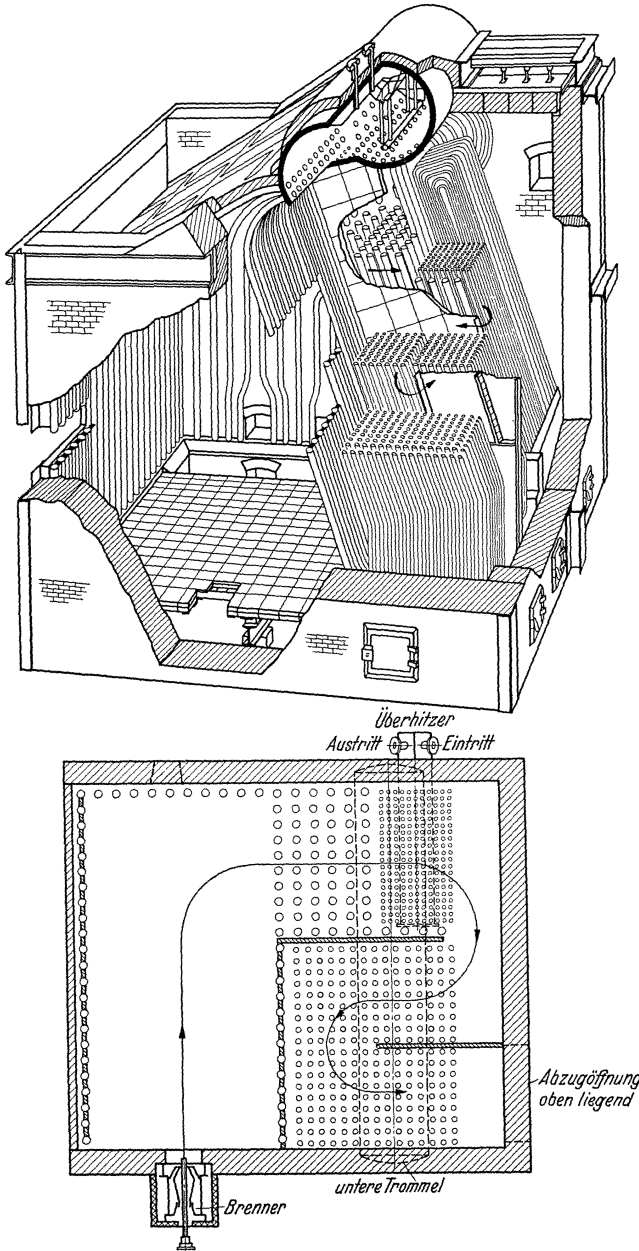


Abb. 160 b. Zweitrommel-Dreizug-, „Integral-Furnace“-Boiler der amerikanischen Babcock & Wilcox-Werke mit waagerechten Rauchgaszügen und zwei verschiedenen Rohrdurchmessern für die Siederöhre.

und 163, die mit Wanderrosten ausgestattet sind, so weitgehend, daß man von einem allseits gekühlten Feuerraum sprechen kann. Man beachte vor allem die Ausbildung der Decke, wobei die Deckensteine auf Kühlrohre

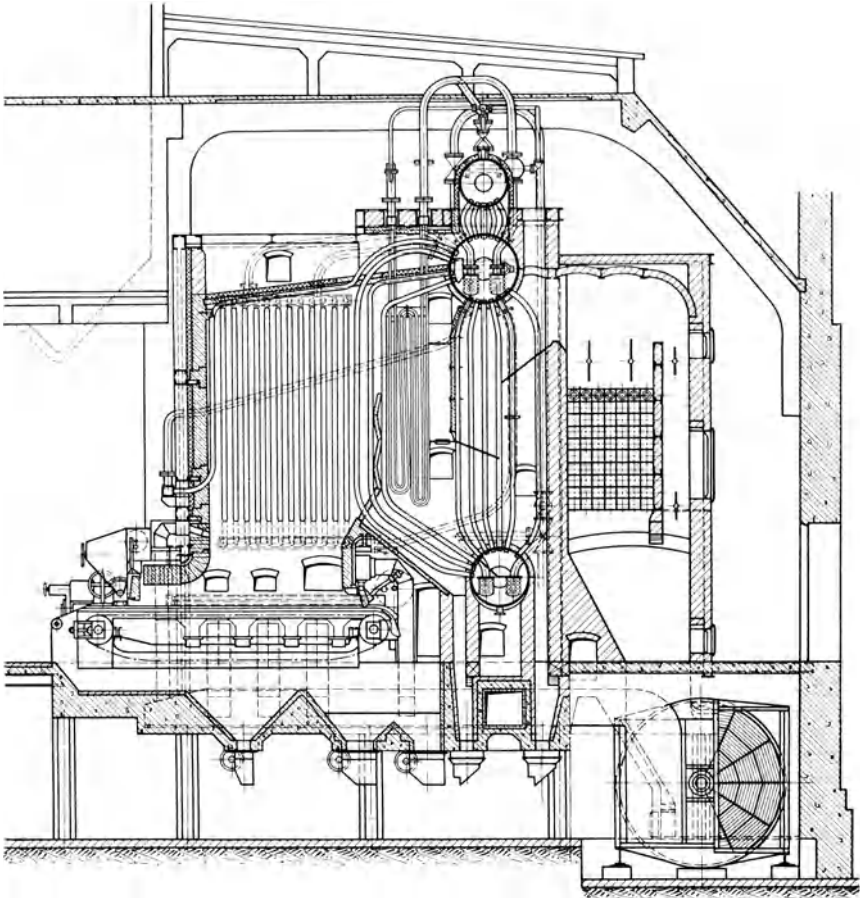


Abb. 161. 40-at - MAN - Zweitrommel-Zweizug - Steilrohrkessel der Technischen Hochschule München für 20 t/h Dampfleistung.

Kesselheizfläche 230 m<sup>2</sup>, davon 25 m<sup>2</sup> Feuerraumkühlfläche, Speisewasservorwärmer 630 m<sup>2</sup>, Überhitzer-Heizfläche 130 m<sup>2</sup>, Rostfläche 14,67 m<sup>2</sup>, 425° C Überhitzung. Man beachte den fast bis zur Kesseldecke reichenden Feuerraum, dessen Wandkühlung in zweckmäßiger Höhe über dem Rost beginnt, den hängenden Überhitzer, den auf Ober- und Untertrommel verteilten Temperaturregler und den Ljungström-Luftvorwärmer mit waagerechter Welle.

aufgelegt sind, und ferner den hängenden Überhitzer. Bei dem Kessel der Abb. 161 hat man zur Überhitzereinfügung in das Rohrbündel die vordersten Rohre dieses Bündels weit nach vorne gezogen. Bei dem Dürr-Kessel der Abb. 162 hat man der Feuerraumwandkühlung einen geringeren Umfang gegeben (anscheinend mit Rücksicht auf den Rückschubrost). Der Überhitzer ist hier hinter dem Kessel angeordnet.

Am Steinmüller-Kessel der Abb. 164 ist vor allem neben der Anwendung von zwei Feuerungen (von Staub- und Rostfeuerung; letztere zeigt im Vorderteil eine eigenartige Mulde, die wohl zur

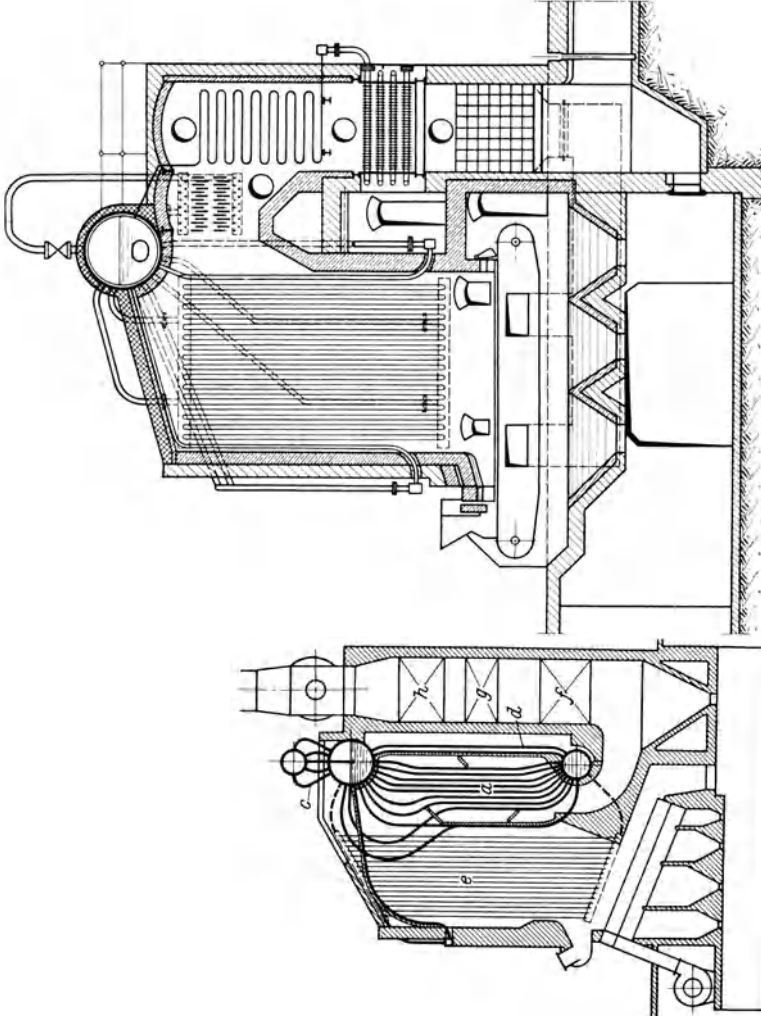


Abb. 163. O s c h a t z - S i d e l - E i n t r o m m e l - E i n z u g - S t r a h l u n g s k e s s e l . M a n beachte, daß hier jede Berührungsoberfläche des Kessels fehlt und daß der Eko aus 2 Teilen besteht, einem Rippenrohr-Eko im Bereich der niedrigen Wassertemperaturen und einem nachgeschalteten Stahlrohr-Verdampfungs-Eko.

Abb. 162. D ü r r - Z w e i t r o m m e l - Z w e i z u g - S t e i l r o h r k e s s e l .  
*a* Siederohre (Steigrohre); *d* unbeheizte Fallrohre; *e* Kühlrohre; *f* Überhitzer; *g* Ekonomiser; *h* Luftvorwärmer.

Sicherstellung der Zündung dient) die Beruhigungstrommel *a* bemerkenswert, die plötzliche Laststeigerung ohne Mitreißen von Wasser zuläßt.

Als weitere wichtige Ausführung sei außerdem noch der Sulzer-Eintrommelkessel (Abb. 165) erwähnt.

Bei diesen Strahlungskesseln werden außer den Trommeln zur Zusammenfassung der Wasserrohre, insbesondere der Wandkühlrohre noch Sammelkästen benützt, die bei niedrigem Druck viereckig gestaltet

sind, bei höheren Drücken dagegen runden Querschnitt oder D-Form erhalten müssen (s. Abb. 166). Diese Kästen müssen zum Einwalzen der

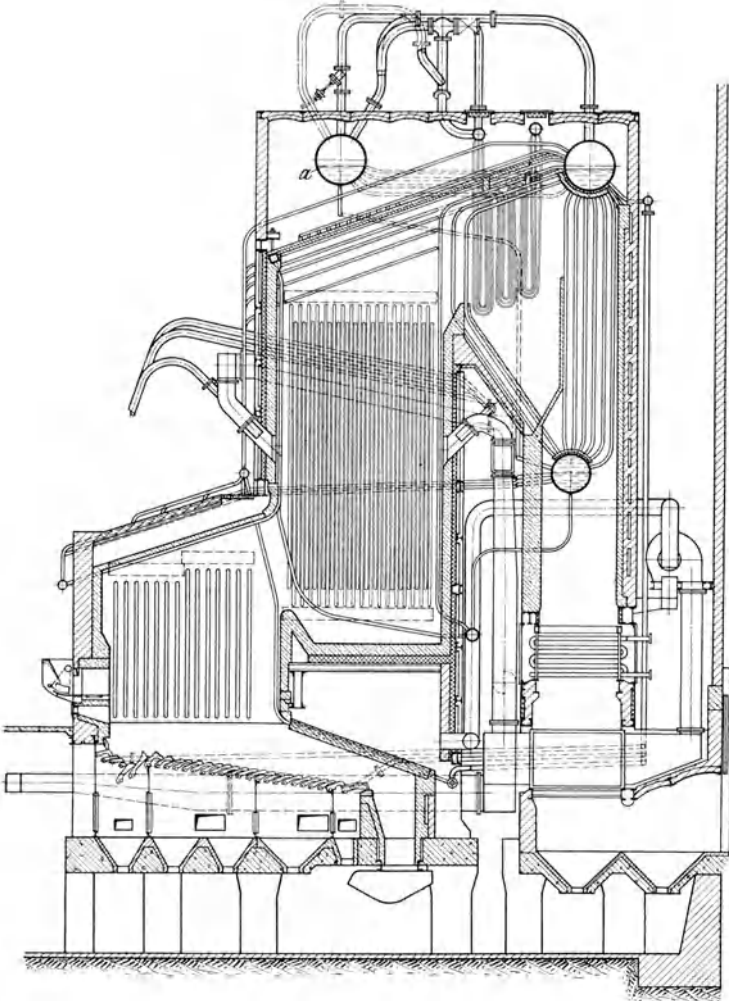


Abb. 164. 35-atü-Steinmüller-Dreitrommel-Zweizug-Großfeuerraumkessel von 500 m<sup>2</sup> für 36/40 t/h Dampfleistung bei 400° C Überhitzung mit Kohlenstaubfeuerung und vorgebautem Schürrost für eine oberbayerische Zeche. Baujahr 1934. Man beachte, daß hier zwei Feuerungen, und zwar eine tiefliegende Schürrostfeuerung und eine höher gelegene Staubfeuerung verwendet sind und daß ferner neben der Hauptkessel-Obertrommel noch eine zweite zur Verstärkung der Speicher- und Pufferwirkung und zur Trocknung des Dampfes dienende obere Nebentrommel *a* angeordnet ist.

Rohre und auch zur Vornahme der Reinigungsarbeiten mit den notwendigen Handlöchern versehen sein.

Während die Kessel der Abb. 161 und 162 außer den die Strahlungsheizfläche bildenden Wandkühlrohren noch ein Siederrohrbündel

von beträchtlicher Heizfläche (man bezeichnet hier dieses nachgeschaltete Rohrbündel, dessen Wärmeübertragung hauptsächlich auf Berührung beruht, als *Berührungsheizfläche*) aufweisen, ist man beim Wood-Kessel der Abb. 158, beim KSG-Kessel der Abb. 159 und beim

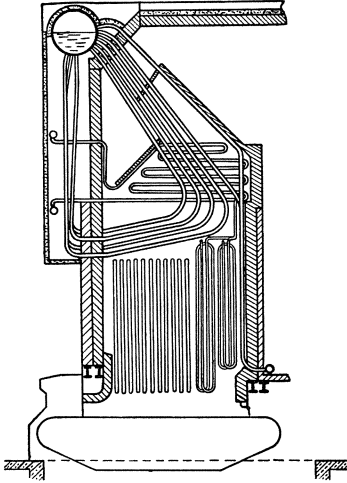


Abb. 165. Sulzer-Eintrammel-Dreizug-Kessel (kaltliegende Fallrohre).

Oschatz-Seidel-Kessel der Abb. 163 dazu übergegangen, die Heizfläche des Kesselkörpers fast ausschließlich aus Wandkühlrohren, d. h. aus Strahlungsheizflächen aufzubauen. Die letztangeführten Kessel können also als „reine Strahlungskessel“ bezeichnet werden<sup>1</sup>; die bei ihnen erzielten Heizflächenbeanspruchungen erreichen wegen des Weglassens der weniger wirksamen Berührungsheizfläche im Durchschnitt sehr hohe Zahlen. Man hat hier Werte der spez. Heizflächenwärmebelastung  $q_K$  bis zu  $0,2 \times 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h festgestellt, was einem  $D_h/H_K$  bis zu 300 kg/m<sup>2</sup>, h bei niedrigem Dampfdruck und bei hohem Druck sogar von 500 bis 600 kg/m<sup>2</sup>, h entspricht.

Es muß jedoch beachtet werden, daß der reine Strahlungskessel, der also keine Berührungsheizfläche mehr aufweist, in erster Linie nur für hohen Dampfdruck (60 atü und darüber) geeignet ist. Im Bereich der hohen Drücke stellt nämlich die Verdampfungswärmer, deren Übertragung doch die Hauptaufgabe des Kesselkörpers ist, einen verhältnismäßig kleinen Anteil (rd. 50 vH) der gesamten in der Kesselanlage zu übertragenden Wärme ( $i_D - i_w$ ) dar. Die Technik benützt jedoch die Strahlungskessel auch für niedrige Dampfdrücke, sogar unterhalb

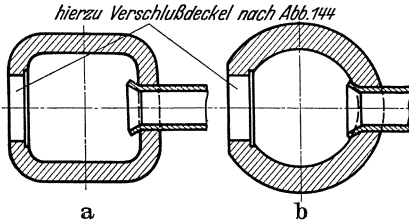


Abb. 166. Sammelkästen für niederen (a) und hohen (b) Druck.

20 at, wobei aber die Verdampfungswärme  $r$  noch sehr stark ins Gewicht fällt (sie beträgt hier bis zu 75 vH der gesamten Erzeugungswärme). Es ist dann nicht mehr möglich, den Verdampfungsvorgang im Kesselkörper allein durchzuführen, wie man dies bisher angestrebt hat. Man ist somit bei der Anwendung der reinen Strahlungskessel für niedrigen Druck gezwungen, auch noch den Eko zur Verdampfung heran-

<sup>1</sup> Diese Anlagen weisen in ihrem Kesselkörperteil nur eine Umhüllung des Feuerraumes mit Heizflächen auf; ausgesprochene Kesselzüge sind also nicht mehr vorhanden.

zuziehen. Abb. 163 läßt erkennen, daß in der Tat der Seidel-Oschatz-Kessel mit einem Verdampfungsvorwärmer (steaming-economiser) ausgestattet ist. Nach den gesetzlichen Vorschriften muß ein solcher Verdampfungsvorwärmer aus Stahl hergestellt sein. Dampf-bildende Vorwärmer, die wegen der schwierigen Reinigung von Kesselstein unbedingt sorgfältig gereinigtes Speisewasser voraussetzen, haben sich an einigen Stellen sehr bewährt.

*γ) Steilrohrkessel mit kaltliegenden Fallrohren.*

Aus Schäden, die an Rohren von Steilrohrkesseln im Betrieb aufgetreten sind, hat sich in neuerer Zeit die Erkenntnis gebildet, daß bei

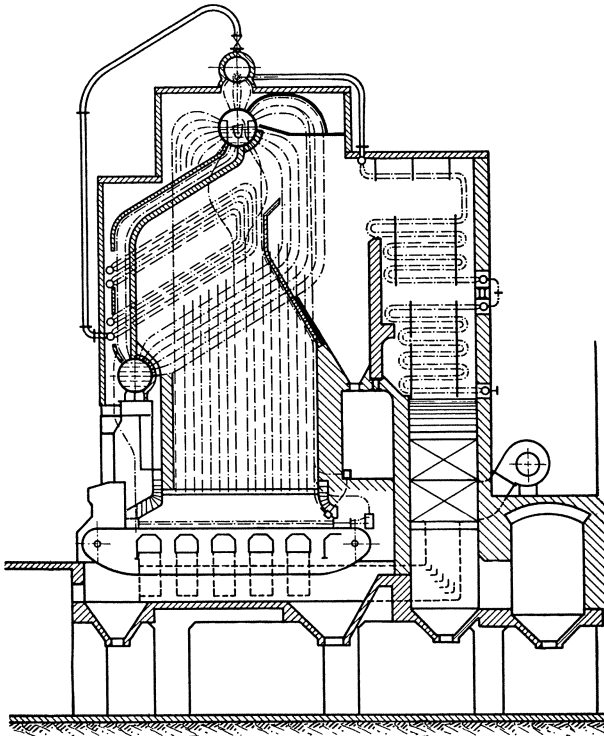


Abb. 167. Steinmüller-Zweizug-Zweitrommel-Hochdruck-Steilrohrkessel mit kaltliegenden Fallrohren. Rauchgas-Vorwärmer mit teilweiser Verdampfung. Man beachte die kaltliegenden Fallrohre und den sehr zweckmäßigen Aufbau des gesamten Kesselkörpers über dem Roste.

hochbeanspruchten Steilrohrkesseln, insbesondere bei solchen von hohen Dampfdrücken (über 60 atü) es notwendig ist, den Wasserumlauf so günstig wie möglich zu gestalten. Man hat zu diesem Zweck unter anderem Steilrohrkessel entwickelt, bei welchen die Fallrohre so gelegt sind, daß sie völlig unbeheizt bleiben. In Abb. 167 ist ein Steinmüller-



Kessel mit kaltliegenden Fallrohren dargestellt. Es steht fest, daß dieser Kesselart<sup>1</sup> trotz des Umstandes, daß die kaltliegenden Fallrohre zur Wärmeübertragung nicht herangezogen werden und deshalb der Gesamtbedarf an Rohren gegenüber den üblichen Kesseln vergrößert ist, vor allem bei hohen Drücken eine große Bedeutung zukommt (s. hierzu auch Abb. 158, 159 und 165).

Über Abmessungen der Steilrohrkessel siehe Zahlentafel 26.

Zahlentafel 26. Abmessungen und Kenngrößen der Steilrohrkessel.

1. Ausführbare Heizfläche $H_K$ . . . . .	100 ÷ 3000 m <sup>2</sup> als Einender bis 6000 m <sup>2</sup> als Doppelender
2. Heizflächenbeanspruchung $D_h/H_K$ . . . . .	35 ÷ 100 kg/m <sup>2</sup> , h und mehr
3. Höchster Dampfdruck $p$ . . . . .	120 atü und darüber
4. Durchmesser der Trommeln $D$ . . . . .	800 ÷ 1500 mm
5. Länge der Trommeln $L$ . . . . .	bis 12 m neuerdings bis 16 m
6. Anzahl der Trommeln . . . . .	1 ÷ 4
7. Äußerer Durchmesser der Wasserrohre $d_r$ . . . . .	83 mm
8. Länge der Wasserrohre $l_r$ . . . . .	bis 13 m
9. Anzahl der Wasserrohre . . . . .	bis 800 und mehr
10. Abstand der Rohre voneinander $t$ . . . . .	meist 200 mm
11. Grundflächenausnutzung $H_K/Gr$ . . . . .	8 ÷ 30 m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> und mehr
12. Breitendampfleistung $D_h/b_K$ . . . . .	10 ÷ 20 t/m, h und mehr
13. Verhältnis $\frac{\text{Wasserinhalt}}{\text{Heizfläche}} = \frac{I_W}{H_K}$ . . . . .	0,05 ÷ 0,08 m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup>
14. Größte Stundendampfmenge $(D_h)_{\max}$ . . . . .	bis 300 t/h als Einender bis 600 t/h als Doppelender

### c) Schiffs-Wasserrohrkessel.

Der für größere Schiffsanlagen, insbesondere auf Kriegsschiffen, benützte Schiffs-Wasserrohrkessel wird entweder  $\alpha$ ) als Teilkammerkessel (gerade Rohre) in der Ausführungsart Babcock-Wilcox (England und Amerika) oder vorzugsweise  $\beta$ ) als Steilrohrkessel in den Ausführungsarten von Yarrow-Normand (gerade Rohre), von Thornycroft-Schulz (krumme Rohre) und von Wagner-Hamburg (ebenfalls krumme Rohre) hergestellt. Abb. 168 zeigt einen von der Weser-Werft für den Turbinenschnelldampfer „Bremen“<sup>2</sup> gebauten Doppelenderkessel mit einer großen Obertrommel, 2 Untertrommeln und gekrümmten Rohren. Da der Dampfdruck nur 23 atü beträgt, sind die Trommeln noch genietet; die Böden, die ebenfalls eingietet sind, haben aber bereits elliptische Form. Beachtenswert ist vor allem, daß die Mantelbleche der Trommeln über den Umfang ungleich stark sind; sie sind in dem Bereich, in dem

<sup>1</sup> Zu dieser Kesselart ist auch der Forssblad-Strahlungskessel (s. Netz, S. 78), der Staub-, Gas- oder Ölfeuerung voraussetzt, zu rechnen.

<sup>2</sup> Der neue französische Schnelldampfer „Normandie“ besitzt ähnliche Dampfkessel für 28 at Dampfdruck und 360° C Heißdampftemperatur, die gleichfalls gebogene Siederohre aufweisen (s. Engineering 1935 I S. 589), während der neue englische Schnelldampfer „Queen Mary“ Kessel mit geraden Siederohren nach der Bauart Yarrow erhalten hat, die Dampf von 28 at und 370° C erzeugen (s. Engineering 1936 I S. 547).

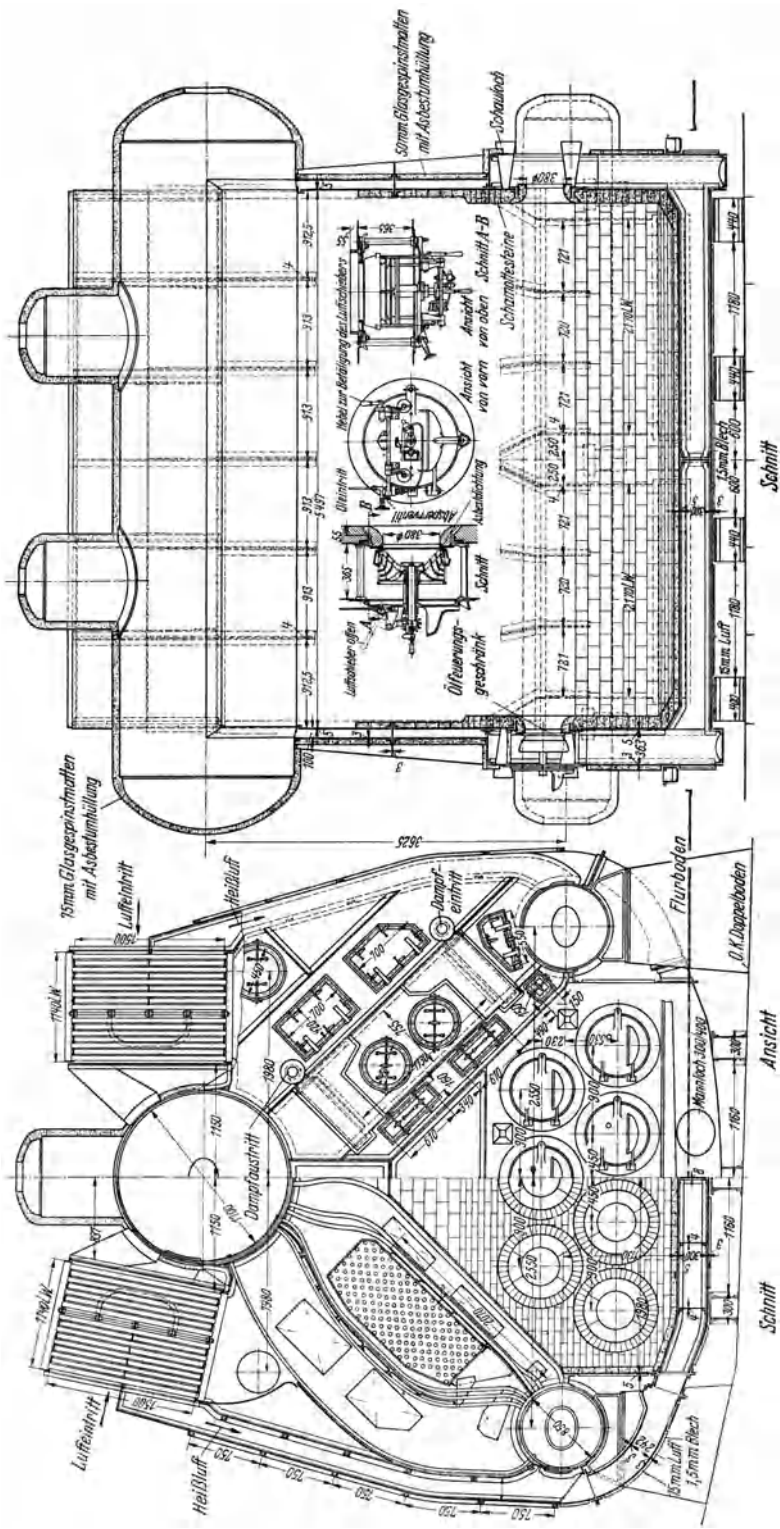


Abb. 168. 28-atü-Dreitrommel-Dreizug-Doppelendertessel des Schnelldampfers Bremen mit Öfeuerung für 85 t/h Dampfleistung, Kesselheizfläche 1100 m<sup>2</sup>, Überhitzer 280 m<sup>2</sup>, Luftwärmer 570 m<sup>2</sup>. Man beachte, daß die Kesselrohre sehr gebogen sind, daß die Öfeuerung stark aufgeteilt ist (14 Brenner), daß kein Eko, sondern nur ein Luvo benutzt ist.

Rohre eingewalzt sind, verstärkt ausgeführt, wie man dies auch seinerzeit bei den Garbe-Steilrohrkesseln gemacht hat. Der Doppelkessel, der für eine Leistung von etwa 35 t/h bemessen ist ( $D_h/H_K = \text{rd. } 35 \text{ kg/m}^2$ ,  $h, H_K/Gr = 21,6 \text{ m}^2/\text{m}^2$ ) weist  $2 \times 7$  Ölbrenner auf, die in der Vorder- und in

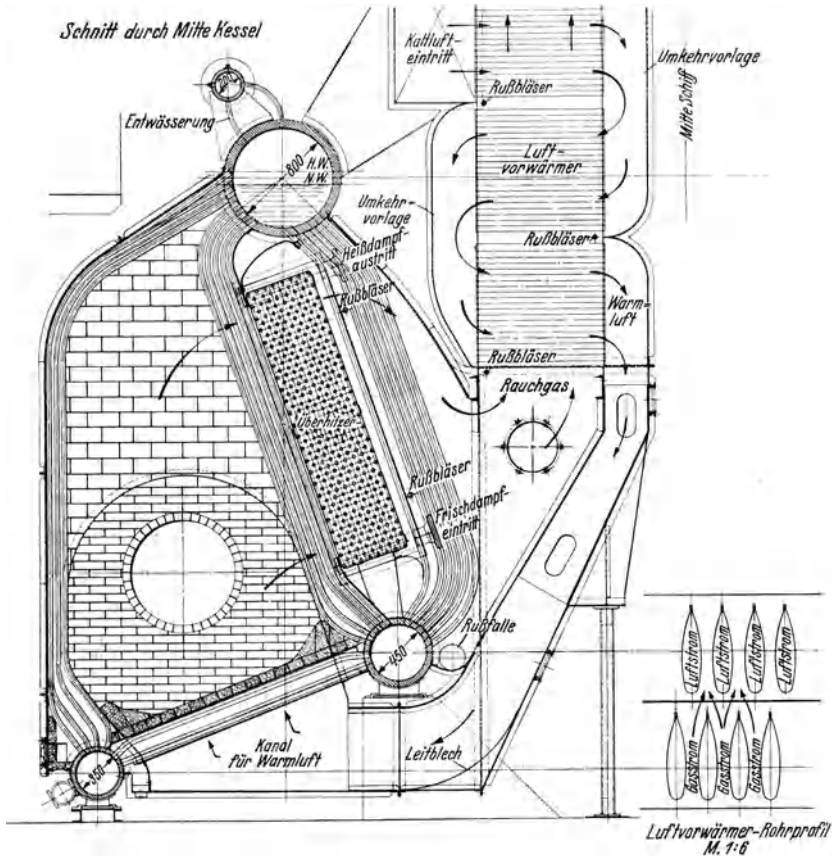


Abb. 169a. 70-atü-Dreitrommel-Einzugkessel des Ostpreußen-Dampfers Tannenberg für ~ 25 t/h Dampfleistung, Kesselheizfläche 300 m<sup>2</sup>, davon 25 m<sup>2</sup> Strahlungsheizfläche, Überhitzer 115 m<sup>2</sup>, Luftvorwärmer 600 m<sup>2</sup>, Überhitzungstemperatur 480° C. Man beachte, daß wegen der großen Leistungsfähigkeit der Saacke-Brenner nur wenige große Brenner benützt sind, und betrachte ferner das eigenartige Rohrprofil des Luftvorwärmers.

der Rückseite untergebracht sind. Der für rd. 375° C eingerichtete Überhitzer ist in den zweiten Zug eingebaut<sup>1</sup>.

In Abb. 169a ist ein für das Ostpreußenschiff „Tannenberg“ gebauter Wagner-Kessel<sup>2</sup> dargestellt. Der Kessel, der für 70 atü und

<sup>1</sup> Siehe auch Z. VDI 1930 S. 704.

<sup>2</sup> Hersteller: Wagner-Hochdruck-Dampfturbinen-AG., siehe auch Werft, Reed. Hafen 1934 Heft 12.

eine hohe Heizflächenbeanspruchung ( $D_h/H_K = 83 \text{ kg/m}^2, \text{h}$ ) eingerichtet ist, weist Ölfeuerung auf, wobei die Brenner an den ungekühlten Seitenwänden untergebracht sind. Die Vorderwand ist mit Wandkühlrohren ausgestattet. Am Kessel, der 3 Trommeln besitzt, ist die Berührungsheizfläche in 2 Bündel aufgeteilt, zwischen welche der Überhitzer in Zwischendeckbauart eingefügt ist. Der Rauchgasstrom durchsetzt aber die beiden Rohrbündel und den zwischenliegenden Überhitzer fast ohne Richtungsänderung, so daß der Wagner-Kessel als Einzugsessel anzusprechen ist. Es wird von der Erbauerin angegeben, daß die nahtlos

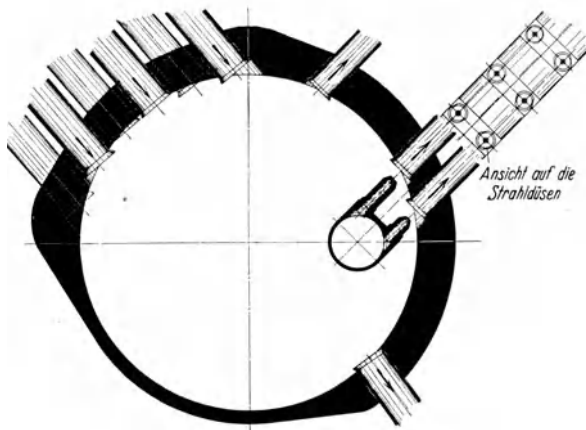


Abb. 169b. Rohreinführung in die Trommel mit zusätzlicher Speisewasserumlauf-Vorrichtung. System Wagner.

geschmiedeten Kesseltrommeln aus Molybdänstahl gefertigt sind, dessen Zerreißfestigkeit bei  $275^\circ \text{C}$   $45 \text{ kg/mm}^2$ , dessen Streckgrenze  $24 \text{ kg/mm}^2$  und dessen Dehnung 18 vH betragen. Für die Steig- und Fallrohre, welch letztere hier beheizt sind, sind nahtlose, kalt gezogene Molybdnstahlrohre mit einer Zerreißfestigkeit von  $38 \text{ kg/mm}^2$  und einer Dehnung von 20 vH angewandt. Sehr bemerkenswert ist, daß am Wagner-Kessel ähnlich wie beim Yarrow-Kessel die Rohre, obwohl sie gekrümmt sind, schräg zum Trommelumfang eingefügt sind (s. Abb. 169 b). Diese Abbildung läßt auch eine zusätzliche Kesselwasserumlaufvorrichtung für beschleunigtes Anheizen erkennen, wobei das Kesselwasser mit einer Pumpe durch Strahlrohre gedrückt wird.

Der in Abb. 170a dargestellte Doppelkessel, der für Schnellboote bestimmt ist und bei welchem auf besonders große Ausdampfllche gesehen wurde, ist nach den gleichen Grundsätzen aufgebaut. Er weist 5 Trommeln auf. Die 4 Saacke-Ölbrenner<sup>1</sup> von großer Leistungsfähigkeit sind an den beiden Stirnwänden untergebracht, wobei man diese Wände

<sup>1</sup> Siehe Abb. 79.

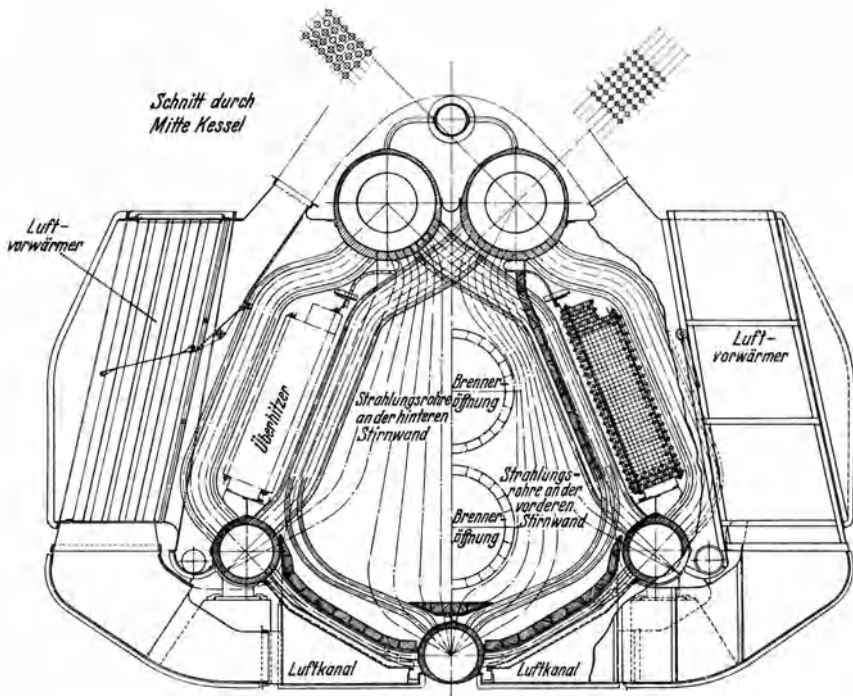


Abb. 170a. 80-atü-Fünftrommel-Einzug-Doppelkessel für Schnellboote. Kesselheizfläche 250 m<sup>2</sup>, davon Strahlungsheizfläche 24 m<sup>2</sup>, Überhitzer 90 m<sup>2</sup>, Luftvorwärmer 500 m<sup>2</sup>, Verbrennungsraum ~ 9 m<sup>3</sup>. Überhitzungstemperatur 470° C.

noch mit Wandkühlrohren ausgekleidet hat. Der Kessel besitzt außer hoher Heizflächenbeanspruchung ( $D_h/H_K = 150 \text{ kg/m}^2$ , h) einen sehr befriedigenden Wert der Breitendampfleistung.

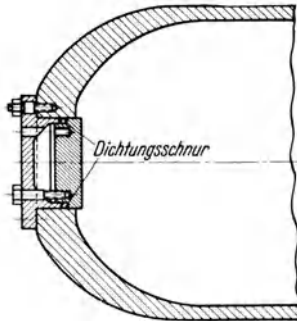


Abb. 170b. Sicherheitsverschluß für die Trommel-Mannlöcher bei den Wagner-Kesseln.

Abb. 170b zeigt noch den an diesen Wagner-Kesseln benützten kreisrunden Sicherheitsverschluß für die Trommel-Mannlöcher, wobei der Dampfdruck die Wirkung des Verschlusses unterstützt. Nach Angaben der Erbauerin besteht die Ausmauerung des Verbrennungsraumes aus sehr leichten Hohlsteinen, die hohe Isolierung bei großer Beständigkeit gegen Temperaturwechsel liefern sollen.

#### d) Teilkammer- und Steilrohrkessel für Höchstdruck.

Höchstdruckkessel lassen sich, wie die Erfahrungen an zahlreichen Stellen beweisen, in sehr zweckmäßiger und betriebstüchtiger Form

auch mit den üblichen Wasserrohrkesselbauarten, den Teilkammer- und Steilrohrkesseln, selbst bei zu 140 atü hinauf ausführen. Dieser Druckbereich reicht für fast alle Bedürfnisse der Technik, insbesondere für die Anforderungen der Kraftwerke aus<sup>1</sup>. Bei den höheren Drücken ist es allerdings hierbei dringend geboten, alle zur Verfügung stehenden Maßnahmen zu ergreifen, um den selbsttätigen, durch Auftrieb hervorgebrachten Wasserumlauf in diesen Wasserrohrkesseln so günstig und so kräftig als möglich zu gestalten. In Abb. 171 a und b sind Teilkammerkessel dargestellt, wie sie von Babcock-Wilcox und von der Combustion Engineering Co. in mehreren amerikanischen Kraftwerken mit Erfolg angewandt worden sind.

Eine sehr bemerkenswerte Neukonstruktion der amerikanischen Babcock-Wilcox-Werke zeigt die Abb. 171c. Die Feuerung, die mit an der Decke angeordneten Wirbelbrennern und flüssigem Schlackenab-

zug ausgestattet ist, weist zwei hintereinandergeschaltete Brennkammern auf, von denen die erste (dort sollen sich sehr hohe Temperatur einstellen) mit einer Schamotteauskleidung, die von mit angeschweißten Fingern versehenen Röhren („stud-tube“ genannt) getragen wird, umgeben ist, während der zweite Feuerraum, der zur Vervollständigung des Ausbrandes dient, mit Bailey-Platten ausgerüstet ist. Vor dem Schrägröhrbündel, das zur Erzielung eines guten Wasserumlaufes mit einer

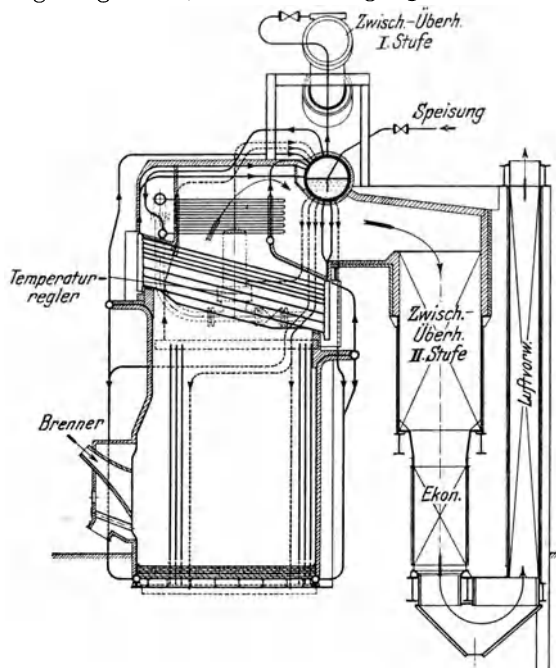


Abb. 171a. 100-atü-Hochdruck-Eintrommel-Einzug-Teilkammerkessel für 127 t/h Leistung mit durch Sattldampf und Rauchgase beheiztem Zwischenüberhitzer, Ekonomiser und Röhrenluftvorwärmer der Babcock & Wilcox Co., New York, im South Amboy-Kraftwerk in New Jersey. Baujahr 1929. Man beachte die Ausgestaltung des Feuerraums für flüssigen Schlackenabzug, die zur Verminderung des Schlackenansatzes dienende Ausbiegung von Röhren in der 1. Reihe des Schrägröhrbündels und die bei höheren Kesseldrücken meist angewandte Wärmeisolierung der Kesseltrommel (Trommelschutz).

<sup>1</sup> Da bei hohen Drücken die Verdampfungswärme  $r$  verhältnismäßig gering ist (256,4 kcal/kg bei 140 atü gegen 428,5 kcal/kg bei 30 atü), so läßt sich bei den Hochdruckkesseln mit kleiner Heizfläche des Kesselkörpers und mit wenig Zügen, unter Umständen sogar mit nur einem Zug das Auskommen finden.

sehr hoch gelegenen Obertrommel verbunden ist, befindet sich ein Schlackenschirm („dust-screen“). Oberhalb der Kesselrohre liegen in zwei parallelen Zügen Überhitzer und ein Schlangenrohr-Eko, der als Verdampfungs-

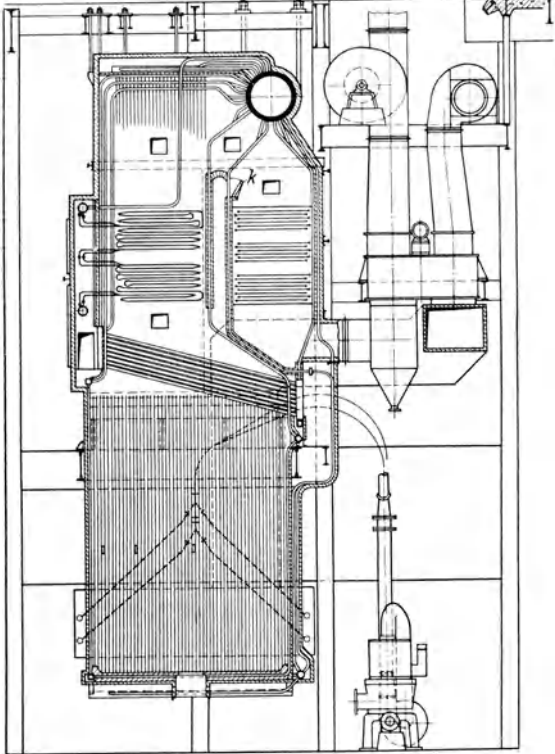


Abb. 171b. Hochdruck - Eintrommel - Einzug Teilammerkessel der Combustion Engineering mit einer Stundenleistung von 227 t/h Dampf von 100 at und 482° C. Man beachte den zur Verstärkung des Wasserumlaufs dienenden großen Höhenunterschied zwischen Obertrommel und tief liegendem Kesselrohrbündel, den eigenartigen Einbau des Überhitzers und des Ekos in den Raum zwischen Obertrommel und Kesselrohrbündel, die Anwendung einer Rauchgasumleitungsclappe *k* zum Zwecke der Regelung der Überhitzungstemperatur und die Anfügung des Ljungström-Luvos am Ende der Kesselanlage.

ten Verbindungsrohre zum Überhitzer-Eintrittskasten und die besondere Anordnung des Erstüberhitzers und des Zwischenüberhitzers, die beide entwässerbar sind. Man beachte ferner die tiefe Lage des Rohrbündels gegenüber der Obertrommel; diese Anordnung, die auch in neueren amerikanischen Anlagen viel angewendet wird<sup>1</sup>, zielt vor allem darauf hin, den bei Hochdruck herabgeminderten Wasser-

Eko ausgebildet ist. Darüber befindet sich noch ein über beide Züge reichender Schlangenrohr-Eko. Die vor dem Röhrenlufterhitzer angeordneten Drehklappen gestatten eine gute Regelung der Überhitzungstemperatur, besonders beim Anfahren. Nachdem die Verbrennungsgase den untersten Punkt der U-Flamme überschritten haben, steigen sie fortgesetzt aufwärts und durchstreichen in einem einzigen Zuge die gesamte Kesselanlage.

Steinmüller hat einen Höchstdruck-Teilammerkessel für 125 atü gebaut (s. Abb.172), der ungewellte Teilammerkammern, also fluchtende Rohrgassen besitzt. Bemerkenswert an diesem Kessel sind unter anderem noch die unbeheizten Fallrohre, die über die ganze Dampfsammlerbreite verteil-

<sup>1</sup> Siehe Abb. 171 b, 171c und Combustion, Mai 1936.

umlauf zu verbessern. Abb. 173 zeigt den von Borsig für das 120-atü-Kraftwerk der Ilse-Bergbau-AG. gebauten Dreizug-Steilrohrkessel mit

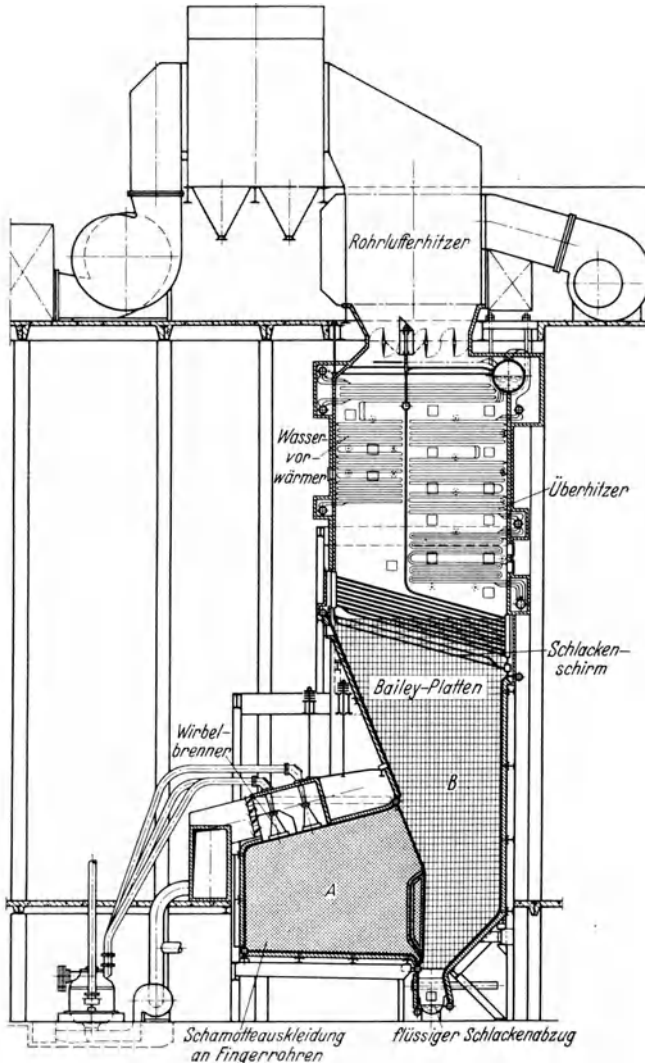


Abb. 171c. Hochdruck-Eintrommel-Einzug-Teilammerkessel der amerikanischen Babcock & Wilcox-Werke mit zwei hintereinandergeschalteten Brennkammern. Man beachte die Hintereinanderschaltung von 2 Brennkammern einer wenig gekühlten Kammer A und einer stark gekühlten Nachverbrennungskammer B, den flüssigen Schlackenabzug, den Schlackenschirm unter dem Schrägrohrbündel, die Zweiteilung des Rauchgasstroms mittels einer besonderen Mittelrohrreihe oberhalb des Rohrbündels, womit Temperaturüberhitzungsregelung möglich.

Völcker-Rohbraunkohlenfeuerung. Die geschmiedeten Trommeln, die durch Drahtseile am Kesselgerüst aufgehängt sind und durch Isolierung



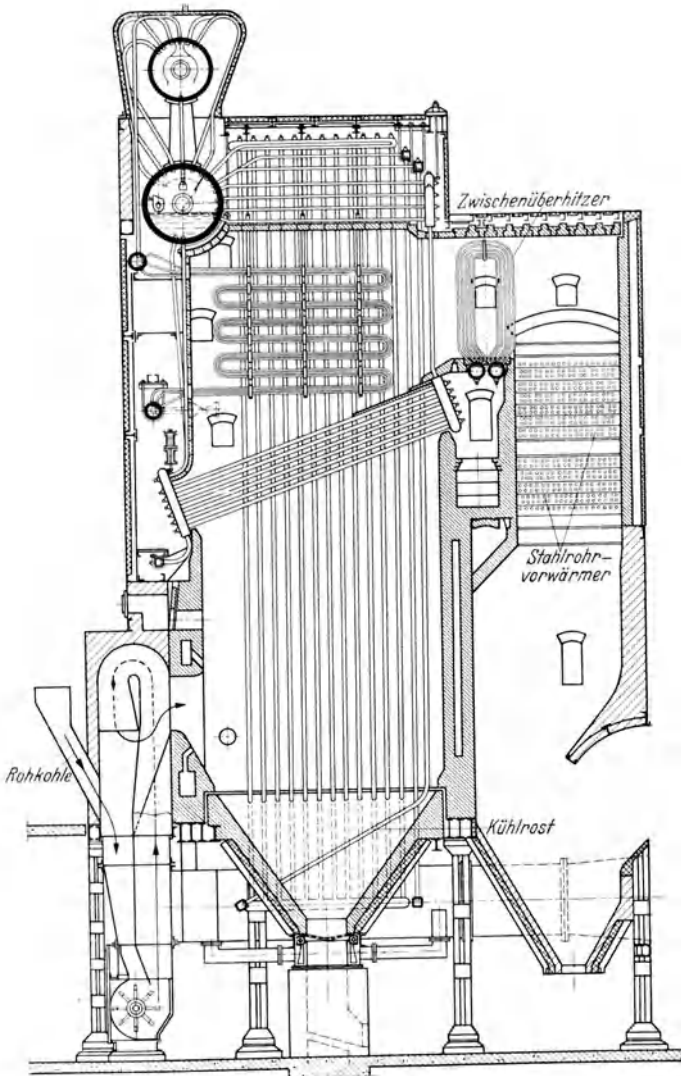


Abb. 172. 125-atü-Steinmüller-Höchst-Druck-Eintrommel-Einzug-Teilkammerkessel mit geraden Teilkammern und kaltliegenden Fallrohren für 32/40 t/h Dampfleistung bei 460° C Überhitzung mit Krämer-Mühlenfeuerung. Kesselheizfläche 240 m<sup>2</sup>. Baujahr 1935/36. Man beachte die Mühlenfeuerung mit ihrem Staubsichter, den Kühlrost, den Nachverbrennungsrost am tiefsten Ende des Feuerraums, den zur Förderung des Wasserlaufes angewendeten großen Höhenunterschied zwischen Obertrommel und Rohrbündel, welches letzteres mit geraden Teilkammern ausgestattet ist, die sehr zweckmäßige Rauchgasführung, den stehenden Zwischenüberhitzer und den Stahlrohr-Vorwärmer.

gegen Beheizung geschützt sein müssen, sind zur Verringerung der Wandstärke — bei großer Dicke der Wand entstehen zusätzliche Wärmespannungen — aus 5-vH-Nickelstahl hergestellt. Bei den Wasserrohren

von 60/47 mm, die aus Kruppschem Izett-II-Stahl, also aus einem unlegierten Baustoff gefertigt sind, ist ein Teil, der als Fallrohre wirken soll, kalt gelegt und durch Abmauerung der Beheizung entzogen. Der Überhitzer, hergestellt aus Stahlrohren von 30/23,5 mm, liegt hinter

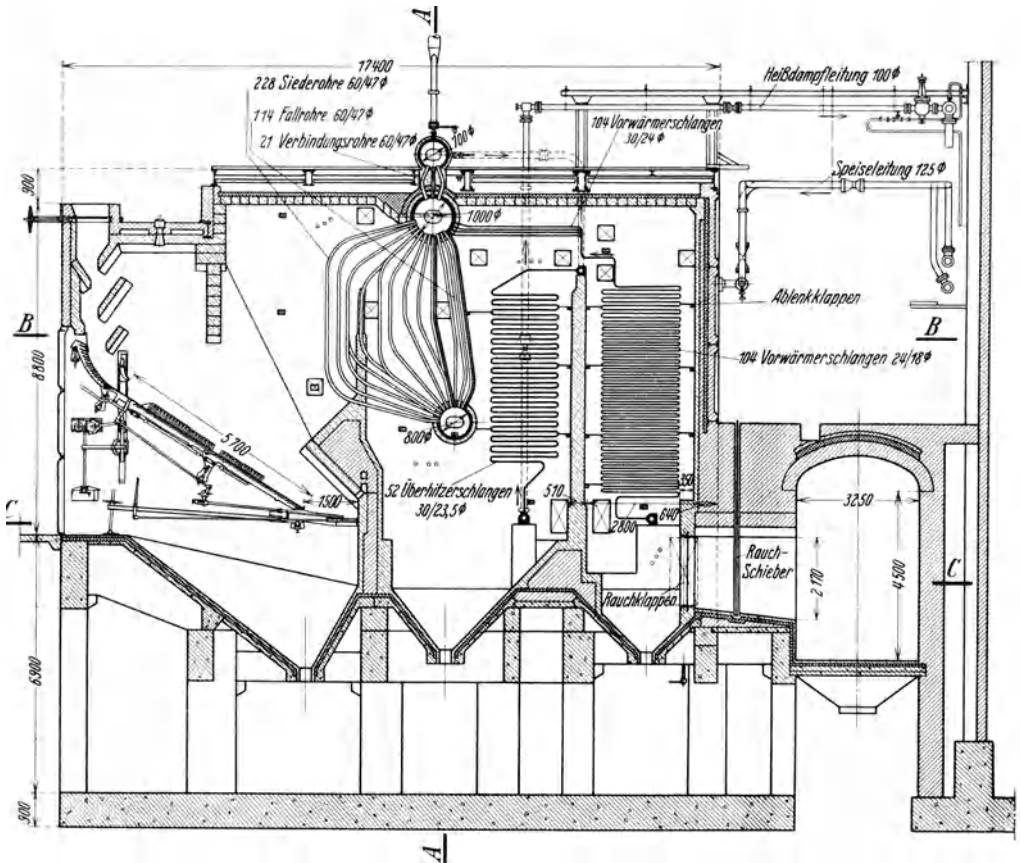


Abb. 173. 120-atm-Hochdruck-Zweitrommel-Zweizug-Steilrohrkessel von Borsig für das Kraftwerk Renate der Braunkohlengrube Ilse mit 32 t/h Dampfleistung.

Kesselheizfläche 240 m<sup>2</sup>, Überhitzer 330 m<sup>2</sup>, Vorwärmer 1250 m<sup>2</sup>, Rostfläche 43,2 m<sup>2</sup>. Man beachte die Ausbildung der Braunkohlenvorfeuerung mit Gewölbeeinbauten und großen Feuerraum, die kaltliegenden Fallrohre, den hinter dem Kessel gelegenen Überhitzer mit einer tief- und hochgelegenen Sammelkammer und den Stahlrohrvorwärmer.

dem Kesselkörper. Es folgt dann noch ein Schlangenrohrvorwärmer, der zur Verdampfung herangezogen wird. Als Beispiel sei ferner erwähnt der soeben in Mannheim als 4. Einheit aufgestellte Wood-Kessel, der von der Kohlenscheidungs-gesellschaft Berlin erstellt wird und Magerkohle in einer Staubfeuerung zu verarbeiten hat. Er ist mit zwei hintereinander geschalteten Luftvorwärmern ausgestattet, wobei ein Teil der Verbrennungsluft sogar bis auf 600° C vorgewärmt werden soll, um

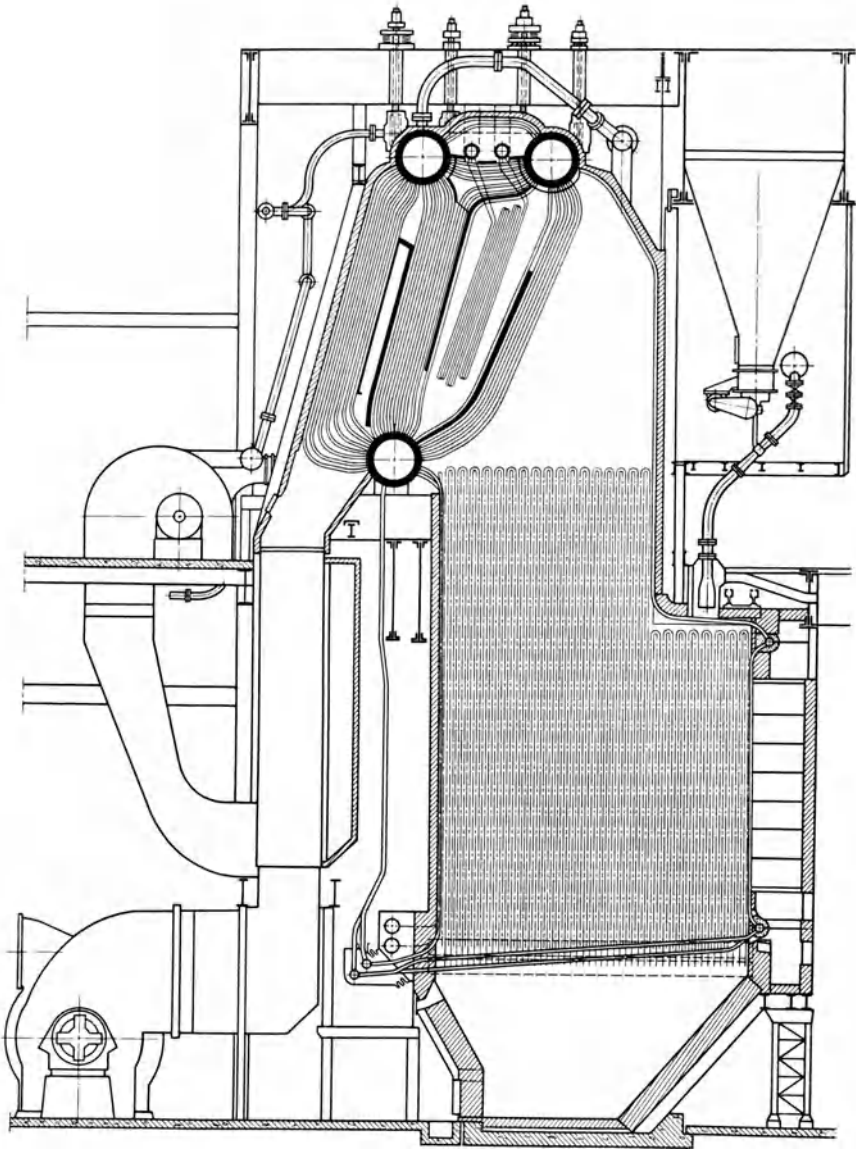


Abb. 174. 97-atü-Hochdruck-Dreitrommel-Vierzug-Dreitrommelzug-Steilrohrkessel des Kraftwerkes Port-Washington mit 312 t/h Dampfleistung.  
 Kesselheizfläche 4180 m<sup>2</sup>, Strahlungsheizfläche 716 m<sup>2</sup>, zwei Luftheritzer mit je 5620 m<sup>2</sup>, Überhitzung 440° C. Man beachte den ungewöhnlich hohen und stark gekühlten Feuerraum mit U-Flamme und die Verwendung von 4 Zügen.

trotz der bei dem Wood-Kessel vorhandenen starken Kühlung des Feuerraumes noch eine möglichst vollständige Verbrennung des Magerstaubes zu erzielen. Abb. 174 gibt weiter den 1935 in Betrieb genommenen

Steilrohrkessel des Kraftwerkes Port-Washington-Milwaukee für rd. 100 atü und  $D_h = 312 \text{ t/h}$  wieder.

### 3. Sonderbauarten.

#### a) Sonderbauarten für Wasserdampf.

$\alpha$ ) Der Atmos-Kessel ist ein Kessel, welcher bewegte Verdampferrohre besitzt. Es besteht in seiner neuen Form aus mehreren sich

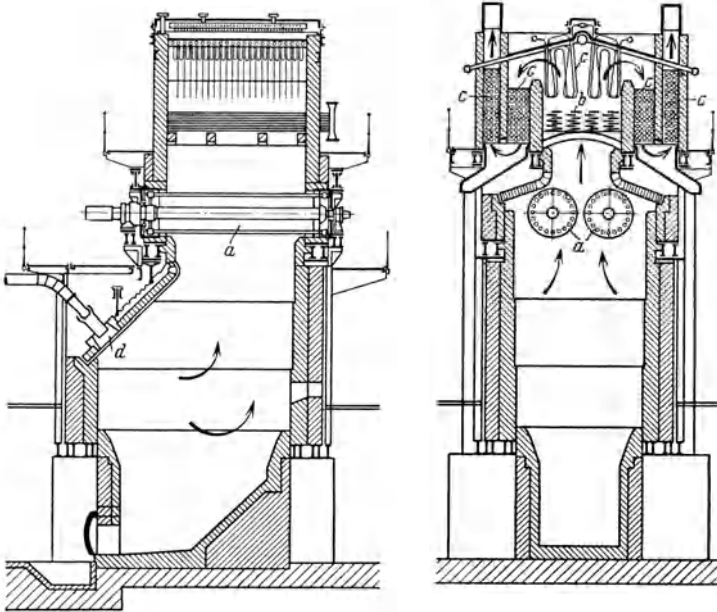


Abb. 175 a. Atmos-Kessel für 110 atü und 10/14 t/h Dampfleistung.

*a* Käfigrotoren mit 46 m<sup>2</sup> Heizfläche; *b* Überhitzer; *c* Rauchgasvorwärmer; *d* Kohlenstaubbrenner.

drehenden Käfigen, von welchen jeder ein Bündel von waagrechten Rohren aufweist. Die Käfige (Rotoren), die mit etwa 20 bis 30 Umdrehungen in der Minute bewegt werden, sind mit einem Mittelrohr von rd. 300 mm lichter Weite versehen, wodurch das Speisewasser zugeführt und der erzeugte Dampf entnommen wird. Mit entsprechenden Reguliereinrichtungen wird der Wasserspiegel, der bei der jetzt angewendeten niedrigen Drehzahl annähernd waagrecht bleibt, im Betrieb auf Höhe der Drehachse gehalten. Die Wasserrohre der Käfige sind unter Umständen, was nützlich sein kann, mit Ketten versehen, die bei der Bewegung der Rotoren den Kesselstein im Innern der Rohre abschaben sollen. Der Atmos-Kessel verlangt aber, obwohl sich wegen der Drehung des Käfiges durch das mitgenommene Wasser innerhalb der Wasserrohre eine ziemlich große Ausdampffläche bildet, doch gut gereinigtes

Wasser. Es wird angegeben, daß man zweckmäßig die Vorwärmung des Speisewassers im Eko gerade bis zur Siedetemperatur vornimmt,

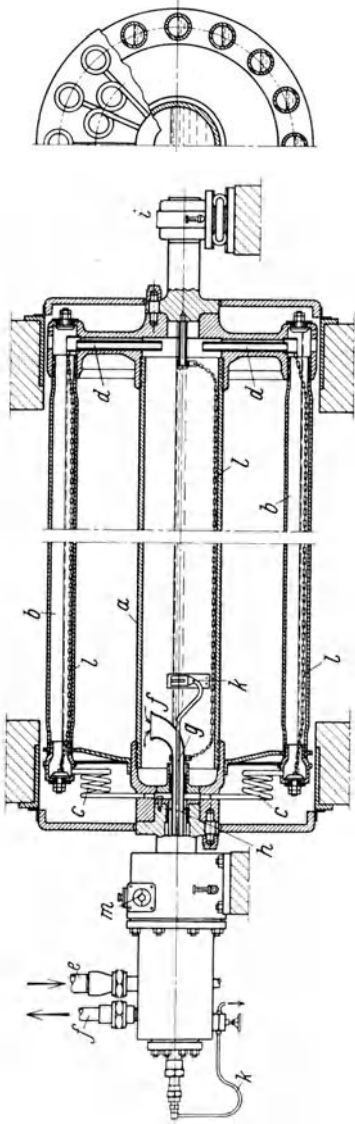


Abb. 175b. Längsschnitt des Käfigrotors.  
*a* Mittelrohr, *b* äußere Käfigrohre, *c, d* Verbindungsrohre zu den äußeren Käfigrohren, *e* Speisewassereintritt, *f, h* Dampfaustritt zum Überhitzer, *g, k* zum Speiseregler, *i* Kugellager (verschiebbar), *l* Kratzketten, *m* Antriebswelle für den Rotor.

um im Käfig nur die bei hohem Druck bereits recht gering gewordene Verdampfungswärme zuführen zu müssen. Der Atmos-Kessel ist in Schweden und im Elsaß mehrfach ausgeführt worden.

Umlaufende Kessel sind auch von Vorkauf<sup>1</sup> und von Hüttner angegeben worden.

β) Der Schmidt-Hartmann-Kessel (s. Abb. 176a und b) ist zu den mittelbaren (indirekten) Dampferzeugern zu rechnen, die als besonders geeignet für Verarbeitung von Speisewasser mit ungünstiger Beschaffenheit angesprochen werden können. Nach Kehrer<sup>2</sup> besteht der Grundgedanke dieses Kessels darin, daß die von der Feuerung erzeugte Wärme nicht unmittelbar an das Speisewasser, sondern erst an stein- und gasfreies Heizwasser eines Vorkreislaufes übertragen wird, wobei der aus diesem Heizwasser entstehende Dampf die aufgenommene Wärme in einer abseits gelegenen Trommel durch Heizflächen an das Speisewasser übermittelt. Das durch die Rauchgase beheizte Rohrbündel *a* der Abb. 176a stellt zusammen mit der kleinen Zwischentrommel *b*, den Steigrohren *f*, den Rücklaufrohren *h* und den in der großen Trommel *e* liegenden Verdampferschlangen *g* den Vorkreislauf (Primärsystem) dar, in welchem durch Auftrieb und Verdampfung ein natürlicher

Wasserumlauf unterhalten wird. Das Speisewasser, das kalt oder vorgewärmt sein kann, bleibt innerhalb der Trommelle und wird dort mit der vom Vorkreislauf kommenden Wärme verdampft. Nach Angabe von Kehrer

<sup>1</sup> Siehe Wärme 1932 S. 477.

<sup>2</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1934 S. 72.

hat man in einer Versuchsanlage im I.G.-Werk Bitterfeld die Laugenkonzentration in der Verdampfungstrommel bis zu einer Natronzahl von 5000 (6000 nach Gramberg) treiben lassen können, ohne daß ein Spucken des Kessels aufgetreten wäre. Zu berücksichtigen ist, daß der Vorkreislauf, in welchem sich nur Naßdampf befindet, wegen des für die Wärmeübertragung an das Speisewasser notwendigen Temperaturgefälles mit einem Druck arbeiten muß, der je nach Kesselleistung 30 bis 50 atü über dem in der Verdampfungstrommel *e* herrschenden Betriebsdruck liegt<sup>1</sup>. Der Schmidt-Hartmann-Kessel ist an verschiedenen Stellen auch auf Schiffen und Lokomotiven mit großem Erfolg angewendet worden.

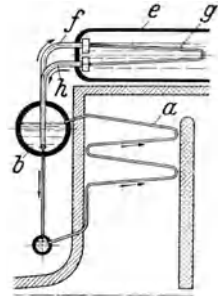


Abb. 176 a.

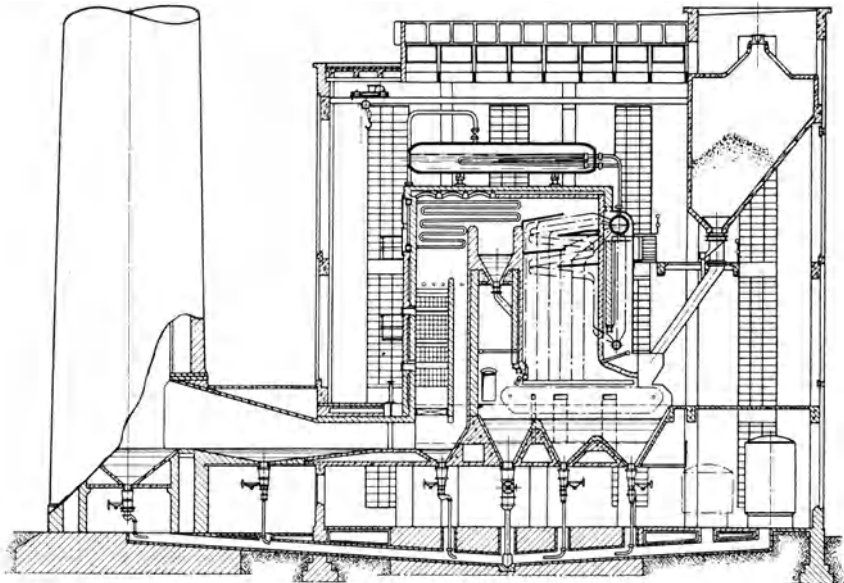


Abb. 176 b.

Abb. 176 a. Schematische Darstellung des Schmidt-Hartmann-Verfahrens mit Vorlauf- und Verdampferbündel.

*a* Rauchgasbeheiztes Vorlaufbündel, *b* obere Zwischentrommel, *c* Kurzschlußrohr, *d* untere Zwischentrommel, *e* Verdampferstrommel, *f* Dampfzuführrohre des Vorkreislaufs, *g* Verdampferschlangen, *h* Rücklaufrohre.

Abb. 176 b. Schmidt-Hartmann-Einzugessel für 9 t/h Dampfleistung, 100 atü Dampfdruck im Vorlaufbündel und 36 atü Betriebsdampfdruck, Heißdampf Temperatur 425° C, gasgeführte Heizfläche 95 m<sup>2</sup>, Verdampferheizfläche 36 m<sup>2</sup>. Man beachte den hohen Feuerraum, die Ausbildung der Rohre des Vorlaufbündels, die Anordnung der Hauptverdampferkesselstrommel auf der Kesseldecke.

<sup>1</sup> Sollten im Vorkreislauf infolge von Undichtigkeiten Wasserverluste auftreten, so können diese aus einem Nachspeisebehälter, der wahlweise mit dem Vorkreislauf oder mit dem Dampfraum der Trommel *e* (so daß Dampf kondensiert) verbunden werden kann, ausgeglichen werden (siehe Wärme 1935 S. 611).

γ) Der Löffler-Kessel, gleichfalls ein mittelbarer Dampferzeuger, ist (s. Abb. 177) so eingerichtet, daß mit der von der Feuerung erzeugten Wärme nur Überhitzer beheizt werden, in welchen Dampf vom Naßdampfzustand bis auf hohe Überhitzungstemperatur gebracht wird. Ein Teil dieses überhitzten Dampfes geht als Nutzdampf in das Netz, während der größte Teil, etwa  $\frac{2}{3}$ , als Umlaufdampf, in eine abseits gelegene Verdampfungstrommel geleitet wird, wo die Überhitzungswärme zur Verdampfung des in diese Trommel eingeführten Speisewassers dient. Der Löffler-Kessel verlangt zu seinem Betrieb für die Bewegung des von der Verdampfungstrommel kommenden Sattdampfes durch den Überhitzer hindurch eine besondere Umwälzpumpe (Kolben- oder Kreiselmachine), deren Kraftbedarf bis zu rd. 4 vH des nutzbar abgegebenen Dampfes betragen soll. Die Notwendigkeit einer solchen Umwälzpumpe hat zur Folge, daß der Kessel nur für höheren Druck anwendbar ist. Eingehende Versuche, die von der I.G.-Farbenindustrie mit sehr ungünstigem Speisewasser (Mainwasser) am Löffler-Kessel durchge-

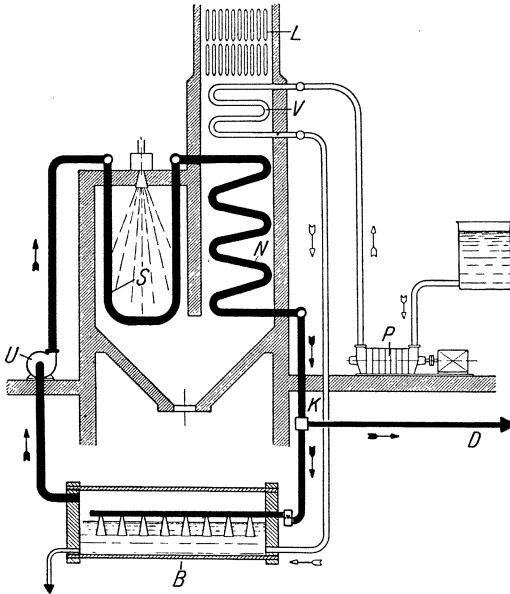


Abb. 177. Schematische Darstellung des Löffler-Verfahrens.

B Verdampferstrommel; D Leitung zur Turbine; K Abzweigstück; L Luftvorwärmer; N zweite Stufe des Überhitzers; P Speisepumpe; S erste Stufe des Überhitzers; U Dampfumwälzpumpe; V Economiser.

führt wurden, hatten zum Ergebnis, daß solche Kessel für 2 neue Kraftwerke beschafft wurden. Die Abb. 178a stellt einen der daraufhin im I.G.-Werk Höchst am Main erstellten MAN-Löffler-Kessel dar. Der Kessel, der mit Strahlungsüberhitzer, Berührungsnachüberhitzer, Speisewasservorwärmer und Ljungström-Lufterhitzer ausgestattet ist, hat eine Stundendampfmenge von  $D_h = 45 \text{ t/h}$  zu liefern.

δ) Der Benson-SSW-Kessel, der in England erfunden, von den SSW aber erst lebensfähig gemacht wurde, arbeitete bis vor kurzem mit dem kritischen Druck (225 ata). Man legte entscheidenden Wert darauf, gerade den kritischen Druck anzuwenden, um die Tatsache auszunützen, daß bei diesem ausgezeichneten Druck das siedende Wasser und der daraus entstehende trockengesättigte Dampf das gleiche

spez. Volumen ( $v' = v'' = 3,1 \text{ dm}^3/\text{kg}$ ) aufweisen, so daß also die Dampfbildung hier ohne Volumenvergrößerung vor sich geht. Der Erfinder

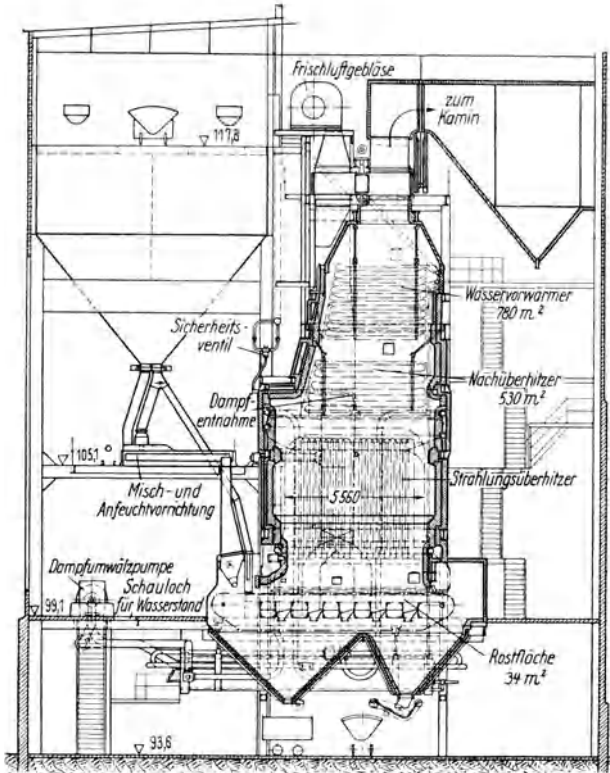


Abb. 178a. Löffler-Kessel für 45 t/h Dampferzeugung bei 120 at und  $500^\circ \text{C}$  im Vorschalt-Kraftwerk der I.G.-Farben in Höchst, Bauart MAN. Unterwind-Zonen-Wanderrost mit  $34 \text{ m}^2$  Rostfläche, Strahlungsüberhitzer, Nachüberhitzer  $530 \text{ m}^2$ , Wasservorwärmer  $780 \text{ m}^2$ , Ljungström-Luftvorwärmer, Verdampfertrommel 1200 mm Durchmesser, 10000 mm lang. Man beachte die günstige und zweckmäßige Rauchgasführung, den Strahlungsüberhitzer, den Nachüberhitzer, die Misch- und Anfeuchtvorrichtung für die dem Zonenwanderrost zugeführte Kohle, die staubfreie Schlackenabfuhrvorrichtung am hinteren Aschenbunker und den Ljungström-Luftvorwärmer.

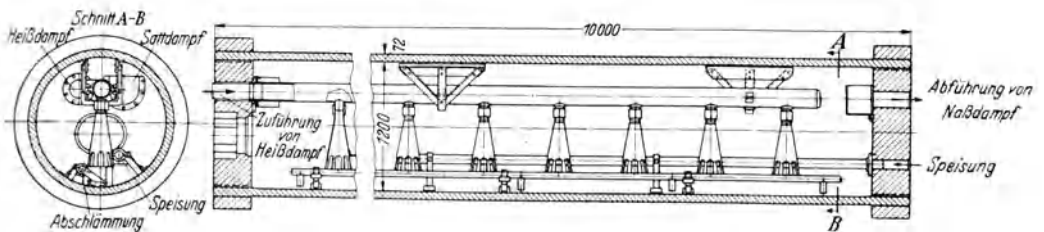


Abb. 178b. Verdampfertrommel des Löffler-Kessels in Höchst.

zog daraus den Schluß, daß man bei Anwendung des kritischen Druckes auf die sonst üblichen Trommeln zur Trennung von Wasser und Dampf



verzichten und das Auskommen mit einem lediglich aus Rohrschlangen bestehenden Verdampfer finden kann. Der Benson-Kessel (s. Abb. 179a) ist deshalb als Rohrverdampfer ausgebildet; er besteht nur aus Rohrbündeln, welche an Sammelkammern (letztere dienen zugleich zur Entschlammung) angeschlossen sind. Abb. 179a enthält ein Schaltbild der Wasser- und Dampfführung eines mit Kohlenstaubfeuerung versehenen Benson-Versuchskessels. Das Speisewasser, das mit 230 atü (überkritisch) und  $100^{\circ}\text{C}$  eingepreßt wird, durchströmt zuerst den von heißeren Rauchgasen bespülten „Vorwärmer I“, hierauf den in einer kälteren Rauchgaszone liegenden „Vorwärmer II“, wobei sich seine Temperatur auf rd.  $250^{\circ}$  steigert. Alsdann tritt das Wasser in den von

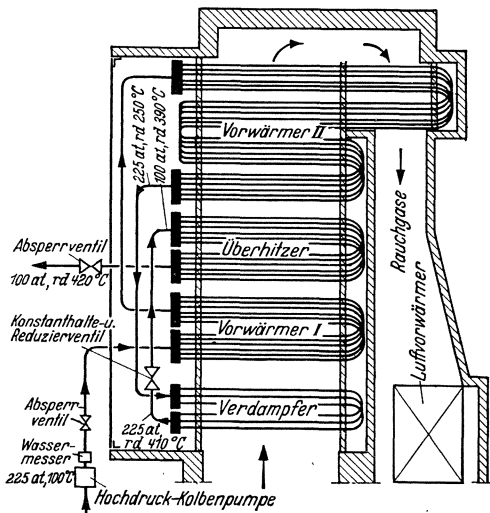


Abb. 179a. Schema der Wasser- und Dampfführung in einem Benson-Versuchskessel der älteren Bauart.

den heißesten Rauchgasen bestrichenen und der Flammenstrahlung ausgesetzten „Erhitzer und Verdampfer“ ein, in welchem bei unverändertem Druck die kritische Temperatur erreicht wird, das Wasser in Dampf übergeführt und letzterer noch mäßig überhitzt wird. Man bestimmt hier mit Thermometern die Höhe der Dampfendtemperatur, da man auf diese einfache Weise zugleich Aufschluß über die richtige Anpassung der Speisewasserzuführung an den eingestellten Grad der Beheizung erhält. Hinter dem Erhitzer folgt ein selbsttätig gesteuertes

Überströmventil, das für die Aufrechterhaltung des kritischen Druckes im Erhitzer sorgt und außerdem die Drosselung auf den Druck, der für den abzugebenden Dampf gewünscht wird, vornimmt. Der gedrosselte Dampf durchströmt noch einen „Überhitzer“ zwischen den beiden Vorwärmern, wo er die notwendige Endtemperatur (400 bis  $500^{\circ}\text{C}$ ) erhält. Für die weitgehende Ausnützung der Rauchgase ist am Ende des Rauchgasweges noch ein Luftvorwärmer vorgesehen. Beim ersten Versuchskessel wandte man eine Drosselung bis auf 100 atü herunter an. Da jedoch jede Drosselung einen Verlust an Wärmegefälle für die nachgeschaltete Dampfturbine bedeutet, so wurde die Drosselung bei den späteren Ausführungen verringert; der Enddruck wurde auf 120, dann auf 180 und zuletzt auf 200 atü erhöht.

In Abb. 179b ist der von SSW für Langerbrügge (Belgien) gebaute Benson-Kessel für 200 atü und 100/130 t/h dargestellt. Er ist in Turmform gestaltet und besitzt ein Dach, da er nicht innerhalb eines Kesselhauses, sondern zur Verminderung von Gebäudekosten im Freien aufgestellt wurde (Freiluftanlage). Die Brennkammer wird durch die schlangenförmig gewundenen, 28 parallelen Rohrstränge des „Verdampfers“ und des „Strahlungsüberhitzers“, die mittels hochfeuerbeständiger Gußplatten am Kesseltraggerüst befestigt sind, gebildet. An der Decke der Brennkammer sitzen die Kohlenstaubbrenner, so daß also die Flamme von oben nach unten gerichtet ist. Nach der unteren Umkehrstelle durchströmen die Rauchgase in 2 parallel arbeitenden Steigzügen den Vorwärmer I, einen Überhitzer, den Vorwärmer II und einen Ljungström-Luftvorwärmer

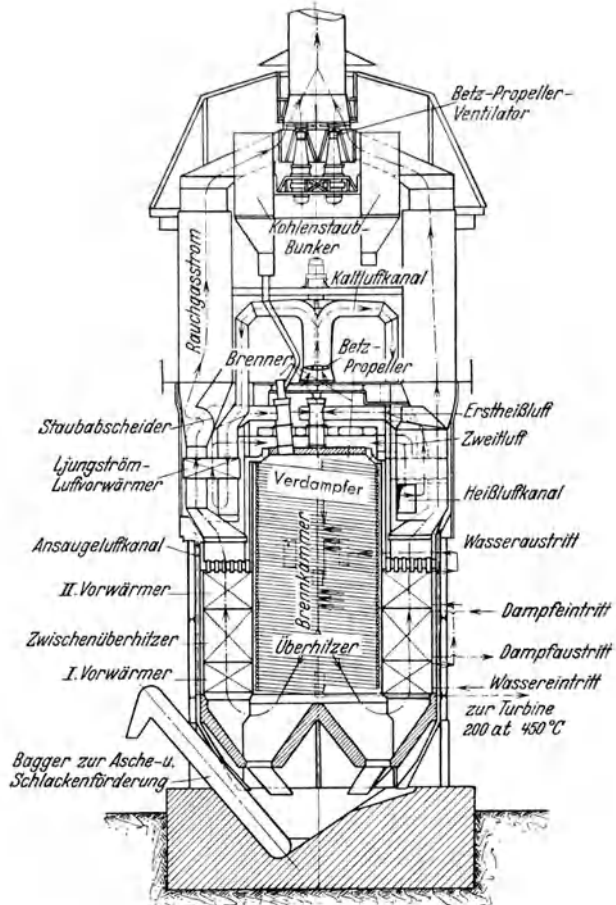


Abb. 179 b. 200-atü-Siemens-Schuckert-Benson-Kessel für 100/130 t/h Dampferzeugung für Langerbrügge.

Feuerraumvolumen 325 m<sup>3</sup>; Verdampfer und Überhitzer 502 m<sup>2</sup> Heizfläche, Rohre 28/43 mm Durchmesser; Vorwärmer 872 m<sup>2</sup> Heizfläche; 8 Kohlenstaubbrenner; Zwischenhitzer 632 m<sup>2</sup> Heizfläche; 4 Ljungström-Luftvorwärmer 2200 m<sup>2</sup> Heizfläche.

und einen Blechschornstein ins Freie geführt werden. Zur Erzeugung der nötigen Zugstärke dienen Betz-Propeller. Die Rohre von 43/34,6 mm sind aus 3-vH-Nickelstahl gefertigt und durch Schweißung zu den nötigen Längen zusammengefügt. Die außenliegenden Stahlsammelkammern besitzen Rohrstümpfe, an welche die Rohre ihrerseits angeschweißt sind.

Der Benson-Kessel ist nach Münzinger als Zwangdurchlaufkessel zu bezeichnen. Die Speisepumpe drückt in die beheizten Rohrschlangen stets nur so viel Wasser ein, als augenblicklich in diesen Rohren verdampft wird. Der Kessel hat unter allen Bauarten wohl den kleinsten Wasserinhalt. Das Anfahren des Kessels nimmt nur 15 bis 20 min in Anspruch. Das Speisewasser soll Kondensat mit geringer Alkalität sein. Bei der Dampfbildung im Verdampfer werden die im Wasser enthaltenen Steinbildner und Salze nur zum Teil von dem abziehenden Dampf mitgenommen; der Rest setzt sich in den Rohrschlangen ab. Es gelingt jedoch, durch Durchspülung diesen Niederschlag zu entfernen.

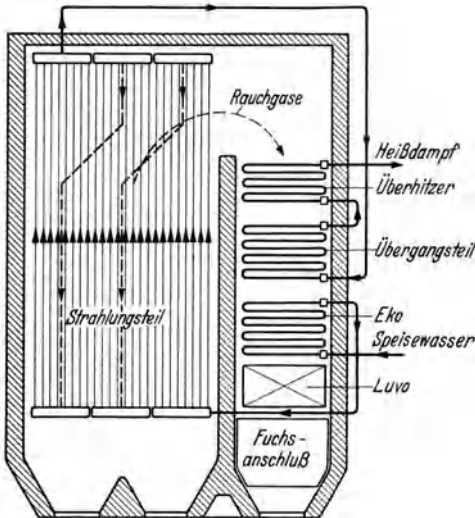


Abb. 180. Wasser- und Dampfführung in den Benson-Kesseln der neueren Bauart. Man beachte die Lage des als Übergangsteils bezeichneten Verdampfers in einem Gebiete niedriger Rauchgastemperaturen.

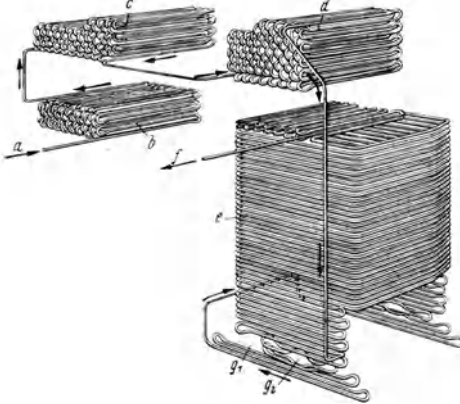


Abb. 181. Rohrleitung beim Sulzer-Einrohrkessel der Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich. Dampferzeugung 18 t/h, Gesamtheizfläche 500 m<sup>2</sup>. a Speisewassereintritt, b, c Vorwärmszone, d an dieser Stelle findet bereits namhafte Verdampfung statt, e Strahlungsheizfläche, f Austritt des überhitzten Dampfes, g<sub>1</sub>, g<sub>2</sub> Aussparungen im Mauerwerk für Schaulöcher. Der Deutlichkeit wegen ist nur ein Heizrohr gezeichnet, in Wirklichkeit hat der Kessel deren zwei.

Man hat nun die Erkenntnis gewonnen, daß der Betrieb des Benson-Kessels auch mit unterkritischen Drücken durchführbar ist. Die SSW, Borsig und die Dürr-Werke richten deshalb jetzt die Benson-Kessel für Betrieb mit unterkritischen Drücken ohne Benützung von Drosselung ein und wenden dabei „Gleitdruckregelung“ an. Der Dampfdruck im Kessel wird zur Erzielung des kleinsten Speisepumpenkraftaufwandes und der höchsten Wirtschaftlichkeit der aus Kessel und Maschine bestehenden Gesamtanlage stets der jeweiligen Maschinenbelastung angepaßt (rd. 200 atü bei Höchstlast, dagegen nur 50 atü bei Kleinstlast). Diese Maßnahme, die als sehr wertvolle Neuerung anzusehen ist, wird

paßt (rd. 200 atü bei Höchstlast, dagegen nur 50 atü bei Kleinstlast). Diese Maßnahme, die als sehr wertvolle Neuerung anzusehen ist, wird

zu einer größeren Anwendung des Benson-Kessels Anlaß geben. Man hat auch neue Schaltungen und Anordnungen der verschiedenen Kessel- und Vorwärmerheizflächen im Rauchgasstrom entwickelt, die eine größere Schonung der Rohrschlangen ermöglichen<sup>1</sup>. Abb. 180 zeigt die neuerdings angewandte Art der Wasser- und Dampfführung. Während bei der älteren Anordnung der Abb. 179a die Rohrschlange, in der sich der Dampf wirklich bildet, d. i. der Verdampfer, den heißesten Rauchgasen ausgesetzt, also am stärksten beheizt war, strebt man jetzt beim Benson-Kessel an, die Dampfbildungszone, vor allem aber das mit starker Kesselsteinausscheidung verbundene Gebiet von etwa  $x=0,7$  bis  $x=1$  für alle möglichen Belastungsverhältnisse in ein schwachbeheiztes Rohrbündel, nämlich in den „Übergangsteil“ (s. Abb. 180) zu verlegen.

ε) Der Sulzer-Einrohrkessel, ein trommelloser Rohrverdampfer, der dem Benson-Kessel ähnlich und gleichfalls zu den

Zwangdurchlaufkesseln zu rechnen ist, weist (s. Schaltungsbild 181)<sup>2</sup> die Besonderheit auf, daß hier ein durchgehendes Rohr von ungewöhnlicher Länge (z. B. in einem Anwendungsfall über 1300 m) sich über den Vorwärmer, über den Verdampfer und über den Überhitzer erstreckt. Der Druckabfall beträgt dabei an einem ausgeführten Einrohrkessel für  $p = 100$  at,  $t_{ii} = 400^\circ \text{C}$  und  $D_h = 7,5$  t/h rd. 30 at. Die Geschwindigkeiten im Rohr lagen dabei in der Vorwärmungszone, wo nur Wasser

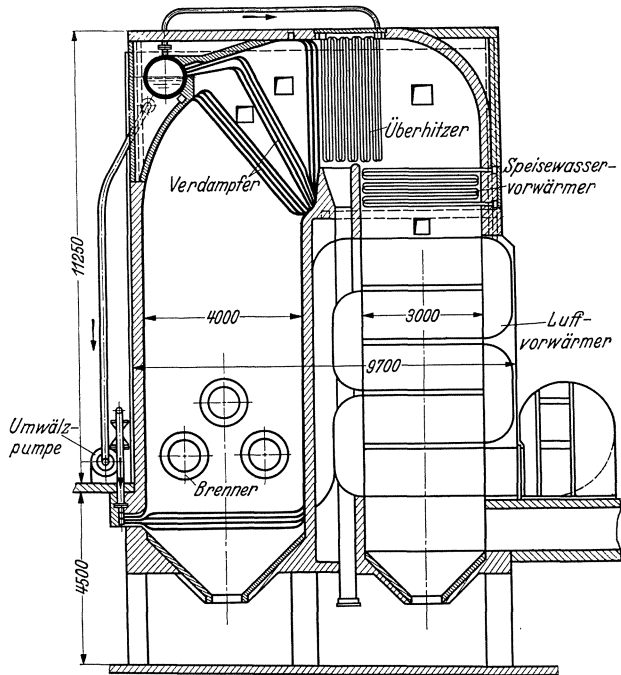


Abb. 182. 100-atü-L a M o n t - Einzugkessel für 75 t/h Leistung. Verdampferheizfläche 660 m<sup>2</sup>; Überhitzer 470 m<sup>2</sup>; Economiserr 252 m<sup>2</sup>; Luftvorwärmer 3800 m<sup>2</sup>. Feuerraumbelastung 240 000 kcal/m<sup>2</sup>, h; umgepumpte Wassermenge 480 m<sup>3</sup>/h; erforderlicher Überdruck der Umwälzpumpe 3 at; Kraftbedarf der Umwälzpumpe 45 kW.

Man beachte, daß die Verdampferheizfläche zum größten Teil aus Strahlungsheizfläche (das sind die die Feuerraumwände bedeckenden engen Rohre) und zu einem kleineren Teil aus der vor dem Überhitzer gelegenen Berührungsheizfläche besteht.

<sup>1</sup> Dr. Michel: Z. Combustion 1936 S. 27.

<sup>2</sup> Siehe hierzu Stodola: Z. VDI 1933 S. 1225.

fließt, zwischen 1,5 bis 3 m/s, in der Verdampfungszone zwischen 3 bis 18 m/s und in der Überhitzungszone, wo ausschließlich Dampf strömt, zwischen 18 bis 25 m/s. Sulzer führte bereits eine 2. Anlage für die Technische Hochschule Zürich aus, wobei die Heizfläche  $H=500 \text{ m}^2$  und  $D_h=18 \text{ t/h}$  betragen.

Zu den Einrohrkesseln ist auch der von Henschel & Sohn und von Borsig für Dampfwagen (Triebwagen und Autobusse) benützte ölgefeuerte Doble-Kleinkessel zu rechnen<sup>1</sup>.

ζ) Der La Mont-Kessel, der in neuester Zeit ungemein viel angewendet wird, ist ein „Zwangumlaufkessel“, der einen künstlich (mit einer Pumpe) erzwungenen Umlauf aufweist. Das im Eko vorgewärmte Speisewasser wird bei der in Abb. 182 dargestellten 100-at-Anlage in eine obenliegende, völlig unbeheizte Trommel eingeführt.

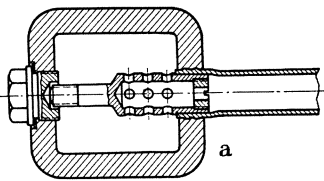


Abb. 183a. Schnitt durch ein Sammelrohr mit eingewalztem Heizrohr und Düse eines La Mont-Kessels.

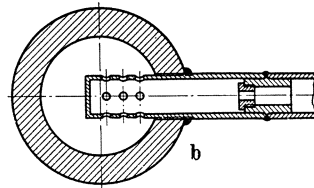


Abb. 183b. Schnitt durch ein Sammelrohr mit eingeschweißtem Heizrohr und Düse eines La Mont-Kessels (Hochdruckausführung).

Eine tieferliegende Umwälzpumpe entnimmt aus der erwähnten Trommel eine 4- bis 10mal größere Wassermenge, als verdampft werden soll, und preßt diese als Umlaufwasser in die durch Strahlung und Berührung stark beheizten, vor allem an den Feuerraumwänden untergebrachten Verdampferschlangen. Um den einzelnen Rohrschlangen die ihrer Beheizung entsprechende Umlaufwassermenge zu messen zu können, sind Verteiler angebracht (s. Abb. 183), die das Wasser mit einem Überdruck von etwa 3 at gegenüber dem Dampfdruck in die Rohre einspritzen. Das aus den Rohren austretende Wasser-Dampfgemisch geht in die Trommel, wo der Dampf ausgeschieden wird, der dann in einem Überhitzer noch auf die verlangte Überhitzungstemperatur zu bringen ist. Wegen des Zwangumlaufes können verhältnismäßig enge Rohre verwendet werden (30 bis 38 mm Durchmesser).

La Mont-Elemente — es sind dies Rohrschlangen mit Zwangumlauf — sind in zahlreichen Fällen als Zusatz-Strahlungsheizflächen zur Erzielung einer Leistungssteigerung in den Feuerraum älterer Kessel, auch auf Schiffen<sup>2</sup>, mit großem Erfolg eingebaut worden. Sie sollen noch bei Heizflächenwärmebeanspruchungen  $q_H$  bis zu  $0,2 \cdot 10^6 \text{ kcal/m}^2, \text{ h}$ ,

<sup>1</sup> Imfeld und Roosen: Z. VDI 1934 S. 65.

<sup>2</sup> Z. VDI 1932 S. 958.

wobei dies sogar auf den vollen Rohrumfang bezogen ist, befriedigende Haltbarkeit aufweisen.

Eine sehr zweckmäßige Ausführungsform des La Mont-Kessels ist in Abb. 184 (S. 236/37) dargestellt. Dieser Kessel, der viel Anklang gefunden hat und berufen erscheint, auf dem Gebiet der kleinen und mittleren Kesselanlagen einen Umschwung zu vollbringen und die dafür üblichen Großwasserraumkessel (Flammrohrkessel) weitgehend zu verdrängen, wird unter Umständen auch mit einer stehenden Trommel ausgerüstet und zur Erleichterung der Aufstellung ähnlich wie der Holland-Kessel (s. S. 174) so eingerichtet, daß Mauerwerk völlig vermieden und dafür nur eine Verschalung mit Isoliermasse angebracht wird.

η) Der Velox-Kessel. Ein von Brown-Boveri & Co. (BBC) früher angegebener Kessel, der „Stufendampferzeuger“, war so eingerichtet, daß in einem Verdampfer eine kleine Satttdampfmenge — nur rd. 5 vH der benötigten Gesamtmenge — als „Erreger“ erzeugt wurde, daß man dann in diese kleine Erregerdampfmenge, nachdem sie vorher noch überhitzt worden war, Wasser einspritzte, bis die Überhitzung wieder beseitigt war, und daß man alsdann die durch die Wassereinspritzung vergrößerte Satttdampfmenge neuerdings überhitzte, um allmählich durch stufenweise Wassereinführung die benötigte Gesamtdampfmenge zu erhalten. Weit größere Erfolge als der vorgenannte Stufendampferzeuger haben aber die von BBC ebenfalls geschaffenen Velox-Kessel, die aber bisher nur für mäßige Drücke — bis etwa 40 atü — gebaut werden, zu verzeichnen. Nach Noack<sup>1</sup> ist der Zweck dieser Kessel, auf kleinstem Raum mit sehr geringem Gewicht eine möglichst hohe Dampfleistung zu erzielen und eine „Verdampfungsmaschine“ von großer und rascher Anpassungsfähigkeit, also einen Schnellverdampfer zu erhalten. Dieses Ziel ist in der Tat weitgehend erreicht worden.

Der Grundgedanke der Velox-Kessel liegt außer in der Benützung einer Druckfeuerung für Gas oder Öl<sup>2</sup> — im Feuerraum wird also die Verbrennung unter Überdruck von 1 bis 10 atü durchgeführt — darin, daß man durch Anwendung ungewöhnlich hoher Rauchgasgeschwindigkeiten — mindestens 200 m/s — die Berührungswärmeübertragung außerordentlich steigert. Noack gibt an, daß man durch diese hohen Geschwindigkeiten, die noch durch die vermehrte Dichte der Gase unterstützt werden, eine 10- bis 20mal bessere Wärmeübertragung erhält als in einem Dampfkessel üblicher Bauart, so daß für die Verdampfung des Wassers nur sehr kleine Heizflächen gebraucht

<sup>1</sup> Siehe hierzu BBC-Mitt. 1932 Heft 1, 1933 Heft 2, ferner Z. VDI 1932 S. 1033; sowie Stodola: Z. VDI 1935 S. 429.

<sup>2</sup> Man hat auch schon versucht, Kohlenstaub im Velox-Kessel zu verarbeiten.

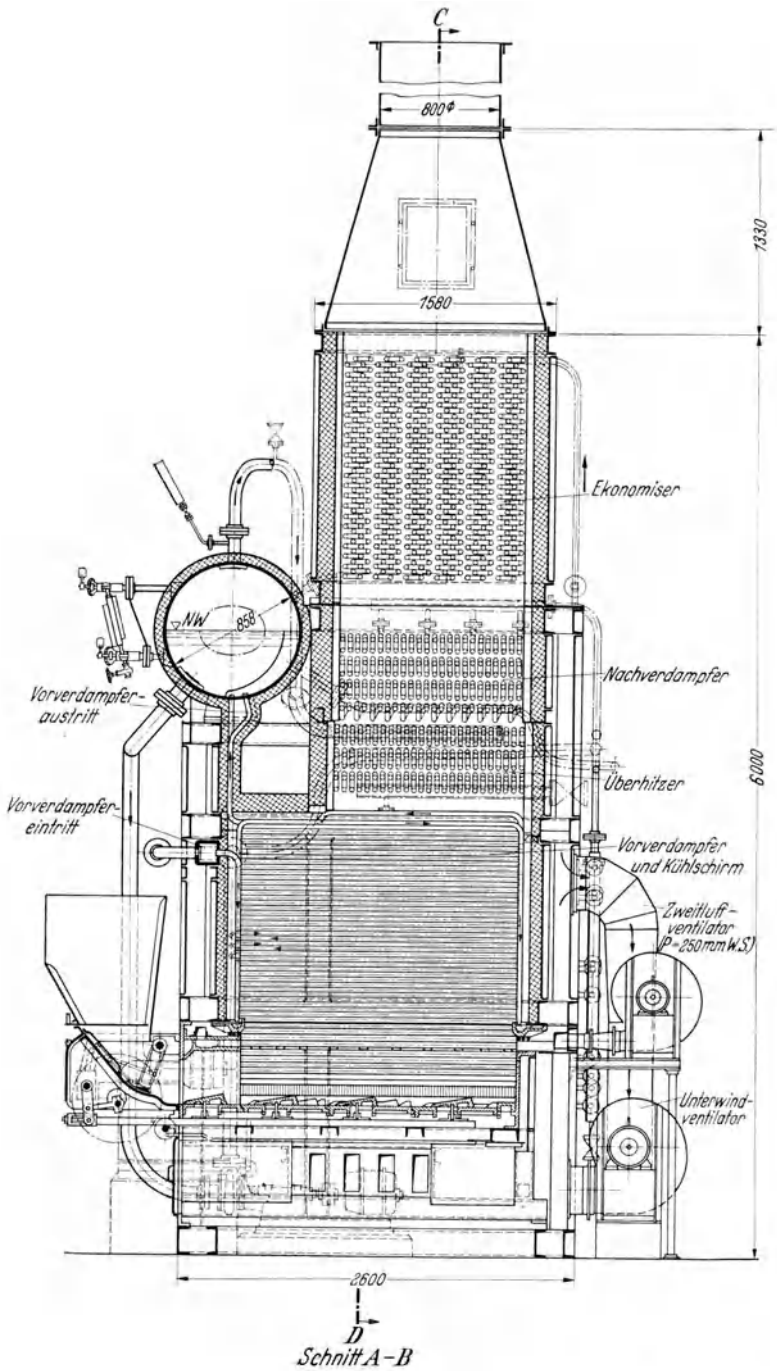
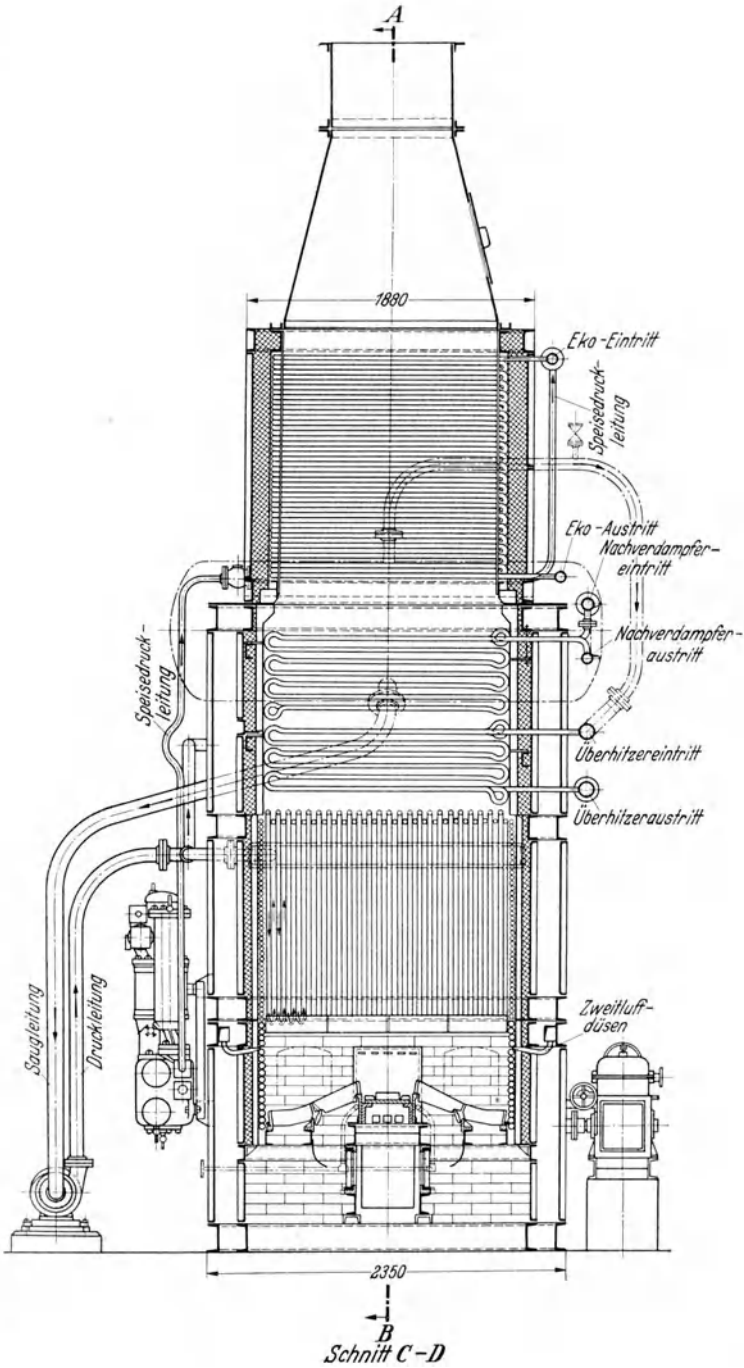


Abb. 184. 40-atü-Oschatz-LaMont-Eintrommel-Kleinkessel für 2,5/3 t/h Dampfleistung und 400° C den Erst- und Zweitluftventilator, die starke Wandrohrkühlung, die zügige Rauchgasführung und



Überhitzung in Einzugbauart mit Flachschieb-Stoker von Weck. Man beachte den Weck-Stoker, den zweckmäßigen Aufbau der gesamten Kesselheizflächen in einem Blocke über dem Roste.



werden. Auch im Überhitzer und im Vorwärmer werden hohe Gasgeschwindigkeiten angewendet, so daß sich auch hier sehr gute Wärmeübergangszahlen und kleine Heizflächenabmessungen ergeben.

Nach Noack ist dabei von größter Bedeutung, daß infolge der hohen Gasgeschwindigkeiten und der gesteigerten Gasdrücke nicht nur die

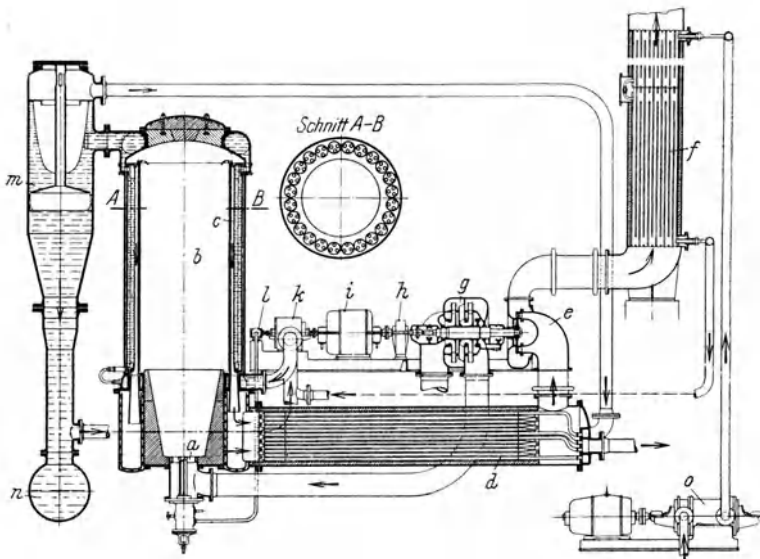


Abb. 185. BBC-Velox-Gleichdruckkessel mit Abgasturbine und Kompressor für Ölverfeuerung.

*a* Brenner; *b* Brennkammer; *c* Verdampferrohre; *d* Überhitzer; *e* Gasturbine; *f* Ekonomiser; *g* Kompressor für Verbrennungsluft; *h* Getriebe; *i* Hilfs-Elektromotor zum Anlassen und Regeln; *k* Wasser-Umwälzpumpe; *l* Brennstoffpumpe; *m* Fliehkraft-Dampfabscheider; *n* Beruhigungsgefäß; *o* Speisepumpe.

Man beachte vor allem den bombenartigen Feuer- und Verbrennungsraum, die eigenartig ausgebildeten Verdampferrohre, den seitlich gelegenen Fliehkraftdampfabscheider, die Kesselwasserumwälzpumpe, den Kompressor zur Zuführung der verdichteten Verbrennungsluft und die Abgasturbine.

Heizflächen, sondern auch alle Gasquerschnitte und damit die Abmessungen von Brennkammer, Überhitzer und Vorwärmer außerordentlich klein werden. Welchen Vorteil dies bedeutet, erkennt man z. B. für die Brennkammer daraus, daß man die Feuerraumbelastung  $q_F$  bis auf den erstaunlich hohen Wert von  $8 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>3</sup>, h bringen konnte. Die Dauer der Verbrennung wird bei Steigerung des Druckes im Feuerraum sehr verkürzt, so daß der Verbrennungskammerraum in einem sehr starken Maße ausgenützt werden kann (s. hierzu auch Zahlentafel 27, die nach Noack einen Vergleich zwischen dem Velox-Dampfproduzenterzeuger und einem gewöhnlichen Dampfkessel gibt).

Die Velox-Kessel (s. Abb. 185), die stehend gebaut werden, bestehen aus einer für Gas oder Öl eingerichteten, bombenartigen druckfesten Verbrennungskammer (zum Teil mit Schamotte ausgekleidet), die von einem aus 2 Ringkammern und aus Wasser-

Zahlentafel 27. Vergleich eines Velox-Kessels mit einem gewöhnlichen Dampfkessel (nach Noack).

Dampfdruck 30 bis 40 atü	Gewöhnlicher Dampfkessel	Brown-Boveri-Velox-Dampf-erzeuger
1. Wärmebelastung $q_H$ der Verdampferheizfläche kcal/m <sup>2</sup> , h	25000 bis 32000	250000 bis 300000
2. Erzeugte Dampfmenge, bezogen auf Verdampferheizfläche. . . . . kg/m <sup>2</sup> , h	40 ÷ 50	500
3. Erzeugte Dampfmenge, bezogen auf alle Heizflächen mit Überhitzer und Vorwärmer. . kg/m <sup>2</sup> , h	8 ÷ 15	100
4. Umgesetzte Wärmemenge je m <sup>3</sup> Brennkammerinhalt, Öl. . . . . kcal/m <sup>3</sup> , h	200000 bis 1200000	7500000
5. Gasgeschwindigkeit zwischen Wasserrohren und in Heizrohren . . . . . m/s	5 ÷ 15	200
6. Gewicht des ganzen Kessels je kg Dampf mit Hilfsmaschinen . . . . . $\frac{\text{kg}}{\text{kg/h}}$	6 ÷ 10	1,5 ÷ 2,5

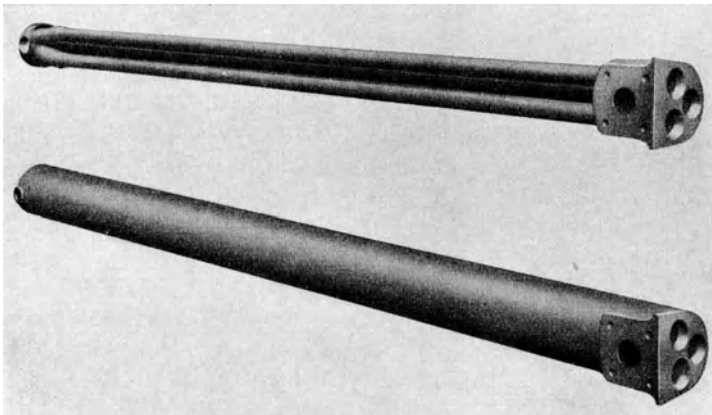


Abb. 186a. Verdampferkörper mit 3 Innenrohren für die Feuergase (ältere Ausführung)

und Heizrohren gebildeten Kessel umgeben ist, ferner aus einem seitlich liegenden Ausdampfgefäß, einem Dampfüberhitzer, einer Abgasturbine, welche die für das Aufladen der Verbrennungskammer benötigte Arbeit zu erzeugen hat, und aus einem Speisewasservorwärmer. Nach ihrem Aufbau sind also die Velox-Kessel als „zusammengesetzt“ aus einer Feuerbüchse, die selbst aus Wasser- oder Siederrohren gebildet ist, und aus Heizrohren zu bezeichnen. Sehr beachtenswert ist die Einrichtung der Feuerbüchsen-Wasserrohre, wobei jedes dieser Siederrohre mehrere (3 oder 4) Heizrohre enthält (s. hierzu Abb. 186) und ferner der durch Zentrifugalkraft wirkende Dampfausscheider. Die Heizrohre sind zur Erzielung kleiner Druckverluste für den

Rauchgasstrom wie Laval-Düsen gestaltet; sie zeigen eine Abrundung an der Einströmseite und einen Diffusor an der Ausströmung.

Man hat von den Velox-Kesseln 2 Ausführungsarten geschaffen,  $\alpha$ ) den Velox-Verpuffungskessel, wobei in der Brennkammer periodisch — mit 40 bis 60 Arbeitsspielen/min — explosionsartige Ver-

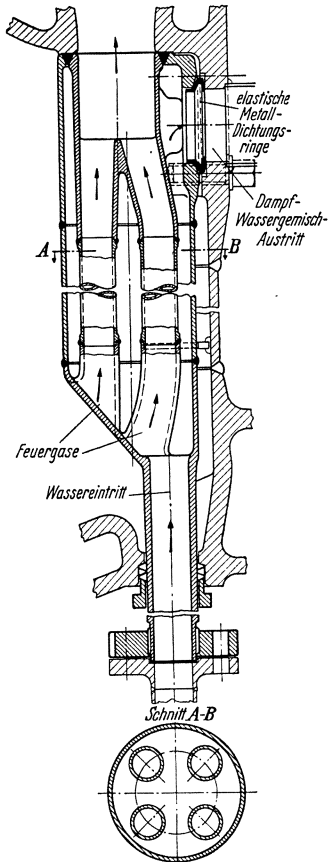


Abb. 186b. Verdampferrohr mit 4 Innenrohren für die Feuergase (neuere Ausführung).

brennungen mit Drucksteigerungen bis zum 4- oder 6fachen des Ladedruckes, d. i. bis auf 12 ata hinauf durchgeführt werden, und  $\beta$ ) den wegen seiner größeren Einfachheit viel mehr angewendeten Velox-Gleichdruckkessel (s. auch Abb. 185), bei dem in der Brennkammer eine ununterbrochene Verbrennung unter gleich bleibendem Drucke — 2 bis 3 ata — stattfindet<sup>1</sup>. Den Velox-Kesseln kommt für jene Fälle, wo Gas oder Öl verarbeitet werden muß (Hüttenwerke — Gichtgas, Zechen — Koksofengas, Schiffe — Öl) und wo auf geringe Abmessungen und auf kleinstes Gewicht geachtet werden muß, große Bedeutung zu. Nach Noack beträgt das Gewicht des Velox-Kessels (mit Hilfsmaschinen) nur 1,5 bis 2,5 kg je kg der Stundendampfmenge gegen 6 bis 10 kg/kg der üblichen Kessel. Hierzu kommen als weitere Vorteile noch die sehr kurze Anheizdauer (etwa 7 min) und das sehr günstige Verhalten des Velox-Kessels auch bei kleinen Belastungen. Die Abb. 187 beweist, daß an einem 10 t/h-Gleichdruckdampferzeuger der Wirkungsgrad von Vollast bis auf unter Viertellast fast unverändert bleibt und sich über 90 vH hält (s. auch Zahlentafel 8 in Z. VDI 1935 S. 434).

Außer den vorbesprochenen Sonderbauarten für Wasserdampf, die bereits in verschiedenen Ausführungen erprobt worden sind und sich zum Teil schon auf einem bestimmten Anwendungsgebiet — für Höchstdruck kommen alle vorstehend aufgeführten Sonderkessel mit Ausnahme der Velox-Dampferzeuger in Frage, für besonders ungünstiges Speisewasser in erster Linie dagegen die indirekten Kessel von Schmidt-

<sup>1</sup> Bei den neueren Ausführungen wird der Brennstoff nicht mehr von unten, sondern von oben in die Brennkammer eingeblasen (s. Z. VDI 1936 S. 429).

Hartmann und von Löffler — durchgesetzt haben, sind noch einige Sonderkessel anzuführen, die entweder erst vorgeschlagen wurden oder deren Entwicklung noch nicht abgeschlossen ist. Es kommen hier in Betracht außer dem Zölly-Hochleistungskessel<sup>1</sup>, der von Escher-Wyss übernommen wurde und der aus senkrechtstehenden, nach oben hin stufenweise erweiterten Rohren besteht, vor allem der von Münzinger angegebene „Schnellkessel“<sup>2</sup>, bei dem man mittelhohe Rauchgasgeschwindigkeiten von 25 bis 50 m/s, ferner Öl-Druckfeuerung mit einem einzigen vor dem Luftvorwärmer angeordneten Gebläse, welches also nur Luft zu fördern hat, und außerdem zur Verhütung von Umlenkverlusten Einzugsbauart anwenden will. Münzinger erklärt, daß die Kessel dabei nach dem Löffler-, Benson-, La Mont- oder Sulzer-Verfahren arbeiten können. Es erscheint sicher, daß diese Schnellkessel von Münzinger für Spitzenkraftwerke<sup>3</sup>, wo es auf rasche Inbetriebnahme und auf Verringerung der Anlagekosten besonders ankommt, die Brennstoffkosten dagegen eine geringere Rolle spielen, sehr geeignet sind.

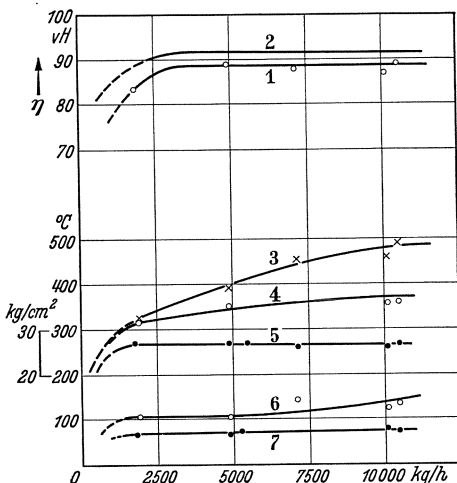


Abb. 187. Versuchsergebnisse des Velox-Dampfereizers, erzielt auf dem Versuchsfelde von BBC.

Die verhältnismäßig guten Erfahrungen, die man an den mit Zwangdurchlauf und Zwangumlauf betriebenen Sonderkesseln sammeln konnte, haben vielfach zu der Anschauung geführt, daß der Kesselbau gut tun würde, bei den Wasserrohrkesseln die üblichen mit selbsttätigem Auftrieb-Wasserumlauf arbeitenden Bauarten gänzlich aufzugeben und in Zukunft nur Kessel mit erzwungener, geregelter Bewegung des Wassers herzustellen. Es muß hier festgestellt werden, daß voraussichtlich die Kessel mit selbsttätigem Umlauf wegen ihrer Einfachheit und der verhältnismäßig großen Betriebssicherheit sich doch in einem gewissen Umfang behaupten werden, wenn auch die Zwangdurchlauf- und die Zwangumlaufbauarten immer mehr Ausbreitung finden dürften.

<sup>1</sup> Siehe Wärme 1932 S. 793.

<sup>2</sup> Siehe hierzu Münzinger: Dampfkraft S. 267.

<sup>3</sup> Siehe Münzinger: Dampfkraft S. 311.

### b) Sonderbauarten für Dampf aus schwersiedenden Flüssigkeiten.

Die schwersiedenden Stoffe, die hier in Frage kommen — Quecksilber (Hg) bei den Anlagen von Emmet, Diphenyloxyd  $[(C_6H_5)_2O]$  bei Dow, Zinkchlorid-Ammoniakat bei Koenemann<sup>1</sup> — sind schwerer und teurer als Wasser. Es ist deshalb zweckmäßig, diese Kessel mit verhältnismäßig geringem Inhalt an Flüssigkeit und auch mit geringer Höhe zu bauen, da hier die Siedetemperatur im Unterteil des Kessels wesentlich höher als in der Nähe des Flüssigkeitsspiegels liegt.

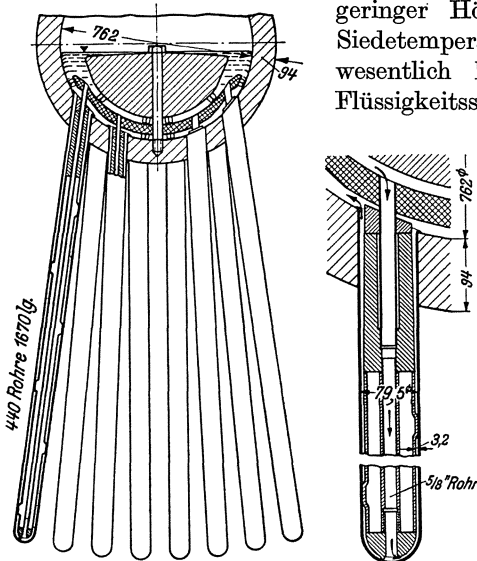


Abb. 188 a u. b. Verdampfer (insgesamt 7) eines Emmet-Quecksilberdampfkessels zum Erzeugen von 520 t/h Quecksilberdampf von 5,9 ata Druck für eine Leistung der Quecksilberdampf-Wasserdampf-Zweistoffanlage von 23000 kW im South-Meadow-Kraftwerk. Baujahr 1928.

Abb. 188 a. Anordnung der Verdampferrohre.  
Abb. 188 b. Schnitt durch Verdampferrohr (vergrößert).

den Rücklauf (Fallrohr) ein vor Beheizung geschütztes Innenrohr, womit man auch gleichzeitig den Bedarf an Quecksilber vermindern will. Zu letzterem Zwecke ist auch in den Flüssigkeitsraum der Trommeln ein großes eisernes Einsatzstück eingelegt.

### β) Der Dow-Kessel (Dowtherm-Boiler) für Diphenyloxyd.

Die Dow-Chemical Co. hat in ihrer Fabrik einen nach der La Mont-Bauart ausgeführten Strahlungskessel (s. Abb. 190) für Ölfeuerung erstellen lassen<sup>3</sup>, der dazu bestimmt ist, Dämpfe von Diphenyloxyd oder Mischungen dieses Kohlenwasserstoffes mit Phenol- oder Benzolderivaten zu erzeugen. Diese Dämpfe sollen im gesättigten Zustande

<sup>1</sup> Siehe Wärme 1928 S. 436.

<sup>2</sup> Siehe hierzu Engineering 1935, I, S. 351.

<sup>3</sup> Siehe auch Power 1932 S. 202 u. Z. VDI 1932 S. 1110.

α) Der Emmet-Quecksilberkessel, der von der General Electric Co. in der 23000-kW-Anlage zu Hartford in Conn.-USA. aufgestellt wurde — es sind inzwischen schon mehrere Kessel dieser Art, z. B. in Schenectady errichtet worden<sup>2</sup> — ist aus 7 Teilkesseln gebildet (s. Abb. 188 u. 189), wobei jeder von diesen aus einer geschmiedeten Trommel mit 440 stachelförmig eingesetzten, unten verschlossenen Verdampferrohren, die ähnlich wie die früher bei Wasserdampf vielfach benutzten Field-Rohre wirken, besteht. Die Verdampferrohre besitzen für

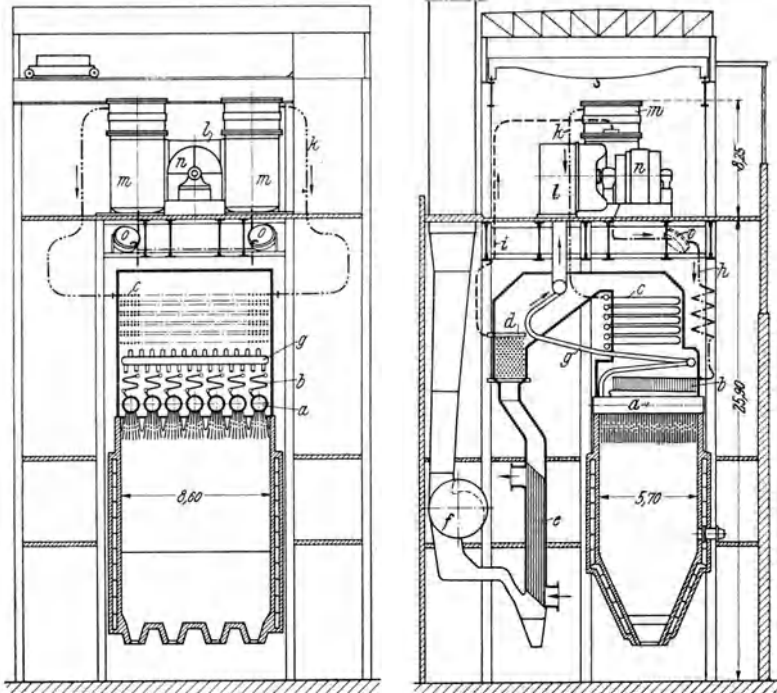


Abb. 189.

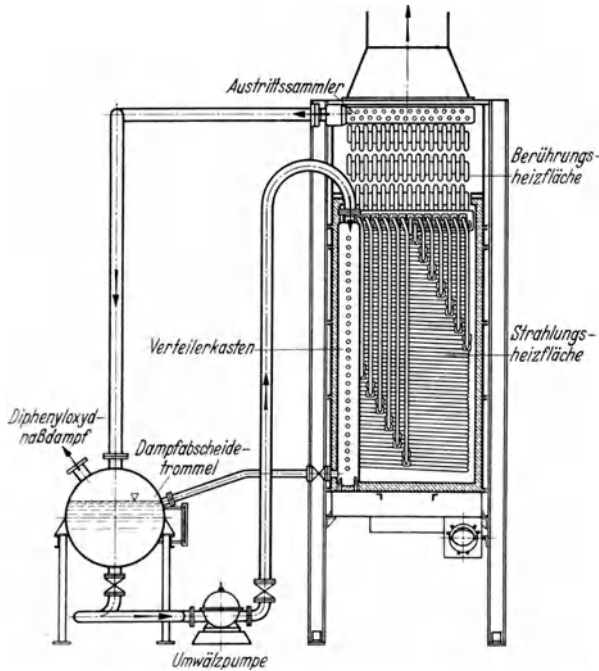


Abb. 190.

Abb. 189. Anordnungsskizze der 23000-kW-Emmet-Anlage

*a* Kesseltrommeln; *b* Quecksilberekonomiser; *c* Wasserdampfüberhitzer; *d* Wasserekonomiser; *e* Luftvorwärmer; *f* Saugzugventilator; *g* Quecksilberfrischdampfleitung; *h* Quecksilberkondensatrückleitung; *i* Wasserzufuhr zum Quecksilberkondensator; *k* Sattdampfleitung zwischen Quecksilberkondensator und Wasserdampfüberhitzer; *l* Quecksilberturbine; *m* Quecksilberkondensator; *n* Generator; *o* Reiniger für flüssiges Quecksilber.

Man beachte vor allem die zahlreichen Kesseltrommeln mit den stachelförmig angesetzten Verdampferrohren.

Abb. 190. Kessel für Diphenyloxid (Dowtherm-Boiler) ohne Überhitzer mit Ölfuehrung für 1000000 kcal/h bei 3,5 atü — und 340° C — Diphenyldampf.

bei rd. 3,5 atü etwa 340° C aufweisen und werden für die Verdampfung von hochsiedenden chemischen Verbindungen verwendet.

Der genannte Dow-Kessel, der für eine Wärmeerzeugung von rd.  $1 \cdot 10^6$  kcal/h bemessen ist, besitzt eine seitliche Trommel von 1,2 m Durchmesser und 3,6 m Länge, in der die Trennung des Dampfes von der Umlaufflüssigkeit erfolgt. Die Umlaufpumpe, die 2,3 m<sup>3</sup>/min Förderleistung aufweist, treibt die Flüssigkeit mit etwa 1 m/s Geschwindigkeit durch die Rohrschlangen<sup>1</sup>.

#### 4. Wärmespeicherkessel.

Wie schon betont wurde (s. S. 160), wirkt jeder Kessel durch den Wärmeverrat, welchen sein Wasserinhalt im Betrieb aufweist, auch

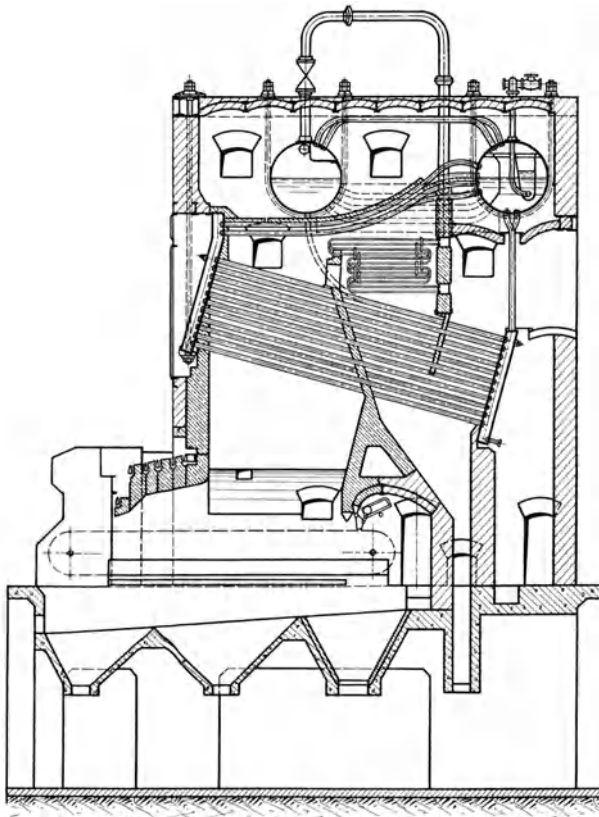


Abb. 191. Teilkammerkessel mit zwei querliegenden Obertrommeln von Steinmüller, Baujahr 1926.

als Wärmespeicher. Er ist dadurch befähigt, Schwankungen, die in der Dampfentnahme auftreten, im gewissen Umfange auszugleichen

<sup>1</sup> In der Z. VDI 1936 S. 566 ist ein Kessel beschrieben, der eine Vereinigung eines Hochdruck-Wasserdampfkessels mit einem Diphenyloxydkessel darstellt.

und zwar um so mehr, je größer der Wasserinhalt und der Wärmevorrat des Kessels sind. Großwasserraumkessel besitzen demnach ein bedeutend größeres Ausgleich- und Puffervermögen als die nur geringen Wasserinhalt aufweisenden Wasserrohrkessel. Die Industrie besitzt aber gelegentlich Bedarf an Kesseln großer Leistung, die sich auch noch durch ein größeres Wärmespeichervermögen auszeichnen. Man kann diese Forderung, wenn das verlangte Speichervermögen sich noch in mäßigen Grenzen hält, dadurch erfüllen, daß man Wasserrohrkessel üblicher Bauart mit besonders großem Wasserinhalt wählt. Man nimmt dann z. B. bei den Teilkammerkesseln entweder Kesseln mit 2 längsliegenden, sehr weiten Obertrommeln oder auch Quertrommelkessel, bei denen neben der sonst verwendeten Obertrommel noch eine zweite Trommel angewendet wird, die jedoch zur Ausnützung ihres Wasserinhaltes und außerdem noch zur Vermeidung von Wärmespannungen mit dem Siederohrbündel verbunden sein muß (s. Abb. 191 und auch Abb. 164). Soll jedoch das

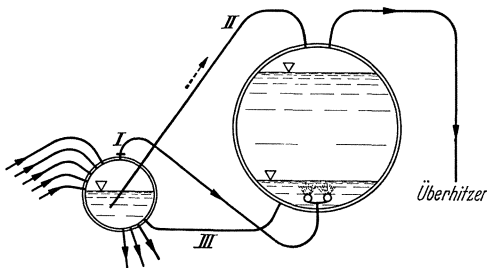


Abb. 192. Schema des Möller-Speicherkessels.

gewünschte Wärmespeichervermögen sehr erheblich sein, so wird zu Speicherkesseln gegriffen. In Abb. 192 ist der Möller-Speicherkessel dargestellt. Kessel und Speichertrommeln sind durch 3 Reihen von Rohren verbunden. Durch die Rohre *III* sind die Wasserräume vereinigt. Das von der Kesseltrommel abgehende Dampfrohr *I* führt den Dampf von unten in die Speichertrommel ein, so daß er auf dem Weg zum Überhitzer den Wasserinhalt der Speichertrommel ständig auf Siedetemperatur hält. Die als „Wasserschloß“ bezeichnete Rohrverbindung *II* tritt in Tätigkeit, wenn der Wasserspiegel in der Kesseltrommel durch zu große Dampfantnahme oder zu geringe Speisung bis unter die kesselseitige Mündung des Rohres *II* abgesunken ist. Von diesem Zeitpunkt ab wird der Wasserstand im Kessel mit Hilfe des Wasservorrates in der Speichertrommel auf gleicher Höhe gehalten, so daß bei niederem Wasserstand die Speichertrommel fast ganz entleert werden kann. An Speicherkesseln sind noch zu erwähnen: der Steinmüller-Speicherkessel und der Borsig-Notspeicherkessel<sup>1</sup>. Es ist zu bemerken, daß bei allen Speicherkesseln eine verhältnismäßig lange Anheizdauer in Kauf genommen werden muß, wenn man nicht, was zweckmäßig erscheint, dafür sorgt, daß beim Anheizen die Speichertrommeln abgeschaltet werden.

<sup>1</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1934 S. 88/89.



Im Laufe der Zeit ist die Bedeutung der Wärmespeicherkessel sehr gesunken, da man gelernt hat, Feuerungen zu bauen, die sich ungemein rasch in ihrer Leistungsfähigkeit verändern lassen. Mit einer solchen „elastischen Feuerung“ läßt sich in den meisten Fällen der Kesselbetrieb selbst bei sehr großen Schwankungen in der Dampfabgabe auch ohne Zuhilfenahme wärmespeichernder Wassermassen einwandfrei durchführen.

### 5. Abhitzekessel.

Als Abhitzekessel (s. hierzu S. 117) können alle Bauarten benützt werden; man bevorzugt jedoch aus wirtschaftlichen Gründen vor allem jene Kesselbauarten, die geringe Erstellungskosten aufweisen, wie z. B.

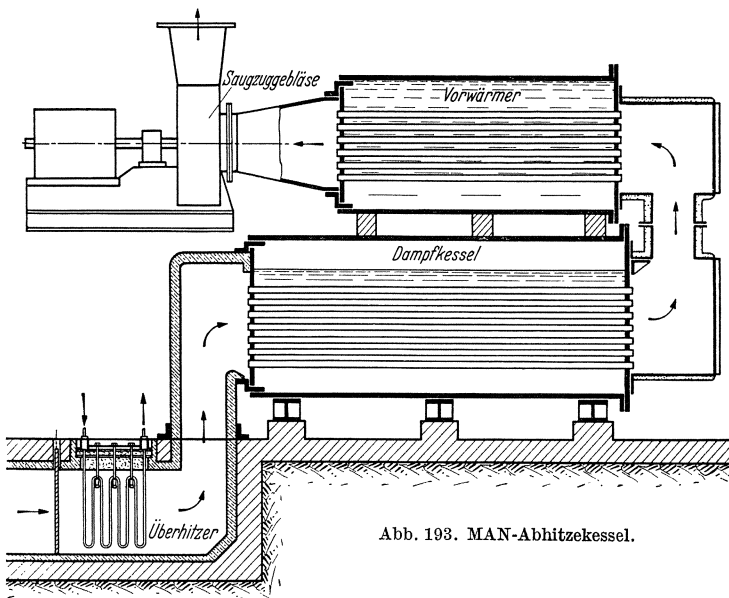


Abb. 193. MAN-Abhitzekessel.

Flammrohr-Heizrohrkessel. Gelegentlich verwendet man jedoch auch Wasserrohrkessel und sogar Schiffskessel<sup>1</sup>, Abb. 193 zeigt den für die Verwertung der Abgaswärme von Großgas- und Dieselmotoren bestimmten MAN-Abhitzekessel<sup>2</sup>. Die von der Gas- oder Ölmaschine kommenden heißen Abgase bespülen hier zuerst einen Überhitzer; die bei Kesseln sonst übliche Vorheizfläche muß entfallen, da ja die auszunützendenden Abgase am Eintritt in die Kesselheizfläche eine wesentlich geringere Temperatur als die von einer Kesselheizung kommenden Rauchgase aufweisen. Der Kesselkörper ist als Heizrohrkessel aus-

<sup>1</sup> Siehe Z. VDI 1927 S. 1633 Kesselanlage der „Cap Arcona“, wo ein zylindrischer Schiffskessel für die Abhitzeverwertung benutzt wird.

<sup>2</sup> Siehe auch Arch. Wärmewirtsch. 1933 S. 73.

gebildet, der sich verhältnismäßig billig erstellen läßt. Es folgen dann ein ebenfalls mit Heizrohren versehener Speisewasservorwärmer und ein Saugzugventilator für die Abführung der abgekühlten Gase zu einem Schornstein.

### 6. Elektrisch beheizte Dampfkessel.

Dampfkessel, die mit elektrischer Energie beheizt werden (s. S. 117), können dort in Frage kommen, wo aus Wasserkraftwerken billiger Überschußstrom zur Verfügung steht und wo der erzeugte Dampf zu Heizzwecken abgegeben werden soll. Mit Elektro-Dampfkesseln, die in der Regel nur Naßdampf abzugeben haben, können in besonderen Fällen<sup>1</sup> wesentliche Ersparnisse gemacht werden, und zwar:

1. durch den Wegfall des Schornsteines,
2. durch Einsparung der Kohlenzufuhr und der Aschenabfuhr,
3. durch vereinfachte Bedienung,
4. durch den Umstand, daß die elektrisch beheizten Kessel sehr hohen Wirkungsgrad (bis 95 vH und darüber) besitzen.

Die elektrische Beheizung, für welche jede Stromart Verwendung findet, kann durch folgende Einrichtungen vorgenommen werden:

#### a) Widerstandsheizung,

wobei die vom Strom durchflossenen Widerstände bei Wechselstrom unmittelbar in den Wasserraum eingebaut werden können, während sie bei Gleichstrom wegen der Gefahr von Knallgasbildung isoliert eingebaut werden müssen — diese Heizungseinrichtung üblich bis 1000 V.

#### b) Elektrodenheizung,

die Wechselstrom voraussetzt und bei Großkesseln und bei höherer Spannung in erster Linie in Frage kommt. In den Wasserraum sind Elektroden eingehängt, zwischen denen der Strom durch das Wasser hindurchfließt (Flüssigkeitswiderstand). Dieser Stromweg bedingt eine starke Abhängigkeit der Stromaufnahme von der elektrischen Leitfähigkeit des Kesselwassers, welche sich mit der Temperatur und mit dem Salzgehalt des Wassers erheblich ändert. Bei Kesseln mit Elektrodenheizung müssen deshalb die Zusammensetzung und der elektrische Widerstand des Kesselwassers sorgfältig überwacht werden. Bei den Elektrokesseln kommt es ferner allgemein darauf an, daß man durch Regeleinrichtungen, wie durch Veränderung der Eintauchtiefe der Elektroden<sup>2</sup> usw. die Leistungsaufnahme des Kessels verändern kann und daß man außerdem für eine energische Kühlung der Elektroden und für rasche Abführung der Dampfblasen mit Hilfe eines geregelten Wasserumlaufes von genügender Stärke sorgt. Der Wasserumlauf wird

<sup>1</sup> Siehe hierzu Spalekhaver-Rüster, 1924 S. 243.

<sup>2</sup> Siehe hierzu Zeulmann: Elektrotechn. Z. 1922 S. 759.

dabei meist durch Führungsrohre erzwungen, mit welchen die Elektroden umgeben werden. Abb. 194 veranschaulicht den Brockdorff-Elektrodenkessel, der sich in verschiedenen Anlagen bewährt hat<sup>1</sup>. Die Elektroden sind hier mit Porzellanrohren umgeben, die aus Ringen

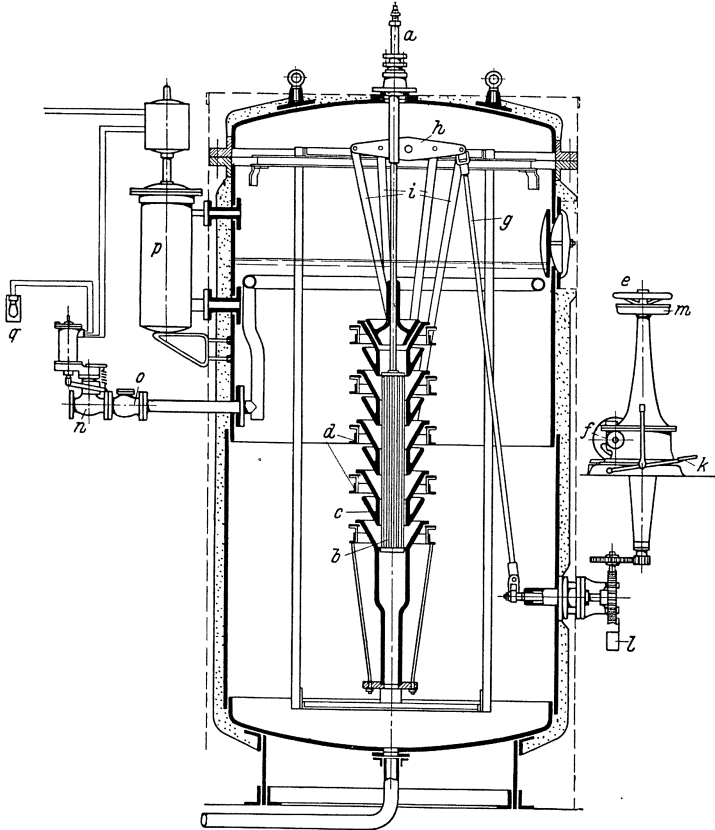


Abb. 194. Brockdorff-Elektrodenkessel.

zusammengesetzt sind; durch zweckentsprechende Einrichtungen ist es dabei ermöglicht, den Abstand zwischen den einzelnen Porzellanringen zu verändern, wodurch der elektrische Widerstand des im Wasser liegenden Stromweges und damit bei unveränderter Spannung die Strom- und Leistungsaufnahme des Elektrokessels weitgehend verändert werden kann.

## II. Die Überhitzer.

Allgemeines. Wie schon auf S. 3 kurz angegeben, sind die Überhitzer dazu bestimmt, den vom Dampfkesselkörper mit einem kleinen

<sup>1</sup> Siehe hierzu auch Hindelang: Z. bayer. Revis.-Ver. 1922 S. 84.

Feuchtigkeitsgehalt (1 bis 3 vH) abgegebenen Sattedampf zu trocknen und ihn bis auf eine vorgeschriebene Endtemperatur (meist bis  $450^{\circ}\text{C}$  und darüber) zu überhitzen. Der Überhitzung des Dampfes kommt vor allem dann eine große Bedeutung zu, wenn der vom Kessel erzeugte Dampf für den Betrieb einer Dampfkraftmaschine benützt wird, da sowohl bei Kolbendampfmaschinen als auch bei Dampfturbinen eine Überhitzung des Arbeitsdampfes den Dampf- und den Wärmeverbrauch der Maschine in einem wesentlichen Maße vermindert. Bei den Dampfturbinen ist Dampfüberhitzung von entsprechender Höhe auch deshalb noch nützlich und notwendig, weil man damit die bei zu großer Dampfnässe im Niederdruckteil auftretenden Anfressungen (Erosionen) an den Turbinenschaufeln auf ein erträgliches Maß herabsetzen kann. Die Überhitzung des Dampfes ist dabei, wie man aus einer Verfolgung des Arbeitsvorganges der Dampfmaschine an Hand des *i-s*-Diagrammes leicht erkennen kann, um so mehr notwendig, je höher der Anfangsdruck der Expansion, d. h. je höher der Dampfdruck im Kessel ist. Stellt man die übliche Forderung, daß der Wassergehalt des Arbeitsdampfes am Ende der Expansion etwa 10 vH nicht überschreitet, so läßt sich zeigen, daß bei einem niedrigen Dampfdruck von 20 atü bereits eine Dampftemperatur von etwa  $380^{\circ}\text{C}$  am Kessel genügt, daß aber bei 60 atü die notwendige Überhitzungstemperatur am Kessel  $500^{\circ}\text{C}$  schon übersteigen würde. Letzterer Wert wird aber zur Zeit allgemein als „Grenzwert für die am Überhitzer zulässige Dampftemperatur“ betrachtet. Selbst für die bestgeeigneten Überhitzerbaustoffe von hoher Temperaturfestigkeit (Warmfestigkeit), über welche die Technik heute verfügt — es sind dies Chrom-Molybdän- und Chromnickelstähle —, empfiehlt es sich nicht, mit der Überhitzungstemperatur dauernd über  $500^{\circ}\text{C}$  hinauszugehen. Es tritt dann nämlich im Überhitzer Dampfzersetzung ein, was an dem Auftreten von Wasserstoff im Dampf erkennbar ist und was bewirkt, daß die Rohre des Überhitzers, die natürlich auch auf der Rauchgasseite gefährdet sind, vor allem innen auf der Dampfseite rasch zerstört werden. Dieser Sachverhalt bedingt, daß bei höheren Dampfdrücken (über 60 atü) in allen Fällen, wo die Expansion des Dampfes bis auf sehr niedrige Gegendrücke (0,05 ata und darunter) durchgeführt werden muß, neben der Erstüberhitzung des Frischdampfes noch eine Zwischenüberhitzung angeordnet werden muß. Es bedeutet dies, daß der Arbeitsdampf der Dampfmaschine nach Erledigung eines Teiles der Expansion, wenn seine Überhitzung nahezu aufgebraucht ist, in einem zwischengeschalteten Überhitzer nochmals auf hohe Temperatur gebracht wird. Bei einer Kolbendampfmaschine von 60 atü Anfangsdruck, die von der Schmidtschen Heißdampfgesellschaft erbaut und sorgfältig untersucht wurde<sup>1</sup>, wendete man bereits 2 Zwischenüberhitzungen an. Im allgemeinen ist es jedoch bei

<sup>1</sup> Siehe Hartmann: Z. VDI 1921 S. 663 u. 719.

neuzeitlichen Kraftwerken selbst bei einem Dampfdrucke von 100 atü nicht üblich, mehr als 2 Zwischenüberhitzungsstufen vorzusehen. Man strebt sogar meist an, mit einer Zwischenüberhitzungsstufe allein oder sogar ohne eine solche Stufe das Auskommen zu finden. Die Zwischenüberhitzer (engl. reheater) werden seltener mit hochüberhitztem Frischdampf, häufiger dagegen mit Rauchgasen beheizt; in letzterem Falle werden die Kessel außer mit einem Erstüberhitzer für den Frischdampf noch mit Zwischenüberhitzern ausgestattet (diese Kessel in USA. als reheater-boiler bezeichnet). Man hat auch schon dampf- und rauchgasbeheizte Zwischenüberhitzer zusammen — in Hintereinanderschaltung — verwendet.

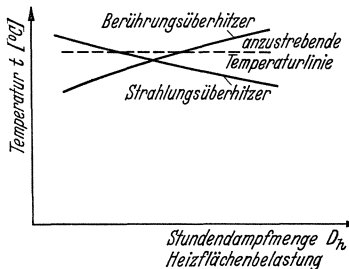


Abb. 195. Abhängigkeit der Überhitzungstemperatur von der Stundendampfmenge (Temperaturlinie des Überhitzers).

A. Die Überhitzer für Frischdampf (Erstüberhitzer), die früher manchmal als Zentralüberhitzer, für mehrere Kessel dienend, mit besonderer Feuerung ausgeführt wurden, werden heute ausschließlich so eingerichtet, daß jeder Kessel seinen eigenen Überhitzer in den Zügen eingebaut erhält. Der meist angewendete Aufstellungsort ist die Um-

kehrstelle vom ersten nach dem zweiten Kesselzug (s. Abb. 164); man kann den Überhitzer aber auch beliebig anderswo anordnen, z. B. als Strahlungsüberhitzer an der heißesten Stelle des Rauchgasweges, nämlich im Feuerraum, oder als Berührungsüberhitzer in irgend einem Kesselzug und sogar an der kältesten Stelle des Rauchgasweges, d. i. nach dem Kesselkörper. Es ist offensichtlich, daß die für den Überhitzer benötigte Heizfläche um so größer ausfällt, je kälter die beheizenden Rauchgase sind. Der Überhitzer baut sich also am kleinsten als Strahlungsüberhitzer; dagegen wird er verhältnismäßig groß, wenn er hinterm Kessel liegt. Bei der Wahl des Aufstellungsortes tut man aber gut, auch noch auf den gewünschten Verlauf der Dampftemperaturlinie (Temperaturcharakteristik) des Überhitzers zu achten. Es ergibt sich nämlich, daß diese Temperaturlinie, welche nach Abb. 195 die Abhängigkeit der durch den Überhitzer erzielten Dampftemperatur  $t_{ii}$  von der Stundendampfmenge  $D_h$ , also von der Kesselbelastung darstellt, bei den in den Feuerraum eingebauten Strahlungsüberhitzern mit wachsender Belastung abfällt, daß dagegen diese Linie bei den Berührungsüberhitzern mit der Belastung ansteigt, und daß der Grad des Ansteigens um so größer ist, je mehr der Berührungsüberhitzer in das Gebiet niedriger Rauchgastemperatur verlegt wird. Die Kesseltechnik strebt natürlich an, daß die Dampftemperatur  $t_{ii}$  über den ganzen Bereich von  $D_h$  möglichst unverändert bleibt. Man kann zur Erreichung dieser idealen Temperaturlinie so vorgehen, wie es in Amerika manchmal

geschieht, daß man 2 Überhitzer, einen Strahlungsüberhitzer und einen Berührungsüberhitzer in Hintereinanderschaltung anwendet. In Deutschland sucht man das gleiche Ziel auf einfachere Weise (z. B. bei den Teilkammerkesseln des Berliner Westkraftwerkes, s. Abb. 150) durch einen Überhitzer allein zu erreichen, indem man diesen Überhitzer als Zwischendecküberhitzer inmitten des ersten Kesselzuges anordnet. Es kann damit gerechnet werden, daß bei einer solchen Anordnung dem Überhitzer sowohl durch Berührung, als auch durch Strahlung (von seiten der Gase) Wärme zugeführt wird und daß deshalb der Einfluß der Kesselbelastung ( $D_h$ ) auf die erzielte Überhitzungstemperatur  $t_{ii}$  sehr gering ist.

a) Die Strahlungsüberhitzer (s. Abbild. 74), mit welchen man in Amerika nicht ungünstige Erfahrungen gemacht hat, werden aus glatten Rohren von legiertem Stahl hergestellt, wobei man die Rohre mit 50,8/40,4 mm für 21 atü bzw. mit 50,8/35,6 mm für 90 atü ausführt und sie mit großer Teilung (rd. 250 mm) vor der Feuerraumwand anbringt. Manchmal hat man es vorgezogen, Überhitzerrohre hinter Wandkühlrohre zu legen, um dadurch erstere gegen die starke Flammenstrahlung etwas abzuschirmen (s. Abb. 74).

Man wählt bei den Strahlungsüberhitzern die Dampfgeschwindigkeit für etwa 90 atü zwischen 15 und 45 m/s, wobei zu beachten ist, daß hierbei die Wärmeübergangszahl  $\alpha_2$  — zwischen Rohrwand und Dampf — durch die große Dichte des Hochdruckdampfes günstig beeinflusst wird. Die Wärmeleistung, d. h. die von den Rohren aufgenommene Wärmemenge beträgt erfahrungsgemäß je m<sup>2</sup> Heizfläche (hier der gesamte Rohrumfang gerechnet) bei 250 mm Abstand der Rohrmittle vom Mauerwerk etwa  $q_H = 0,1$  bis  $0,15 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h; eine Wärmeleistung von  $0,2 \cdot 10^6$  kcal/m<sup>2</sup>, h gilt als äußerste, eben noch zulässige Beanspruchung. Man beachte an der Anordnung der Abb. 74, daß die Kammern des Strahlungsüberhitzers gänzlich außerhalb des Feuerraumes liegen. Es ist eine sehr zweckmäßige Maßnahme für alle Überhitzerkammern, wenn man sie der Beheizung völlig entzieht, d. h. nach außen verlegt; dies dient zu ihrer eigenen Abschirmung und auch zum Schutze der nicht unempfindlichen Einwalzstellen der Rohre in die Kammern. Bemerkenswert ist auch die leicht auswechselbar und nachgiebig gestaltete Abdichtung an der Durchführung der Rohre durch das Mauerwerk, damit die Überhitzerrohre keinen Zwang von seiten des Mauerwerks erfahren und auch ohne große Mühe ausgebaut und erneuert werden können.

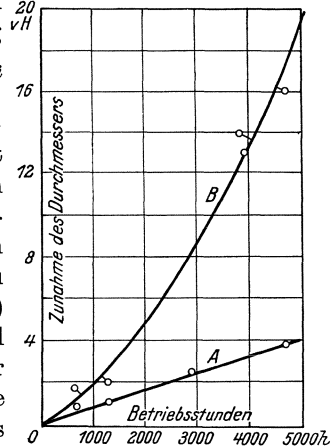


Abb. 196. Prozentuale Vergrößerung des Durchmessers eines 2"-Rohres aus einem Strahlungsüberhitzer infolge von „Kriechen“ in Abhängigkeit von der Betriebszeit (nach Münzinger).  
A Durchschnittliche Vergrößerung sämtlicher Rohre, B festgestellte Höchstwerte der Vergrößerung.

Die Strahlungsüberhitzer sind besonders beim Anfahren der Kessel sehr gefährdet, zumal nach Münzinger die sonst bei Überhitzern für die Inbetriebnahme übliche Schutzfüllung mit Wasser, die bei Übergang auf Dampfabgabe wieder entfernt werden muß, sich hier nicht bewährt hat. Es ist deshalb, wenn nicht Kühldampf aus anderen Kesseln zur Verfügung steht, unbedingt notwendig, das Anheizen nicht zu sehr zu beschleunigen, da sonst der Strahlungsüberhitzer, der wegen des fehlenden Dampfes zu wenig gekühlt wird, leicht ausgeglüht und dadurch beschädigt wird. Trotz der Anwendung aller

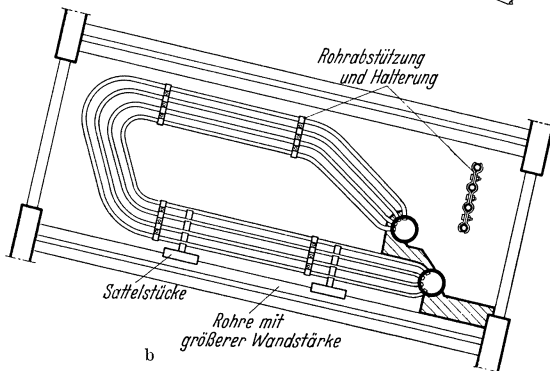
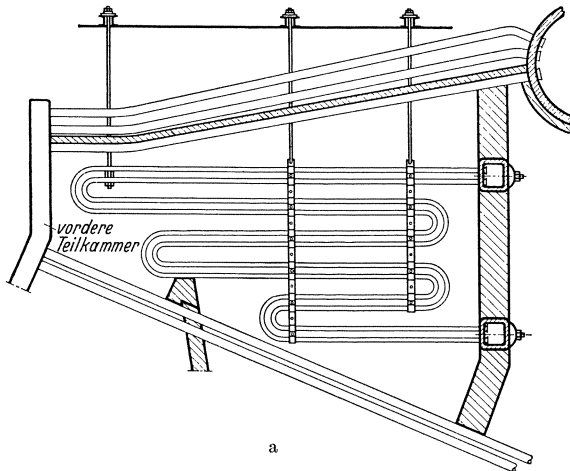


Abb. 197a u. b. Liegende Überhitzer.

Schutzmaßnahmen muß man sich bei Strahlungsüberhitzern damit abfinden, daß an den Überhitzerrohren durch übermäßige Erwärmung insbesondere beim Anfahren sich Kriecherscheinungen — diese treten ein, wenn die Dauerstandfestigkeit des Rohrwerkstoffes überschritten wird —

und damit bleibende Aufweitungen von immer größerem Ausmaße einstellen (s. Abb. 196). Es ist aber gelungen, den Betrieb der Strahlungsüberhitzer so zu regeln, daß innerhalb von 4 bis 5 Jahren die Vergrößerung des Rohrdurchmessers doch innerhalb von 20 vH bleibt.

b) Die Berührungsüberhitzer, die bei den Großwasserraumkesseln allein Anwendung finden und in Deutschland auch bei den Wasserrohrkesseln allgemein bevorzugt werden, sind bei den Schrägröhrenkesseln meist in liegender Form, bei den Steilrohrkesseln dagegen vor allem in hängender Form angeordnet. Während die Strahlungsüberhitzer nur Einzelrohre besitzen, sind die Berührungsüberhitzer

stets aus Rohrschlangen gebildet, die an den Enden in die Sammelkästen eingewalzt, angeschweißt oder auch angeschraubt sind. Die Überhitzer sollen, wenn irgend möglich, so in den Kessel eingefügt sein, daß die Rohre leicht auswechselbar sind. Am vorteilhaftesten ist es, wenn man den vollständigen Überhitzer einschließlich der Sammelkästen, die wie bei den Strahlungsüberhitzern mit den Walzstellen außerhalb des Kessels bleiben sollten, zum Ausziehen einrichten kann. Ist dies nicht möglich, so muß der Überhitzer trotzdem möglichst zugänglich angeordnet werden und die Sammelkästen müssen der Beheizung, so weit es geht, entzogen werden, so z. B. durch Isolierung und durch Unterbrin-

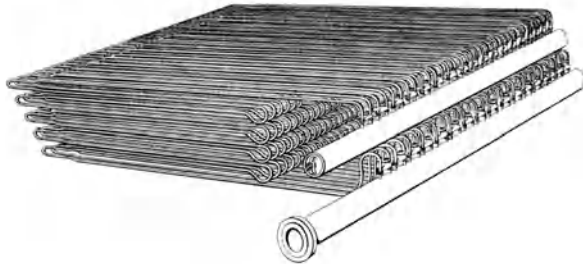


Abb. 198a. Amerikanischer liegender Überhitzer.

gung dieser Kästen in den kälteren Kesselzügen. Abb. 197 bis 198 zeigen drei Arten von liegenden Überhitzern<sup>1</sup>, Abb. 199 einen solchen in hängender Ausführung. Man erkennt, daß die Rohrschlangen, die sich bei der Erwärmung im Betriebe leicht stark verziehen, durch entsprechende Unter-

stützungen und Zwischenstücke versteift werden müssen (s. Abb. 200). Früher benützte man für die Rohrschlangen des Überhitzers vielfach besonders geformte Rohre, z. B. flachgedrückte oder mit besonderen Einlagen versehene Rohre (Sternrohre usw.)<sup>2</sup>; jetzt werden in der Regel nur glatte Rohre benützt, die man höchstens zum Zwecke der Raumersparnis mit besonderen Umkehrenden (s. Abb. 201 a u. b) versieht. Vielfach genügt es aber

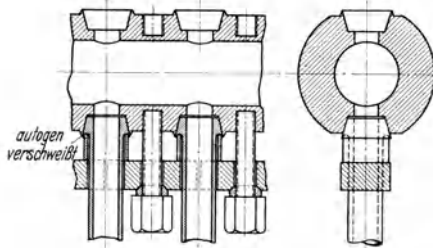


Abb. 198b. Befestigung der Überhitzerrohrenden an den Sammelkästen.

für diesen Zweck, die einzelnen Windungen schief gegeneinander zu legen, wie in Abb. 199. Für die Ableitung des beim Anfahren eingegebenen Schutzwassers sind aber bei den liegenden Überhitzern die parallelen Windungen nach Abb. 197a u. b am günstigsten. Die Rohrverschlüsse an den Sammelkästen reichen meist über 4 Rohreinwalzstellen.

<sup>1</sup> Abb. 198a zeigt einen liegenden Überhitzer amerikanischer Bauart, dessen Rohre an den Sammelkästen durch Schraubverbindung befestigt sind. Abb. 198b stellt eine neuere, günstigere Ausführungsart für solche Rohranschlüsse dar.

<sup>2</sup> Siehe hierzu Spalckhaver-Rüster, 1924 S. 249.



Bei den hängenden Überhitzern der Steilrohrkessel, die sich unter Umständen sehr hoch (bis zu 8 m Höhe) bauen, wird, was naheliegt, neuerdings oft eine Trennung der sonst meist eng beisammenliegenden Sammelkästen vorgenommen, um eine sichere und schnelle Entwässerung zu erreichen. Man legt dazu einen Sammelkasten nach oben, den 2. Sammelkasten nach unten. Eine derartige Anordnung der Kästen erleichtert die Entwässerung, führt aber auch zu unübersichtlicheren Rohranordnungen.

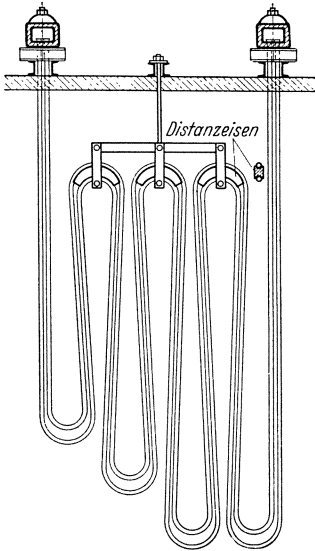


Abb. 199. Hängender Überhitzer.

In neuerer Zeit ist man manchmal auch schon dazu übergegangen, die Überhitzer ohne Eintrittssammelkästen auszuführen. Die Überhitzerrohre werden dann für die Zuführung des Satttdampfes unmittelbar an die Kesseltrommel angeschlossen (s. auch Abb. 159 und auch 255).

Die Rohre, meist 38/30 oder 42/34 mm, werden bis zu einem Druck von 60 atü und einer Temperatur von 425° C aus Flußstahl, darüber aus alterungsbeständigem, unlegiertem Izett-Stahl oder aus niedrig legierten Chrom-Molybdänstählen gefertigt. Der Werkstoff der Sammelkästen — diese

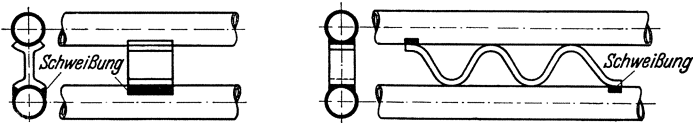
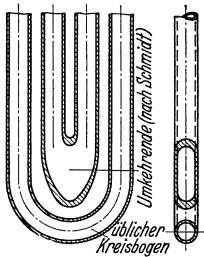
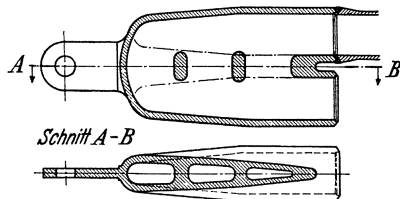


Abb. 200. Abstützung zweier Überhitzerrohre.

Abb. 201 a.  
Überhitzer-Umkehrerenden.Abb. 201 b.  
Überhitzer-Umkehrerenden beim Velox-Kessel von BBC.

bei niedrigen Drücken von rechteckigem oder quadratischem Querschnitt mit rd. 175 mm Kantenlänge, bei höheren Drücken dagegen rund gestaltet (s. Abb. 202) — soll besonders dann, wenn die Rohre eingewalzt sind, etwas härter gewählt werden. Gut bewährt hat

sich die in Abb. 203 veranschaulichte Zweiteilung des Überhitzer-Rohrbündels, wobei es möglich ist, zur Vermeidung von Korrosionen den Niedertemperaturteil aus einfacherem Baustoff (Flußstahl), den Hochtemperaturteil aus hochtemperaturfestem legierten Stahl zu

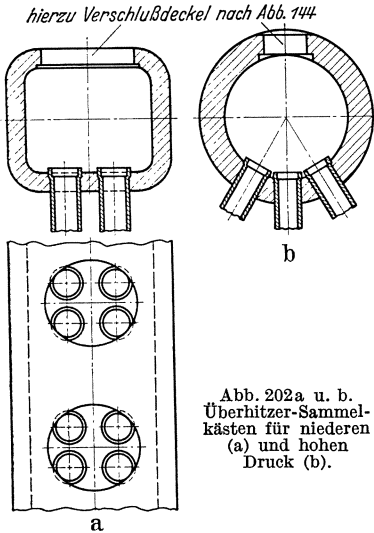


Abb. 202a u. b. Überhitzer-Sammelkästen für niederen (a) und hohen Druck (b).

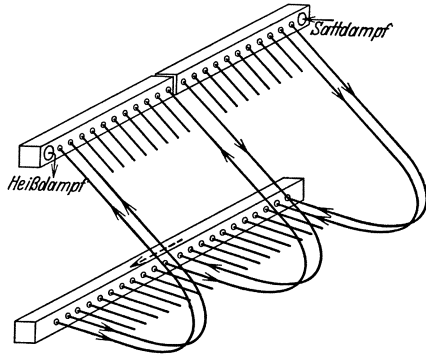


Abb. 203. Überhitzer, dampfseitig in zwei Gruppen hintereinander geschaltet.

fertigen. Es trägt dabei zur Schonung des Überhitzers bei, wenn man den ersten Teil im Gegenstrom, den zweiten heißeren Teil im Gleichstrom zu den Rauchgasen anordnet.

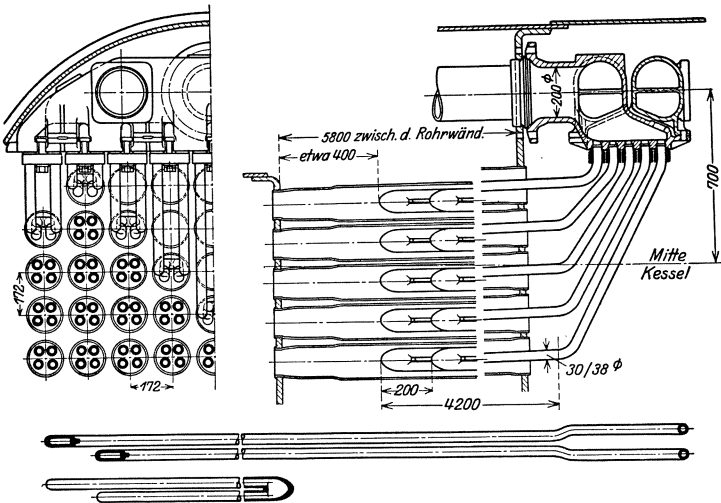


Abb. 204. Rauchrohrüberhitzer nach Schmidt.

Bei den aus Heizrohren aufgebauten Lokomobil-, Lokomotiv- und Schiffskesseln hat sich fast überall der Rauchrohrüberhitzer nach Schmidt eingeführt, der mit verschiedenen Schaltungen gebaut werden

kann. Abb. 204 zeigt einen solchen Überhitzer eingebaut in eine Lokomotive. Die Überhitzerrohre, die in den Rauchrohren abgestützt sein müssen und Rohrenden nach Abb. 201a aufweisen, sind hier verhältnismäßig leicht auswechselbar.

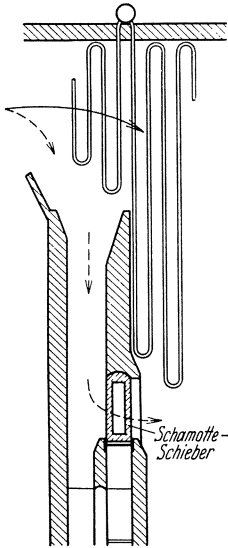


Abb. 205. Regelung der Überhitzungstemperatur durch Umleiten der Rauchgase.

c) Zur Regelung der Überhitzungstemperatur, werden an den Kesseln fast immer noch besondere Einrichtungen vorgesehen. Die Regelung kann auf verschiedene Weise erreicht werden, und zwar:

1. durch Umleitung eines Teiles der Naßdampfmenge um den Überhitzer, wovon früher allgemein Gebrauch gemacht wurde;

2. durch Umleitung eines Teiles der Rauchgase um den Überhitzer (s. Abb. 205);

3. durch Abkühlen eines Teiles des vom Überhitzer kommenden Heißdampfes in einem innerhalb des Wasserraumes des Kessels eingebauten Oberflächenkühler (s. Abb. 206);

4. durch Einspritzen von Wasser in den Heißdampf, entweder nach dem Überhitzer oder, was zweckmäßiger ist, zwischen dem Nieder- und dem Hochtemperaturteil des Überhitzers (s. Abb. 207).

Der erste Weg, der baulich sehr einfach ist, da er nur eine Rohrleitung mit Ventil verlangt, bringt den Nachteil mit sich, daß bei starker Benützung der Dampfumleitung der Überhitzer, der dem Rauchgasstrom voll ausgesetzt bleibt, zu wenig gekühlt wird; diese erste Maßnahme

ist also nur in geringem Umfang anwendbar. Der zweite Weg führt bei der Anlage des Gasumleitungskanals, der mit temperaturfesten Schiebern oder Klappen ausgerüstet sein muß, häufig zu baulichen Schwierigkeiten; auch sind bei höheren Rauchgastemperaturen selbst gußeiserne Klappen oder Schieber nicht haltbar genug und müssen durch Schamotteschieber, die aber leicht zerbrechen, ersetzt werden.

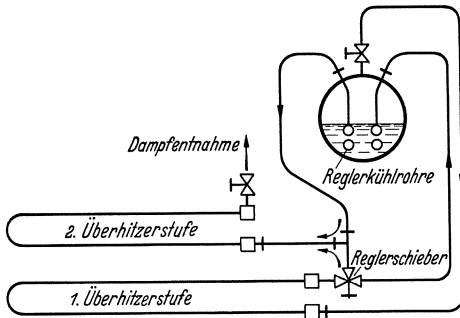


Abb. 206. Regelung der Überhitzungstemperatur durch Abkühlen des Heißdampfes in einem innerhalb des Wasserraumes des Kessels eingebauten Oberflächenkühler.

Die an dritter Stelle angeführte Maßnahme hat sich außerordentlich bewährt; sie bietet den großen Vorteil, daß bei der Benützung des

Reglers die Ausnützung der Rauchgase durch den Überhitzer in keiner Weise beeinträchtigt wird. Die überschüssige Überhitzungswärme wird nämlich durch den Oberflächenkühler zur Verdampfung von Wasser ausgenützt. In der Kesselanlage der Mikramag-Magdeburg hat man den Kühler zwischen Nieder- und Hochtemperaturteil des Überhitzers eingeführt, was für die Schonung des Überhitzers zweckmäßig ist. Bei der Anlage der Technischen Hochschule München (s. Abb. 161) hat man nicht nur die Obertrommel, wie dies üblich ist, sondern auch noch die Untertrommel des Steilrohrkessels mit Oberflächenkühlrohren ausgerüstet, um einen besonders großen Regelbereich zu gewinnen.

In neuerer Zeit hat sich vor allem der vierte Weg für die Regelung, nämlich das Einspritzen von Wasser eingeführt, da die dazu nötige Einrichtung sich billig ausführen und vor allem leicht unterbringen läßt und da das Regelverfahren wärmetechnisch ebenso günstig wirkt wie die unter 3. angeführte Oberflächenkühlung. Man hat jedoch darauf zu achten, daß möglichst Kondensat oder sorgfältig gereinigtes Wasser zum Einspritzen benützt wird; beim Einspritzen von kesselsteinhaltigem Wasser bildet sich in der Regel eine pulverförmige Ausscheidung, die bei ihrem Absetzen im Überhitzer oder in der nachgeschalteten Dampfmaschine leicht zu Verstopfungen und Betriebsstörungen Anlaß geben kann. Zweckmäßig baut man aus Sicherheitsgründen hinter die Einspritzstelle das Hencky-Bayer-Filter ein. Dieses Filter (s. Abb. 207), das aus mehreren Lagen von Stahlkugeln besteht, sorgt durch seine große Verdampfungsoberfläche gleichzeitig dafür, daß das eingespritzte Wasser alsbald in Dampf übergeführt wird.

Loschge, Dampfkessel.

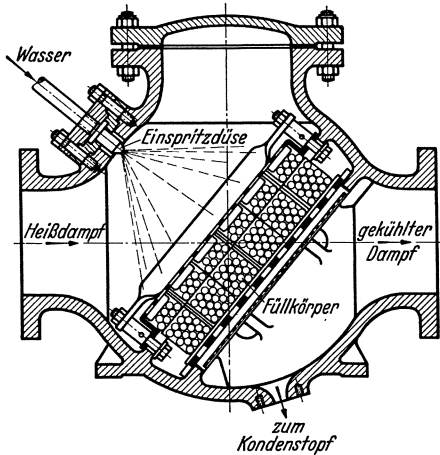


Abb. 207. Regelung der Überhitzungstemperatur durch Einspritzen von Wasser in den Heißdampf (Heißdampfkühler Bayer).

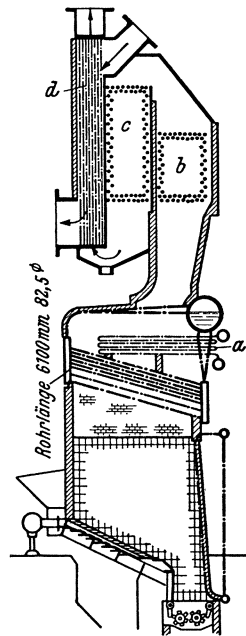


Abb. 208. Zwischenüberhitzerkessel im Edgar-Kraftwerk Boston für 26 atü und 135 t/h Leistung. a Frischdampfüberhitzer; b Zwischenüberhitzer; c Speisewasservorwärmer; d Luftvorwärmer.

B. Die Zwischenüberhitzer, die durch Rauchgase beheizt werden, sind in der gleichen Weise aus Rohrschlangen und Sammelkästen aufgebaut wie die Erstüberhitzer (s. hierzu vorhergehenden Abschnitt A). Sie werden zweckmäßig im Rauchgasstrom des Kessels hinter dem Erstüberhitzer angeordnet, da für die Zwischenüberhitzung in der Regel eine niedrige Dampftemperatur genügt. In Abb. 208 ist ein Kessel mit Zwischenüberhitzung aus dem Edgar-Kraftwerk in Boston (USA.) dargestellt<sup>1</sup>.

### III. Die Speisewasservorwärmer.

Allgemeines. Speisewasservorwärmung findet in der Technik aus 2 Gründen Anwendung: einerseits kann damit Wärme, die sonst verloren gehen würde, für den Kesselbetrieb nutzbar gemacht werden; andererseits trägt sie zur Schonung des Kesselkörpers bei, da bei der Verarbeitung vorgewärmten Speisewassers, welches auch die Entgasung desselben leichter möglich macht, weniger große Temperaturschwankungen im Kesselinhalt und infolgedessen auch nicht so leicht durch Wärmespannungen hervorgerufene Undichtheiten auftreten.

Das Speisewasser kann erwärmt werden:

1. durch Rauchgase im Rauchgasvorwärmer (Rauchgas-Speisewasservorwärmer oder Ekonomiser-Eko);
2. durch Dampf, meist Abdampf oder auch Zwischendampf, in Abdampf- oder Zwischendampfvorwärmern.

Die Rauchgas-Speisewasservorwärmer gehören mit den Luftvorwärmern zu den Zusatz- oder Hilfsheizflächen der Kessel, die unbedingt gebraucht werden, da mit dem Kesselkörper und dem Überhitzer allein vor allem bei höherem Dampfdruck die für einen befriedigenden Wirkungsgrad notwendige niedrige Endtemperatur der Rauchgase (180° C bei den üblichen Wirkungsgraden bis zu 84 vH, 120 bis 140° C bei den manchmal angestrebten hohen Wirkungsgraden bis zu 88 vH und darüber) überhaupt nicht zu erreichen ist. Die Anwendung dieser Zusatzheizflächen, die bei den neuzeitlichen Kesseln, insbesondere bei den fast nur aus Strahlungsheizflächen bestehenden Kesseln von Seidel-Oschatz, Baumann, Wood usw., in großem Umfang für die Wärmeübertragung herangezogen werden, ist auch deshalb geboten, weil die Beschaffungskosten dieser Zusatzheizflächen wesentlich (um bis 30 vH) niedriger sind als diejenigen einer gleichwertigen Kesselkörperheizfläche. Die nötige Zusatzheizfläche kann an den Kesseln entweder in Form eines Rauchgas-Speisewasservorwärmers oder in

<sup>1</sup> Über dampfbeheizte Zwischenüberhitzer, die mehr für kleinere Anlagen in Frage kommen und die entweder mit strömendem aber auch mit kondensierendem Frischdampf betrieben werden können, s. Marguerre: Z. VDI 1929 S. 913, ferner Spalckhaver-Rüster, 1934 S. 93 und vor allem Münzinger: Dampfkraft S. 270 bis 276.

Gestalt eines Luftvorwärmers angebracht werden. In vielen Fällen, vor allem bei Kesseln mit Rostfeuerung, die keine hohe Luftvorwärmung zuläßt, zieht man sogar vor, sowohl einen Rauchgasvorwärmer für das Speisewasser als auch einen Luftvorwärmer anzuwenden. Da neuerdings das vorzuwärmende Speisewasser aber schon mit verhältnismäßig hohen Temperaturen (100 bis 200° C und darüber) im Betriebe anfällt (vor allem bei Durchführung des Regenerativ-Kreisprozesses in den Kraftwerken) und außerdem auch die Gefahr der Taubildung (diese hervorgerufen durch Ausscheidung von Wasser aus den feuchten Rauchgasen) bei den Luftvorwärmern geringer ist als bei den Ekonomisern, so ist es in solchen Fällen allein zweckmäßig, den Speisewasservorwärmer im Rauchgasstrom vor dem Luvo anzuordnen.

Die Abdampf-Speisewasservorwärmer, die in Kesselanlagen schon seit langem zur Verwertung der Abdampfwärme von dampf-angetriebenen Speisepumpen üblich sind, haben durch die Einführung des Regenerativ-Kreisprozesses in den Kraftwerken erhöhte Bedeutung erlangt. Dieser neuartige Kreisprozeß, mit welchem eine Verminderung des Kohlenbedarfes bis zu 10 vH möglich ist, hat nämlich eine stufenweise Vorwärmung des Speisewassers durch Abdampf und Anzapfdampf (letzterer auch Zwischendampf genannt), die aus den Dampfkraftmaschinen entnommen werden, zur Voraussetzung. Man wendet bei diesem Kreisprozeß, der vor allem bei hohem Dampfdruck günstig wirkt, bis zu 3, manchmal sogar 5 Vorwärmerstufen an, wobei das Speisewasser bei entsprechend hohem Druck bis auf 200° C und darüber erwärmt werden kann. Man bleibt hier stets beträchtlich unter der Siedetemperatur. Diese Abdampf- und Zwischendampfvorwärmer werden zur Herabsetzung der Wärmeverluste selbstverständlich möglichst nahe den Dampfmaschinen, aus welchen der Vorwärmerdampf entnommen wird, aufgestellt; sie arbeiten durchwegs mit Kondensation des Heizdampfes.

a) Die Rauchgas-Speisewasservorwärmer (Ekonomiser), deren Einführung der englischen Maschinenfabrik Green zu verdanken ist, werden entweder als Zentralvorwärmer, wobei sie für mehrere Kessel zugleich dienen, oder, was heute meist der Fall ist, als Einzelvorwärmer ausgeführt. Letzterer Fall, wobei jeder Kessel seinen eigenen Vorwärmer erhält, ist unbedingt vorzuziehen, da bei den Zentralvorwärmern meist erhebliche Wärmeverluste durch die ungewöhnlich langen Rauchgasverbindungs Kanäle und durch die damit gegebene vermehrte Möglichkeit des Zutrittes von Falschlufte auftreten. Auf den früher meist immer vorgesehenen „Umlaufkanal“, der bei Störungen am Rauchgasvorwärmer für die Abführung der Rauchgase benützt werden soll, wird jetzt vielfach verzichtet, da die Vorwärmer heute sehr betriebssicher gebaut werden.

Man führt die Rauchgas-Speiswasservorwärmer aus:

$\alpha$ ) bis zu Drücken von 25 atü unter Umständen noch in der von Green entwickelten Bauart als Gußeisen-Glattrohrvorwärmer,

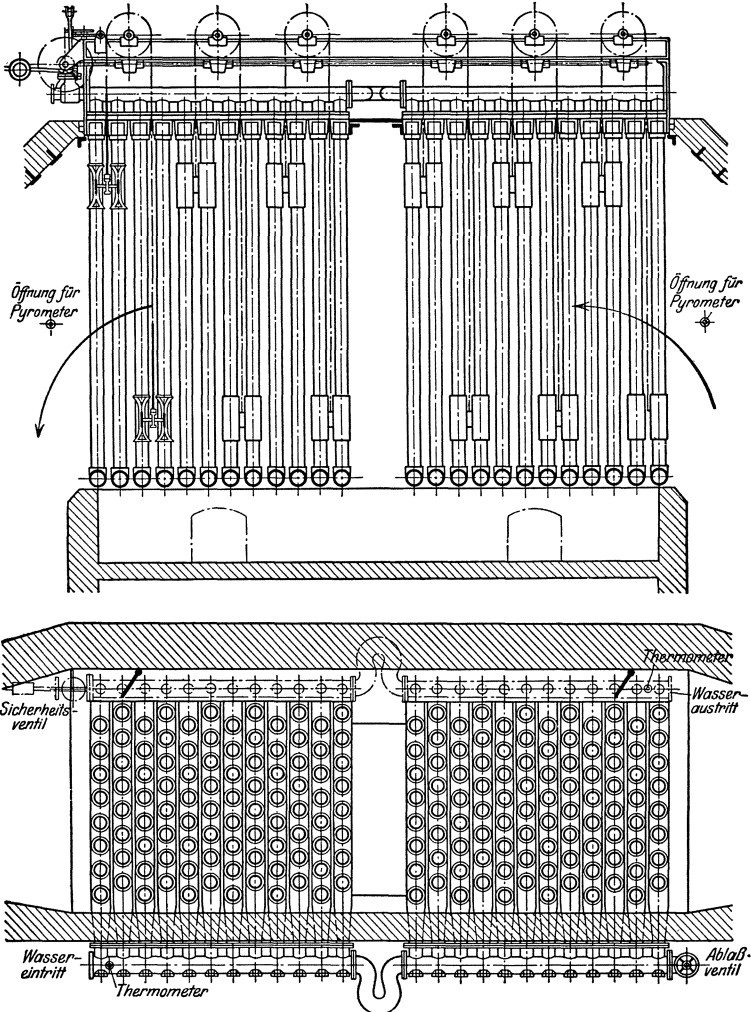


Abb. 209. Glattrohrvorwärmer aus Gußeisen.

$\beta$ ) bis zu Drücken von 60 atü, gegebenenfalls bis zu 100 atü als Rippenrohrvorwärmer aus Sondergußeisen,

$\gamma$ ) bei Drücken über 60 atü bzw. 100 atü und in allen Fällen, wo Verdampfung im Vorwärmer vorgenommen wird, als Vorwärmer mit Rohrschlangen aus Stahl.

α) Der heute nur selten benützte gußeiserne Glattrohrvorwärmer nach Green (s. Abb. 209), bei dem gerade Rohre von 85 bis 100 mm lichter Weite mit einer Wandstärke von 10 mm und darüber und mit 2,7 bis 4 m Länge in einer Anzahl von 6 bis 12 Rohren in querliegenden Kammern hydraulisch eingepreßt (s. Abb. 210) und so zu einer Rohrreihe vereinigt werden, wird zur Erreichung einer guten Zugänglichkeit so aufgebaut, daß man Gruppen von je 8 bis 12 Rohrreihen bildet, wobei man zwischen den Gruppen einen etwa 400 mm breiten Zwischenraum für das Befahren anordnet und ferner auch noch einen Längsgang vorsieht, welcher letzterer im Betriebe durch Rauchgas-Lenkklappen (Deflektoren) abgeschlossen wird. Diese Klappen sollen die Rauchgase gegen die Vorwärmeröhre zu lenken.

Die Rohre werden heute nur noch aus hochwertigem Gußeisen wie Perlit-, Elektroguß usw. hergestellt, wodurch die Betriebssicherheit dieser Vorwärmer sehr gesteigert ist. Man hat verschiedene Rohrschaltungen entwickelt. Bei der älteren Greenschen Schaltung steigt das Wasser in sämtlichen Rohren gleichzeitig in die Höhe, was eine sehr kleine Wassergeschwindigkeit ergibt. Bei der „Düsseldorfer Schaltung“ wird zur Erzielung eines Gegenstromes das Wasser in der letzten Rohrreihe von unten nach oben, in der nächsten Reihe von oben nach unten usw. geführt. Eine Schaltung, die eine Zwischenstufe darstellt, ist von Krüger angegeben worden. Versuche des Bayerischen Revisions-Vereins<sup>1</sup> haben jedoch ergeben, daß der Unterschied in der Wirkung der verschiedenen Rohrschaltungen über 10 vH nicht hinausgeht.

Der gußeiserne Glattrohrvorwärmer bietet den großen Vorzug, daß auf- und ablaufende Schaber selbsttätig dauernd den Rußansatz von der Rohroberfläche entfernen. Durch die Kettenlöcher des Schaber-Antriebes wird freilich Falschlufft in merkbarem Betrag eingesaugt. Ein weiterer erheblicher Nachteil des Glattrohrvorwärmers ist sein verhältnismäßig großer Platzbedarf.

β) Der Rippenrohr-Rauchgas-Speisewasservorwärmer, der heute in erster Linie Verwendung findet, weil durch die Benutzung von Rippen das Gewicht und der Platzbedarf gegenüber dem Glattrohrvorwärmer erheblich verringert sind. Nach Schulz<sup>2</sup> kann die Heizfläche eines Rippenrohres bei gleichem Wasserinhalt mehr als das Siebenfache eines glatten Rohres von gleichen Abmessungen betragen. Die Rippen versteifen ferner die Rohre derart, daß man die Rippenrohrvorwärmer bei Verwendung hochwertigen Gußeisens sogar bis zu 100 atü

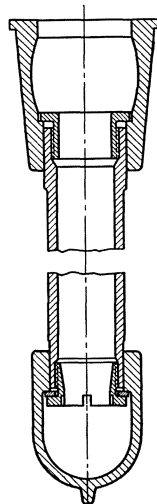


Abb. 210.  
Befestigung der  
Rohre eines  
Glattrohr-  
vorwärmers in  
den Kammern.

<sup>1</sup> Z. bayer. Revis.-Ver. 1909, S. 185.

<sup>2</sup> Siehe Dubbel Bd. II S. 68. Berlin: Julius Springer 1935.



noch verwenden kann. Die Rohre werden mit lichten Weiten von 60 bis 110 mm, mit Wandstärken  $d = 10$  bis 13 mm und mit Längen  $L = 0,75$  bis 2,5 m gebaut.

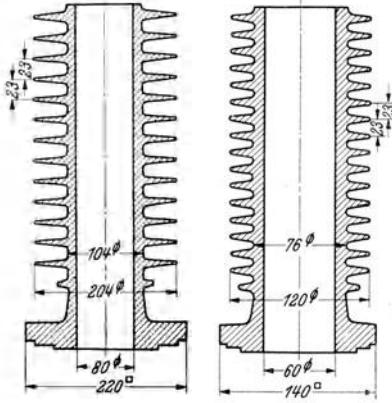


Abb. 211 a.  
Verbandsrippenrohr.

Abb. 211 b.  
Hochleistungsrippenrohr.

Die Rippen können sehr verschieden gestaltet werden — kreisförmig, meist jedoch quadratisch. Bei dem Stierle-Vorwärmer sind die quadratischen Rippen so groß, daß die Rippenenden benachbarter Rohre zusammenstoßen und so für die Rauchgase, die durch die einzelnen Rippen aufgeteilt werden, völlig getrennte Wege und Gassen gebildet werden. Man erwartet davon einen geringeren Zugbedarf und eine günstigere Führung des Rauchgases. In jüngster Zeit haben vielfach Bestrebungen eingesetzt, die Wirkung dieser Rippenrohrvorwärmer

noch weiter zu verbessern, und zwar dadurch, daß man bei gleicher Baulänge bzw. gleichem Raumbedarf die übertragene Wärmemenge noch zu steigern und das nötige Eisengewicht noch zu vermindern suchte. Es führte dies zu den Hochleistungs-Rippenrohrvorwärmern. An den Rippenflächen wurden die an den Ecken des Quadrates liegenden Flächenstücke, die an der Wärmeübertragung nur in geringem Maße beteiligt sind, durch Abschrägen beseitigt. Die Querschnittsform der Rippen wurde ebenfalls verbessert, indem man von den hohen schmalen Rippen auf kurze Rippen mit verdicktem Fuß überging. Abb. 211 a und b zeigen den Unterschied zwischen dem älteren Verbandsrippenrohr und dem Hochleistungsrippenrohr.

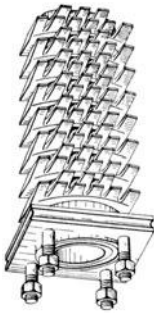


Abb. 212. Nadelvorwärmerrohr von Liesen & Co.

Es sind auch mit Erfolg Sonderbauarten, wie ein Schneckenrippenrohr, das Kaskadenrippenrohr (von Föge), das Blockrippenrohr (ebenfalls von Föge) und das neuerdings oft verwendete Nadelvorwärmerrohr von Liesen & Co. (s. Abb. 212) entwickelt worden. Die letztere Bauart, bei welcher der Wärmeübergang durch die Wirbelung an den Nadeln — diese ergeben außerdem vermehrte Heizfläche — sehr gefördert wird, soll besonders kleinen Raumbedarf aufweisen. Um den Zugverlust, der bei den Rippenrohrvorwärmern an und für sich wesentlich höher ist als bei den Glattrohrvorwärmern (6 bis 12 mm gegen 2 bis 4 mm WS.) nicht noch weiter anwachsen zu lassen, bevorzugt man fluchtende Anordnung der Rohre. An den Enden sind die Rippenrohre durch angeschraubte

Rohrkrümmer verbunden; statt der Schraubenverbindung ist auch Walzverbindung möglich.

Die übliche und zweckmäßigste Anordnung des Rippenrohrvorwärmers ist in Abb. 213 veranschaulicht. Sie ist gekennzeichnet durch

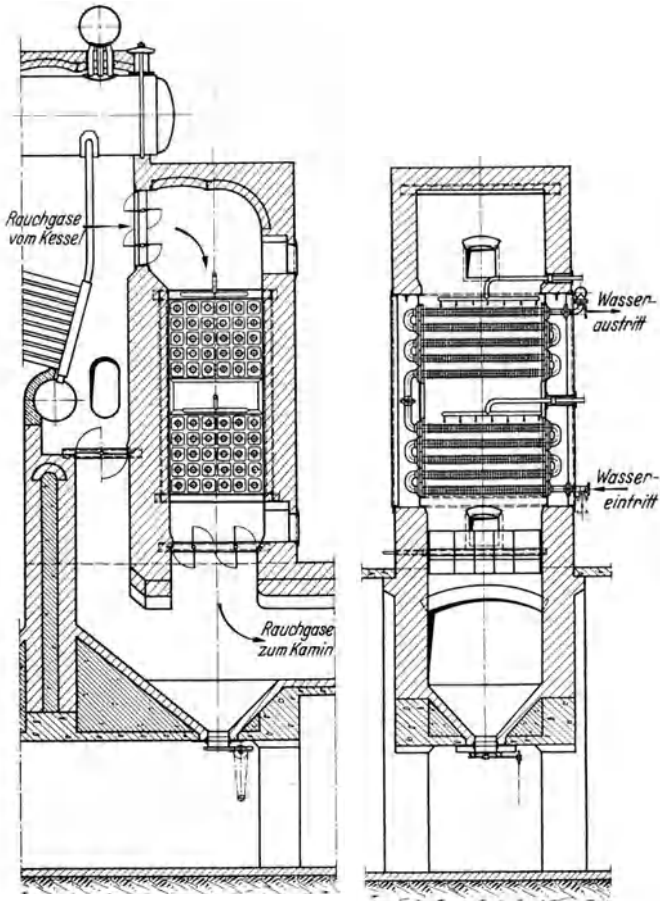


Abb. 213. Einbau eines Rippenrohrvorwärmers.

Führung des Wassers von unten nach oben — dadurch Abführung der ausgeschiedenen Gase sichergestellt — und Lenkung der Rauchgase im Gegenstrom von oben nach unten. Eine solche Anlage ermöglicht auch günstige Anbringung des Ruß- und Flugaschenabsetzbehälters unterhalb des Rohrbündels bzw. an der unteren Umkehrstelle des abziehenden Gasstromes. An Stelle dieser Anordnung, die große Bauhöhe erfordert, ist es auch möglich<sup>1</sup>, solche Rippenrohrvorwärmer mit

<sup>1</sup> Siehe Blümel: Z. bayer. Revis.-Ver. 1934 S. 153.

waagrechter Rauchgasführung wie die Glattrohrvorwärmer nach Green anzuordnen.

Ein beträchtlicher Nachteil des Rippenrohrvorwärmers liegt in der Tatsache, daß die Reinigung von Ruß- und Flugasche, die durch verschiebbare Bläser vor sich geht, hier nicht selbsttätig und dauernd erfolgt wie bei den Glattrohrvorwärmern, sondern durch den Heizer von Zeit zu Zeit unter Aufwand von Handarbeit vorgenommen werden muß.

Die in Amerika verwendeten Rippenrohrvorwärmer (s. Abb. 214a und b) sind so eingerichtet, daß hier Rippenformstücke auf Stahlrohre aufgeschumpft<sup>1</sup> oder auch

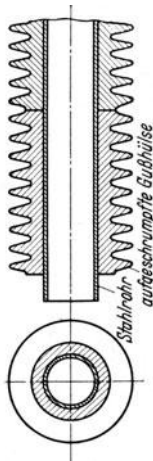


Abb. 214a.  
Amerikanisches Rippenvorwärmerrohr.

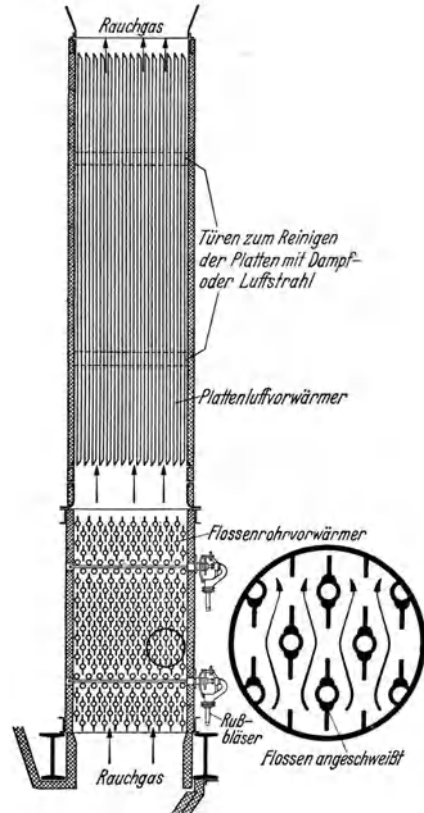


Abb. 214b. Amerikanischer Flossenrohrvorwärmer mit darüberliegenden Plattenluvo.

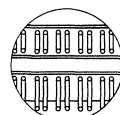
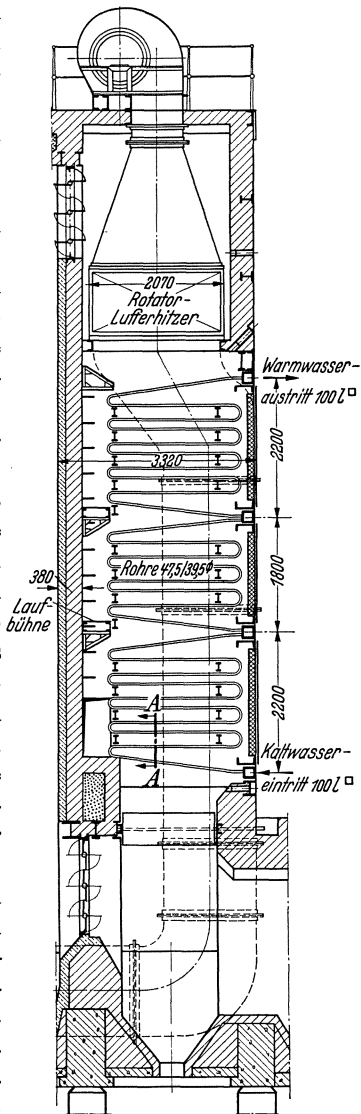
Längsrippen an Stahlrohre angeschweißt sind. Man verwendet dabei an den Enden neben Umkehrrohrstücken auch Sammelkästen.

γ) Die Stahlrohr-Rauchgas-Speisewasservorwärmer werden in Deutschland ausschließlich aus glatten Rohren ( $d = 30$  bis  $50$  mm), die zu Rohrschlangen geformt sind, hergestellt. An den Enden der Rohrschlangen müssen Sammelkästen, in welche die Rohre eingeschraubt, oder eingewalzt — gegebenenfalls auch angeschweißt — werden, vorgesehen sein (s. Abb. 215). Die Festigkeit dieser aus Stahlrohrschlangen gefertigten Vorwärmer ist sehr hoch; doch sind sie durch den chemischen

<sup>1</sup> Eine ähnliche Ausführung wird auch in Deutschland verwendet.

Angriff (Verrostung) sehr gefährdet, und zwar sowohl auf der Rauchgasseite durch die Feuchtigkeit der Gase (unter Umständen auch durch den Gehalt an Schwefel) als auch auf der Wasserseite durch die im Speisewasser noch enthaltenen Gase. Es ist in neuerer Zeit durch Anwendung sorgfältigster Entgasung des Speisewassers (bei Drücken von mehr als 40 atü muß der  $O_2$ -Gehalt unter 0,1 mg/l gehalten werden) und durch Benützung größerer Wassergeschwindigkeiten (über 0,25 m/s) gelungen, die Verrostung der Stahlrohre auf der Wasserseite in erträglichen Grenzen zu halten. Um die Verrostung auf der Gasseite zu verhüten, muß bei allen Vorwärmern die Taubildung vermieden werden; es gelingt dies am besten, wenn man das vorzuwärmende Speisewasser nicht zu kalt, wenn möglich nicht unter  $70^\circ C$ , einführt. Man muß an allen Rauchgasvorwärmern beachten, daß in der „Grenzschicht“ des Gasstromes örtlich beträchtliche Abkühlungen auftreten, was Taubildung und Beschlagen der Rohroberfläche zur Folge haben kann; das aus der Grenzschicht dann abtropfende Wasser wird hierbei im Kern der Strömung, der wärmer bleibt, sofort wieder verdampft.

Die Stahlrohrvorwärmer, die natürlich ebenfalls von Zeit zu Zeit mit Bläsern zu reinigen sind, finden neuerdings viel Verwendung, da nach den gesetzlichen Vorschriften die jetzt eingeführten dampfbildenden Ekonomiser, wenn der Dampfdruck, was meist der Fall ist, 10 atü übersteigt, mit Stahlrohren ausgerüstet sein müssen. Bei diesen verdampfenden Vorwärmern ist eine Wasserführung sehr geboten, bei welcher das Wasser bis zur Einführungsstelle am Kessel fortgesetzt in die Höhe steigt, obwohl man bei Benützung größerer Wassergeschwindigkeiten auch davon abweichen kann. In manchen Fällen



Schnitt A-A

Abb. 215.

Stahlrohrvorwärmer (Borsig).

insbesondere in Hochdruckanlagen hat man auch schon zwei Vorwärmer verschiedener Bauart hintereinander angeordnet, nämlich einen gußeisernen Vorwärmer, der unter Umständen mit kleinem Druck betrieben

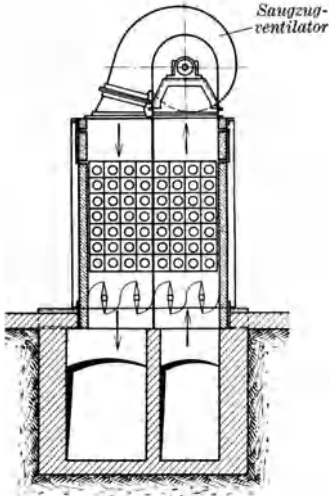


Abb. 216. Saugzug-Rippenrohr-Speisewasservorwärmer der Vereinigten Ekonomiserwerke.

wird, im Niedertemperaturgebiet und einen nachgeschalteten Stahlrohrvorwärmer, eingerichtet für den höheren Druck, im Hochtemperaturbereich der Rauchgase; bei ungleichem Druck der beiden Vorwärmer muß dann eine Pumpe zur Druckerhöhung zwischengebaut werden. Diese Aneinanderreihung von 2 Vorwärmern kann auch für dampfbildende Vorwärmer von Vorteil sein.

Eine Sonderbauart eines Rauchgas-Speisewasservorwärmers ist durch den umlaufenden Simmon-Wasservorwärmer<sup>1</sup> gegeben, der den Zweck verfolgt, durch Anordnung der Vorwärmerrohre in einer sich drehenden Walze eine günstige Wärmeübertragung zu erzielen und dabei mit dem Drehkörper zugleich die im Vorwärmer verbrauchte Zugstärke selbst zu erzeugen.

Zu erwähnen ist als Neuerung weiterhin der Saugzug-Ekonomiser (s. Abb. 216), der eine bauliche Vereinigung eines Ventilators mit einem Speisewasservorwärmer darstellt. Dem Gebläse fällt dabei die besondere Aufgabe zu, den nicht unbeträchtlichen Zugbedarf des Ekonomisers, der zur

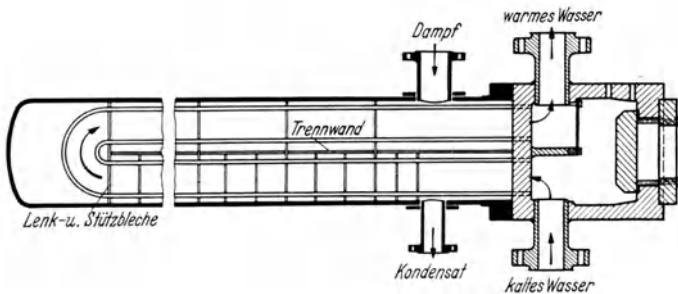


Abb. 217. Gegenstrom-Oberflächenvorwärmer für 115 atü Speisewasserdruck.

Erzielung eines guten Wärmeüberganges (durch hohe Rauchgasgeschwindigkeiten) oft in Kauf genommen werden muß, zu decken.

b) Die Abdampf- und Zwischendampfvorwärmer können als Misch- oder als Oberflächenheizeinrichtung gebaut sein. Bei den letzteren, die bei unreinem, veröltem Heißdampf unbedingt den Vorzug verdienen,

<sup>1</sup> Neuerdings auch von den Dürr-Werken gebaut.

ergeben sich wie bei den dampfbeheizten Zwischenüberhitzern ungewöhnlich kleine Heizflächen, da hier die Verhältnisse für die Wärmeübertragung auf beiden Seiten der Rohrwand sehr günstig sind (z. B.

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \alpha_{\text{Dampf} \div \text{Wand}} = 10000 \text{ kcal/m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h}; & \delta_{\text{Wand}} &= 0,0035 \text{ m}; \\ \lambda_{\text{Wand}} &= 40 \text{ kcal/m, }^\circ\text{C, h}; & \alpha_2 &= \alpha_{\text{Wand} \div \text{Wasser}} = 5000 \text{ kcal/m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h}; \\ & & & \text{so daß } k \sim 2600 \text{ kcal/m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h) (s. auch Abb. 217)}^1. \end{aligned}$$

#### IV. Die Luftvorwärmer.

Allgemeines. Die Luftvorwärmer gehören mit den Rauchgas-Speisewasservorwärmern zu den Zusatz- oder Hilfsheizflächen des Dampfkessels, die (s. vorhergehenden Abschnitt III) zur Erzielung eines befriedigenden Wirkungsgrades der Kohlenwärmeausnutzung unbedingt notwendig sind. Der Zweck der Luftvorwärmung unterscheidet sich aber wesentlich von demjenigen der durch die Rauchgase erzielten Speisewasservorwärmung. Die in einem Ekonomiser vom Wasser den Rauchgasen entzogene Wärmemenge  $Q_{\text{Eko}}$  ist bereits in vollem Umfang als Nutzwärme zu betrachten. Betrachtet man dagegen den Fall, daß eine Kesselanlage mit einem Luftvorwärmer (Luvo) ausgerüstet ist, so steht hier fest, daß die im Luvo den Rauchgasen entzogene Wärme  $Q_{\text{Luvo}}$ , die mit der vorgewärmten Luft der Feuerung sofort wieder zugeführt wird, nicht unmittelbar als Nutzwärme angesprochen werden kann. Der Luvo ist also im Gegensatz zum Eko nicht fähig, den Kesselkörper samt Überhitzer bei der Wärmeübertragung in irgendeiner Weise zu entlasten. Der Kesselkörper samt Überhitzer muß vielmehr bei alleiniger Benützung eines Luftvorwärmers mehr Wärme übertragen als in einer nur mit Eko ausgestatteten Kesselanlage von gleicher Leistung und gleichem Wirkungsgrad.

Die Luftvorwärmung erweist sich bei den Dampfkesseln trotzdem als ungemein wertvoll, da der Luftvorwärmer, der mit kalter Luft beschickt wird, genau wie ein Speisewasservorwärmer die Rauchgase viel weiter herabkühlen kann, als dies mit dem Kesselkörper, der heißes, siedendes Wasser enthält, und dem Überhitzer, der heißen Dampf führt, möglich ist. Die Anwendung eines Luftvorwärmers gibt also tatsächlich die Möglichkeit, den „Verlust durch fühlbare Wärme der Abgase  $\kappa_a$ “ herabzusetzen, obwohl, wie oben erwähnt, der Kesselkörper und der Überhitzer durch den Luvo nicht entlastet werden. Die Luftvorwärmung hat aber weiter den großen Vorteil, daß durch sie nicht nur eine merkbare Steigerung der Rauchgastemperatur im Feuerraum und längs der Kesselzüge hervorgerufen wird — die jetzt höher gewordenen Temperaturunterschiede zwischen dem Rauchgas und dem Kesselwasser bzw.

<sup>1</sup> Szamatolski (Berlin) hat eine zweckmäßige besondere Bauform von dampf-beheizten Oberflächenvorwärmern entwickelt die in mehreren Hochdruckanlagen mit Erfolg angewandt worden ist.

dem Dampf setzen die an den Kesselkörper und den Überhitzer je  $m^2$  übertragene Wärmemenge hinauf, so daß also in diesen Kesselteilen mehr

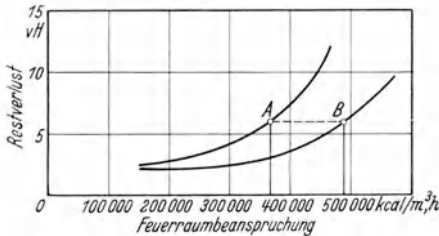


Abb. 218. Restverlust bei Betrieb mit und ohne Luftvorwärmung. Restverlust = Verlust durch Leitung und Strahlung  $\kappa_l$ , zuzüglich Verlust durch Flugkoks  $\kappa_f$ . Wenn dieser Restverlust bei großer Heizflächenbeanspruchung ansteigt, besteht er in der Hauptsache aus Flugkoksverlust.

Wärme übertragen wird —, sondern daß auch, wie Verfasser gezeigt hat<sup>1</sup>, durch Vorwärmung der Luft die Verbrennung im Feuerraum, und zwar infolge der Beschleunigung der Zündung und des Verbrennungsvorganges wesentlich verbessert wird. Die Erfahrung hat (s. Abb. 218) gezeigt, daß vor allem der Flugkoksverlust  $\kappa_f$ , zweifellos aber auch der Verlust durch brennbare Gase  $\kappa_u$  erheblich vermindert wird. Abb. 218 lehrt auch noch, daß durch die Luftvorwärmung die Leistungsfähigkeit einer Feuerung und eines Kessels eine bedeutende Steigerung erfährt; bei gleichem  $\kappa_f$  kann man statt der Dampfmenge des Punktes *A* die höhere Dampfmenge des Punktes *B* erzielen.

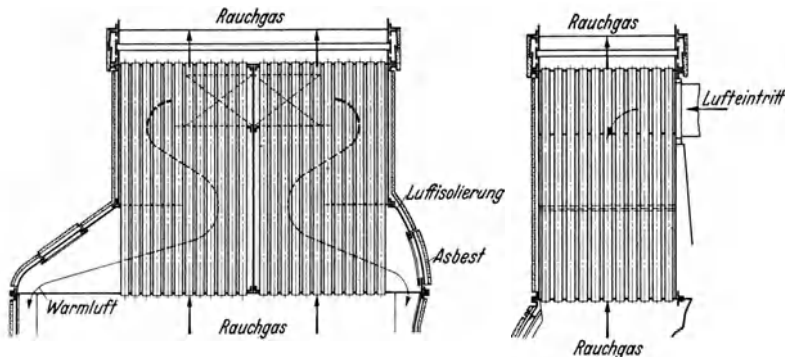


Abb. 219. Röhrenluftvorwärmer für Schiffskessel.

An Bauarten der Luftvorwärmer kann man unterscheiden:

a) die Rekuperativ-Luftvorwärmer, bei welchen der Wärmeübergang vom Rauchgas an die Luft durch eine Blechwand — auf dem Wege des Wärmedurchganges — erfolgt. Hierzu zählen:

1. Röhrenluftherhitzer,
2. Die Platten- oder Taschenluftherhitzer.

b) die Regenerativ-Luftvorwärmer, wobei Eisenteile, gegebenenfalls auch andere Körper<sup>2</sup> von den Rauchgasen aufgeheizt werden,

<sup>1</sup> Siehe Arch. Wärmewirtsch. 1926 S. 33.

<sup>2</sup> Kablitz hat auch einen Vorwärmer mit Steinfüllung ähnlich dem Cowper und den Siemens-Regenerativkammern vorgeschlagen (s. Arch. Wärmewirtsch. 1931 S. 116).

welche Körper dann als Speicher später ihre Wärme an die vorzuwärmende Luft weitergeben.

a) 1. Röhrenluftvorwärmer, die für Schiffskessel schon seit langem Anwendung gefunden haben (s. Abb. 219), werden häufig auch für ortsfeste Kessel gebraucht. Man verwendet in der Regel Stahlrohre von 50 bis 100 mm äußerem Durchmesser, 2 bis 4 mm Wandstärke und 2 bis 6 m Länge. Nach Netz (s. a. a. O., S. 99) kann man in 1 m<sup>3</sup> umbauten Raum 11 bis 15 m<sup>2</sup> Luftvorwärmerheizfläche unterbringen. Man findet sowohl diejenige Anordnung, bei der die Rauchgase durch die Rohre, die Luft dagegen im Gegen- oder Kreuzstrom um die Rohre geführt wird, als auch die umgekehrte Anordnung, die aber für die Reinigung weniger zweckmäßig sein dürfte. Der B a b c o c k - Röhrenluftherhitzer (s. Abb. 220) hat

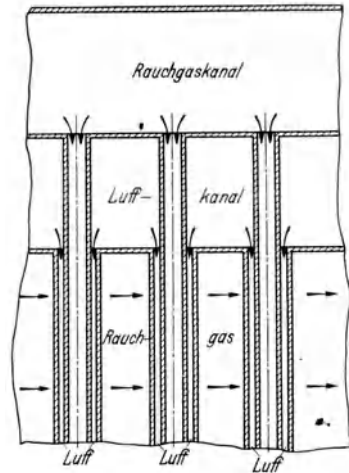


Abb. 220. B a b c o c k - Röhrenluftherhitzer.

zum Auskommen mit kleinem Raumbedarf die Sondereinrichtung,

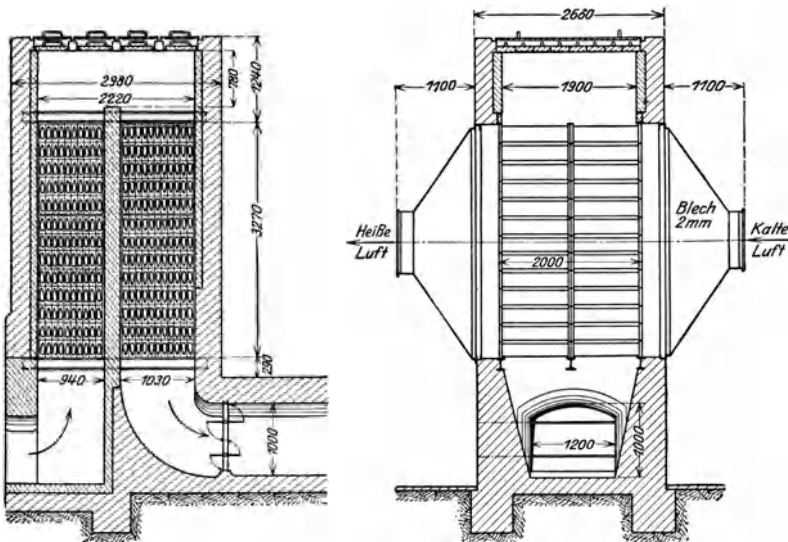
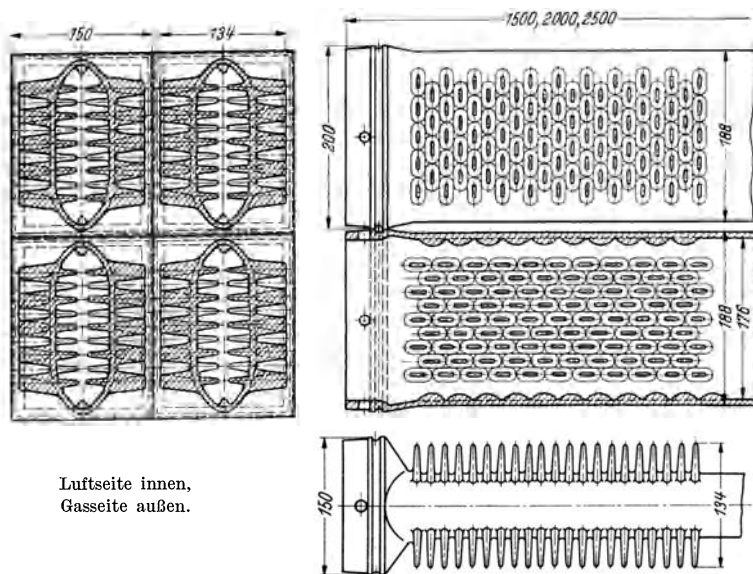


Abb. 221. F ö g e - Rohrluftherhitzer.

daß Doppelrohre benützt werden, wobei die Luft durch den Ringraum zwischen Außen- und Innenrohr fließt, während die Rauchgase die Außenseite des Außenrohres und die Innenseite des Innenrohres



bespülen. In Abb. 221 ist ein Föge-Rohr-Luvo dargestellt, der zwecks Verringerung des Strömungswiderstandes tropfenförmige Rohre verwendet; die Rohre sind hier bei niederen Temperaturen aus Stahl, bei hohen Temperaturen aus Gußeisen gefertigt. Für sehr heiße Rauchgase (bis zu 900° C) soll sich der gußeiserne Nadelluftreiter von Liesen & Co. besonders eignen. Zu erwähnen sind ferner der



Luftseite innen,  
Gasseite außen.

Abb. 222. Zahnrippenluftheritzerrohr der Vereinigten Ekonomiser-Werke.

bewährte Zahnrippen-Luvo der Vereinigten Ekonomiser-Werke (s. Abb. 222) und der Rippenrohrluftvorwärmer von Kablitz<sup>1</sup>. Abb. 223 gibt eine vielbenützte amerikanische Ausführung für einen Einzugröhrenvorwärmer wieder, bei dem wegen seiner großen Bauhöhe durch Verwendung gekrümmter Rohre für die notwendige Ausdehnungsmöglichkeit gesorgt ist.

2. Die Platten- oder Taschenluftvorwärmer, die am meisten verbreitet sind, bestehen aus Blechplatten von 2 bis 4 mm Wandstärke; die Bleche werden dabei am Rande abgebogen und zu Taschen, deren Länge bis zu mehr als 5 m und deren Breite bis zu 2,5 m betragen kann, zusammengeschweißt. Es werden dadurch breitere Kanäle für die Rauchgase (20 bis 40 mm lichte Weite) und engere Kanäle für die Luft (15 bis 20 mm lichte Weite) gebildet. Man kann auf diese Weise in 1 m<sup>3</sup> umbauten Raum etwa 35 m<sup>2</sup> Heizfläche einfügen. Die Blechplatten sind durch eingelegte Streifen und Ringe, welche erstere gleichzeitig als Leitbleche für den Gas- bzw. Luftstrom dienen, gegen Verziehen gesichert. Es muß

<sup>1</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1934 S. 101.

aber auch dafür gesorgt sein, daß die freie Ausdehnung der Blechplatten bei ihrer Erwärmung gewährleistet ist. An der Lufteintrittsseite werden wegen der Gefahr der Taubildung und Verrostung die Bleche häufig etwas stärker gewälzt; die Führung der Luft erfolgt in der Regel im Gegen- und im Querstrom zu den Rauchgasen. Man verwendet bei niedriger Lufttemperatur SM-Stahlbleche; bei Lufttemperaturen über 400° C müssen legierte Bleche benützt werden.

In Abb. 224 ist ein Luftvorwärmer der Combustion-Engineering Co. dargestellt, der Einzugsführung aufweist und sich zweifellos durch geringen Strömungswiderstand sowohl auf der Rauchgasseite als auch auf der Luftseite auszeichnet. In Abb. 225 ist ein Luvo dargestellt, bei welchem zur

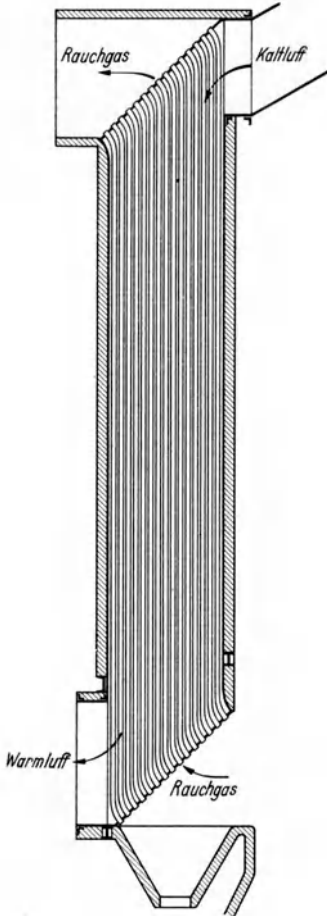


Abb. 223. Amerikanischer Einzugs-Röhrenluftherhizer.

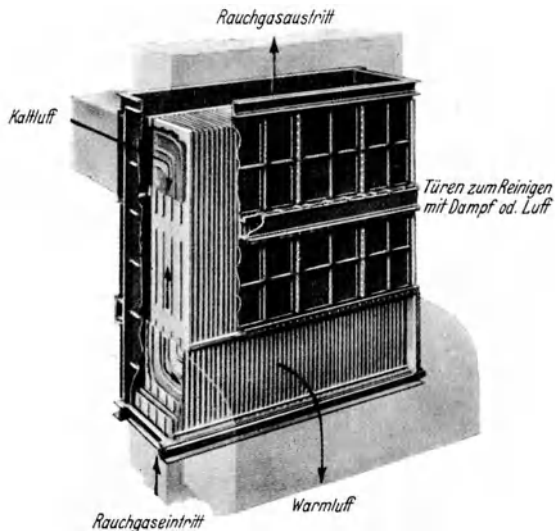


Abb. 224. Amerikanischer Einzugs-Plattenluftherhizer.

Erzielung geringer Bauhöhe die Luft in mehreren Zügen quer zum Rauchgasstrom geführt ist. Durch entsprechende Formung der Umkehrbögen hat man an letztbesprochenen Vorwärmern eine weitgehende Herabsetzung des Strömungswiderstandes für die Luft erreichen können.

b) Die Regenerativluftvorwärmer, die als Cowper und als Regenerativkammern in der Hüttentechnik und in der keramischen Industrie eine sehr große Rolle spielen — hier wird die Wärme in Steinen

aufgespeichert —, sind für Kessel meist so eingerichtet, daß man als Speicherkörper dank der niedrigeren Gastemperatur Eisenbleche mit großer Oberfläche benützt und die Umschaltung durch eine Drehbewegung ersetzt. In Abb. 226a ist der Ljungström-Vorwärmer, der auch in Deutschland große Verbreitung gefunden hat, dargestellt. Ein Drehkörper, der 3 bis 5 Umdrehungen je min macht, enthält sektorartige Abteilungen, in welchen die als Wärmespeicher dienenden besonders geformten Eisenbleche von etwa 0,5 mm Dicke eingelegt sind. Die

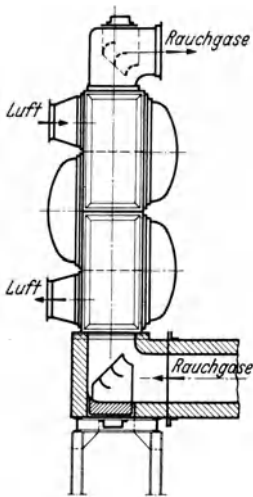


Abb. 225a. Mehrzug-Kreuzstrom-Plattenluftheritzer der KSG.

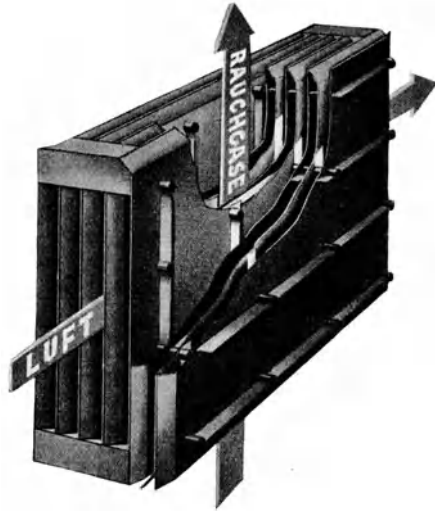


Abb. 225b. Aufbau des Kreuzstrom-Plattenluftheritzers der KSG.

Form und Anordnung der Einlagebleche ist aus Abb. 226b ersichtlich. Zur Übertragung der Wärme von den Rauchgasen an die Luft ist der Drehkörper, der 500 bis 850 mm hoch ist, in ein zweiteiliges Blechgehäuse eingebaut, so daß in einem Gehäuseteil die sich langsam drehenden Bleche durch die Rauchgase erhitzt und im zweiten Gehäuseteil diese Bleche durch die Luft wieder abgekühlt werden.

Trotz der Anbringung von Abdichtungsleisten zwischen dem Rauchgas- und dem Luftkanal hat man am Ljungström-Luftvorwärmer doch mit etwas höheren Undichtigkeitsverlusten als bei den Röhren- und Plattenluftheritzern zu rechnen. Da der Druck im Luftkanal größer ist als im Gaskanal, tritt Falschluff über. Die dadurch bedingten Verluste halten sich aber doch, vor allem bei größeren Belastungen des Vorwärmers, in zulässigen Grenzen [1 bis 2 vH Verminderung des  $v$  ( $\text{CO}_2$ ) der Rauchgase].

Der eigentümliche Aufbau und die Wirkungsweise des Ljungström-Luftheritzers bringt es mit sich, daß Gewicht und Raumbedarf bei

derselben Wärmeleistung bedeutend geringer sind als beim Plattenluftvorwärmer; man findet nämlich für die spez. Wärmeleistung hier rd.  $150 \cdot 10^3 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3, \text{h}}$  gegen  $(40 \text{ bis } 70) \cdot 10^3 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3, \text{h}}$  beim Platten-Luvo.

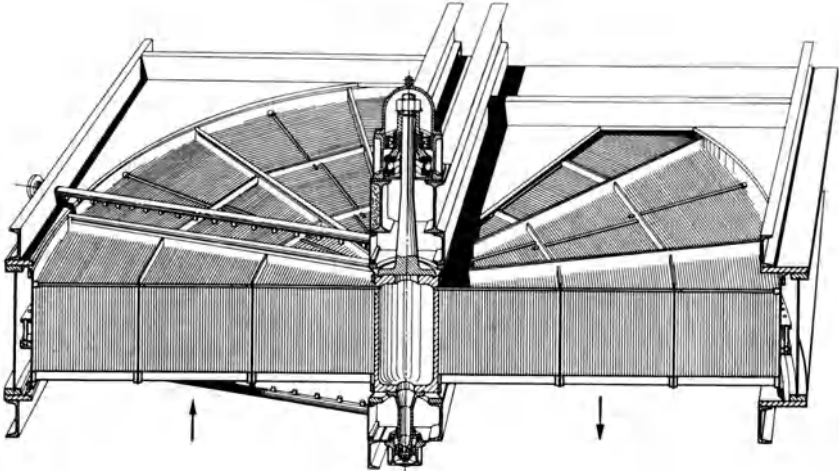


Abb. 226a. Ljungström-Luftvorwärmer. Man beachte den verminderten Durchgangsquerschnitt auf der Luftseite (eingestellt durch die Abdeckung).

Der Kraftbedarf ist klein, nur 0,5 bis 3 PS, der Einbau gestaltet sich einfach; insbesondere ist die Verwendung dieses Vorwärmers für steigenden Rauchgaszug zweckmäßig — Welle dabei senkrecht — da hier die Verschmutzung des Vorwärmers, der mit Bläsern gereinigt werden muß, geringer ist als bei Einbau in fallenden Zug.

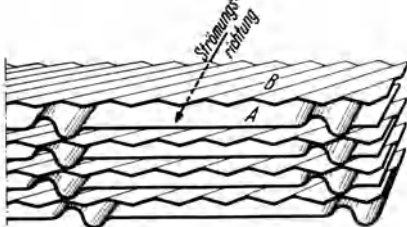


Abb. 226b. Schnitt durch ein Heizelement des Ljungström-Luftvorwärmers. Man beachte hier daß die Wellen der Bleche B schräg zur Strömungsrichtung laufen.

Man hat jedoch auch an Ljungström-Vorwärmern mit liegender Welle schon günstige Erfahrungen gemacht.

## V. Die Wärmeübertragungsvorgänge und die wärmetechnische Berechnung der Dampfkessel.

### 1. Der Feuerraum.

#### a) Der Vorgang der Wärmeübertragung im Feuerraum.

Die Wärmeübertragung setzt bei den Dampfkesseln, wie schon auf S. 37 kurz besprochen, bereits im Feuerraum ein. Bei der üblichen Anordnung der Feuerung gegenüber dem Kesselkörper und bei der vielfach vorgenommenen Auskleidung der Feuerraumwände mit Wandkühlrohren oder mit Strahlungsüberhitzern wird schon während der Verbrennung

eine beträchtliche Wärmemenge, die oben mit  $Q_s = \sigma \cdot \xi_u$  (in kcal/kg Brennstoff) bezeichnet wurde, an den Kesselkörper und die mit ihm verbundenen Wandkühlrohre sowie an den Strahlungsüberhitzer übertragen.

Man hat schon früh den großen Einfluß dieser im Feuerraum sich abspielenden Wärmeübertragung auf die Höhe der Feuerraumtemperatur  $t_F$  und deren hohe Bedeutung für den Verbrennungsvorgang und auch für die Beanspruchung der bestrahlten Heizfläche erkannt<sup>1</sup>. Es wurde jedoch zunächst der Vorgang so aufgefaßt<sup>2</sup>, daß man annahm, es würden als strahlende Körper, welche die Übertragung der Wärme  $Q_s$  veranlassen, nur die glühende Kohle auf dem Rost und die auf der Innenseite ebenfalls glühenden Wände des Feuerraumes in Betracht kommen. Die Flamme dagegen wurde als „diatherman“ (d. h. strahlungsdurchlässig) und demnach als völlig unbeteiligt an der Strahlungswärmeübertragung angesehen. Als aber durch die Arbeiten von Schack, Lent usw.<sup>3</sup> die Aufmerksamkeit auf die Gasstrahlung gelenkt und gezeigt worden war, daß ein Auftreten von Ruß bzw. Kohlenstoffteilchen in den Gasen die Strahlung erheblich vermehrt, gewann man rasch Klarheit darüber, welche hohe Bedeutung der Flammenstrahlung auch bei den Dampfkesseln zukommt.

Die im Feuerraum der Dampfkessel sich abspielende Wärmeübertragung ist demnach in erster Linie der Flamme zuzuschreiben, die sich bei der Verbrennung der üblichen Brennstoffe infolge deren Gehaltes an flüchtigen Bestandteilen immer ausbildet und fast den ganzen Feuerraum ausfüllt. Die Flamme, die dabei die glühende Kohle auf dem Rost nach oben hin abschirmt, kann insbesondere bei den heute benützten hohen Feuerräumen nahezu als alleinige Ursache der erwähnten Übertragung der Wärme  $Q_s$  an die Kesselheizfläche betrachtet werden. Die Flamme besitzt ein sehr großes Strahlungsvermögen, das bis zu 80 vH der Strahlung des absolut schwarzen Körpers betragen kann, und weist auch in der Regel infolge der Verbrennung, die sich in der Flamme noch abspielt, höhere Temperatur als die auf dem Rost liegende glühende Kohle auf. Nur wenn sehr gasarme Brennstoffe wie Koks oder Anthrazit auf einem Rost zu verarbeiten sind (hier fallen die Flammen ungewöhnlich kurz aus, z. B. unter 2 m Länge), ist es geboten, neben der Strahlung der Flamme auch noch diejenige der auf dem Rost verbrennenden Kohle zu berücksichtigen.

Wie von Spalckhaver<sup>4</sup> mit Recht bemerkt wird, ist die von der Flamme in einer Kesselfeuerung durch Strahlung an die Heizflächen übertragene Wärmemenge von sehr vielen Einflüssen abhängig, so

<sup>1</sup> Siehe Gensch: Berechnung, Entwurf und Betrieb rationaler Kesselanlagen S. 60—63. Berlin: Julius Springer 1913.

<sup>2</sup> Siehe Kammerer: Z. bayer. Revis.-Ver. 1916 S. 73.

<sup>3</sup> Siehe Schack: Ind. Wärmeübergang 1929 S. 225.

<sup>4</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1934 S. 12.

von Größe und Form des Feuerraumes, vom Umfang und der Ausdehnung der Flamme, von der Lage der Ausbrandgrenze, d. i. der Fläche, an welcher der Ausbrand der Flamme gerade beendet ist, dann von der Größe und Verteilung des Luftüberschusses  $\varepsilon$ , von der Temperatur  $t_L$  der zugeführten Verbrennungsluft, von der Temperatur  $t_F$  und dem Schwärzegrad  $S_F$  der Flamme und auch von dem Flugaschenansatz an der bestrahlten Heizfläche. Es ist offensichtlich, daß eine genaue Bestimmung der durch Flammenstrahlung abgegebenen Wärme sehr schwierig ist.

b) Berechnung der Wärmeübertragung im Feuerraum.

Ein sehr nützliches Rechenverfahren, mit dem brauchbare Ergebnisse gewonnen werden, hat Münzinger auf Grund der Wohlenberg'schen Untersuchungen entwickelt; zu seiner Vereinfachung für den praktischen Gebrauch sind Kurventafeln aufgestellt worden<sup>1</sup>. In nachfolgendem soll dagegen ein Näherungsverfahren, wie es in ähnlicher Weise auch Spalekhaver<sup>2</sup> vorgeschlagen hat, benützt werden. Man geht dabei so vor, daß man diejenige Wärme bestimmt, die durch Strahlung von der Flamme an alle bestrahlten Heizflächen abgegeben wird. Bei der Berechnung dieser Strahlungswärmemenge  $B_h \cdot Q_s$  sieht man von den im Strahlungsaustausch befindlichen Flächen stets die kleinere als maßgebend an. Man bringt dann die übertragene Wärmemenge  $B_h \cdot Q_s$  von der in der Feuerung (Rost und Feuerraum) durch den Verbrennungsvorgang entwickelten Gesamtwärme  $B_h \cdot \eta_F \cdot Q_u$  in Abzug, um nunmehr aus der verbleibenden Restwärme den Wärmeinhalt und die Temperatur der den Feuerraum verlassenden Rauchgase zu ermitteln. Das Verfahren möge an 2 Beispielen, einer Wanderrost- und einer Kohlenstaubfeuerung erörtert werden.

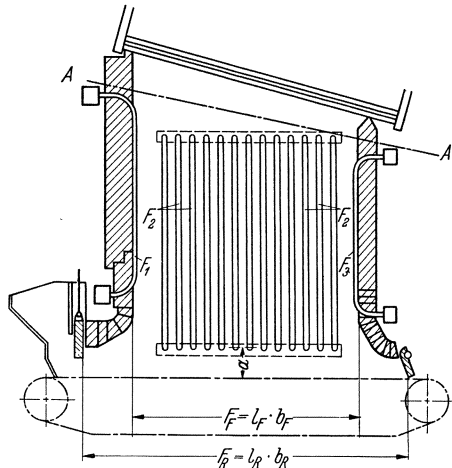


Abb. 227. Feuerraum bei der Wanderrostfeuerung.

kleinere als maßgebend an. Man bringt dann die übertragene Wärmemenge  $B_h \cdot Q_s$  von der in der Feuerung (Rost und Feuerraum) durch den Verbrennungsvorgang entwickelten Gesamtwärme  $B_h \cdot \eta_F \cdot Q_u$  in Abzug, um nunmehr aus der verbleibenden Restwärme den Wärmeinhalt und die Temperatur der den Feuerraum verlassenden Rauchgase zu ermitteln. Das Verfahren möge an 2 Beispielen, einer Wanderrost- und einer Kohlenstaubfeuerung erörtert werden.

α) Fall einer Wanderrostfeuerung. Die betrachtete Feuerung (s. Abb. 227) sei von der Höhe  $a$  über dem Rost ab an den 4 senkrechten Wänden mit Wandkühlrohren ausgekleidet, wobei die wirksame Fläche dieser Wandkühlrohre gegeben ist durch  $(F_1 + 2 \cdot F_2 + F_3)$ . Außerdem

<sup>1</sup> Siehe Münzinger: Dampfkraft 1933 Tafel 17—20.

<sup>2</sup> Siehe Spalekhaver-Rüster, 1934 S. 12f.

gibt die Flamme Wärme nach oben an das Siederohrbündel des Kesselkörpers ab. Die Ausbrandgrenze sei durch die schrägliegende Ebene  $A \div A$  gegeben.

Man berechnet nun zunächst die Strahlungswärmemenge, die an die Wandkühlrohre übergeht; bei der dann folgenden Bestimmung der Strahlungswärmemenge, die an das Siederohrbündel geht, kann angenommen werden, daß für diese Wärmeübertragung als maßgebend der Querschnitt  $F_F$  des Feuerraumes, der als Öffnung eines Hohlraumes

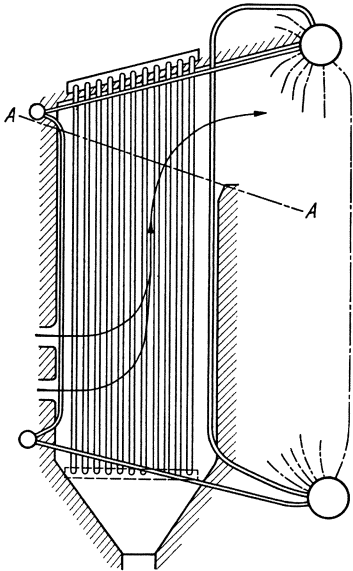


Abb. 228. Feuerraum bei der Kohlenstaubfeuerung.

betrachtet werden kann, anzusprechen ist. Die so berechneten Strahlungswärmemengen stellen zusammen die Wärmemenge  $B_h \cdot Q_s = B_h \cdot \sigma \cdot \zeta_u$  dar, womit dann die Ermittlung der Feuerraumtemperatur  $t_F$  nach Gl. (60) und (61) möglich ist.

$\beta$ ) Fall der Kohlenstaubfeuerung eines Strahlungskessels. Der Feuerraum (s. hierzu Abb. 228) sei so ausgebildet, daß die Flamme auf allen Seiten von kühlenden Flächen umgeben ist. Bei der Vorderfläche ist zu berücksichtigen, daß hier die Wirbelbrenner liegen und daß die von diesen Brennern bedeckte Fläche nicht als kühlend angesprochen werden kann; die von der Flamme an diese Brenner abgestrahlte Wärme geht ja an das den Brenner verlassende Staub-Luftgemisch über und wird von diesem alsbald wieder der

Flamme zugeführt. Spalckhaver macht darauf aufmerksam, daß von der Ausbrandgrenze  $A \div A$  ab in der Kuppel des Feuerraumes sich neben der nach oben gesandten Flammenstrahlung auch noch Gasstrahlung auswirkt. Für das hier behandelte Näherungsverfahren kann aber von einer Berücksichtigung dieser Gasstrahlung, die ja nur geringes Ausmaß hat, abgesehen werden, wie man auch allgemein die Wärme, die durch Berührung an die Wandkühlrohre abgegeben wird, vernachlässigt.

Die Kühlziffer  $\psi$  des Feuerraumes. Wenn man nach vorstehenden Ausführungen die Kühlverhältnisse in einem Feuerraum und die sich darin abspielende Wärmeübertragung beurteilen will, so kann man von der Kühlziffer  $\psi$  Gebrauch machen. Als Kühlziffer des Feuerraumes bezeichnet man nach Münzinger die Größe

$$\psi = \frac{\sum F_s}{O_F}, \quad (146)$$

wobei bedeuten:

$\Sigma F_g$  die Summe der insgesamt angebrachten Kühlflächen — hierbei muß aber die Art der Bestrahlung berücksichtigt und eine Umrechnung auf vollwertige Kühlflächen (Vollwertkühlfläche), die ein Winkelverhältnis  $\varphi = 1$  aufweisen, vorgenommen werden — und  $O_F$  die gesamte Oberfläche des Feuerraumes in m<sup>2</sup>.

Es ist zu beachten, daß die Größe  $\Sigma F_g$  hier nicht übereinstimmt mit der gesamten Oberfläche der Kühlrohre, die an den Feuerraumwänden angebracht ist. Für die Bestimmung von  $\Sigma F_g$  muß vielmehr, wie schon angedeutet, die Wertigkeit der einzelnen Kühlrohrflächen berücksichtigt werden, um die der Ausführung gleichwertige oder äquivalente Kühlfläche  $F_g$  zu finden.

Nach Münzinger kann, falls der Feuerraum ungefähr die Form eines Würfels hat,  $\psi$  bei Rostfeuerungen (hier kommen im äußersten Falle nur 5 Flächen für die Kühlung des Feuerraumes in Frage) sich bewegen zwischen  $\frac{1}{6}$  bis  $\frac{5}{6}$ , dagegen bei Staub-

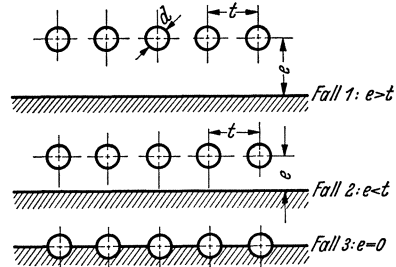


Abb. 229. Verschiedene Ausführungsarten der Wandkühlung mit einer Rohrreihe.

feuerungen, wo alle 6 Flächen gekühlt sein können, zwischen  $\frac{1}{6}$  bis  $\frac{6}{6}$ . Ausgeführte Kessel zeigen, wenn sie mäßig gekühlt sind, Werte der Kühlziffer bis rd. 0,25, bei stärkerer Kühlung bis zu 0,5 und darüber.

Die Umrechnung der Wandkühlrohre auf die „gleichwertige“ kalte Fläche, d. i. die Bestimmung der entsprechenden „vollwertigen“ Kühlfläche kann nach Eckert und nach Hottel vorgenommen werden<sup>1</sup>.

Zahlentafel 28. Wertigkeitszahl  $x$  zur Bestimmung der gleichwertigen kalten Fläche  $F_g$  bei einer Rohrreihe (nach Eckert)<sup>2</sup>.

Verhältnis $t/d$	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
Fall 1: $e > t$ ; $x_{ges}$	1	0,975	0,875	0,79	0,72	0,65	0,59
$x_{dir}$	1	0,81	0,65	0,545	0,465	0,405	0,355
Fall 2: $e < t$ ; $x_{ges}$	1	0,95	0,84	0,74	0,66	0,595	0,535
$x_{dir}$	1	0,81	0,65	0,545	0,465	0,405	0,355
Fall 3: $e = 0$ ; $x_{ges}$	1	0,85	0,69	0,575	0,49	0,425	0,375
$x_{dir}$	1	0,775	0,60	0,49	0,41	0,35	0,31

α) Die Werte von Eckert betreffen den wichtigeren Fall, daß an der Feuerraumwand nur eine einzige Reihe von glatten Rohren angebracht ist (s. Abb. 229, wo 3 Ausführungsarten angegeben sind). Zahlentafel 28 gibt die Umrechnungszahl  $x$ , mit welcher die von den  $z$

<sup>1</sup> Siehe Münzinger: Dampfkraft S. 78—79.

<sup>2</sup> Eckert gibt den Wert  $x$  sowohl für die Gesamtstrahlung  $x_{ges}$  als auch für die direkte Strahlung  $x_{dir}$  an. Er unterscheidet weiterhin 3 Fälle, je nachdem die Entfernung  $e$  der Rohrreihe von der Wand größer oder kleiner als die Teilung  $t$  ist, bzw. die Rohrreihe in die Wand eingebettet ist.



Zahlentafel 29. Wertigkeitszahl  $x$  zur Bestimmung der gleichwertigen

Verhältnis $t/d$	1,0	1,5
Gesamtstrahlung an beide Rohrreihen . . . . . $x_{ges}$	1	0,995
Direkte Strahlung an beide Rohrreihen . . . . . $x_{dir}$	1	0,955
Gesamtstrahlung an die erste Rohrreihe . . . . . $x_{ges}$	1	0,825
Direkte Strahlung an die erste Rohrreihe . . . . . $x_{dir}$	1	0,805
Gesamtstrahlung an die zweite Rohrreihe . . . . . $x_{ges}$	0	0,175
Direkte Strahlung an die zweite Rohrreihe . . . . . $x_{dir}$	0	0,15
Gesamtstrahlung an eine Rohrreihe bei Vorhandensein nur einer Reihe . . . . . $x_{ges}$	1	0,97

Kühlrohren (Rohrlänge =  $L$ , Rohrteilung =  $t$ ) bedeckte Feuerraumwandfläche  $F = z \cdot t \cdot L$  (in  $m^2$ ) multipliziert werden muß, um die der betrachteten Wand samt Rohrbelag „gleichwertige kalte Fläche“  $F_s$  zu erlangen. Es beträgt also

$$F_s = x \cdot F = x \cdot z \cdot t \cdot L \text{ (in } m^2 \text{)}. \tag{146a}$$

β) Die Werte von Hottel behandeln zunächst den Fall, daß wie bei Eckert nur 1 Rohrreihe vorgesehen ist, dann aber den selteneren

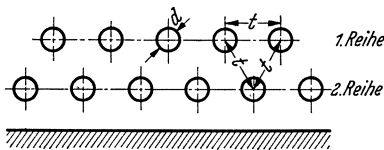


Abb. 230. Zwei Wandkühlrohrreihen in versetzter Anordnung.

Fall, daß an der Feuerraumwand 2 Rohrreihen in „versetzter“ Anordnung (s. Abb. 230) angebracht sind. Die Zahlentafel 29 enthält in jeder Spalte 2 Werte, nämlich  $x_{ges}$ , d. i. die Wertigkeitsziffer, welche sich aus der Gesamtstrahlung berechnet und für die Anordnung mit Rück-

wand als maßgebend anzusehen ist, und außerdem  $x_{dir}$ , d. i. die Wertigkeitsziffer, welche nur die direkte Strahlung berücksichtigt und deshalb für die Anordnung ohne Rückwand (z. B. für die Granulierrohre) als zutreffend angesehen werden muß. Fehlt nämlich hinter den Kühlrohren die Rückwand, so entfällt die indirekte Bestrahlung — diese nimmt ihren Weg von der Flamme zu der Rückwand und erst von da zu den Rohren —, so daß an Stelle von  $x_{ges}$  nur  $x_{dir}$  anzusetzen ist.

Man wendet nach Münzinger<sup>1</sup> bei den Wandkühlrohren in der Regel nur eine Rohrreihe an mit  $t \sim 2d$  und bei den Kühl- oder Granulierrosten ebenfalls nur eine Reihe, jedoch mit  $t \sim 4d$ . Nach Zahlentafel 28 und 29 erhält man für diese Auskleidung mit Wandkühlrohren  $x = x_{ges} = 0,875$  bzw.  $0,885$  (d. i. im Mittel  $0,88$ ), für den Granulierrost dagegen  $x = x_{dir} = 0,35$ . Für Flossenrohre ist, wenn die Flossen unmittelbar aneinanderstoßen,  $x = 1$  zu nehmen. Über die Wertigkeit der Bailey-Platten, die in Deutschland bisher nicht angewendet wurden, siehe Münzinger<sup>2</sup>.

Die Umrechnung des Siederohrbündels dagegen ist bereits auf S. 276 bei der grundsätzlichen Erörterung des Verfahrens angedeutet

<sup>1</sup> Münzinger: Dampfkraft 1933 S. 79.    <sup>2</sup> Münzinger: Dampfkraft S. 180.

kalten Fläche  $F_g$  bei zwei versetzten Rohrreihen (nach Hottel).

2,0	2,5	3,0	3,5	4	5	6	7
0,98	0,955	0,91	0,86	0,82	0,74	0,67	0,605
0,86	0,78	0,70	0,63	0,57	0,48	0,42	0,37
0,69	0,60	0,535	0,485	0,45	0,39	0,345	0,31
0,66	0,55	0,465	0,405	0,355	0,29	0,245	0,215
0,29	0,355	0,375	0,375	0,37	0,35	0,325	0,295
0,20	0,23	0,235	0,225	0,215	0,19	0,175	0,155
0,885	0,80	0,72	0,65	0,595	0,50	0,43	0,38

worden. Man nimmt danach als „gleichwertige kalte Fläche“ den Feuer-  
raumquerschnitt  $F_F$ . Ramsin<sup>1</sup> hat für einen Schrägröhr- und 2 Steil-  
rohrkessel mit verschiedener Rohranordnung eine Untersuchung darüber  
angestellt, welcher Teil der Wärme, die insgesamt aus dem Feuerraum  
in die vom Siederöhrbündel bedeckte Fläche eingestrahlt wird, auf die  
einzelnen Reihen des Röhrbündels entfällt. Dieser Ramsinsche Zahlen-  
wert ist aber nichts anderes als die Wertigkeitszahl  $\alpha$  der Rohrreihen  
des Siederöhrbündels. Für die hier erörterte Umrechnung des Siede-  
röhrbündels auf die gleichwertige kalte Fläche wird man aber von den  
Ramsinschen Zahlenwerten nur dann Gebrauch machen können, wenn  
die Ausbrandgrenze entweder mit dem Eintrittsquerschnitt des Siede-  
röhrbündels zusammenfällt oder wenn diese Fläche in ihrer Größe der  
Ausbrandgrenze gleich ist. Zahlentafel 30 gibt Aufschluß über die  
Ramsinschen Zahlenwerte  $\alpha$ .

Zahlentafel 30. Anteil  $\alpha$  der ersten 6 Rohrreihen an der in die von ihnen  
bedeckten Fläche insgesamt eingestrahelten Wärmenge (nach Ramsin).

Kesselbauart	Schrägröhr- kessel	Steilrohrkessel	
Röhre:			
Durchmesser . . . . . mm	102	82,5	60
Teilung in der Breite . . . mm	178	133,5 u. 171,5	95 u. 195
Teilung in der Tiefe . . . . mm	150	160	110
		Anteil $\alpha$	
Röhrreihe I . . . . .	0,732	0,696	0,542
I ÷ II . . . . .	0,904	0,883	0,762
I ÷ III . . . . .	0,962	0,944	0,849
I ÷ IV . . . . .	0,975	0,970	0,894
I ÷ V . . . . .	0,983	0,980	—
I ÷ VI . . . . .	0,987	—	—

Hat man für alle Kühlflächen die Umrechnung durchgeführt, so  
kann man nach Gl. (146) die Kühlziffer  $\psi$  der Feuerung berechnen.

Bei der Aufteilung der durch Strahlung ausgetauschten Wärme-  
menge ( $B_h \cdot Q_s$ ) auf die einzelnen Strahlungsheizflächenteile ist zu

<sup>1</sup> Siehe Münzinger: Dampfkraft S. 78.

beachten, daß dieser Betrag zwar der Flamme bzw. den Rauchgasen entzogen, jedoch nicht in vollem Umfang an die Heizfläche nutzbar übertragen wird. Ein kleiner Teil ( $\nu_F \cdot B_h \cdot Q_s$ ), nämlich der Strahlungs- und Leitungsverlust der Feuerung ( $B_h \cdot \frac{\nu_l}{100} \cdot \xi_u$ ) geht nämlich nach außen verloren, während der Rest  $[(1 - \nu_F) B_h \cdot Q_s]$  von der Heizfläche nutzbringend aufgenommen wird. Aus diesen Ausführungen und aus Gl. (59) folgt:

$$\nu_F = \frac{\nu_l}{100 \cdot \sigma}. \quad (147)$$

Die anschließende Bestimmung der im Feuerraum übertragenen nutzbaren Wärmemenge  $[(1 - \nu_F) B_h \cdot Q_s]$  erfolgt für jede einzelne Kühlfläche getrennt mit der Stefan-Boltzmann-Gleichung, wobei die alle Heizflächen zusammenfassende Gleichung lautet:

$$(1 - \nu_F) \cdot B_h \cdot Q_s = \sum \left\{ F_s \cdot C_{I \div II} \cdot \left[ \left( \frac{T_I}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{II}}{100} \right)^4 \right] \right\} \text{ in kcal/h.} \quad (148)$$

Als Temperatur  $T_I$  setzt man zweckmäßigerweise die Feuerraum- endtemperatur  $T_F = t_F + 273$  in °K ein, als Temperatur  $T_{II}$  die Rohrwandaußentemperatur, die je nach der spez. Heizflächenbelastung 15 bis 50° C über der Siedetemperatur ( $T_s = t_s + 273$ ) liegt.

Man benötigt nun noch die Kenntnis der Gegenseitigkeitstrahlungszahl  $C_{I \div II}$ . Für die Eisenrohre kann man dabei einen Schwärzegrad  $S_E$  von etwa 0,75 annehmen; es bedeutet dies eine Strahlungszahl  $C_{II} = 0,75 \cdot C_s = 3,72$ . Der Schwärzegrad  $S_F$  der Flamme kann entweder der Kurve von Rosin<sup>1</sup> oder der Kurve von Koeßler<sup>2</sup> (s. Abb. 231) entnommen werden. Da bei Rost- und Staubfeuerung die Dicke der Flamme in der Regel mehr als 4 m beträgt, so ist nach Rosin für die Strahlungszahl  $C_F = C_I$  der Flamme etwa 4,9 anzusetzen. Die Gegenseitigkeitstrahlungszahl  $C_{I \div II}$  berechnet sich dann für die oben (S. 275) behandelten wichtigsten Fälle, nämlich für die Wanderrostfeuerung mit hohem Feuerraum und für die Staubfeuerung zu<sup>3</sup>:

$$C_{I \div II} \cong \frac{1}{\frac{1}{4,9} + \frac{1}{3,72} - \frac{1}{4,96}} \cong 3,7 \text{ kcal/m}^2, (\text{°K})^4, \text{ h.}$$

<sup>1</sup> Siehe Wärme 1931 S. 46. <sup>2</sup> Koeßler: Diss. Techn. Hochsch. München 1929.

<sup>3</sup> Legt man dagegen der Berechnung der Gegenseitigkeitstrahlungszahl  $C_{I \div II}$  eine mittlere Koeßler-Kurve zugrunde, so findet man  $C_I = 0,84 \cdot 4,96 = 4,16$ , was mit einem unveränderten  $C_{II} = 3,72$  nun für  $C_{I \div II}$  den kleineren Wert von 3,25 kcal/m<sup>2</sup>, (°K)<sup>4</sup>, h liefert. Bei der Verwertung dieser Zahlen ist nun noch zu beachten, daß die Kurven von Rosin und Koeßler bezogen sind auf die wahre mittlere Temperatur der Flamme, während bei dem hier vorgeschlagenen Rechenverfahren nicht mit der mittleren Feuerraumtemperatur, sondern mit der Feuerraumendtemperatur, die natürlich geringer ist, gerechnet werden soll. Es erscheint deshalb als zulässig, die Gegenseitigkeitsstrahlungszahl  $C_{I \div II}$  in allen Feuerungsberechnungen mit dem Wert 3,5 kcal/m<sup>2</sup>, (°K)<sup>4</sup>, h, der ein wenig über dem Mittelwert zwischen den beiden hier erhaltenen Rechenwerten (3,7 bzw. 3,25) liegt, einzuführen.

Zur Vereinfachung der Auswertung der Gl. (148) ist in der nachfolgenden Zahlentafel 31 für verschiedene Temperaturen  $t$  — in °C — des in Frage kommenden Bereiches die Größe von  $(T/100)^4$  — in °K<sup>4</sup> — zusammengestellt.

Zahlentafel 31. Für die Durchführung von Strahlungsrechnungen: Wert von  $(T/100)^4$  in  $(°K)^4 = f(t)$ .

$t$ in °C . . . . .	200	250	300	350	400	900	950	1000		
$(T/100)^4$ in $(°K)^4$	500	750	1080	1510	2050	18930	22370	26260		
$t$ . . . . .	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500
$(T/100)^4$	30640	35540	41000	47080	53800	61220	69390	78340	88130	98820

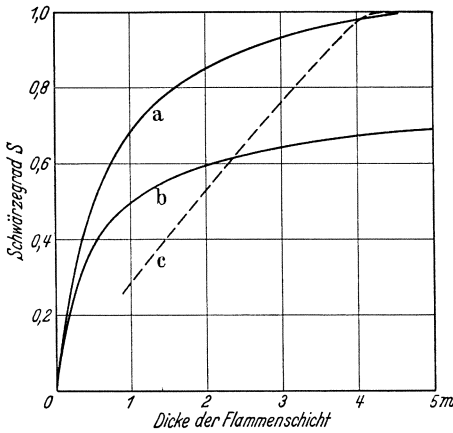


Abb. 231. Schwärzgrad der Flamme, abhängig von der Dicke der Flammenschicht. Kurve a und b von Koeßler gemessen senkrecht zum Flammenweg, und zwar Kurve a unmittelbar über einem Wanderrost, Kurve b am Ende der Flamme, dagegen Kurve c nach Rosin für ausgebrannte Flammen.

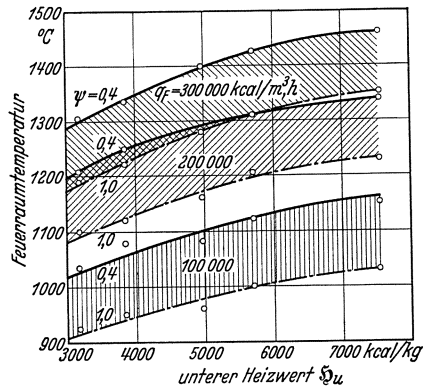


Abb. 232. Mittlere Feuerraumtemperatur in Abhängigkeit vom unteren Heizwert  $S_u$  der Kohle bei verschiedener Feuerraumbelastung  $q_F$  und verschiedener Kühlziffer  $\psi$ . Feuerraumvolumen 216 m<sup>3</sup>; Verbrennungslufttemperatur 20° C; Luftüberschuß  $\epsilon = 1,2$ .

Hat man auf die dargelegte Art die durch Strahlung abgegebene Wärme  $B_h \cdot Q_s$  gefunden, so kann mit Gl. (61) bzw. (61a) die Feuerraumtemperatur  $t_F$  ermittelt werden. Es muß aber beachtet werden, daß diese Temperatur  $t_F$  schon für die Berechnung von  $B_h \cdot Q_s$  benötigt wird. Das Rechenverfahren verlangt also, daß man für die Feststellung von  $B_h \cdot Q_s$  zuerst einen angenommenen Wert von  $t_F$  benützt und dann später prüft, ob der durch Rechnung gefundene Wert  $B_h \cdot Q_s$  dann wieder auf den gleichen Wert von  $t_F$  führt. Ergibt sich jedoch ein Unterschied zwischen dem zuerst angenommenen Wert  $t_F$  und dem durch Rechnung erhaltenen, so muß die Rechnung mit einer geänderten Annahme wiederholt werden, bis eine befriedigende Übereinstimmung zwischen dem angenommenen und dem berechneten Wert für  $t_F$  erzielt ist. Aus der Gl. (148), die im vorstehend dargestellten Rechenverfahren für die

Ermittlung der Wärmeübertragung im Feuerraum eine ausschlaggebende Rolle spielt, ist zu ersehen, daß bei einer Kesselfeuerung die Feuerraumtemperatur  $t_F$  in der Hauptsache abhängig ist:

1. vom Heizwert  $\xi_u$  des verwendeten Brennstoffes;
2. von der stündlich zu verarbeitenden Brennstoffmenge  $B_h$  oder von der Beanspruchung des Feuerraumes  $q_F$ ;
3. von dem Betrag der im Feuerraum bereits durch Strahlung übertragenen Wärmemenge  $Q_s$  bzw. von der Kühlziffer  $\psi$  des Feuerraumes und
4. von der eingestellten Luftüberschußzahl  $\varepsilon$  bzw. von dem Volumengehalt der Rauchgase an Kohlensäure  $v$  ( $\text{CO}_2$ ).

Abb. 232 und 233 zeigen nach Münzinger, wie stark die Feuerraumtemperatur  $t_F$  sich mit  $\xi_u$ ,  $q_F$  und  $\psi$  ändert.

## 2. Der Kesselkörper.

a) Der Vorgang der Wärmeübertragung am Kesselkörper.

Die Heizfläche des Kesselkörpers ist in der Regel durch den zwischengeführten Berührungsüberhitzer unterteilt in eine vor dem Überhitzer liegende Vorheizfläche und in eine Nachheizfläche, die hinter dem Überhitzer angeordnet ist. Bei der Beschreibung der einzelnen Kesselbauarten (s. S. 160) wurde ausführlich dargelegt, daß die Bespülung des Kesselkörpers durch den Rauchgasstrom, die doch den Wärmeübergang durch Berührung bestimmt, sehr verschiedenartig gestaltet werden kann. Die Bespülungsart hängt davon ab:

1. Wieviel Kesselzüge vorgesehen sind, ob der Kessel als Ein-, Zwei- oder Dreizugkessel ausgeführt wird.
2. Ob die Züge entlang der Heizfläche, wie bei den Flammrohr- und vielfach auch bei den Steilrohrkesseln, oder quer zur Heizfläche wie bei den Schrägrohrkesseln führen.
3. Wie die Heizfläche beschaffen ist, ob sie aus sehr weiten Rohren (wie bei den Flammrohren) oder aus engen Rohren besteht, ob die Rauchgase die Rohre auf der Innenseite bespülen wie bei den Rauch- oder Heizrohren oder ob sie die Rohre auf der Außenseite anströmen wie bei den Wasser- oder Siederohren.

Es ist im Abschnitt „Theoretische Grundlagen“ erörtert worden, daß der Wärmeübergang auf der Rauchgasseite für die Wärmeübertragung durch Berührung den Ausschlag gibt, und es ist auch besprochen worden, wie für die verschiedenartigen Fälle der Bespülung die jeweils gültige Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  berechnet werden kann.

Was nun die gegenseitige Führung der wärmeaustauschenden Stoffe betrifft, von der nach S. 63 die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz abhängt, so ist festzustellen, daß es am Kessel nur selten möglich ist, die Führung der im Wärmeaustausch befindlichen Stoffe ausschließlich nach einer der drei Grundarten der Strömung (Gleich-,

Gegen- oder Querstrom) erfolgen zu lassen. In der Regel kann der Rauchgasstrom nur so gegen die Heizfläche des Kesselkörpers geführt werden, daß die Heizfläche in ihren einzelnen Teilen oft sehr verschiedene Rauchgas- und Wasserströmung zeigt (s. das durch einen Modellversuch gewonnene Strömungsbild der Abb. 234). Es können dabei nach- und nebeneinander Fälle auftreten, wo die Führung der Rauchgase gegenüber dem Wasserstrom einmal mehr dem Gleich- oder Gegenstrom, das andere Mal mehr dem Querstrom gleicht. Der Umstand aber, daß im

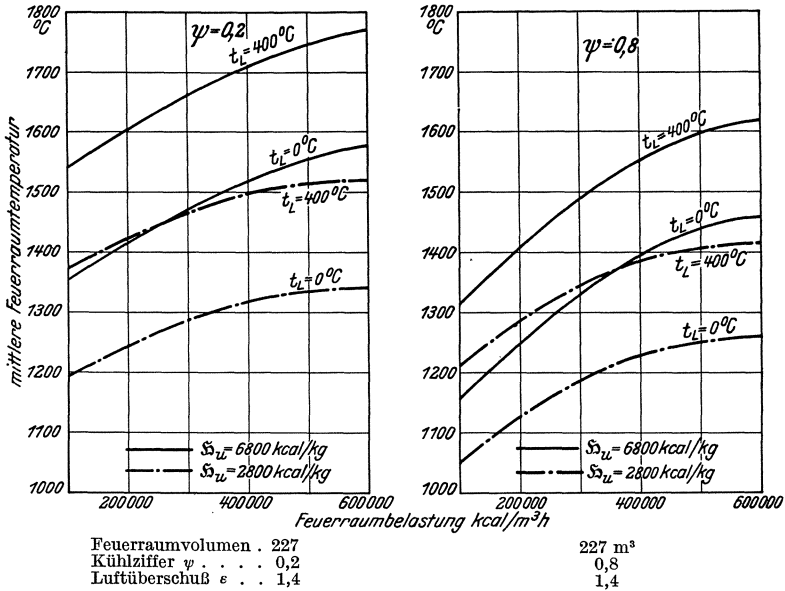


Abb. 233. Mittlere Feuerraumtemperatur in Rostfeuerungen bei verschiedener Kühlziffer  $\psi$ , Verbrennungslufttemperatur  $t_L$  und verschiedenem Heizwert  $\mathfrak{S}_u$  der Kohle.

Kesselkörper die wärmeaufnehmende Flüssigkeit über die ganze Heizfläche annähernd unveränderliche Temperatur, nämlich die Siedetemperatur  $t_s$  aufweist, hat jedoch zur Folge, daß eine unterschiedliche rechnerische Behandlung der einzelnen Heizflächenteile bei Bestimmung des mittleren logarithmischen Temperaturunterschiedes  $(\Delta t_m)_{\log}$  entfällt. Die Bestimmung dieser Temperaturdifferenz erfolgt für alle Teile des Kesselkörpers mit den Gl. (108), (110) oder (111).

Außer der Wärmeübertragung durch Berührung macht sich am Kesselkörper auch noch eine solche durch Strahlung in erheblichem Maße geltend. Auf die Wärmeübertragung an den Kesselkörper, die auf der Strahlung der Flamme vom Feuerraum her beruht, wurde bereits bei der Besprechung der Vorgänge im Feuerraum (s. vorausgehenden Abschnitt I) ausführlich hingewiesen; diese Strahlungsübertragung ist schon bei der Ermittlung der Feuerraumtemperatur  $t_F$  berücksichtigt worden. Die Rechenergebnisse von Ramsin (s. S. 279) geben dabei Aufschluß

darüber, wie die von der Flamme ausgehende Strahlungswärmeübertragung sich bei den Schrägrohr- und Steilrohrkesseln auf die Rohrreihen des ersten Kesselzuges auswirkt und verteilt. Gerbel<sup>1</sup> hat die Strahlungsverhältnisse an einem Flammrohrkessel untersucht, wobei er freilich die Flammen- und auch die Gasstrahlung noch unberücksichtigt ließ, und dabei festgestellt, daß die Feuerraumstrahlung, d. h. die von ihm allein beachtete Strahlung der glühenden Kohle auf dem

Rost bis weit in das Flammrohr hinein wirkt.

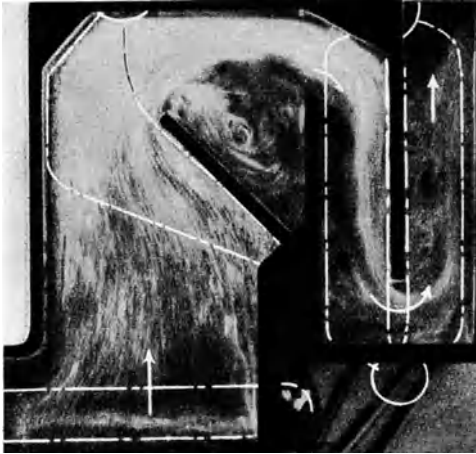


Abb. 234. Strömung in einem Feuerraum (ohne Zugabe von Zweitluft) (nach Marcard).

Der Kesselkörper unterliegt aber in den Kesselzügen noch einer zweiten Art von Strahlungswärmeübertragung, nämlich durch Strahlung der Gase. Nach den früheren Feststellungen auf S. 57 ist zwar das Strahlungsvermögen eines Gasstromes, der ja nur in bestimmten Wellenbanden strahlen kann, an und für sich erheblich geringer als das Strahlungsvermögen einer Flamme von gleichen Abmessungen. Bei

den Gaszügen an einem Kesselkörper kommt weiter noch dazu, daß der Rauchgasstrom hier meist auf einzelne Rohrgassen, also in Teilströme von geringer Dicke aufgeteilt wird, so daß nach Schack die Wirkung der Gasstrahlung hier nur einen geringen Betrag annehmen kann.

Münzinger hat jedoch gezeigt, daß es für genaue Kesselberechnungen notwendig ist, die Gasstrahlung, und zwar nicht nur am Kesselkörper sondern an allen Heizflächen der Kesselanlage, also auch am Überhitzer, dem Eko und dem Luvo zu berücksichtigen. Welchen Einfluß die Gasstrahlung auf die Wärmeübertragung am Kesselkörper ausübt, kann daraus ersehen werden, daß in den meisten Fällen die dadurch übertragene Wärmemenge bis zu 50 vH der durch Berührung ermittelten Wärmemenge darstellt.

b) Berechnung der Wärmeübertragung an den Kesselkörper.

Man bedient sich hierbei am besten des  $I-t$ -Diagramms von Rosin (s. S. 41) und trägt in dieses zunächst den Zustandspunkt für die theoretische Feuerraumtemperatur  $t_{F_0}$  ein, der sich im Feuerraum bei Nicht-

<sup>1</sup> Siehe Gerbel: Die Grundgesetze der Wärmestrahlung. Berlin 1917.

auftreten von Strahlungswärmeübertragung einstellen würde. Es sei dies ( $F_0$ ) (s. Abb. 235). Trägt man auf der Ordinatenachse von  $I_{F_0}$ , die im Feuerraum durch Strahlung je kg Brennstoff übertragene Wärme, d. i.  $Q_s = \sigma \cdot \xi_u$  ab, so findet man ( $F$ ), welcher Punkt dem Zustand der Rauchgase beim Verlassen des Feuerraumes entspricht.  $t_F$  ist die Feuerraumendtemperatur und zugleich jene Temperatur, welche die Rauchgase am Eingang in den ersten Kesselzug, d. h. am Eintritt in die Berührungsheizfläche besitzen. Ist nun festgelegt, welche Temperatur der Rauchgase am Eintritt in den Überhitzer aufrechterhalten werden soll — der Zustand an dieser Stelle sei gegeben durch  $P(1)$  —, so ist damit auch bekannt, welche Rauchgaswärme je Stunde durch die Vorheizfläche des Kesselkörpers den Rauchgasen entzogen werden muß. Diese Wärmemenge beträgt:

$$\left. \begin{aligned} (Q_{Rgs})_{Vorh} &= \\ &= B_h (I_F - I_1) \text{ in kcal/h.} \end{aligned} \right\} (149)$$

Hiervon wird wie im Feuerraum ein kleiner Teil (etwa 2 bis 3 vH) durch Leitung und Strahlung der Kesselwände an die Umgebung verlorengehen, so daß die in der Vorheizfläche an das Kesselwasser nutzbar abgegebene Wärmemenge sich bestimmt zu:

$$(Q_W)_{Vorh} = (1 - \nu) \cdot (Q_{Rgs})_{Vorh} \text{ in kcal/h.} \quad (150)$$

Der Temperaturunterschied zwischen den wärmeabgebenden Rauchgasen und dem wärmeaufnehmenden Kesselwasser beträgt dabei am Eintritt in die Vorheizfläche  $\Delta t_F = t_F - t_s = \Delta g$ ; am Ende der Heizfläche dagegen  $\Delta t_1 = t_1 - t_s = \Delta k$ . Gemäß Gl. (110) läßt sich nun der mittlere logarithmische Temperaturunterschied  $(\Delta t_m)_{log}$  ermitteln. Man kann dann mit Hilfe der Gleichung:

$$(Q_W)_{Vorh} = k \cdot H_{Vorh} \cdot (\Delta t_m)_{log} \text{ in kcal/h} \quad (151)$$

eine von den beiden Größen  $k$  und  $H_{Vorh}$  berechnen, wenn die andere schon bekannt ist. In der Regel ist  $H_{Vorh}$  die Unbekannte, während man  $k$  als gegeben anzusehen hat, da es durch die Annahmen, die man für die Durchführung der Kesselberechnung hinsichtlich des Temperaturverlaufes und der Rauchgasgeschwindigkeit  $w_{Rgs}$  usw. und auch hinsichtlich des Kesselaufbaues machen muß, schon festgelegt ist.

Die Rechnung wird am zweckmäßigsten so erledigt, daß man zunächst aus den Volumen der Zustandspunkte ( $F$ ) und ( $1$ ) das mittlere Rauchgasvolumen  $B_h \cdot (V_{Rgs})_{mitt}$  für die Vorheizfläche ermittelt und dann an Hand eines vorläufigen zeichnerischen Entwurfes der Vorheizfläche,

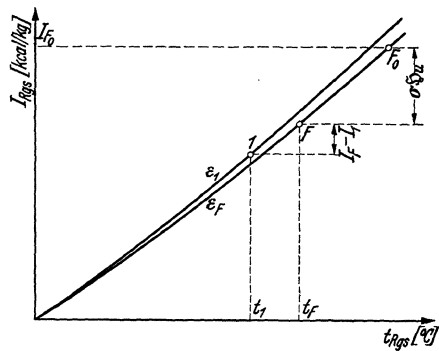


Abb. 235.  $I-t$ -Diagramm.



womit man zugleich die Anwendbarkeit der getroffenen Annahmen prüfen kann, die mittlere Rauchgasgeschwindigkeit  $w_{\text{Rgs}}$  und damit auch die Wärmeübergangszahlen  $\alpha_1$  und  $\alpha_s$  sowie die Wärmedurchgangszahl  $k$  und zugleich die gesuchte Vorheizfläche des Kesselkörpers  $H_{\text{Vorh}}$  errechnet.

Der gleiche Rechenweg ist auch für die Nachheizfläche  $H_{\text{Nachh}}$  einzuschlagen. Es muß nochmals betont werden, daß bei der Berechnung der einzelnen Heizflächen stets nachgeprüft werden muß, ob bei der gewählten baulichen Anordnung die Unterbringung der bei der Rechnung erhaltenen Heizfläche wirklich möglich ist. Würde sich ergeben, daß dies nicht der Fall ist und daß die bauliche Gestaltung eine Änderung erfahren muß, so müßte auch die Berechnung wiederholt werden. Man muß berücksichtigen, daß zwischen der Kesselform bzw. den Kesselabmessungen und den bei der Berechnung verfolgten Wärmeübergangsvorgängen ein inniger Zusammenhang besteht.

Der Temperatur- und Arbeitsbereich der Nachheizfläche wird so bestimmt, daß man von dem Wärmeinhalt  $B_h \cdot I_1$  der Rauchgase, der am Austritt aus der Vorheizfläche vorhanden ist, zunächst den Wärmebedarf des Überhitzers in Abzug bringt (s. hierzu folgenden Abschnitt 3), woraus sich der Wärmeinhalt  $B_h \cdot I_2$  für den Eintritt in die Nachheizfläche findet. Der Endwert  $B_h \cdot I_3$  für den Austritt aus der Nachheizfläche muß dann der Forderung genügen, daß die vom Kesselwasser im Feuerraum, in der Vor- und in der Nachheizfläche aufgenommene Wärme entsprechen muß dem Wärmebedarf für die Erzeugung des vom Kessel abgegebenen Naßdampfes (dessen Wärmeinhalt  $i_x$ ) aus dem vom Eko an den Kessel abgegebenen Warmwasser (dessen Wärmeinhalt  $i_{w2}$ ). Es besteht die Gleichung:

$$(1 - \nu_F) \cdot B_h \cdot Q_s + (Q_w)_{\text{Vorh}} + (Q_w)_{\text{Nachh}} = D_h \cdot (i_x - i_{w2}) \text{ in kcal/h.} \quad (152)$$

Hiermit ist  $(Q_w)_{\text{Nachh}}$  festgelegt. Man findet weiter:

$$(Q_{\text{Rgs}})_{\text{Nachh}} = \frac{(Q_w)_{\text{Nachh}}}{1 - \nu} = B_h \cdot (I_2 - I_3) \text{ in kcal/h,} \quad (153)$$

womit auch der Wärmeinhalt  $I_3$  und gleichzeitig der Temperaturbereich der Nachheizfläche bekannt ist.

Die Eintrittstemperatur der Rauchgase in die Vorheizfläche, die mit der Feuerraumendtemperatur  $t_F$  übereinstimmt, liegt bei Rohbraunkohle zwischen 1100 und 1300° C, bei hochwertiger Kohle dagegen zwischen 1200 bis 1400° C (hier in der Regel stärkere Kühlung der Feuerraumwände vorgesehen). Am Austritt aus der Vorheizfläche oder am Eintritt in den Überhitzer beträgt die Temperatur  $t_1$  zwischen 800 und 950° C. Der Überhitzer setzt die Temperatur der Rauchgase meist

um 200 bis 350° C herunter. Für die Temperatur  $t_3$  beim Austritt aus der Nachheizfläche hält man in der Regel 300 bis 500° C für angemessen; letzterer Wert bei den höher beanspruchten Kesseln mit Heizflächenbelastungen  $D_h/H_K > 50$  kg/m<sup>2</sup>, h. Bei Flammrohrkesseln beträgt  $t_F$  zwischen 900 bis 1100° C, während  $t_1$  sich auf 450 bis 600° beläuft.

Die Wärmeübergangszahlen  $\alpha_1$  ergeben sich für Vor- und Nachheizflächen zu 20 bis 40 kcal/m<sup>2</sup>, °C, h, während  $\alpha_s$  in der Vorheizfläche sich auf 10 bis 15, in der Nachheizfläche wegen der geringen Rauchgas-temperatur dagegen nur auf 4 bis 6 kcal/m<sup>2</sup>, °C, h stellt. Für die Wärmedurchgangszahlen  $k$  erhält man also Werte zwischen 30 bis 50 kcal/m<sup>2</sup>, °C, h.

### 3. Der Überhitzer.

Hinsichtlich der Wärmeübertragung beim Strahlungsüberhitzer muß auf die Ausführungen über die Wärmeübertragung an die Kühlflächen des Feuerraumes, die hier sinngemäß übernommen werden können, verwiesen werden. Da die Berührungswärmeübertragung hier so gering ist, daß sie vernachlässigt werden kann, so ist allein die Strahlungswärmeübertragung zu berechnen.

Beim Berührungsüberhitzer liegen dagegen die Verhältnisse für die Wärmeübertragung ähnlich wie bei den Heizflächen des Kesselkörpers. Die Rauchgase geben Wärme an die Außenwand der Überhitzerrohre auf zweifache Weise, durch Berührung und durch Gasstrahlung ab, so daß man auch am Überhitzer  $\alpha_1$  und  $\alpha_s$  zu ermitteln hat. Man wendet dabei das gleiche Vorgehen an wie am Wasserrohrbündel des Kesselkörpers. Die Wärmeübergangszahl  $\alpha_2$  läßt sich, wenn man die Strömungsgeschwindigkeit  $w_D$  des Dampfes aus der durchfließenden Dampfmenge  $D_h$ , dem mittleren spez. Dampfvolumen  $v_D$  (bei  $t_m = \frac{t_s + t_u}{2}$ ) und dem Querschnitt der Überhitzerrohre ermittelt hat, mit den Gl. (81) und (82) sofort errechnen. Bemerkenswert ist, daß am Überhitzer der Einfluß von  $\alpha_2$ , das bei  $w_D$  von 10 bis 20 m/s zu 200 bis 1000 kcal/m<sup>2</sup>, °C, h gefunden wird, auf die Wärmedurchgangszahl  $k$  ein beachtenswert Maß annimmt, während am Kesselkörper  $\alpha_2$  bekanntlich ohne Bedeutung für  $k$  ist. Man erhält dann  $\alpha_1$  zwischen 20 bis 40 und  $\alpha_s$  zwischen 6 bis 10 kcal/m<sup>2</sup>, °C, h. Der Einfluß der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  in der Rohrwand kann jedoch auch hier wie beim Kesselkörper unberücksichtigt bleiben. Die Wärmedurchgangszahl  $k$  bestimmt sich dann für den Überhitzer nach Gl. (69), wobei wie schon erwähnt das sich auf  $\lambda$  beziehende Glied unbeachtet bleiben kann.

Die Führung des Rauchgasstromes gegenüber dem Dampfstrom weist an den Rohrschlangen des Berührungsüberhitzers in der Regel noch einen verwickelteren Strömungsverlauf auf, als er (s. vorausgehenden Abschnitt 2) für den Kesselkörper festgestellt wurde. Es finden sich auch hier Heizflächenteile, bei welchen die gegenseitige Lage des

Rauchgas- und des Dampfstromes mehr dem Gleich- oder Gegenstrom nahekommt, und unmittelbar daneben solche Heizflächen, bei denen die Strömungsbedingungen mehr dem Querstrom entsprechen. Wegen dieses verwickelten Strömungsverlaufes ist man fast immer gezwungen, bei der Bestimmung des mittleren logarithmischen Temperaturunterschiedes zu vereinfachenden Annahmen zu greifen. Für Überschlagsrechnungen genügt es jedenfalls, von einer unterschiedlichen Behandlung der einzelnen Heizflächenteile abzusehen und den mittleren logarithmischen Temperaturunterschied für den Gesamtüberhitzer mit Hilfe der für Gleich- und Gegenstrom abgeleiteten Beziehungen (s. S. 64) zu berechnen. Man benützt dann für die Ermittlung der nötigen Überhitzerheizfläche  $H_U$  die Gleichung:

$$(Q_D)_{\dot{V}} = k \cdot H_U \cdot (\Delta t_m)_{\log} = D_k \cdot (i_D - i_x) \text{ in kcal/h.} \quad (154)$$

$$(Q_{\text{Rgs}})_{\dot{V}} = \frac{(Q_D)_{\dot{V}}}{1 - \nu} \text{ in kcal/h,} \quad (155)$$

Der in Gl. (154) aufgeführte Wärmeinhalt  $i_D$  des zu erzeugenden Heißdampfes ist für den gewünschten Druck und die verlangte Temperatur dieses Heißdampfes aus der Zahlentafel 2 zu entnehmen. Der Wärmeinhalt  $i_x$  des vom Kesselkörper abgegebenen Naßdampfes — dieser weist erfahrungsgemäß in der Regel 1 bis 3 vH Feuchtigkeit auf — ist nach Gl. (15) zu berechnen.

Meist ist die Anordnung des Berührungsüberhitzers so gewählt, daß der Weg der Rauchgase nur angenähert angegeben werden kann. Man kann somit auch die mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $(w_{\text{Rgs}})_{\text{mitt}}$  und die Wärmeübergangszahlen  $\alpha_1$  und  $\alpha_s$  bzw. die Wärmedurchgangszahl  $k$  nur mit einer gewissen Ungenauigkeit bestimmen. Es ist deshalb auch nicht überraschend, daß bei der Ausführung von Kesseln mit Überhitzern sehr häufig die im Betriebe tatsächlich erreichte Überhitzungstemperatur nicht unerheblich von der beim Entwurf der Anlage vorausberechneten Dampfendtemperatur abweicht.

Die wärmetechnische Berechnung der Zwischenüberhitzer mit Rauchgasbeheizung macht vom gleichen Vorgehen Gebrauch, wie es eben für den Berührungs-Erstüberhitzer erörtert wurde. Auch die dampfbeheizten Zwischenüberhitzer müssen auf die gleiche Weise mit Hilfe der Wärmeübergangs- und Wärmedurchgangszahlen berechnet werden; es ergeben sich jedoch dabei wesentlich höhere Werte für  $\alpha_1$  (bei strömendem Frischdampf bis zu 1000, bei kondensierendem Frischdampf sogar bis zu 10000) und für  $k$ , was dann zu sehr kleinen Heizflächen führt.

#### 4. Der Rauchgas-Speisewasservorwärmer (Eko).

Der Wärmeübergang erfolgt auf der Rauchgasseite so, daß wie beim Kesselkörper und beim Überhitzer außer der Berührungswärmeübertragung auch noch eine solche durch Gasstrahlung, die aber hier wegen

der niedrigen Gastemperatur und der geringen Schichtstärke — letzteres vor allem bei den Rippenrohrvorwärmern — nur ein kleines Ausmaß annimmt, festzustellen ist. Man wählt meist für die Rauchgasgeschwindigkeit  $w_{Rgs}$  4 bis 12 m/s. Der Wärmeübergang auf der Wasserseite erfolgt hier unter ungünstigeren Verhältnissen als am Kesselkörper, weil das zu erwärmende Wasser im Eko entweder überhaupt nicht oder nur in einem Teil der Heizfläche die Siedetemperatur erreicht. Man

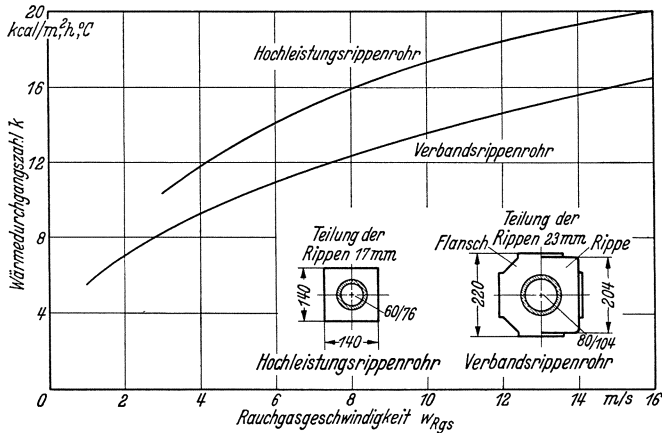


Abb. 236 a. Betriebs-Wärmedurchgangszahl  $k$  beim Rauchgas-Rippenrohr-Wasservorwärmer, abhängig von der Rauchgasgeschwindigkeit  $w_{Rgs}$  für Hochleistungs- und Verbandsrippenrohre.

wählt die Wassergeschwindigkeit  $w_w$  bis zu 0,1 m/s bei Glattrohrvorwärmern, 0,25 bis 0,75 m/s bei dem Rippenrohr- und Stahlrohr-Eko. Für den Gesamtvorgang der Wärmeübertragung von den Rauchgasen an das vorzuwärmende und gegebenenfalls auch noch zu verdampfende Wasser ist am Ekonomiser wie beim Kesselkörper der Wärmeübergang auf der Rauchgasseite fast allein entscheidend. Bei den Vorwärmern, die von Spezialfabriken hergestellt werden, hat man deshalb schon seit Jahren aus der vorstehenden Erkenntnis die entsprechende Folgerung gezogen und zur Verbesserung der Wärmeübertragung außer den bereits besprochenen (s. S. 262) zweckmäßigen Abänderungen der Rohrformen (Gestalt der Rippen) auch noch eine beträchtliche Steigerung der Rauchgasgeschwindigkeit  $w_{Rgs}$  von früher 2 bis 4 m/s auf jetzt 8 bis 12 m/s vorgenommen, obwohl mit dieser letzteren Maßnahme eine erhebliche Vermehrung des Zugbedarfes in Kauf genommen werden mußte.

Die Berechnung der Wärmeübertragung in einem Glattrohr- oder einem Rippenrohr-Rauchgas-Speisewasservorwärmer wird in der Regel unter Außerachtlassung der Wärmeübergangszahlen lediglich mit Hilfe der Wärmedurchgangszahlen  $k$  durchgeführt, wofür auf Versuchswerte zurückgegriffen

wird (s. hierzu Abb. 236a). Hat man sich für irgendeinen Wert von  $w_{\text{Rgs}}$ , der aber keinen zu großen Zugstärkenbedarf ergeben darf, entschieden, so findet man aus Abb. 236a hierzu die Größe von  $k$  und dann mit Hilfe der Gleichung:

$$(Q_w)_{\text{Eko}} = k \cdot H_{\text{Eko}} \cdot (\Delta t_m)_{\text{log}} = D_h \cdot (i_{w_2} - i_{w_1}) = D_h \cdot (i_{w_2} - i_{t_0}) \text{ in kcal/h,} \quad (156)$$

$$(Q_{\text{Rgs}})_{\text{Eko}} = \frac{(Q_w)_{\text{Eko}}}{1 - \nu} \text{ in kcal/h} \quad (157)$$

die Größe der Eko-Heizfläche für die gewünschte Aufwärmung des Speisewassers von der Temperatur  $t_{w_1} = t_0$  auf  $t_{w_2}$ . Die gegenseitige Führung des Rauchgas- und des Wasserstromes weist auch hier eine Mannigfaltigkeit auf — in der Regel ist eine Mischung aus Quer- und Gegenstrom benützt —. Es genügt jedoch auch hier bei der Bestimmung des mittleren logarithmischen Temperaturunterschiedes  $(\Delta t_m)_{\text{log}}$  die für Gleich- und Gegenstrom angegebene Gl. (111) anzuwenden. Bei den Stahlrohrekonomisern und auch bei den Verdampfungs- vorwärmern wendet man zweckmäßig das Berechnungsverfahren, welches von den Wärmeübergangszahlen ausgeht, in der gleichen Form, wie es für den Kesselkörper dargelegt wurde, an. Dieses Verfahren ist auch für den dampf-beheizten Speisewasservorwärmer zu benutzen. Hier  $w_w$  von 0,01 bis zu 0,2 m/s und  $w_D = 5$  bis 20 m/s.

### 5. Der Luftvorwärmer (Luvo).

Für die Wärmeübertragung bestehen hier besonders ungünstige Verhältnisse. Der Wärmeübergang auf der Rauchgasseite und derjenige auf der Luftseite zeigen hier annähernd denselben großen Widerstand, weshalb die Wärmeübergangszahlen  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  ungefähr gleich niedrig sind. Hierzu kommt noch, daß die Gasstrahlung wegen der sehr niedrigen Temperaturen und kleinen Schichtstärke bedeutungslos wird. Durch Hinaufsetzen der Strömungsgeschwindigkeiten für das Rauchgas und für die Luft gelingt es jedoch verhältnismäßig hohe Durchgangszahlen  $k$  zu erzielen. In Abb. 236b sind Versuchsergebnisse dargelegt, die Zimmermann<sup>1</sup> an einem Platten-Luftvorwärmer gefunden hat.

Die wärmetechnische Berechnung wird beim Plattenluftvorwärmer am besten von den  $k$ -Werten, z. B. nach Zimmermann, ausgehen (also hier Berechnung wie beim Eko), während man beim Röhrenluftvorwärmer zweckmäßiger die Wärmeübergangszahlen zu ermitteln sucht und die Berechnung wie beim Kesselkörper durchführt. Bei der Bestimmung der aufzuwärmenden Luftmenge ist zu berücksichtigen, daß ein merklicher Teil der Verbrennungsluft (etwa 5 vH der Gesamtluft) in den Feuerraum von dem dort herrschenden Unterdruck durch die

<sup>1</sup> Gg. Zimmermann: Z. bayer. Revis.-Ver. 1929 S. 267.

unvermeidlichen Undichtigkeiten im Mauerwerk und an den Verschlüssen der Bedienungsöffnungen als Falschlufft eingesaugt wird, also nicht durch den Lufterhitzer geht.

Die Berechnung der Heizfläche eines Ljungström-Luftvorwärmers kann, obwohl er ein Regenerativvorwärmer ist, nach demselben Verfahren erfolgen, das für Rekuperativvorwärmer üblich ist<sup>1</sup>. Es ist aber dabei zu beachten, daß beide Seiten des Bleches als Heizflächen zählen, weil beide Flächen in gleicher Weise die Wärme vom

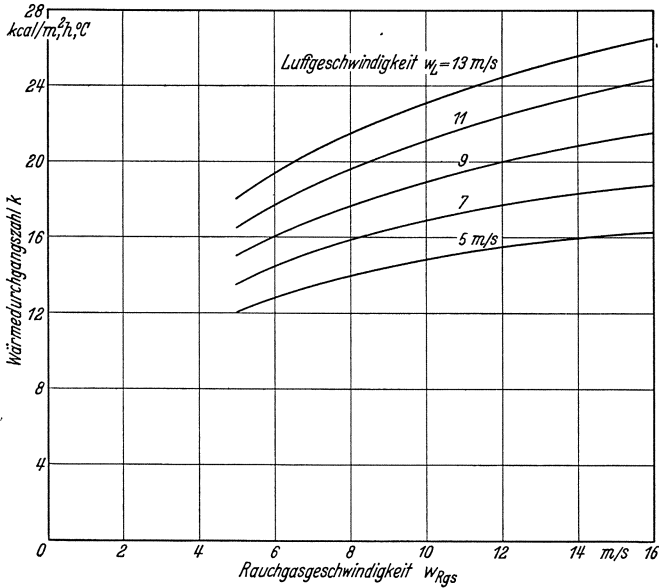


Abb. 236 b. Betriebs-Wärmedurchgangszahl  $k$  für Plattenlufterhitzer, abhängig von der Rauchgasgeschwindigkeit  $w_{Rgs}$  und der Luftgeschwindigkeit  $w_L$  (nach Zimmermann).

Rauchgas aufnehmen und auch beide Flächen die Wärme wieder an die Luft abgeben. Man hat ferner zu berücksichtigen, daß zu gleicher Zeit nur ein Teil dieser Heizfläche, nämlich  $x_R \cdot H$  im Rauchgasstrom (in einem Ausführungsfall:  $x_R = \frac{200^\circ}{360^\circ} = 0,556$ ), ein anderer Teil  $x_L \cdot H$  im Luftstrom liegt<sup>2</sup> (dort  $x_L = \frac{100^\circ}{360^\circ} = 0,278$ ), während der Rest (dort  $\frac{60^\circ}{360^\circ} = 0,166$ ) sowohl aus dem Luft- als auch aus dem Rauchgasstrom ausgeschaltet ist, um die erforderliche Abdichtung zwischen dem Strömungsquerschnitt der Rauchgase und dem der Luft zu ermöglichen.

<sup>1</sup> Siehe Schiwiora, Z. bayer. Revis.-Ver. 1936 S. 189 f.

<sup>2</sup> Man beachte, daß in diesem Ausführungsfall der Querschnitt des Rauchgas-teiles des Lufterhitzers viel weiter, und zwar doppelt so groß gemacht ist als der Querschnitt des Luftteiles.

Es gelten die Bezeichnungen:

- $H$  = die gesamte Heizfläche (beide Blechseiten gemessen) in  $\text{m}^2$ ,  
 $x_R \cdot H$  = vom Rauchgas bestrichene Heizfläche in  $\text{m}^2$ ,  
 $x_L \cdot H$  = von der Luft bestrichene Heizfläche in  $\text{m}^2$ ,  
 $\alpha_R$  = Wärmeübergangszahl Rauchgas gegen Blech in  $\text{kcal}/\text{m}^2, \text{ }^\circ\text{C}, \text{ h}$ ,  
 $\alpha_L$  = „ „ Luft gegen Blech in  $\text{kcal}/\text{m}^2, \text{ }^\circ\text{C}, \text{ h}$ ,  
 $k'$  = eine der Wärmedurchgangszahl  $k$  ähnliche Größe in  $\text{kcal}/\text{m}^2, \text{ }^\circ\text{C}, \text{ h}$ ,  
 $\zeta_R$  u.  $\zeta_L$  = zwei Beiwerte.  
 $(\Delta t_m)_{\log}$  = mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Rauchgas und Luft in  $^\circ\text{C}$ ,  
 $\Delta \tau_m$  = mittlere Schwankung der Heizflächentemperatur in  $^\circ\text{C}$ ,  
 $n$  = Umdrehungszahl des Luvo je min,  
 $\delta$  = Blechstärke der Heizfläche in mm,  
 $\gamma_{\text{Fe}}$  = Spez. Gewicht von Eisen rd. 8 kg/l,  
 $c_{\text{Fe}}$  = Spez. Wärme des Eisens rd. 0,125  $\text{kcal}/\text{ }^\circ\text{C}, \text{ kg}$ ,  
 $Q_h$  = die durch den Drehkörper von den Rauchgasen an die Luft zu übertragende Wärmemenge in  $\text{kcal}/\text{h}$ .

Die Heizflächengröße des Ljungström-Luvo errechnet sich zu:

$$H = \frac{Q_h}{k' \cdot (\Delta t_m)_{\log}} \text{ in } \text{m}^2, \quad (158)$$

dabei beträgt der Wert  $k'$ , der der Wärmedurchgangszahl  $k$  entspricht:

$$\frac{1}{k'} = \frac{1}{\alpha_R \cdot x_R \cdot \zeta_R} + \frac{1}{\alpha_L \cdot x_L \cdot \zeta_L}. \quad (159)$$

Die Beiwerte  $\zeta_R$  und  $\zeta_L$  berücksichtigen, daß die Heizflächentemperatur an irgendeiner Stelle des Bleches nicht zeitlich unverändert bleibt, wie dies bei den Rekuperativheizflächen der Fall ist, sondern dem Speichervorgang entsprechend während der Drehbewegung des Luftvorwärmers beim Aufladen (durch das Rauchgas) ansteigt und beim Entladen (durch die Luft) absinkt.

Der Einfluß dieser Temperaturschwankung wird jedoch dadurch stark gemindert, daß die Luft- und Gastemperaturen sich diesem Vorgang teilweise anpassen. Für eine angenäherte Berechnung kann  $\zeta_R = \zeta_L \cong 1$  gesetzt werden, wenn das Verhältnis  $\frac{\Delta \tau_m}{(\Delta t_m)_{\log}}$  nicht zu groß wird; empfehlenswert erscheint  $\frac{\Delta \tau_m}{(\Delta t_m)_{\log}} \sim 0,1$ . Die mittlere Temperaturdifferenz  $(\Delta t_m)_{\log}$  bestimmt sich aus Gl. (111); die mittlere Schwankung der Heizflächentemperatur  $\Delta \tau_m$  beträgt:

$$\Delta \tau_m = \frac{Q_h}{60 \cdot n \cdot H \cdot \frac{\delta}{2} \cdot \gamma_{\text{Fe}} \cdot c_{\text{Fe}}} = \frac{Q_h}{30 \cdot n \cdot H \cdot \delta} \text{ in } \text{ }^\circ\text{C}. \quad (160)$$

Die Gl. (71), die ebene Flächen voraussetzt, würde für den vorliegenden Fall, wo doch gewellte Flächen benützt werden, zu niedrige Werte für  $\alpha_R$  und  $\alpha_L$  liefern. Es wird deshalb empfohlen, bis zum Vorliegen

genauerer Untersuchungen bei Anwendung von nach Abb. 226 b gebogenen Blechen und bei einer mittleren Spaltweite von 4 mm für die Errechnung von  $\alpha_R$  und  $\alpha_L$  folgende aus Meßergebnissen an einem ausgeführten Ljungström-Lufterhitzer gewonnene Formel zu benützen:

$$\alpha = 212 \cdot L^{-0,05} \cdot (w \cdot p)^{0,5} \cdot (\gamma_1 \cdot c_p \cdot \lambda)^{0,5} \text{ in kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h,} \quad (161)$$

dabei ist der Wert  $(\gamma_1 \cdot c_p \cdot \lambda)^{0,5}$  der Zahlentafel 32 zu entnehmen.

Die in vorstehender Rechnung benützte Größe  $Q_h$  stellt die stündlich vom Luftvorwärmer nutzbar an die Luft übertragene Wärme also  $(Q_L)_{\text{Luvo}}$  dar. Es tritt jedoch auch beim Luvo wie beim Kesselkörper und beim Eko noch ein Verlust durch Strahlung und Ableitung des Gehäuses an die Umgebung auf<sup>1</sup>, so daß die den Rauchgasen stündlich entzogene

Zahlentafel 32. Für die Berechnung der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  im Ljungström-Luvo:  
Wert von  $(\gamma_1 \cdot c_p \cdot \lambda)^{0,5}$ .

Mittl. Temperatur der Grenzschicht $t_m$ °C	für Luft	für Rauchgas
0	0,0781	0,0777
100	0,0765	0,0769
200	0,0751	0,0761
300	0,0738	0,0755
400	0,0730	0,0750

Wärmemenge sich bestimmt zu:

$$(Q_{\text{Rgs}})_{\text{Luvo}} = \frac{(Q_L)_{\text{Luvo}}}{1-\nu} \text{ kcal/h.}$$

An dem Ljungström-Vorwärmer des Kessels der Abb. 161 fand man nachstehende Werte:

a) Abmessungen.

- Außendurchmesser  $D_a$  des Läufers = 2900 mm,
- Breite  $B$  des Läufers = 570 mm,
- Volumen  $V$  des Läufers = 3,76 m<sup>3</sup>,
- Blechstärke  $\delta$  der Heizfüllung = 0,5 mm,
- Gesamte Heizfläche  $H = 850 \text{ m}^2$ ,
- Anteil der rauchgasbestrichenen Heizfläche  $x_R = 0,556$ ,
- Anteil der von der Luft bestrichenen Heizfläche  $x_L = 0,278$ ,
- Mittlere Spaltweite  $s = 4 \text{ mm}$ .

<sup>1</sup> Während beim Platten- und Röhrenluftvorwärmer die Strahlungs- und Ableitungsverlustwärme wie beim Kesselkörper und beim Eko fast ganz nur durch die Rauchgaskanäle entsteht, so liegt beim Ljungström-Luftvorwärmer der Fall so, daß hier ein merkbarer Teil dieses Verlustes auf den Luftteil des Gehäuses entfällt. Dieser Teil der Verlustwärme muß also vom Drehkörper neben der Nutzwärme, die an die Luft übergeht und von ihr fortgetragen wird, noch zusätzlich übergeführt werden. Da aber der Hauptteil dieser Verlustwärme doch durch den größeren und heißeren Rauchgasabschnitt des Ljungström-Gehäuses hervorgerufen wird, so erscheint es auch für den Ljungström-Luvo als berechtigt, die Verlustwärme auf die übliche einfache Weise, die oben erörtert ist, zu berücksichtigen.



## b) Versuchszahlen.

Stündlicher Kohlenverbrauch  $B_h$  des Kessels = 2685 kg/h,  
 Drehzahl des Läufers  $n = 4,14$  U/min,  
 Temperatur der Rauchgase am Eintritt  $t_{Rgs1} = 233^\circ \text{C}$ ,  
 Temperatur der Rauchgase am Austritt  $t_{Rgs2} = 152^\circ \text{C}$ ,  
 Temperatur der Luft am Eintritt  $t_{L1} = 29^\circ \text{C}$ ,  
 Temperatur der Luft am Austritt  $t_{L2} = 143^\circ \text{C}$ ,  
 Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $(\Delta t_m)_{\log} = 105,7^\circ \text{C}$ ,  
 Durch den Drehkörper stündlich übertragene Wärmemenge  $Q_h = 5,54 \cdot 10^3$  kcal/h,  
 Mittlere Schwankung der Heizflächentemperatur  $\Delta \tau_m = 10,45^\circ \text{C}$ ,  
 Übertragene Wärmemenge je  $\text{m}^3$  des Läufer Volumens  $Q_h/V = 147 \cdot 10^3$  kcal/ $\text{m}^3$ , h,  
 Mittlere Rauchgasgeschwindigkeit  $w_{Rgs} = 3,85$  m/s,  
 Mittlere Luftgeschwindigkeit  $w_{Luft} = 4,19$  m/s,  
 Wärmeübergangszahl  $\alpha_R = 32,5$  kcal/ $\text{m}^2 \text{ }^\circ \text{C}$ , h,  
 Wärmeübergangszahl  $\alpha_L = 33,9$  kcal/ $\text{m}^2 \text{ }^\circ \text{C}$ , h,  
 Größe  $k' = 6,19$ .

## 6. Versuche über die gesamte Wärmeübertragung in Kesselanlagen.

Zuverlässige Versuche über die Wärmeübertragung im Feuerraum und in den einzelnen Heizflächenabschnitten von ausgeführten Kesseln sind nur in geringer Zahl angestellt worden. Es ist dies vor allem durch Meßschwierigkeiten begründet; es verlangt nämlich große Mühe und Sorgfalt, wenn z. B. ein wirklich brauchbarer Mittelwert der Rauchgastemperatur oder des Gehaltes der Rauchgase an den verschiedenen Gasbestandteilen in einem bestimmten Meßquerschnitt eines Kesselzuges gewonnen werden soll. Die Strömung der Rauchgase in den Kesselzügen verläuft in der Regel so verwickelt und dazu noch ungleichmäßig, daß sich die Bestimmung der gesuchten Mittelwerte sehr schwierig gestalten muß. Bis heute ist es deshalb z. B. auch nicht gelungen, bei irgendeinem Falle an ausgeführten Wasserrohrkesseln den Vorgang der Wärmeübertragung in einem zwischengeschalteten Berührungsüberhitzer wirklich einwandfrei durch Messungen festzulegen. Diese Tatsache bedeutet eine sehr fühlbare Lücke im wissenschaftlichen Rüstzeug des Dampfkesselbaues, die auch zur Folge hat, daß heute noch bei neu aufgestellten Kesseln die Wirkung des Überhitzers verhältnismäßig häufig nicht der Vorausberechnung entspricht.

Von älteren Versuchsarbeiten ist an erster Stelle diejenige von Kammerer über die Wärmeübertragung in einer Stierle-Kesselanlage zu nennen<sup>1</sup>. Es handelte sich hierbei um einen kombinierten Wasserrohr-Heizrohrkessel, der mit Wanderrost, Überhitzer und Speisewasservorwärmer ausgestattet war. Die Versuche, die sehr sorgfältig durchgeführt wurden, brachten, wenn auch die Betrachtung des Vor-

<sup>1</sup> Kammerer: Z. bay. Revis.-Ver. 1916 S. 73f.

ganges im Feuerraum noch auf den älteren unzutreffenden Voraussetzungen aufbaute, weitgehende Aufklärung über die Wirkung der einzelnen Heizflächenteile. Sie lieferten unter anderem den Beweis, daß die Wärmeübertragung an den verschiedenen ausgeführten Kesselheizflächen tatsächlich so verläuft, wie es nach den aus Laboratoriumsversuchen abgeleiteten theoretischen Feststellungen und Erkenntnissen zu erwarten war. Es zeigten z. B. von Kammerer für die Heizrohre eines Kessels gefundene Wärmeübergangszahlen gute Übereinstimmung mit den aus der Formel von Gröber berechneten Werten.

Eine weitere wichtige Versuchsarbeit an einem ausgeführten Kessel ist von Hilliger<sup>1</sup> durchgeführt worden. Der Genannte prüfte auf Grund der sehr günstigen Erfahrungen, die man vorher in bezug auf Wärmeübertragung an dem Schnabel-Bone-Heizrohrkessel mit flammenloser Verbrennung gemacht hatte, ob man die wesentliche Einrichtung dieses Kessels (Schamottefüllung) nicht auf Lokomobilkessel übertragen könnte. An dem mit Gasfeuerung versehenen Schnabel-Bone-Kessel, der samt Speisewasservorwärmer nur eine Rauchgasweglänge von rd. 3 m aufwies, hatte man überraschenderweise bei der hohen Heizflächenbelastung von fast 100 kg/m<sup>2</sup>,h einen Wirkungsgrad von über 90 vH feststellen können. Hilliger untersuchte nun an einer Wolf-Lokomobile ( $H_K = 14,88 \text{ m}^2$ ) mit Rostfeuerung ( $F_R = 0,412 \text{ m}^2$ ), welche Verbesserung der Wärmeübertragung durch Einfügung der Schamottefüllung in die Heizrohre zu erzielen war. Es ergab sich, daß dadurch der Wirkungsgrad des Lokomobilkessels bei  $D_h = \text{rd. } 360 \text{ kg/h}$  von etwa 54 vH auf mehr als 71 vH gehoben werden konnte. Die Abgastemperatur sank dabei von 456° C auf 244° C. Der Bedarf an Zugstärke stieg freilich auf den hohen Betrag von 114 mm WS. Es wurde anschließend von Hilliger noch der bemerkenswerte Versuch gemacht, an Stelle der Schamottefüllung verschlossene Gasrohrstücke (Kernrohre von 25,4 mm äußeren Durchmesser und 600 mm Länge) in die Mitte der Heizrohre, deren lichte Weite 45 mm betrug, einzulegen. Man fand, daß auch diese Rohrstücke einen guten Einfluß auf die Wärmeübertragung ausübten. Der Kesselwirkungsgrad betrug bei  $D_h = 380 \text{ kg/h}$  und einem Zugstärkenbedarf von 94 mm WS. mehr als 69 vH; die Abgastemperatur belief sich auf 303° C.

Die angeführten Versuchsreihen von Hilliger lehren unter anderem, daß man die Berührungswärmeübertragung und den Wirkungsgrad der Wärmeausnutzung an einem Kessel durch Erhöhung der Gasgeschwindigkeit ungemein in die Höhe setzen, und daß man dabei trotzdem mit sehr kurzen Rauchgaswegen von wenigen Metern das Auskommen finden kann. Bei einem solchen Vorgehen muß man aber großen Bedarf an Zugstärke in Kauf nehmen. In Einklang mit diesen Versuchsergebnissen von Hilliger stehen auch die sehr günstigen

<sup>1</sup> Hilliger: Z. VDI 1916 S. 877.

Erfahrungen mit besonders hohen Rauchgasgeschwindigkeiten am Velox-Kessel und ferner die Angaben von Münzinger über die gute Wirkung großer Geschwindigkeiten an seinem Schnellkessel.

Von neuen wichtigen Versuchsarbeiten an ausgeführten Kesseln sind neben der mehr der Feuerung gewidmeten Forschungsarbeit von Kuhn über den Verbrennungsverlauf und die Wärmeabgabe an einem Kohlenstaubkessel<sup>1</sup> vor allem die Veröffentlichungen von Stodola: „Der Sulzer-Einrohr-Dampferzeuger“<sup>2</sup> und „Leistungs- und Regelversuche am Velox-Dampferzeuger“<sup>3</sup> zu nennen. Es werden hier in eingehender Weise Regelversuche behandelt.

Um die Erforschung der Wärmeübertragung an ausgeführten Kesseln hat sich aber in erster Linie Münzinger verdient gemacht, dem man eine Reihe wertvollster Veröffentlichungen zu verdanken hat. Es sei hier besonders auf das letzte Werk „Dampfkraft“ hingewiesen. Die Forschungsarbeiten von Münzinger stellen die wichtigste Grundlage der in den vorstehenden Abschnitten A bis E behandelten wärmetechnischen Berechnung der Kesselanlagen dar.

## VI. Die Wärmeverluste, die Wirkungsgrade, die Wärmebilanz und die Wirkungsgradkurve der Kesselanlagen.

### 1. Die Wärmeverluste.

In einer Kesselanlage treten neben den in Abschnitt III, S. 154 angeführten Wärmeverlusten der Feuerungen (dort z. B. für die Rost- und Staubfeuerungen unter a bis f angegeben und erörtert) noch weitere Verluste auf, und zwar bei der durch die Kesselheizflächen vorzunehmenden Ausnützung der Rauchgaswärme. Diese zusätzlichen Verluste sind:

g) Abgas- oder Schornsteinverlust  $\alpha_a$ . Es gelingt durch die Heizflächen der Kesselanlage nicht, den Rauchgasen die in ihnen enthaltene Wärme vollständig zu entziehen, da es dazu notwendig wäre, die Rauchgase bis auf die Ausgangstemperatur des Verbrennungsprozesses, d. i. die Temperatur der dem Luvo oder unmittelbar der Feuerung zugeführten Verbrennungsluft bzw. die Umgebungstemperatur  $t_u$  abzukühlen. Man ist vielmehr gezwungen, die Rauchgase mit einer höheren Temperatur  $t_a$  von 120 bis 350° C in den Schornstein abziehen zu lassen. Der hierdurch hervorgerufene Verlust  $Q_a$ , d. h. die fühlbare Wärme der Abgase, wird genau mit der Bunte-Formel bestimmt.

$$Q_a = \frac{c_0}{0,536 \cdot [v(\text{CO}_2) + v(\text{CO}) + v(\text{CH}_4)]} \cdot C_{pm} \left[ \frac{t_a}{t_u} \cdot (t_a - t_u) + \frac{0,46}{100} \times \right. \\ \left. \times \left[ 9h + f - 1,5 \cdot c_0 \cdot \frac{v(\text{H}_2) + 2 \cdot v(\text{CH}_4)}{v(\text{CO}_2) + v(\text{CO}) + v(\text{CH}_4)} \right] \cdot (t_a - t_u) \right] \text{ in kcal/kg Br.} \quad (162)$$

<sup>1</sup> Kuhn, Arch. Eisen-Hüttenwes. 1930 S. 441f.

<sup>2</sup> Stodola, Z. VDI 1933 S. 125.    <sup>3</sup> Stodola, Z. VDI 1935 S. 429.

dabei bedeuten:

$$c_0 = c - \frac{\varepsilon_d \cdot c_d}{100} - \frac{\varepsilon_s \cdot c_s}{100} - \frac{c_r}{10} \cdot V_{Rgs} - \frac{\varepsilon_f \cdot c_f}{100} \text{ in vH. G.T.} \quad (163)$$

den „reduzierten“ oder den tatsächlich zur Verbrennung gelangenden Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes,

$c_{pm} \Big|_{t_u}^{t_a}$  die mittlere spez. Wärme der trockenen Abgase zwischen der Temperatur  $t_u$  und  $t_a$  (rd. 0,327 bei Temperaturen zwischen 0° und 200° C, dagegen rd. 0,332 zwischen 0 und 350°). Glied I in Gl. (162) stellt dabei den Wärmeverlust durch die fühlbare Wärme der trockenen Abgase dar, Glied II den Verlust durch die Überhitzungswärme des in den Abgasen enthaltenen Wasserdampfes.

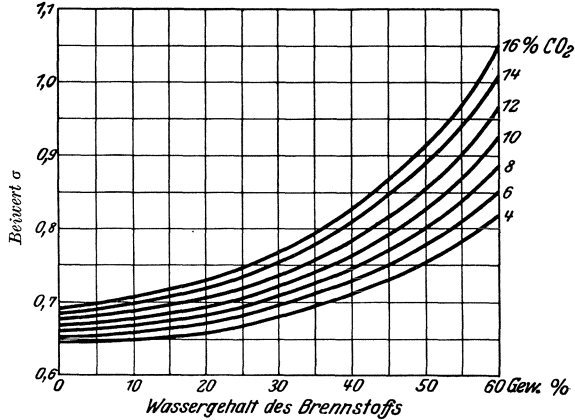


Abb. 237. Beiwerte  $\sigma$  der Siebertschen Formel, abhängig vom Wassergehalt des Brennstoffes.

Der Abgasverlust  $\kappa_a =$  in vH von  $\xi$  findet sich damit aus:

$$\kappa_a = \frac{Q_a}{\xi} \cdot 100 \text{ in vH. von } \xi. \quad (164)$$

Als sehr vorteilhaft für die Bestimmung  $\kappa_a$  hat sich die Näherungsformel von Siebert erwiesen. Sie lautet:

$$\kappa_a \sim \sigma \cdot \frac{t_a - t_u}{v(\text{CO}_2)} \text{ in vH. von } \xi_u. \quad (165)$$

Hierin bedeutet  $\sigma$  einen Beiwert, der aus Abb. 237 zu entnehmen ist. Er ist abhängig vom Wassergehalt  $f$  des Brennstoffes und vom  $v(\text{CO}_2)$  des Abgases.

h) Verlust durch Abstrahlung und Ableitung von Wärme (entlang der Kesselheizfläche)  $\kappa'_i$ .

Wie schon in Abschnitt III, f auf S. 156 besprochen wurde, stellt sich ein Verlust  $\kappa_i$  dadurch ein, daß die Kesselanlage durch Strahlung und Leitung Wärme an die Umgebung (an das Kesselhaus) abgibt. Der Anteil  $\kappa'_i$  der Feuerung wurde dort zu  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{2}{5}$  des Gesamtverlustes  $\kappa_i$  angegeben, so daß also der Anteil  $\kappa''_i$  der Kesselheizfläche zu  $\frac{3}{5}$  bis  $\frac{2}{3}$  des Verlustes  $\kappa_i$  anzusetzen ist.

i) Verlust durch die Verdampfungswärme des in den Rauch- bzw. Abgasen enthaltenen Wasserdampfes =  $\kappa_w$ .

Die Rauchgase enthalten infolge der Feuchtigkeit  $f$  des Brennstoffes und infolge des Umstandes, daß bei der Verbrennung aus dem im Brennstoff enthaltenen Wasserstoff sich ebenfalls noch Wasser (Verbrennungs-

wasser) bildet, eine beträchtliche Menge an Wasserdampf. Bei der Abkühlung der Rauchgase durch die Kesselheizflächen gelingt es aber nur in Ausnahmefällen, diesen Wasserdampf teilweise an diesen Heizflächen niederzuschlagen. In der Regel nehmen die abziehenden Abgase den gesamten Wasserdampf und die darin enthaltene Verdampfungswärme mit sich fort, so daß hierdurch der Wärmeverlust  $x_w$  entsteht, der sich bestimmt aus:

$$\kappa_w = \frac{Q_w}{\xi_o} \cdot 100 = \frac{100}{\xi_o} \times 6 \left[ 9h + f - 1,5 \cdot c_o \cdot \frac{v(\text{H}_2) + 2v(\text{CH}_4)}{v(\text{CO}_2) + v(\text{CO}) + v(\text{CH}_4)} \right] \quad (166)$$

in vH von  $\xi_o$ .

Dieser Wärmeverlust  $\kappa_w$  ist aber nur dann in Rechnung zu setzen, wenn für die Beurteilung der Kesselanlage der obere Heizwert  $\xi_o$  herangezogen werden soll. Der untere Heizwert  $\xi_u$  beruht nämlich auf der grundlegenden Annahme, daß man bei der Heizwertbestimmung die Verdampfungswärme des Wasserdampfanteiles der Rauchgase schon von vorneherein als verloren ansieht, d. h. den Verlust  $\kappa_w$  als „unvermeidlich“ betrachtet.

2. Wirkungsgrad  $\eta_{KA}$  der Kesselanlage. Während (s. Abschnitt III S. 157) sich der Wirkungsgrad  $\eta_F$  der Feuerung gemäß der Gl. (144) ermittelt, indem man alle früher besprochenen Verluste a bis f in Anrechnung bringt, so erhält man den Wirkungsgrad  $\eta_{KA}$  der Kesselanlage mit:

$$\eta_{KA} = 100 - \sum_{a, i}^h \kappa \text{ in vH von } \xi_u \quad (167)$$

$$\eta_{KA} = 100 - \sum_a \kappa \text{ in vH von } \xi_o. \quad (168)$$

Es muß naturgemäß auch hier wie bei der Ermittlung von  $\eta_F$  berücksichtigt werden, daß die vH-Beträge der Einzelverluste verschieden sind, je nachdem sie auf den kleineren Heizwert  $\xi_u$  oder auf den größeren Heizwert  $\xi_o$  bezogen sind.

Die Bestimmung von  $\eta_F$  und  $\eta_{KA}$  ermöglicht auch den Wirkungsgrad  $\eta_H$  der Abkühlung durch die Heizflächen zu ermitteln, da nach Gl. (112)

$$\eta_H = \frac{\eta_{KA}}{\eta_F}. \quad (169)$$

3. Wärmebilanz der Kesselanlage. Die Anordnung einer Wärmebilanz für den Feuerungsteil einer mit Kohlenstaub betriebenen Kesselanlage ist bereits im Beispiel auf S. 159 veranschaulicht worden. In dem folgenden Beispiel ist die Wärmebilanz für die gesamte Kesselanlage aufgestellt.

Man beachte vor allem, daß hier der Einzelverlust  $Q_w$  bzw.  $\kappa_w$  in der Wärmebilanz für  $\xi_u$  nicht enthalten ist. Damit steht in Zusammenhang, daß der auf  $\xi_u$  bezogene Wirkungsgrad  $\eta_{KA}$  der Gesamtkesselanlage größer ist als der auf  $\xi_o$  bezogene, während beim Feuerungswirkungsgrad  $\eta_F$  das Umgekehrte der Fall war.

Weiterhin ist bemerkenswert, daß in der Aufstellung der Nutzwärmemengen der Heizflächen die Leistung des Lufterhitzers nicht ausgewiesen wird, was mit den Ausführungen auf S. 267 übereinstimmt.

Beispiel: Wärmebilanz für eine vollständige Kesselanlage mit Staubfeuerung (s. a. Beispiel S. 159).

		$\xi_u$		$\xi_o$	
		kcal/kg	vH	kcal/kg	vH
1. Der Feuerung mit der Kohle zur Verfügung gestellte Wärme . . . . .	$\xi$	$\xi_u =$ 7515	100,0	$\xi_o =$ 7780	100,0
2. Davon in der Feuerung insgesamt verloren (s. S. 159) . . . . .	$\sum_b^f Q$	263		263	
	bzw. $\sum_b^f \kappa$		3,5		3,35
3. a) Von der Feuerung nutzbar abgegeben . . . . .	$(Q_n)_F$	7252		7517	
3. b) Wirkungsgrad der Feuerung . . . . .	$\eta_F$		96,5		96,65
4. Davon gehen weiterhin verloren					
g) Als Abgasverlust . . . . .	$Q_a$ $\kappa_a$	586		586	
			7,8		7,55
h) Durch Abstrahlung und Ableitung von Wärme . . . . .	$Q_{l''}$ $\kappa_{l''}$	128		128	
			1,7		1,65
i) Durch die Verdampfungswärme des Wasserdampfes in den Abgasen = „unvermeidlicher“ Verlust . . . . .	$Q_w$ $\kappa_w$	—		265	
					3,4
demnach Summe der Verluste:					
	$\sum_b^h Q$ bzw. $\sum_b^i Q$	977		1242	
	$\sum_b^h \kappa$ bzw. $\sum_b^i \kappa$		13,0		15,95
5. a) An die Heizfläche nutzbar abgegeben:					
$\xi_u - \sum_b^h Q$ bzw. $\xi_o - \sum_b^i Q$ . . . . .	$(Q_n)_{KA}$	6538		6538	
5. b) Wirkungsgrad der Kesselanlage gleich $100 - \sum_b^h \kappa$ bzw. $100 - \sum_b^i \kappa$ . . . . .	$\eta_{KA}$		87,0		84,05
6. Wärmeleistung der Heizflächenanteile:					
a) Eko $\frac{D_h}{B_h} \cdot (i_{w_2} - i_{t_0})$ . . . . .		491	6,55	491	6,3
b) Kesselkörper $\frac{D_h}{B_h} \cdot (i_x - i_{w_2})$ . . . . .		4747	63,15	4747	61,05
c) Überhitzer $\frac{D_h}{B_h} \cdot (i_D - i_x)$ . . . . .		1300	17,3	1300	16,7
7. Wirkungsgrad der Heizflächen $\frac{\eta_{KA}}{\eta_F} = \eta_H$			90,15		86,95

Es ist natürlich auch für die gesamte Kesselanlage möglich, die Wärmebilanz in einem Sankey-Diagramm zeichnerisch darzustellen s. S. 159.

Anmerkung 1. Die vorstehend gegebene Wärmebilanz und die Berechnung des Wirkungsgrades der Kesselanlage beziehen sich auf Vollast, wofür man den Kessel stets zu berechnen pflegt. Bei Übergang auf Teillast oder auf Überlast ändern sich natürlich Wärmebilanz und Wirkungsgrad. Das Maß der Änderung wird dabei außer durch die Heizflächen der Kesselanlage in erster Linie durch die Feuerung bedingt. Man muß selbstverständlich bei der Ausbildung der Feuerung größten Wert darauf legen, daß ihr Wirkungsgrad sich innerhalb eines weiten Leistungsgebietes möglichst wenig ändert. Nur auf diese Weise gelingt es auch der Wirkungsgradkurve der Kesselanlage  $\eta_{KA} = f(D_h)$  den erwünschten flachen Verlauf in der Umgebung ihres Scheitelpunktes  $(\eta_{KA})_{\max}$  zu geben.

Anmerkung 2. Bei unterbrochenem Betrieb treten an Kesselanlagen auch noch Anheiz- und Bereitschaftsverluste auf, die beträchtliche Größen annehmen können (bis zu 10 vH und mehr). Durch zweckdienliche Maßnahmen ist es aber gelungen, in jenen Fällen, wo die Unterbrechung nur kurze Zeit — bis etwa 10 Stunden — zu dauern hat, die Abkühlung des Kessels wesentlich zu verringern und dadurch den Brennstoffaufwand beim Wiederanheizen beträchtlich herabzusetzen. Man hat sogar Arbeitsverfahren für die Bereitschaftshaltung ausfindig gemacht, die mit sehr geringem Aufwand an Brennstoff das Auskommen finden<sup>1</sup>.

## VII. Der Zugstärkenbedarf der Dampfkessel.

Es ist schon bei den theoretischen Grundlagen auf S. 53 und auf S. 70 betont worden, daß dem Zugstärkenbedarf eine große Bedeutung zukommt, daß von ihm die Leistungsfähigkeit eines Dampfkessels in erster Linie abhängt und daß ferner ein enger Zusammenhang zwischen dem Zugverlust und der an den Heizflächen des Kessels erzielten Berührungswärmeübertragung besteht.

Nach Münzinger<sup>2</sup> beträgt der Zugbedarf einer Kesselanlage, bestehend aus Kesselkörper, Überhitzer und den sonstigen Hilfsheizflächen, gemessen zwischen den Punkten A und B (s. Abb. 238):

$$h_{KA} = \sum(z \cdot h_R) + \sum h_{Uml} + \sum h_{Eintr} + \sum h_{Austr} - \sum h_{Auftr} \text{ in mm WS. (170)}$$

Dabei bedeuten:

1.  $\sum(z \cdot h_R)$  den durch Reibung an den Rohren bzw. Rohrbündeln der einzelnen Kesselteile hervorgerufenen Druckverlust. Nach Münzinger bestimmt man diesen Reibungsverlust bei Wasserrohren und Wasserrohrbündeln nach der Reiherschen Gl. (87) bzw. (89), während man den Verlust für Heiz- oder Flammrohre mit der Fritzscheschen Gl. (90) ermittelt. Münzinger empfiehlt auf Grund von Erfahrungswerten an ausgeführten Anlagen den mit den Reiherschen Formeln erhaltenen Zugverlust mit 2,5, den mit der Fritzscheschen Formel erhaltenen Wert dagegen mit 1,7 zu multiplizieren<sup>3</sup>.

<sup>1</sup> Noelle, Wärme 1933, H. 26. <sup>2</sup> Münzinger: Dampfkraft 1933 S. 80f.

<sup>3</sup> Siehe auch Anmerkung auf S. 53.

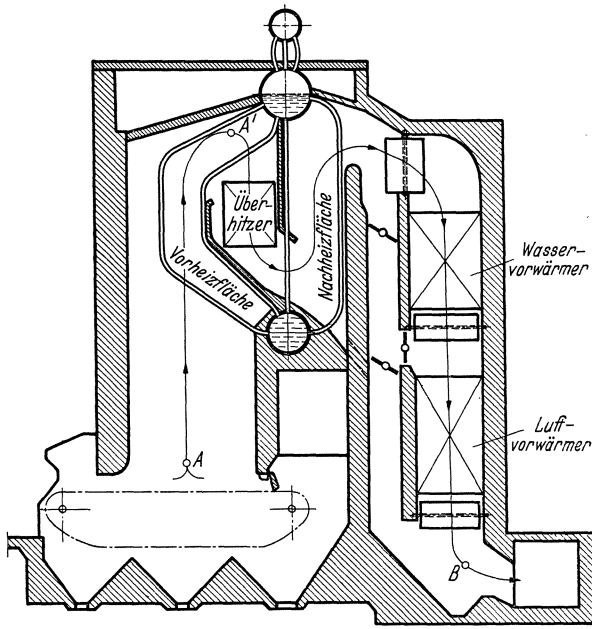


Abb. 238. Zugverlauf in einem Zweizug-Steilrohrkessel.

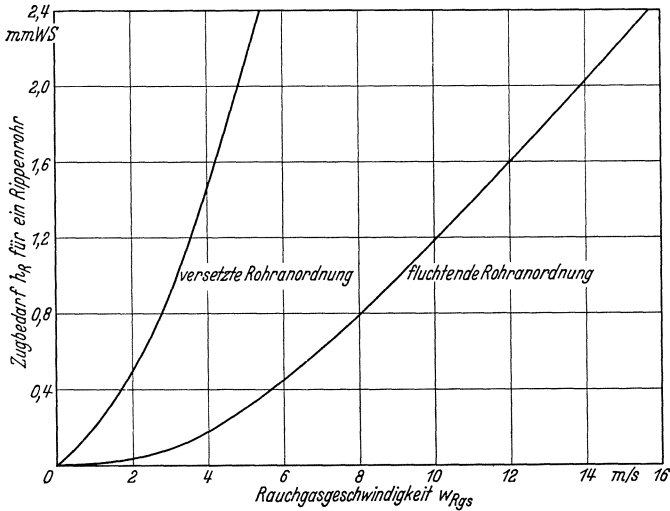


Abb. 239. Zugverlust je Rohrreihe im Rauchgas-Rippenrohr-Speisewasservorwärmer, abhängig von der Rauchgasgeschwindigkeit.

Für den Überhitzer, den Glattrohrvorwärmer sowie für den Röhrenluftherhitzer sind die vorstehenden Formeln ebenfalls anwendbar. Der Zugverlust des Rippenrohrvorwärmers muß dagegen für die verwendete



Rippenform an Hand von Versuchswerten festgelegt werden. Für den Hochleistungs-Rippenrohrvorwärmer mit kurzen Rippen in fluchtender Anordnung wird der Zugverlust angegeben zu:

$$(z \cdot h_R)_{\text{Eko}} = z \cdot 0,0165 \cdot (w_{\text{Rgs}})^2 \cdot \gamma_{\text{Rgs}} \text{ in mm WS.} \quad (171)$$

Abb. 239 gibt Aufschluß über den Reibungsverlust bei einem Rippenrohrvorwärmer mit Verbandsrohrform bei versetzter und bei fluchtender Anordnung.

Für den Plattenluftvorwärmer kann man zur Bestimmung des Reibungszugverlustes die von Münzinger angegebene Formel benutzen:  $h_R = b \cdot s^{-1,269} \cdot (w_{\text{Rgs}})^{1,852} \cdot (\gamma_{\text{Rgs}})^{0,852}$  in mm WS./m Plattenlänge. (172) Dabei ist für  $b$  einzusetzen 0,00125, wenn die Gasspalten die im Betriebe übliche Verschmutzung aufweisen, dagegen  $b$  nur 0,0006, wenn die Gasspalten sauber sind. Es ist hier noch anzufügen, daß diese letzte Gleichung auch für die Ermittlung des Druckverlustes in den Luftspalten des Taschenluftvorwärmers benützt werden kann.

2.  $\Sigma h_{\text{Uml}}$  den Umlenkverlust. Nach Münzinger ergibt sich dieser, wenn mit  $w_1$  die Geschwindigkeit am Anfang der Umlenkung, mit  $w_2$  die Geschwindigkeit in der Mitte und mit  $w_3$  diejenige am Ende der Umlenkung bezeichnet wird, zu:

$\alpha$ ) bei einer Umlenkung um  $45^\circ$ :

$$h_{\text{Uml}} = 0,25 \cdot \frac{\gamma_{\text{Rgs}}}{2g} \cdot (w_1^2 + w_3^2) \text{ in mm WS.,} \quad (173)$$

$\beta$ ) bei einer Umlenkung um  $90^\circ$ :

$$h_{\text{Uml}} = \frac{\gamma_{\text{Rgs}}}{2g} \cdot (w_1^2 + w_3^2) \text{ in mm WS.,} \quad (174)$$

$\gamma$ ) bei einer Umlenkung um  $180^\circ$ :

$$h_{\text{Uml}} = \frac{\gamma_{\text{Rgs}}}{2g} \cdot (w_1 + w_2 + w_3)^2 \text{ in mm WS.} \quad (175)$$

Bei Umlenkungen mit stark abgerundeten Ecken und sehr günstiger Rauchgasführung kann  $h_{\text{Uml}}$  bis auf  $1/4$  der mit vorstehenden Gleichungen erhaltenen Rechenwerte zurückgehen.

3.  $\Sigma h_{\text{Eintr}}$  den Eintrittsverlust<sup>1</sup>. Dieser tritt auf, wenn die Rauchgase durch eine plötzliche Einengung (z. B. beim Eintritt in eine Heizfläche) zu einer Geschwindigkeitssteigerung gezwungen werden. Wenn  $f_0$  der Querschnitt vor der Verengung,  $f_1$  der verengte Querschnitt und  $w_1$  die Geschwindigkeit in diesem Querschnitt  $f_1$  darstellt, so beträgt der Eintrittsverlust

$$h_{\text{Eintr}} = \zeta_e \cdot \frac{\gamma_{\text{Rgs}}}{2g} \cdot w_1^2 \text{ in mm WS.,} \quad (176)$$

dabei ist  $\zeta_e$  abhängig von dem Verhältnis  $f_1/f_0$  nach folgender Angabe

$f_1/f_0$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\zeta_e$	0,42	0,33	0,23	0,13	0

<sup>1</sup> Münzinger vernachlässigt in seiner Zugbedarfsberechnung den Eintrittsverlust, was vor allem dann berechtigt erscheint, wenn die Querschnittsverengung, wie z. B. beim Eintritt in ein von außen angeströmtes Rohrbündel, allmählich erfolgt.

4.  $\Sigma h_{\text{Austr}}$  den Austrittsverlust. Man bestimmt, wenn  $f_1$  den Kanalquerschnitt vor einer Erweiterung, gemessen in  $\text{m}^2$ ,  $f_2$  den Kanalquerschnitt nach der Erweiterung,  $w_1$  die Gasgeschwindigkeit vor der Erweiterung darstellt, den Austrittsverlust mit:

$$h_{\text{Austr}} = \left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right)^2 \cdot w_1^2 \cdot \frac{\gamma_{\text{Rgs}}}{2g} \text{ in mm WS.} \quad (177)$$

5.  $\Sigma h_{\text{Auftr}}$  den innerhalb der Kesselanlage durch die heißen Gase hervorgerufenen Auftrieb. Man kann denselben bestimmen, wenn  $H$  die Höhe eines Zuges gemessen in m,  $T$  die mittlere Gastemperatur dieses Zuges gemessen in  $^\circ\text{K}$  darstellt, zu:

$$h_{\text{Auftr}} = H \left(1,2 - \frac{365}{T}\right) \text{ in mm WS.} \quad (178)$$

Man hat zu beachten, daß  $h_{\text{Auftr}}$  nach Gl. (178) bei steigendem Zug mit positiven Vorzeichen einzusetzen ist, dagegen mit negativem Vorzeichen bei fallendem Zug. Über weitere Einzelheiten siehe noch Münzinger<sup>1</sup> und auch S. 326.

Man macht nun bei Kesseln, vor allem bei solchen mit hohem Feuerraum (Strahlungskessel) sehr häufig die Wahrnehmung, daß der Unterdruck in der Feuerung durch den Auftrieb der Rauchgase von unten nach oben außerordentlich abnimmt, und daß sich im höchsten Punkt des Feuerraumes unter Umständen ein lästiger Überdruck einstellt, der Rauchgase und Flugasche in das Kesselhaus austreten läßt. Diese unerwünschte Erscheinung läßt sich nur dadurch vermeiden, daß man am unteren Ende des Feuerraumes, im Punkte  $A$  schon genügend hohen Unterdruck einstellt, um am oberen Ende des Feuerraumes im Punkte  $A'$  höchstens  $\pm 0$  mm (ausgeglichenen Zug) zu erhalten. Hat man demnach mit Gl. (170) den Zugbedarf für die Kesselanlage zwischen den Punkten  $A$  und  $B$  bestimmt, so ermittelt sich die für den Betrieb des Kessels im Punkte  $B$ , d. i. am Ende der Kesselanlage wirklich notwendige Zugstärke mit:

$$h_{\text{notw}} = h_{KA} - h_{A \div A'} \text{ in mm WS.} \quad (179)$$

hierin bedeutet  $h_{A \div A'}$  den Zugverlust zwischen den Punkten  $A$  und  $A'$  der ebenfalls nach Gl. (170) zu ermitteln ist und der aber wegen des starken Auftriebes im hohen Feuerraum und wegen der geringen Reibung infolge des weiten Querschnittes sich meist als negative Größe ergibt.

Aus der Gl. (179) ist zu ersehen, daß im Punkte  $A$ , für den man zweckmäßig den tiefsten Punkt des Feuerraumes wählt, ein Unterdruck, und zwar in der Höhe von  $h_{A \div A'}$  mm WS. auftritt, der im Betrieb aufrechterhalten werden muß. Bei den Kohlenstaubfeuerungen und den Rostfeuerungen mit Unterwindbetrieb wird dieser Unterdruck ohne Schwierigkeiten eingehalten werden können, so daß bei diesen Feuerungsarten das aus Gl. (179) berechnete  $h_{\text{notw}}$  für den Kesselbetrieb tatsächlich genügt.

<sup>1</sup> Münzinger: Dampfkraft S. 81.

Hat man dagegen eine Rostfeuerung ohne Unterwindbetrieb, so ist noch eine Prüfung vorzunehmen. Die Gl. (170) und (179) berücksichtigen nämlich noch nicht den Rostwiderstand  $h_R$ , der hier zu einem Unterdruck oberhalb der Kohlschicht, also im Punkte  $A$ , auf alle Fälle Anlaß gibt. Solange  $h_R$  die Größe  $h_{A \div A'}$  nicht erreicht, ist das aus Gl. (179) berechnete  $h_{\text{notw}}$  auch hier zutreffend. Überschreitet jedoch  $h_R$  den Wert  $h_{A \div A'}$ , so muß das mit Gl. (179) ermittelte  $h_{\text{notw}}$  noch um die Differenz  $[\overline{h_R} - (h_{A \div A'})]$  erhöht werden.

Anmerkung. Das hier gegebene Berechnungsverfahren für den Zugbedarf berücksichtigt nicht die in den einzelnen Punkten vorhandenen Geschwindigkeitshöhen  $\left(\gamma_{\text{Rgs}} \cdot \frac{w^2}{2g}\right)$  bzw. deren Veränderung. Die im Feuerraum vorhandene Geschwindigkeitshöhe der Rauchgase wird aber zum großen Teil schon von den Unterwind- bzw. Erst- und Zweitluftgebläsen aufgebracht oder ist bereits in der Angabe für den Rostwiderstand  $h_R$  enthalten. Zum anderen sind die Geschwindigkeitshöhen ihrem Betrag nach so gering, daß ihre Vernachlässigung gerechtfertigt erscheint.

Über die Anwendung dieses Verfahrens gibt das im vierten Abschnitt durchgerechnete Beispiel noch weitere Aufklärung.

## VIII. Der Wasserumlauf in den Dampfkesseln.

### 1. Der Umlauf in den Wasserrohren.

Schon bei der Besprechung der einzelnen Dampfkesselbauarten ist darauf hingewiesen worden, daß bei den Großwasserraumkesseln (Flammrohr- und Heizrohrkesseln) irgendeine geregelte Wasserbewegung nicht besteht (s. Abb. 125 u. 126), daß aber bei den üblichen Wasserrohrkesseln durch eine entsprechende schräge oder steile Anordnung der Siederohre ein selbsttätiger Wasserumlauf, dessen Weg vorgeschrieben und festgelegt ist, mit Hilfe der Auftriebswirkung erzielt wird. Es wurde betont, daß diesem natürlichen Wasserumlauf eine große Bedeutung zukommt, da es nur der durch den Wasserumlauf herbeigeführten guten Kühlung des Kesselbleches zu verdanken ist, daß man bei den Wasserrohrkesseln erheblich höhere Heizflächenbeanspruchungen (50 bis 100 kg/m<sup>2</sup>, h, in Ausnahmefällen sogar 250 kg/m<sup>2</sup>, h gegenüber 20 bis 25 kg/m<sup>2</sup>, h) und auch höhere Dampfdrücke (bis 140 atü gegen 15 atü bei den Großwasserraumkesseln) anwenden kann. Es wurde dann noch festgestellt, daß man neuerdings Bestrebungen verfolgt, zur Verstärkung der Blechkühlung und zur Erhöhung der Betriebssicherheit vom selbsttätigen, natürlichen Wasserumlauf, der aber immer noch in erster Linie angewendet wird, auf künstlich erzeugten Umlauf (Zwangumlauf- und Zwangdurchlauf) überzugehen.

Der selbsttätige Wasserumlauf in Wasserrohrkesseln wurde durch zahlreiche theoretische Untersuchungen und Versuchsarbeiten — zu erwähnen sind vor allem Fuchs, Gensch, Münzinger, Schmidt und seine Mitarbeiter Cleve, Schultes, Seidel und Quack — zu klären gesucht. Nach Seidel<sup>1</sup>, der ein sehr brauchbares Rechenverfahren entwickelt und vor allem dessen Anwendung für den Steilrohrkessel gezeigt hat, entsteht bei einem Steilrohrkessel (s. Abb. 240) infolge der ungleichen Beheizung der Rohre ein Wasserumlauf. Im stärker beheizten Rohr *I* (Steigrohr) bewegt sich ein Gemisch von Wasser und Dampf nach oben, während in einem weniger beheizten Rohr *II* (Fallrohr) sich unter Umständen gar kein Dampf bildet, sondern nur Wasser nach unten fließt. In der Regel wird freilich auch in dem beheizten Fallrohr eines Steilrohrkessels Dampf auftreten und die Dampfblasen werden dann bei kleinen Wasserfallgeschwindigkeiten nach oben entweichen, sich also dem Wasser entgegenbewegen, während sie bei großen Fallgeschwindigkeiten des Umlaufwassers mit nach unten gerissen werden. Seidel hat vor allem den schon besprochenen Sonderfall, wo eine Dampfbildung in den Fallrohren nicht eintritt, rechnerisch erfaßt und gezeigt, daß die Inbetriebnahme eines Steilrohrkessels (d. h.

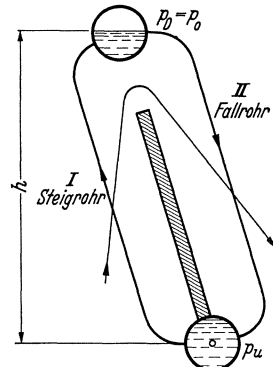


Abb. 240. Wasserumlauf im Steilrohrkessel.

eine Erzeugung von Dampf in diesem Kessel) bei unverändertem Druck  $p_D$  des Dampfraumes eine Druckveränderung in der Untertrommel herbeiführt, die um so beträchtlicher ausfällt, je stärker die Dampfbildung in den Steigrohren ist und je mehr das spez. Gewicht  $\gamma_I$  des Dampf-Wassergemisches im Steigrohr das spez. Gewicht  $\gamma_{II}$  des Wassers im Fallrohr unterschreitet. Für den Wasserumlauf ergibt sich dabei als erstes Grundgesetz, daß im „Beharrungszustand“ der den Umlauf bewirkende statische Druckunterschied  $h(\gamma_{II} - \gamma_I)$  gleich der Summe aller Bewegungswiderstände sein muß. Als Bewegungswiderstände treten im Umlauf auf:

$\alpha$ ) der Eintrittsverlust  $(V_e)_{II}$  in das Fallrohr, bestehend aus der Geschwindigkeitshöhe und der Druckhöhe zur Überwindung des Eintrittswiderstandes der Rohrmündung;

$\beta$ ) der Rohrreibungsverlust  $(V_r)_{II}$  im Fallrohr;

$\gamma$ ) der Eintrittsverlust  $(V_e)_I$  beim Eintritt ins Steigrohr bestimmt wie bei  $\alpha$ ;

$\delta$ ) der Rohrreibungsverlust  $(V_r)_I$  im Steigrohr;

$\epsilon$ ) der Beschleunigungsverlust  $(V_b)$ , der sowohl im Steigrohr, gegebenenfalls, wenn sich dort Dampfbildung einstellt, auch im Fallrohr

<sup>1</sup> Seidel: Diss. Techn. Hochsch. München.

auftritt, da infolge der Dampfbildung hier das Volumen des Dampf-wassergemisches erhöht wird und die Strömungsgeschwindigkeit eine Zunahme innerhalb des Rohres erfährt.

An der Austrittsstelle des Fallrohres in die Untertrommel und an der Mündung des Steigrohres in die Obertrommel tritt je ein Rückgewinn an Geschwindigkeitshöhe auf, den man aber vernachlässigen kann.

Man kann aus dem erwähnten ersten Grundgesetz für irgendeine Gruppe, bestehend aus einem Fallrohr und aus einem Steigrohr, die Gleichung gewinnen:

$$h \cdot (\gamma_{II} - \gamma_I) = (V_e)_{II} + (V_r)_{II} + (V_e)_I + (V_r)_I + (V_b)_I \text{ in kg/m}^2. \quad (180)$$

Ein zweites Grundgesetz wird durch die „Kontinuitätsbeziehung“ dargestellt, die alle vorhandenen Fall- und Steigrohre des Kesselkörpers zusammenfaßt. Diese Beziehung lautet:

$$\sum (w_{II} \cdot \gamma_{II} \cdot f_{II}) \text{ der Fallrohre} = \sum (w_I \cdot \gamma_I \cdot f_I) \text{ der Steigrohre}. \quad (181)$$

Es bedeutet dies, daß im „Beharrungszustand“ durch sämtliche Fallrohre in der Zeiteinheit dieselbe Gewichtsmenge nach unten strömt, die während dieser Zeiteinheit durch die Gesamtheit der Steigrohre nach oben geführt wird.

Die durch diese beiden Grundgleichungen ermöglichte Umlaufrechnung, für die Seidel ein zeichnerisches Verfahren angegeben hat, wird dadurch etwas verwickelter, daß noch zwei besondere physikalische Erscheinungen auftreten.

Die erste Sondererscheinung, die bei diesem Wasserumlauf auftritt, ist die Selbstverdampfung des im Steigrohr aufwärts strömenden Wassers. Bewegt sich nämlich Wasser, das Siedetemperatur aufweist, im Steigrohr nach oben, so kommt es in ein Gebiet niedrigeren Druckes, wodurch ohne Wärmezufuhr von außen eine Überführung des Wassers in Dampf alsbald herbeigeführt wird. Es hat sich gezeigt, daß diese Selbstverdampfung einen sehr günstigen, fördernden Einfluß auf den Wasserumlauf, vor allem bei mäßigen Drücken bis etwa 40 atü hinauf ausübt. Bei diesen niederen Dampfdrücken ist die Wirkung der Selbstverdampfung auf den selbsttätigen Wasserumlauf so bedeutend, daß dieser auch in Kesseln, die bei Hochdruck bestimmt unter Umlaufschwierigkeiten leiden würden, noch genügende Stärke aufweist. Die Umkehrung der Selbstverdampfung, d. i. die Verdampfungsverhinderung, tritt in den Fallrohren auf. Letztere Erscheinung ist dadurch veranlaßt, daß siedendes Wasser bei seiner Abwärtsströmung im Fallrohr, wobei es in einen Bereich höheren Druckes eintritt, sich vom Siedezustand entfernt, wenn ihm nicht durch äußere Beheizung eine entsprechende Wärmemenge zugeführt wird. Seidel hat in dem von ihm an erster Stelle behandelten Sonderfall angenommen, daß das Fallrohr von außen so beheizt werden soll, wie es nötig ist, um auf der ganzen Länge des Siederohres überall Siedezustand aufrechtzuerhalten. Bei

den neuerdings viel verwendeten kaltliegenden Fallrohren gibt aber die Verdampfungsverhinderung dazu Veranlassung, daß das umlaufende Wasser in die Untertrommel mit einer Temperatur, die unterhalb des Siedezustandes liegt, eintritt und daß dann das Umlaufwasser erst innerhalb des Steigrohres mit Hilfe der äußeren Beheizung, wobei noch die Selbstverdampfung mitwirkt, den Siedezustand wieder erreicht.

Eine zweite Sondererscheinung besteht in der Voreilung, welche die Dampfblasen bei ihrer Aufwärtsbewegung in den Steigrohren gegenüber dem Umlaufwasser aufweisen. Die Voreilung, die durch die relative Dampfgeschwindigkeit  $w_r$ , d. i. durch den Unterschied zwischen der Dampfgeschwindigkeit  $w_D$  und der Wassergeschwindigkeit  $w_W$ , also durch  $(w_D - w_W)$  gemessen wird, übt eine abschwächende Wirkung auf den Wasserumlauf aus. Da durch die Voreilung der Dampf im Steigrohr rascher als das Wasser strömt, wird das Gemisch im Steigrohrwasser reicher und das spez. Gewicht  $\gamma_I$  der Steigrohrmischung höher als in jenem Falle, wo eine Voreilung nicht auftreten würde.

Seidel hat in seinen Wasserumlaufsrechnungen die beiden Sondererscheinungen berücksichtigt, und zwar auf Grund von Versuchsergebnissen, die Schmidt-Danzig zu verdanken sind<sup>1</sup>. Mittlerweile sind von Schmidt und seinen Mitarbeitern neue Forschungsarbeiten über die Voreilung der Dampfblasen veröffentlicht worden<sup>2</sup>, welche beweisen, daß eine Erfassung dieser 2. Sondererscheinung ungemein schwierig ist. Trotzdem geben die Ergebnisse der Seidelschen Umlaufsrechnungen, die noch zu einem großen Teil zu Recht bestehen, wichtige Lehren darüber, welche Maßnahmen zur Förderung des selbsttätigen Wasserumlaufes an Steilrohrkesseln ergriffen werden können.

Abb. 241 stellt einen von Seidel rechnerisch geprüften Zweitrommel-Steilrohrkessel mit 2 Zügen und mit beheizten Fallrohren, aber ohne Berührungsüberhitzer und das dafür erhaltene Bild der Wassergeschwindigkeiten<sup>3</sup> dar. Das Geschwindigkeitsbild, das für einen Kesseldruck

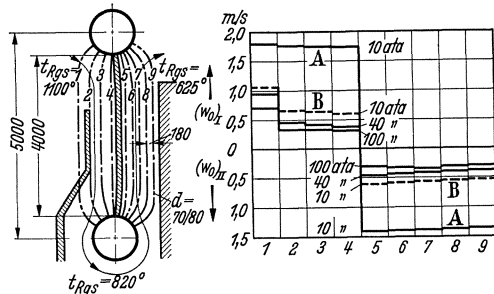


Abb. 241. Schema eines Steilrohrkessels und zugehörige Umlaufgeschwindigkeiten bei 10, 40 und 100 ata Kesseldruck. Mittlere Rauchgasgeschwindigkeit 6 m/s (nach Seidel). Kurve A mit Berücksichtigung der Selbstverdampfung. Kurve B ohne Berücksichtigung der Selbstverdampfung.

Das Geschwindigkeitsbild, das für einen Kesseldruck

Abb. 241 stellt einen von Seidel rechnerisch geprüften Zweitrommel-Steilrohrkessel mit 2 Zügen und mit beheizten Fallrohren, aber ohne Berührungsüberhitzer und das dafür erhaltene Bild der Wassergeschwindigkeiten<sup>3</sup> dar. Das Geschwindigkeitsbild, das für einen Kesseldruck

Abb. 241 stellt einen von Seidel rechnerisch geprüften Zweitrommel-Steilrohrkessel mit 2 Zügen und mit beheizten Fallrohren, aber ohne Berührungsüberhitzer und das dafür erhaltene Bild der Wassergeschwindigkeiten<sup>3</sup> dar. Das Geschwindigkeitsbild, das für einen Kesseldruck

<sup>1</sup> Z. VDI 1929 S. 1151 und auch Arch. Wärmewirtsch. 1933 S. 1.

<sup>2</sup> Siehe hierzu VDI-Forsch.-Heft 365.

<sup>3</sup> In den Abb. 241 bis 243 sind als Umlaufgeschwindigkeiten  $w_0$  die in den Steigrohren bei Austritt aus der Untertrommel —  $(w_0)_I$  — und in den Fallrohren bei Eintritt in die Untertrommel —  $(w_0)_{II}$  — vorhandenen Geschwindigkeiten bezeichnet.

von 10 ata auch den bedeutenden Einfluß der Selbstverdampfung erkennen läßt, beweist, was schon durch die Untersuchung von Münzinger bekannt war, daß die Umlaufgeschwindigkeiten mit Steigerung des Dampfdruckes ziemlich rasch abnehmen. Seidel untersuchte nun

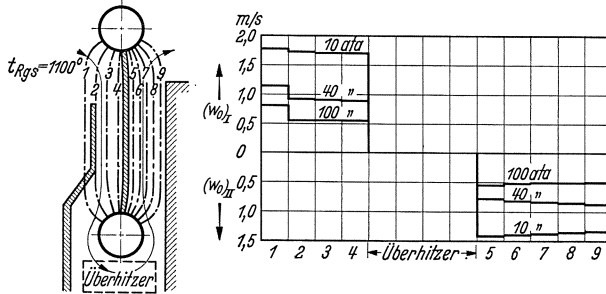


Abb. 242. Schema eines Steilrohrkessels mit einem zwischen erstem und zweitem Zug eingebauten Überhitzer und zugehörige Umlaufgeschwindigkeiten bei 10, 40 und 100 ata Kesseldruck (nach Seidel).

einen Kessel gleicher Art, bei dem jedoch nach dem Muster des Borsig-Ilse-Kessels (Abb. 242) zwischen dem ersten und dem zweiten Zug ein tief liegender Überhitzer eingebaut war. Aus Abb. 242 geht hervor, daß das Einfügen des Überhitzers, wodurch naturgemäß die Beheizung

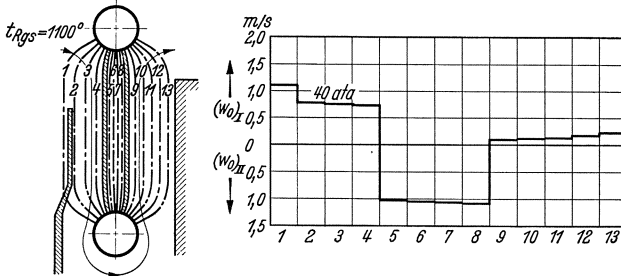


Abb. 243. Schema eines Steilrohrkessels mit vier unbeheizten Fallrohren und zugehörige Umlaufgeschwindigkeiten bei 40 ata Kesseldruck (nach Seidel).

in beiden Kesselzügen ungleicher wurde, eine starke Erhöhung der Wassergeschwindigkeiten bei höherem Druck, und zwar hier bei allen Rohren herbeiführt. Bei niedrigem Druck, wo die Selbstverdampfung einen großen Einfluß ausübt, ist jedoch fast kein Unterschied in den Wassergeschwindigkeiten gegenüber dem Kessel der Abb. 241 zu erkennen. Das vorstehende Ergebnis lehrt aber, daß es bei allen Kesseln mit beheizten Fallrohren für den Umlauf doch sehr darauf ankommt, den Unterschied in der Beheizung der als Steigrohre und der als Fallrohre vorgesehenen Rohrreihen so groß als möglich zu machen. Es wurde dann von Seidel auch noch ein Zweitrommel-Steilrohrkessel mit unbeheizten Fallrohren durchgerechnet; die Zahl der beheizten Rohre blieb die gleiche wie bei

den Kesseln 241 und 242. Dabei wurde (s. Abb. 243) gefunden, daß nun alle beheizten Rohre als Steigrohre wirken, wobei aber die Wassergeschwindigkeiten im zweiten Kesselzug verhältnismäßig gering sind. Seidel zog in seiner Arbeit aus diesen Rechenergebnissen den Schluß, daß unbeheizte Fallrohre bei höheren Drücken dem Wasserumlauf schaden würden. Man muß hier aber Münzinger recht geben, der im Gegensatz hierzu darauf hinwies<sup>1</sup>, daß sich 100-atü-Kessel mit unbeheizten Fallrohren doch bestens bewährt haben. Die Betriebserfahrungen mit Höchstdruckkesseln lehren, daß der Wasserumlauf trotz der kleinen Steiggeschwindigkeiten, die hier in Kauf genommen werden müssen, doch noch ausreichend ist.

Der Wasserumlauf in Teilkammerkesseln wurde eingehend von Quack<sup>2</sup> rechnerisch untersucht. Er bestätigte hierbei aufs neue die schon aus den Versuchen von Fuchs u. a. gewonnenen Erkenntnis, daß der Wasserumlauf im Schrägröhrbündel von Reihe nach Reihe nach oben hin sehr rasch abnimmt, und daß bei einer größeren Zahl von übereinanderliegenden Rohrreihen — meist schon bei über 6 — mit einer Umkehr der Wasserströmungsrichtung in den oberen Reihen, die dann als Fall- oder Rücklaufrohre wirken, zu rechnen ist (s. Abb. 244). Quack prüfte dann auch einen Teilkammerkessel der Vielrohrreihen-Bauart, wie er für größere Stundendampfmengen bei mäßigen Dampfdrücken häufig angewendet wird. Es ergab sich dabei in Bestätigung der praktischen Erfahrungen, daß vor allem die Vielrohrreihenanzordnung — augenscheinlich aber auch schon die Anordnung mit weniger Rohren — nicht unbedenklich ist, da die Umkehrstelle zwischen der Aufwärts- und der Abwärtsströmung, d. i. die neutrale Rohrzone, in welcher das Wasserdampfgemisch, das hier keine Geschwindigkeit aufweist,

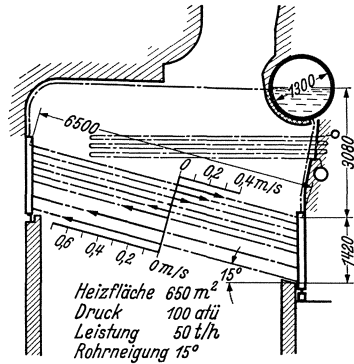


Abb. 244. Berechneter Wasserumlauf in einem Teilkammerkessel mit mittelgroßer Rohrreihenanzahl (nach Quack).

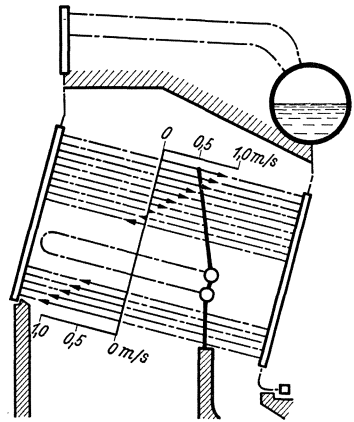


Abb. 245. Berechneter Wasserumlauf in einem Teilkammerkessel der Vielrohrreihen-Bauart (nach Quack).

<sup>1</sup> Siehe Münzinger: Dampfkraft S. 143.

<sup>2</sup> Quack: Diss. Techn. Hochsch. München.



also weder nach oben, noch nach unten strömt und nur kleine hin- und hergehende Bewegungen macht, noch im Bereich verhältnismäßig hoher Rauchgastemperaturen liegt und demnach einer starken Beheizung ausgesetzt ist (s. Abb. 245).

Die von Seidel, Quack und Schultes ausgearbeiteten Verfahren zur Berechnung des selbsttätigen Wasserumlaufes in Wasserrohrkesseln haben sich als ungemein wertvoll, vor allem für die Aufklärung schwerer Betriebsschäden erwiesen, die sich durch Korrosion an den Siederrohren dieser Kessel manchmal eingestellt haben. An Steilrohrkesseln mit höheren Dampfdrücken — 100 atü (Mannheim<sup>1</sup>, Boston, Milwaukee usw.) — entstanden vielfach dadurch Störungen, daß an Rohren, die mitten im Berührungsrohrbündel lagen, durch Anfressungen von innen heraus sich zunächst Ausbeulungen und dann Risse bildeten. In der Nähe der Beulen und der Aufreißstellen fanden sich stets Ablagerungen von Eisenoxyduloxyd ( $\text{Fe}_3\text{O}_4$ ), woraus gefolgert werden konnte — diese Eisenverbindung entsteht nur bei hohen Temperaturen —, daß in den Rohren Dampfstaunungen eingetreten waren, die infolge der isolierenden Wirkung des Dampfes zu einer beträchtlichen Steigerung der Rohrwandtemperaturen bis auf etwa  $500^\circ\text{C}$  und auch zu einer Zersetzung des Wasserdampfes in Wasserstoff und Sauerstoff Anlaß gaben. Der durch Zersetzung entstehende Sauerstoff greift in einem solchen Falle sofort den Rohrwerkstoff unter Bildung von  $\text{Fe}_3\text{O}_4$  an, während der Wasserstoff mit dem Wasserdampf abzieht. Bei Kesseln, an welchen Korrosionen auftraten, konnte im Dampf tatsächlich dieser Wasserstoff nachgewiesen werden.

Die Wasserumlaufsrechnungen zusammen mit den Betriebserfahrungen haben nun zu der wichtigen Erkenntnis geführt, daß an den Wasserrohrkesseln durch Innenkorrosionen vor allem jene Siederrohre gefährdet sind, welche, hinter der neutralen Zone liegend, einer verhältnismäßig starken Beheizung durch die Rauchgase unterworfen sind und bei mäßiger Wasserfallgeschwindigkeit ein Festhaften der Dampfblasen an ihrem Erzeugungsort aufweisen. Man hat aus dieser Erkenntnis unter anderem die Folgerung gezogen, daß man zur Vermeidung der Innenkorrosion an den Siederrohren alle jene Maßnahmen ergreifen muß, die geeignet sind, die neutrale Rohrzone möglichst weit nach dem Bereich niedriger Rauchgastemperaturen hin zu verschieben. Es steht z. B. fest, daß bei allen Kesseln mit Strahlungsheizflächen geboten ist — diese Erkenntnis ist auch von Seidel rechnerisch bestätigt worden —, die Wandkühlrohre nicht an den Wasserkreislauf der Berührungsheizfläche anzuschließen, sondern durch Anschluß der Fall- und der Steigrohre lediglich an die Obertrommel der Strahlungsheizfläche einen vom Siederrohrbündel völlig unabhängigen Wasserumlauf zu geben.

<sup>1</sup> Siehe Marguerre: Z. bayer. Revis.-Ver. 1931 S. 97.

Eine sehr gründlich wirkende Maßnahme für die Vermeidung der geschilderten Korrosionen ist naturgemäß die bereits erörterte Anwendung von unbeheizten Fallrohren an den Wasserrohrkesseln. Dieses letztere Verfahren läßt sich vor allem an Steilrohrkesseln anwenden und hat hier zu einer bemerkenswerten Reihe von Bauarten (s. Abb. 167, 172 und 173), die auch bei Höchstdrücken sicher ohne Korrosionen bleiben werden, geführt. Teilkammerkessel bieten aber für die Benützung dieses günstig wirkenden Verfahrens viel geringere Möglichkeiten. Es sind nämlich auch an den Teilkammerkesseln in verschiedenen Fällen schwere Korrosionsschäden aufgetreten. Man hat dabei bemerkenswerterweise feststellen müssen<sup>1</sup>, daß hier die Anfressungen in den oberen Siederohren (s. Abb. 246) nicht an der stärker beheizten, unteren Hälfte des Siederohres, sondern stets nur an der weniger beheizten oberen Rohrhälfte

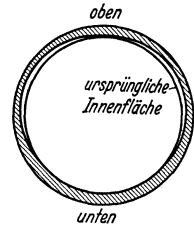


Abb. 246. Querschnitt durch ein abgekehrtes Rohr eines Schrägrohr-Teilkammerkessels.

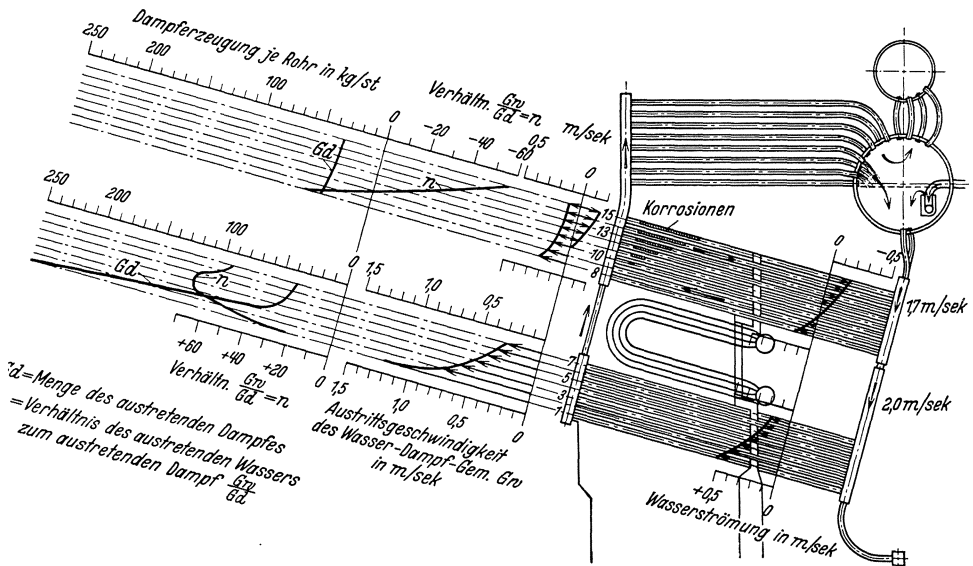


Abb. 247. Wasserumlaufmessungen an einem 45-atü-Teilkammerkessel (nach Ziegler).

auftreten. Man muß aus dieser Beobachtung schließen, daß bei der geringen Rohrneigung der Schrägrohrkessel schon in den Rohren eine Trennung des Dampfes vom Umlaufwasser einsetzt und der Dampf sich in der oberen Rohrhälfte ansammelt. Ziegler hat über Korrosionsschäden an 45-atü-Teilkammerkesseln und daran durchgeführte

<sup>1</sup> Siehe Ziegler: Mitt. Ver. Großkesselbes., 31. Mai 1931 Heft 32.

Wasserumlaufsmessungen ausführlich berichtet, wobei zur Ermittlung der Wassergeschwindigkeit ein Staukreuz benützt wurde. In Abb. 247 sind die Untersuchungsergebnisse an einem Kessel mit Zwischendeck-überhitzer wiedergegeben, bei dem zur Erzielung günstiger Umlaufverhältnisse ungewöhnlich viele (8) unbeheizte Dampfableitungsrohre vorgesehen waren, und wobei man trotzdem unter Korrosionen in den obersten Siederohren zu leiden hatte. Die Dampfableitungsrohre mündeten allerdings sämtlich über dem Wasserspiegel in die Obertrommel ein, so daß sie sich nur mit Hubumlauf am Kreislauf des Kesselwassers beteiligen konnten, das durch die Dampfableitungsrohre zur Obertrommel gehende Umlaufwasser muß hier über den Wasserspiegel gehoben werden. Dieser Umstand beeinträchtigt den Umlauf. Man erzielt jedoch gleichzeitig günstige Verhältnisse für die in der Trommel vorzunehmende Abscheidung des im Rohrbündel erzeugten Dampfes vom Umlaufwasser (s. S. 313). Das aufgenommene Bild des Wasserumlaufs beweist, daß auch hier die stärksten Korrosionen hinter der neutralen Zone auftraten, und daß die Korrosionen durch das Festhaften der Dampfblasen in den Rohren veranlaßt waren. Bei den Teilkammerkesseln besteht die Gefahr des Festhaltens der Dampfblasen zweifellos mehr als bei den Steilrohrkesseln, da die aufsteigende Strömung in der üblichen Teilkammer einen Stau an der Einmündung des Rohres herbeiführt und dadurch in Zusammenwirken mit der nach abwärts gerichteten Umlaufströmung des Wassers das Entweichen der Dampfblasen verhindert wird. Ziegler berichtet am angegebenen Ort, daß man an den betrachteten Kesseln durch Rohrstopfen, mit welchen man die Rücklaufgeschwindigkeit des Wassers in den oberen gefährdeten Rohren verminderte, Abhilfe schaffen konnte. Die Wirkung der in den Siederohren angebrachten Rohrstopfen und diejenige von Drosselstellen, die man in den Wasserzulaufrohren der rückwärtigen Teilkammern des unteren Rohrbündels einschaltete, wurden auch von Quack geprüft. Die vorgeschilderten Erfahrungen lehren jedenfalls, daß bei Teilkammerkesseln nur wenn unbedingt nötig, zu der Vielrohrreihen-Bauart (über etwa 10 Reihen hinaus) gegriffen werden sollte und daß man bei vielen Rohrreihen übereinander vor allem die senkrecht stehenden Sägekammern mit ihrer geringeren Stauwirkung an den Mündungen der Siederohre anwenden sollte. Zweckdienlich dürfte nach wie vor auch noch die Anbringung möglichst vieler Dampfableitungsrohre sein, obwohl nach den Versuchen von Ziegler mit einer Vermehrung dieser Ableitungsrohre allein nur wenig gewonnen werden kann.

Eine sehr günstige Maßnahme, den Wasserumlauf bei Schrägrohrkesseln zu verbessern, besteht in der Vergrößerung des senkrechten Abstandes zwischen Siederohrbündel und Obertrommel, wodurch erreicht werden kann, daß sämtliche Siederohre des Rohrbündels nach aufwärts gerichtete Wassergeschwindigkeit

erhalten. Von dieser Möglichkeit ist z. B. auch bei dem Steinmüller-Kessel der Abb. 172 Gebrauch gemacht.

## 2. Die Trennung von Wasser und Dampf.

Von den Dampfkesseln muß gefordert werden, daß der vom Kesselkörper an den Überhitzer abgegebene Dampf möglichst trocken ist. Wassertröpfchen, die vom erzeugten Dampf aus dem Kessel mitgerissen

werden, enthalten nämlich bei der im Betriebe auftretenden starken Konzentration des Kesselwassers (dieses wird zur Verhütung von Anfressungen am Kesselblech und an den Armaturen z. B. am Wasserstand stets alkalisch — Lauge — gehalten) so viele Unreinigkeiten, daß sich unter Umständen die Überhitzer und auch die angeschlossenen Dampfkraftmaschinen (Dampfturbinen) durch staubartige Ausscheidungen verschmutzen. Würde Wasser in größeren Mengen vom Dampf fortgeführt (was allerdings nur bei einer Überspeisung des Kessels und bei zu hohem Wasserstand auftritt), so könnten daraus Undichtigkeiten an den Überhitzerwalzstellen, ferner ein Aufreißen von Rohren und Wasserschläge an den Dampfmaschinen entstehen.

Bei den Großwasserraumkesseln (den Flammrohr- und Heizrohrkesseln) durchsetzt der gesamte Dampf, der sich von den Heizflächen ablöst und nach oben steigt, die Wasserspiegelfläche. Bei den Wasserrohrkesseln werden durch den Wasserumlauf die Dampfblasen von ihrem Entstehungsort rasch weggenommen und zu der Obertrommel gebracht, wo sich der Dampf vom Umlaufwasser trennen soll. Man hatte ursprünglich hier allgemein die in Abb. 248 dargestellte Anordnung, zu der man bei den Wasserrohrkesseln mit Längstrommeln gezwungen war, da das gesamte Umlaufwasser mit den darin enthaltenen Dampfblasen von unten her in die Obertrommel eingeführt wurde. Bei dieser älteren Anordnung mußte auch bei den Wasserrohrkesseln die Trennung

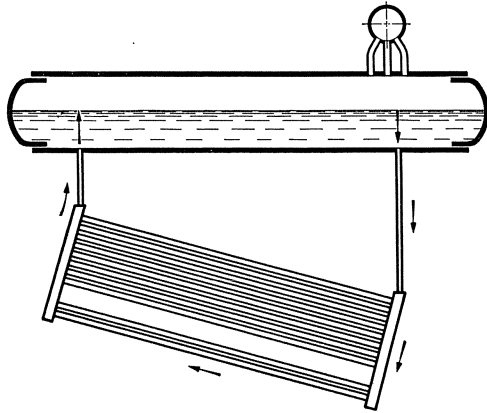


Abb. 248. Einführung der Steigrohre in die Obertrommel unterhalb des Wasserspiegels.

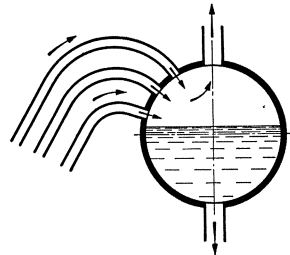


Abb. 249. Einführung der Steigrohre in die Obertrommel oberhalb des Wasserspiegels.

des Dampfes vom Umlaufwasser innerhalb des Wasserraumes der Obertrommel vor sich gehen. Mit der Einführung der Quertrommel-Schrägrohrkessel und der Steilrohrkessel ging man aber bald dazu über, die Steigrohre bzw. die von den Teilkammern kommenden Verbindungsrohre in die Obertrommeln auf Höhe des Wasserspiegels und sogar beträchtlich darüber einmünden zu lassen. Letztere Anordnung (s. Abb. 249), die Hubumlauf bedingt, soll dadurch, daß das aus dem Rohr austretende Wasser-Dampfgemisch sich von oben auf den Wasserspiegel ergießt, besonders schnelle Ausscheidung des Dampfes liefern, ohne daß dadurch die Wasserspiegelfläche belastet wird. Man hat in der Tat mit dieser Anordnung vielfach sehr günstige Erfahrungen gemacht. Immerhin wurden häufig sowohl bei Großwasserraum- als auch

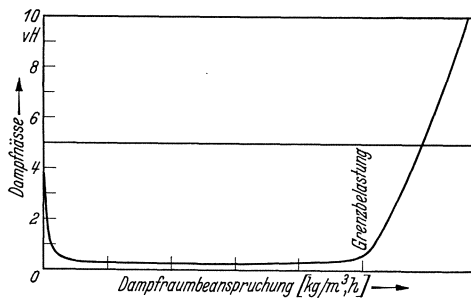


Abb. 250. Abhängigkeit der Dampfeuchtigkeit von der Dampfraumbeanspruchung.

bei Wasserrohrkesseln bei stärkerem Salzgehalt (Konzentration) des Kesselwassers ein Schäumen und ein Mitreißen von Wasser durch den abgehenden Dampf beobachtet.

Von Eberle<sup>1</sup> und Vorkauf<sup>2</sup> sind sehr bemerkenswerte Versuche zur Klärung dieser Frage angestellt worden. Es kommt danach

weniger auf die Belastung des Wasserspiegels — man hat dafür den Begriff „Ausdampfziffer“, d. i. das stündlich je  $m^2$  der Wasserspiegelfläche erzeugte Dampfvolumen, gemessen in  $m^3/m^2, h$  — als auf eine nicht zu hohe Beanspruchung des Dampfraumes an (letztere gemessen in  $m^3/m^3, h$ ). Bis zu einer bestimmten Belastung des Dampfraumes hinauf, die man als „Grenzbelastung“ bezeichnen kann, ist der Wassergehalt des erzeugten Dampfes stets sehr gering (unter 1 vH). Überschreitet man jedoch die Grenzbelastung, so steigt danach der Wassergehalt des Dampfes ungemein rasch an (s. Abb. 250). Hat man den Fall ähnlich wie bei den Großwasserraumkesseln und den Längstrommel-Wasserrohrkesseln, daß die Gesamtdampfmenge des Kessels den Wasserspiegel von unten nach oben durchsetzen muß, wobei dann die Wasserteilchen senkrecht hochgerissen werden, so gelten für die Abhängigkeit der Grenzbelastung des Dampfraumes vom Dampfdruck  $p$  die Werte der Abb. 251, die aber reines Wasser voraussetzen (hier bei 1 ata rd.  $5000 m^3/m^3, h$ ). Die Grenzbelastung fällt mit wachsendem Kesseldruck, weil der Dampf immer schwerer, das Wasser dagegen leichter und damit die Trennung immer schwieriger wird.

<sup>1</sup> Siehe Arch. Wärmewirtsch. 1929 S. 329. <sup>2</sup> Vorkauf: VDI-Forsch.-Heft 341.

Bei den ausgeführten Kesseln hat man aber weiter zu beachten, daß sowohl der Wasserspiegel als auch der Dampfraum nicht gleichmäßig, wie es die Abb. 251 auch noch verlangt, ausgenützt wird. Mit Recht weist Münzinger<sup>1</sup> darauf hin, daß z. B. die Siederöhre bei den Wasserröhrenkesseln nur einen Teil des Trommelumfangs bedecken und auch

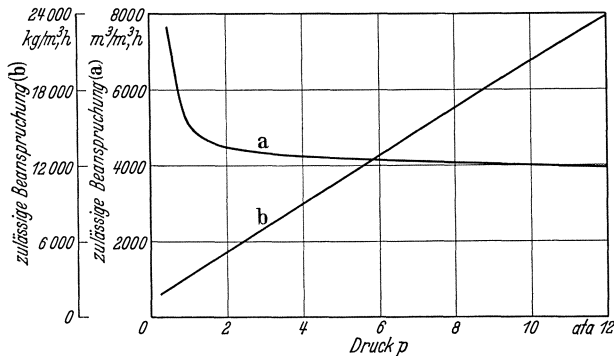


Abb. 251. Zulässige Beanspruchung von  $1 m^3$  Dampfraum in der Obertrommel bei reinem Speisewasser, bei Kesseldrücken bis 12 ata (nach Vorkauf). Kurve a zulässige Beanspruchung in  $m^3/m^2 \cdot h$  Dampf des betreffenden Druckes, Kurve b zulässige Beanspruchung in  $kg/m^2 \cdot h$  Dampf. Man beachte die starke Abnahme der zulässigen Beanspruchung in  $kg/m^2 \cdot h$  bei fallendem Druck.

sehr ungleiche Dampfmen gen ausstoßen und daß ferner der Dampf aus der Trommel nur an einigen Stellen abströmen kann. Der Dampfraum weist dadurch meist tote Stellen auf — wenn nicht durch Einbauten für eine gleichmäßige Heranziehung des Gesamtdampfraumes

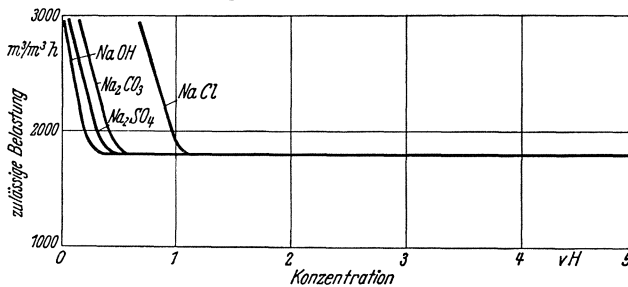


Abb. 252. Zulässige Belastung für einen bestimmten Dampfraum bei atmosphärischem Druck in Abhängigkeit von der Konzentration des Kesselwassers mit verschiedenen Lösungen (nach Vorkauf).

gesorgt ist —, so daß die „Grenzbelastung“ des Dampfraumes bei den ausgeführten Kesseln bis zu 30 vH unter den Werten der Abb. 251 angesetzt werden muß. Im praktischen Betriebe empfiehlt es sich deshalb, um auf alle Fälle ein Mitreißen von Wasser mit voller Sicherheit zu verhüten, darauf zu achten, daß die Beanspruchung des Dampfraumes bei der vorgesehenen Höchstdampfmenge des Kessels über etwa die Hälfte der in Abb. 251 angegebenen Grenzbelastung nicht hinausgeht.

<sup>1</sup> Siehe Dampfkraft S. 153.

Ist aber das Kesselwasser nicht rein, sondern enthält es chemische Verunreinigungen wie Natronlauge ( $\text{NaOH}$ ), Glaubersalz ( $\text{Na}_2\text{SO}_4$ ), Kochsalz ( $\text{NaCl}$ ), Soda ( $\text{Na}_2\text{CO}_3$ ), Gips ( $\text{CaSO}_4$ ) usw., so tritt Schaumbildung auf, welche, da der Schaum vom Dampf leicht mitgerissen wird,

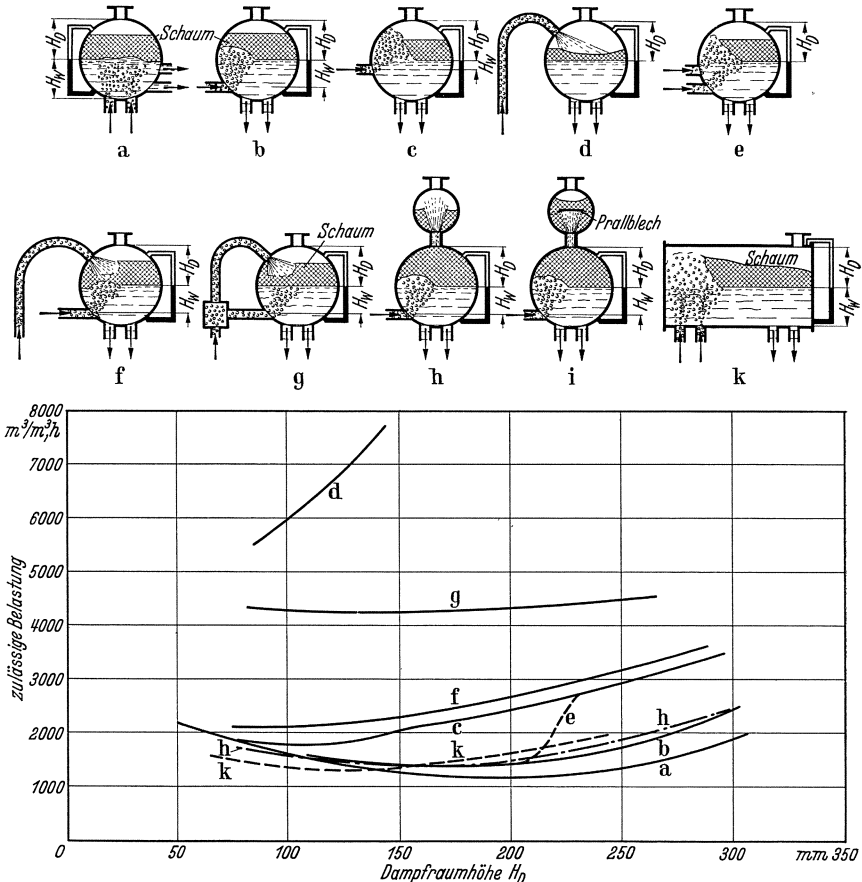


Abb. 253. Zulässige Belastung des Dampfraumes von Obertrommeln bei laugenhaltigem Kesselwasser und atmosphärischem Druck in Abhängigkeit von der Dampfraumhöhe  $H_D$ , letztere gemessen bis zur Einmündung der Steigrohre in die Obertrommel (nach Vorkauf).

Versuch i lieferte ungefähr dasselbe Ergebnis wie Fall h.

die Grenzbelastung erheblich herabsetzt. Abb. 252 gibt nach Vorkauf an, wie stark die verschiedenen chemischen Verbindungen bei  $p = 1$  ata die zulässige Dampfraumbelastung erniedrigen. Diese Abbildung zeigt das bemerkenswerte Ergebnis, daß jede von den angeführten Beimengungen die Grenzbelastung bis auf den gleichen Mindestwert von rd.  $1750 \text{ m}^3/\text{m}^3 \cdot \text{h}$  herabdrücken kann, daß aber dieser Mindestwert auch bei noch so großem Salzgehalt nicht mehr unterschritten wird. Bei-

mengungen von Öl oder Kolloidstoffen (Huminsäure) sollen nach Selikin<sup>1</sup> die Grenzbelastung jedoch noch wesentlich weiter senken (auf  $\frac{1}{4}$  des Wertes für die Laugenbeimengungen). Bei einer Änderung des Druckes wird auch bei laugenhaltigem Wasser die Grenzbelastung beeinflusst; z. B. sinkt bei der Erhöhung des Dampfdruckes von 1 auf 20 ata die Dampfraumbelastung von etwa  $1750 \text{ m}^3/\text{m}^3, \text{h}$  auf etwa  $1350 \text{ m}^3/\text{m}^3, \text{h}$ .

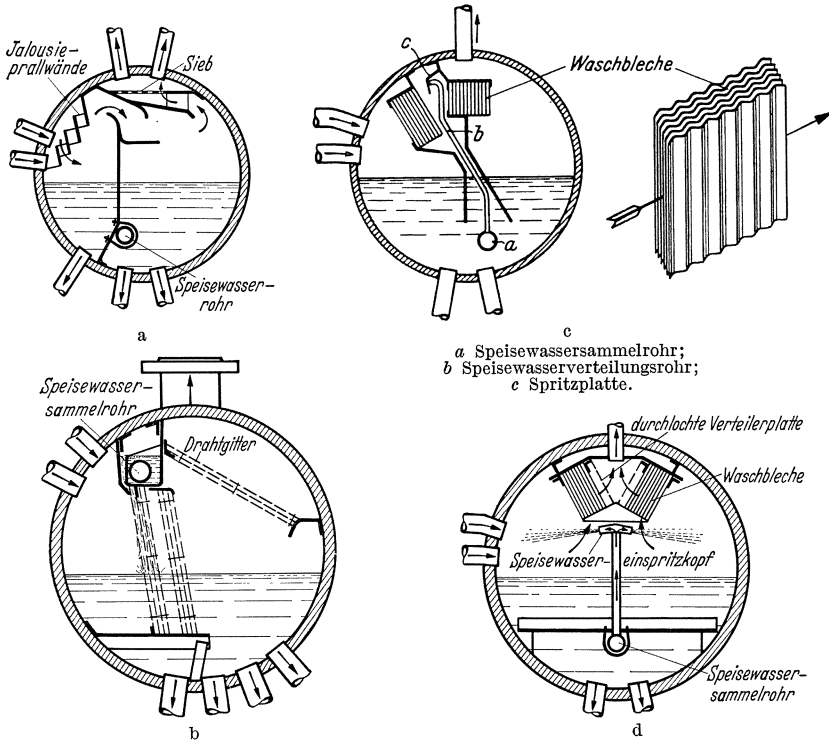


Abb. 254a–d. Verschiedene amerikanische Ausführungen von Dampftrocknungs- bzw. Dampfwasch-Einbauten in die Obertrommel.

Es beweist dies aber, da das spez. Volumen des im Kesselkörper erzeugten Naßdampfes sich gleichzeitig von  $1,73 \text{ m}^3/\text{kg}$  auf  $0,102 \text{ m}^3/\text{kg}$ , also im Verhältnis 17 : 1 vermindert, daß man bei Erhöhung des Druckes für das gleiche Stundendampfgewicht  $D_h$  mit immer kleineren Dampfäumen und mit immer geringeren Trommeldurchmessern das Auskommen finden kann. Nach Münzinger kann man, während bei einem Kessel für 20 atü 2 Obertrommeln von rd. 1500 mm l. W. nötig sind, bei Höchstdruckkesseln für 100 atü mit einer einzigen Obertrommel von 1100 bis 1200 mm l. W. für das gleiche  $D_h$  das Auskommen finden.

<sup>1</sup> Siehe Arch. 1931 S. 119.



Vorkauf hat zur Klärung der Frage, inwieweit die Art der Dampfeinführung in die Obertrommel die Grenzbelastung beeinflusst, noch eine ganze Reihe verschiedener Trommeleinrichtungen mit laugenhaltigem Wasser geprüft. Abb. 253 zeigt die wichtigsten Formen dieser Einrichtungen und die dabei für verschiedene Höhen  $H_D$  des Dampf-raumes erhaltenen Versuchskurven. Es geht daraus hervor, daß weitaus die günstigste Anordnung — die Grenzbelastung beträgt hier über  $6000 \text{ m}^3/\text{m}^3, \text{ h}$ , also mehr als den dreifachen des bei

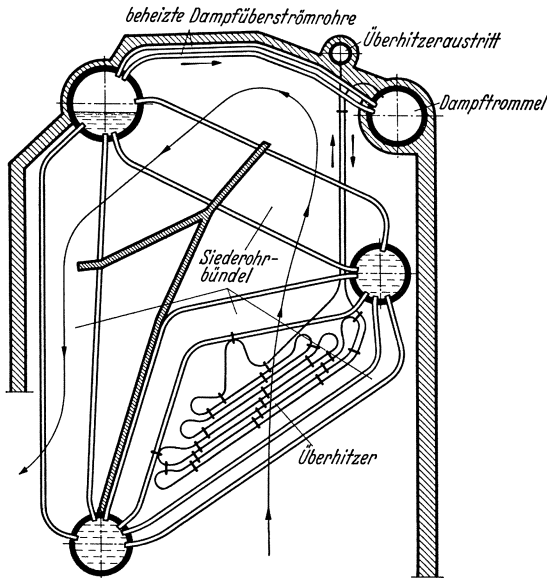


Abb. 255. Beheizte Dampfüberströmrohre von der Obertrommel zum mit Wärmeschutz versehenen Dampfsammler. Man beachte, daß die Dampftrommel als Eintrittskammer für den Überhitzer mitbenutzt ist.

Dampfeinführung von unten erzielten Wertes — der Fall *d* ist, wobei wie bei den Quertrommel-Wasserrohrkesseln das Steigerohr über dem Wasserspiegel mündet. Wird die Mündung wie bei Anordnung *c* ungefähr auf Höhe des Wasserspiegels gelegt, so besitzt die Grenzleistung schon einen wesentlich niedrigeren Wert, zwischen  $2000$  bis  $3000 \text{ m}^3/\text{m}^3, \text{ h}$ . Am ungünstigsten verhalten sich jene Anordnungen, bei welchen das Steigerohr am tiefsten Punkt der Trommel einmündet, wobei

dann die Dampfblasen den gesamten Trommelwasserraum durchsetzen müssen. Man sieht, wie wertvoll für die angestrebte Erzielung trockenen Kesseldampfes es ist, wenn bei den neuzeitlichen Wasserrohrkesseln, insbesondere bei jenen mit Quertrommeln allgemein danach getrachtet wird, die Steigerohre bzw. die von den Teilkammern kommenden Dampfableitungsrohre möglichst auf Höhe des Wasserspiegels und noch ein wenig darüber einmünden zu lassen. Die Versuche *h* und *i* von Vorkauf (s. Abb. 253) lehren, daß Dampfsammler selbst mit eingebauten Prallblechen nur wenig nützen, weshalb es nach *M ü n z i n g e r* günstiger ist, an Stelle des Dampfsammlers eine vergrößerte Obertrommel zu verwenden.

Immerhin wendet man häufig doch Dampfsammler an und versteht vielfach schon die Obertrommeln mit Dampftrocknungseinbauten

s. hierzu (Abb. 254a bis d<sup>1</sup>). Die amerikanische Kesseltechnik strebt in neuester Zeit darnach, die von der Obertrommel nach dem Dampfsammler führenden Dampfabströmröhre auch noch einer Beheizung durch Rauchgase auszusetzen (s. Abb. 255). Man will mit dieser Einrichtung augenscheinlich erreichen, daß der vom Kessel an den Überhitzer abgegebene Dampf so gut wie keine Feuchtigkeit aufweist, unter Umständen sogar bereits ein wenig überhitzt ist.

## IX. Die Einmauerung und das Traggerüst der Dampfkessel.

Die Dampfkessel sind in ihrer Mehrzahl mit einer Einmauerung umgeben, die den Zweck hat, eine Hülle für den Rauchgasstrom zu bilden und den Feuerraum — dies nur bei der Vor- und Unterfeuerung — und die Rauchgaskanäle (Kesselzüge) aufzunehmen. Zur möglichst weitgehenden Verringerung des durch Leitung und Strahlung entstehenden Wärmeverlustes  $\kappa_i$  muß diese Einmauerung naturgemäß so ausgebildet werden, daß sie für den Rauchgasstrom und auch für die eingemauerten Teile des Kessels zugleich eine gute Wärmeisolierung darstellt. Es bedeutet dies, daß die beiden Seiten der Kesseleinmauerung sehr verschiedenen Temperaturen — auf der Innenseite befindet sich die Flamme bzw. das heiße Rauchgas, auf der Außenseite die kalte Luft — ausgesetzt sind, und daß deshalb das Gefüge der Mauern zur Aufnahme des sich einstellenden großen Temperaturgefälles zwischen Innen- und Außenschicht der Wand sehr nachgiebig und unempfindlich gegen Temperaturänderungen gestaltet werden muß. Die Kesselwand darf dabei an ihrer Außenseite im Betriebe nicht mehr als handwarm sein.

Die Großwasserraumkessel werden mit Kesselstühlen auf das Fundament aufgelegt, so daß ein Traggerüst nicht notwendig ist. Die Einmauerung, die hier wie bei allen Kesseln vom Kesselgewicht vollständig entlastet sein muß, wird so aufgeführt, daß sie für sich selbst genügend fest ist und daß sie die Eisenteile des Kessels (Kesseltrommel

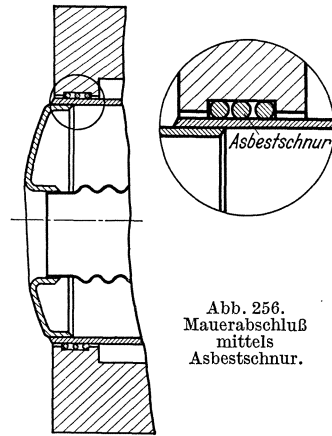


Abb. 256.  
Mauerabschluß  
mittels  
Asbestschnur.

<sup>1</sup> Nach Münzinger — „Zwanglaufkessel“. Berlin: Julius Springer 1935 — werden in USA. diere Dampftrocknungseinrichtungen vielfach auch mit Wascheinrichtungen versehen, wobei man durch das Waschen mit Speisewasser, das ja immer weniger chemische Verunreinigungen enthält als die aus dem eingedickten Kesselinhalt herrührenden Dampf-Wassertröpfchen, den Salzgehalt des Dampfes vermindern will.

usw.) an ihrer Ausdehnung bei der Erwärmung im Betrieb unter keinen Umständen hindert. In Abb. 256 ist z. B. veranschaulicht, wie an einer Kesseltrommel der Maueranschluß mit Hilfe einer Asbestschnur, die gleichzeitig das Kesselinnere gegen die Außenluft abzudichten hat, gestaltet werden kann. Man kann für die gleiche Aufgabe auch federnde Bleche benutzen (s. Abb. 257). Die Einmauerung wird meist mit 2 Mauerschichten von je einem Stein mit einer zwischengefügten etwa

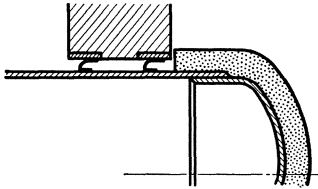


Abb. 257. Mauerabschluß mittels federnder Bleche.

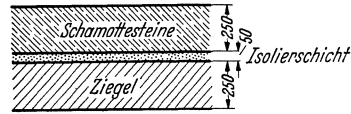


Abb. 258. Schema der Einmauerung.

5 cm dicken Isolierschicht (s. Abb. 258) ausgeführt. Im Bereiche hoher Rauchgastemperaturen (über etwa 600° C) wird die innere Mauerschicht aus feuerfesten Steinen (Schamotte) mit sehr dünnen Fugen gemauert und mit Schamottemörtel gebunden, während man sonst die Einmauerung mit gewöhnlichen Ziegeln, verbunden mit Lehm- oder Kalkmörtel, herstellt. Einmauerung aus Beton kann, da dieser zu temperaturempfindlich ist, nicht benützt werden. Vielfach wird die

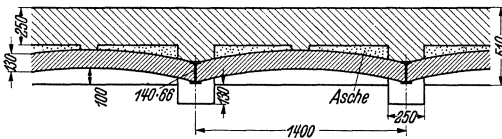


Abb. 259. Ausbildung der Kesseldecke.

Außenmauer zur Erzielung eines guten Aussehens der Außenfläche mit glasierten Verblendsteinen, die die Ausmaße der Normalsteine haben, aufgeführt. Die Kesseldecke ist mit Eisenträgern (als Trägerdecke) auszubilden und auf die Seitenmauern ohne Heranziehung des Kesselkörpers abzustützen (s. Abb. 259). Die Außenmauern erhalten eine Verankerung, um die sonst leicht auftretenden Risse, durch die Undichtigkeits- oder Falschluff eindringen könnte, hintanzuhalten. Vielfach werden die Außenmauern nicht glatt mit aufgesetzter Verankerung, sondern in Bogenform mit eingesetzten I-Trägern hergestellt (Verfahren von Topf).

Die Wasserrohrkessel werden stets mit ihrem Kesselkörper an einem besonderen Traggerüst aufgehängt<sup>1</sup>. Beim Klingenberg-Kraftwerk hat man ähnlich, wie dies auch schon in amerikanischen Anlagen

<sup>1</sup> Wobei im allgemeinen nur die Obertrommeln bzw. bei Teilkammerkesseln mit querliegender Trommel die Obertrommel und die vorderen Teilkammern am Gerüst unmittelbar aufgehängt sind, während das ganze Rohrbündel einschließlich der Untertrommel von den Obertrommeln getragen wird.

geschehen ist, die Gebädeträger zur Aufhängung des Kesselkörpers benützt. Die Traggerüste der Kessel, insbesondere bei großen Anlagen müssen außerordentlich sorgfältig hergestellt werden. Wie Münzinger mit Recht ausführt<sup>1</sup>, haben die Gerüste von Großkesseln schon die Abmessungen großer Hochbauten und sind dazu noch ungünstiger beansprucht, weil sich einseitige Erwärmung einzelner Träger nicht immer vermeiden läßt, weshalb Gefahr besteht, daß sich diese Träger krummziehen. Das Kesselgerüst muß deshalb nicht nur große Kräfte ohne nennenswerte Formänderungen aufnehmen können, sondern auch gegen unvermeidliche Wärmedehnungen genügend nachgiebig sein. Abbildung 260, zeigt beispielsweise ein Gerüst des I.G.-Hochdruckkessels in Oppau.

Abb. 261 läßt erkennen, wie man im Gerüst des Klingenberg-Kessels die notwendige Nachgiebigkeit durch Nebeneinanderverwendung fester und beweglicher Knotenpunkte zu erreichen suchte und wie man sogar besondere Gebläse zur Kühlung von Trägern, die sich im Betrieb erwärmen, vorgesehen hat. Es muß festgestellt werden, daß der hier mit Gebläsekühlung versehene Querträger  $\text{E}$  bei allen Wasserrohrkesseln, vor allem bei solchen mit Hängedecken stets sehr stark auf Biegung beansprucht und dabei auch noch in der Regel erheblicher Erwärmung ausgesetzt ist. In Abbildung 262 ist dargelegt, wie man diesen Träger in zweckentsprechender Weise gestalten kann. Empfehlenswert ist es, für diesen Querträger, wenn möglich, doch irgendeine Kühlung, wenn auch nur dadurch, daß man Zweitluft durch den hohl gebauten Träger in den Feuerraum einsaugen läßt, anzubringen.

Die Kesselwände werden auch bei den Wasserrohrkesseln aus Schamottesteinen und aus gewöhnlichen Ziegeln hergestellt und unabhängig vom Kesselkörper aufgebaut. Bei Großkesseln, wo man hohe Mauern — bis zu 20 m Höhe und noch darüber — benötigt, ist es aber wegen der starken Ausdehnung der hocherwärmten Innensteine vor allem bei der Vorderwand notwendig, die Mauern in zwei getrennten Teilen übereinander aufzuführen. Auf Höhe des obenerwähnten Querträgers  $\text{E}$  werden die senkrechten Mauern unterteilt und eine Ausdehnungsstufe geschaffen, indem man die

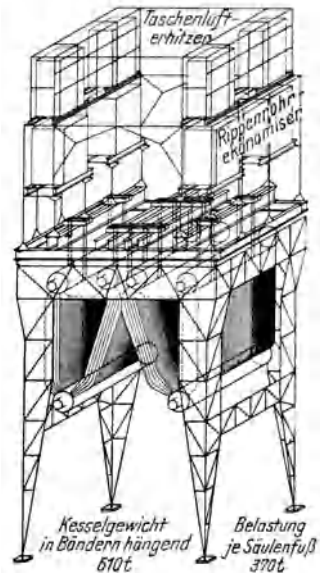


Abb. 260. Gerüst eines 42-atm-Hano-mag-Kessels von 1985 m<sup>2</sup> Heizfläche und 110 t/h Dampferzeugung im Werk Oppau der I.G.-Farbenindustrie.

<sup>1</sup> Siehe Dampfkraft S. 248.

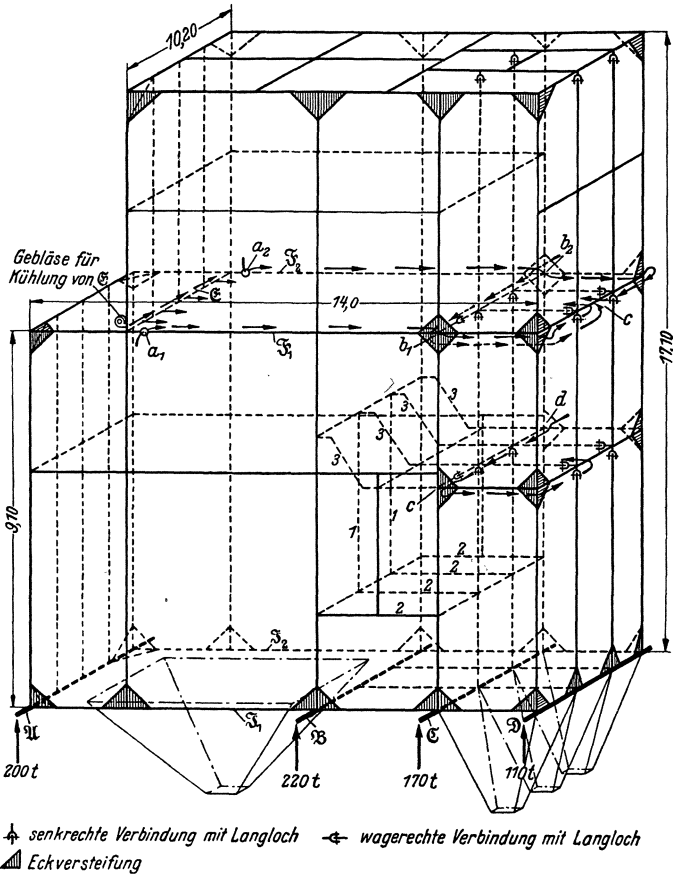


Abb. 261. Gerüst für den Klingenberg-Kessel der Abb. 156 a.

U, B, C, D, S<sub>1</sub>, S<sub>2</sub> Tragrost.

111 Rückwand  
 222 Boden  
 333 Decke } der Warmluftkammer.

a<sub>1</sub>, a<sub>2</sub> Eintritt der vom Schornsteinzug angesaugten Kühlluft in die hohlen Träger S<sub>1</sub>, S<sub>2</sub>. b<sub>1</sub>, b<sub>2</sub>, c, d luftgekühlte Träger. E durch besonderen Ventilator gekühlter Träger für Kesselstirnwand und Feuerraumdecke.

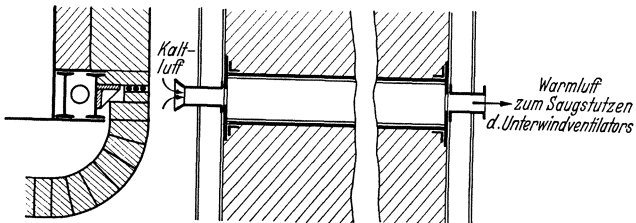


Abb. 262. Gekühlter Querträger.

obere Mauer auf dem Querträger  $\mathcal{E}$  abstützt<sup>1</sup>. Besonders nachgiebige Ausführung der Mauern ist bei Kohlenstaubfeuerung ohne Wandkühlrohre notwendig; man gestaltet hier oft die Feuerraumwände hohl und benützt die Verbrennungsluft zur Mauerkühlung (s. Abb. 156 b). Bei Staubfeuerungen mit Strahlungsheizflächen, vor allem bei solchen mit Flossenkühlrohren, ergibt sich die Merkwürdigkeit, daß (s. Abbildung 263) die Wand des Feuerraumes unter Umständen sehr dünn, nämlich nur aus einer dünnen Schamottesteinlage, einer Isolierschicht (Diatomit) und einer Blechummantelung hergestellt werden kann. Im Bereich der Kesselzüge gebraucht man dagegen die üblichen 50 bis 60 cm starken gemauerten Wände. Man hat gefunden, daß die eben erwähnte schmiedeeiserne Umhüllung, die auch an Schiffskesseln seit langem gebraucht ist, sich gegenüber den gemauerten Wänden durch große Dichtigkeit gegen Falschluf und durch gute Haltbarkeit auszeichnet. Es wird deshalb die schmiedeeiserne Umhüllung heute vielfach allgemein auch bei Kesseln mit Rostfeuerungen angewendet.

Die Gewölbe des Feuerraumes, die bis zu Spannweiten von rd. 2000 mm zur Anwendung kommen, müssen mit Keilsteinen und Formsteinen als Endlager hergestellt werden. Auch ist eine Verankerung zur Aufnahme der Seitenschubkraft des Gewölbes nötig. Bei noch breiteren Feuerräumen werden ausschließlich Hängedecken benützt, bei welchen jeder einzelne Deckenstein an Trägern aufgehängt ist, so

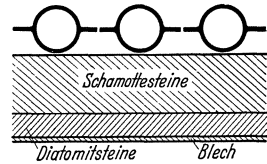


Abb. 263. Mauer bei Wandkühlung mit Flossenrohren.

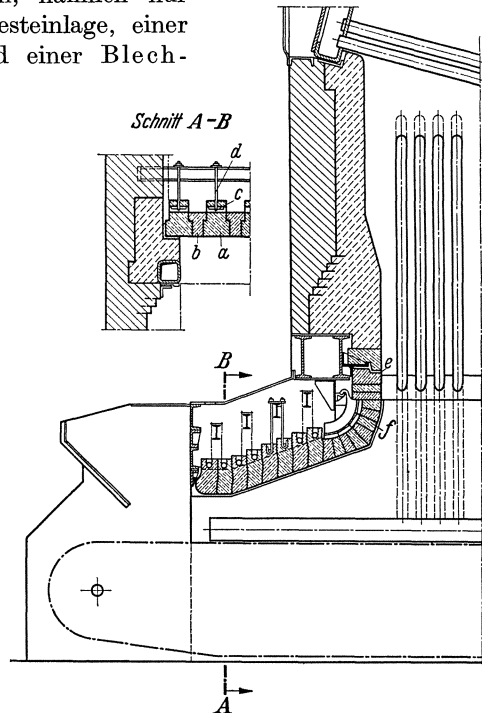


Abb. 264. Hängedecke von Steinmüller.

*a* Aufhängestein, *b* Zwischenstein, *c* Gasrohr, *d* Aufhängebügel, *e* Dehnungsfuge, *f* Steine mit gewellter Stoßfläche. Man beachte, daß (s. Schnitt *A—B*) nur jeder zweite Stein *a* durch Eisen *d* an Trägern aufgehängt ist, während die Zwischensteine *b* nur eingelegt sind, daß ferner (s. Hauptzeichnung) die Steine *f* der Hängedecke an den Stoßflächen zur Erzielung größerer Haltbarkeit und Dichtigkeit gewellt ausgeführt sind und daß am obersten Punkte der Hängedecke eine Dehnungsfuge *e* angeordnet ist.

<sup>1</sup> Siehe auch Abb. 264.

daß schadhafte Steine schnell und ohne große Mühe ausgewechselt werden können (s. Abb. 264).

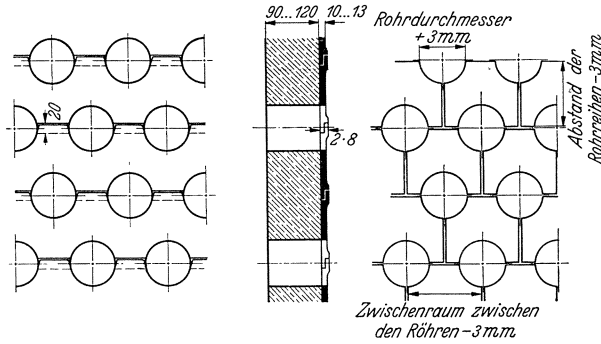


Abb. 265. Zwischenwand im Schrägröhrkessel (senkrecht zu den Wasserrohren).

Die Zuglenkwände, die bei den Steilrohrkesseln fast immer auf die Rohre aufgelegt werden, sind aus Schamotteformsteinen gebildet. Bei den Schrägröhrkesseln dagegen, wo die Lenkwände quer zu den Siederohren stehen, verwendet man Schamottesteine, die mit gußeisernen Platten gehalten werden (s. Abb. 265)<sup>1</sup>.

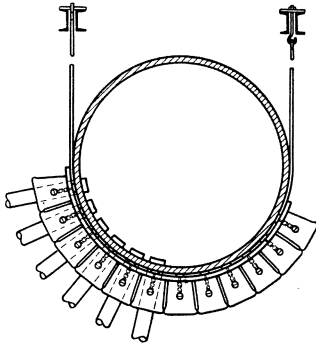


Abb. 266. Obertrommelschutz durch aufgehängte Schamottesteine.

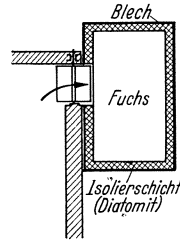


Abb. 267. Fuchskanal aus Blech mit Isolierschicht.

Der Trommelschutz — bei den Hochdruckkesseln stets angewendet — läßt sich bei den unteren Trommeln mit Hilfe von aufgesetzten Formsteinen leicht ausbilden. Bei den Obertrommeln muß man dafür entweder Hängedecken [z. B. Bauart Steinmüller (s. Abb. 266)], oder Torkret-Isolierung anwenden, wobei in letzterem Fall die Trommel mit einem Drahtgeflecht umgeben wird, auf welches Isoliermasse aufgespritzt wird.

Der Fuchs-Kanal, der die Rauchgase dem Schornstein zuzuführen hat, entfällt bei allen Kesseln (vor allem bei solchen mit Steinkohlen-

<sup>1</sup> Bei Schiffs-Wasserrohrkesseln werden zur Trennung der Rauchgaszüge im allgemeinen Rohrwände, die durch dicht nebeneinander liegende Kesselrohre gebildet werden, benützt.

feuerung), die mit Einzelzugerzeugung durch einen Saugzugventilator und einen kurzen Blechschornstein arbeiten. Hier wird der Ventilator in der Regel auf der Kesseldecke aufgestellt, so daß nur ein Verbindungskanal von geringer Länge zwischen dem Kessel und dem Ventilator bzw. dem auf dem Dache stehenden Kamin nötig ist. Bei allen Kesseln (insbesondere bei Rohbraunkohle), die ihre Gase an einen abseits gelegenen gemauerten Schornstein abgeben, benötigt man für die Überführung der Rauchgase einen längeren Fuchskanal, der zur Erleichterung der Reinigung von Flugasche zweckmäßig hochgelegt wird; man fertigt dann diesen Kanal häufig aus Blech mit einem Isolierfutter (s. Abb. 267). Die Regelung der auf den Kessel wirkenden Zugstärke, die für die Einstellung der Kesselbelastung notwendig ist, erfolgt meist mit Drehklappen, da sich die früher üblichen Rauchgas-Regulierschieber wegen starker Undichtheiten nicht bewährten.

### X. Die Zugerzeugung.

Für die Zuführung der Verbrennungsluft zur Feuerung und für die anschließende Weiterführung der im Feuerraum entstandenen Rauchgase durch die Kesselzüge, den Rauchgasspeisewasservorwärmer und den Luftvorwärmer benötigt man Druckgefälle; über die Berechnung dieser Druckunterschiede (des Zugbedarfes) siehe S. 300. In der Mehrzahl der Fälle erzeugt man dazu mit einem Schornstein von genügender Höhe natürlichen Zug, wobei man vielfach am Fuße des Schornsteines noch eine weitere Zugerzeugungseinrichtung, den Saugzugventilator (künstlichen Zug) einbaut. Mit diesen beiden Zugerzeugern wird in den Rauchgaskanälen der Kesselanlage ein Unterdruck (Zug) aufrechterhalten, der am Fuchskanalanschluß in der Regel bis zu 30 mm WS., bei Hochleistungskessel jedoch bis zu 150 mm WS. beträgt. In vielen Fällen, besonders dann, wenn der Kessel mit einem Luftvorwärmer ausgestattet ist, oder wenn der Rost wie bei den Stokern einen größeren Widerstand für den Durchgang der Verbrennungsluft aufweist, muß man noch einen Unterwindventilator benützen, der Verbrennungsluft dem Kesselhaus entnimmt und diese Luft durch den Luvo dem Rost unter Druck zuführt. Der Unterwindventilator unterstützt hierbei den Schornstein und den Saugzugventilator. Für die Zug- und Druckregelung benützt man außer einer Drehzahländerung der beiden Ventilatoren Drehklappen, die in die Luft- und Rauchgaskanäle eingebaut sind und mit welchen man eine größere oder geringere Drosselung ausüben kann. Die früher üblichen Rauchgasschieber sind nicht günstig, da sie meist durch den Schieberschlitz viel Falschluff eindringen lassen. Es ist jedoch nicht geboten, vom Unterwind so starken Gebrauch zu machen, daß der Druck im Feuerraum in irgendeiner Höhe merklich größer als der Luftdruck im Kesselhaus ist (besteht zwischen diesen beiden Drücken gerade Gleichheit, dann wird dieser Zustand



ausgeglichenen Zug [ $\pm 0$ ] genannt), da sonst durch die undichten Stellen der Feuerraumwände und durch die Bedienungstüren Rauchgas und Flugasche aus der Feuerung entweichen und im Kesselhaus lästig wirken. Bei Schiffskesselanlagen hat man vielfach eine besondere Einrichtung, die man auch Oberwind nennt. Es wird hier der Heizraum selber, der durch Doppeltüren dicht verschlossen ist, mittels Oberwindventilator unter Überdruck — meist bis zu 60 mm, gelegentlich bis zu 120 mm WS. — gesetzt. Der Druckunterschied zwischen dem Heizraum und dem Freien (außerhalb des Schiffes) dient hierbei zur Überwindung der Bewegungswiderstände für die Verbrennungsluft und die Rauchgase.

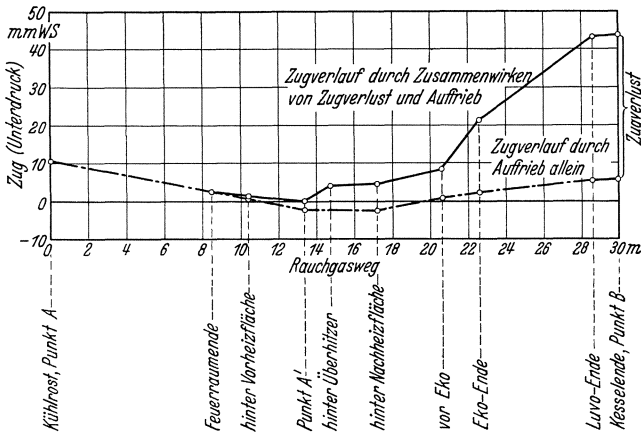


Abb. 268. Zugverlauf im Kessel. Dieses Bild gilt für den später im Beispiel durchgerechneten Steilrohrkessel.

Der natürliche Zug eines Schornsteines entsteht durch den Auftrieb der heißen Rauchgase im Schornsteinrohr, also durch den Gewichtsunterschied der warmen Rauchgassäule gegenüber der gleiche Höhe aufweisenden kalten Außenluftsäule. Für die Auftriebswirkung, die man als statischen Zug  $Z_{\text{stat}}$  bezeichnet, ergibt sich, wenn  $H_s$  die Höhe des Schornsteines bedeutet,  $P_G$  und  $t_G$  den mittleren Druck und die mittlere Temperatur der Gase im Schornstein,  $P_L$  und  $t_L$  den mittleren Druck und die Temperatur der Außenluft,  $\gamma_G$  das tatsächliche mittlere spez. Gewicht und  $\gamma_{0G}$  das auf  $0^\circ\text{C}$  und 760 mm  $Q_s$  bezogene spez. Gewicht der Rauchgase und endlich  $\gamma_L$  und  $\gamma_{0L}$  die entsprechenden spez. Gewichte der Außenluft bedeuten:

$$Z_{\text{stat}} = H_s \cdot (\gamma_L - \gamma_G) = H_s \cdot \left( \gamma_{0L} \cdot \frac{P_L}{10330} \cdot \frac{273}{273 + t_L} - \gamma_{0G} \cdot \frac{P_G}{10330} \cdot \frac{273}{273 + t_G} \right) \quad (182)$$

in mm WS.

Setzt man nun als Annäherung:

$$(\gamma_{0G} \cdot P_G) \cong (\gamma_{0L} \cdot P_L) = \left( \frac{P_0}{R_L \cdot T_0} \cdot P_L \right) = \left( \frac{10330}{29,27 \cdot 273} \cdot P_L \right) \quad (183)$$

so ergibt sich:

$$Z_{\text{stat}} = H_s \cdot \frac{P_L}{29,27} \cdot \left( \frac{1}{273 + t_L} - \frac{1}{273 + t_G} \right) \text{ in mm WS.} \quad (184)$$

Der nutzbare Zug des äußeren Schornsteines  $Z_n$  wird erhalten, wenn man von  $Z_{\text{stat}}$  den Zugverlust  $Z_r$ , der durch Reibung des die Geschwindigkeit  $(w_G)_{\text{Sch}}$  aufweisenden Rauchgasstromes im Schornsteinrohr (mit dem hydraulischen Durchmesser  $d_{\text{hydr}}$ ) auftritt, in Abzug bringt.

$$Z_n = Z_{\text{stat}} - Z_r = Z_{\text{stat}} - 0,016 \cdot \frac{\gamma_G^{0,852} \cdot (w_G)_{\text{Sch}}^{1,852}}{(d_{\text{hydr}})^{1,269}} \text{ in mm WS.} \quad (185)$$

Für Überschlagrechnungen kann gesetzt werden:

$$Z_r \cong 0,1 Z_{\text{stat}},$$

so daß angenähert:

$$Z_n \cong 0,9 \cdot Z_{\text{stat}} \text{ in mm WS.} \quad (186)$$

Erfahrungsgemäß beträgt die mit einem Schornstein je m Schornsteinhöhe erzielte nutzbare Zugstärke  $Z_n$  rd. 0,3 mm/WS. bei einer Rauchgastemperatur von 175 bis 200° C und 0,5 bis 0,55 mm/WS. bei einer Rauchgastemperatur von 250 bis 300° C.

Die Schornsteine werden meist aus Ziegelmauerwerk oder auch aus Eisenbeton oder Betonformsteinen hergestellt; zum Schutze des Schornsteinunterteiles wird in der Regel noch ein Futter eingebaut. Mündet der Fuchskanal nicht ganz unten, sondern ungefähr auf Höhe der Kesseldecke in den Schornstein ein, so empfiehlt es sich, das Schornsteinrohr erst an dieser hochgelegenen Einmündungsstelle beginnen zu lassen und den Schornsteinunterteil in einige (etwa 4) Pfeiler aufzulösen. Der dadurch entstehende Raum unterhalb des Schornsteinrohres kann dann anderweitig für Betriebszwecke verwendet werden. Über die statische Berechnung des Schornsteinmauerwerkes siehe „Hütte“<sup>1</sup>.

Eiserne Schornsteine werden aus Eisenblech durch Nietung oder Schweißung hergestellt und zur Verringerung der Rauchgasabkühlung meist gefüttert; sie müssen zum Schutze gegen Winddruck in der Regel verankert werden.

Der künstliche Zug, der sich meist teurer stellt als der natürliche, durch einen Schornstein gewonnene Zug, ist wie auch der Unter- und Oberwind durch Ventilatoren zu erzeugen. Der eff. Kraftbedarf dieser Ventilatoren berechnet sich mit der Gleichung:

$$N_e = \frac{V \cdot H}{75 \cdot \eta_e} \text{ in PS}_c, \quad (187)$$

dabei bedeuten:

$V$ : die tatsächlich in der Sekunde geförderte Luft- oder Rauchgasmenge in m<sup>3</sup>/s,

$H$ : die Förderhöhe, die der Ventilator liefern soll in mm WS. oder in kg/m<sup>2</sup>.

$\eta_e$ : den eff. Wirkungsgrad des Ventilators: rd. 0,4 bis 0,6.

<sup>1</sup> Siehe auch Spalckhaver-Rüster, 1924 S. 298.

Den Schornsteinen werden insbesondere bei Kesseln mit Kohlenstaubfeuerung vielfach auch Flugaschenabscheider vorgebaut, die man hier als Zyklonabscheider, neuerdings auch in Doppel-Zyklonbauart (z. B. von van Tongeren, Hersteller Abas-Berlin) oder als Naßabscheider (wobei Wasser eingespritzt wird) oder auch als elektrostatische Filter mit hochgespanntem Gleichstrom einrichten kann, welche letztere zwar recht günstige Wirkung aufweisen, jedoch teurer in der Anschaffung sind.

## XI. Die Speisewasserreinigung.

Die Speisewasserwirtschaft, der zur Erzielung eines sicheren und einwandfreien Kesselbetriebes größte Aufmerksamkeit geschenkt werden muß, vor allem bei den Wasserrohrkesseln, da hier sonst die Rohre sehr gefährdet sind (Undichtwerden und Aufreißen von Rohren), wird zweckmäßig so eingerichtet, daß man möglichst viel ölfreies Kondensat, welches ein ausgezeichnetes Speisewasser darstellt, aus den Oberflächenkondensatoren der Dampfturbinen und aus Heizanlagen zurückzugewinnen strebt. Bei den öffentlichen Kraftwerken, die nur der Stromerzeugung dienen, gelingt es verhältnismäßig leicht, eine Kondensatmenge zu erhalten, die 95 bis 98 vH der benötigten Speisewassermenge darstellt, so daß dann nur ein Rest von 2 bis 5 vH als Zusatzwasser neu beschafft werden muß. In den Industriekraftwerken, die neben Strom meist auch noch Heizdampf an die Fabrik abzugeben haben, liegen aber häufig die Verhältnisse hinsichtlich des zurückgewonnenen Kondensates viel ungünstiger. Vor allem in der chemischen Industrie kann vielfach das Kondensat nur teilweise zurückgebracht werden; das Zusatzwasser beträgt dann bis zu 50 vH und mehr der Speisewassermenge. Je größer aber der Anteil des Zusatzwassers wird, desto schwieriger gestaltet sich die Speisewasserwirtschaft.

Das Zusatzwasser, das der Wasserleitung, dem Brunnen oder einem Flusse entnommen werden kann, ist aber stets verunreinigt und bedarf vor seiner Verwendung als Speisewasser einer besonderen Reinigung oder Aufbereitung. Als Verunreinigungen des rohen Zusatzwassers kommen außer pflanzlichen und unlöslichen mineralischen Beimengungen (Laub und Algen bzw. Sand), die man durch Kies- oder Koksfilter u. dgl. entfernt, vor allem in Frage:

1. Öl aus dem Kondensat von Kolbendampfmaschinen, das schon in kleinen Mengen Betriebsschwierigkeiten herbeiführt (es wirkt im Kessel isolierend). Öl kann durch elektrolytische Behandlung des Wassers und durch Filtrieren beseitigt werden<sup>1</sup>.

2. Gase, von denen Sauerstoff und Kohlensäure, die zu Anfressungen Anlaß geben können, als besonders schädlich anzusprechen sind. Bei

<sup>1</sup> Siehe Stauf: Z. bayer. Revis.-Ver. 1932 S. 49.

Hochdruckkesseln ist nur ein Gehalt an Sauerstoff von weniger als 0,1 mg/l zulässig, weshalb unter Umständen eine Entgasung des Speisewassers durch Erwärmen, verbunden mit Absaugen der freiwerdenden Gase vorzunehmen ist.

3. Gelöste chemische Beimengungen, die im Betriebe Kesselstein oder auch Kesselschlamm hervorrufen würden, und deshalb durch besondere Reinigungsverfahren entweder entfernt oder unschädlich gemacht werden müssen.

Die Reinigung des Zusatzwassers von den Kesselsteinbildnern muß in erster Linie deswegen vorgenommen werden, weil sonst ein längerer Betrieb des Kessels gar nicht durchführbar wäre — der Kessel würde sich rasch verschmutzen — und auch Schäden vor allem am Kesselkörper und an den Wasserrohren zu erwarten wären. Die Kesselsteinbildner sind teils leicht löslich wie NaCl (Kochsalz),  $\text{CaCl}_2$  (Chlorkalzium),  $\text{MgCl}_2$  (Chlormagnesium), Huminsäuren (letztere besonders unerwünscht), teils schwer löslich wie  $\text{CaCO}_3$  (kohlensaurer Kalk),  $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$  (doppeltkohlensaurer Kalk),  $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$  (doppeltkohlensaures Magnesium), dann das sehr schädliche  $\text{CaSO}_4$  (Gips), das ebenso unerwünschte  $\text{SiO}_2$  (Kieselsäure) usw.

Zur Beurteilung des Gehaltes an Kesselsteinbildnern benützt man die Angabe der Härtegrade, wobei ein Wasser mit wenigen chemischen Verunreinigungen als weich, ein solches mit vielen chemischen Beimengungen als hart bezeichnet wird. Es bedeutet

1 deutscher Härtegrad =  $1^\circ d$  = 1 Teil CaO auf 100 000 Teile Wasser,

1 französischer Härtegrad = 1 Teil  $\text{CaCO}_3$  auf 100 000 Teile Wasser,

1 englischer Härtegrad = 1 Teil  $\text{CaCO}_3$  auf 70 000 Teile Wasser,

so daß ein deutscher Härtegrad = 1,79 französischer Härtegrad = 1,25 englischer Härtegrad.

Günstig ist, wenn der Härtegrad des Rohwassers unter 8 bis  $10^\circ d$  liegt; doch kann die Härte gelegentlich bis zu  $50^\circ d$  betragen. Man unterscheidet ferner vorübergehende oder Karbonathärte  $\mathfrak{K}$ , d. i. die Summe der an Kohlensäure gebundenen Kesselsteinbildner, und bleibende oder Nichtkarbonathärte  $\mathfrak{N}$ , d. i. die Summe der sonst vorhandenen Kesselsteinbildner<sup>1</sup>.

Für die Reinigung des Zusatzwassers von den chemischen Verunreinigungen können folgende Verfahren benützt werden:

#### a) Chemische Verfahren.

1. Kalk-Sodaverfahren — viel verwendet —. Dem Rohwasser, das man auf rd.  $70^\circ \text{C}$  vorwärmt, wird hier in einem besonderen

<sup>1</sup> Siehe Kesselbetrieb. Ver. Großkesselbes. Anh. 2 S. 244. Berlin: Julius Springer 1931.

Reiniger je nach dem Gehalt an Kesselsteinbildnern eine entsprechende Menge von  $\text{Ca}(\text{OH})_2$  (Ätzkalk) und  $\text{Na}_2\text{CO}_3$  (Soda) zugesetzt. Es erfolgt eine Reaktion, bei der insbesondere  $\text{CaCO}_3$  ausgefällt und entfernt wird. Die Resthärte beläuft sich bei einer Enthärtungstemperatur von 50 bis 60° C auf 3 bis 4° *d*, dagegen bei einer Reinigungstemperatur von 90° C auf weniger als 1° *d*.

2. Soda-Rücklaufverfahren (Schlammwasserrückführverfahren, auch Neckarverfahren genannt) — sehr bewährt —. Dem angewärmten Rohwasser wird im Reiniger, in dem auch eine Ausfällung vorgenommen wird, nur Soda, diese jedoch im Überschuß, zugeführt. Im Kessel bildet sich außer der überschüssigen Soda Natronlauge; durch dauernde Rückführung eines Teiles des Kesselwassers in den Reiniger wird die Wärme dieses zurückgeleiteten Wassers und außerdem dessen Gehalt an NaOH im Reiniger ausgenützt. Die erzielbare Resthärte ist bei diesem Reinigungsverfahren sehr günstig, rd. 0,5° *d*.

3. Permutitfilter (Basenaustauschverfahren) — sehr einfach und günstig für Wasser mit starken Schwankungen der Rohwasserhärte. Das kalte Rohwasser (nicht über 35° C) wird in einem geschlossenen Filterbehälter durch Permutit (Zeolith d. i. Natrium-Aluminium-Silikat) derart chemisch umgebildet, daß nur solche Stoffe, die in Lösung bleiben und keinen Kesselstein bilden, in den Kessel gelangen. Irgendwelche ausgefällte Stoffe, die als Schlamm aus dem Filter auszuschneiden wären, treten hier nicht auf. Das Permutitverfahren bewirkt eine Enthärtung bis auf 0° und benötigt dazu nur die wenige Sekunden betragende Durchflußzeit des Wassers durch die Permutitschicht, während die Sodaverfahren Nr. 1 und 2 eine Reaktionszeit von 1 bis 2 Stunden erfordern. Ungünstig ist beim Permutitverfahren, daß die in den Kessel eingeführte „überschüssige“ Sodalauge bei ihrer Umbildung im Kessel  $\text{CO}_2$  ausscheidet, welches die bei diesem Verfahren leicht völlig blank bleibenden Kesselwandungen angreifen kann. In der Praxis hat man sich vielfach so geholfen, daß man das nötige Zusatzwasser nur zu einem Teil im Permutitfilter enthärtet und den Rest ungereinigt läßt. Zu beachten ist ferner, daß das Permutitfilter von Zeit zu Zeit mit NaCl regeneriert werden muß. Man benötigt für Dauerbetrieb also 2 Filter.

4. Das Phosphatverfahren, das neuerdings mit großem Erfolg eingeführt wurde, verlangt, daß dem Zusatzwasser  $\text{Na}_3\text{PO}_4$  (Trinatrium-Phosphat) zugesetzt und im Kessel ein Phosphatüberschuß aufrechterhalten wird. Um an Phosphat zu sparen, bringt man vielfach auch das Phosphatverfahren in Verbindung mit einem der unter 1. und 2. genannten Reinigungsverfahren zur Anwendung. Die Härte wird bis auf 0,2° *d* entfernt. Eine etwaige Beimengung von Öl wird durch Ausflocken unschädlich gemacht und es kann mit Sicherheit jeder Steinansatz im Kessel vermieden werden.

## b) Physikalisches Verfahren.

Man kann zur Reinigung des Zusatzwassers auch die Verdampfung anwenden. Das Rohwasser wird hier am wirtschaftlichsten mit Ab- oder Anzapfdampf verdampft; der entstehende Dampf oder Brüden wird niedergeschlagen, wodurch ein sehr reines Destillat unter  $0,1^\circ d$  erhalten wird. Das Verdampferverfahren stellt sich in der Anschaffung teurer als die chemischen Verfahren. Um die drohende Steinbildung im Verdampfer selbst zu vermeiden, wird oft dem Verdampfer eine chemische Vorreinigung vorgeschaltet.

Außer der zweckmäßigen Durchführung der Zusatzwasseraufbereitung ist vor allem noch eine dauernde Überwachung der Beschaffenheit des Kesselwassers selbst nötig, abgesehen davon, daß auch das Aussehen der inneren Kesselwände und der inneren Rohrwände des Überhitzers stets sorgfältig beobachtet werden muß. Das Kesselwasser, das durch die fortgesetzte Dampfbildung erheblich salzreicher ist als das eingeführte Speisewasser (eingedickte Lösung), muß, um die Anfressungen (Korrosionen) an den Kesselwandungen möglichst zu verhüten, immer alkalisch sein. Als Maßstab für die zum Schutze des Kessels notwendige Alkalität des Kesselinhaltes wird die Natronzahl  $N$  gebraucht, wobei gilt:

$$N = \frac{\text{Gehalt an Na}_2\text{CO}_3}{4,5} + \text{Gehalt an NaOH} \quad (188)$$

(alles gemessen in mg/l). Die Natronzahl  $N$  soll zwischen 400 und 2000 mg/l liegen. Wenn nur Kondensat und Destillat gespeist werden, dann soll  $N$  200 bis 1000 sein. Die geforderte Einstellung der Natronzahl kann durch stärkeres oder geringeres Ablassen von Schlammwasser (Abschlämmen) aus dem Kessel herbeigeführt werden.

## XII. Die Bekohlung und Entaschung der Dampfkessel.

Die Bekohlung, d. i. die Versorgung der Dampfkesselfeuerung mit Kohle, wird bei größeren Rostanlagen stets so eingerichtet, daß dem Schütttrichter, aus dem sich die Rostfeuerung den nötigen Brennstoff selbsttätig entnimmt, von einem im Kesselhaus untergebrachten hochgelegenen großen Kohlenbehälter (Bunker) durch ein Verbindungsrohr (Schurre) Kohle von selbst zufällt. Durch leistungsfähige Förderanlagen — Becherwerke, Förderbänder, Elektrogreifer usw. — muß dafür gesorgt werden, daß in diesen Kesselhausbunkern, deren Inhalt für 1 bis 2 Tage Kesselbetrieb ausreichen soll, stets der nötige Brennstoffvorrat vorhanden ist. Bei Staubfeuerungsanlagen bringt man, wenn eine Zentralmahlanlage besteht, im Kesselhaus größere Staubbunker, die auch meist hochgelegt sind und einen Vorrat für mindestens  $\frac{1}{2}$  Tag enthalten, unter, wobei dann der Staub aus diesen Bunkern durch Förder-Schneckenpumpen (meist nach Kinyon)

den einzelnen Brennern zugeteilt wird. Bei den neuerdings viel benützten Staubfeuerungen mit Einzelmühlen rüstet man dagegen die Kesselhäuser wie bei den Anlagen mit Rostfeuerungen mit hochgelegenen Rohkohlenbunkern aus, aus welchen die körnige Rohkohle den Einzelmühlen selbsttätig zufällt. Die Einzelmühlen blasen dann ohne Benützung eines Staubbunkers sofort den von ihnen erzeugten Staub durch die Brenner in die Feuerung. Wie man aus vorstehendem erkennt, macht man sich bei der Bekohlung außer Fördermaschinen in erster Linie die Schwerkraft zunutze. Die Anlagen sind dann so ausgebildet, daß der Brennstoff aus den hochgelegenen Bunkern dem jeweiligen Verbrauch entsprechend durch Nachrutschen den Schütttrichtern und den Feuerungen zufällt.

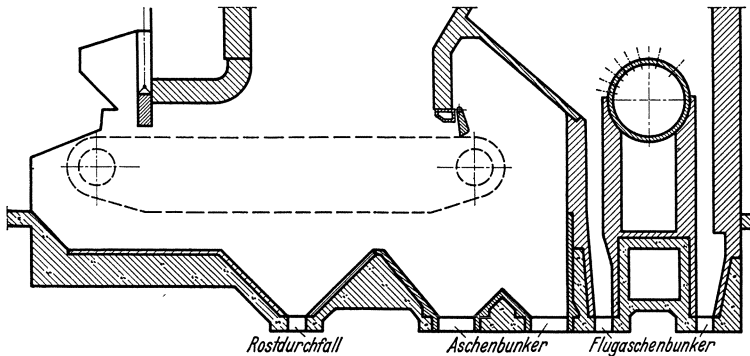


Abb. 269. Aschenbunker beim Wanderrost.

Die Entaschung der mit festen Brennstoffen beschickten Dampfkesselfeuerungen soll, da sie wegen der Staubentwicklung gesundheitschädlich wirkt, möglichst ohne jegliche Handarbeit durchgeführt werden. Bei den Rostfeuerungen legt man Aschenbunker an, aus welchen die anfallende Asche und Schlacke durch Fördereinrichtungen dauernd oder von Zeit zu Zeit abgezogen werden. Wanderroste erhalten in der Regel mehrere Bunker hintereinander, wobei der größte, am hinteren Ende gelegene für die Asche und Schlacke dient, während die unter der Rostmitte liegenden kleineren Behälter zum Auffangen des Rostdurchfalles dienen. Der Durchfall, der in der Regel noch Kohlenstücke enthält, wird oft wieder in die Feuerung eingegeben. Die Schlackenbunker der Rostfeuerungen (insbesondere bei den Stokern) sind zur Zerkleinerung der Schlacke vielfach mit Schlackenbrechern, die auch fahrbar von Kessel zu Kessel eingerichtet sein können, ausgestattet. Bei Kohlenstaubfeuerung wird auch dann, wenn die Schlacke flüssig aus der Feuerung abgezogen wird, diese doch unmittelbar nach der Entnahme durch Aufspritzen von Wasser körnig gemacht — granuliert —, wodurch die Weiterförderung der Asche sich ebenso leicht gestaltet als bei jenen Staubfeuerungen, bei welchen die Schlacke schon

im Unterteil des Feuerraumes, der als Bunker geformt ist, granuliert wird. Die Weiterführung der Asche und Schlacke und ihre Entfernung aus dem Kesselhaus kann durch verschiedene Fördereinrichtungen erfolgen. Außer Trockenverfahren — Schüttelrinnen, Plattenbändern, pneumatischen Anlagen — ist vor allem das Spülrinnenverfahren, das sich sehr bewährt hat und einen sauberen, praktisch staubfreien Betrieb ermöglicht, in Anwendung. In einer Rinne, die abgedeckt ist, wird die anfallende Asche durch Wasser, das im Kreislauf bleibt, fortgespült. Eine anschließende Schlackenwasserpumpe kann dann die Weiterführung übernehmen (Rothstein-Entaschung u. a.).

Die Flugaschenbeseitigung bereitet oft erhebliche Schwierigkeiten; häufig handelt es sich nicht um vollkommen ausgebrannte Flugasche, sondern um Flugkoks, der noch erhebliche Mengen von Brennbarem (bis zu 50 vH und mehr) enthält. Man tut gut, das Auftreten von Flugasche, besonders aber von Flugkoks möglichst zu verhindern, indem man die Beanspruchung der Feuerung nicht zu hoch hinaufdrückt, dann auch für bessere Verbrennungsbedingungen — Luftvorwärmung, höhere Feuerraumtemperaturen, Zweitluftzuführung — sorgt. Ist aber mit Flugasche unbedingt zu rechnen, wie bei Rohbraunkohle, feinkörniger Magerkohle und Staubfeuerungen, so empfiehlt es sich, an den unteren Umkehrstellen des Rauchgasweges genügend große Flugaschen-Absetzbehälter vorzusehen. Fällt hier Flugkoks in größeren Mengen an, wie dies bei Hochleistungsrosten für feinkörnige Magerkohle oder Koksgries der Fall ist, dann ist eine Flugkoksrückführung durch pneumatische Einrichtungen, die den zurückgeführten Flugkoks in den Feuerraum einblasen, sehr geboten. Pneumatische Förderung, die bei Asche und Schlacke meist zu Schwierigkeiten Anlaß gibt, ist bei der feinkörnigen Flugasche außerordentlich vorteilhaft. Die Flugasche, die sich an den Heizflächen der Kesselanlage anlegt, wird durch Rußbläser mit einem Strahl von trockenem Dampf oder Preßluft — manchmal auch mit durch Preßluft geschleudertem Kies — weggefegt.

Bei Großanlagen muß heute oft zur Vermeidung einer Belästigung der Nachbarschaft des Kesselhauses für eine Abscheidung der von den Rauchgasen fortgeführten feinen Flugasche und Flugkoksteilchen noch vor dem Eintritt der Gase in den Schornstein gesorgt werden, was schon auf S. 328 erörtert worden ist.

### **XIII. Die Bauteile der Dampfkessel und ihre Berechnung auf Festigkeit.**

#### **1. Allgemeines.**

Für den Bau, die Aufstellung und den Betrieb von Dampfkesseln bestehen wie in anderen Ländern auch in Deutschland gesetzliche Bestimmungen. Es sind dies die „Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen



für Landdampfkesseln“ (A. p. B. f. L.-K.), dann die „Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen für Schiffsdampfkessel“ (A. p. B. f. S.-K.). Für Landdampfkessel sind ferner noch die vom Deutschen Dampfkessel-Ausschuß ausgearbeiteten“ Werkstoff- und Bauvorschriften für Landdampfkessel“ (W.- u. B.-V.) einzuhalten. Außerdem haben zwei bedeutende industrielle Verbände, die „Vereinigung der Großkessel-Besitzer“ (V. G. B.) und die „Vereinigung der deutschen Dampfkessel- und Apparate-Industrie“ wertvolle Herstellungsanweisungen auf Grund von Forschungsarbeiten herausgegeben.

## 2. Die Baustoffe der Dampfkessel.

Nach den „W.- und B.-V.“ darf Schweißstahl nur noch für Nieten verwendet werden. Für Bleche und Kesselteile kommen in erster Linie nachstehende 4 Sorten von Flußstahl zur Anwendung:

Sorte I:	Zugfestigkeit 35—44 kg/mm <sup>2</sup> ,	Berechnungsfestigkeit 36 kg/mm <sup>2</sup> .
Sorte II:	„ 41—50 kg/mm <sup>2</sup> ,	„ 41 kg/mm <sup>2</sup> ,
Sorte III:	„ 44—53 kg/mm <sup>2</sup> ,	„ 44 kg/mm <sup>2</sup> ,
Sorte IV:	„ 47—56 kg/mm <sup>2</sup> ,	„ 47 kg/mm <sup>2</sup> .

Die Mindestdehnung  $\delta$  sollte bei einer Zugfestigkeit von 36 kg/mm<sup>2</sup> 26 vH, bei 41 kg/mm<sup>2</sup> 25 vH, bei 44 kg/mm<sup>2</sup> 22 vH und bei einer Zugfestigkeit über 46 kg/mm<sup>2</sup> 20 vH betragen. Es ist weiter bestimmt, daß für Kesselteile, die im ersten Feuerzug liegen oder gebördelt werden, nur Bleche der Sorten I und II oder Sonderwerkstoff von gleich großer Zähigkeit gebraucht werden dürfen. Für gebördelte, von Heizgasen nicht bestrichene Teile kann in besonderen Fällen Blechsorte III, für Mantelbleche, die nicht gebördelt und von den Heizgasen nicht bestrichen werden, auch ein Werkstoff von höherer Zugfestigkeit als Sorte IV zugelassen werden.

Verschiedene Betriebsschäden, die sich insbesondere bei Steilrohrkesseln nach dem Kriege ereigneten<sup>1</sup>, haben zu der Erkenntnis geführt, daß bei den unlegierten Flußstählen die Gefahr der Alterung besteht. Wird ein solcher Stahl kalt verformt und dabei über die Streckgrenze hinaus beansprucht, so wird der Werkstoff spröde, was durch die Kerbschlag-Biegeprobe nachgewiesen werden kann. Legierte Stähle zeigen dagegen nur geringe Neigung zum Altern. Diese Erscheinung muß bei der Herstellung der Kessel sehr beachtet werden.

In den letzten Jahren hat Krupp alterungsbeständige unlegierte und legierte Stähle unter der Bezeichnung: Izett-Stähle (Izett = Immerzäh) herausgebracht, wobei die unlegierten Stähle der in den W. und B.-V.

<sup>1</sup> Siehe hierzu unter anderem Pfeleiderer: Dampfkesselschäden. Berlin: Julius Springer 1934. — Ulrich: Werkstoff-Fragen des heutigen Dampfkesselbaues. Berlin: Julius Springer 1930. — Rist: Vergleichende Untersuchung von Rißschäden an Kesselteilen. Diss. Techn. Hochsch. München 1934.

Zahlentafel 33. Vergleich der Streckgrenze und der Dauerstandfestigkeit von Kesselblechen bei 20, 300 und 500° C. (Nach Körber und Pomp.)

	Streckgrenze bei üblicher kurzer Belastungsdauer $K_s$ in kg/mm <sup>2</sup>			Dauerstandfestigkeit $K_D$ in kg/mm <sup>2</sup>	
	Temperatur			Temperatur	
	20°	300°	500°	300°	500°
Blechsorte I . . .	18,0 ÷ 21,5	rd. 11,7	7,1 ÷ 8,7	10,9 ÷ 16,3	1,0 ÷ 4,3
Blechsorte II . . .	21,7 ÷ 26,2	rd. 15,2	8,5 ÷ 10,1	rd. 17,0	2,2 ÷ 4,0
Blechsorte III . . .	24,5 ÷ 25,0	rd. 15,9	9,5 ÷ 10,6	rd. 20,3	2,3 ÷ 3,2

vorgeschriebenen 4 Festigkeitsstufen als Izett I bis IV benannt sind. Diese Stähle bieten nicht nur Sicherheit gegen die besprochene Alterungsprädigkeit, sondern auch hohe Korrosionsfestigkeit.

Für Höchstdruckkessel sind die Flußstahlsorten I bis III wenig geeignet, weil hier bei den im Betrieb auftretenden hohen Blechtemperaturen die Streckgrenze erheblich abfällt (s. Zahlentafel 33 und Abb. 270) und weil ferner die Dauerstandfestigkeit, die nach neueren Erkenntnissen neben der Streckgrenze für die Beanspruchung des Werkstoffes als maßgebend angesprochen wird, bei diesen hohen Temperaturen ungewöhnlich niedrige Werte aufweist. Man bevorzugt deshalb in diesem Fall neben unlegiertem Izett IV legierte Werkstoffe mit Zusätzen von Nickel, Chrom, Molybdän und Kupfer.

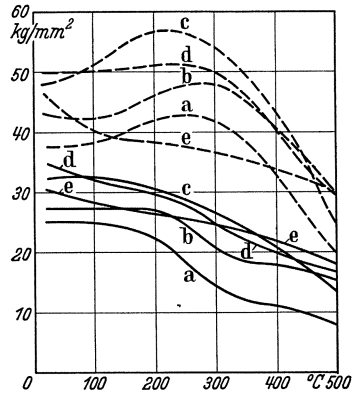


Abb. 270. Warmfestigkeit von Kesselbaustoffen. a gewöhnlicher Röhrenstahl; b Th 30-Stahl; c Ni-Stahl mit 3 vH Ni; d Chrom-Molybdänstahl; e Sicromal (Ferrottherm). — Streckgrenze, - - - Zerreißfestigkeit.

Vor allem zeigen mit Molybdän legierte Stähle ein sehr günstiges Verhalten und können mit Recht als „hochtemperaturfest“ angesprochen werden. Ihre Dauerstandfestigkeit beträgt bei 500° C noch etwa 2/3 der Streckgrenze, während bei den unlegierten Flußstählen das Verhältnis der Dauerstandfestigkeit zur Streckgrenze nach Zahlentafel 33 nur mehr 1/5 und weniger ist.

Münzinger empfiehlt (s. Zahlentafel 34) für Kesseltrommeln von mehr als 50 atü Dampfdruck legierte Stähle, wobei jedoch bei geschweißten Trommeln die Zusätze mit Rücksicht auf die Herstellung entsprechend zu wählen sind. Siederohre können bis zu 60 atü aus legiertem Flußstahl oder aus dem alterungsbeständigen Kruppschen Izett-Stahl hergestellt werden; bei höherem Druck sind hierfür Molybdän- oder Kupfer-Molybdänstähle gut brauchbar. Für Überhitzerrohre, die bei sehr hohen Dampftemperaturen wegen der Dampfzersetzung schwer gefährdet sind, kann man bis 60 atü und bis 420° C

Zahlentafel 34. Deutsche Sonderstähle für den Dampfkesselbau.

Verwendungszweck	Herkunft <sup>1</sup>	Stahlsorte	Legierungsstoffe
I. Trommeln und Sammler	Kr. Kr. Kr. V.St.W. Mn.	Izett 3 Izett 4 Ni-Stahl F-EC 434 TH 60 Maro 12 P	— — Ni (niedrig legiert) — Cu, Mo
	Kr. Kr. Kr. V.St.W. V.St.W.	FK 663 FK 644 FKB 2354 TH 60 TH 61	Cr, Mo Cr, Ni, Mo Cr, Mo, Si Cu, Ni Cu, Ni
II. Kesselrohre, Überhitzerrohre und Überhitzersammler (bis 500° C Dampftemperatur)	Kr. Kr. Kr. P.W.R. P.W.R. Mn. V.St.W.	KU 23 KU 33 FK 335 SK 11 SK 12 Maro 13 P TH 31	Cu, Mo Cu, Mo Cr, Mo Mo Cr, Mo Cu, Mo Cu, Mo
III. Hochbeanspruchte Überhitzerrohre	Kr. Kr. V.St.W.	FKB 345 FF 6 Sicromal 8	Cr, Mo, Si Cr, Mo, Si Si, Cr, Al
IV. Aufhängeisen für Überhitzer, Rußbläser usw.	Kr. Kr. V.St.W.	Ferotherm Microtherm Sicromal 9 ÷ 14	Cr, Si Cr, Ni Si, Cr, Al
V. Schrauben für Heißdampfleitungen	Kr. Kr.	FKM 54 ETK 2338	Cr, Mo, Va Cr, Ni, Mo

hinauf mit Flußstählen auskommen. In der Ilse-Anlage hat sich selbst bei 120 atü und 475° C Izett-Stahl bewährt. Bis rd. 530° C hält Münzinger niedrig legierte Chrom-Molybdänstähle für ausreichend zunder- und korrosionsbeständig. Sehr bewährt hat sich für diesen Temperaturbereich vor allem der Krupp-Stahl FK 335 mit 0,8 vH Cr und 0,5 vH Mo. Nach Angabe von Krupp erscheint es aber angebracht, bei Rohrwandtemperaturen über 550° C höher legierte Stähle mit einem Cr-Gehalt von 2,5 bis 6 vH anzuwenden. Der Werkstoff für Flanschen und Schraubenbolzen muß nach Münzinger besonders sorgfältig ausgewählt sein. Für die Heißdampf-Flanschen kommen neben Izett-Stahl Molybdänstähle, für die Schraubenbolzen Chrom-Molybdänstahl oder Chrom-Molybdän-Nickelstähle bzw. Chrom-Molybdän-Vanadiumstahl in Betracht.

<sup>1</sup> Kr. Krupp; V.St.W. Vereinigte Stahlwerke; Mn. Mannesmann; P.W.R. Preß- und Walzwerk Reisholz.

(Nach Münzinger und nach Angaben von Krupp.)

Ungefähre Streckgrenze in kg/mm <sup>2</sup>			Ungefähre Dauerstandfestigkeit in kg/mm <sup>2</sup>				Höchstzu- lässige Wan- dungstempe- ratur des hoch- wertigstenStahles der Gruppe etwa °C
300° C	400° C	500° C	400°	500°	600°	700°	
15 ÷ 22	12 ÷ 17	9 ÷ 15	10 ÷ 14	5 ÷ 11	—	—	450
23 ÷ 36	19 ÷ 27	16 ÷ 22	17 ÷ 23	9 ÷ 14	—	—	500
20 ÷ 25	19 ÷ 24	17 ÷ 23	16 ÷ 24	12 ÷ 16	—	—	550 ÷ 600
23 ÷ 25	19 ÷ 21	16 ÷ 18	15 ÷ 18	13 ÷ 15	—	—	600 ÷ 650
—	—	—	—	—	5 ÷ 7	3 ÷ 5	900 ÷ 1200
60	40	20 25	35 35	10 18	—	—	—

Als Nieteisen kann sowohl Schweiß- als auch Flußstahl mit einer Zugfestigkeit von 34 bis 41 kg/mm<sup>2</sup> (in Ausnahmefällen bis zu 50 kg/mm<sup>2</sup>) angewendet werden, wobei die Dehnung mindestens 20 vH bzw. 25 vH zu betragen hat. Für Anker und Stehholzen gelten ähnliche Festigkeitsbedingungen.

Neben Stahlguß kommt als Baustoff auch gelegentlich noch Kupfer in Betracht; doch sollte letzteres, dessen Zugfestigkeit bei 100° C mit 22 kg/mm<sup>2</sup> angesetzt werden kann, bei überhitztem Wasserdampf von 250° C und mehr vermieden werden.

### 3. Die Kesseltrommeln.

Die Kesseltrommeln werden bei niedrigen Dampfdrücken (bis zu rd. 20 atü) durch Nietung hergestellt. Man fertigt aus Blechen, die auf kaltem Wege gebogen und an den Kanten gehobelt werden, den zylindrischen Mantel und fügt dann mit Nietung die gewölbten Böden.

Zahlentafel 35. Größte Abmessungen von Kesselblechen. Nach einer Druckschrift der Vereinigten Stahlwerke AG. Düsseldorf (gekürzt).

Blech- dicke mm	Größter Durchmesser für runde Bleche m	Bei einer Breite (in m) bis zu												
		2,0	2,5	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,1	4,2	4,3		
		beträgt die größte Länge (in m)												
7	2,8	9	7											
8	2,8	9	9											
10	3,6	13	10	10	8	6	5							
12	3,8	14	12	10	9	8	7	5						
14	3,9	15	14	13	12	9	8	8						
16	4,3	15	15	15	13	10	10	9	7	6	5	5		
18	4,3	17	16	16	15	12	12	10	8	6	6	5	5	
20	4,3	18	16	16	15	14	13	12	8	6	6	5	5	
25	4,3	19	16	16	16	15	15	13	9	6	6	5	5	
30	4,3	16	16	16	16	16	16	14	10	7	6	5	5	
35	4,3	16	16	16	16	16	16	14	10	7	6	5	5	
40	4,3	16	16	16	16	16	16	14	10	7	6	5	5	
45	4,3	16	16	16	16	16	15	14	10	7	6	5	5	
50	4,3	16	16	16	16	16	15	14	10	7	6	5	5	
55	4,3	16	16	16	15	14	13	12	10	7	6	5	5	
60	4,3	16	16	15	14	13	12	11	10	7	6	5	5	

an, die im Walzwerk durch Pressen hergestellt werden (s. Abb. 271). Zahlentafel 35 gibt Aufschluß über die üblichen Abmessungen von Kesselblechen. Es ist natürlich günstig, Trommeln aus möglichst großen Blechen zusammensetzen, um die Zahl der Nietnähte möglichst herabzusetzen. Das Biegen der Bleche, das auf kaltem Wege noch mit Blechtafeln von 4500 mm Breite und 45 mm Wandstärke möglich ist, bedeutet aber eine starke Kaltverformung und eine Beanspruchung über die Streckgrenze hinaus, womit die Gefahr des Alterns für den Blechbaustoff gegeben ist. Bei genieteten Schüssen kann leider der Einfluß der Kaltverformung durch Glühen nicht mehr beseitigt werden. Kesselschüsse aus Blechen von mehr als 45 mm Wandstärke werden im Hüttenwerk gefertigt.

Die Blechstärke  $s$  des Kesselmantels ist nach den W.- und B.-V. zu bestimmen aus:

$$s = \frac{D \cdot p \cdot x}{200 \cdot K_z \cdot v} + c \text{ in mm,} \quad (189)$$

dabei bezeichnen:

$D$  den größten Innendurchmesser des Kesselmantels in mm;

$p$  den größten Betriebsüberdruck in  $\text{kg/cm}^2$ ;

$K_z$  die Zugfestigkeit des Kesselbaustoffes (Berechnungsfestigkeit) in  $\text{kg/mm}^2$ ;

$v$  die Blechschwächungsziffer oder das Verhältnis der Mindestfestigkeit der Längsnaht zur Zugfestigkeit des vollen Bleches, welches für jede Bau- bzw. Nietungsart besonders festzustellen ist; bei Wassergasschweißung ist  $v = 0,9$  zu setzen;

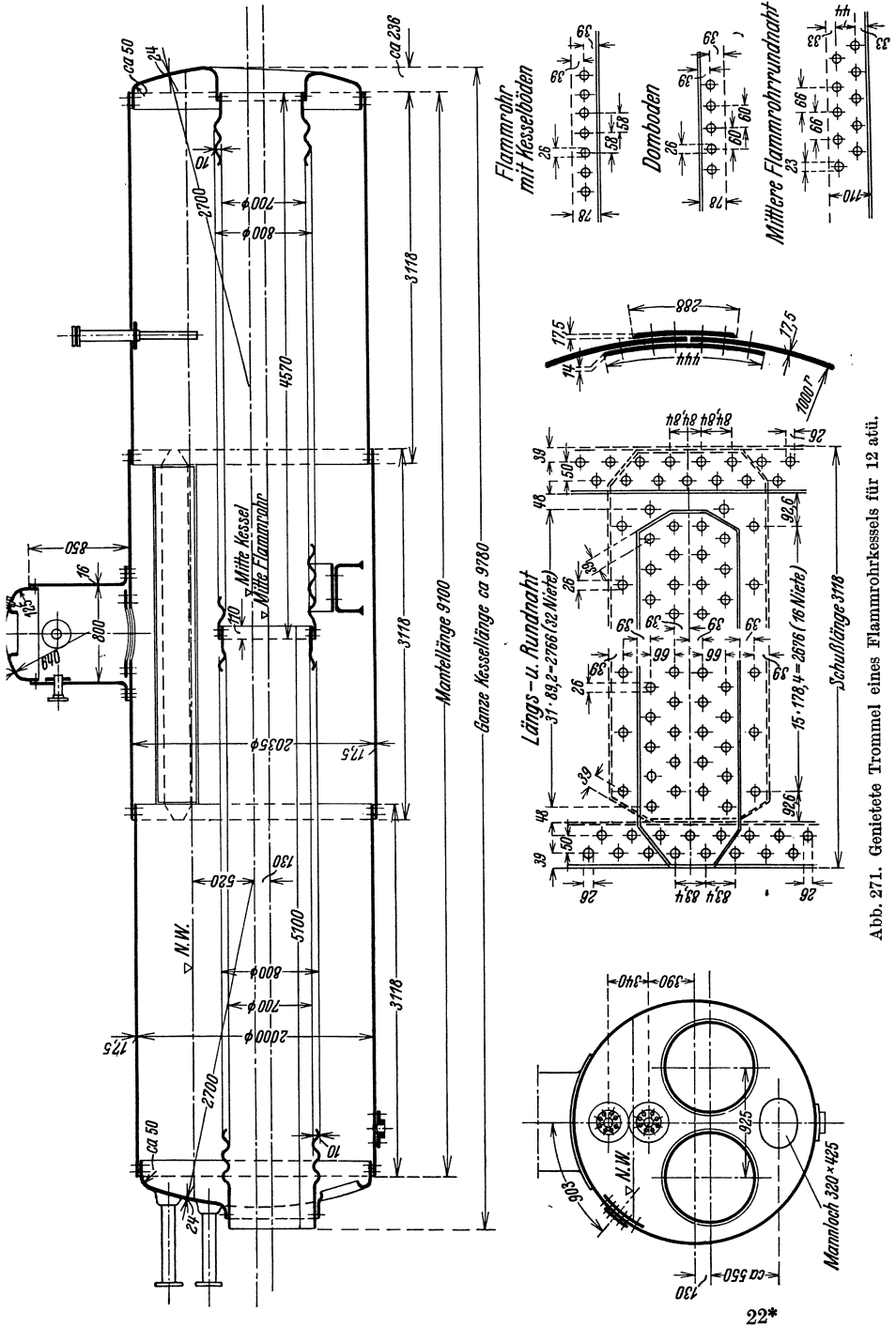


Abb. 271. Genietete Trommel eines Flammrohrkessels für 12 atü.

$c$  einen Rostzuschlag, der bei Blechstärken bis 30 mm mit 1 mm, bei Blechstärken zwischen 30 bis 40 mm mit 0,5 mm anzusetzen ist, bei noch größeren Blechstärken aber entfällt;

$x$  einen Zahlenwert, der 4,75 beträgt bei überlappten oder einseitig gelaschten Nietnähten; 4,25 bei einreihigen doppeltgelaschten Nietnähten und bei geschweißten Nähten;  $x = 4$  bei mehrreihigen doppeltgelaschten Nietnähten und bei nahtlosen Schüssen.

Die Blechstärke  $s$  soll nicht kleiner als 7 mm genommen werden. Die Zugbeanspruchung des Bleches in der Nietnaht darf nirgends die Grenze  $K_z/x$  überschreiten.

Die Formel (189) für  $s$  berücksichtigt die Tatsache, daß ein Kesselmantel in der Längsnaht am höchsten beansprucht ist, nämlich doppelt so hoch als in der Quernaht. Man bildet deshalb auch

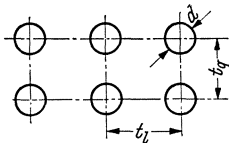


Abb. 272. Fluchtende Anordnung der Siederohre.

genietete Längsnähte stets mindestens zweireihig aus, während die Quernähte meist nur 1, seltener 2 Nietreihen aufweisen. Über Nietverbindungen siehe Abschnitt D, S. 344.

Das Mantelblech der Kesseltrommel kann außer durch Nietnähte auch durch Einrichtungen (Mannlöcher, Löcher für die einzuwalzenden Siederohre) eine Schwächung erfahren.

Bei den Lochreihen für die Siederohre ist es notwendig, die dadurch bedingte Schwächung der Kesselwand sowohl in Längs- als auch in Querrichtung nachzuprüfen. Hat man fluchtende Anordnung der Siederohre (s. Abb. 272) so ergibt sich die Schwächungsziffer in der Längsrichtung zu:

$$v_l = \frac{t_l - d}{t_l} \tag{190}$$

und in der Querrichtung zu:

$$v_q = \frac{t_q - d}{t_q}, \tag{191}$$

womit die Nachprüfung der Blechstärke  $s$  vorzunehmen ist, und zwar:

1. Bei Zugrundelegung von  $v_l$  mit  $s = \frac{D \cdot p \cdot x}{200 \cdot K_z \cdot v_l} + c$  in mm,
2. Bei Zugrundelegung von  $v_q$  mit  $s = \frac{D \cdot p \cdot x}{400 \cdot K_z \cdot v_q} + c$  in mm. (192)

Hat man dagegen versetzte Anordnung der Siederohre (s. Abb. 273a) so ist es möglich, daß die Beanspruchung im geschwächten, schrägen Rohrsteig 3 bis 4 oder 5 bis 6 größer ist als in der Längsrichtung 1 bis 2. Die für den schrägen Trommelquerschnitt erforderliche Wandstärke bestimmt sich unter Zugrundelegung der hier maßgebenden Schwächungsziffer  $v'$  mit

$$s = \frac{D \cdot p \cdot x}{200 \cdot K_z \cdot v'} + c \text{ in mm.} \tag{193}$$

Für den meist vorkommenden Fall, daß die Rohrreihen um eine halbe Teilung gegeneinander versetzt sind, erhält man näherungsweise<sup>1</sup> (s. Abb. 273 b):

$$v' = \frac{\sqrt{1 + 4n^2} \cdot [\sqrt{1 + 4n^2} - 2 \cdot (1 - v_l)]}{0,35 \cdot (1 + 2n^2) + 0,65 \cdot \sqrt{(1 + 2n^2)^2 + 4n^2}}, \quad (194)$$

dabei ist:

$$u = \frac{t_q}{t_l}, \quad (195)$$

wenn  $t_q$  im mittleren Trommeldurchmesser ( $D_m = D_i + s$ ) gemessen wird.

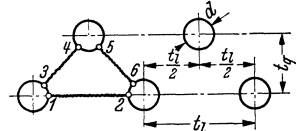


Abb. 273a. Versetzte Anordnung der Siederohre.

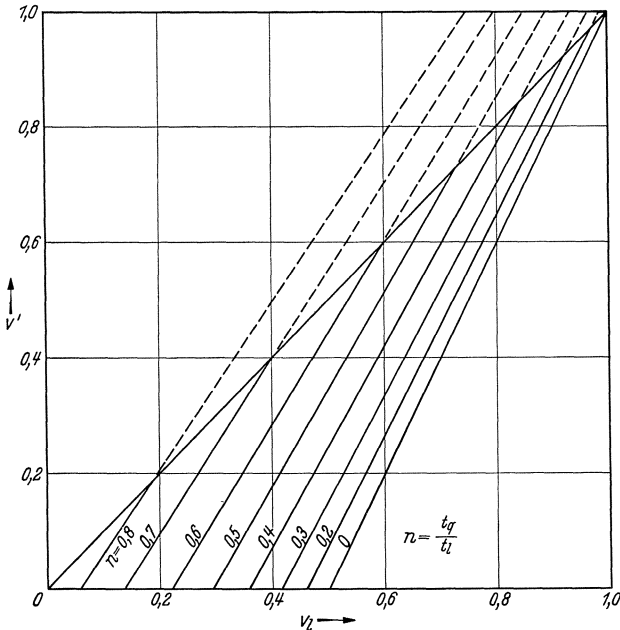


Abb. 273b. Schwächungsziffern für Trommeln mit versetzter Rohranordnung.  $v_l$  Schwächungsziffer in der Längsrichtung,  $v'$  Schwächungsziffer für den schrägen Querschnitt von Trommeln mit um eine halbe Teilung versetzter Rohranordnung.

Die Kesseltrommeln der Hochdruckkessel werden so ausgebildet, daß Nietungen, an denen unter Umständen doch Undichtheiten auftreten können, möglichst vermieden werden. Bei Drücken von 30 bis 50 atü gebraucht man in der Regel wassergasgeschweißte, neuerdings auch elektrisch geschweißte Trommelschüsse, die eingeschrumpfte und angenietete oder angeschweißte oder besser noch angekümpelte (angestauchte) Böden erhalten (s. Abb. 274). Diese geschweißten Trommeln

<sup>1</sup> Siehe hierzu auch Hübel: Wärme 1923 S. 540 und Schiwiora: Z. bayer. Revis.-Ver. 1936 S. 171.



bieten den großen Vorteil, daß sie nach dem Biegen und Schweißen ausgeglüht werden können, womit jede Gefahr des Alterns für den Werkstoff völlig vermieden ist. Bei den geschweißten Thyssen-Hochsicherungstrommeln wird sogar die wassergasgeschweißte Trommel durch eine Wasserdruckprobe einer Beanspruchung über die Streckgrenze

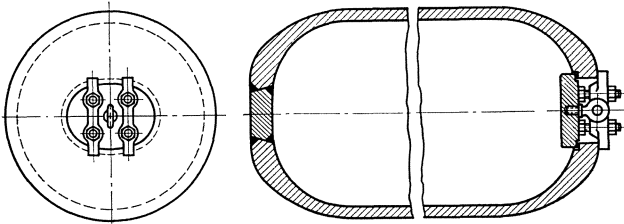


Abb. 274. Hochdruckkesseltrommel mit gekümpelten Enden von starker Wölbung.

hinaus unterworfen, worauf man nochmals ausglüht. Für diese wassergasgeschweißten Trommeln lassen sich bisher in der Hauptsache nur Werkstoffe von geringerer Festigkeit verwenden; doch ist man bei den Hüttenwerken sehr bestrebt, die Schweißung auch bei den hochwertigen legierten Stählen anwendbar zu machen. Übersteigt der

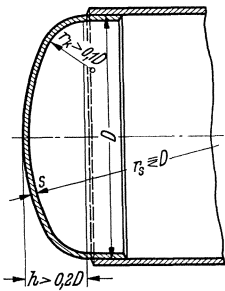


Abb. 275. Gewölbter Trommelboden.

Betriebsdruck der Kesseltrommel 50 atü, so greift man stets zu nahtlos geschmiedeten Kesseltrommeln, die aber hohe Anschaffungskosten bedingen.

Die gewölbten Trommelböden, die stets im Walzwerk hergestellt werden, können nach einer Ellipse oder nach einem Korbbogen geformt sein (s. Abb. 275), wobei der Krümmungshalbmesser  $r_s$  im Scheitel nicht größer als der Außendurchmesser  $D$  und der Halbmesser  $r_K$  an der Krempe nicht kleiner als  $\frac{1}{10}$  von  $D$  sein soll, während die Höhe  $h$  des Bodens mindestens  $0,2 \cdot D$  sein muß. Durch diese Bestimmung sind für die

Böden viel günstigere Formen erreicht, als man sie früher angewendet hat, wo an den Krempe kleine Krümmungshalbmesser  $r_K$  von  $\frac{1}{40} \cdot D$  noch üblich waren. Man hat nämlich erkannt<sup>1</sup>, daß die Böden an den Krempe am höchsten beansprucht sind und daß es deshalb ratsam ist, die Krümmung an den Krempe mit möglichst großem Halbmesser auszuführen. Nach Versuchen von Pintsch<sup>2</sup> ist elliptische Form, wie sie angenähert bei angekümpelten Böden der geschweißten oder nahtlos geschmiedeten Trommel üblich ist, außergewöhnlich günstig.

<sup>1</sup> Siehe hierzu und über die Gefahr von Ribbildungen an den Krempe der Böden (Krempenschäden): Z. bayer. Revis.-Ver. 1921 S. 191.

<sup>2</sup> Siehe auch Bach: VDI-Forsch.-Heft 270.

Die Berechnung der Blechdicke  $s$  des Bodens hat zu erfolgen nach:

$$s_B = y \cdot \frac{D \cdot p \cdot x}{200 \cdot K_z} + c \text{ in mm,} \tag{196}$$

darin bezeichnen:

$D$  den äußeren Bodendurchmesser in mm;

$K_z$  die Zugfestigkeit des Bodenbleches in  $\text{kg/mm}^2$ ;

$\frac{h}{D}$	$\frac{r_{\min}}{D}$	$y$
0,18	0,065	2,8
0,19	0,072	2,3
0,2	0,08	2,0
0,22	0,10	1,6
0,24	0,115	1,4
0,25	0,125	1,3
0,26	0,135	1,2
0,28	0,16	1,1
0,3	0,18	1,0
0,35	0,25	0,8
0,4	0,32	0,7
0,45	0,405	0,6
0,5	0,5	0,55

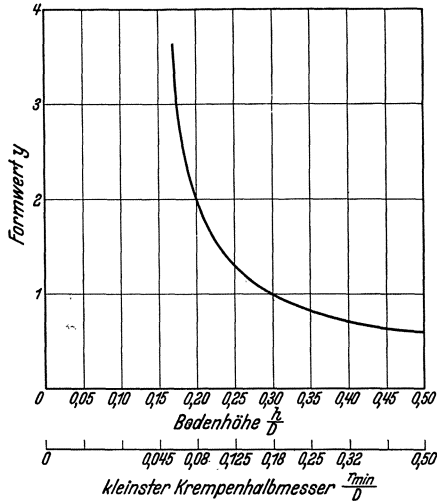


Abb. 276.  $y$ -Werte zur Berechnung der Bodenwandstärke.

$x$  die Verhältniszahl zwischen Berechnungsfestigkeit und der Zugfestigkeit; man hat zu nehmen:  $x = 3,5$  für volle Böden ohne Ausschnitt und  $x = 3,75$  für Böden mit kleineren Ausschnitten bzw. 4,25 für Böden mit Mannlöchern;

$c$  einen Zuschlag zur Wanddicke, der für volle Böden zu 2 mm und für Böden mit Mannlöchern zu 3 mm anzusetzen ist;

$y$  einen der Bodenform entsprechenden, auf die Halbkugelform bezogenen Zahlenwert, der aus Abb. 276 zu entnehmen ist.

Ergibt sich die Blechdicke  $s_B$  kleiner als 15 mm, so ist für die Ausführung eine um 2 mm größere Dicke zu nehmen. Findet man bei der Berechnung eine Ziffer zwischen 15 und 17 mm, so hat man 17 mm auszuführen.

Man hat früher vielfach Trommelböden auch so eingesetzt, daß (s. Abb. 277) die Außenseite der Bodenwölbung dem Dampfdruck ausgesetzt war. Man soll diese Anordnung aber vermeiden, da der Boden dabei in ungünstiger Weise belastet ist. Für diesen Fall der Boden-anordnung ist die Wandstärke  $s_B$  gleichfalls mit Gl. (196) zu ermitteln;



Abb. 277. Nach innen gewölbter Trommelboden.

jedoch sind hierfür Sonderbestimmungen, die in den W.- und B.-V. aufgeführt sind, zu beachten.

An allen Böden wird die Stemm- und die Sitzfläche durch Drehen bearbeitet.

#### 4. Die Niet-, Schweiß- und Schraubverbindungen.

Die Nietlöcher müssen, wenn möglich, erst nach dem Biegen und Anpassen der Bleche sauber gebohrt werden. Die Niete sind warm einzuziehen. Alle Niete sind, wenn möglich, von innen und von außen zu verstemmen. Die W.- und B.-V. bestimmen ferner:

1. Die Nietnähte sollen stets so ausgeführt werden, daß der erforderliche Widerstand gegen Gleiten vorhanden ist. Der erforderliche

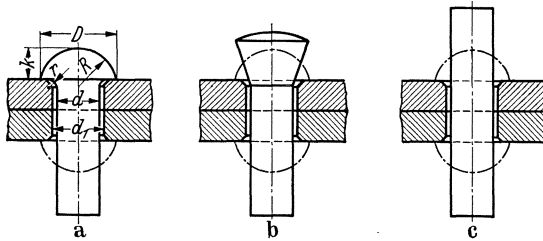


Abb. 278. Die gebräuchlichsten Niete.

a Niete mit Setzkopf, b Stiftniete nach Schuh, c Stiftniete.

Widerstand gegen Gleiten ist als gegeben zu betrachten, wenn die Belastung der Niete, sofern keine höhere Zugfestigkeit des Nietwerkstoffes als 38 kg/mm<sup>2</sup> nachgewiesen wird,

7 kg/mm<sup>2</sup> nicht überschreitet. Wird für den Nietwerkstoff eine höhere

Zugfestigkeit nachgewiesen, so darf für den Nietdurchmesser ein im Verhältnis  $\sqrt{\frac{38}{(K_z)_{\text{nachgew}}}}$  kleinerer Wert eingesetzt werden.

2. Bei Laschennietung müssen die Laschen aus Blechen von mindestens gleicher Güte wie die Mantelbleche geschnitten werden.

Die Berechnung der Nietverbindungen erfolgt nach Bach, wobei man in Hinblick auf die vorstehende W.- und B.-V.-Bestimmung Nr. 1 verlangt, daß die Nietnähte den erforderlichen Widerstand gegen Gleiten aufweisen müssen. Durch zahlreiche Versuche<sup>1</sup> ist allerdings festgestellt worden, daß die Nietverbindungen schon bei kleineren Beanspruchungen ein Bewegen und Gleiten der Bleche gegeneinander aufweisen. Es könnte danach als angebracht erscheinen, die Festigkeit einer Nietverbindung nur nach der Scherfestigkeit der Niete und der Zugfestigkeit des Bleches zu beurteilen. In den W.- und B.-V. ist aber festgelegt, daß die Berechnung der Nietverbindungen unter Zugrundelegung des Gleitwiderstandes zu erfolgen hat.

Bei der Festlegung des Nietdurchmessers  $d$  hält man sich zweckmäßig an das dafür aufgestellte Normblatt DIN 123 (s. Zahlentafel 36)

<sup>1</sup> Siehe Höhn: Niete und Schweißen der Dampfkessel. Berlin: Julius Springer 1925. — Woernle: Untersuchungen über die Kraftverteilung an Nietverbindungen. Diss. Stuttgart.

Zahlentafel 36. Halbrundnieten für den Kesselbau<sup>1</sup>.

Bezeichnung: z. B. Halbrundniete 25 · 60<sup>2</sup> DIN 123.

DIN 123.

Rohnietdurchmesser } $d_n$ mm	10	13	16	19	22	25	28	31	34	37	40	43
Neendurchmesser }												
Kopfdurchmesser . . . $D$ mm	18	23	30	35	40	45	50	55	60	67	72	77
Kopfhöhe . . . . . $k$ mm	7	9	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
Kopfrundung . . . $R \sim$ mm	9,5	12	15,5	18	20,5	23	25,5	28	30,5	34,5	37	40
Schaftrundung . . . $r$ mm	1	1,5	2	2	2	2,5	3	3	3,5	4	4	4
Lochdurchmesser = Berechnungsdurchmesser <sup>3</sup> $d_1$ mm	11	14	17	20	23	26	29	32	35	38	41	44

Die Durchmesser  $d$  sind danach in Sprüngen von je 3 mm abgestuft, und zwar von 10 bis 43 mm. Man verwendet im Dampfkesselbau Nieten mit Setzkopf. Stiftnieten nach Schuch oder gewöhnliche Stiftnieten (Abb. 278).

a) Die Art der Nietberechnung sei zunächst an dem einfachsten Fall einer einreihigen Überlappungsniertung gezeigt (s. Abb. 279). Wenn hier ein Streifen des zylindrischen Blechmantels vom Durchmesser  $d$  und von der Breite der Teilung  $t$  betrachtet wird, so ergibt sich die Gleichung:

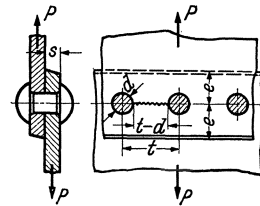


Abb. 279. Einreihige Überlappungsniertung.

$$2P = \frac{D \cdot t \cdot p}{100} = 2 \cdot \frac{d^2 \pi}{4} \cdot k_n = 2 \cdot f \cdot k_n = 2 \cdot f \cdot \tau = 2 \cdot (t - d) \cdot s \cdot k_z \text{ in kg} \quad (197)$$

$$k_n = \frac{D \cdot p \cdot t}{200 \cdot f} \text{ in kg/mm}^2, \quad (197a)$$

es bedeutet darin:

$f = d^2 \cdot \frac{\pi}{4}$  den Querschnitt der geschlagenen Niete vom Durchmesser  $d$ ;

$k_n$  den in den W.- und B.-V. (Best. 1) erwähnten Gleitwiderstand in  $\text{kg/mm}^2$ ;

$\tau$  die zulässige Schubspannung der Niete in  $\text{kg/mm}^2$  und

$k_z$  die zulässige Zugspannung des Bleches in  $\text{kg/mm}^2$ .

Die vorstehende Gl. (197) stimmt in ihren Gliedern 1, 2 und 6 mit derjenigen überein, aus der die Formel (189) für die Blechstärke  $s$  des

<sup>1</sup> Abdruck der Normenblätter des Deutschen Normenausschusses. Verbindlich für die vorstehenden Angaben bleiben die Dinormen. Normenblätter sind durch den Beuth-Verlag G. m. b. H., Berlin SW 19, Dresdener Str. 97, zu beziehen.

<sup>2</sup> 60 bedeutet dabei die verlangte Länge  $l$ , 25 den Nenndurchmesser des Nieteschaftes in mm.

<sup>3</sup> In den Gleichungen für die Berechnung der Nietverbindungen wird der Berechnungsdurchmesser üblicherweise mit  $d$  anstatt  $d_1$  bezeichnet.

<sup>4</sup> Dieser Berechnungsdurchmesser wird gleich dem Lochdurchmesser — in Zahlentafel 36 mit  $d_1$  bezeichnet — gesetzt. Es wird dabei die berechtigte Annahme gemacht, daß die geschlagene Niete das Loch ganz ausfüllt.

Kesselmantels abgeleitet worden ist; man hat dort nur noch den Verrostungszuschlag  $c$  hinzugefügt.

Will man mit der obenstehenden Gleichung (197) eine Nietnaht berechnen, so muß man beachten, daß neben dem in erster Linie gesuchten Nietdurchmesser  $d$  vorerst auch noch die Teilung  $t$  unbekannt ist, während die übrigen Größen, darunter auch die Blechstärke  $s$  mit Gl. (189) bereits festgelegt ist. Zur Vereinfachung macht man nun zweckmäßig auch hier von der bereits im Abschnitt 3 S. 338 erörterten Blechschwächungsziffer  $v$  Gebrauch, worunter man das Verhältnis der Festigkeit des durch die Nieten eingeschnürten und geschwächten Blechquerschnittes zur Festigkeit des vollen Bleches versteht.

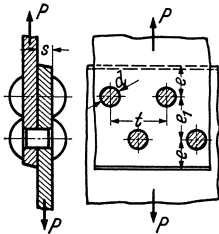


Abb. 280. Zweireihige Überlappungsnahtung.

Für den vorliegenden Fall ergibt sich für diese Ziffer  $\left[ v = \frac{t-d}{t} \right]$ , womit man für den Nietdurchmesser erhält:

$$d = \frac{4 \cdot D \cdot p}{200 \cdot \pi \cdot (1-v) \cdot k_n} \text{ in mm } [p \text{ dabei in atü eingesetzt}]. \quad (198)$$

Die Schwächungsziffer  $v$  ändert sich nur in einem engen Bereich, nämlich für eine einreihige Überlappungsnaht von 0,63 bis 0,57, da diese Nietart nur für Nietdurchmesser  $d$  zwischen 20 bis 25 mm in Betracht kommt. Für die Rechnung nimmt

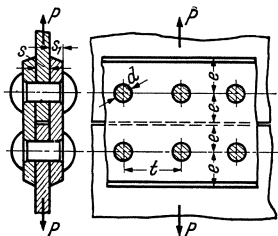


Abb. 281. Einreihige Doppellaschennung.

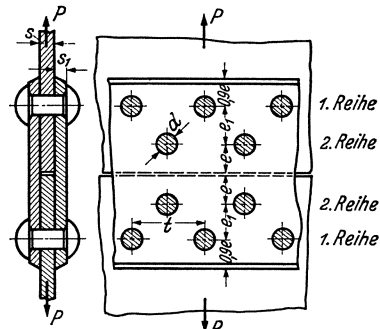


Abb. 282. Zweireihige Doppellaschennung.

man zweckmäßig zunächst  $v$  an, bestimmt dann mit dem festgelegten Gleitwiderstand  $k_n$  (nach den W.- und B.-V. in der Regel zu  $7 \text{ kg/mm}^2$  angesetzt) den Nietdurchmesser  $d$  und ermittelt dann die Teilung  $t$  aus der geltenden Beziehung  $\left[ t = \frac{d}{1-v} \right]$ . Nach Bach sollen dabei die so berechneten Werte von  $d$  und  $t$  auch noch den Beziehungen genügen:

$$d \geq [\sqrt{50 \cdot s} - 4] \text{ in mm; } \quad t \leq [2 \cdot d + 8] \text{ in mm; } \quad e = 1,5 \cdot d.$$

b) Zweireihige Überlappungsnaht (s. Abb. 280). Hier werden die Niete stets versetzt angeordnet; da nun 2 Niete innerhalb der Teilung  $t$  liegen, so erhält man:

$$k_n = \frac{D \cdot p \cdot t}{200 \cdot 2 \cdot f} \text{ in kg/mm}^2. \quad (199)$$

Die Blechschwächungsziffer  $v$  ist hier in der ersten und in der zweiten Nietreihe gleich groß, so daß  $v_1 = v_2 = \frac{t-d}{t}$ .

Dann findet man:

$$d = \frac{4 \cdot D \cdot p}{400 \cdot \pi \cdot (1 - v_1) \cdot k_n} \text{ in mm.} \quad (200)$$

Der Wert von  $v_1 = v_2$  schwankt für die hier in Frage kommenden Nietdurchmesser  $d$  von 14 bis 32 mm nach Spalckhaver-Rüster zwischen 0,73 bis 0,67<sup>1</sup>. Nach Bach soll außerdem sein:

$$d \geq [\sqrt{50 \cdot s} - 4] \text{ in mm; } t \leq [2,6 \cdot d + 15] \text{ in mm; } e_1 \cong 0,6 \cdot t.$$

c) Einreihige Doppellaschennietung. Für diese Nietart (s. Abb. 281) findet sich die Beziehung:

$$2 \cdot P = \frac{D \cdot t \cdot p}{100} = 2 \cdot 2 \cdot f \cdot k_n = 2 \cdot 2 \cdot f \cdot \tau = 2 \cdot (t - d) \cdot s \cdot k_z \text{ in kg} \quad (201)$$

und daraus:

$$k_n = \frac{D \cdot p \cdot t}{200 \cdot 2 \cdot f} \text{ in kg/mm}^2. \quad (201a)$$

Da auch hier  $v = \frac{t-d}{t}$ , so ergibt sich:

$$d = \frac{4 \cdot D \cdot p}{400 \cdot \pi \cdot (1 - v) \cdot k_n} \text{ in mm.} \quad (202)$$

$v$  bewegt sich für den Nietdurchmesser  $d = 14$  bis 32 mm von 0,695 bis 0,655. Nach Bach sollen hier noch die Beziehungen beachtet werden:

$$d \geq [\sqrt{50 \cdot s} - 5] \text{ in mm; } t \leq [2,6 \cdot d + 10] \text{ mm; } e = 1,5 \cdot d; s_1 = 2/3 \cdot s.$$

d) Zweireihige Doppellaschennietung (s. Abb. 282). Es gelten hier die Beziehungen:

$$k_n = \frac{D \cdot p \cdot t}{200 \cdot 4 \cdot f} \text{ in kg/mm}^2. \quad (203)$$

Es tritt nun hier der Fall ein, der auch bei der dreireihigen Doppellaschennietung vorliegt, daß die Blechschwächungsziffer in den verschiedenen Nietreihen 1 und 2 verschiedene Beträge annimmt. Man findet nämlich für die erste Nietreihe  $v_1 = v_{\min} = \frac{t-d}{t}$ , während sich für die Blechschwächungsziffer  $v_2$  der zweiten Nietreihe ergibt, daß diese größer als  $v_1$  ist, so daß das Blech in der äußersten Reihe 1 am stärksten geschwächt und am meisten beansprucht ist. Man erhält, da natürlich die kleinere Ziffer  $v_1$  maßgebend ist:

$$d = \frac{4 \cdot D \cdot p}{800 \cdot \pi \cdot (1 - v_1) \cdot k_n} \text{ in mm.} \quad (204)$$

<sup>1</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1924 S. 305.

Die Blechschwächungsziffer  $v_1$  findet sich hier für die Nietdurchmesser  $d$  von 14 bis 35 mm zu 0,805 bis 0,745. Die außerdem noch einzuhaltenden Bachschen Gleichungen lauten:

$$d \geq [\sqrt{50 \cdot s} - 6] \text{ in mm; } t \leq [3,5 \cdot d + 15] \text{ in mm; } e_1 \cong 0,5 \cdot t; s_1 = 2/3 \cdot s.$$

e) Dreireihige Doppellaschennietung (s. Abb. 283). Die Gleichung für den Gleitwiderstand lautet:

$$k_n = \frac{D \cdot t \cdot p}{200 \cdot 6 \cdot f} \text{ in kg/mm}^2. \quad (205)$$

Von den Blechschwächungsziffern der drei Nietreihen ergibt sich auch hier diejenige für die äußere Nietreihe, bezeichnet mit  $v_1 = \frac{t-d}{t}$ , als die

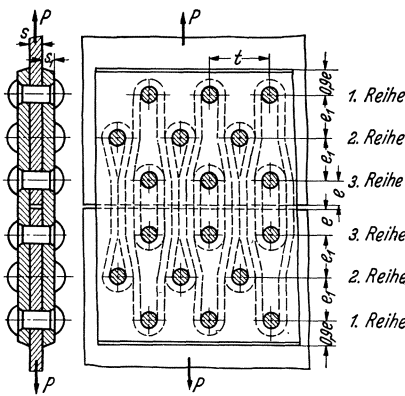


Abb. 283. Dreireihige Doppellaschennietung.

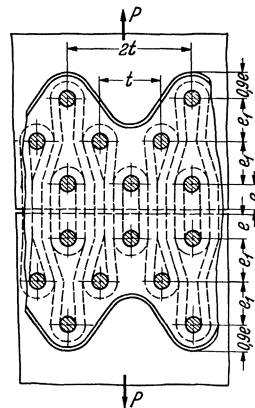


Abb. 284. Zweieinhalbreihige Doppellaschennietung.

kleinste; sie bewegt sich zwischen 0,72 bis 0,694 für Nietdurchmesser von 14 bis 38 mm, so daß sie hier allein zu berücksichtigen ist. Man findet dann für die Nietdurchmesser:

$$d = \frac{4 \cdot D \cdot p}{1200 \cdot \pi \cdot (1 - v_1) \cdot k_n} \text{ in mm,} \quad (206)$$

daneben bestehen noch die Näherungsbeziehungen:

$$d \geq [\sqrt{50 \cdot s} - 7] \text{ in mm; } t \leq [3 \cdot d + 10] \text{ in mm; } s_1 = 2/3 \cdot s.$$

Bei den zwei- und dreireihigen Doppellaschennietungen verteilt sich die auf die Teilung  $t$  treffende, durch den inneren Betriebsüberdruck hervorgerufene Kraft  $[2 \cdot P = D \cdot t \cdot p \text{ in kg}]$ , wie die Verschiedenheit der Blechschwächungsgrade  $v_1, v_2, v_3$  zeigt, ungleich auf die einzelnen Nietreihen, so daß die Niete und auch die Bleche in den einzelnen Reihen sehr verschieden belastet sind. Die stärkste Schwächung und die größte Beanspruchung weisen bei diesen mehrreihigen Doppellaschennietungen die Bleche stets in den äußersten Nietreihen auf. Man kann sich von der Kraftverteilung auf die einzelnen Nietreihen ein ungefähres Bild

machen, wenn man (s. Abb. 283), Bänder um jede Niete geschlungen denkt, deren Breite der von einer Niete aufgenommenen Kraft entsprechen.

Um bei der dreireihigen Doppellaschennietung eine günstigere Kräfteverteilung zu erzielen, kann man eine Nietanordnung treffen, bei der in der äußeren Nietreihe 1 nur halbmal soviel Nieten angewendet werden als in den inneren Nietreihen 2 und 3 (s. Abb. 284). In diesem Falle werden zur Erzielung einer sicheren Wirkung der Stemmarbeit die Laschenbleche an den Kanten wellenförmig gestaltet. Die Gleichungen lauten dann:

$$k_n = \frac{D \cdot p \cdot t}{200 \cdot 5 \cdot f} \text{ in kg/mm}^2, \quad (207)$$

$$d = \frac{4 \cdot D \cdot p}{1000 \cdot \pi \cdot (1 - v_1) \cdot k_n} \text{ in mm.} \quad (208)$$

Die Blechschwächungsgrade in den Nietreihen betragen:

$$\text{Reihe 1: } v_1 = v_{\min} = \frac{2 \cdot t - d}{2 \cdot t}, \quad (209)$$

$$\text{Reihe 2: } v_2 = \frac{(2 \cdot t - 2 \cdot d) \cdot s \cdot k_z + 2 \cdot f \cdot k_n}{2 \cdot t \cdot s \cdot k_z} = \frac{t - d}{t} + \frac{f \cdot k_n}{t \cdot s \cdot k_z}, \quad (210)$$

$$\text{Reihe 3: } v_3 = \frac{t - d}{t} + \frac{3 \cdot f \cdot k_n}{t \cdot s \cdot k_z}. \quad (211)$$

Die auch hier einzuhaltenden Bach-Näherungsbeziehungen sind die gleichen wie für die vorher besprochene dreireihige Doppellaschennietung. Über weitere Nietarten siehe Spalckhaver-Rüster<sup>1</sup>.

Besondere Ausbildung ist bei den Nietnähten für die Dreiplatten-Stoßverbindungen an den Ecken nötig, wo eine Längs- und eine Quernaht zusammentreffen. Es muß hier ein Teil der Bleche zugeschärft werden. Nach Spalckhaver-Rüster<sup>2</sup> wird dieses Ausschärfen, das zweckmäßig nicht durch Wärmebehandlung, sondern durch Hobeln oder Fräsen vorgenommen wird, zu vermeiden gesucht, wie dies Abb. 285 zeigt. Es ist hier der für höhere Drücke übliche Fall dargestellt, daß die Längsnaht mit Doppellaschennietung, die Rundnaht als Überlappungsnaht ausgeführt ist. Die notwendige Abdichtung der Längsnaht an der Stoßstelle ist dabei durch eine Schweißung herbeigeführt.

Die Nietung, die bis zu rd. 26 mm Nietdurchmesser von Hand vorgenommen werden kann, erfolgt jedoch am zweckmäßigsten mit hydraulischen Nietmaschinen, wobei der Nietdruck durch den Schuchschen Kontrollapparat sogar fortlaufend aufgezeichnet werden kann<sup>3</sup>. Um bei der Nietung die zu verbindenden Bleche nicht zu hoch zu beanspruchen (Gefahr der Bildung von Nietlochrissen) wird heute der Nietdruck nur so hoch gewählt, wie zur Kopfbildung notwendig ist — rd. 7000 kg je cm<sup>2</sup> des Nietquerschnittes.

<sup>1</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1934 S. 112.

<sup>2</sup> Siehe Spalckhaver-Rüster, 1934 S. 129.

<sup>3</sup> Siehe hierzu Spalckhaver-Rüster, 1934 S. 134.



Schweißverbindungen werden in zunehmendem Maße an Stelle von Nietverbindungen angewendet. Neben der seit langem bekannten Feuerschweißung und der Wassergasschweißung, welche letztere für die Herstellung von Kesseltrommeln besonders von den deutschen Hüttenwerken, vor allem von Thyssen in zäher Arbeit brauchbar gemacht worden ist, hat neuerdings insbesondere durch die Entwicklungsarbeiten der Firma Julius Pintsch-Berlin<sup>1</sup> die Elektroschweißung nicht nur für die Vornahme von Ausbesserungsarbeiten sondern auch für die

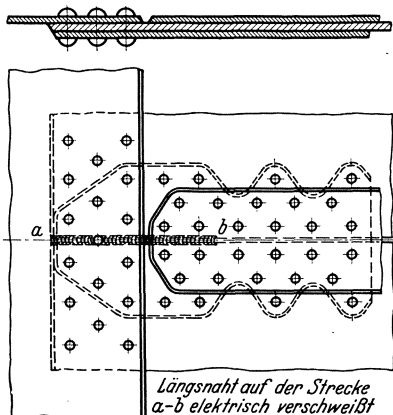


Abb. 285. Anordnung um das Ausschärfen der Laschenenden zu vermeiden.

Herstellung neuer Kessel große Bedeutung erlangt. Es ist mit Bestimmtheit anzunehmen, daß in kürzester Zeit das letztangeführte Schweißverfahren für den gesamten Kesselbau von größter Wichtigkeit sein wird. Die bisher viel benützten Sicherheitslaschen für die Schweißstellen kommen jetzt immer weniger zur Anwendung.

Schraubenverbindungen werden im Kesselbau nur wenig benützt. Sie kommen vor allem dort in Frage, wo verbundene Teile von Zeit zu Zeit wieder getrennt werden müssen, wie z. B. bei den

ausziehbaren Rohrbündeln der Lokomobilkessel. Man muß Schraubverbindung auch bei den Ankeren der Großwasserraumkesseln benützen. Als Dichtungsstoff benützt man bei den Teilen, die von den Rauchgasen bestrichen werden, Asbest oder Kupfer.

Die Berechnung der Schraubenverbindungen erfolgt, wenn:

$P$  die auf eine Schraube entfallende Kraft in kg,

$d$  den Durchmesser des Schraubenkernes in mm,

$k_z$  die zulässige Zugbeanspruchung des Schraubenkernes in  $\text{kg}/\text{mm}^2$  bedeuten, mit:

$$P = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_z \text{ in kg,} \quad (212)$$

woraus

$$d = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{P}{k_z}} \text{ in mm.} \quad (212a)$$

Bei Schrauben aus Schweiß- oder Flußeisen kann genommen werden:

$$d = A \cdot \sqrt{P} + 5 \text{ in mm.} \quad (213)$$

$A$  dabei 0,4 bis 0,55, je nach der Güte des Werkstoffes und der Ausführung der Schrauben.

<sup>1</sup> Siehe Arch. Wärmewirtsch. 1934 S. 4 u. 67.

5. Die Wasser- (Siede-) und Ankerrohre.

Die Wasserrohre oder Siederohre, die im Aufbau der neuzeitlichen größeren Dampfkessel eine besondere Bedeutung besitzen, da sie in erster Linie die Wärmeübertragung zu vermitteln haben, müssen nahtlos hergestellt sein. Als Werkstoff kann Flußstahl oder auch legierter Stahl (s. hierzu S. 336) gebraucht werden. Die hohe Wärmebelastung (bis zu 200000 kcal/m<sup>2</sup>, h, wobei ganzer Umfang als wirksam gerechnet), der die Rohre in den Kesseln ausgesetzt werden, bewirkt, wie man erkennt hat<sup>1</sup>, neben der Zugbeanspruchung durch den Kessel- druck noch zusätzliche Wärmespannungen in- folge des beträchtlichen Temperaturunterschiedes innerhalb der beheizten Rohrwand. Man hat sich deshalb veranlaßt gesehen, die Wandstärke *s* der Wasserrohre gegenüber den älteren Vorschriften herabzusetzen. Es gilt jetzt die Gleichung:

$$s = \frac{p \cdot d}{200 \cdot k_z} + 1 \text{ in mm}; \quad (214)$$

dabei bezeichnen:

*p* den größten Betriebsüberdruck in kg/cm<sup>2</sup>,

*d* den Innendurchmesser in mm,

*k<sub>z</sub>* die zulässige Zugbeanspruchung in kg/mm<sup>2</sup>.

Bei Flußstahl mit einer Zugfestigkeit von 35 bis 45 kg/mm<sup>2</sup> ist als zulässige Beanspruchung *k<sub>z</sub>* = 6,4 kg/mm<sup>2</sup> anzusetzen, bei einer Zugfestig- keit von 45 bis 55 kg/mm<sup>2</sup> dagegen *k<sub>z</sub>* = 8,0 kg/mm<sup>2</sup>.

Werden Rohre aus legiertem Stahl genom- men, dann ist *k<sub>z</sub>* so zu wählen, daß 1,8fache Sicherheit gegen den Wert der Streckgrenze bei 400° C gewährleistet ist. Sind chemische oder mechanische Angriffe zu befürchten, oder wenn starke Krümmungen mit Krümmungsradien unter dem 5fachen Außendurchmesser notwendig sind, so sind die *k<sub>z</sub>*-Werte entsprechend herabzusetzen.

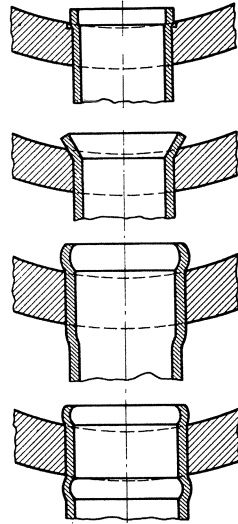


Abb. 286. Verschiedene Aufweitungsarten von Rohrüberständen.

Zahlentafel 37. Handelsübliche Außendurchmesser für Kessel- und Überhitzerrohre.

Außendurchmesser <i>d<sub>a</sub></i> in mm . . . .	30	38	42	45	47,5	50
Mindestwandstärke <i>s<sub>min</sub></i> in mm . . . .	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5

<i>d<sub>a</sub></i>	54	60	63,5	70	76	83	89	95	102	133
<i>s<sub>min</sub></i>	2,5	3,0	3,0	3,0	3,0	3,25	3,25	3,5	3,75	4

Es ist zweckmäßig, als Außendurchmesser *d<sub>a</sub>* der Rohre nur handels- übliche, in Zahlentafel 37 aufgeführte Werte zu nehmen; in dieser Tafel sind auch noch die zugehörigen Mindestwandstärken angegeben.

<sup>1</sup> Siehe Lupberger: Z. bayer. Revis.-Ver. 1931 S. 195.

Als Ankerrohre dürfen ebenfalls nur nahtlose Rohre, die sich auch zur Verwendung als Heizrohre empfehlen, gebraucht werden.

Die Wasser-, Siede- und Heizrohre werden stets durch Einwalzen befestigt, während die Ankerrohre eingeschraubt werden. Nach dem Einwalzen wird zur Erhöhung der Haftkraft der Walzverbindung noch ein Aufweiten der Rohrüberstände vorgenommen — s. Abb. 286, welche

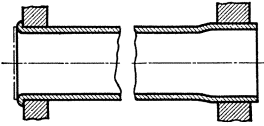


Abb. 287. Rauchrohr.

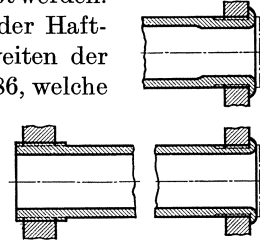


Abb. 288. Ankerrohre.

verschiedene Aufweitungsarten der Siederohre veranschaulicht —. Die Rauch- und Ankerrohre werden umgebördelt (s. Abb. 287 und 288).

### 6. Flammrohre.

Die Flammrohrkessel erhalten in der Regel Wellflammrohre entweder nach Fox (s. Abb. 289) oder nach Morison (s. Abb. 290). Die üblichen Abmessungen betragen:

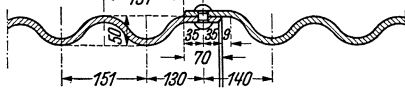


Abb. 289. Fox-Wellrohr.

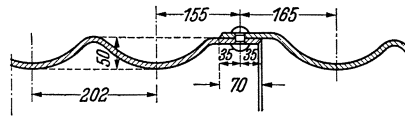


Abb. 290. Morison-Wellrohr.

Durchmesser: 700/800, 750/850 bis 1300/1400 mm,

Blechdicken: 10 bis 22 mm,

Schußlänge: 3500 bis 6000 mm.

Bei größerer Länge des Flammrohres werden 2 Rohrschüsse genommen und diese durch Rundnietnaht (überlappt) oder durch Rundschweißnaht zusammengesetzt.

Die Ermittlung der Blechstärke  $s$  hat mit der Gleichung zu erfolgen:

$$s = \frac{p \cdot d}{1200} + 2 \text{ in mm.} \quad (215)$$

Darin bedeutet  $d$  den kleinsten Innendurchmesser des Flammrohres in mm. Die Blechdicke soll nicht kleiner als 7 mm genommen werden (mit Ausnahme der Kleinkessel der Fahrzeuge). Die Flammrohre werden in den Flammrohrböden, die hierzu besonders geformt sind, durch Rundnietnaht befestigt.

### 7. Ebene Platten.

Im Kesselbau werden gelegentlich ebene Platten verwendet, so bei den ungeteilten Kammern der Schrägröhrkessel und bei den Feuerbüchsen, bzw. den Feuerkisten der Lokomotivkessel. Notgedrungen werden diese ebenen Blechwände durch Stehbolzen und Anker für die Aufnahme der vom Dampfdruck herrührenden Kraft geeigneter zu machen gesucht.

Bezeichnet (s. hierzu Abb. 291)  $a$  den Abstand zweier Stehbolzen oder Anker innerhalb einer Reihe in mm,  $b$  den Abstand der Stehbolzen- oder Ankerreihen voneinander in mm und  $c$  einen Zahlwert, dann bestimmt sich die Wandstärke  $s$  der ebenen Platte aus:

$$s = c \cdot \sqrt{p \cdot (a^2 + b^2)} \text{ in mm.} \quad (216)$$

Dabei beträgt:

$\alpha$ )  $c = 0,017$  bei Platten, in welche die Stehbolzen oder Anker eingeschraubt und vernietet sind und welche durch Rauchgase und durch Wasser berührt werden.

$\beta$ )  $c = 0,015$ , wenn die nach  $\alpha$ ) ausgeführten Platten nicht von den Heizgasen berührt werden.

$\gamma$ )  $c = 0,0155$  bei Platten, in welche die Stehbolzen oder Anker eingeschraubt sind, wobei Außenmuttern angebracht sind, und welche durch Rauchgase und durch Wasser berührt werden.

$\delta$ )  $c = 0,0135$ , wenn die nach  $\gamma$ ) ausgeführten Platten nicht von den Heizgasen berührt werden.

$\epsilon$ )  $c = 0,014$  bei Platten, welche durch Ankerrohre versteift sind.

Weitere Sonderbestimmungen siehe W.- und B.-V.

Ebene Platten, die nicht durch Stehbolzen oder Längsrohre, sondern durch Eckanker versteift werden, haben eine Wandstärke  $s$  zu erhalten gemäß der Gleichung:

$$s = 0,017 \cdot d \cdot \sqrt{p} \text{ in mm,} \quad (217)$$

dabei stellt  $d$  den Durchmesser des größten Kreises in mm dar, der auf der ebenen Platte durch die Befestigungsstellen gehend beschrieben werden kann (s. hierzu Abb. 292).

Vorstehende Angaben über die Wandstärke der ebenen Platten gelten für Flußstahl der Blechsorte I. Wird Flußstahl der Sorte II verwendet, so kann die Blechdicke im Verhältnis der  $\sqrt{K_2}$ , also hier im Verhältnis  $\sqrt{36} : \sqrt{41} \sim 94 : 100$  vermindert werden.

### 8. Gekrempte ebene Böden.

Für solche Böden, deren Einrichtung Abb. 293 zeigt, ist die Blechdicke  $s$  zu berechnen mit:

$$s = \sqrt{\frac{3}{800} \cdot \frac{p}{K_2} \cdot \left[ d - r \cdot \left( 1 + \frac{2r}{d} \right) \right]} \text{ in mm,} \quad (218)$$

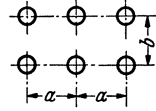


Abb. 291. Ebene Platte durch Stehbolzen oder Ankerreihen versteift.

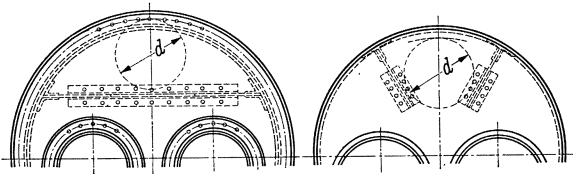


Abb. 292. Ebene Platten durch Eckanker versteift.

dabei bezeichnen:

$d$  den Innendurchmesser des Bodens in mm,

$r$  den Wölbungshalbmesser an der Innenseite der Krempe in mm.

Diese Gleichung gilt für inneren wie für äußeren Überdruck. Der Krempehalbmesser zu ist bemessen für:

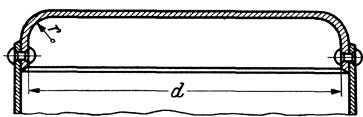


Abb. 293. Gekrempte ebene Böden.

$d = 300$ bis $350$ mm,	$r_{\min} = 25$ mm,
$d = 400$ bis $500$ mm,	$r_{\min} = 30$ mm,
$d = 600$ bis $2400$ mm,	$r_{\min} = 35$ mm,
$d = 2450$ bis $3000$ mm,	$r_{\min} = 40$ mm.

### 9. Ebene Rohrböden an Heizrohrkesseln.

1. Die außerhalb des Rohrbündels liegenden Teile der Rohrplatten müssen verankert werden (s. vorausgehenden Abschnitt 7 und Abb. 128), falls die Größe der dem Dampfdruck ausgesetzten Blechfläche die Verankerung erfordert.

2. Die innerhalb des Rohrbündels liegenden Teile der Rohrplatten sind zu bemessen:

a) Bei Verwendung besonderer Anker oder mit Gewinde eingesetzter Ankerrohre sind die Formeln des Abschnittes 7 anzuwenden. Die Rohre können einfach eingewalzt und aufgeweitet sein; es muß jedoch die Wandstärke  $s$  der sicheren Befestigung halber betragen:

$\alpha$ ) bei Flußstahlplatten nicht unter

$$s = 5 + \frac{d_a}{8} \text{ in mm,} \quad (219)$$

wenn äußerer Rohrdurchmesser  $d_a$  zwischen 38 bis 100 mm;

$\beta$ ) bei Kupferplatten nicht unter

$$s = 10 + \frac{d_a}{5} \quad (219a)$$

für  $d_a = 38$  bis 75 mm.

Ferner muß der Mindestquerschnitt des Steges zwischen 2 Rohrlöchern sein:

$\alpha$ ) bei Flußstahlplatten:  $180 \text{ mm}^2$  (für  $d_a = 38 \text{ mm}$ ) bis  $450 \text{ mm}^2$  (für  $d_a = \text{rd. } 100 \text{ mm}$ ),

$\beta$ ) bei Kupferplatten:  $340 \text{ mm}^2$  (für  $d_a = 38 \text{ mm}$ ) bis  $850 \text{ mm}^2$  (für  $d_a = \text{rd. } 75 \text{ mm}$ ).

b) Bei nicht besonders verankerten Rohrwänden, d. i. bei Rohrböden ohne Anker und Ankerrohre, ist Sicherheit gegen Herausziehen der Rohrenden zu erwarten, wenn die auf 1 mm Rohrumfang entfallende Belastung  $\sigma$  [zu berechnen für die Fläche  $A B C D$  der Abb. 294 aus:

$$\sigma = \frac{p \cdot \left( t \cdot h - \frac{d^2 \pi}{4} \right)}{100 \cdot d \cdot \pi} = \frac{p}{100} \cdot \left( \frac{t \cdot h}{d \cdot \pi} - \frac{d}{4} \right); \quad (220)$$

dabei  $p$  in atü; Teilung  $t(=AD)$ ; Höhe  $h(=AE)$  und Rohrlochdurchmesser  $d$  in mm einzusetzen].

$\alpha$ ) den Betrag von 4 kg/mm bei solchen Rohrenden nicht überschreitet, welche in zylindrische Löcher glatt oder mit Rillen eingewalzt sind;

$\beta$ ) 5 kg/mm nicht überschreitet, wenn das Rohr an einem Ende in ein zylindrisches Loch eingewalzt und umgebördelt ist;

$\gamma$ ) 7 kg/mm nicht überschreitet, wenn an beiden Rohrenden eine Umbördelung vorhanden ist.

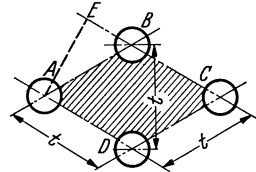


Abb. 294. Rohrböden ohne Anker oder Ankerrohre.

Bei Rohrplatten-Randfeldern kann die Belastung bis zur Hälfte als durch das unmittelbar angrenzende Kesselmantelblech aufgenommen angesehen werden.

Es ist ferner die Biegungsspannung  $k_b$  der Rohrplatten innerhalb eines Feldes  $ABCD$  zu prüfen mit:

$$k_b = \frac{p}{360 \cdot \left(1 - 0,7 \cdot \frac{d}{e}\right) \cdot \left(\frac{s}{e}\right)^2} \text{ in kg/mm}^2. \tag{221}$$

Hierin bedeuten:

- $s$  die Plattendicke in mm,
  - $p$  den größten Betriebsüberdruck in kg/cm<sup>2</sup>,
  - $d$  den äußeren Rohrdurchmesser in mm,
  - $e$  das arithmetische Mittel aus den Seitenlängen  $AE$  und  $EC$  der
- Abb. 294, d. h.  $e = \frac{[AE] + [EC]}{2}$  in mm.

Diese Biegungsspannung  $k_b$  soll den Wert  $\frac{\text{Zugfestigkeit}}{4,5}$  nicht überschreiten.

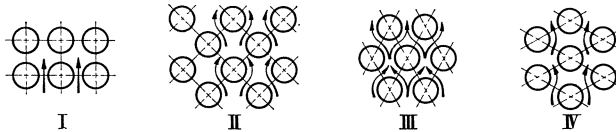


Abb. 295. Anordnung der Rauchrohre im Heizrohrkessel.

Ist bei einem Feuerbüchse-Heizrohrkessel die Decke nicht durch Anker mit dem Kesselmantel verbunden, sondern durch Bügel- oder Deckenträger auf die Rohrplatte abgestützt, dann gilt für die Dicke der Rohrwand  $s$ :

$$s \geq \frac{p \cdot w \cdot t}{1900 \cdot (t - d)} \text{ in mm}; \tag{222}$$

dabei bedeuten:

- $w$  die äußere Länge der Feuerbüchse in mm,
- $t$  die Rohrteilung in mm,
- $d$  den Innendurchmesser der Rohre in mm.

Die Anordnung der Rauchrohre in den Heizrohrkesseln kann in verschiedener Weise erfolgen (s. hierzu Abb. 295). Man legt Wert darauf, daß die Dampfblasen möglichst ungehindert aufsteigen können.

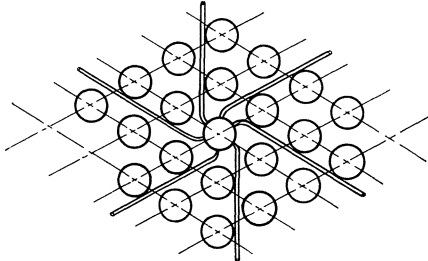


Abb. 296. Anordnung der Rohre bei Lokomobilkesseln.

Die Rohrbilder III und IV bieten den Vorzug, daß man auf derselben Bodenfläche eine größere Zahl von Rohren unterbringen kann als bei den Rohrbildern I und II. Für Lokomobilkessel hat sich die Rohranordnung nach Abb. 296 bewährt, wobei die Rohrreihen unter einem Winkel von  $60^\circ$  gegeneinander liegen und ziemlich große Rohrteilung  $t = 1,5 \cdot d$  angewendet wird, damit das ausgezogene Rohrbündel gut mit Schabern oder Ketten gereinigt werden kann.

### 10. Die gewölbten Böden der Flammrohrkessel.

Wie im vorausgehenden Abschnitt 6 (s. S. 352) schon ausgeführt, werden die Flammrohre in die gewölbten Trommelböden eingenietet; die Böden werden dazu in den Hüttenwerken mit Aus- oder mit Einhalungen versehen (s. hierzu Abb. 297 und 298). Über die Abmessungen solcher Flammrohrkesselböden geben die Walztabelle der Hüttenwerke Aufschluß.

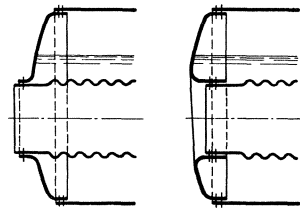


Abb. 297 u. 298. Flammrohrböden mit Aus- bzw. Einhalung.

Nach Spalckhaver-Rüster ist der deutsche Dampfkesselausschuß in Erwägung darüber eingetreten, ob man die Flammrohrböden nicht ebenso tief gewölbt ausführen sollte, als dies bei den Trommelböden der Wasserrohrkessel jetzt üblich ist (s. Abschnitt 3).

Aus wirtschaftlichen Gründen und in Hinblick auf die Feststellung, daß Krepenschäden an Flammrohrböden, besonders bei Verwendung von gewellten Flammrohren nur selten auftreten, hat man sich jedoch entschieden, die bisherigen Formen der Flammrohrböden beizubehalten.

Die Berechnung der Wandstärke  $s$  der Flammrohrböden erfolgt nach:

$$s = \frac{p \cdot R}{200 \cdot k} \text{ in mm.} \quad (223)$$

Dabei bezeichnet:

$R$  den inneren Krümmungshalbmesser in der Mitte der Wölbung gemessen in mm,

$k$  die zulässige Zugbeanspruchung  $\leq 7,5 \text{ kg/mm}^2$ .

### 11. Die Wasserkammern (Großkammern und Teilkammern).

Für die Wasserkammern neuer Kessel, auch der Teilkammerkessel verlangen die W.- und B.-V., daß Schweißverbindungen des Umlauf-

bleches (Bodenbleches) mit den Rohrplatten möglichst vermieden werden, vor allem im unteren Teil der vorderen Wasserkammern auf der der Feuerung zugewendeten Seite. Zahlreiche Schäden an Schrägrohrkesseln mit ungeteilten Großkammern haben nämlich zu der Erkenntnis geführt, daß diese doch viel weniger explosionsicher sind als man früher angenommen hatte und daß besonders der Unterteil der Vorderkammer auf der dem Feuer zugekehrten Seite — es ist dies vor allem die Kante *A* in Abb. 299, die vom Umlauf des Kesselwassers nicht erreicht und dadurch wenig gekühlt wird — sehr gefährdet ist. Es werden deshalb jetzt die Großkammern stets so ausgeführt, daß diese Kante *A* der Vorderkammer weder durch Schweißung noch Nietung, sondern nur durch Umbiegung oder Krepung hergestellt ist. Abb. 300 zeigt als Beispiel eine ungeteilte Kammer, bei welcher eine Dichtungsschweißung mit Ausnahme der kurzen Querkanten in den Ecken nur auf der äußeren Blechplatte, die niemals mit den Rauchgasen oder mit dem Feuer in Berührung kommen kann, notwendig ist. Man beachte auch die Ausbildung dieser Groß- oder Breitkammer in ihrem Oberteil. Die Decke *D* ist durch Umkrepung der inneren Rohrplatte *P<sub>i</sub>* gewonnen. Eine Nietung mit Dichtungsschweißung stellt dann die Vereinigung mit der äußeren Blechplatte *P<sub>a</sub>* her. Die Verbindungsrohre *R*, die zur Obertrommel führen, sind in die Decke *D* eingewalzt, wobei das Deckenblech entweder durch eine Außen- oder durch eine Innenlasche verstärkt wird. Die Berechnung der ungeteilten Groß- oder Breitkammern erfolgt nach den Formeln des Abschnittes 7 für „Ebene Platten“. Es muß

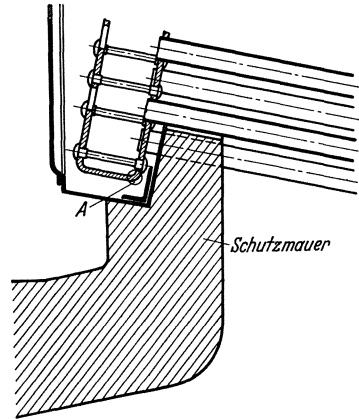


Abb. 299. Gefährdete Kante *A* bei den früher gebauten Großkammern.

Abb. 300 zeigt als Beispiel eine ungeteilte Kammer, bei welcher eine Dichtungsschweißung mit Ausnahme der kurzen Querkanten in den Ecken nur auf der äußeren Blechplatte, die niemals mit den Rauchgasen oder mit dem Feuer in Berührung kommen kann, notwendig ist. Man beachte auch die Ausbildung dieser Groß- oder Breitkammer in ihrem Oberteil. Die Decke *D* ist durch Umkrepung der inneren Rohrplatte *P<sub>i</sub>* gewonnen. Eine Nietung mit Dichtungsschweißung stellt dann die Vereinigung mit der äußeren Blechplatte *P<sub>a</sub>* her. Die Verbindungsrohre *R*, die zur Obertrommel führen, sind in die Decke *D* eingewalzt, wobei das Deckenblech entweder durch eine Außen- oder durch eine Innenlasche verstärkt wird. Man beachte auch die Ausbildung dieser Groß- oder Breitkammer in ihrem Oberteil. Die Decke *D* ist durch Umkrepung der inneren Rohrplatte *P<sub>i</sub>* gewonnen. Eine Nietung mit Dichtungsschweißung stellt dann die Vereinigung mit der äußeren Blechplatte *P<sub>a</sub>* her. Die Verbindungsrohre *R*, die zur Obertrommel führen, sind in die Decke *D* eingewalzt, wobei das Deckenblech entweder durch eine Außen- oder durch eine Innenlasche verstärkt wird.

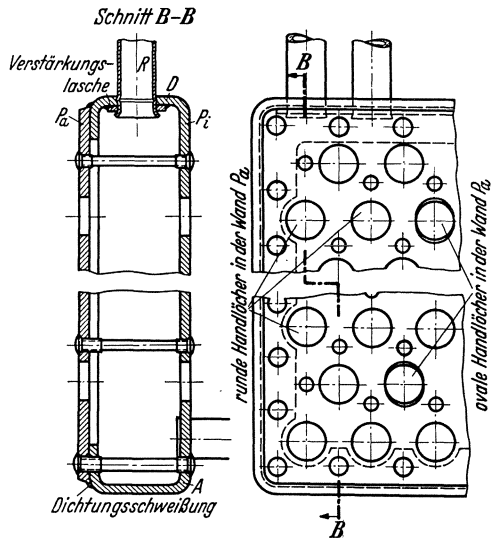


Abb. 300. Wasserkammer. Man beachte, daß wie schon früher erörtert wurde, neben runden Handlöchern auch ovale Handlöcher vorgesehen sein müssen, damit die Verschlußdeckel eingebracht werden können.

wird. Die Berechnung der ungeteilten Groß- oder Breitkammern erfolgt nach den Formeln des Abschnittes 7 für „Ebene Platten“. Es muß



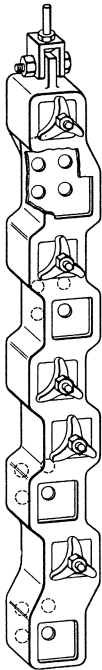


Abb. 301. Amerikanische Teilkammer mit 4 Rohren für jedes Handloch.

ferner gefordert werden, daß die Kammer an der Kante A durch ein Schutzmauerwerk dem Einfluß der Rauchgase entzogen wird.

Die Teilkammern werden aus nahtlosen Vierkant-rohren durch Pressen mit Gesenken wellenförmig hergestellt. Es muß dabei eine erhebliche Verformung des Rohres, insbesondere bei den Säge- oder Stufenkammern, die außer der wellenartigen Ausbiegung auch noch taschenartige Ein- und Auspressungen für das Einwalzen der schrägen Rohre aufweisen, vorgenommen werden. Um diese Verformung nicht allzugroß zu machen, werden die Teilkammern für verhältnismäßig kleine Versetzung der Rohre eingerichtet (s. hierzu Abb. 147 und 149). Das Verschließen der Teilkammerenden erfolgt am zweckmäßigsten durch Zukümpeln (Zusammenstauchen), wobei die in der Mitte übrigbleibende kleine Öffnung durch einen eingeschraubten Gewindestopfen, den man nachträglich noch verschweißt, verschlossen wird. Die Löcher für die Rohre und für die Handlöcher, durch welche das Einwalzen zu erfolgen hat, werden gebohrt. Bei amerikanischen Ausführungen hat man auch schon vergrößerte Teilkammern angewendet, wobei, ähnlich wie dies auch bei Überhitzern geschieht, ein Handloch für 4 Rohre gemeinsam zu dienen hat (s. Abb. 301). Neuerdings verwendet man auch nach dem Vorschlage von Lupberger gerade Teilkammern, die also fluchtende Rohranordnung voraussetzen (s. hierzu Abb. 172).

Für die Teilkammern (s. hierzu auch Abschnitt 12) bestimmen die W.- und B.-V., daß die Wanddicke  $s$  bei Verwendung eines Werk-

Zahlentafel 38. Mindestwandstärke  $s_{\min}$  der Teilkammern bei Verwendung eines Werkstoffes von 41 bis 50 kg/mm<sup>2</sup> Festigkeit. (Nach den W.- u. B.-V.)

Lichte Flächenbreite in mm	Betriebsdruck							
	bis 22 kg/cm <sup>2</sup>		bis 28 kg/cm <sup>2</sup>		bis 36 kg/cm <sup>2</sup>		bis 50 kg/cm <sup>2</sup>	
	un-gebohrte Seite	gebohrte Seite	un-gebohrte Seite	gebohrte Seite	un-gebohrte Seite	gebohrte Seite	un-gebohrte Seite	gebohrte Seite
Wanddicke in mm								
110	8,5	10,5	10,0	12,0	11,0	13,5	13,0	16,0
115	9,0	11,0	10,0	12,5	11,5	14,0	13,5	16,5
120	9,5	11,5	10,5	13,0	12,0	15,0	14,0	17,5
125	10,0	12,0	11,0	13,5	12,5	15,5	14,5	18,0
130	10,0	12,5	11,5	14,0	13,0	16,0	15,5	19,0
135	10,5	13,0	12,0	14,5	13,5	16,5	16,0	19,5
140	11,0	13,5	12,5	15,0	14,0	17,0	16,5	20,5
145	11,5	14,0	13,0	16,0	14,5	18,0	17,0	21,0
150	11,5	14,5	13,0	16,5	15,0	18,5	17,5	21,5
155	12,0	15,0	13,5	17,0	15,5	19,0	18,0	22,5

stoffes von 41 bis 50 kg/mm<sup>2</sup> Zugfestigkeit mindestens die in nebenstehender Zahlentafel 38 angegebenen Größen erreichen soll.

Wird ein Werkstoff mit einer anderen Festigkeit  $K_z$  verwendet, so sind die Werte der Zahlentafel 38 mit  $\sqrt{41/K_z}$  zu vervielfachen.

Die Stegbreite  $e$  zwischen 2 Verschluß- oder Rohrlöchern darf nicht kleiner sein als  $1/4$  der Rohrmittentfernung. Die in der Zahlentafel 38 angegebenen Wandstärken gelten auch für die ungewellten glatten Enden der Teilkammern. Ist der innere Krümmungshalbmesser der Kanten größer als  $1/10$  der lichten Flächenbreite, so ist eine Verringerung der Wandstärke um 10 vH zulässig.

### 12. Glatte Vierkantrohre (Sammelkästen).

Über glatte Vierkantrohre, die ungewellt bleiben und als Sammelkästen für Feuerraumkühlrohre, für Überhitzer und Rauchgasvorwärmer, als Schlamm-sammler und gelegentlich auch als Teilkammern Verwendung finden, besagen die W.- und B.-V., daß die stärkste Beanspruchung

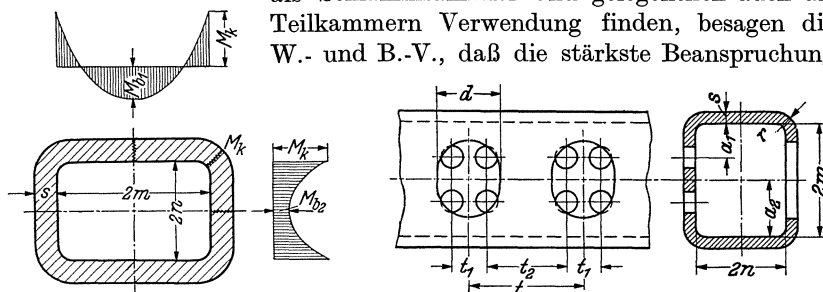


Abb. 302 u. 303. Glatte Vierkantrohre mit Bohrungsreihen.

bei den mit Bohrungen versehenen Vierkantrohren entweder an den Kanten (Ecken) oder in der Mittellinie bei einzelnen Bohrungsreihen auftreten kann, daß diese dagegen bei ungebohrten Rohren ausschließlich an den Kanten zu erwarten ist.

Bezeichnet (s. Abb. 302 und 303):

$2m$  die lichte Weite der gebohrten bzw. der breiten Seiten in mm,

$2n$  die lichte Weite der Querseiten in mm,

$K_z$  die Berechnungsfestigkeit des Werkstoffes in kg/mm<sup>2</sup>,

$x$  einen Zahlenwert,

$M_k$  das an den Kanten auftretende Biegemoment je Längeneinheit und 100 kg/cm<sup>2</sup> Überdruck in mm<sup>2</sup>,

$M_b$  das entsprechende in der Mittellinie der Bohrungen auftretende Biegemoment je Längeneinheit und 100 atü in mm<sup>2</sup>,

$a$  den Abstand der Mitte der Bohrungsreihen von der Innenfläche der nächsten Seitenwand in mm,

$t$  die Teilung der Bohrungen in mm,  
 $d$  den Durchmesser der Bohrungen in mm,  
 $\varphi, \varphi'$  die Schwächungsziffern in den Bohrungsreihen,  
 $r$  den kleinsten Innenkrümmungshalbmesser an den Kanten in mm,  
 so ist für die Wandstärke  $s$  einzuhalten:

$$s > \frac{p \cdot x}{200 \cdot K_z} \cdot \sqrt{m^2 + n^2} + \sqrt{6 \cdot M_k \cdot \frac{p \cdot x}{100 \cdot K_z}} \text{ in mm} \quad (224)$$

für die Kanten und

$$s > \frac{p \cdot x}{200 \cdot K_z} \cdot \frac{n}{\varphi} + \sqrt{6 \cdot \frac{M_b}{\varphi'} \cdot \frac{p \cdot x}{100 \cdot K_z}} \text{ in mm} \quad (225)$$

für die gebohrten bzw. die breiten Seiten.

Die Stärke der Wandungen muß mindestens gleich der Wandstärke sein, die für die Kanten erforderlich ist. Für Vierkantrohre mit überall gleicher Wandstärke, wie sie in der Regel angewendet werden, bestimmen sich die maßgebenden Biegemomente zu:

$$M_k = \frac{1}{3} \cdot \frac{m^3 + n^3}{m + n} \text{ in mm}^2, \quad (226)$$

$$M_b = m \cdot a - \frac{1}{2} \cdot a^2 - \frac{1}{3} \cdot \frac{m^3 + n^3}{m + n} \text{ in mm}^2. \quad (227)$$

Es ist dabei zu wählen für:

$K_z$  die für die Flußstahlsorten I bis IV festgesetzten Festigkeitswerte von 36, 41, 44 oder 47 kg/mm<sup>2</sup>,

$x$  die Ziffer von 4,0 bei einer Dampftemperatur von 425° C, während bei geringen Temperaturen, insbesondere wenn die Vierkantrohre nur mit siedendem Wasser oder mit Sattdampf in Berührung kommen, bis auf 3,5 heruntergegangen werden kann,

$$\varphi = \frac{t-d}{t},$$

$$\varphi' = \frac{t-d}{t} \text{ bei Bohrung mit } d < m,$$

$$\varphi' = \frac{t-2/3 \cdot d}{t} \text{ bei Bohrung mit } m \leq d < 1,3 \cdot m,$$

$$\varphi' = \frac{t-1/3 \cdot d}{t} \text{ bei Bohrung mit } d \geq 1,3 \cdot m.$$

Sind die Teilungen der einzelnen Bohrungen ungleich, so ist in den Gleichungen für die Schwächungsziffern  $\varphi$  und  $\varphi'$  als Teilung  $t$  das arithmetische Mittel der aufeinanderfolgenden ungleichen Teilungen ( $t_1$  und  $t_2$ ) einzusetzen. Damit keine unzulässige Erhöhung der Beanspruchung auf der Innenseite der Kanten stattfindet, ist weiter einzuhalten:  $r > 1/3 \cdot s > 8$  mm, wobei das arithmetische Mittel der auf beiden Seiten der Kante vorhandenen Nennwandstärken maßgebend ist.

### 13. Schrauben.

Nach den neueren Richtlinien für Schrauben und Verschraubungen, herausgegeben vom Dampfkesseleusschuß 1934, beträgt der Mindestaußendurchmesser der im Kesselbau verwendeten Schrauben 13 mm; es sollen jedoch Schrauben unter 16 mm möglichst auch vermieden werden. Es darf nur Werkstoff verwendet werden, der nicht härtbar ist. Flußstahlschrauben sollen nur abgerundetes Gewinde erhalten (DIN 11).

Für Schrauben, die in der Hauptsache auf Zug und nur unerheblich auf Biegung beansprucht werden, ist folgende Mindestabmessung einzuhalten:

$$d = \frac{1}{\sqrt{\psi}} \cdot \sqrt{\frac{P_1 \cdot 4 \cdot x'}{\pi \cdot K_s \cdot \varphi}} \text{ in mm.} \quad (228)$$

Es bezeichnen dabei:

- $P$  = die Gesamtbelastung der Verschraubung in kg,
- $n$  = die Anzahl der Schrauben,
- $P_1$  = den auf eine Schraube entfallenden Teil der Gesamtbelastung  $P$  in kg,
- $d$  = den Durchmesser des Schraubenkernes in mm,
- $K_s$  = die Berechnungs-Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes in kg/mm<sup>2</sup>,
- $x'$  = einen Zahlenwert, der das Verhältnis zwischen  $K_s$  und der zulässigen Beanspruchung des Werkstoffes ausdrückt,
- $\varphi$  = einen Zahlenbeiwert, der die Güte der Ausführung und bei höheren Temperaturen die dadurch bedingte Herabsetzung der Werkstofffestigkeit berücksichtigt,
- $\psi$  = einen von der Größe  $d$  abhängigen Wert.

Man hat die Schraubenbelastung  $P_1$  bei kreisrunder Anordnung der Schrauben und gleichmäßiger Verteilung zu berechnen mit:

$$P_1 = \frac{P}{n} \text{ in kg,} \quad (229)$$

dagegen, wenn rechteckige oder ovale Platten durch Schrauben mit gleichen Abständen befestigt werden sollen, mit:

$$P_1 = \frac{P \cdot e}{2 \cdot \pi \cdot r} \text{ in kg.} \quad (230)$$

Hier bedeutet:

- $r$  den geringsten Abstand der Schrauben vom Schwerpunkt der rechteckigen oder ovalen Fläche in mm,
- $e$  die Schraubenteilung in mm.

Die Berechnungsstreckgrenze  $K_s$  ist, wenn nicht besondere Fälle vorliegen, im allgemeinen  $\leq 0,55$  der Mindestzugfestigkeit anzunehmen.

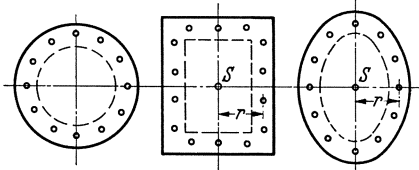
Der Zahlenwert  $x'$  ist in der Regel mit 2,5 anzusetzen. Der Beiwert  $\varphi$  ist zu nehmen:  $\alpha$ ) bei Rohausführung der Schrauben mit einem Kesseldruck nicht höher als 5 at und bei einer Dampftemperatur bis 200° C mit 0,5,  $\beta$ ) bei guter Ausführung der Schrauben und Muttern und

bearbeiteten Dichtungsflächen für Temperaturen bis 300° C mit 0,75, ferner  $\gamma$ ) bei gut bearbeiteten Schrauben, Muttern,; Schraubensitzen und Dichtungsflächen und bei Temperaturen bis 300° C mit 1,0. In letzterem Falle ist bei Temperaturen über 300° C der Wert von  $\varphi$  für je 20° Mehrtemperatur um 4 vH niedriger als 1 anzunehmen.

Der Zahlenwert  $\psi$  ist zu bestimmen aus:

$$\psi = \left( \frac{1,1 \cdot d - 6}{d} \right)^2. \quad (231)$$

Abb. 304. Verschiedene Schraubenanordnungen in Verschlussdeckeln.



Man muß also dieses  $\psi$  zunächst annehmen und später nach der Berechnung von  $d$  nochmals nachprüfen, ob die anfänglich getroffenen Annahmen zutreffend waren.

#### 14. Anker und Stehbolzen.

Die Ausführung der Längsanker für ebene Wände, die weiter voneinander entfernt sind, und der Stehbolzen — diese für ebene benachbarte Wände — ist aus Abb. 305 bis 307 ersichtlich.

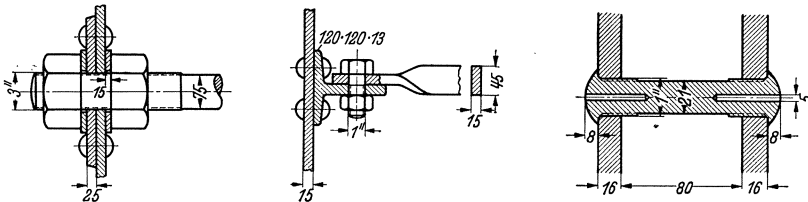


Abb. 305—307. Versteifung ebener Wände durch Anker und Stehbolzen.

Die Berechnung hat als zulässige Zugbeanspruchung  $k_z$  zugrunde zu legen:

3,5 kg/mm<sup>2</sup> bei geschweißten Ankern und Stehbolzen aus Schweißstahl,  
5 kg/mm<sup>2</sup> bei ungeschweißten Ankern und Stehbolzen aus Schweißstahl,

6 kg/mm<sup>2</sup> bei ungeschweißten Ankern und Stehbolzen aus Flußstahl,  
4 kg/mm<sup>2</sup> bei ungeschweißten Ankern und Stehbolzen aus Kupfer für Dampftemperaturen bis 200° C,

5,3 kg/mm<sup>2</sup> bei Ankerrohren im Kernquerschnitt des Gewindes.

Es empfiehlt sich, die mit Muttern versehenen Längsanker mit Gewinde in die Stirn- oder Rohrplatten einzuschrauben (s. Abb. 305). Außerdem sind nicht nur außen, sondern auch innen Muttern mit Unterlagsscheiben anzubringen. Die Ankerrohre sind mit Gewinden einzuziehen und aufzuwalzen.

Bei der Versteifung feuerberührter ebener Flächen durch Stehbolzen sollte der Stehbolzenabstand im allgemeinen nicht größer als 200 mm sein.

**15. Bügel- oder Deckenträger für Feuerbüchdecken.**

Diese Decken sind je nach ihrer Lagerung oder Aufhängung auf Biegung zu berechnen, wobei alle Kräfte zu berücksichtigen sind, welche

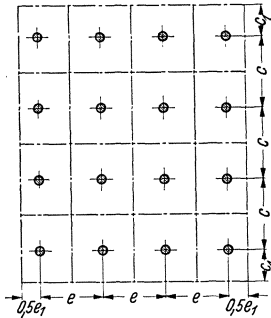
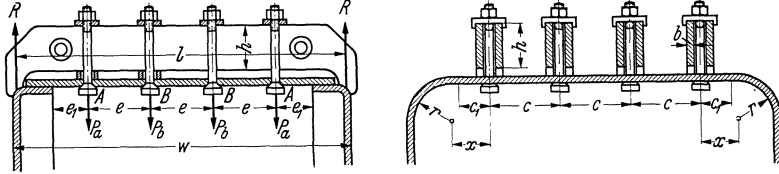


Abb. 308. Anordnung mit 4 Deckenträgern.

sich für die auf sie entfallenden Deckenfelder ergeben. Die Tragfestigkeit des Deckenbleches kann in Rechnung gesetzt werden, indem man gemäß den „Erläuterungen“ der W.- und B.-V. das Widerstandsmoment des Deckenträgers mit einem  $z = 4/3$ mal höheren Betrag in Rechnung setzt. Hat man z. B. die Anordnung der Abb. 308 mit 4 Deckenträgern, so kann man setzen:

1. für die 2 Randträger die Kraft

$$P_a = (c_1 + c/2) \cdot \left(\frac{e_1}{2} + \frac{e}{2}\right) \cdot \frac{p}{100} \text{ in kg,} \tag{232}$$

$$P_b = (c_1 + c/2) \cdot e \cdot \frac{p}{100} \text{ in kg,} \tag{233}$$

2. für die 2 Mittelträger die Kraft

$$P_a = c \cdot \left(\frac{e_1}{2} + \frac{e}{2}\right) \cdot \frac{p}{100} \text{ in kg,} \tag{234}$$

$$P_b = c \cdot e \cdot \frac{p}{100} \text{ in kg,} \tag{235}$$

während für jeden Träger sich die Auflagerkraft  $R$  findet mit:

$$R = P_a + P_b \tag{236}$$

Das größte Biegemoment der Träger berechnet sich zu:

$$(M_b)_{\max} = R \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{e}{2}\right) - P_a \cdot e \text{ in mm} \cdot \text{kg.} \tag{237}$$

Das nötige Widerstandsmoment  $W$  der Träger (für rechteckigen Querschnitt gilt:  $W = 1/3 \cdot b \cdot h^2$  in  $\text{mm}^3$ ) muß dann der Gleichung genügen:

$$z \cdot W \cdot k_{\text{zul}} = (M_b)_{\max} \text{ in mm} \cdot \text{kg;} \tag{238}$$

dabei stellt dar:

$k_{\text{zul}}$  die zulässige Biegebungsbeanspruchung: rd. 9 kg/mm<sup>2</sup>; bei Nachweis der Zugfestigkeit kann genommen werden:  $k_{\text{zul}} = 1/4 \cdot K_z$  und

z den eingangs erwähnten Beiwert, der die durch das Deckenblech bewirkte Erhöhung der Widerstandsfestigkeit berücksichtigen soll.

### 16. Mannlochausschnitte.

An den Kesseltrommeln müssen zur Ermöglichung der Reinigung und der Innenbesichtigung Mannlöcher angebracht werden, die mindestens eine lichte Weite von  $300 \times 400$  mm (in Ausnahmefällen  $280 \times 380$  mm) aufweisen sollen. Es ist zweckmäßig, diese Mannlöcher in den Trommelböden, die entsprechende Auspressungen erhalten, unterzubringen (s. Abb. 309 und 310). Bei Trommeln mit angekümpelten Böden bildet man an einem Trommelende das beim Zusammenstauchen übrigbleibende Loch des Bodens als Mannloch aus; die Kumpelung ergibt hier von selbst die nötige Versteifung der Wanddicke (s. Abb. 274). Ist man jedoch gezwungen, Mannlöcher im Trommelmantel unterzubringen, so hat man die Ausschnitte mit

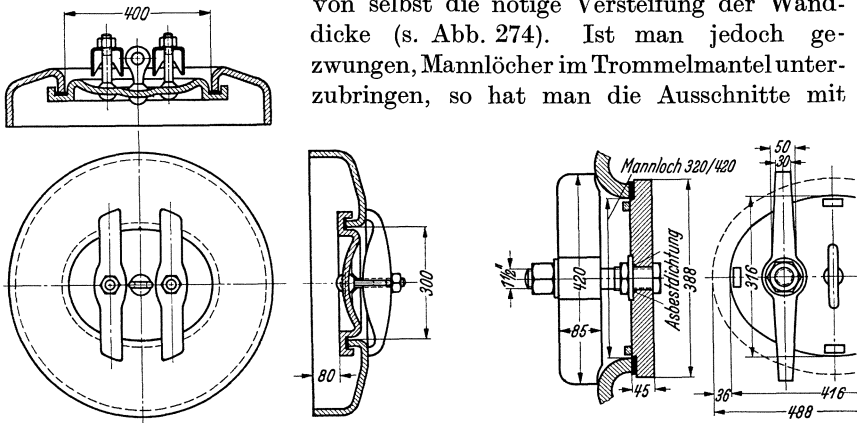


Abb. 309 u. 310. Mannlochverschlüsse für niedere und für höhere Drücke.

Flacheisenringen, die angenietet werden, zu versteifen (s. Abb. 311). Nach Tetzner-Heinrich ist die Ringbreite angenähert:

$$b_r = \delta + \frac{v \cdot l \cdot s}{2 \cdot s_r} \text{ in mm;} \quad (239)$$

dabei bedeuten  $v$  den Schwächungsgrad der Mantellängsnaht und  $n$  die Zahl der Nieten, welch letztere sich bestimmt mit:

$$n = \frac{D \cdot l \cdot p}{1000 \cdot \delta^2 \cdot \frac{\pi}{4}}. \quad (240)$$

$\delta$  und  $s_r$  sind dabei der Wanddicke  $s$  des Mantelbleches anzupassen. Die Mannlochverschlüsse, die meist der besseren Abdichtung wegen innen angeordnet werden (der Dampfdruck soll dabei die Abdichtung erleichtern) dürfen nicht aus Gußeisen oder Temperguß bestehen; sie werden aus Stahl durch Schmieden oder Pressen hergestellt.

Abb. 312 stellt eine theoretisch günstige Form einer Ausschnittsverstärkung dar, wobei ein zweckentsprechend ausgeführtes Formstück in den Trommelmantel eingeschweißt ist<sup>1</sup>.

Man hat früher<sup>2</sup> die Mannlochverschlüsse gleich im Kesselmantel, d. h. an den vorerwähnten Mannlochausschnitten angebracht, wobei der Deckel entsprechend dem Manteldurchmesser gekrümmt hergestellt werden mußte. Man verwendet jetzt aber ausschließlich Verschlüsse mit ebener Dichtungsfläche, die entweder auf den am Kesselmantel aufgenieteten Dom (s. hierzu Abb. 271) oder auch in dem Boden der Kesseltrommel (s. hierzu Abb. 310) angebracht werden.

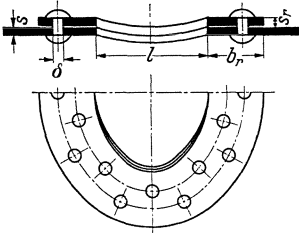


Abb. 311. Verstärkungsring für Mannlochausschnitte am Kesselmantel.

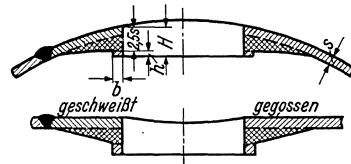


Abb. 312. Theoretisch günstige Form einer Ausschnittsverstärkung.<sup>3</sup>

Zur Dichtung der Mannlöcher benützt man bei niedrigen Drücken im Wasserraum Gummi, im Dampfraum Klingerit oder Asbest, bei höheren Drücken dagegen am besten überall Metall (Kupfer, Weicheisen). Die Dichtungsfläche muß so gestaltet sein, daß die Dichtung beim Schadhafwerden nicht herausgeschleudert werden kann (s. Abb. 309 und 310).

#### XIV. Die Kesselausrüstung.

Um den Betrieb möglichst gefahrlos zu gestalten, muß der Kessel mit verschiedenen Einrichtungen versehen sein, die zum Teil als besondere „Sicherheitseinrichtungen“ im Abschnitt III der A. p. B. gesetzlich vorgeschrieben sind.

##### 1. Speisevorrichtungen.

a) Speisepumpen. Der § 4 der A. p. B. besagt, daß jeder Dampfkessel mit mindestens 2 zuverlässigen Vorrichtungen zur Speisung versehen sein muß, welche nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind. Mehrere zu einem Betrieb vereinigte Dampfkessel werden hierbei als ein einziger Kessel angesehen. Als Speisevorrichtungen kommen zur Anwendung außer den Dampfstrahlpumpen (Injektoren) und Kolbenpumpen, die nur für kleine Anlagen benützt werden, vor allem

<sup>1</sup> Siehe Hennes: Untersuchungen über die Spannungen an Ausschnitten. Mitt. Ver. Großkesselbes. 1935 Heft 55. <sup>2</sup> Siehe Tetzner-Heinrich, Abb. 278.

<sup>3</sup> Der linke Bildteil entspricht einer Schweiß-Ausführung, die für Dampfkessel in Frage kommt, der rechte Bildteil einer Ausführung für Gußstücke bei Behältern usw.



die Kreiselpumpen, welche sich durch hohe Betriebssicherheit und geringen Instandhaltungsaufwand auszeichnen<sup>1</sup>. Gelegentlich gebraucht man neben den Speisevorrichtungen im Kleinbetrieb selbsttätige Dampf-wasserrückleiter, die jedoch eine sorgsame Überwachung und Pflege verlangen.

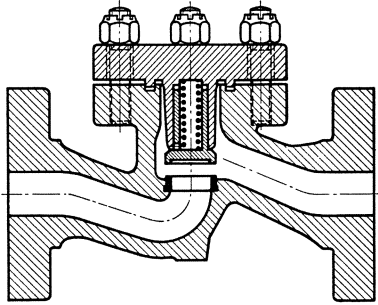


Abb. 313. Speise-Rückschlagventil von Schäfer & Budenberg.

Die Größe der Speisevorrichtungen ist so zu bemessen, daß jede derselben (wenn 2 Pumpen zusammen betrieben werden müssen, so gelten sie als eine einzige Vorrichtung) dem Kessel soviel Wasser zuführen kann, als seiner normalen Leistungsfähigkeit entspricht.

b) Speiseventil. Wie im § 5 der A. p. B. gefordert wird, muß in jeder zum Dampfkessel führenden Speiseleitung möglichst nahe am Kesselkörper ein Speiseventil (Rückschlagventil) angebracht sein, das bei Abstellung der Speisevorrichtung durch den Druck des Kessel-

wassers selbsttätig geschlossen wird. Abb. 313 zeigt ein neuzeitliches Speiserückschlagventil, das zur Vermeidung des Eckens und zur Erzielung einer Dämpfung eine Führung von großem Durchmesser besitzt. Die Ventilgehäuse werden bei stärkerer Beanspruchung aus Stahlguß gefertigt; bei Höchstdruck über 60 atü benützt man im Gesenk geschmiedete Gehäuse. Das Ventil und sein Sitz werden zur Erzielung der notwendigen Unempfindlichkeit gegen Ausschla-

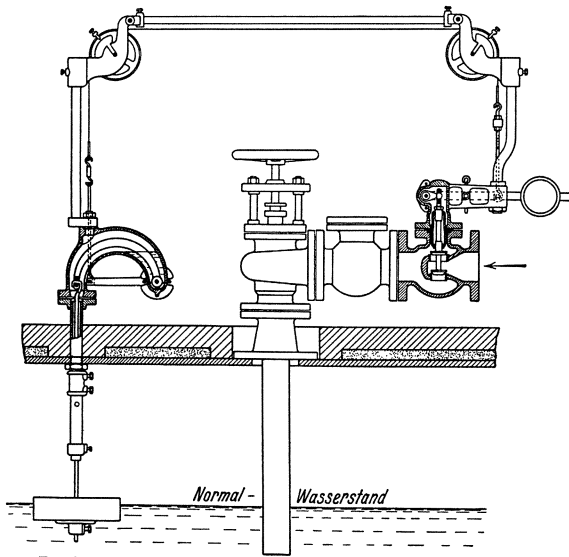


Abb. 314. Hannemann-Speiseregler.

gen und gegen chemische Angriffe aus legiertem Stahl (V2A u. dgl.) gemacht. Zwischen dem Speiseventil und dem Kesselkörper muß nach § 6, 2 der A. p. B. noch ein Absperrventil eingefügt sein.

<sup>1</sup> Siehe hierzu Gügger: Z. bayer. Revis.-Ver. 1934 S. 85, 97.

Die Ausmündung der Speiseleitung im Kessel muß der Bedingung des § 5, 2 genügen, daß sich der Dampfkessel bei undichtigem Rückschlagventil durch die Speiseleitung nicht zu weit entleeren kann. Das Rohrende soll deshalb nicht mehr als 50 mm unter dem niedrigsten Wasserstand (NW.) liegen. Es ist auch wichtig, daß das eingespeiste kalte Wasser nicht auf stark beheizte Kesselteile stoßen kann; man verwendet deshalb vielfach gelochte Speiserohre oder Speisetröge, damit das eingebrachte Speisewasser möglichst über den ganzen Trommelinhalt verteilt wird.

c) Speise- oder Wasserstandsregler. In größeren Anlagen stattet man in der Regel, vor allem wenn mehrere Kessel gleichzeitig von einer gemeinsamen Speisepumpe aus mit Wasser versorgt werden, jeden Kessel mit einem Speiseregler aus. Durch eine selbsttätige Vorrichtung, die auf jede Änderung des Wasserstandes im Kessel anspricht (Schwimmer, Thermostat usw.), wird dabei das Speiseventil so verstellt, daß der Wasserspiegel in vorgeschriebenen engen Grenzen gehalten wird. Zu erwähnen sind vor allem die Regler von Copes und Hannemann (s. Abb. 314).

## 2. Absperr- und Entleerungsvorrichtungen.

In § 6 ist vorgeschrieben, daß jeder Dampfkessel ein Absperrventil in der Dampfleitung, ferner ein solches in der Speiseleitung und außerdem eine zuverlässige Vorrichtung (Abschlammventil) aufweisen muß, durch welche letztere entleert werden kann.

Als Dampf- und Speisewasserabsperrvorrichtung kommen die üblichen Ventile — die neuen Bauformen (Freiflußventil) sind wegen ihres geringen Durchflußwiderstandes besonders zweckmäßig — und auch Schieber (Flach- und Drehschieber) in Frage.

Die Entleerungs- oder Abschlammvorrichtungen, die naturgemäß an der tiefsten Stelle des Kessels anzubringen sind, bestehen meist aus Ventilen, die bei Flammrohrkesseln vielfach mit Fußhebel betätigt werden. In Abb. 315 ist ein solches Abschlammventil mit selbsttätigem Schluß, in Abb. 316 ein Schlammventil veranschaulicht, das nahezu geraden Durchgang besitzt und außerdem den Vorteil aufweist, daß man durch Drehen des Kegels mittels des großen Handrades die zwischen den Dichtungsflächen zurückgebliebenen Kesselsteinteilchen leicht durch Zerreiben beseitigen kann. Da eine undichte Entleerungsvorrichtung zu einem völligen Leerlaufen des Kessels, mindestens aber zu großen

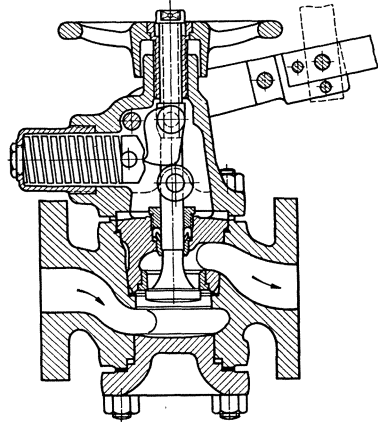


Abb. 315. Gestra-Abschlammventil.

Speisewasserverlusten Anlaß geben kann, ist es empfehlenswert, stets zwei Abschlammvorrichtungen hintereinander anzuordnen. Es muß beachtet werden, daß bei manchen Kesseln, insbesondere bei solchen mit Wandkühlrohren, die mehrere Schlammsäcke aufweisen, jede von diesen tiefsten Stellen mit besonderen Abschlammvorrichtungen

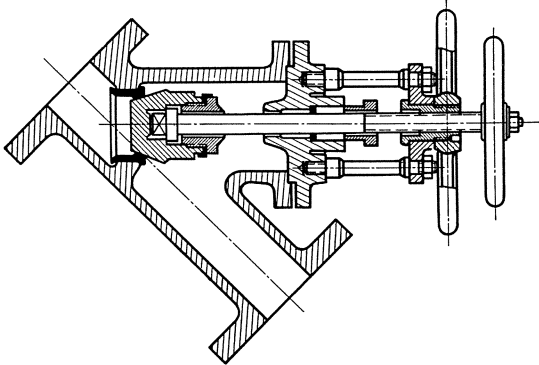


Abb. 316. Abschlammventil von Schäffer & Budenberg.

und zwar stets in doppelter Ausführung versehen sein muß.

### 3. Wasserstands- vorrichtungen.

Jeder Dampfkessel muß gemäß § 7 der A. p. B. mit mindestens 2 geeigneten Vorrichtungen zur Erkennung seines Wasserstandes versehen sein, von denen wenig-

stens eine ein Wasserstandsglas sein muß. Für Schiffsdampfkessel verlangen die A. p. B. sogar 3 geeignete Vorrichtungen, von denen wenigstens 2 als Wasserstandsgläser eingerichtet sein müssen. Neben den Wasserstandsgläsern können Probierröhren oder Probierventile gebraucht werden. Die Höhenlage der Gläser ist so zu wählen, daß der höchste Punkt der Feuerzüge sich mindestens 30 mm unterhalb der unteren sichtbaren Begrenzung des Wasserstandsglases befindet und daß der niedrigste Wasserstand (NW.) nicht höher als in der Mitte des Glases liegt. Die unterste Probiervorrichtung ist auf der Höhe des NW. anzubringen.

Man verwendet bei Landdampfkesseln in der Regel einen Doppelwasserstand mit Gläsern, der bei niedrigen Dampfdrücken — bis zu 15 atü — häufig noch mit Glasrohren, bei höheren Drücken dagegen stets mit ebenen Gläsern nach Klinger ausgestattet wird. Die ebenen Klinger-Gläser, in welchen dank einer angeschliffenen Innenriefelung das Wasser schwarz, der Dampf silbern erscheint, besitzen eine größere Festigkeit, obwohl man auch hier sorgfältig darauf achten muß, daß das Glas nicht einseitig gegen den Wasserstandskörper gepreßt wird. Beim Cardo-Wasserstandsanzeiger von Schäffer & Budenberg (s. Abb. 317) sucht man das erwünschte gleichmäßige Aufpressen der Glasplatte durch hackenförmige, übergreifende Seitenstücke zu erreichen. Zur deutlichen Sichtbarmachung des Wasserstandes wurden die „leuchtenden Wasserstände“ entwickelt, die auf der Vorder- und auf der Rückseite je eine Glasplatte besitzen und bei welchen eine entsprechend angebrachte Lampe den Wasserstand durchleuchtet. Da aber die Gläser, die stets aus hochwertigen Glassorten Jenaer Herkunft (Maxos-Glas)

bestehen, doch manchmal vom laugenhaltigem Kesselwasser chemisch angegriffen und rasch zerstört werden, so hat man den Glimmer-Wasserstand geschaffen, der an Stelle der Glasplatten dünne Glimmerstreifen zusammen mit außenliegenden Gläsern oder auch Glimmerstreifen allein benützt.

Bei Hoch- und Höchstdruck hat man zu Sonderausführungen greifen müssen, wie z. B. zu Wasserständen mit unterteilter Schaulänge. Bronze-Gehäuse sind nur bis 15 atü zulässig; bei höheren Drücken muß Stahlguß oder ein schmied-

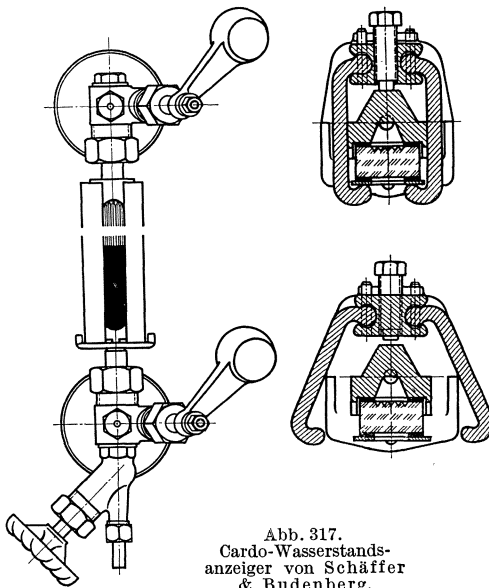


Abb. 317.  
Cardo-Wasserstands-  
anzeiger von Schäffer  
& Budenberg.

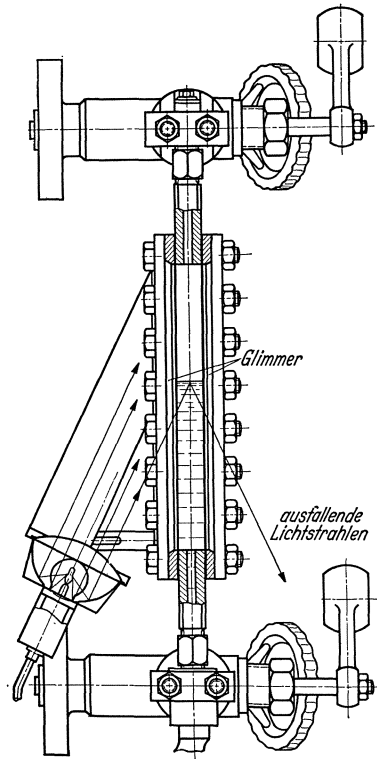


Abb. 318. Durchleuchteter Glimmer-  
Hochdruck-Wasserstand.

eisernes Gehäuse benützt werden. Da anfänglich große Schwierigkeiten bei der Entwicklung der Höchstdruck-Wasserstände mit Glas- oder Glimmer auftraten, so hat man auch glaslose Wasserstandsvorrichtungen gebaut, bei welchen der Wasserstand nicht sichtbar ist, sondern mittelbar angezeigt wird. Zu diesen Vorrichtungen gehört der Pfeleiderer-Höchstdruck-Wasserstand, der eine Wasserstandswaage darstellt (s. Abb. 319). Nach den gesetzlichen Bestimmungen dürfen aber solche glaslose Wasserstandsvorrichtungen nur als 2. Vorrichtung neben einem Wasserstandsglas benützt werden.

Großkessel zeigen vielfach die Unannehmlichkeit, daß der hochliegende Wasserstand vom Heizer, der auf der unteren Bedienungsbühne steht, nur schlecht überwacht werden kann. Zur Erleichterung des

Kesselbetriebes dienen hier die heruntergezogenen Wasserstände; es sind dies Vorrichtungen, die am Heizerstand den jeweiligen Wasserstand der obenliegenden Obertrommel anzeigen. Zu erwähnen ist hier

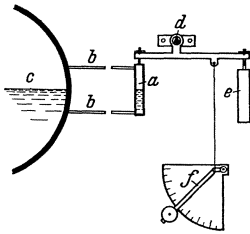


Abb. 319. Wasserstandswaage von Pfeleiderer.

a Druckgefäß, b federnde Rohre, c Kesseltrommel, d Aufhängung, e Gegengewicht, j Zeiger.

neben den Vorrichtungen von Hannemann, Hübner und Mayer vor allem der Igema-Wasserstand von Merkens, Aachen (s. Abb. 320). Er besteht aus einem U-Rohr, in welches das Anzeigemittel, eine rötlich gefärbte sich nicht mit Wasser vermischende Flüssigkeit (Kohlenwasserstoff-Verbindung), deren spez. Gewicht ungefähr 2 kg/l beträgt, eingegeben ist. Über der Anzeigeflüssigkeit steht in beiden Rohrschenkeln Kesselwasser, wobei ein Schenkelrohr stets bis zu einer bestimmten Höhe gefüllt bleibt, während im anderen Rohr die Wasserfüllung sich mit dem Wasserstand im Kessel ändert. In sehr ähnlicher

Weise ist unter anderem auch der S & H-Wasserstand aufgebaut, der mit einem auf Quecksilber ruhenden Schwimmer ausgestattet ist, dessen Bewegung durch magnetische Kupplung nach außen übertragen wird.

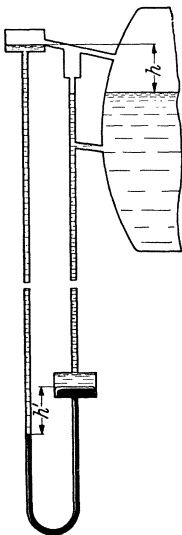


Abb. 320. Igema-Wasserstands-Fernanzeiger.

Abb. 321 veranschaulicht ein Probierventil.

Jeder Kessel muß nach § 8 der A. p. B. noch eine Wasserstandsmarke erhalten. Es ist verlangt, daß der niedrigste Wasserstand durch eine Strichmarke mit einem Buchstaben: „NW.“ am Kesselkörper dauernd kenntlich gemacht ist.

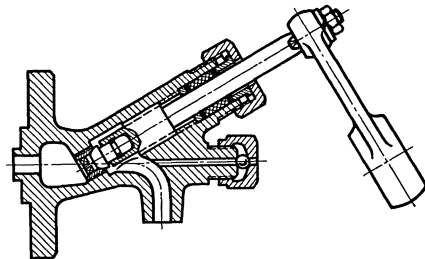


Abb. 321. Probierventil von Schäffer & Budenberg.

#### 4. Das Sicherheitsventil.

§ 9 der A. p. B. besagt: Jeder feststehende Dampfkessel ist mit wenigstens einem zuverlässigen Sicherheitsventil, jeder bewegliche Dampfkessel mindestens mit 2 solchen Ventilen zu versehen. Die Sicherheitsventile dürfen höchstens so belastet werden, daß sie bei Eintritt der für

den Kessel festgesetzten Dampfspannung sofort Dampf entweichen lassen. Für Schiffskessel bestehen gleiche Vorschriften; doch werden hier wenigstens zwei Sicherheitsventile verlangt. Es ist in den A. p. B. noch festgelegt, daß bei Ventilen, die durch Hebel oder Gewicht belastet werden, die auf die einzelne Ventilfläche durch den Dampf ausgeübte Kraft 600 kg nicht überschreiten darf.

Man verwendet in der Regel für feststehende Kessel Sicherheitsventile mit Gewichtsbelastung, für bewegliche Kessel meist solche mit Federbelastung. Um diese Ventile möglichst wirksam zu machen, hat man sie neuerdings so gestaltet, daß der Ventilteller unter der Wirkung

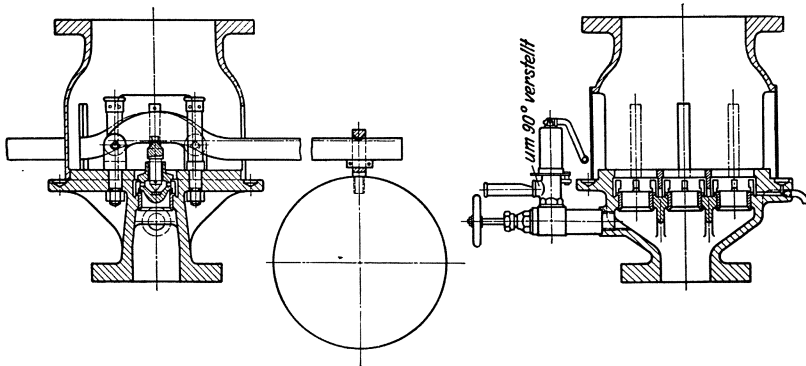


Abb. 322. Sicherheitsventil für große Kesseleinheiten von Schäffer & Budenberg.

des ausströmenden Dampfes möglichst hoch gehoben wird — man bezeichnet diese Bauarten als Hochhubsicherheitsventile. Wird nämlich ein Ventilhub  $h$  erreicht, der gleich einem Viertel des Durchmessers  $d$  ist (in diesem Falle wird die Öffnung gleich dem vollen Querschnitt des Ventiles) so wird das Ventil als Hochhubventil angesprochen.

Der Querschnitt  $F$  der Sicherheitsventile ist wie folgt zu berechnen:

a) bei gewichts- und federbelasteten Sicherheitsventilen gewöhnlicher Bauart mit:

$$F = 15 \cdot H_K \cdot \sqrt{\frac{1000}{p \cdot \gamma}} \text{ in mm}^2, \quad (241)$$

hierbei bedeuten:

$F$  den Querschnitt des Ventils in  $\text{mm}^2$ .

$H_K$  die Heizfläche des Kesselkörpers in  $\text{m}^2$ .

$p$  der höchste Betriebsüberdruck in  $\text{kg/cm}^2$ .

$\gamma$  das spez. Gewicht des Sattdampfes in  $\text{kg/cm}^3$ .

Diese Beziehung gilt für eine Heizflächenbeanspruchung bis  $30 \text{ kg/m}^2$ , h.

b) Bei gewichtsbelasteten Hochhub-Sicherheitsventilen, deren Hub  $h$  mindestens  $= \frac{1}{4}$ , aber kleiner als  $\frac{1}{3}$  des lichten Ventildurchmessers  $d$  ist mit:

$$F = 3,7 \cdot \frac{Dh}{p} \text{ in mm}^2 \quad (242)$$

und bei gewichtsbelasteten Hochhub-Sicherheitsventilen, deren Hub mindestens  $= \frac{1}{3}$  des Ventildurchmessers  $d$  ist, mit:

$$F = 3,3 \frac{D_h}{p} \text{ in mm}^2; \quad (243)$$

hierbei bedeutet:

$D_h$  die Größe der im Dauerbetrieb erzeugten Stundendampfmenge in kg/h, jedoch mindestens:

- $30 \cdot H_K$  bei Wasserrohrkesseln,
- $20 \cdot H_K$  bei Großwasserraumkesseln,
- $15 \cdot H_K$  bei Abhitzekeesseln.

Abb. 322 zeigt ein Sicherheitsventil für Großkessel mit 3 nebeneinanderliegenden Ventilen, Abb. 323 ein Federsicherheitsventil für Lokomotiven. An Sicherheitsventilen sind<sup>1</sup> schon häufig Undichtigkeiten durch den Rost entstanden, der aus den Abzugsrohren (diese müssen unbedingt in das Freie führen) herabgefallen war. Es wird deshalb jetzt als zweckmäßig angesehen, diese Rohre entweder aus verzinktem Blech, aus Kupfer oder aus nichtrostendem Stahl zu fertigen.

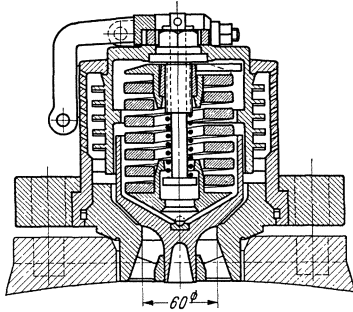


Abb. 323. Sicherheitsventil (Bauart Ackermann) für Lokomotiven.

### 5. Das Manometer und das Fabrikschild.

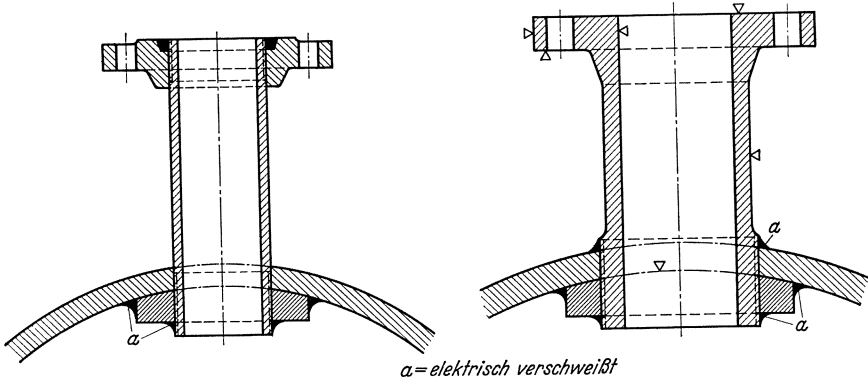
Der Kessel muß ein an den Dampfraum angeschlossenes, mit Atmosphärenteilung versehenes Manometer erhalten (für jeden Schiffskessel sind dagegen 2 Druckmesser vorgeschrieben) und es muß ferner ein metallenes Schild an dem Kesselkörper angebracht sein, das die höchste Dampfspannung, den Namen und den Ort des Kesselerbauers, Fabriknummer und Jahr der Anfertigung angibt (bei Schiffskesseln auch noch den Mindestabstand des NW. von der höchsten Stelle der Feuerzüge).

### 6. Der Armaturstutzen.

Gemäß § 2 der A. p. B. dürfen die Armaturstutzen, die zum Anschluß der Ausrüstungsteile dienen, nur dann aus Gußeisen oder Temperfuß gefertigt sein, wenn sie von den Heizgasen nicht berührt werden, wenn ihre lichte Weite über 250 mm nicht hinausgeht und wenn der Dampfdruck  $p$  des Kessels 10 atü nicht übersteigt. In den übrigen Fällen sind Stutzen aus Stahlguß oder Stahl zu verwenden.

<sup>1</sup> Siehe Spalekhaver-Rüster, 1934 S. 152.

Die Stutzen werden bei lichten Weiten bis  $150 \text{ mm}^1$  zweckmäßig in das Blech eingeschraubt und verschweißt. Man vermeidet so das



*a = elektrisch verschweißt*

Abb. 324a u. b. Übliche Ausführungen der Armaturstutzen.

Nieten, das stets eine Quelle für Undichtigkeiten bedeutet. Es wird dabei innen ein Verstärkungsblech elektrisch aufgeschweißt und dann

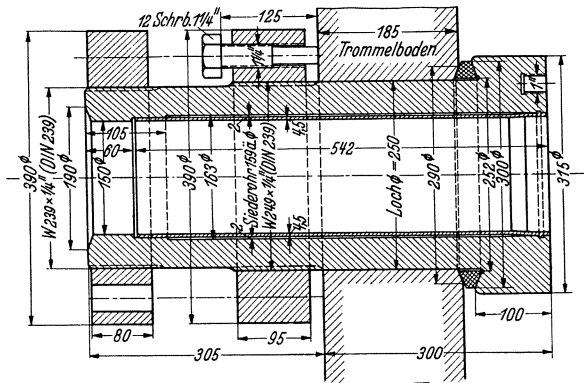


Abb. 325. Befestigung des Speisestutzens bei einem Höchstdruckkessel der Dürerwerke.

das Gewinde für den Stutzen in das Kesselblech und den Flansch eingeschnitten (s. Abb. 324a und b). Rohrstützen über  $150 \text{ mm}$  l. W. müssen jedoch angenietet werden. Sie werden aus dem Vollen hergestellt. Der Nietflansch, der zunächst eben ist, muß nach entsprechender Vorbereitung durch Feilen und Schaben der Krümmung des Kesselmantels genau angepaßt werden.

Abb. 325 zeigt eine sehr bemerkenswerte, sorgfältig durchgebildete Befestigungsart für Armaturstutzen von Höchstdruckkesseln, die von den Dürerwerken angewendet wird.

<sup>1</sup> Siehe Gugger: Z. bayer. Revis.-Ver. 1934 S. 77.



## XV. Meßgeräte für die Betriebsüberwachung.

Zur Aufrechterhaltung und fortgesetzten Überprüfung der Leistungsfähigkeit und der Wirtschaftlichkeit ist es erforderlich, die Kesselanlage mit einer Reihe von Meßgeräten, die zweckmäßig mit Aufzeichnung arbeiten sollten, auszustatten.

α) Der Brennstoffverbrauch soll wenn irgend möglich für jeden Kessel getrennt bestimmt werden. Bei Feuerungen für feste Brennstoffe baut man zu diesem Zweck in die von den Kohlenbunkern abgehenden Schurren selbsttätige oder halbselbsttätige Kohlenwaagen ein, die zwar nicht eichfähig sind, aber auch bei feuchter, klebender Kohle doch noch eine Genauigkeit von etwa 2 vH liefern können. An Wanderrosten vermag man durch Feststellung des Rostvorschubes  $c$  (in m/h) und der Schichthöhe  $s$  (in mm) der Kohlschicht auf dem Roste brauchbare Näherungswerte des Kohlenverbrauches zu erzielen; es findet sich für die stündlich verarbeitete Brennstoffmenge  $B_h$ :

$$B_h = b_R \cdot c \cdot s \cdot \gamma \text{ in kg/h.} \quad (244)$$

Es bedeutet dabei:

$b_R$  die innere Breite des Rostes gemessen in m,

$\gamma$  das Schüttgewicht der Kohlschüttung in kg/dm<sup>3</sup>.

Da die Kohle auf dem Roste sehr lose liegt, findet man für  $\gamma$  in der Regel Werte zwischen 0,5 und 0,7.

β) Die Erzeugung an Dampf wird in der Regel durch Ermittlung der in den Kessel eingeführten Speisewassermenge mittels Kolben-, Scheiben-, Flügelrad- oder Düsen- (Venturi-) Wassermesser festgestellt, die eine Genauigkeit von 1 bis 2 vH besitzen. Es ist aber empfehlenswert, dem Heizer auch noch einen Dampfmenagemesser (Dampfuhr), dessen Genauigkeit meist freilich geringer ist (3 bis 5 vH), zur Verfügung zu stellen.

γ) Druck- und Temperatur des erzeugten Heißdampfes müssen an einem Manometer und an einem Thermometer bequem beobachtet werden können.

δ) Die Güte der Verbrennung, d. h. die Wirkung der Feuerung wird durch selbsttätige Rauchgasprüfer, die den CO<sub>2</sub>-Gehalt, manchmal auch noch die (CO + H<sub>2</sub>) = Menge bestimmen, fortgesetzt geprüft. Man muß freilich feststellen, daß diese Rauchgasprüfer, die zweckmäßig von Zeit zu Zeit mit dem Orsat-Apparat verglichen werden, viel Instandhaltungsarbeit verlangen.

ε) Die Ausnützung der Rauchgase, d. h. die Wirkung der Kesselheizflächen muß durch andauernde Feststellung der Rauchgasendtemperatur — am Austritt aus der Kesselanlage — mit Thermometern bzw. mit Thermoelementen überwacht werden.

Der Bedarf an Zugstärke wird durch Zugmesser ermittelt.

Neben diesen wichtigsten Meßeinrichtungen, die stets vorhanden sein sollen, werden aber vielfach noch Meßgeräte zur Ermittlung der Luft- und Speisewassertemperaturen, zur genauen Festlegung der Feuerungseinstellung (Überdruck der zugeführten Erstluft in den einzelnen Rostzonen, Überdruck der Zweitluft, Zug im Feuerraum usw.), ferner für die Verfolgung der Rauchgasabkühlung in den einzelnen Teilen der Heizfläche u. dgl. gebraucht. Man baut meist an jedem Kessel eine Schalttafel auf, welche die wichtigsten Meßinstrumente zusammenfaßt. In Großanlagen mit vielen einheitlichen Kesseln ist man sogar dazu übergegangen, neben die Schaltwarte für die Stromerzeuger eine Wärmewarte zu legen, um von dieser Befehlsstelle aus den Betrieb sämtlicher Kessel einheitlich zu regeln und mit möglichst geringem Aufwand an Mühe überwachen zu können.

Eine große Erleichterung in der Betriebsüberwachung und auch in der Betriebsführung wird durch die manchmal angewendete selbsttätige Kesselregelung geboten (in Deutschland AEG-Askania- und S&H-Regelung), die allerdings wegen ihres hohen Anschaffungspreises nur für Großanlagen in Frage kommen kann.

## Vierter Abschnitt.

### Rechenbeispiele.

#### I. Berechnung eines Zweitrommelsteilrohrkessels mit Kohlenstaubfeuerung, Überhitzer, Ekonomiser und Luftwärmer (s. Abb. 326).

##### 1. Die wärmetechnischen Rechnungen.

Der Kessel soll für die nachstehend angegebenen Verhältnisse entworfen werden:

Gegebene Verhältnisse:

α) Wasser und Dampf.

Stündliche Dampfmenge (Normallast) . . .  $D_h = 60000$  kg/h  
Dampfdruck hinter dem Überhitzer . . .  $p_D = 45$  ata  
Heißdampf Temperatur . . . . .  $t_D = 450^\circ$  C  
Speisewassereintrittstemperatur (vor Eko) .  $t_0 = t_{w_1} = 120^\circ$  C.

β) Brennstoff im Anlieferungszustand.

Art und Herkunft: Fettkohle aus dem Ruhrgebiet.

Körnung: Feinkohle 0 bis 10 mm.

Unterer Heizwert  $(\xi_u)_A = 6965$  kcal/kg.

Zusammensetzung:

Kohlenstoff . . . . .  $c_A = 73,2$  vH  
Wasserstoff . . . . .  $h_A = 4,3$  vH  
Schwefel . . . . .  $s_A = 1,0$  vH  
Sauerstoff und Stickstoff . . . . .  $(o + n)_A = 6,2$  vH  
Gesamte Feuchtigkeit . . . . .  $f_A = 9,1$  vH  
Aschengehalt . . . . .  $a_A = 6,2$  vH  
flüchtige Bestandteile . . . . .  $(fl.B.)_A = 20,8$  vH

Rechnung:

a) Wärmebilanz und stündliche Brennstoffmenge  $B_h$ .

Da die Kohle in einer Mühle üblicher Bauart gemahlen werden soll, wird sie vorher getrocknet. Die Feuchtigkeit  $f_A = 9,1$  vH wird dabei auf  $f = 2,5$  vH verringert<sup>1</sup>.

Der untere Heizwert der vollkommen wasserfreien Kohle  $(\xi_u)_{\text{wasserfrei}}$  beträgt:

$$(\xi_u)_{\text{wasserfrei}} = [(\xi_u)_A + 6 \cdot f_A] \cdot \frac{100}{100 - f_A} = [\xi_u + 6 \cdot f] \cdot \frac{100}{100 - f}; \quad (245)$$

<sup>1</sup> Während es bei der hier angenommenen vorhergehenden Trocknung der Kohle nötig ist, Heizwert und Zusammensetzung der getrockneten Kohle zu ermitteln und damit die Kesselberechnung weiterzuführen, entfällt diese Zwischenrechnung mit der Umrechnung vom Anlieferungszustand auf getrockneten Zustand der Kohle in dem Falle der heute viel benützten „Mahl-trocknung“.

hierbei bezeichnen die Größen mit dem Index  $A$  den Anlieferungszustand der Kohle, die Größen ohne Index den Zustand nach der

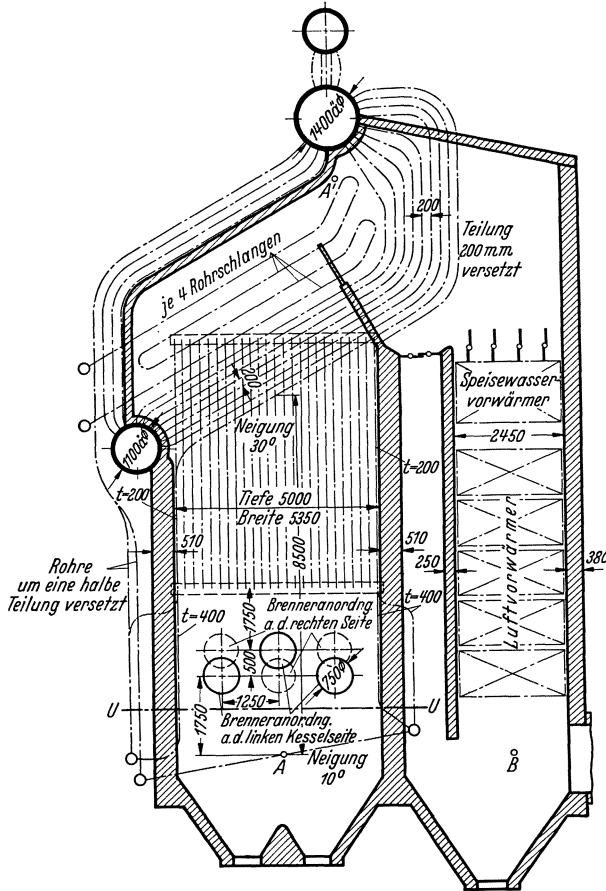


Abb. 326. Zweitrommel-Steilrohrkessel mit Kohlenstaubfeuerung (Entwurf).

Trocknung, also den Zustand, in dem die Kohle verfeuert wird. Es ergibt sich damit der Heizwert der getrockneten Kohle zu

$$\mathcal{S}_u = [(\mathcal{S}_u)_A + 6 \cdot f_A] \cdot \frac{100 - f}{100 - f_A} - 6 \cdot f \text{ in kcal/kg;} \quad (245 a)$$

$$\mathcal{S}_u = (6965 + 6 \cdot 9,1) \cdot \frac{100 - 2,5}{100 - 9,1} - 6 \cdot 2,5 = 7515 \text{ kcal/kg.}$$

Die Zusammensetzung der getrockneten Kohle wird errechnet, indem man alle Bestandteile außer der Feuchtigkeit mit  $\left(\frac{100 - f}{100 - f_A}\right)$ , also mit  $\frac{100 - 2,5}{100 - 9,1} = \frac{97,5}{90,9}$  multipliziert.

d. h. der Trocknung innerhalb der Mühle. Im letzteren Falle werden der Feuerungs- und Kesselberechnung lediglich die für den Anlieferungszustand des Brennstoffes gefundenen Werte des Heizwertes und der Zusammensetzung zugrunde gelegt.

Zusammensetzung der angelieferten Kohle	Zusammensetzung der Trockenkohle
$c_A = 73,2$ vH	$c = 78,5$ vH
$h_A = 4,3$ „	$h = 4,6$ „
$s_A = 1,0$ „	$s = 1,1$ „
$(o + n)_A = 6,2$ „	$(o + n) = 6,65$ „
$f_A = 9,1$ „	$f = 2,5$ „
$\alpha_A = 6,2$ „	$a = 6,65$ „
$\Sigma = 100,0$ vH	$\Sigma = 100,0$ vH
(fl.B.) $_A = 20,8$ „	fl.B. = 22,3 „
$(\dot{Q}_u)_A = 6965$ kcal/kg	$\dot{Q}_u = 7515$ kcal/kg

Die Wärmebilanz, die man nun zunächst benötigt, wird erhalten, indem man die einzelnen Verluste nach Erfahrungszahlen abschätzt bzw. errechnet und damit dann den Wirkungsgrad der Kesselanlage  $\eta_{KA}$  bestimmt.

Einzelverluste:

- $\alpha$ ) Abstrahlungs- und Ableitungsverlust für die ganze Anlage (geschätzt) . . . . .  $\kappa_l = 2,7$  vH,
- $\beta$ ) Gesamtverlust an Unverbranntem (geschätzt) .  $(\kappa_s + \kappa_f) = 2,5$  vH, wobei . . . . .  $(\kappa_r + \kappa_u) = 0$ ,
- $\gamma$ ) Verlust durch fühlbare Wärme der Abgase  $\kappa_a$ :

Am Ende der Kesselanlage, d. h. hinter dem Lufterhitzer, betrage der CO<sub>2</sub>-Gehalt der trockenen Abgase . .  $v(\text{CO}_2)_a = 12,5$  vH,  
 die Abgastemperatur . . . . .  $t_a = 170^\circ \text{C}$ ,  
 die Umgebungstemperatur . . . . .  $t_u = 20^\circ \text{C}$ .

Da von dem Verlust an Unverbranntem ( $\kappa_s + \kappa_f$ ) nur der Endwert bekannt ist, ist Gl. (163), die Kenntnis der Größen  $\epsilon_s, c_s, \epsilon_f, c_f$  voraussetzen würde, für die Errechnung des reduzierten oder tatsächlich verbrannten Kohlenstoffes  $c_0$  hier nicht anwendbar;  $c_0$  muß deshalb anders errechnet werden, und zwar mit

$$c_0 = c - \sum (\kappa_s + \kappa_f + \kappa_r + \kappa_u) \cdot \frac{\dot{Q}_u}{8100} \text{ in vH,} \tag{246}$$

$$c_0 = 78,5 - 2,5 \cdot \frac{7515}{8100} = 78,5 - 2,3 = 76,2 \text{ vH.}$$

Unverbrannte Gase wie CO, H<sub>2</sub> oder CH<sub>4</sub> sollen an dem zu berechnenden Kessel nicht auftreten; somit ist der Abgasverlust:

Gl. (162):  $Q_a = \frac{76,2}{0,536 \cdot 12,5} \cdot 0,327 \cdot (170 - 20) + \frac{0,46}{100} \times$   
 $\times [9 \cdot 4,6 + 2,5] \cdot (170 - 20) = 558 + 30 = 588 \text{ kcal/kg Brennstoff.}$

Gl. (164):  $\kappa_a = \frac{588}{7515} \cdot 100 = 7,8 \text{ vH}^1.$

<sup>1</sup> Nach der „Siegertschen Formel“ ergibt sich mit  $\sigma = 0,68$  (s. Abb. 237)

Gl. (165):  $\kappa_a = 0,68 \cdot \frac{170 - 20}{12,5} = 8,15 \text{ vH};$

dieser Wert ist etwas höher als der nach der genauen Formel (164) berechnete.

Es ergibt sich nun der Wirkungsgrad der Kesselanlage  $\eta_{KA}$ :

$$\text{Gl. (167): } \eta_{KA} = 100 - (2,7 + 2,5 + 7,8) = 87 \text{ vH von } \mathfrak{S}_u.$$

Mit  $\eta_{KA}$  können jetzt Kohlenverbrauch  $B_h$  und Bruttoverdampfungsziffer  $Z_{br} = Z$  bestimmt werden. Bei der Festlegung des Wärmehaltes des Speisewassers beim Eintritt in die Kesselanlage  $i_{t_0}$  ist zu beachten, daß der angegebene Dampfdruck  $p_D = 45$  ata hinter dem Überhitzer gemessen sein soll. Infolge der Strömungswiderstände innerhalb des Ekos und auch des Überhitzers muß das Speisewasser vor dem Eko einen um etwa 3 bis 5 at höheren Druck  $p_0$  aufweisen.

Bei  $p_D = 45$  ata und  $t_D = 450^\circ \text{C}$  ist  $i_D = 794,4$  kcal/kg Dampf (nach Zahlentafel 2), bei  $p_0 \sim 50$  ata;  $t_0 = 120^\circ \text{C}$  dagegen  $i_{t_0} = 121,1$  kcal/kg Wasser (nach Zahlentafel 3), so daß die stündliche benötigte Kohlenmenge sich findet nach Gl. (113a):

$$B_h = \frac{D_h \cdot (i_D - i_{t_0})}{\eta_{KA} \cdot \mathfrak{S}_u} = \frac{60000 \cdot (794,4 - 121,1)}{0,87 \cdot 7515} = 6177 \text{ kg/h}$$

trockenen Brennstoffes.

Der Brennstoff werde durch 6 Wirbelbrenner, die zu je 3 auf den beiden Seitenwänden untergebracht sind, eingeblasen.

Die Brutto-Verdampfungsziffer errechnet sich zu Gl. (114):

$$Z = Z_{br} = \frac{D_h}{B_h} = \frac{60000}{6177} = 9,71 \text{ kg.}$$

b) Das  $I-t$ -Diagramm der Rauchgase.

Der Temperaturverlauf der Rauchgase wird mit Hilfe des  $I-t$ -Diagramms bestimmt. Dafür müssen zuerst die Luft- und Rauchgas-mengen ermittelt werden. Hierbei werden die Verluste durch Unverbranntes dadurch berücksichtigt, daß nur mit dem tatsächlich verbrannten Kohlenstoff  $c_{red} = c_0 = 76,2$  vH gerechnet wird. Erfahrungsgemäß enthalten Steinkohlen rd. 1 vH an Stickstoff. Daher werde hier der Gehalt der Kohle an Sauerstoff  $o = 6,65 - \sim 1,05 = 5,6$  vH eingesetzt. Die ganze Rechnung wird zweckmäßig auf 1 kg getrockneter Kohle bezogen.

$$\text{Gl. (30): } O_{\min} = \frac{1}{100} \cdot \left[ 1,867 \cdot 76,2 + 5,6 \cdot \left( 4,6 - \frac{5,6}{8} \right) \right] + 0,7 \cdot 1,1 =$$

1,647 Nm<sup>3</sup>/kg Br.

$$\text{Gl. (31): } L_{\min} = \frac{100}{21} \cdot 1,647 =$$

7,840 Nm<sup>3</sup>/kg Br.

Nach Gl. (36) ergeben sich die Rauchgasbestandteile zu:

$$V(\text{CO}_2) = \frac{1,867}{100} \cdot 76,2 =$$

1,423 Nm<sup>3</sup>/kg Br.

$$V(\text{SO}_2) = \frac{0,7}{100} \cdot 1,1 =$$

0,008 Nm<sup>3</sup>/kg Br.

$$V(\text{N}_2)_{\min} = \frac{79}{21} \cdot 1,647 =$$

6,193 Nm<sup>3</sup>/kg Br.

$$V(\text{H}_2\text{O}) = \frac{1,244}{100} \cdot (9 \cdot 4,6 + 2,5) =$$

0,546 Nm<sup>3</sup>/kg Br

$$(V_{Rgs})_{\min, f} = 8,170 \text{ Nm}^3/\text{kg Br.}$$

$$\text{Gl. (37): } (V_{Rgs})_{\min, tr} = 1,423 + 0,008 + 6,193 =$$

7,624 Nm<sup>3</sup>/kg Br.

Weiterhin findet man:

Gl. (34):  $L_{\text{tats}} = \varepsilon \cdot L_{\text{min}} = \varepsilon \cdot 7,840 \text{ Nm}^3/\text{kg Br.}$

Gl. (42):  $(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}} = (V_{\text{Rgs}})_{\text{min, f}} + (\varepsilon - 1) \cdot L_{\text{min}} = 8,170 + (\varepsilon - 1) \cdot 7,840 \text{ Nm}^3/\text{kg}$

Gl. (42):  $(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, tr}} = (V_{\text{Rgs}})_{\text{min, tr}} + (\varepsilon - 1) \cdot L_{\text{min}} = 7,624 + (\varepsilon - 1) \cdot 7,840 \text{ Nm}^3/\text{kg}$

Gl. (55):  $v(\text{CO}_2)_{\text{Rgs, tr}} = \frac{V(\text{CO}_2)}{(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, tr}}} = \frac{1,423}{7,624 + (\varepsilon - 1) \cdot 7,840}$  in vH R.T.

$v(\text{CO}_2)_{\text{Rgs, f}} = \frac{V(\text{CO}_2)}{(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}}} = \frac{1,423}{8,170 + (\varepsilon - 1) \cdot 7,840}$  in vH R.T.

$v(\text{H}_2\text{O})_{\text{Rgs, f}} = \frac{V(\text{H}_2\text{O})}{(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}}} = \frac{0,546}{8,170 + (\varepsilon - 1) \cdot 7,840}$  in vH R.T.

Die mit diesen Gleichungen erhaltenen Größen sind in den Abb. 327 und 328 dargestellt.

Nunmehr wird das  $I-t$ -Diagramm der Rauchgase entworfen, das in Abb. 329 dargestellt ist. Am zweckmäßigsten wählt man  $\varepsilon$  ansteigend um jeweils 0,1 oder 0,2, während man die Werte von  $I$  nach

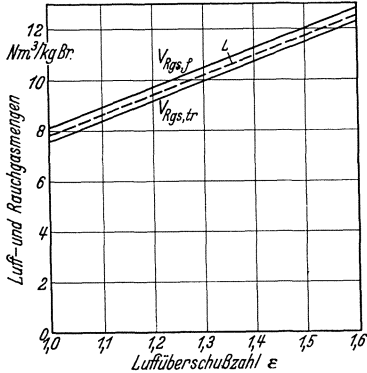


Abb. 327. Luft- und Rauchgasmengen in Abhängigkeit von der Luftüberschusszahl.

Abnehmend um jeweils 0,1 oder 0,2, während man die Werte von  $I$  nach

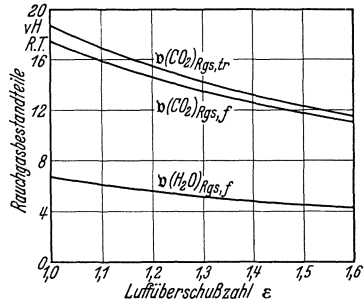


Abb. 328. Wasserdampf- und Kohlensäuregehalt der Rauchgase in Abhängigkeit von der Luftüberschusszahl.

Gl. (64) und Zahlentafel 6 von je 200 zu 200° C (oft genügen auch Sprünge von 400° C) berechnet und die so erhaltenen Punkte durch Kurven verbindet. Für 400° C z. B. errechnen sich die Werte auf folgende Weise:

$[V(\text{CO}_2) + V(\text{SO}_2)] \cdot (i_{\text{CO}_2})_{400^\circ} = (1,423 + 0,008) \cdot 185,6 = 265,6 \text{ Kcal/kg Br.}$

$V(\text{N}_2)_{\text{min}} \cdot (i_{\text{N}_2})_{400^\circ} = 6,193 \cdot 126,5 = 783,4 \text{ Kcal/kg Br.}$

$V(\text{H}_2\text{O}) \cdot (i_{\text{H}_2\text{O}})_{400^\circ} = 0,546 \cdot 148,8 = 81,2 \text{ Kcal/kg Br.}$

$(I_{\text{Rgs}})_{400^\circ}; \varepsilon = 1 = 1130,2 \text{ Kcal/kg Br.}$

$(\varepsilon - 1) \cdot L_{\text{min}} \cdot (i_L)_{400^\circ} = 0,2 \cdot 7,840 \cdot 127,2 = 199,4 \text{ Kcal/kg Br.}$

$(I_{\text{Rgs}})_{400^\circ}; \varepsilon = 1,2 = 1329,6 \text{ Kcal/kg Br.}$

$(I_{\text{Rgs}})_{400^\circ}; \varepsilon = 1,4 = 1529,0 \text{ Kcal/kg Br.}$

$(I_{\text{Rgs}})_{400^\circ}; \varepsilon = 1,6 = 1728,4 \text{ Kcal/kg Br.}$

c) Temperaturverlauf der Rauchgase.

Um ein klares Bild über den Temperaturverlauf der Rauchgase in der Kesselanlage zu erhalten, ist es zweckmäßig, diesen für sich, getrennt von der eigentlichen Heizflächenberechnung, festzulegen. Bei der Bestimmung der Rauchgastemperaturen an den einzelnen Stellen ist zu beachten, daß der Luftüberschuß entlang dem Wege der Rauchgase infolge des Eindringens von Falschluft in die Kesselzüge wächst. Als Maß hierfür ist die Angabe des  $\text{CO}_2$ -Abfalls (der trockenen Rauchgase) üblich.

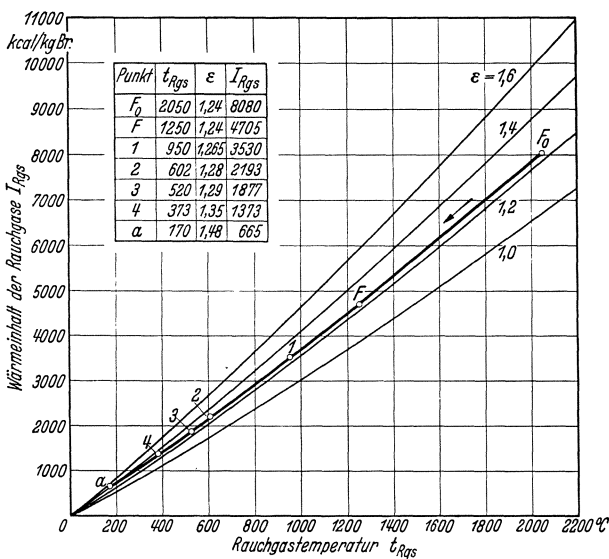


Abb. 329.  $I-t$ -Diagramm der Rauchgase.

Erfahrungswerte für den  $\text{CO}_2$ -Abfall sind:

1. Im Kesselkörper einschließlich Überhitzer . . . bis 1 vH,
2. im Glattrohr-Eko. . . . . bis 1,5 vH,
3. im Rippenrohr-Eko . . . . . bis 1 vH,
4. im Luftvorwärmer . . . . . 1 bis 2 vH.

Mit den in Abb. 330 angegebenen Bezeichnungen wird für dieses Rechenbeispiel angenommen:

- In der Feuerung  $v(\text{CO}_2)_F = 15,0$  vH R.T.;  $\epsilon_F = 1,24^1$
- am Kesselende  $v(\text{CO}_2)_3 = 14,4$  „ ;  $\epsilon_3 = 1,29$
- am Eko-Ende  $v(\text{CO}_2)_4 = 13,7$  „ ;  $\epsilon_4 = 1,35$
- am Luvo-Ende  $v(\text{CO}_2)_\alpha = 12,5$  „ ;  $\epsilon_\alpha = 1,48$

$\alpha$ ) Der gekühlte Feuerraum. Von der im Feuerraum vorhandenen Luftmenge ( $\epsilon_F = 1,24$ ) entfalten 15 vH auf die Förderluft (Erstluft), die mit Umgebungstemperatur  $t_u = 20^\circ \text{C}$  eingeblasen wird; 80 vH

<sup>1</sup> Siehe Abb. 328.



werden im Lufterhitzer auf  $t_L = 300^\circ\text{C}$  aufgewärmt und als Zweitluft durch die Wirbelbrenner eingeblasen. Von den restlichen 5 vH wird angenommen, daß sie als „Undichtigkeitsluft“ in den Feuerraum gelangen.

Die theoretische Feuerraumtemperatur  $t_{F_0}$  bestimmt sich mit:  
 $\eta_F = 1 - (\alpha_s + \alpha_j) = 1 - 0,025 = 0,975$ ;  $\xi_u = 7515\text{ kcal/kg Br.}$ ;  $\epsilon_F = 1,24$ ;  
 80 vH der Verbrennungsluft vorgewärmt von  $t_u = 20^\circ\text{C}$  auf  $t_L = 300^\circ\text{C}$ .  
 Durch Vereinigung von Gl. (58) mit Gl. (61) ergibt sich bei Einführung der Wärmeinhalte aus:

$$\eta_F \cdot \xi_u + 0,8 \cdot \epsilon_F \cdot [(I_{L_{\min}})_{t_L} - (I_{L_{\min}})_{t_u}] = [(I_{R_{gs}})_{t_{F_0}; \epsilon_F} - (I_{R_{gs}})_{t_u; \epsilon_F}]$$

$$(I_{R_{gs}})_{F_0; \epsilon_F} = (I_{R_{gs}})_{t_u; \epsilon_F} + \eta_F \cdot \xi_u + 0,8 \cdot \epsilon_F \cdot [(I_{L_{\min}})_{t_L} - (I_{L_{\min}})_{t_u}]$$

$$(I_{R_{gs}})_{F_0; \epsilon_F = 1,24} = 65 + 0,975 \cdot 7515 + 0,8 \cdot 1,24 \cdot [742 - 48] = 8080\text{ kcal/kg Br.}$$

dem entspricht nach dem  $I-t$ -Diagramm  $t_{F_0} = 2050^\circ\text{C}$ .

Die Feuerraumendtemperatur soll aber nur  $t_F = 1250^\circ\text{C}$  betragen, da der Kessel als Strahlungskessel gedacht ist.

Aus Gl. (58) und Gl. 61) ergibt sich weiterhin die im Feuerraum von den

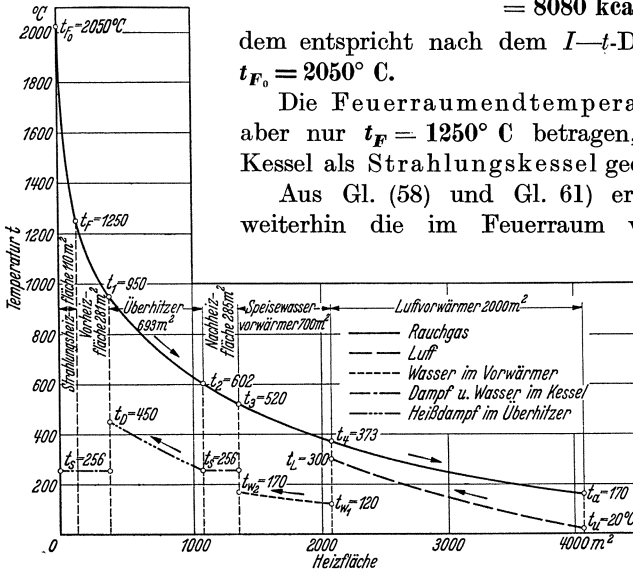


Abb. 330. Temperaturverlauf der Rauchgase.

Rauchgasen durch Strahlung abgegebene Wärmemenge zu

$$Q_s = \sigma \cdot \xi_u = (I_{R_{gs}})_{t_{F_0}; \epsilon_F} - (I_{R_{gs}})_{t_F; \epsilon_F},$$

wobei aus dem  $I-t$ -Diagramm bestimmt wird

$$(I_{R_{gs}})_{1250; \epsilon = 1,24} = 4705\text{ kcal/kg Br.}$$

Demnach sind

$$Q_s = \sigma \cdot \xi_u = 8080 - 4705 = 3375\text{ kcal/kg Br.}$$

$$\text{und } \sigma = \frac{Q_s}{\xi_u} = \frac{3375}{7515} = 0,449,$$

welch letzterer Wert auch für einen Strahlungskessel als sehr hoch anzusprechen ist (s. S. 38).

Die Verluste durch Abstrahlung und Ableitung für den ganzen Kessel sind zu  $\alpha_l = 2,7\text{ vH}$  angenommen; demgemäß kann  $\nu_F = \nu = \alpha_l = 0,027$

gesetzt werden. Die im Feuerraum an die Kesselrohre (Kühl-, Granulier- und Siederohre) zu übertragende Wärme ist dann nach Gl. (148):

$$(Q_w)_F = (1 - \nu_F) \cdot B_h \cdot Q_s = (1 - 0,027) \cdot 6177 \cdot 3375 = 20,30 \cdot 10^6 \text{ kcal/h.}$$

$\beta$ ) Der Lufterhitzer. Da der  $\text{CO}_2$ -Abfall innerhalb des Kesselkörpers nicht vorgeschrieben ist, sollen die Zwischenpunkte vor und hinter dem Überhitzer durch gradlinige Interpolation im  $I-t$ -Diagramm gefunden werden. Dafür muß aber erst die Rauchgastemperatur  $t_3$  hinter dem Kessel bekannt sein. Man kann diese so ermitteln, daß man jetzt rückwärts, vom Luvo-Ende ausgehend, den Temperaturverlauf in Luvo und Eko bestimmt.

Aufzuwärmende Luft: 80 vH bei  $\varepsilon_F = 1,24$  von  $t_u = 20^\circ \text{ C}$  auf  $t_L = 300^\circ \text{ C}$ ;  $(I_{L_{\min}})_{300^\circ} = 742 \text{ kcal/kg Br.}$ ;  $(I_{L_{\min}})_{20^\circ} = 48 \text{ kcal/kg Br.}$

Die zur Lufterwärmung nötige Wärmemenge beträgt:

$$\begin{aligned} (Q_L)_{\text{Luvo}} &= B_h \cdot 0,8 \cdot \varepsilon_F \cdot [(I_{L_{\min}})_{t_L} - (I_{L_{\min}})_{t_u}] \\ &= 6177 \cdot 0,8 \cdot 1,24 \cdot [742 - 48] = 6177 \cdot 688 = 4,25 \cdot 10^6 \text{ kcal/h.} \end{aligned}$$

Die den Rauchgasen im Luftvorwärmer zu entziehenden Wärmemenge errechnet sich dann zu

$$(Q_{\text{Rgs}})_{\text{Luvo}} = \frac{(Q_L)_{\text{Luvo}}}{1 - \nu} = \frac{4,25 \cdot 10^6}{1 - 0,027} = 4,37 \cdot 10^6 \text{ kcal/h.}$$

Für  $\varepsilon_a = 1,48$ ;  $t_a = 170^\circ \text{ C}$  ergibt sich der Wärmeinhalt der Rauchgase am Luvo-Ende aus dem  $I-t$ -Diagramm  $(I_{\text{Rgs}})_a = 665 \text{ kcal/kg Br.}$

Man findet dann den Wärmeinhalt der Rauchgase am Luvo-Anfang bzw. Eko-Ende mit

$$(I_{\text{Rgs}})_4 = (I_{\text{Rgs}})_a + \frac{(Q_{\text{Rgs}})_{\text{Luvo}}}{B_h}.$$

$$(I_{\text{Rgs}})_4 = 665 + \frac{4,37 \cdot 10^6}{6177} = 665 + 707 = 1372 \text{ kcal/kg Br.}$$

womit bei  $\varepsilon_4 = 1,35$  dann aus dem  $I-t$ -Diagramm zu entnehmen ist:

$$t_4 = 373^\circ \text{ C.}$$

$\gamma$ ) Der Speisewasservorwärmer. Im Ekonomiser soll das Speisewasser von  $t_{w_1} = t_0 = 120^\circ \text{ C}$  auf  $t_{w_2} = 170^\circ \text{ C}$  erwärmt werden.

$$p_0 \sim 50 \text{ ata; } t_{w_1} = 120^\circ \text{ C: } i_{w_1} = 121,1 \text{ kcal/kg Wasser,}$$

$$p \sim 50 \text{ ata; } t_{w_2} = 170^\circ \text{ C: } i_{w_2} = 171,7 \text{ kcal/kg Wasser.}$$

Die zur Wasservorwärmung nötige Wärmemenge nach Gl. (156):

$$(Q_w)_{\text{Eko}} = D_h \cdot (i_{w_2} - i_{w_1}) = 60000 \cdot (171,7 - 121,1) = 3,04 \cdot 10^6 \text{ kcal/h.}$$

Die den Rauchgasen im Eko zu entziehende Wärmemenge nach Gl. (157):

$$(Q_{\text{Rgs}})_{\text{Eko}} = \frac{(Q_w)_{\text{Eko}}}{1 - \nu} = \frac{3,04 \cdot 10^6}{1 - 0,027} = 3,12 \cdot 10^6 \text{ kcal/h.}$$

Der Wärmeinhalt der Rauchgase am Eko-Anfang bzw. Kesselende beträgt dann

$$(I_{\text{Rgs}})_3 = (I_{\text{Rgs}})_4 + \frac{(Q_{\text{Rgs}})_{\text{Eko}}}{B_h},$$

$$(I_{\text{Rgs}})_3 = 1372 + \frac{3,12 \cdot 10^6}{6177} = 1372 + 505 = 1877 \text{ kcal/kg Br.}$$

bei  $\varepsilon_3 = 1,29$  ergibt sich hiermit aus dem  $I-t$ -Diagramm:

$$t_3 = 520^\circ \text{ C.}$$

d) Die Vorheizfläche. Die Rauchgastemperatur am Ende der Vorheizfläche, d. h. beim Eintritt in den Überhitzer werde gewählt zu

$$t_1 = 950^\circ \text{ C.}$$

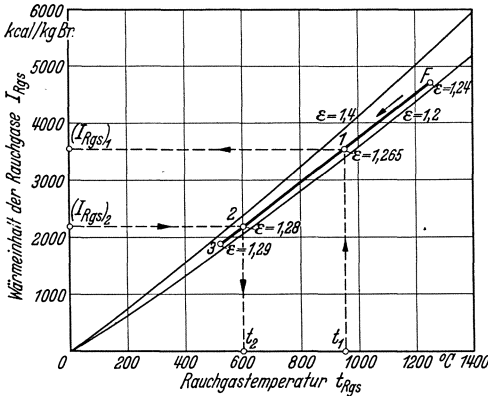


Abb. 331. Bestimmung von Zwischenwerten im  $I-t$ -Diagramm durch Interpolation.

Wie schon in Abschnitt b) S. 383 angedeutet, wird die diesem Punkt entsprechende Luftüberschusszahl  $\varepsilon_1$  durch gradlinige Interpolation im  $I-t$ -Diagramm gefunden. Man geht dabei so vor, daß man (s. Abb. 331), im  $I-t$ -Diagramm die Punkte  $F$  und  $3$  durch eine Gerade verbindet. Die Senkrechte von  $t_1$  schneidet die Verbindungslinie im Punkte  $I$ . So erhält man sowohl  $(I_{Rgs})_1$  als auch  $\varepsilon_1$ , und zwar bei  $t_1 = 950^\circ \text{ C}$  zu:

$$(I_{Rgs})_1 = 3530 \text{ kcal/kg Br; } \varepsilon_1 = 1,265,$$

Die von den Rauchgasen in der Vorheizfläche abgegebene Wärme berechnet sich nach Gl. (149):

$$(Q_{Rgs})_{Vorh} = B_h \cdot [(I_{Rgs})_F - (I_{Rgs})_1].$$

$$(Q_{Rgs})_{Vorh} = 6177 \cdot [4705 - 3530] = 6177 \cdot 1175 = 7,26 \cdot 10^6 \text{ kcal/h.}$$

Damit bestimmt sich dann die an das Kesselwasser in der Vorheizfläche übertragene Wärme nach Gl. (150) zu:

$$(Q_w)_{Vorh} = (1 - \nu) \cdot (Q_{Rgs})_{Vorh} = (1 - 0,027) \cdot 7,26 \cdot 10^6 = 7,06 \cdot 10^6 \text{ kcal/h.}$$

e) Der Überhitzer. Der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes beim Eintritt in den Überhitzer werde zu 2 vH G.T. angenommen; also

$$x = 0,98.$$

Mit den Werten von Zahlentafel 1 ergibt sich bei  $p_D = 45 \text{ ata}^1$  und  $x = 0,98$ :

$$i_x = i' + x \cdot r$$

$$i_x = 266,5 + 0,98 \cdot 401,9 = 266,5 + 393,9 = 660,4 \text{ kcal/kg Dampf,}$$

während bei

$$p_D = 45 \text{ ata und } t_D = 450^\circ \text{ C: } i_D = 794,4 \text{ kcal/kg Dampf.}$$

<sup>1</sup> Der Druckabfall des Dampfes im Überhitzer ist dabei wegen seines kleinen Einflusses auf den Wärmeinhalt  $i_x$  vernachlässigt.

Man findet nun die zur Dampfüberhitzung nötige Wärmemenge mit Gl. (154):

$$(Q_D)\dot{U} = D_h \cdot (i_D - i_x),$$

$$(Q_D)\dot{U} = 60\,000 \cdot (794,4 - 660,4) = 60\,000 \cdot 134,0 = 8,04 \cdot 10^6 \text{ kcal/h.}$$

Die den Rauchgasen im Überhitzer zu entziehende Wärmemenge ist:

$$(Q_{Rgs})\dot{U} = \frac{(Q_D)\dot{U}}{1 - \nu} = \frac{8,04 \cdot 10^6}{1 - 0,027} = 8,26 \cdot 10^6 \text{ kcal/h.}$$

Damit bestimmt sich der Wärmehalt der Rauchgase am Überhitzerende

$$(I_{Rgs})_2 = (I_{Rgs})_1 - \frac{(Q_{Rgs})\dot{U}}{B_h}$$

$$(I_{Rgs})_2 = 3530 - \frac{8,26 \cdot 10^6}{6177} = 3530 - 1337 = 2193 \text{ kcal/kg Br.}$$

Die Rauchgastemperatur  $t_2$  und die Luftüberschubzahl  $\varepsilon_2$  für den Zustandspunkt hinter Überhitzer erhält man wieder aus dem  $I-t$ -Diagramm (s. Abb. 331). Der Schnittpunkt der Verbindungslinie ( $F-3$ ) mit der Waagerechten von  $(I_{Rgs})_2$  aus gibt sowohl  $t_2$  als auch  $\varepsilon_2$ . Man findet für  $(I_{Rgs})_2 = 2193 \text{ kcal/kg Br: } t_2 = 602^\circ \text{ C; } \varepsilon_2 = 1,28$ .

ζ) Die Nachheizfläche. Die Wärmemenge; die von der Nachheizfläche noch an das Kesselwasser zu übertragen ist, errechnet sich mit

$$\text{Gl. (152): } (Q_w)_{\text{Nachh}} = D_h \cdot (i_x - i_{w_2}) - (Q_w)_F - (Q_w)_{\text{Vorh}},$$

$$(Q_w)_{\text{Nachh}} = 60\,000 \cdot (660,4 - 171,7) - 20,3 \cdot 10^6 - 7,06 \cdot 10^6 =$$

$$(Q_w)_{\text{Nachh}} = 29,32 \cdot 10^6 - 27,36 \cdot 10^6 = 1,96 \cdot 10^6 \text{ kcal, h.}$$

Von der Nachheizfläche wird demnach im Vergleich zur Strahlungsheizfläche  $I$  nur eine verhältnismäßig geringe Wärmeleistung verlangt.

d) Bestimmung der Heizflächengrößen und der Raummaße.

α) Der gekühlte Feuerraum. Die Größe des Feuerraumes wird mit der „zul. Feuerraumwärmelastung  $q_F$ “ errechnet. Die 6 Kohlenstaubbrenner sind (s. Abb. 326) zu je 3 an den beiden seitlichen Feuerraumwänden angeordnet. Da die Flamme nicht bis zu dem Kühlrost herabreichen darf, da sonst Beschädigungen dieses Rostes zu befürchten sind, kann der unterhalb der Brenner liegende Teil des Feuerraumes nicht in vollem Umfange als an der Wärmeentwicklung teilnehmend bezeichnet werden. Als untere Grenze des Flammenvolumens, d. h. des wirksamen Feuerraumvolumens  $V_F$  werde die Mitte zwischen den Brennern und dem Kühlrost, d. i. Linie ( $U \div U$  in Abb. 326) angesehen. In den anderen Richtungen werde der wirksame Feuerraum  $V_F$  immer von Rohrreihenmitte bis Rohrreihenmitte gerechnet.

Da der Feuerraum stark gekühlt ist, sei

$$q_F = 0,25 \cdot 10^6 \text{ kcal/m}^3, \text{ h}$$

angesetzt. Man findet nun:

$$\text{Gl. (118): } Q_F = B_h \cdot \xi_u = 6177 \cdot 7515 = 46,4 \cdot 10^6 \text{ kcal/h,}$$

$$\text{Gl. (119): } V_F = \frac{Q_F}{q_F} = \frac{46,4 \cdot 10^6}{0,25 \cdot 10^6} = 186 \text{ m}^3,$$

Es bestimmt sich dann: Feuerraumbreite:  $b_F = 5,2$  m  
 Feuerraumtiefe:  $t_F = 4,8$  m  
 wirksame Feuerraumhöhe:  $(h_F)_w = 7,5$  m  
 tatsächliche Feuerraumhöhe:  $h_F = 8,5$  m  
 $V_F = b_F \cdot t_F \cdot (h_F)_w = 5,4 \cdot 4,6 \cdot 7,5 = 186 \text{ m}^3$ .

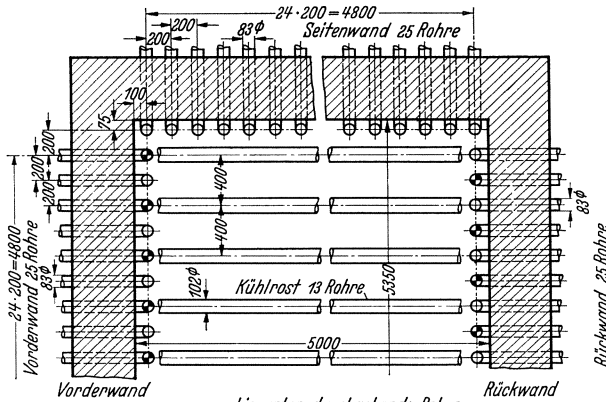
Die Gegenseitigkeitstrahlungszahl  $C_{I \div II}$  wird für alle Strahlungsheizflächen zu 3,5 angenommen (s. hierzu S. 280). Die Rohrwandtemperatur wird rd.  $25^\circ \text{C}$  höher angesetzt als die Siedetemperatur  $t_s = 256^\circ \text{C}$ .

Mit  $(Q_w)_F = 20,3 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$  (s. Abschnitt  $\gamma$ , a) (S. 383)

$$T_I = t_F + 273 = 1250 + 273 = 1523^\circ \text{K}$$

$$T_{II} = (t_s + 25) + 273 = 256 + 25 + 273 = 554^\circ \text{K}$$

$$C_{I \div II} = 3,5 \text{ kcal/m}^2, (\text{°K})^4, \text{ h}$$



● bis unten durchgehende Rohre  
 Abb. 332. Grundriß des Feuerraumes.

errechnet sich die nötige Strahlungsheizfläche mit Gl. (148):

$$\sum F_s = \frac{(Q_w)_F}{C_{I \div II} \cdot \left[ \left( \frac{T_I}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{II}}{100} \right)^4 \right]}$$

$$\sum F_s = \frac{20,3 \cdot 10^6}{3,5 \cdot [15,23^4 - 5,54^4]} = \frac{20,3 \cdot 10^6}{3,5 \cdot (53\,800 - 950)} = 110 \text{ m}^2.$$

An Strahlungsheizflächen sind angeordnet:  $\alpha$ ) das Siederohrbündel an der Decke des Feuerraumes,  $\beta$ ) Kühlrohre an allen Wänden, jedoch so, daß im unteren Teil in der Nähe der Brenner die beiden Seitenwände ganz ungekühlt sind, während Vorder- und Rückwand dort doppelt so große Rohrteilung aufweisen wie im oberen Teil, und  $\gamma$ ) der Kühlrost als unterer Abschluß des Feuerraumes. Die Errechnung der „gleichwertigen Fläche“ erfolgt mit den  $x$ -Werten von Ramsin (s. Zahlentafel 30) für das Siederohrbündel und den  $x$ -Werten von Eckert (s. Zahlentafel 28) für die anderen Kühlrohre. Beim Kühlrost wird  $x_{\text{dir}}$  eingesetzt, weil die Schlackentrichter soweit von den Rohren entfernt sind, daß eine nennenswerte Rückstrahlung nicht zu erwarten ist.

Ist  $z$  die Anzahl der Rohre,  $t$  die Rohrteilung und  $L$  die Rohrlänge, so ergibt sich (s. Gl. (146 a) S. 278):

$$F_s = x \cdot z \cdot t \cdot L \text{ in m}^2.$$

Errechnung von  $\Sigma F_s$ .

	Äußerer Rohr- durch- messer $d$ mm	Rohr- teilung $t$ mm	$t/d$	Wertig- keit $x$	Anzahl der Rohre $z$	Rohr- teilung $t$ m	Rohr- länge $L$ m	Strah- lungs- heiz- fläche $F_s =$ $x \cdot z \cdot t \cdot L$ m <sup>2</sup>	Um- fangs- heiz- fläche $F_u =$ $z \cdot L \cdot d \cdot \pi$ m <sup>2</sup>
Rohrbündel . .	83	200	—	0,98	25	0,2	5,45	26,7	—
Vorderwand									
„  oben	83	200	2,41	0,75	25	0,2	2,25	8,45	14,6
„  unten	83	400	4,82	0,46	13	0,4	4,50	10,75	15,2
Rückwand oben	83	200	2,41	0,75	25	0,2	4,9	18,35	31,8
„  unten	83	400	4,82	0,46	12	0,4	3,6	7,95	11,2
2 Seitenwände									
„  oben . . . .	83	200	2,41	0,75	2 × 25	0,2	3,75	28,1	48,7
Kühlrost . . .	102	400	3,92	0,36	13	0,4	5,1	9,55	21,2
								109,85	142,7

Die Anordnung der Heizflächen geht aus der Abb. 326 und aus dem Grundriß des Feuerraumes (s. Abb. 332) hervor.

In der letzten Spalte der obigen Zahlentafel ist noch die Umfangsheizfläche  $F_u$  der Feuerraumkühlrohre (ohne das zur Vorheizfläche gehörende Siederrohrbündel) bestimmt <sup>1</sup>.

Die Oberfläche des Feuerraumes  $O_F$  beträgt:

- Feuerraumdecke . . . . .  $5,2 \cdot 5,45 = 28,3 \text{ m}^3$
- Vorderwand . . . . .  $5,2 \cdot 7,5 = 39,0 \text{ m}^3$
- Rückwand . . . . .  $5,2 \cdot 9,45 = 49,1 \text{ m}^3$
- Seitenwände . . . . .  $2 \times 48 \cdot 8,5 = 81,6 \text{ m}^3$
- Feuerraumboden . . . . .  $5,2 \cdot 5,1 = 26,5 \text{ m}^3$

$$O_F = 224,5 \text{ m}^3,$$

damit die „Kühlziffer  $\psi$ “ Gl. (146):

$$\psi = \frac{\Sigma F_s}{O_F} = \frac{109,85}{224,5} = 0,490.$$

Der Feuerraum ist also als „sehr stark gekühlt“ anzusprechen.

β) Die Vorheizfläche. Es ist gegeben:

1.  $(Q_w)_{\text{Voh}} = 7,06 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$ ,
2. Rauchgastemperaturen:  $t_F = 1250^\circ \text{ C}$ ;  $t_1 = 950^\circ \text{ C}$ ,
3. Siedetemperatur:  $t_s = 256^\circ \text{ C}$ .

<sup>1</sup> Man kann hieraus eine neue Strahlungs-Heizflächen-Wertigkeitszahl  $x' = \frac{F_s}{F_u}$  ableiten, die also nicht wie die bisher benützte Wertigkeitszahl  $x$  auf die von den Rohren bedeckte Wandfläche  $F_{wd}$ , sondern auf die Rohr-Umfangsfläche  $F_u$  bezogen ist. Im vorliegenden Fall ergibt sich für die Gesamtheit der Strahlungsheizfläche

$$x' = \frac{F_s}{F_u} = \frac{109,85}{142,7} = 0,77.$$

Die Kesselheizfläche wird mit fluchtender Rohranordnung ausgeführt. Dabei ist  $d = 83$  mm und  $t = 200$  mm; 25 Rohre liegen nebeneinander. Die Seitenwandkühlrohre sind von den äußersten Rohren des Rohrbündels 200 mm, von der Wand 75 mm entfernt.

Die innere Kesselbreite von Wand zu Wand bestimmt sich somit zu:  
 $(b_k)_{\text{innen}} = (25 - 1) \cdot 200 + 2 \cdot 200 + 2 \cdot 75 = 5350$  mm.

Es kann angenommen werden, daß die Rauchgase senkrecht zu der Rohrachse die Vorheizfläche durchströmen. In Richtung der Rohrachse stehen dem Rauchgasstrom 5300 mm zur Verfügung. Der engste Rauchgasquerschnitt  $F_{\text{Rgs}}$  beträgt dann:

$$(F_{\text{Rgs}})_{\text{Vorh}} \sim 5,35 \cdot 5,3 \cdot \frac{t-d}{t} = 5,35 \cdot 5,3 \cdot \frac{200-83}{200} = 16,6 \text{ m}^2;$$

die mittlere Rauchgastemperatur  $(t_R)_{m, \text{Vorh}}$  und die mittlere Luftüberschubzahl  $(\varepsilon_m)_{\text{Vorh}}$  errechnen sich zu:

$$(t_R)_{m, \text{Vorh}} = \frac{t_F + t_1}{2} = \frac{1250 + 950}{2} = 1100^\circ \text{C}$$

$$(\varepsilon_m)_{\text{Vorh}} = \frac{\varepsilon_F + \varepsilon_1}{2} = \frac{1,24 + 1,265}{2} = 1,253.$$

Zu  $\varepsilon = 1,253$  gibt Abb. 327

$$(V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}} = 10,15 \text{ Nm}^3/\text{kg Br.}$$

Das sekundliche Rauchgasvolumen  $(\mathfrak{V}_{\text{Rgs}})_{s, t}$  bei der mittleren Rauchgastemperatur  $t$  ist unter Vernachlässigung der Abweichung des Barometerstandes vom Normalluftdrucke (= 760 mm Hg) entsprechend der Gl. (54):

$$(\mathfrak{V}_{\text{Rgs}})_{s, t} = \frac{B_n}{3600} \cdot (V_{\text{Rgs}})_{\text{tats, f}} \cdot \frac{(t_R)_{m, \text{Vorh}} + 273}{273}$$

$$(\mathfrak{V}_{\text{Rgs}})_{s, t} = \frac{6177}{3600} \cdot 10,15 \cdot \frac{1100 + 273}{273} = 87,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$(w_{\text{Rgs}})_m = w = \frac{(\mathfrak{V}_{\text{Rgs}})_{s, t}}{(F_{\text{Rgs}})_{\text{Vorh}}} = \frac{87,5}{16,6} = 5,27 \text{ m/s.}$$

Die mittlere Grenzschichttemperatur  $t_m$  ergibt sich, wenn in diesem Teil der Kesselheizfläche die Rohrwandtemperatur  $t_{w\bar{d}}$  zu  $260^\circ \text{C}$  ( $t_s = 256^\circ \text{C}$ ) angesetzt wird, zu:

$$t_m = \frac{(t_R)_{m, \text{Vorh}} + t_{w\bar{d}}}{2} = \frac{1100 + 260}{2} = 680^\circ \text{C.}$$

Die Zahlentafel 7 gibt dafür  $b_1 = 21,6$ .

Bei fluchtender Rohranordnung und 8 Rohrreihen hintereinander ist dann nach Reihern (s. S. 48)  $\text{const} = 0,134$ ;  $n = 0,654$ .

Mit diesen Werten kann nunmehr die Wärmeübergangszahl durch Berührung  $\alpha_1$  errechnet werden, und zwar mit Gl. (75) zu:

$$\alpha_1 = \text{const} \cdot d^{n-1} \cdot w^n \cdot b_1,$$

$$\alpha_1 = 0,134 \cdot 0,083^{-0,346} \cdot 5,27^{0,654} \cdot 21,6,$$

$$\alpha_1 = 0,134 \cdot 2,37 \cdot 2,97 \cdot 21,6 = 20,4 \text{ kcal/m}^2, ^\circ\text{C, h.}$$

Für die Wärmeübergangszahl der Gasstrahlung  $\alpha_s$  muß man zuerst sowohl für  $\text{CO}_2$  als auch für  $\text{H}_2\text{O}$  die Größe  $[p \cdot s]$  bestimmen.

Da der Gesamtdruck des Rauchgases nahezu 1 ata beträgt, ist der Partialdruck der Einzelgase annähernd gleich ihrem Volumengehalt in den feuchten Rauchgasen.

Bei  $(\varepsilon_m)_{\text{vorh}} = 1,253$  ist nach Abb. 328:

$$p(\text{CO}_2) = \frac{v(\text{CO}_2)_{\text{Rgs, f}}}{100} = 0,14 \text{ ata}$$

$$p(\text{H}_2\text{O}) = \frac{v(\text{H}_2\text{O})_{\text{Rgs, f}}}{100} = 0,0535 \text{ ata.}$$

Die Dicke der strahlenden Schicht  $s$  errechnet sich nach Münzinger<sup>1</sup>, wenn  $t_m$  den Mittelwert der Rohrteilung darstellt, zu:

$$s = t_m - \frac{d}{2} \text{ in m} \quad (247)$$

Sowohl in Richtung der Rauchgasströmung, als auch senkrecht dazu wird die Rohrteilung zu 200 mm ausgeführt, damit  $t_m = 0,2 \text{ m}$  und

$$s = 0,2 - \frac{0,083}{2} = 0,1585 \text{ m; ferner erhält man:}$$

$$p(\text{CO}_2) \cdot s = 0,14 \cdot 0,1585 = 0,022 \text{ ata} \cdot \text{m.}$$

$$p(\text{H}_2\text{O}) \cdot s = 0,0535 \cdot 0,1585 = 0,0085 \text{ ata} \cdot \text{m.}$$

Mit  $t_{\text{gas}} = 1100^\circ \text{C}$  und  $t_{\text{wd}} = 260^\circ \text{C}$ , ergibt sich nach Zahlentafel 9 die durch Gasstrahlung übertragene Wärmemenge mit Gl. (96):

$$Q_s = Q_{\text{gas}} - Q_{\text{wd}}$$

$$(Q_s)_{\text{CO}_2} = 9000 - 300 = 8700 \text{ kcal/m}^2, \text{ h}$$

$$(Q_s)_{\text{H}_2\text{O}} = 3580 - 200 = 3380 \text{ kcal/m}^2, \text{ h.}$$

Nunmehr wird die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $(\Delta t_m)_{\log}$  für die Vorheizfläche bestimmt:

$$\Delta g = t_F - t_s = 1250 - 260 = 990$$

$$\Delta k = t_1 - t_s = 950 - 260 = 690$$

$$\frac{\Delta k}{\Delta g} = \frac{690}{990} = 0,697$$

aus Zahlentafel 10 folgt:

$$f\left(\frac{\Delta k}{\Delta g}\right) = 0,838$$

$$\text{Gl. (111): } (\Delta t_m)_{\log} = \Delta g \cdot f\left(\frac{\Delta k}{\Delta g}\right) = 990 \cdot 0,838 = 830^\circ \text{C.}$$

Man findet dann:

$$\alpha_s = \frac{(Q_s)_{\text{CO}_2} + (Q_s)_{\text{H}_2\text{O}}}{(\Delta t_m)_{\log}} = \frac{8700 + 3380}{830} = \frac{12080}{830} = 14,6 \text{ kcal/m}^2, ^\circ\text{C}$$

$$\text{und } (k)_{\text{th}} = \alpha_1 + \alpha_s = 20,4 + 14,5 = 34,9 \text{ kcal/m}^2, ^\circ\text{C, h.}$$

Um die im Betrieb auftretende Verschmutzung der Kesselheizfläche zu berücksichtigen, werden von  $(k)_{\text{th}}$  10 vH in Abzug gebracht, also

$$k_{\text{wirkl}} = 0,9 \cdot k_{\text{th}} = 0,9 \cdot 34,9 = 31,4 \text{ kcal/m}^2, ^\circ\text{C, h.}$$

<sup>1</sup> Siehe Münzinger, Dampfkraft 1933 Tafel 11.



Zuletzt erhält man die erforderliche Vorheizfläche mit Gl. (151):

$$H_{\text{Vorh}} = \frac{(Q_w)_{\text{Vorh}}}{k_{\text{wirkl}} \cdot (\Delta t_m)_{\text{log}}}$$

$$H_{\text{Vorh}} = \frac{7,06 \cdot 10^6}{31,4 \cdot 833} = 270 \text{ m}^2.$$

Bei einer mittleren Rohrlänge von 5,4 m, 25 Rohren von 0,083 m äußeren Durchmesser in einer Reihe und 8 Rohrreihen übereinander ergibt sich

$$(H_{\text{Vorh}})_{\text{ausgef}} = 25 \cdot 8 \cdot 0,083 \pi \cdot 5,4 = 281 \text{ m}^2.$$

Dabei sind die Seitenwandrohre, die im Gebiet der Vorheizfläche liegen und an welchen die Rauchgase parallel zur Rohrachse strömen, wegen des geringen Ausmaßes ihrer Oberfläche nicht berücksichtigt.

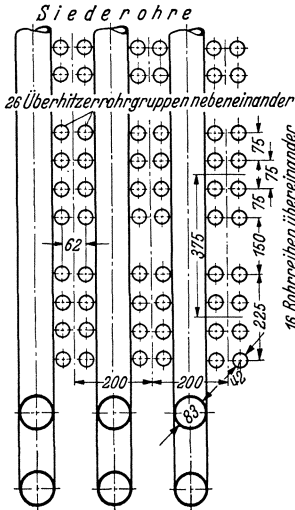


Abb. 333. Querschnitt durch einen Teil des Überhitzers.

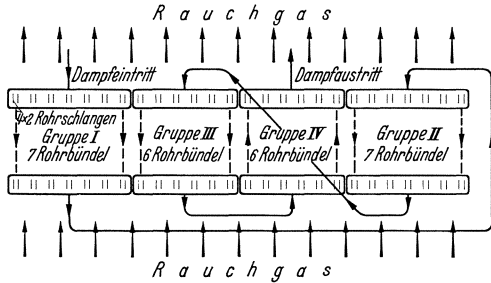


Abb. 334. Überhitzerschaltung.

γ) Der Überhitzer. Es ist dafür festgelegt:

1.  $(Q_D)_{\bar{u}} = 8,04 \cdot 10^6 \text{ kcal/h.}$
2. Rauchgastemperaturen:  $t_1 = 950^\circ \text{ C}$ ;  $t_2 = 602^\circ \text{ C}$ .
3. Dampftemperaturen:  $t_s = 256^\circ \text{ C}$ ;  $t_D = 450^\circ \text{ C}$ .

Der Überhitzer werde aus Rohrschlangen von 42/37 mm gebildet, von denen je 8 zu einer Gruppe zusammengefaßt sind, wobei 4 Rohre übereinander und 2 Rohre nebeneinander liegen (s. Abb. 333, die einen Schnitt durch einen Teil des Überhitzers innerhalb des Kessels darstellt). Die waagerechten Teilungen sind mit 62 mm zwischen den Rohren und 200 mm zwischen den Gruppen gewählt, um den Überhitzer durch die Fallrohre hindurch einbringen zu können. Auf diese Weise lassen sich 26 Gruppen nebeneinander unterbringen.

Um eine genügend hohe mittlere Dampfgeschwindigkeit von  $w_D = 18 \text{ m/s}$  zu erzielen, ist der Überhitzer dampfseitig in 4 Ströme aufgeteilt (s. Abb. 334), von denen die drei ersten, die den kälteren Dampf führen, nach Art des Gegenstromes geschaltet sind, der letzte

dagegen ähnlich dem Gleichstrom geführt ist, um das Gebiet der höchsten Rohrwandtemperaturen, die am Austritt des Dampfes aus dem Überhitzer zu erwarten sind, in den Bereich der kälteren Gase zu verlegen. Die hier besprochene Anwendung von Gleich- und Gegenstromschaltung gilt freilich nur für den vorderen Teil des Überhitzers, wo die Gase nach oben strömen. Im hinteren Teil kehren sich die Strömungsrichtungen um. Dazu kommt noch, daß von Gleich- und Gegenstrom nur dann gesprochen werden kann, wenn man den Überhitzer als Ganzes betrachtet; faßt man die einzelnen geraden Rohrstrecken ins Auge, so strömen Dampf und Rauchgase im Kreuzstrom zueinander.

Die hier vorliegenden Verhältnisse dürften in einfacher Weise am besten berücksichtigt werden, wenn man bei Bestimmung von  $(\Delta t_m)_{\log}$  mit einem Mittelwert zwischen Gleich- und Gegenstrom rechnet. Unter Benutzung von Gl. (111) und Zahlentafel 10 erhält man:

1. für Gleichstrom:

$$\frac{\Delta k}{\Delta g} = \frac{t_2 - t_D}{t_1 - t_s} = \frac{602 - 450}{950 - 256} = 0,219; f(0,219) = 0,514,$$

$$(\Delta t_m)_{\log, \text{Gl}} = 0,514 \cdot (950 - 256) = 356^\circ \text{C}.$$

2. für Gegenstrom:

$$\frac{\Delta k}{\Delta g} = \frac{t_2 - t_s}{t_1 - t_D} = \frac{602 - 256}{950 - 450} = 0,692; f(0,692) = 0,836,$$

$$(\Delta t_m)_{\log, \text{Geg}} = 0,836 \cdot (950 - 450) = 418^\circ \text{C}$$

und daraus als Mittelwert:

$$(\Delta t_m)_{\log} = \frac{356 + 418}{2} = 387^\circ \text{C}.$$

Die mittlere Rauchgasgeschwindigkeit  $w$  ergibt sich zu etwa 5 m/s; danach findet man auf dieselbe Weise, wie im vorigen Abschnitt ausgeführt:

$$\alpha_1 = 25,8 \text{ kcal/m}^2, ^\circ\text{C, h}.$$

Die mittlere Rohrteilung in Richtung der Gasströmung ist:

$$(t_m)_1 = \frac{0,375}{4} = 0,094 \text{ m},$$

die Rohrteilung senkrecht dazu:

$$(t_m)_2 = \frac{0,200}{2} = 0,1 \text{ m},$$

so daß

$$t_m = \frac{(t_m)_1 + (t_m)_2}{2} = 0,097 \text{ m}.$$

Wie bei der Vorheizfläche schon eingehend erläutert, ergibt sich dann:

$$\alpha_s = \frac{(Q_s)_{\text{CO}_2} + (Q_s)_{\text{H}_2\text{O}}}{(\Delta t_m)_{\log}} = \frac{2800 + 580}{387} = 8,7 \text{ kcal/m}^2, ^\circ\text{C, h}.$$

Bei der Überhitzerheizfläche ist es angebracht, auch die innere Wärmeübergangszahl  $\alpha_i = \alpha_2$  zu bestimmen und bei der Berechnung von  $k$  zu verwenden.

Mit:  $L \sim 25 \text{ m}$ ;  $d_i = 0,037 \text{ m}$ ;  $w_D = 18 \text{ m/s}$ ;  $p = 45 \text{ ata}$ ;  $t \sim 350^\circ \text{ C}$ :  
 Gl. (81):  $\alpha_i = \alpha_2 = 23,7 \cdot L^{0,05} \cdot d^{0,16} \cdot w_D^{0,79} \cdot b'$ .

$$\alpha_i = 23,7 \cdot 0,85 \cdot 1,69 \cdot 9,8 \cdot 3,61 = 1200 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h}.$$

Mit  $\alpha_a = \alpha_1 + \alpha_s = 25,8 + 8,7 = 34,5 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h}$  errechnet sich dann unter Vernachlässigung der Wärmeleitzahl  $\lambda$  für die Rohrwand die Wärmedurchgangszahl  $\kappa$  mit Gl. (69):

$$\frac{1}{k_a} = \frac{1}{\alpha_a} + \frac{r_a}{\alpha_i \cdot r_i}$$

$$\frac{1}{k_a} = \frac{1}{34,5} + \frac{0,021}{1200 \cdot 0,0185} = 0,029 + 0,00095 = 0,02995$$

$$k_{th} = k_a = \frac{1}{0,02995} = 33,4 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h}$$

$$k_{\text{wirkl}} = 0,9 \cdot k_{th} = 0,9 \cdot 33,4 = 30 \text{ kcal}$$

$$\text{Gl. (154): } H_U = \frac{(Q_D) \dot{V}}{k_{\text{wirkl}} \cdot (\Delta t_m)_{\log}} = \frac{8,04 \cdot 10^6}{30 \cdot 387} = 693 \text{ m}^2.$$

Die erforderliche Rohrlänge  $L_{\text{erf}}$  ergibt sich somit bei 26 Rohrgruppen von je 8 Schlangen von 42 mm äußeren Durchmesser zu

$$L_{\text{erf}} = \frac{693}{26 \cdot 8 \cdot 0,042} = 25,3 \text{ m}.$$

δ) Die Nachheizfläche. Es ist hier gegeben:

1.  $(Q_w)_{\text{Nachh}} = 1,96 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$ .

2. Rauchgastemperaturen:  $t_2 = 602^\circ \text{ C}$ ;  $t_3 = 520^\circ \text{ C}$ .

3. Wasser- und Dampftemperatur:  $t_s = 256^\circ \text{ C}$ , womit sich findet:

$$(\Delta t_m)_{\log} = 303^\circ \text{ C}.$$

Als Heizfläche kommen die Fortsetzungen der 8 Rohrreihen der Vorheizfläche und der Rückwandkühlrohre, insgesamt also 9 Rohrreihen in Frage. Die Rohre sind von den Rauchgasen nicht ganz senkrecht beaufschlagt. Eine näherungsweise Nachprüfung nach Vornehm (s. S. 49) ergibt, daß die Wärmeübergangszahl für die vorliegenden Verhältnisse annähernd 10 vH niedriger als  $(\alpha)_{90^\circ}$  angesetzt werden kann. Die mittlere Rauchgasgeschwindigkeit beträgt 4,35 m/s.

Mit demselben Rechenvorgang wie bei der Vorheizfläche wird dann erhalten:

$$\alpha_1 = 0,9 \cdot (\alpha)_{90^\circ} = 0,9 \cdot 20,4 = 18,35 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h},$$

$$\alpha_s = 6,9 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h},$$

$$k_{\text{wirkl}} = 0,9 \cdot (18,35 + 6,9) = 22,7 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h},$$

$$H_{\text{Nachh}} = \frac{(Q_w)_{\text{Nachh}}}{k_{\text{wirkl}} \cdot (\Delta t_m)_{\log}} = \frac{1,96 \cdot 10^6}{22,7 \cdot 303} = 285 \text{ m}^2$$

$$\text{und die mittlere Rohrlänge } L = \frac{285}{9 \cdot 25 \cdot 0,083} = 4,87 \text{ m}.$$

ε) Der Speisewasservorwärmer. Es ist festgelegt:

1.  $(Q_w)_{\text{Eko}} = 3,04 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$ .

2. Rauchgastemperaturen:  $t_3 = 520^\circ \text{ C}$ ;  $t_4 = 373^\circ \text{ C}$ .

3. Wassertemperaturen:  $t_{w_1} = 120^\circ \text{ C}$ ;  $t_{w_2} = 170^\circ \text{ C}$ .

Der Ekonomiser wird sowohl im Wasser- als auch im Rauchgasstrom in zwei parallelgeschaltete Hälften aufgeteilt, wie es Abb. 335 zeigt. Verwendet seien Verbandsrippenrohre von 2 m Länge, die je Rohr eine Heizfläche  $H_{\text{Rohr}} = 5,6 \text{ m}^2/\text{Rohr}$  und einen freien Rauchgasquerschnitt von  $(F_{\text{Rgs}})_{\text{Rohr}} = 0,185 \text{ m}^2/\text{Rohr}$  aufweisen. Um eine mittlere Rauchgasgeschwindigkeit von 12 m/s zu erzielen, sind immer 11 Rohre nebeneinander gelegt. Die Wärmedurchgangszahl  $k_{\text{wirkl}} = k = 14,5 \text{ kcal/m}^2, ^\circ\text{C}$ , ergibt sich aus Abb. 236a. Rauchgas und Wasser sind im Gegenstrom zueinander geschaltet. Dafür findet sich

$$(\Delta t_m)_{\log} = 299^\circ \text{ C}$$

und

$$\begin{aligned} H_{\text{Eko}} &= \frac{(Q_w)_{\text{Eko}}}{k \cdot (\Delta t_m)_{\log}} = \\ &= \frac{3,04 \cdot 10^6}{14,5 \cdot 299} = 700 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

$$\text{Dies ergibt } 2 \cdot \frac{700}{11 \cdot 5,6} = 5,7$$

Rohrreihen übereinander; 6 Reihen werden ausgeführt. Die tatsächliche Eko-Heizfläche beträgt somit:

$$\begin{aligned} (H_{\text{Eko}})_{\text{ausgef}} &= 2 \cdot 11 \cdot 6 \cdot 5,6 = \\ &= 739,2 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Um eine zu hohe Wassergeschwindigkeit zu vermeiden, wird wasserseitig jede Eko-Hälfte in senkrechter Richtung noch einmal in 3 Teile unterteilt, wodurch insgesamt 6 parallele Wasserströme entstehen. Die Wassergeschwindigkeit beträgt bei einem mittleren spez. Gewicht des

$$\text{Wassers } \gamma_v = 0,92 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \text{ dann } w_w = \frac{D_h}{6 \cdot 3600 \cdot \frac{d^2 \Pi}{4} \cdot 920} = 0,6 \text{ m/s.}$$

ζ) Der Lufterhitzer. Es ist hierfür gegeben:

1.  $(Q_L)_{\text{Luvo}} = 4,25 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$ .
2. Rauchgastemperaturen:  $t_4 = 373^\circ \text{ C}$ ;  $t_a = 170^\circ \text{ C}$ .
3. Lufttemperaturen:  $t_u = 20^\circ \text{ C}$ ;  $t_L = 300^\circ \text{ C}$ .

Der Lufterhitzer sei unterhalb des Ekonomisers angeordnet, also gleichfalls in 2 Teile aufgeteilt, die rauchgas- und luftseitig parallelgeschaltet sind. Vorgesehen ist ein Plattenlufterhitzer, dessen Elemente aus Blechen von 2 m Länge, 1 m Höhe und 2 mm Wandstärke bestehen (s. Abb. 335). Innerhalb eines solchen Elementes strömen Luft und

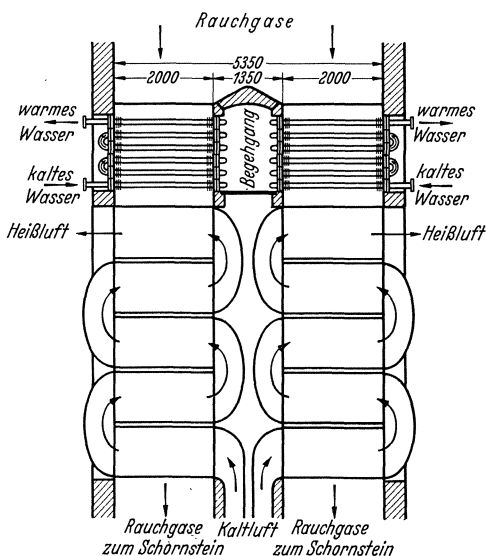


Abb. 335. Anordnung des Speisewasser- und des Luftvorwärmers.

Rauchgas im Kreuzstrom, während die Zusammenschaltung aller Elemente Gegenstrom ergibt.

$$(\Delta t_m)_{\log} = 107^\circ \text{C}.$$

Die gesamte Tiefe des Luvo ist durch den Ekonomiser mit 2450 mm bereits vorgeschrieben, so daß sich 50 Elemente nebeneinander zu einem Paket zusammenfassen lassen, da ein Element (s. Abb. 336):  $27 + 17 + 2 \cdot 2 = 48 \text{ mm}$  breit ist.

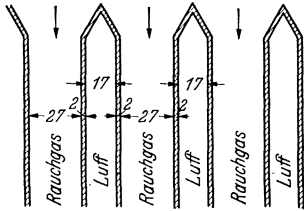


Abb. 336. Querschnitt durch den Lufterhitzer.

Der freie Rauchgasquerschnitt einer Hälfte ergibt sich bei 2,450 m gesamter Luvo-Tiefe und 2 m Luvo-Breite bzw. Plattenlänge zu:

$$(F_{\text{Rgs}})_{\text{Luvo; Hälfte}} = 2,45 \cdot 2 \cdot \frac{27}{48} = 2,76 \text{ m}^2,$$

der freie Luftquerschnitt einer Hälfte bei 2,45 m Luvo-Tiefe und 1 m Platten- bzw. Elementhöhe also zu:

$$(F_{\text{Luft}})_{\text{Luvo; Hälfte}} = 2,45 \cdot 1 \cdot \frac{17}{48} = 0,87 \text{ m}^2.$$

Für  $(w_{\text{Rgs}})_{\text{Luvo}} = 7,1 \text{ m/s}$ ;  $(w_{\text{Luft}})_{\text{Luvo}} = 12,2 \text{ m/s}$  ist nach Abb. 236 b:  $k_{\text{wirkl}} = k = 19,8 \text{ kcal/m}^2, ^\circ\text{C, h}$ , woraus sich dann die nötige Heizfläche des Luvo errechnet zu:

$$H_{\text{Luvo}} = \frac{(Q_L)_{\text{Luvo}}}{k \cdot (\Delta t_m)_{\log}} = \frac{4,25 \cdot 10^6}{19,8 \cdot 107} = 2000 \text{ m}^2.$$

Da in einem Plattenpaket  $2 \cdot 50 \cdot (1 \cdot 2) = 200 \text{ m}^2$  Heizfläche enthalten sind, ergibt dies 10 Pakete insgesamt, bzw. je 5 übereinander in jeder Luvo-Hälfte.

Die äußere Kesselbreite beträgt  $b_K = 6,37 \text{ m}$ , die äußere Kessellänge einschließlich Eko und Luvo  $L_K = 10,1 \text{ m}$ , somit die Grundfläche  $Gr = 64,3 \text{ m}^2$ .

Die wichtigsten Abmessungen und Kenngrößen des berechneten Zweitrommel-Steilrohrkessels sind damit:

1. Gesamte Kesselheizfläche  $H_K = 708,7 \text{ m}^2$ .
2. Feuerraumkühlfläche ohne Siederohrbündel (hier gesamter Umfang)  $F_u = 142,7 \text{ m}^2$ .
3. Vorheizfläche  $H_{\text{Vorh}} = 281,0 \text{ m}^2$ .
4. Nachheizfläche  $H_{\text{Nachh}} = 285,0 \text{ m}^2$ .
5. Überhitzerheizfläche  $H_{\text{Ü}} = 693,0 \text{ m}^2$ .
6. Ekonomiserheizfläche  $H_{\text{Eko}} = 739,2 \text{ m}^2$ .
7. Lufterhitzerheizfläche  $H_{\text{Luvo}} = 2000,0 \text{ m}^2$ .
8. Anzahl der Brenner 6.
9. Wirksames Feuerraumvolumen  $V_F = 186 \text{ m}^3$ .

10. Äußerer Durchmesser der Trommeln  $D_a = 1400$  (Obertr.) bzw. 1100 mm (Untertr.).
11. Äußerer Durchmesser der Siederohre  $d_a = 83$  mm.
12. Äußerer Durchmesser der Kühlrohre  $d_a = 102$  mm.
13. Gesamtzahl aller Siederohre (einschließlich Kühlrohre, ohne die kaltliegenden Fallrohre)  $z = 313$ .
14. Dampfleistung  $D_h = 60000$  kg/h.
15. Heizflächenbeanspruchung  $D_h/H_K = 85$  kg/m<sup>2</sup>, h.
16. Feuerungsleistung  $Q_F = B_h \cdot \xi_u = 46,4 \cdot 10^6$  kcal/h.
17. Feuerraumbbeanspruchung (bezogen auf das wirksame Feuerraumvolumen)  $q_F = 0,25 \cdot 10^6$  kcal/h.
18. Breitendampfleistung  $D_h/b_K = 9420$  kg/mh.
19. Grundflächenausnutzung  $H_K/Gr = 10,85$  m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>.

## 2. Auszug aus den Festigkeitsrechnungen.

a) Obertrommel. Es sei angenommen:

Äußerer Durchmesser  $D_a$  1400 mm, innerer Durchmesser  $D_i = 1300$  mm, Werkstoff  $F_{II}$  mit  $K_z = 41$  kg/mm<sup>2</sup>, Längsteilung  $t_l = 200$  mm, Querteilung  $t_q = 130$  mm, gemessen in der Mittelfaser, Rohrlochdurchmesser  $d_{RL} = 84$  mm bei 83 mm äußerem Rohrdurchmesser, Dampfdruck  $p = 45$  atü, wenn der Druckabfall im Überhitzer zu 1 at angesetzt wird.

Die Trommel sei in der Längsnaht „überlappt wassergasgeschweißt“ ausgeführt. Die Wandstärke  $s$  wird für den durch eine Rohrreihe gehenden Trommellängsquerschnitt gerechnet, da dort die Wandstärkenschwächung am größten ist, während für die Schweißnaht selber  $v = 0,9$  zulässig ist. An dieser Rohrreihenstelle ist die Trommel als nahtlos zu betrachten, daher  $x = 4$  einzusetzen (s. S. 340).

Man berechnet nun

$$\text{Gl. (190):} \quad v_l = \frac{t_l - d_{RL}}{t_l} = \frac{200 - 84}{200} = 0,58,$$

$$\text{Gl. (191):} \quad v_q = \frac{t_q - d_{RL}}{t_q} = \frac{130 - 84}{130} = 0,354$$

und damit die nötige Wandstärke der Trommel mit Gl. (189):

$$s_l = \frac{D \cdot p \cdot x}{200 \cdot K_z \cdot v_l} + c = \frac{1300 \cdot 45 \cdot 4}{200 \cdot 41 \cdot 0,58} + c = 49,2 + 0 = 49,2 \text{ mm},$$

$$\text{Gl. (192):} \quad s_q = \frac{D \cdot p \cdot x}{400 \cdot K_z \cdot v_q} + c = \frac{1300 \cdot 45 \cdot 4}{400 \cdot 41 \cdot 0,354} + c = 40,3 + 0 \sim 41 \text{ mm};$$

die Trommel erhält demnach, da  $s_l > s_q$ , bei der Ausführung eine Wandstärke von 50 mm.

b) Siederohr. Es sei hierfür angenommen:

Durchmesser 83/75,5 mm.

Werkstoff  $F_I$ :  $K_z = 35-45$  kg/mm<sup>2</sup>;  $k_z = 6,4$  kg/mm<sup>2</sup>.

Betriebsdruck:  $p = 46,5$  atü, wobei gegenüber der Obertrommel noch 1,5 at für die Wassersäule in den Rohren zugezählt ist; dieser

Betriebsdruck wird angenähert an der tiefsten Stelle eines Kühlrohres der Vorderwand eintreten.

Man findet dann die nötige Wandstärke des Siederohres mit Gl. (214):

$$s = \frac{p \cdot d}{200 \cdot k_z} + 1 = \frac{46,5 \cdot 75,5}{200 \cdot 6,4} + 1 = 2,75 + 1 = 3,75 \text{ mm.}$$

### 3. Der Zugstärkenbedarf.

Gl. (170):

$$h_{KA} = \sum (z \cdot h_R) + \sum h_{Uml} + \sum h_{Eintr} + \sum h_{Austr} - \sum h_{Auftr} \text{ in mm WS.}$$

Der Zugstärkenbedarf wird bestimmt zwischen dem Punkt *A* in Höhe des Kühlrostes und dem Punkt *B*, der in derselben Höhe unterhalb des Luftvorwärmers liegt (s. Abb. 326).

a) Die Reibungsverluste in den Heizflächen  $\sum (z \cdot h_R)$ .

$\alpha$ ) In der Vorheizfläche.

8 fluchtende Rohrreihen;

$$d = 0,083 \text{ m; } w_{Rgs} = 5,27 \text{ m/s; } (t_{Rgs})_m = 1100^\circ \text{ C.}$$

$$\rho = \frac{1,315}{9,81} \cdot \frac{273}{1100 + 273} = 0,0266 \frac{\text{kg, s}^2}{\text{m}^4},$$

$$\mu = 4,9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg, s}}{\text{m}^2} \text{ (s. Abb. 19).}$$

$$\text{Gl. (87): } (z \cdot h_R)_{th} = z \cdot \Delta p = z \cdot 0,0022 \cdot \rho^{0,9728} \cdot \mu^{0,0272} \cdot \frac{1}{d^{1,0272}} \cdot w^{1,9728},$$

$$(z \cdot h_R)_{th} = 8 \cdot 0,0022 \cdot 0,0293 \cdot 0,718 \cdot 12,9 \cdot 26,6 = 0,13 \text{ mm WS.}$$

Mit der Berichtigungszahl von Münzinger 2,5 wird

$$(z \cdot h_R)_{Vorh} = 2,5 \cdot 0,13 \sim 0,35 \text{ mm WS.}$$

$\beta$ ) Im Überhitzer.

Beide Teile des Überhitzers weisen je 16 fluchtende Rohrreihen hintereinander mit einem Rohrdurchmesser von 42 mm auf. Die mittleren Rauchgastemperaturen betragen etwa 860° C im 1., bzw. rd. 690° C im 2. Teil, die Rauchgasgeschwindigkeiten etwa 5,1 m/s in dem ersten und rd. 7,25 m/s im zweiten Überhitzerteil.

$$(z \cdot h_R)_{\dot{U}} = (z \cdot h_R)_{\dot{U}_1} + (z \cdot h_R)_{\dot{U}_2} = 1,5 + 3,5 = 5,0 \text{ mm WS.}$$

$\gamma$ ) In der Nachheizfläche.

Wegen der schrägen Anströmung wurde der errechnete Zugverlust um 50 vH erhöht in die Rechnung eingesetzt.

$$(z \cdot h_R)_{Nachh} = 0,55 \text{ mm WS.}$$

$\delta$ ) Im Speisewasservorwärmer.

6 Rohrreihen übereinander;  $w_{Rgs} = 11,75 \text{ m/s}$ .

Mit den Werten der Abb. 239 erhält man:

$$(z \cdot h_R)_{Eko} = 6 \cdot 1,54 = 9,25 \text{ mm WS.}$$

e) Im Luftvorwärmer.

Höhe des Luvo einschließlich der Zwischenteile  $L = 5,5$  m;  
Spaltbreite  $s = 0,027$  m;  $w_{\text{Rgs}} = 7,1$  m/s;  $t_{\text{Rm}} = 272^\circ$  C;

$$\gamma_{\text{Rgs}} = 1,315 \cdot \frac{273}{272 + 273} = 0,658 \text{ kg/m}^3.$$

$$\text{Gl. (172): } (z \cdot h_{\text{R}})_{\text{Luvo}} = L \cdot 0,00125 \cdot s^{-1,269} \cdot w_{\text{Rgs}}^{1,852} \cdot \gamma_{\text{Rgs}}^{0,852},$$

$$(z \cdot h_{\text{R}})_{\text{Luvo}} = 5,5 \cdot 0,00125 \cdot 98 \cdot 37,7 \cdot 0,7 = 17,75 \text{ mm WS.}$$

$$\Sigma (z \cdot h_{\text{R}}) = (z \cdot h_{\text{R}})_{\text{Vorh}} + (z \cdot h_{\text{R}})_{\text{Ü}} + (z \cdot h_{\text{R}})_{\text{Nachh}} + (z \cdot h_{\text{R}})_{\text{Eko}} + (z \cdot h_{\text{R}})_{\text{Luvo}}.$$

$$\Sigma (z \cdot h_{\text{R}}) = 0,35 + 5,0 + 0,55 + 9,25 + 17,75 = 32,9 \text{ mm WS}^1.$$

b) Die Umlenkverluste  $\Sigma h_{\text{Uml}}$ .

$\alpha$ ) Zwischen dem 1. und 2. Überhitzerteil.

$t_{\text{Rgs}} \sim 775^\circ$  C;  $\gamma_{\text{Rgs}} = 0,345$  kg/m<sup>3</sup>;  $w_1 = 2,7$  m/s;  $w_3 = 4,6$  m/s  
Umlenkung um  $90^\circ$ .

$$\text{Gl. (174): } h_{\text{Uml}} = \frac{\gamma_{\text{Rgs}}}{2g} (w_1^2 + w_3^2).$$

$$(h_{\text{Uml}})_{\text{Ü}} = \frac{0,345}{2 \cdot 9,81} \cdot (2,7^2 + 4,6^2) = 0,5 \text{ mm WS.}$$

$\beta$ ) Zwischen Nachheizfläche und Ekonomiser.

$$(h_{\text{Uml}})_{\text{KE}} = 0,85 \text{ mm WS.}$$

$$\Sigma h_{\text{Uml}} = (h_{\text{Uml}})_{\text{Ü}} + (h_{\text{Uml}})_{\text{KE}} = 0,5 + 0,85 = 1,35 \text{ mm WS.}$$

c) Die Eintrittsverluste  $\Sigma h_{\text{Eintr}}$ .

$$\text{Gl. (176): } h_{\text{Eintr}} = \zeta_e \cdot \frac{\gamma_{\text{Rgs}}}{2g} \cdot w_1^2 \text{ in mm WS}$$

Werte für  $\zeta_e$  s. S. 302.

$\alpha$ ) Vorheizfläche.

$$t_{\text{Rgs}} = 1250^\circ \text{ C; } \gamma_{\text{Rgs}} = 0,236 \text{ kg/m}^3; w_1 = 5,85 \text{ m/s; } \frac{f_1}{f_0} = \frac{200 - 83}{200} = 0,585;$$

$$\zeta_e = 0,24;$$

$$(h_{\text{Eintr}})_{\text{Vorh}} = 0,24 \cdot \frac{0,236}{2 \cdot 9,81} \cdot 5,85^2 = 0,1 \text{ mm WS.}$$

$\beta$ ) 2. Überhitzerteil:  $(h_{\text{Eintr}})_{\text{Ü}} = 0,25$  mm WS.

$\gamma$ ) Ekonomiser:  $(h_{\text{Eintr}})_{\text{Eko}} = 1,25$  mm WS.

$\epsilon$ ) Luftherhitzer:  $(h_{\text{Eintr}})_{\text{Luvo}} = 0,5$  mm WS.

$$\Sigma h_{\text{Eintr}} = 0,1 + 0,25 + 1,25 + 0,5 = 2,1 \text{ mm WS.}$$

<sup>1</sup> Man beachte, daß die Haupt-Reibungsverluste gewöhnlich in den Zusatz-Heizflächen (Eko und Luvo) auftreten.



d) Die Austrittsverluste  $\Sigma h_{\text{Austr}}$ .

Gl. (177): 
$$h_{\text{Austr}} = \left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right)^2 \cdot \frac{w_1^2}{2g} \cdot \gamma_{\text{Rgs}} \text{ in mm WS.}$$

$\alpha$ ) 1. Überhitzerteil.

$$\left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right) = \left(\frac{290 - 2 \cdot 42}{200}\right) = 0,42; \quad w_1 = 4,7 \text{ m/s}; \quad \gamma_{\text{Rgs}} = 0,345 \text{ kg/m}^3.$$

$$(h_{\text{Austr}})_{\text{Ü}} = 0,42^2 \cdot \frac{4,7^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,345 \sim 0,1 \text{ mm WS.}$$

$\beta$ ) Kesselende:  $(h_{\text{Austr}})_{\text{KE}} \sim 0,1 \text{ mm WS.}$

$\gamma$ ) Eko-Ende:  $(h_{\text{Austr}})_{\text{EE}} = 1,05 \text{ mm WS.}$

$\delta$ ) Luvo-Ende:  $(h_{\text{Austr}})_{\text{LE}} = 0,3 \text{ mm WS.}$

$$\Sigma (h_{\text{Austr}}) = 0,1 + 0,1 + 1,05 + 0,3 = 1,55 \text{ mm WS.}$$

e) Der Auftrieb  $\Sigma h_{\text{Auftr}}$ .

Gl. (178): 
$$h_{\text{Auftr}} = H \left(1,2 - \frac{365}{T}\right) \text{ in mm WS.}$$

$\alpha$ ) Feuerraum.

$$H = 8,5 \text{ m}; \quad t = 1250^\circ \text{ C}; \quad T = 1523^\circ \text{ K}$$

$$(h_{\text{Auftr}})_{\text{F}} = 8,5 \cdot \left(1,2 - \frac{365}{1523}\right) = 8,15 \text{ mm WS.}$$

$\beta$ ) Vorheizfläche:  $(h_{\text{Auftr}})_{\text{Vorh}} = 1,8 \text{ mm WS.}$

$\gamma$ ) Überhitzer:  $(h_{\text{Auftr}})_{\text{Ü}} = 3,0 \text{ mm WS.}$

$\delta$ ) Zwischen Kessel und Eko:  $(h_{\text{Auftr}})_{\text{KE}} = (-3,3) \text{ mm WS.}$

$\epsilon$ ) Ekonomiser:  $(h_{\text{Auftr}})_{\text{Eko}} = (-1,4) \text{ mm WS.}$

$\zeta$ ) Luftvorwärmer:  $(h_{\text{Auftr}})_{\text{Luvo}} = (-3,2) \text{ mm WS.}$

$\eta$ ) Hinter Luvo:  $(h_{\text{Auftr}})_{\text{LE}} = (-0,55) \text{ mm WS.}$

$$\begin{aligned} \Sigma (h_{\text{Auftr}}) &= \Sigma (h_{\text{Auftr}})_{\text{steig}} + \Sigma (h_{\text{Auftr}})_{\text{fall}} \\ &= (8,15 + 1,8 + 3,0) - (3,3 + 1,4 + 3,2 + 0,55) = \\ \Sigma (h_{\text{Auftr}}) &= 12,95 - 8,45 = 4,5 \text{ mm WS.} \end{aligned}$$

f) Die notwendige Zugstärke  $h_{\text{notw}}$ .

Gl. (170): 
$$h_{\text{KA}} = \Sigma (z \cdot h_{\text{R}}) + \Sigma h_{\text{Uml}} + \Sigma h_{\text{Eintr}} + \Sigma h_{\text{Austr}} - \Sigma h_{\text{Auftr}}.$$
  

$$h_{\text{KA}} = 32,9 + 1,35 + 2,1 + 1,55 - 4,5 = 33,4 \text{ mm WS.}$$

Die am Ende der Kesselanlage in Punkt B notwendige Zugstärke  $h_{\text{notw}}$  bestimmt sich schließlich zu:

Gl. (179): 
$$h_{\text{notw}} = h_{\text{KA}} - h_{\text{A} \div \text{A}'}$$
  

$$h_{\text{A} \div \text{A}'} = (z \cdot h_{\text{R}})_{\text{Vorh}} + (z \cdot h_{\text{R}})_{\text{Ü}_1} + (h_{\text{Uml}})_{\text{Ü}} + (h_{\text{Eintr}})_{\text{Vorh}} +$$
  

$$+ (h_{\text{Austr}})_{\text{ü}} - (h_{\text{Auftr}})_{\text{steig}}$$
  

$$h_{\text{A} \div \text{A}'} = 0,35 + 1,5 + 0,5 + 0,1 + 0,1 - 12,95 = -10,4 \text{ mm WS.}$$
  

$$h_{\text{notw}} = 33,4 + 10,4 = 43,8 \text{ mm WS.}$$

## II. Berechnung eines Zweiflammrohrkessels mit Planrost und Überhitzer (ähnl. Abb. 124).

### 1. Die wärmetechnischen Rechnungen.

Angaben, die dem Kesselentwurf zugrunde gelegt sind.

Stündliche Dampfmenge . . . . .	$D_h = 2000 \text{ kg/h}$
Dampfdruck hinterm Überhitzer . . . . .	$p_D = 15,5 \text{ ata}$
Heißdampf Temperatur . . . . .	$t_D = 365^\circ \text{ C}$
Speisewassertemperatur . . . . .	$t_o = 45^\circ \text{ C}$
Heizwert der Kohle . . . . .	$\xi_u = 6800 \text{ kcal/kg}$

Zusammensetzung der Kohle (Oberschlesische Gasflammkohle):

$c = 72,0 \text{ vH};$	$h = 4,5 \text{ vH};$	$o = 9,0 \text{ vH};$
$n = 1,0 \text{ vH};$	$s = 1,0 \text{ vH};$	$a = 7,5 \text{ vH};$
$f = 5,0 \text{ vH};$	<i>fl.B.</i> $\sim 30 \text{ vH}$ .	

Die Berechnung eines Flammrohrkessels erfolgt im wesentlichen in derselben Art, wie sie im Beispiel I für einen Wasserrohrkessel dargelegt ist; insbesondere gilt dies für die Aufstellung der Wärmebilanz und des  $I-t$ -Diagramms der Rauchgase. Des beschränkten Raumes wegen wird deshalb bei den in Frage kommenden Stellen auf das erste Rechenbeispiel verwiesen.

a) Wärmebilanz und stündliche Brennstoffmenge  $B_h$ .

Die Kesselanlage bestehe aus einem eingemauerten Kesselkörper mit 3 Zügen und einem Überhitzer, der hinter dem Flammrohr vor dem zweiten Zuge angeordnet sei. Ein Speisewasservorwärmer sei nicht vorgesehen. Die Abgastemperatur wird darum zu  $t_a = 300^\circ \text{ C}$ , der zugehörige  $\text{CO}_2$ -Gehalt am Kesselende zu  $v(\text{CO}_2)_a = 10 \text{ vH R.T.}$  angesetzt. Die Temperatur der Außenluft betrage  $t_u = 20^\circ \text{ C}$ .

Der Abgasverlust errechnet sich in derselben Weise wie in Beispiel I zu  $\alpha_a = 18,5 \text{ vH}$ .

Die anderen Verluste seien geschätzt zu:

$$(\alpha_a + \alpha_s) = 5 \text{ vH}; \quad (\alpha_r + \alpha_f + \alpha_u) = 0 \text{ vH}; \quad \alpha_l = 4 \text{ vH}.$$

Damit wird Gl. (167):

$$\eta_{KA} = 100 - (5 + 4 + 18,5) = 72,5 \text{ vH von } \xi_u.$$

Bei  $p_D = 15,5 \text{ ata}$ ;  $t_D = 365^\circ \text{ C}$ :  $i_D = 759,0 \text{ kcal/kg Dampf}$

$p_o = 16 \text{ ata}$ ;  $t_o = 45^\circ \text{ C}$ :  $i_{t_o} = 45,0 \text{ kcal/kg Wasser}$ .

$$\text{Gl. (113 a): } B_h = \frac{D_h \cdot (i_D - i_{t_o})}{\eta_{KA} \cdot \xi_u} = \frac{2000 \cdot (759,0 - 45,0)}{0,725 \cdot 6800} = 290 \text{ kg/h Kohle,}$$

$$\text{Gl. (114): } z_{br} = \frac{D_h}{B_h} = \frac{2000}{290} = 6,9 \frac{\text{kg Dampf}}{\text{kg Kohle}}.$$

b) Das  $I-t$ -Diagramm der Rauchgase.

Die zum Aufzeichnen dieses Diagrammes notwendigen Rechnungen werden genau so durchgeführt wie in Beispiel I; der hier in Frage kommende Arbeitsbereich liegt jedoch zwischen den Luftüberschuszahlen  $\epsilon = 1,6$  bis  $\epsilon = 2,0$ .

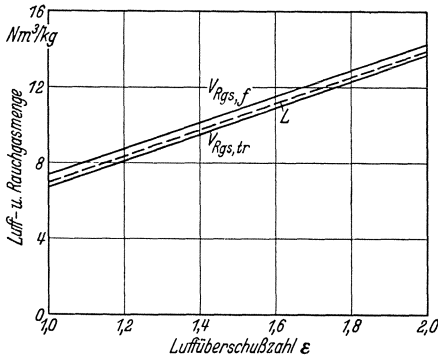


Abb. 337. Luft- und Rauchgas mengen in Abhängigkeit von der Luftüberschuszahl.

Die Abb. 337 stellt die Luft- und Rauchgas mengen dar, Abbildung 338 den Gehalt der Rauchgase an  $CO_2$  und  $H_2O$  und Abbildung 339 das  $I-t$ -Diagramm der Rauchgase.

c) Temperaturverlauf der Rauchgase.

Für den Kesselentwurf wird eine Bauart vorgesehen, wie sie ähnlich in Abb. 124 dargestellt ist.

Hinter dem Kesselkörper ist der Überhitzer angeordnet, so daß die Rauchgase nach Verlassen der beiden Flammrohre den Überhitzer,

der erhöht aufgestellt ist, bestreichen, dann durch den zweiten Zug zu beiden Seiten des Kesselkörpers und durch den dritten Zug unterhalb des Kesselkörpers hindurchziehen, um schließlich in den Fuchskanal zu gelangen.

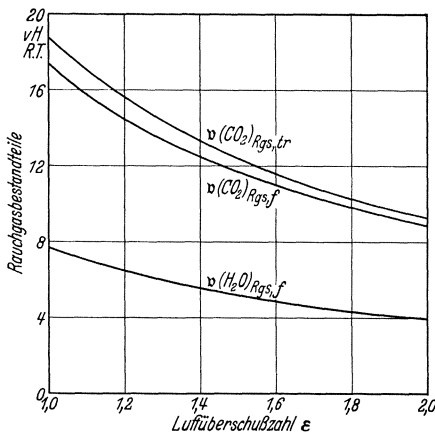


Abb. 338. Wasserdampf- und Kohlensäuregehalt der Rauchgase in Abhängigkeit von der Luftüberschuszahl.

Der  $CO_2$ -Gehalt der trockenen Rauchgase in der Feuerung betrage  $v(CO_2)_F = 11,5$  vH R.T.; innerhalb der Flammrohre kann keine Falschluff eindringen, so daß der Luftüberschuß der Feuerung bis zum Flammrohrende erhalten bleibt. Von da ab nimmt der  $CO_2$ -Gehalt bis zum Kesselende ab und erreicht

dort  $v(CO_2)_a = 10$  vH. Die Verteilung des  $CO_2$ -Abfalles auf die einzelnen Strecken des Rauchgasweges wird später angegeben.

Bei der Berechnung des Wasserrohrkessels wurde angenommen, daß die gesamte dem Strahlungs- und Leitungsverlust  $\kappa_l$  entsprechende Wärmemenge von den im Feuerraum und in den Kesselzügen strömenden

Rauchgasen unmittelbar an die Umgebung abgegeben wird. Da bei den Wasserrohrkesseln die wasser- und dampfführenden Teile (Trommeln und Röhre) nur auf einer im Verhältnis zur Gesamtoberfläche geringen Fläche mit der Außenluft in Berührung kommen, sonst aber, also fast völlig von den Rauchgaskanälen umgeben sind, ist diese Annahme berechtigt. Eine genauere Berücksichtigung der tatsächlichen Verhältnisse würde dort die Rechnung verwickelter gestalten, ohne aber deren Genauigkeit nennenswert zu erhöhen.

Die unveränderte Anwendung dieses Verfahrens bei der Berechnung eines Flammrohr- oder Rauchrohrkessels würde aber den hier vorliegenden Verhältnissen nur wenig gerecht. Die gegen Außenluft und Erdreich gerichtete Oberfläche der Rauchgaskanäle (diese Fläche kommt für die Übertragung der Verlustwärme in Frage) ist nur rd. dreimal so groß als diejenigen Teile des Kesselmantels und -bodens, die nicht durch Rauchgaskanäle gegen Wärmeverluste nach außen geschützt sind. Weiterhin sind beide Flammrohre, abgesehen von den beiden Enden, nur von Heizflächen eingeschlossen, so daß sie keine unmittelbaren Verluste durch Strahlung und Leitung aufweisen. Auch ist der Anteil der Wärme, der für die Flammrohre auf dem Wege durch das Feuergeschränk verloren geht, an sich gering und kann sogar vernachlässigt werden, besonders dann, wenn mechanische Wurfbeschickung vorgesehen ist.

Nachrechnungen haben ergeben, daß bei Flammrohrkesseln der hier in Aussicht genommenen Bauart von der gesamten durch Strahlung

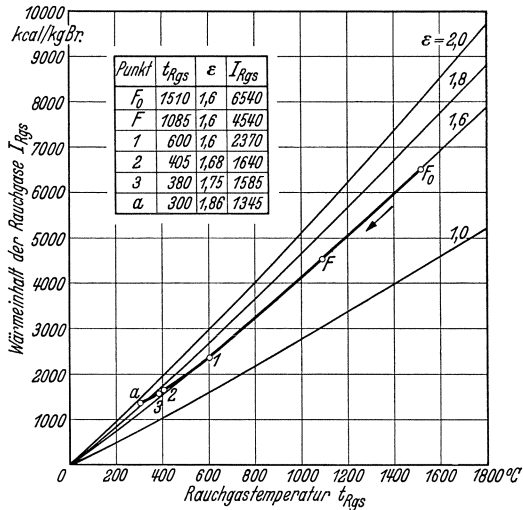


Abb. 339. I-t-Diagramm der Rauchgase.

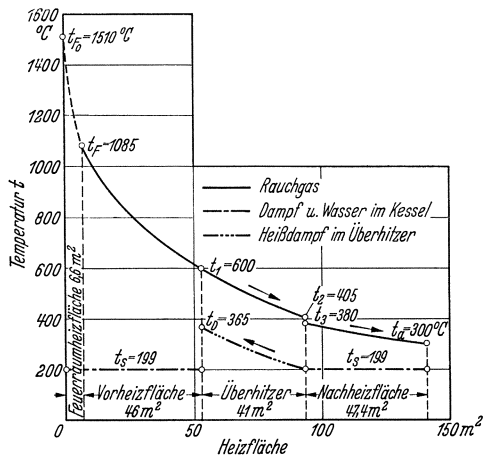


Abb. 340. Temperaturverlauf der Rauchgase.

und Leitung nach außen abgegebenen Wärmemenge ( $B_h \cdot Q_l$ ) rd. 30 vH auf den Kesselkörper entfallen; diese Wärmemenge ist also zusätzlich von den Rauchgasen an das Kesselwasser zu übertragen. Es gehen weiter rd. 15 vH in den Rauchgaskanälen vor und im Überhitzer und rd. 20 vH auf dem Wege vom Überhitzer bis zur Nachheizfläche verloren; der Rest, rd. 35 vH kommt auf die Rauchgaskanäle der Nachheizfläche. Die Gesamtverlustwärmemenge ( $B_h \cdot Q_l$ ) beträgt in vorliegendem Falle:

$$B_h \cdot Q_l = B_h \cdot \frac{\%l}{100} \cdot \zeta_u = 290 \cdot 0,04 \cdot 6800 = 79 \cdot 10^3 \text{ kcal/h.}$$

Die Temperaturverteilung errechnet sich in der gleichen Weise wie in Beispiel I (siehe auch Abb. 340).

	Rauchgas- temperatur in °C	v (CO <sub>2</sub> ) in vH	$\epsilon$	$I_{Rgs}$ in kcal/kg Kohle
Theoretische Verbrennungstemperatur . . .	$t_{F_0} = 1510$	11,5	1,6	$I_{F_0} = 6540$
Feuerraumtemperatur . . . . .	$t_F = 1085$	11,5	1,6	$I_F = 4540$
Hinter den Flammrohren, vor dem Über- hitzer. . . . .	$t_1 = 600$	11,5	1,6	$I_1 = 2370$
Hinter dem Überhitzer . . . . .	$t_2 = 405$	11,0	1,68	$I_2 = 1640$
Vor der Nachheizfläche . . . . .	$t_3 = 380$	10,6	1,75	$I_3 = 1585$
Hinter der Nachheizfläche, Abgastempera- tur . . . . .	$t_a = 300$	10,0	1,86	$I_a = 1345$

Die Verteilung der Wärmemengen auf die einzelnen Heizflächen ergibt sich unter Beachtung der Annahmen über den Strahlungs- und Leitungsverlust wie folgt.

$\alpha$ ) Feuerraum.

$$(Q_{Rgs})_F = (Q_w)_F^* = B_h \cdot (I_{F_0} - I_F) = 290 \cdot (6540 - 4540) = 580 \cdot 10^3 \text{ kcal/h,}$$

$$\sigma = \frac{(Q_{Rgs})_F}{B_h \cdot \zeta_u} = \frac{580 \cdot 10^3}{290 \cdot 6800} = 0,294.$$

$\beta$ ) Vorheizfläche.

$$(Q_{Rgs})_{Vorh} = (Q_w)_{Vorh} = 290 \cdot (4540 - 2370) = 629 \cdot 10^3 \text{ kcal/h.}$$

$\gamma$ ) Überhitzer. Bei einem Feuchtigkeitsgehalt des Naßdampfes von rd. 2 vH ist

$$i_x = 659,0 \text{ kcal/kg Dampf.}$$

$$(Q_D)\dot{U} = D_h \cdot (i_D - i_x) = 2000 \cdot (759,0 - 659,0) = 200 \cdot 10^3 \text{ kcal/h,}$$

$$(Q_{Rgs})\dot{U} = (Q_D)\dot{U} + \frac{15}{100} \cdot (B_h \cdot Q_l) = 200 \cdot 10^3 +$$

$$+ 0,15 \cdot (79 \cdot 10^3) = 212 \cdot 10^3 \text{ kcal/h,}$$

$$(I_1 - I_2) = \frac{(Q_{Rgs})\dot{U}}{B_h} = \frac{212 \cdot 10^3}{290} = 730 \text{ kcal/kg Br.}$$

\* Zu beachten ist, daß für die Feuerraum- und auch für die Vorheizfläche (Flammrohr) aus den oben dargelegten Gründen ein Abstrahlungsverlust  $\%l$  nicht besteht; die den Rauchgasen entzogene Wärmemenge  $Q_{Rgs}$  muß deshalb hier genau gleich sein der an das Kesselwasser übertragenen Wärmemenge  $Q_w$ .

δ) Kanal zwischen Überhitzer und Nachheizfläche. Anteil an  $(B_h \cdot Q_l) = 20$  vH.

$$B_h \cdot (I_2 - I_3) = \frac{20}{100} \cdot (B_h \cdot Q_l) = 0,2 \cdot (79 \cdot 10^3) = 16 \cdot 10^3 \text{ kcal/h,}$$

$$(I_2 - I_3) = \frac{16 \cdot 10^3}{290} = 55 \text{ kcal/kg Br.}$$

ε) Nachheizfläche.

$$(Q_W)_{\text{Nachh}} = D_h \cdot (i_x - i_o) + \frac{30}{100} \cdot (B_h \cdot Q_l) - [(Q_w)_F + (Q_w)_{\text{vorh}}]^* \\ = 2000 \cdot (659,0 - 45,0) + 0,30 \cdot (79 \cdot 10^3) - [580 \cdot 10^3 + 629 \cdot 10^3],$$

$$(Q_W)_{\text{Nachh}} = 1228 \cdot 10^3 + 24 \cdot 10^3 - 1209 \cdot 10^3 = 43 \cdot 10^3 \text{ kcal/h,}$$

$$(Q_{\text{Rgs}})_{\text{Nachh}} = B_h \cdot (I_3 - I_a) = 290 \cdot (1585 - 1345) = 70 \cdot 10^3 \text{ kcal/h,}$$

$$(Q_{\text{Rgs}})_{\text{Nachh}} - (Q_W)_{\text{Nachh}} = 70 \cdot 10^3 - 43 \cdot 10^3 = 27 \cdot 10^3 \text{ kcal/h.}$$

Dies entspricht rd. 35 vH von  $(B_h \cdot Q_l)$ , wie auch vorher angenommen worden war.

d) Bestimmung der Heizflächengrößen und Raummaße.

Eine überschlägige Bestimmung mit Hilfe der Heizflächenbeanspruchungsziffer  $d_K$  (diese hier zwischen 20 bis 25  $\text{kg/m}^2$ , h anzunehmen)

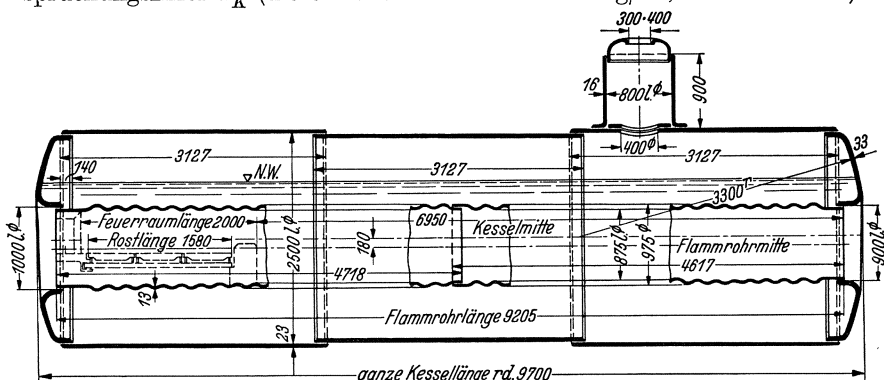


Abb. 341. Der Kesselkörper des Zweiflammrohrkessels.

ergibt, daß für den vorliegenden Fall ein Kessel von 80 bis 100  $\text{m}^2$  in Frage kommt; gewählt werde  $H_K$  zu 100  $\text{m}^2$ . Unter Benützung der Zahlentafel 19 seien nun die hauptsächlichsten Kesselabmessungen festgelegt (s. Abb. 341).

$$\text{Kesseldurchmesser: } D = 0,25 \cdot \sqrt{H_K} = 0,25 \cdot \sqrt{100} = 2,5 \text{ m.}$$

Flammrohräußendurchmesser:

$$d = 0,5 \cdot D - 0,275 = 0,5 \cdot 2,5 - 0,275 = 0,975 \text{ m;}$$

gewählt wird ein Flammrohr von 875/975 mm Durchmesser.

\* Das zweite Glied  $\frac{30}{100} \cdot (B_h \cdot Q_l)$  berücksichtigt die schon besprochene Tatsache, daß bei den Flammrohrkesseln der Kesselkörper einen verhältnismäßig starken Anteil an dem Gesamtstrahlungsverlust  $\kappa_l$  hat.

$\alpha$ ) Der Feuerraum. Die Rostbelastung betrage  $b_R = 100 \text{ kg/m}^2$ , h. Damit ist die nötige Rostfläche:

$$\text{Gl. (116):} \quad F_R = \frac{B_h}{b_R} = \frac{290}{100} = 2,9 \text{ m}^2.$$

Diese Fläche werde auf 2 Roste verteilt. Bei einem mittleren lichten Durchmesser des Flammrohres von 0,915 m ergibt sich die Rostlänge zu:

$$l_R = \frac{F_R}{2 \cdot b_R} = \frac{2,9}{2 \cdot 0,915} = 1,58 \text{ m}.$$

Der Rost ist waagrecht angeordnet und liegt 50 mm unterhalb der Flammrohrmitte.

Als Feuerraum wird der Raum angesehen, der oberhalb des Rostes und der Feuerbrücke liegt. Am Ende der Feuerbrücke soll, was jedoch vielfach nicht der Fall ist, die Verbrennung abgeschlossen sein.

Als Strahlungsheizfläche kommt nun die Heizfläche in Betracht, die oberhalb der Kohlschicht des Rostes, d. i. ungefähr oberhalb der Flammrohrmitte liegt und die, in der Länge gemessen, von der Schamotteauskleidung vorn bis zum Abschluß der Feuerbrücke (2 m) reicht. Als gleichwertige Fläche für das Wellrohr wird der Zylindermantel über dem mittleren lichten Flammrohrdurchmesser eingesetzt.

Es errechnet sich für beide Flammrohre zusammen

$$F_s = 2 \times \frac{0,915}{2} \cdot \pi \cdot 2 = 5,8 \text{ m}^2.$$

Die gesamte Oberfläche des Feuerraumes oberhalb der Brennstoffschicht beträgt  $O_F = 12,5 \text{ m}^2$ . Es läßt sich dann die Kühlziffer errechnen zu Gl. (146):

$$\psi = \frac{\Sigma F_s}{O_F} = \frac{5,8}{12,5} = 0,465.$$

Dieser hohe Wert von  $\psi$  beweist, daß der Flammrohrkessel hinsichtlich Feuerraumkühlung ungefähr gleiche Verhältnisse aufweist wie die Strahlungswasserrohrkessel.

Die Größe des Feuerraumes beträgt:

$$V_F = 2 \times \frac{1}{2} \cdot 0,915^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 2 = 1,3 \text{ m}^3,$$

$$\text{Gl. (118):} \quad Q_F = B_h \cdot \xi_u = 290 \cdot 6800 = 1,97 \cdot 10^6 \text{ kcal/h},$$

$$\text{Gl. (119):} \quad q_F = \frac{Q_F}{V_F} = \frac{1,97 \cdot 10^6}{1,3} = 1,52 \cdot 10^6 \text{ kcal/m}^3, \text{ h}.$$

Die Feuerraumwärmebelastung  $q_F$  ist mit  $1,5 \cdot 10^6 \text{ kcal/m}^3, \text{ h}$  als sehr hoch anzusehen. Deshalb ist auch nicht zu erwarten, daß die oben gemachte Annahme, die Verbrennung sei bis zum Ende der Feuerbrücke abgeschlossen, erfüllt sein wird; vielmehr werden die Flammen, was an Flammrohrkesseln mit Innenfeuerung fast immer der Fall ist, über das Rostende, in den zweiten Teil des Flammrohres hineinschlagen.

Es ist nun gegeben:

$$(Q_w)_F = 580 \cdot 10^3 \text{ kcal/h}; t_F = 1085; F_s = 5,8 \text{ m}^2.$$

Speisewassertemperatur  $t_s = 199^\circ \text{ C}$ ;

Rohrwandtemperatur  $t_{wa} \sim 220^\circ \text{ C}$ .

Eine genauere Durchrechnung unter getrennter Berücksichtigung von Rost- und Flammenstrahlung<sup>1</sup> hat ergeben, daß man in vorliegendem Fall das gleiche Ergebnis erhält, wenn man, ohne die Strahlung der auf dem Rost liegenden Kohle und ohne den Wärmeübergang durch Berührung in die Rechnung einzuführen, mit  $C_{I \div II} = 3,0 \text{ kcal/m}^2, (^\circ\text{K})^4$ , h nur eine reine „Flammenstrahlung“ in Ansatz bringt.

$$T_I = t_F + 273 = 1085 + 273 = 1358^\circ \text{K}.$$

$$T_{II} = t_{Wd} + 273 = 220 + 273 = 493^\circ \text{K}.$$

$$\begin{aligned} \text{Gl. (148): } (Q_W)_F &= C_{I \div II} \cdot F_s \cdot \left[ \left( \frac{T_I}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{II}}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 3,0 \cdot 5,8 \cdot [34\,000 - 600] = 580 \cdot 10^3 \text{ kcal/h.} \end{aligned}$$

β) Die Vorheizfläche. Es wurde oben schon bestimmt:

$$(Q_W)_{\text{Vorh}} = 629 \cdot 10^3 \text{ kcal/h; } t_F = 1085^\circ \text{C; } t_1 = 600^\circ \text{C; } t_s = 199^\circ \text{C,}$$

woraus sich findet:

$$(\Delta t_m)_{\log} = 612^\circ \text{C}.$$

<sup>1</sup> Für die genauere Berechnung der im Feuerraum übertragenen Wärmemenge — sie ist nachfolgend dargelegt — wurden noch folgende Annahmen gemacht:

Flammentemperatur:  $t_{Fl} = t_F = 1085^\circ \text{C}$ .

Temperatur der Kohlschicht auf dem Rost  $t_R = 900^\circ \text{C}$ .

(Dieser Annahme würde entsprechen, daß unter Berücksichtigung der von der Flamme an den Rost zurückgestrahlten Wärme durch den Verbrennungsvorgang rd. 55 vH des Heizwertes  $\mathfrak{H}_u$  auf dem Rost, der Rest von rd. 45 vH im Feuerraum freigemacht werden.)

Schwärzegrad der Kohle auf dem Rost:  $S_R = 0,95$ .

Schwärzegrad der Rohrwand:  $S_{Wd} = 0,9$ .

Schwärzegrad und Absorptionsvermögen der Flamme  $S_{Fl} = A_{Fl} = 0,5$  (entsprechend ungefähr den Werten von Koeßler, s. Abb. 231).

Wärmeübergangszahl durch Berührung  $\alpha_1 \cong k = 8,2 \text{ kcal/m}^2, ^\circ\text{C, h}$  [gerechnet für ein Rohr von 0,875 m Durchmesser bei  $w_{Rgs} = 6 \text{ m/s}$  nach der Gl. (71)].

Berührungsheizfläche:  $H_F = 1,14 \times F_s = 1,14 \cdot 5,8 = 6,6 \text{ m}^2$ , davon vom Rauchgasstrom erfaßt  $(H_F)_{\text{wirks}} = 2/3 \cdot 6,6 = 4,4 \text{ m}^2$ .

a) Strahlung der Kohlschicht auf dem Rost gegen die Rohrwand.

$$\text{Gl. (94): } C_R = S_R \cdot C_s = 0,95 \cdot 4,96 = 4,46 \text{ kcal/m}^2, (^\circ\text{K})^4, \text{ h,}$$

$$(Q_s)_{R \div Wd} = (1 - A_{Fl}) \cdot C_R \cdot F_R \cdot \left[ \left( \frac{T_R}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{Wd}}{100} \right)^4 \right],$$

$$(Q_s)_{R \div Wd} = (1 - 0,5) \cdot 4,46 \cdot 2,9 \cdot [18\,900 - 600] = 118 \cdot 10^3 \text{ kcal/h.}$$

b) Strahlung der Flamme gegen die Rohrwand.

$$\text{Gl. (99): } C_{Fl \div Wd} = S_{Fl} \cdot S_{Wd} \cdot C_s = 0,5 \cdot 0,9 \cdot 4,96 = 2,22 \text{ kcal/m}^2, (^\circ\text{K})^4, \text{ h,}$$

$$(Q_s)_{Fl \div Wd} = C_{Fl \div Wd} \cdot F_s \cdot \left[ \left( \frac{T_{Fl}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{Wd}}{100} \right)^4 \right],$$

$$(Q_s)_{Fl \div Wd} = 2,22 \cdot 5,8 \cdot [34\,000 - 600] = 430 \cdot 10^3 \text{ kcal/h.}$$

c) Wärmeübergang durch Berührung von der Flamme an die Rohrwand.

$$(Q_b)_{Fl \div Wd} = k \cdot (H_F)_{\text{wirks}} \cdot (t_{Fl} - t_s) = 8,2 \cdot 4,4 \cdot (1085 - 199) = 32 \cdot 10^3 \text{ kcal/h,}$$

Man erhält damit die insgesamt im Feuerraum übertragene Wärmemenge

$$\begin{aligned} (Q_w)_F &= (Q_s)_{R \div Wd} + (Q_s)_{Fl \div Wd} + (Q_b)_{Fl \div Wd} = 118 \cdot 10^3 + 430 \cdot 10^3 + \\ &+ 32 \cdot 10^3 = 580 \cdot 10^3 \text{ kcal/h (s. oben).} \end{aligned}$$



Als Heizfläche kommt der 2. Teil der Flammrohre von der Feuerbrücke ab mit einer Länge von 6,95 m in Frage (s. Abb. 341), während die Wirkung des nicht vom Mauerwerk abgedeckten hinteren Flammrohrbodens wegen des geringen Ausmaßes vernachlässigt wird.

$$H_{\text{Vorh}} = 2 \times 6,95 \cdot 0,915 \cdot \pi \cdot 1,14 = 46 \text{ m}^2.$$

Der Wert 1,14 berücksichtigt dabei die Vergrößerung der Heizfläche durch die Wellen des Rohres.

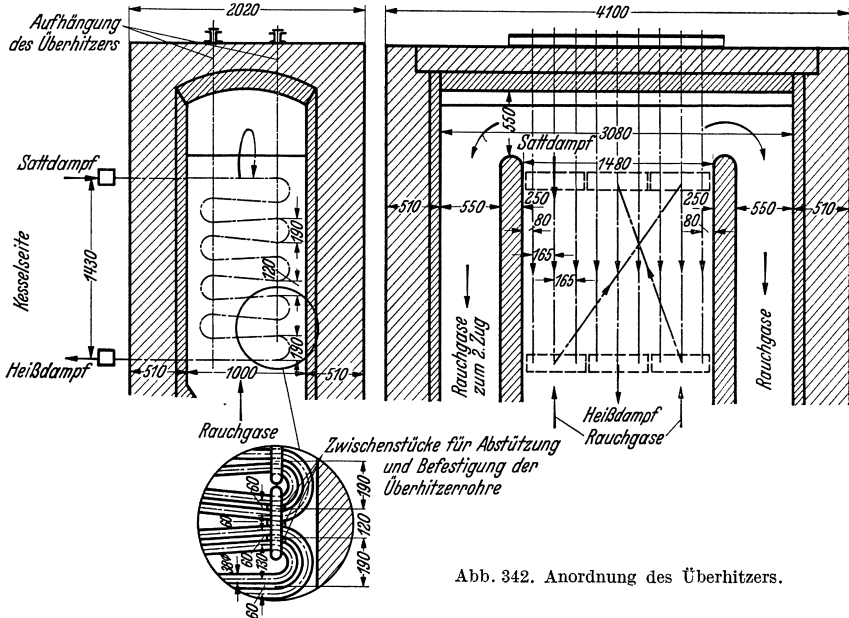


Abb. 342. Anordnung des Überhitzers.

Bei einer mittleren Rauchgasgeschwindigkeit von  $w_{\text{Rgs}} = 3,2 \text{ m/s}$  und einer mittleren Grenzschichttemperatur  $t_m = 525^\circ \text{C}$  errechnet sich dann für Strömung von Rauchgas in einem Rohr mit  $d = 0,875 \text{ m}$  Gl. (71):

$$\alpha_1 = 23,7 \cdot L^{-0,05} \cdot d^{-0,16} \cdot (w \cdot p)^{0,79} \cdot b.$$

$$\alpha_1 = 23,7 \cdot 0,91 \cdot 1,02 \cdot 2,5 \cdot 0,091 = 5,5 \text{ kcal/m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h}$$

(es ist dies als sehr niedrig anzusprechen).

Nach Schack bestimmt sich weiter:

$$\alpha_s = 22,5 \text{ kcal/m}^2, \text{ }^\circ\text{C, h}$$

$$k_{\text{th}} = \alpha_1 + \alpha_s = 5,5 + 22,5 = 28 \text{ kcal/m}^2, \text{ C, h}^1.$$

Die Wärmeübergangszahl für Berührung  $\alpha_1$  wird bei reiner Heizfläche größer sein als errechnet, da durch die Wellen der Rohrwand der Wärmeübergang zweifellos erhöht wird. Jedoch ist hier der Anteil von  $\alpha_1$  an  $k_{\text{th}}$  an sich gering.

<sup>1</sup> Man beachte, daß hier bei der Vorheizfläche, d. i. dem zweiten Teil des Flammrohres, infolge der großen Dicke des Gasstromes  $\alpha_s$  wesentlich größer als  $\alpha_1$  ist.

Wegen der schlechten Durchwirbelung der Gase im Flammrohr, wegen Flugstaubablagerung<sup>1</sup> und schlechter Wirksamkeit des unteren Teiles des Flammrohres unmittelbar hinter der Feuerbrücke sei  $k$  um 20 vH niedriger als  $k_{\text{th}}$  angesetzt.

$$k_{\text{wirkl}} = 0,8 \cdot k_{\text{th}} = 0,8 \cdot 28 = 22,4 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h,}$$

$$\text{Gl. (151): } (Q_w)_{\text{vorh}} = k \cdot H_{\text{vorh}} \cdot (\Delta t_m)_{\text{log}} = 22,4 \cdot 46 \cdot 612 = 629 \cdot 10^3 \text{ kcal/h.}$$

$\gamma$ ) Der Überhitzer. Es ist hierfür bereits bestimmt:

$$(Q_D)_{\text{Ü}} = 200 \cdot 10^3 \text{ kcal/h.}$$

Rauchgastemperaturen:  $t_1 = 600^\circ\text{C}$ ;  $t_2 = 405^\circ\text{C}$ .

Dampftemperaturen:  $t_s = 199^\circ\text{C}$ ;  $t_D = 365^\circ\text{C}$ .

Der Überhitzer werde liegend angeordnet (s. Abb. 342); er bestehe aus 9 Gruppen zu je 4 Schlangen aus Rohren von 38/32 mm. Der Überhitzer sei dampfseitig in drei hintereinandergeschaltete Ströme aus je 3 Vierergruppen aufgeteilt. Die so erzielte mittlere Dampfgeschwindigkeit beträgt dann  $w_D = 9,3 \text{ m/s}$ , wofür sich  $\alpha_2 = 270 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h}$  errechnet.

Die Rauchgasgeschwindigkeit beträgt  $w_{\text{Rgs}} = 3,4 \text{ m/s}$ .

In derselben Weise wie im Beispiel I bestimmt sich:

$$\alpha_1 = 22,5 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h}; \quad \alpha_s = 4,5 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h};$$

$$k_{\text{h}} = 24,6 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h}; \quad k_{\text{wirkl}} = 0,9 \cdot 24,6 = 22,2 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h.}$$

Unter Vernachlässigung der Aufteilung des Dampfweges in 3 Ströme ergibt sich bei Gegenstrom:  $(\Delta t_m)_{\text{log}} = 220^\circ\text{C}$  und damit die nötige Überhitzerheizfläche mit Gl. (154):

$$H_{\text{Ü}} = \frac{(Q_D)_{\text{Ü}}}{K_{\text{wirkl}} \cdot (\Delta t_m)_{\text{log}}} = \frac{200 \cdot 10^3}{22,2 \cdot 220} = 41 \text{ m}^2.$$

$\delta$ ) Die Nachheizfläche. Es ist hierfür schon festgelegt:

$$(Q_w)_{\text{Nachh}} = 43 \cdot 10^3 \text{ kcal/h.}$$

Rauchgastemperaturen:  $t_3 = 380^\circ\text{C}$ ;  $t_4 = 300^\circ\text{C}$ .

Siedetemperatur des Dampfes:  $t_s = 199^\circ\text{C}$ . Damit erhält man

$$(\Delta t_m)_{\text{log}} = 137^\circ\text{C.}$$

Das vorgesehene Ausmaß der Nachheizfläche ist

$$H_{\text{Nachh}} = H_K - (H_F + H_{\text{vorh}}) = 100 - (6,6 + 46) = 47,4 \text{ m}^2.$$

Die Rauchgase strömen im zweiten Zug, der zu beiden Seiten des Kesselmantels gelegen ist, nach vorne und dann im dritten Zug unterhalb des Kesselkörpers nach hinten. Die Rauchgasgeschwindigkeit beträgt im Mittel nur  $w_{\text{Rgs}} = 1,8 \text{ m/s}$ , die Schichtdicke  $s \sim 0,55 \text{ m}$ . Dabei ist gemäß Zahlentafel 9 und Gl. (96)  $\alpha_s = 5,5 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h}$ .

Die Bestimmung der Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  für die Nachheizfläche erfolgt zweckmäßig in der Weise, die für den Fall  $\gamma$  in Abschnitt III, 1 b) auf S. 48 dargelegt wurde, d. h. also unter Benützung des hydraulischen

<sup>1</sup> Die Reinigung von Flugasche wird auch in der Regel bei den kleinen Flammrohrkesseln weniger sorgfältig durchgeführt als bei den großen Wasserruhrkesseln.

Durchmessers  $d_{\text{hydr}}$  mit den Gl. (77) und (70). Da der Wert des hydraulischen Durchmessers für den Doppelzug *II* natürlich kleiner ist als für den Einfachzug *III*, die Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  aber der Einfachheit wegen für die beiden Züge *II* und *III* zusammen festgelegt werden soll, so empfiehlt es sich, mit einem Mittelwert des hydraulischen Durchmessers zu rechnen. Dieser Mittelwert wurde hier so gewonnen, daß man die kleinere Zahl  $(d_{\text{hydr}})_{II}$  des zweiten Zuges doppelt bewertete, weil nämlich die Heizfläche des zweiten Zuges rd. zweimal so groß ist als diejenige des dritten Zuges. Man fand

$$(d_{\text{hydr}})_m = \frac{1}{3} \cdot [2 \times (d_{\text{hydr}})_{II} + 1 \times (d_{\text{hydr}})_{III}] .$$

Mit diesem Mittelwert des  $(d_{\text{hydr}})_m$ , der sich zu 0,78 m berechnete, ergab sich dann für die Nachheizfläche mit einer Rauchgasweglänge von  $L = 15,5$  m und der Mitteltemperatur der Grenzschicht  $t_m = 270^\circ \text{C}$  die Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  zu 3,9 kcal/m<sup>2</sup>, °C, h.

Es findet sich dann weiter

$$k_{\text{wirkl}} = 0,8 \cdot (\alpha_1 + \alpha_s) = 0,8 \cdot (3,9 + 5,5) = 7,5 \text{ kcal/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C, h}$$

und das notwendige Ausmaß der Nachheizfläche

$$H_{\text{Nachh}} = \frac{(Q_w)_{\text{Nachh}}}{k_{\text{wirkl}} \cdot (\Delta t_m)_{\text{log}}} = \frac{43 \cdot 10^3}{7,5 \cdot 137} = 41,8 \text{ m}^2 .$$

An Stelle dieser 41,8 m<sup>2</sup> sind aber 47,4 m<sup>2</sup> tatsächlich vorhanden, so daß also eine weitere Sicherheit für das Erreichen der vorgeschriebenen Kesselleistung und des angestrebten Wirkungsgrades  $\eta_{KA}$  gegeben ist.

Die äußere Kesselbreite beträgt  $b_K = 4,1$  m, die äußere Kessellänge einschließlich Überhitzer  $L_K = 10,8$  m, damit die Grundfläche  $Gr = 44,3$  m<sup>2</sup>.

Die wichtigsten Abmessungen und Kenngrößen des berechneten Flammrohrkessels sind damit:

1. Gesamte Kesselheizfläche  $H_K = 100 \text{ m}^2$  .
2. Feuerraumheizfläche  $H_F = 6,6 \text{ m}^2$  .
3. Vorheizfläche  $H_{\text{Vorh}} = 46,0 \text{ m}^2$  .
4. Nachheizfläche  $H_{\text{Nachh}} = 47,4 \text{ m}^2$  .
5. Überhitzerheizfläche  $H_{\text{Ü}} = 41,0 \text{ m}^2$  .
6. Rostfläche  $F_R = 2,9 \text{ m}^2$  .
7. Durchmesser der beiden Flammrohre  $d = 875/975 \text{ mm}$  .
8. Länge der Flammrohre  $l = 9,205 \text{ m}$  .
9. Dampfleistung  $D_h = 2000 \text{ kg/h}$  .
10. Heizflächenbeanspruchung  $D_h/H_K = 20 \text{ kg/m}^2, \text{ h}$  .
11. Feuerungsleistung  $Q_F = B_h \cdot \xi_u = 1,97 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$  .
12. Rostbeanspruchung  $b_R = B_h/F_R = 100 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$  .
13. Breitendampfleistung des Kessels  $D_h/b_K = 487 \text{ kg/m h}$  .
14. Grundflächenausnutzung  $H_K/Gr = 2,3 \text{ m}^2/\text{m}^2$  .

Würde, wie dies bei dem Stierle-Kessel der Abb. 127 der Fall ist, an Stelle der Nachheizfläche hinter dem Überhitzer ein Speisewasservorwärmer angeordnet werden, der so bemessen ist, daß bei der vorgeschriebenen Kesselvollast von  $D_h = 2000$  kg/h die oben festgesetzte Abgastemperatur  $t_a = 300^\circ$  C auch erreicht würde, so würde in diesem Falle die Kesselheizfläche nur  $6,6 + 46 = 52,6$  m<sup>2</sup> umfassen und dadurch die Heizflächenbeanspruchung auf  $\frac{2000}{52,6} = 38$  kg/m<sup>2</sup>, h hinaufgesetzt sein.

Ein Ekonomiser bietet aber in der Regel bei erträglichem Aufwand an Anlagekosten die technische Möglichkeit, eine noch weitergehende Abkühlung der Rauchgase z. B. auf etwa  $200^\circ$  C zu erreichen. Es würde naturgemäß mit einer solchen Vergrößerung des Speisewasservorwärmers eine weitere wesentliche Steigerung der Heizflächenbelastung und sogar eine Erhöhung der Dampfleistung bzw. Verbesserung des Wirkungsgrades der Kesselanlage  $\eta_{KA}$  erzielt werden.

## 2. Festigkeitsrechnungen.

### a) Mantel der Kesseltrommel.

Der Kesselmantel besteht (s. Abb. 341) aus 3 Schüssen, die miteinander und mit den Kesselböden durch doppelreihige Überlappungsnietung verbunden sind. Jeder Kesselschuß weist in der Längsnaht eine dreireihige Doppellaschennietung auf. Die hierfür notwendigen Blechgrößen (im Rohmaß rd. 3,2 m in der Breite und 8 m der Länge) sind nach Zahlentafel 35 bei einer Blechstärke von 23 mm von den Walzwerken zu beziehen.

Eine Aufteilung in 2 Schüsse, die an sich baulich möglich wäre, gäbe zwar weniger Nietnähte, kommt aber doch nicht in Frage, einerseits, weil dann, was unerwünscht ist, konische Schüsse oder Böden mit verschiedenen Außendurchmessern angewendet werden müßten; andererseits sind Bleche von  $4,7$  m  $\times$   $8$  m  $\times$   $23$  mm nicht ohne weiteres erhältlich.

Eine zweite Möglichkeit wäre, den Mantel aus 2 Blechen herzustellen, die so gebogen sind, daß zwei Längsnähte entstehen, während Rundnähte außer an den Böden jetzt nicht benötigt würden. Dabei würde an Stelle der wegfallenden Zwischenrundnähte von zusammen 15,7 m Länge zwar eine Längsnaht von nur 9,1 m treten, dagegen außer den 2 Laschen noch rund 130 Nieten mehr erforderlich sein. Die Gesamtlänge aller Stemmkannten würde ferner um rund 9 m wachsen. Diese zweite Anordnung scheidet aber auch deswegen aus, weil die Blechgrößen von  $4,0$  m  $\times$   $9,1$  m  $\times$   $23$  mm im Walzprogramm der Walzwerke nicht enthalten sind.

Berechnung der Blechstärke des Trommelmantels:

Innerer Trommeldurchmesser:  $D = 2500$  mm.

Blechwerkstoff  $F_{II}$ :  $K_z = 41$  kg/mm<sup>2</sup>.

Dampfüberdruck:  $p = 15$  kg/cm<sup>2</sup>.

Schwächung der Längsnaht:  $v_l = 0,846$  (s. Nietberechnung).

Zahlenwert  $x$ :  $x = 4$  f. mehrr. Doppellashennietung.

Rostzuschlag:  $c = 1$  mm.

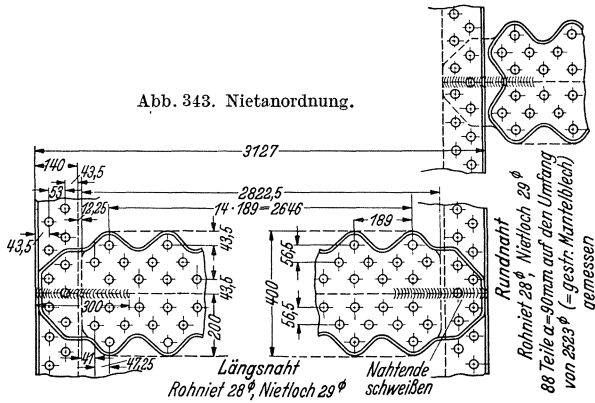
Damit bestimmt sich die nötige Blechstärke des Kesselmantels:

$$\text{Gl. (189): } s = \frac{D \cdot p \cdot x}{200 \cdot K_z \cdot v_l} + c = \frac{2500 \cdot 15 \cdot 4}{200 \cdot 41 \cdot 0,846} + 1 = 22,6 \text{ mm,}$$

ausgeführt:  $s = 23 \text{ mm}$ .

b) Nietverbindungen.

$\alpha$ ) Dreireihige Doppellashennietung der Trommellängsnaht. Die Nietanordnung ist in Abb. 343 dargestellt, so daß also hier



die Sonderanordnung der Abb. 284 gewählt ist. Nach den Ausführungen auf S. 348 gelten die Näherungsbeziehungen für Nietdurchmesser  $d$  und Teilung  $t$ .

$d \cong [\sqrt{50 \cdot s} - 7] = \sqrt{50 \cdot 23} - 7 = 27 \text{ mm}$ . Die nächstgrößere Niete mit dem Durchmesser  $d = 29 \text{ mm}$  für die geschlagene Niete (Rohrdurchmesser = 28 mm) wird gewählt.

$t \cong [3 \cdot d + 10] = 3 \cdot 29 + 10 = 97 \text{ mm}$ . Mit Rücksicht auf die anderen Längenmaße wird  $t = 94,5 \text{ mm}$  ausgeführt (s. Abb. 343). Es führt dies auf die geringe Beanspruchung Gl. (207):

$$k_n = \frac{D \cdot p \cdot t}{200 \cdot 5 \cdot f} = \frac{2500 \cdot 15 \cdot 94,5}{200 \cdot 5 \cdot 660} = 5,37 \text{ kg/mm}^2;$$

zulässig ist dagegen  $(k_n)_{zul} = 7 \text{ kg/mm}^2$

$$v_1 = \frac{2 \cdot t - d}{2 \cdot t} = \frac{2 \cdot 94,5 - 29}{2 \cdot 94,5} = 0,846,$$

$$v_2 = \frac{t - d}{t} + \frac{f \cdot k_n}{t \cdot s \cdot k_z} = \frac{94,5 - 29}{94,5} + \frac{660 \cdot 7}{94,5 \cdot 23 \cdot 10,25} = 0,693 + 0,207 = 0,900,$$

$$v_3 = \frac{t - d}{t} + \frac{3 \cdot f \cdot k_n}{t \cdot s \cdot k_z} = \frac{94,5 - 29}{94,5} + \frac{3 \cdot 660 \cdot 7}{94,5 \cdot 23 \cdot 10,25} = 0,693 + 0,621 = 1,314.$$

In den beiden letzten Formeln ist  $k_z = \frac{K_z}{x} = \frac{41}{4} = 10,25 \text{ kg/mm}^2$  eingesetzt. Man erkennt, daß  $v_1$ , da es kleiner als  $v_2$  und  $v_3$  ist, für die oben ausgeführte Berechnung der Blechstärke des Trommelmantels allein maßgebend ist.

β) Zweireihige Überlappungsnielung der Trommelrundnähte.  $d \cong [\sqrt{50 \cdot s} - 7] = 27 \text{ mm}$ ; gleichfalls  $d = 29 \text{ mm}$ ,  
 $t \cong [2,6 \cdot d + 10] = 2,6 \cdot 29 + 10 = 84,5 \text{ mm}$ .

Diese Teilung auf dem Zylinder mit  $D = 2500$  ausgeführt, würde  $z = \frac{D \cdot \pi}{t} = \frac{2500 \cdot \pi}{84,5} = 93$  Teilungen ergeben. Die Zahl der Teilungen  $z$  sollte aber aus Gründen der Herstellung (einfacheres Anzeichnen der Nietlöcher) durch 4 teilbar sein. Um auch auf der Innenseite der 33 mm starken Böden ein gutes Verstemmen zu ermöglichen, wird  $z = 92$  gewählt. Damit ist:

$$t = \frac{D \cdot \pi}{z} = \frac{2500 \cdot \pi}{92} = 86,3 \text{ mm auf } D = 2500 \text{ mm.}$$

Die Anzahl der Nieten in jeder Nietnaht beträgt  $2z = 1$ . Die Beanspruchung der Nieten  $k_n$  ist bei der vorgesehenen Ausführung nur

$$k_n = \frac{D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p}{100 \cdot 2z} = \frac{2500^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 15}{100 \cdot 184} = 4,00 \text{ kg/mm}^2,$$

während  $(k_n)_{\text{zul}} = 7 \text{ kg/mm}^2$  beträgt.

γ) Die Flammrohre. Für die Flammrohre sind Fox-Wellrohre der Größe 975/875 mm vorgesehen.

Kleinster Innendurchmesser  $d = 875 \text{ mm}$ ; für die Flammrohrblechstärke erhält man dann mit Gl. (215):

$$s = \frac{p \cdot d}{1200} + 2 = \frac{15 \cdot 875}{1200} + 2 = 13 \text{ mm}.$$

δ) Die gewölbten Böden (s. Abb. 341). Innerer Krümmungshalbmesser  $R = 3300 \text{ mm}$ , zulässige Beanspruchung  $k = 7,5 \text{ kg/mm}$ .

$$\text{Gl. (223): } s = \frac{p \cdot R}{200 \cdot k} = \frac{15 \cdot 3300}{200 \cdot 7,5} = 33 \text{ mm}.$$

ε) Verstärkung des Mannlochausschnittes. Der Kesselmantel hat:  $s = 23 \text{ mm}$ ;  $v = 0,846$ . Der Mannlochverschluß ist am oberen Boden des aufgesetzten Dampfdomes angebracht, wobei dieser Boden zum Ein- und Ausbringen des Deckels mit einer ovalen Öffnung von  $300 \times 400 \text{ mm}$  versehen ist. Zur Verbindung des Domes mit der Kesseltrommel erhält der Kesselmantel einen Ausschnitt, der hier rund und mit einem Durchmesser von 400 mm ausgeführt sein soll und natürlich verstärkt sein muß<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Tetzner-Heinrich empfiehlt, um die Schwächung des Kesselmantels durch den Ausschnitt möglichst klein zu halten, auch den Mantelausschnitt oval zu gestalten und dabei die große Achse des Ausschnittes senkrecht zur Achse der Kesseltrommel zu legen.

Berechnung des Verstärkungsringes.

Durchmesser bzw. axiale Länge des Ausschnittes  $l = 400$  mm.

Dicke des Verstärkungsringes  $s_r = 23$  mm.

Nietdurchmesser  $\delta = 23$  mm.

Breite des Verstärkungsringes  $b_r$ , Gl. (239):

$$b_r = \delta + \frac{v \cdot l \cdot s}{2 \cdot s_r} = 29 + \frac{0,846 \cdot 400 \cdot 23}{2 \cdot 23} = 29 + 169 = 198 \text{ mm.}$$

Anzahl der Niete in einer Hälfte des Ringes  $n$  Gl. (240):

$$n = \frac{D \cdot l \cdot p}{1000 \cdot \delta^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{2500 \cdot 400 \cdot 15}{1000 \cdot 660} = 22,7, \quad \text{ausgeführt } n = 23,$$

so daß die Zahl der Niete im ganzen Ring  $2n = 46$  beträgt; man benötigt hierzu eine zweireihige Nietung.

## Bücherverzeichnis.

### Brennstoffe und Feuerungen.

- Aufhäuser, Brennstoffe und Verbrennung. 2 Bde. Berlin: Julius Springer 1926.  
Bleibtreu, Kohlenstaubfeuerungen. 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1930.  
Gumz, Feuerungstechnisches Rechnen. Leipzig: Otto Spamer 1927.  
Herberg, Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkesselbetriebes. 4. Aufl. Berlin: Julius Springer 1928.  
Marcard, Rostfeuerungen. Berlin: VDI-Verlag 1934.  
Rosin-Fehling, Das  $I$ — $T$ -Diagramm der Verbrennung. Berlin: VDI-Verlag 1929.  
Ruhrkohlen-Handbuch. 2. Ausgabe. Berlin: Julius Springer 1932.

### Dampfkessel.

- Münzinger, Dampfkraft. Berlin: Julius Springer 1933.  
— Die Aussichten von Zwanglaufkesseln. Berlin: Julius Springer 1935.  
Netz, Dampfkessel. Leipzig u. Berlin: B. G. Teubner 1934.  
Pfleiderer, Dampfkesselschäden. Berlin: Julius Springer 1934.  
Spalckhaver-Rüster, Die Dampfkessel nebst ihren Zubehöerteilen. Ergänzungsband. Berlin: Julius Springer 1934.  
Ulrich, Werkstoff-Fragen des heutigen Dampfkesselbaues. Berlin: Julius Springer 1930.  
Vereinigung der Großkesselbesitzer, Kesselbetrieb. 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1931.  
Werkstoff u. Bauvorschriften für Landdampfkessel nebst Erläuterungen. Berlin: Beuth-Verlag 1929.

### Wärmeübertragung.

- ten Bosch, Die Wärmeübertragung. 3. Aufl. Berlin: Julius Springer 1936.  
Gröber-Ereck, Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1933.  
Merkel, Die Grundlagen der Wärmeübertragung. Dresden-Leipzig: Steinkopff 1927.  
Schack, Der industrielle Wärmeübergang. Düsseldorf: Stahleisen 1929.

### Taschenbücher und Tafelwerke.

- Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau. 6. Aufl. Berlin: Julius Springer 1935.  
Hütte, Des Ingenieurs Taschenbuch. 26. Aufl. Berlin: Ernst & Sohn 1931.  
Habert, Wärmetechnische Tafeln. Düsseldorf: Verlag Stahleisen und Berlin: Julius Springer 1935.  
Berl, Chemische Ingenieur-Technik. II. Band. Berlin: Julius Springer 1935.



## Namenverzeichnis.

### A. Verfasser und Erfinder.

- Anderson 106.  
Arbatzki 122.  
Audibert 147.  
Aufhäuser 15, 124, 150.  
Axer 74.
- Bach** 342.  
Bachmaier 132.  
Bailey 108, 219.  
Becker 112.  
Belani 122.  
Benson 228.  
Bessert 122.  
Blasius 20.  
Bleibtreu 145.  
Blümel 263.  
Bodler 195.  
Boltzmann-Stefan 56.  
Bone-Schnabel 116.  
Bošnjaković 51.  
Brandt 53.  
Brockdorff 248.  
Bunte 33.  
Burkhardt 200.
- Cleve 51, 305.  
Constam-Schläpfer 157.
- Deinlein** 127.  
Doby 99, 174.  
Dow 242.  
Dubbel 261.  
Dulong 20.
- Eberle 154, 314.  
Eckert 277.  
Emmet 242.  
Erk 57.
- Fehling 28, 41, 43, 136.  
Field 242.  
Fritzsche 54, 300.  
Fuchs 188, 305.
- Garbe** 197.  
Gensch 37, 274, 305.  
Gerbel 284.  
Gramberg 135.
- Groeber 47, 53, 57, 62.  
Gugger 366, 373.
- Hartmann** 226, 249.  
Hausbrand 63.  
Hausen 8.  
Hencky 257.  
Heinrich 364.  
Hennes 365.  
Hilliger 295.  
Hindelang 249.  
Hoffmann 48.  
Höhn 344.  
Hottel 277.  
Hübel 341.  
d'Huart 29.  
Hüttner 226.
- Jakob** 51, 66.  
Jebens 114, 150.  
Josse 114.  
Junkers 21.  
Jürges 49.  
Justi-Lüder 39.
- Kablitz** 268, 270.  
Kaiser 100.  
Kammerer 274, 294.  
Kauffmann 112.  
Kayser 133.  
Kehrer 226.  
Kirchhoff 57.  
Knoblauch 8, 10.  
Koch 13.  
Koenemann 242.  
Koeßler 60, 280.  
Kraemer 112.  
Kroeker-Mahler 19.  
Krüger 261.  
Kühn 143, 296.
- Lambert** 57.  
Lant 21.  
Leach 74.  
Lent 60.  
Löffler 228.  
Löwenstein 130.  
Lupberger 350, 358.
- Mahler-Kroeker** 19.  
Marcard 72, 75, 78, 86, 92,  
100, 118, 123, 124, 149,  
161, 284.  
Margarre 258, 310.  
Meier, William 126, 130.  
Merkel 46, 63, 66.  
Michel 233.  
Mollier 7, 9, 12, 62.  
Münzinger 48, 53, 61, 71,  
98, 110, 157, 192, 245,  
251, 258, 275, 278, 296,  
300, 319.  
Murray 108.
- Netz** 269.  
Nicholson 177.  
Noack 235.  
Noelle 30.  
Nußelt 9, 46, 57, 58, 65,  
134, 140, 146, 152.
- Ostwald, Wa.** 32.
- Paschen** 57.  
Péclet 63.  
Pfleiderer 85, 334, 369.  
Piedboeuf 183.  
Placzek 87.  
Planck 56.  
Poensgen 51.  
Prätorius 157.  
Presser 127, 134.
- Quack** 309.
- Raisch** 8.  
Ramsin 279.  
Reiher 47, 300.  
Reynolds 46.  
Richter 65.  
Rist 334.  
Roosen 234.  
Rosin 28, 41, 43, 112, 133,  
136, 147, 280.

Rüster (s. Spalckhaver-Rüster).

Schack 51, 57, 58, 274.  
 Schiwiora 291, 341.  
 Schmidt, E. 51, 57, 305.  
 Schmidt, F. 20.  
 Schnabel-Bone 116.  
 Schörner 132.  
 Schuch 345.  
 Schulte 138.  
 Schultes 305.  
 Schulz 261.  
 Seidel 210, 305.  
 Seyboth 74.

Soennecken 51.  
 Spalckhaver-Rüster 162, 165, 167, 171, 186, 200, 226, 245, 258, 270, 274, 327, 347, 356, 372.  
 Stauf 328.  
 Stefan-Boltzmann 56.  
 Stender 51.  
 Stierle 164, 262, 294.  
 Stodola 233, 235, 296.  
 Strache 21.  
 Tanner 75, 123.  
 Tetzner 364.  
 Thoma, H. 135.  
 van Tongeren 328.

Ulrich 334.  
 Vorkauf 226, 314.  
 Vornehm 49.  
 Warrelmann 98.  
 Wentzel 20.  
 Werkmeister 127.  
 Woernle 344.  
 Wohlenberg 61, 159.  
 Zeulmann 247.  
 Ziegler 311.  
 Zimmermann, E. 156.  
 Zimmermann, Gg. 290.  
 Zoelly 241.

B. Firmen.

Abas, Berlin 328.  
 AEG-Askania, Berlin 375.  
 Axer, Bochum 74.  
 Babcock-Wilcox-Werke, Oberhausen 87, 91, 93, 94, 104, 190, 195, 208, 219, 269.  
 Bamag, Berlin 116.  
 Borsig, Berlin 97, 100, 194, 204, 221, 223, 232, 245.  
 BBC, Mannheim 235, 254.  
 Combustion Engg. Co., New York 87, 172, 202, 205, 207, 219, 271.  
 Deutsche Hochdruck Ekonomiser-Werke (Stierle), Mannheim 262.  
 Dingler, Zweibrücken 169.  
 Dürr & Cie., Düsseldorf 88, 90, 196, 210, 232, 266, 373.  
 Esterer, Altötting 170.  
 Foege (Fa. Wärmefang, Hannover) 262, 296.  
 Fränkel & Viebahn, Leipzig 96.  
 Hannemann, Berlin 367, 370.  
 Hanomag, Hannover 206, 321.  
 Henschel & Sohn, Kassel 234.

Hübner & Mayer, Wien 370.  
 Humboldt, Köln-Deutz 192.  
 Keilmann-Voelcker, Bernburg 80, 118, 221.  
 Krupp, Essen 336.  
 Kohlenscheidungs-Ges. (K.S.G.), Berlin 88, 109, 206, 223, 272.  
 Liesen, Krefeld 262, 270.  
 Linke-Hofmann, Breslau 111.  
 Loos, Gunzenhausen 168.  
 Mannesmann, Düsseldorf 336.  
 Martin, München 103, 123.  
 MAN, Nürnberg 209, 229.  
 Merkens, Aachen 270.  
 Moll-Balcke, Bochum 112, 115.  
 Münckner, Bautzen 74.  
 Ofenbau-GmbH., Essen 115.  
 Oschatz, Meerane 210, 236.  
 Pintsch Jul., Berlin 350.  
 Preß- u. Walzwerk, Düsseldorf-Reisholz 336.  
 Saacke, Berlin 114, 217.  
 Schäffer & Budenberg, Magdeburg 368, 369.

Schmidt'sche Heißdampf-ges., Kassel 108, 178, 181, 226, 249, 255.  
 Siemens & Halske, Berlin 370, 375.  
 Siemens-Schuckert-Werke, Berlin 228, 232.  
 Steinmüller, Gummersbach 85, 88, 92, 95, 112, 121, 187, 192, 211, 213, 220, 222, 244, 323.  
 Sulzer, Winterthur 117, 212, 233.  
 Szamatolski, Berlin 267.  
 Thost, Zwickau 100.  
 Vereinigte Ekonomiserwerke, Hilden a. Rhn. 270.  
 Vereinigte Kesselwerke, Düsseldorf 87, 89, 99, 174.  
 Vereinigte Stahlwerke, Düsseldorf 336, 338.  
 Wagner-Hochdruck-Dampfturbinen A. G., Hamburg 216.  
 Walther & Cie., Köln 85, 121.  
 Weck, Greiz-Dörlau 74, 89, 122, 236.  
 Weiherhammer Hüttenwerk 88.  
 Wolf, Magdeburg-Buckau 171.

## Sachverzeichnis.

- Abbrandzahl des Kohlenkornes 137.  
 Abgastemperatur, zulässige 70.  
 Abgasverlust 296.  
 Abhitzekeessel 117, 246.  
 Abscheidung des Dampfes vom Umlaufwasser 313.  
 Abschlammventil 367.  
 Abschreckrost s. Granulier- oder Kühlrost.  
 Absperrrichtungen für Dampf- und Abschlammleitung 367.  
 Altern von Kesselblechen 334.  
 Alterungsbeständiger Stahl s. Izzestahl.  
 Anheizdauer von Kesseln 160.  
 Anheizen von Kesselfeuerungen 118.  
 Anker für Kessel 352, 362.  
 Ankerrohre 351, 167.  
 Anstiegswinkel der Brennlinie 129.  
 Anthrazitkohle 17, 18.  
 Armatur, feine 4.  
 —, grobe 2.  
 Armaturstutzen 372.  
 Armgase 29, 22.  
 Asche der Kohle 19, 24.  
 Aschenbunker 332.  
 Atmoskessel 225.  
 Atmosphäre, physikalische 6.  
 —, technische 6.  
 Atomverhältnis bei Brennstoffen 21.  
 Aufbereitung der Kohle 2.  
 Auftrieb der Rauchgase im Kessel 303.  
 Ausbrandgrenze im Feuerraum 275.  
 Ausbrennschacht an Rostfeuerungen 100.  
 Ausdampffläche 3.  
 Ausdampfziffer 314.  
 Ausdehnungsstufe im Mauerwerk 321.  
 Ausgeglicherer Zug 76.  
 Ausziehbares Rohrsystem bei Kessel-dampfmaschinen 17.  
 Backkohle 171.  
 Bailey-Platten 108.  
 Bandenstrahlung der Gase 57.  
 Baumann-Kessel 205.  
 Baustoffe für Dampfkessel 334.  
 Bauteile der Dampfkessel 333.  
 Bau- und Werkstoffvorschriften, amtliche für Kessel 334.  
 BBC-Stufenverdampfer 235.  
 —-Veloxkessel 235.  
 Bekohlungsanlage 1, 331.  
 Belani-Koksfeuerung 122.  
 Belastung der Rostfeuerungen 68, 72, 109.  
 — des Feuerraumes 69, 138.  
 — der Kesselheizfläche 70.  
 — — Wasserspiegelfläche 314.  
 — des Dampfzimmers 314.  
 Benson-SSW-Kessel 228.  
 Berechnung der Rostfläche 68.  
 — — Feuerraumgröße 69.  
 — — Strahlungsheizfläche 275.  
 — — Vorheizfläche 284.  
 — des Überhitzers 287.  
 — der Nachheizfläche 286.  
 — des Eko 288.  
 — — Luvo 290.  
 Berührungsüberhitzer 3, 250.  
 Bespülung des Kesselkörpers 282.  
 — — Überhitzers 287.  
 Bessert-Vorrost für Briketts 122.  
 Bestimmungen, Allgemeine polizeil. für Kessel 334.  
 Bettington-Staubfeuerung 111.  
 Bitumen 15.  
 Blasrohr 178.  
 Blechschwächungsziffer 338, 346.  
 Blechummantelung der Kessel 323.  
 Boiler-horse-power 66.  
 Braunkohlen 16.  
 Braunkohlenbriketts 16.  
 Breitendampfleistung von Rostfeuerungen 82, 91.  
 Brennerfeuerungen 72, 106.  
 Brennfläche in einer Flamme 142, 152.  
 Brennlinie einer Kohle nach Werkmeister 128.  
 Brennstoffe 15.  
 — ortsbilligster 23.  
 Brennzeit der Kohle 133.

- Brennzeitgrenze bei einer Rostfeuerung 134.  
 British Thermal Unit 9.  
 Brockdorff-Kessel 97.  
 Brunnenbrenner 111.  
 Bruttoverdampfungsziffer 67.  
 Bunte-Verbrennungsdreieck 33.  
  
 Chain-grate 83.  
 CO<sub>2</sub>-Gehalt der Rauchgase 31.  
 CO<sub>2</sub>-Gehalt, höchster, der Rauchgase 31.  
  
 Dampfbildender Eko 4, 265.  
 Dampfdom 162.  
 Dampfdruckkurve des Wassers 6, 7.  
 — — Quecksilbers 6, 7.  
 — — Diphenyloxydes 6, 7.  
 Dampfentnahmerohr 171, 176.  
 Dampfkesselkörper 2.  
 Dampfmenge, spez. 8.  
 Dampfmenagemesser 374.  
 Dampfraum 3.  
 Dampfraumbelastung 314.  
 Dampf tafel für Wasser 7.  
 Dampftemperaturlinie des Überhitzers 250.  
 Dampftrocknungseinbauten 318.  
 Dampfuhr 374.  
 Dampfwascheinbauten 319.  
 Dauerstandfestigkeit von Kesselblechen 335.  
 Deckenträger an Kesseln 320.  
 Dichte Rohrwand 324.  
 Diphenyloxyd-Kessel 242.  
 Doble-Kleinkessel 234.  
 Doby-Stoker 99.  
 Doppelenderbauart von Kesseln 194.  
 — — Rosten 103.  
 Doppelkessel 182.  
 Doppelaschenmischung 347.  
 Doppelrost 91.  
 Dow-Kessel 242.  
 Drallbrenner oder Wirbelbrenner 109.  
 Drallstein 73.  
 Dreiflammrohrkessel 165.  
 Dreizugkessel 200, 201.  
 Drittluft 107.  
 Druckfeuerung des Velox-Kessels 235.  
 Düsenrost 77.  
 Dust-screen oder Schlackenschirm 220.  
  
 Einblasemühlen 109.  
 Einenderkessel 180.  
  
 Einflammrohrkessel 164.  
 Einmauerung der Kessel 319.  
 Einrohrkessel von Sulzer 233.  
 Einspritztemperaturregler 256, 257.  
 Einzelmühle bei der Staubfeuerung 109.  
 Einzugsessel 164.  
 Ekonomiser (Eko) 3, 259, 288.  
 Elastische Feuerung 246.  
 Elektrokessel 247.  
 Elementaranalyse der Kohle 19.  
 Emmet-Quecksilber-Kessel 242.  
 Entgasung der Kohle 126.  
 Enthalpie des Wasserdampfes 10.  
 Entropie des Wasserdampfes 11.  
 Erbskohle 17.  
 Erdige Braunkohle 16.  
 Erdölrückstand 18.  
 Erstluft 74, 106.  
 Erstüberhitzer 249.  
 Erzeugungswärme des Wasserdampfes 10.  
 Esse oder Schornstein 4.  
 Esskohlen 17.  
  
 Fabrikschild 372.  
 Fallrohre, beheizte 203, 305.  
 —, kaltliegende 213.  
 Falschluff 74.  
 Feinkohle 17.  
 Feste Brennstoffe 15.  
 Fettkohle 17.  
 Feuchte Rauchgase 27.  
 Feuchtigkeit des Brennstoffes 19.  
 —, grobe des Brennstoffes 18.  
 Feuchtigkeitsgehalt des Wasserdampfes 8.  
 Feuerbrücke am Planrost 73.  
 — am Wanderrost 85.  
 Feuerbüchsheizröhrkessel 176.  
 Feuerbüchskessel 168.  
 Feuerkiste der Lokomotiven 176.  
 Feuerraum, allseits gekühlter 205.  
 —, gekühlter 37.  
 —, ungekühlter 37.  
 Feuerraumhöhe, Berechnung der 138.  
 Feuerraumendtemperatur 37.  
 Feuerraumtemperatur, theoretische 37.  
 Feuerraumwärmebelastung 69.  
 —, zulässige 69.  
 Feuerungen 72.  
 Feuerung, Wärmebilanz der 159.  
 —, Wirkungsgrad der 157.  
 Feuerungsgewölbe 79, 86, 119, 323.  
 Feuerungsgleichungen 134, 136.

- Feuerungsrückstände (Asche u. Schlacke 2.  
 Feuerschirm der Lokomotiven 177.  
 Feuerungsverlust durch Abstrahlung und Ableitung 156.  
 — — Flugkoks 155.  
 — — Ruß 155.  
 — — unverbrannte Gase 156.  
 — — Unverbranntes in den Herdrück-  
 ständen 155.  
 — — — im Rostdurchfall 154.  
 Fin-tubes oder Flossenrohre 108.  
 Flachbrenner 106.  
 Flammenlose Verbrennung 116, 295.  
 Flammenstrahlung 160.  
 Flammrohr nach Fox 352.  
 — — Morison 352.  
 — -Feuerbüchsheizröhrkessel 179.  
 — -Heizrohr-Doppelkessel 183.  
 — -Heizrohr-Kessel 170, 172, 174.  
 — -Kessel 162.  
 — -Wellrohr-Doppelkessel 183.  
 Flossenrohre 108.  
 Flüchtige Bestandteile der Brennstoffe 17.  
 Flugasche 24, 333.  
 Flugaschen-Abführung 333.  
 — -Abscheidung 328.  
 Flugkoksrückführung 90.  
 — -Grenze bei Feuerungen 134.  
 — -Verlust 155.  
 Flüssige Brennstoffe 21.  
 Flüssiger Schlackenabzug 109.  
 Flüssigkeitswärme des Wassers 9.  
 Forcierter Rostbetrieb 101.  
 Forssblad-Strahlungskessel 214.  
 Förderluft bei Staubfeuerungen 106.  
 Freiluft-Kesselanlage 231.  
 Fuchskanal 2.  
  
 Gabel-Wandkühlrohr von Schmidt 108.  
 Garbe-Platte an Steilrohrkesseln 216.  
 — -Teilkammerkessel 198.  
 Gas-Brenner 115.  
 — -Flammkohle 17.  
 Gasförmige Brennstoffe 18, 22.  
 Gaskohle 17.  
 Gasstrahlung 57.  
 —, schwarze 58.  
 Gebänkter Rostbetrieb 101.  
 Gegenseitigkeitsstrahlungszahl 61.  
 Gegenstromführung der Rauchgase 63.  
 Generatorgas 22.  
 Gesamtfeuchtigkeit des Brennstoffes 19.  
 Gesamtstrahlung 56.  
 Gesamtzugstärkenbedarf 71.  
 Gewichtshundertteile 6.  
 Gewölbe an Feuerungen 86, 323.  
 Gichtgas 23.  
 Glattröhr-Ekonomiser 259.  
 Gleichmäßigkeit der Körnung 24.  
 Gleichstromführung der Rauchgase 63.  
 Gleichwertige kalte Fläche 277.  
 Gleitdruckregelung beim Benson-Kessel 232.  
 Gleitwiderstand der Nietverbindungen 344.  
 Granulier- oder Kühlrost 107.  
 Graustrahler 56.  
 Green-Ekonomiser 259.  
 Grenzbelastung von Feuerungen 134.  
 Grenzampfleistung 91.  
 Grenzschicht in der Strömung 45.  
 Grenzwert für Überhitzungstemperatur 249.  
 Griebkohle 17.  
 Großfeuerung 72.  
 Großfeuerraum-Steilrohrkessel 205.  
 Großkammer-Schrägrohrkessel 186.  
 Grundfeuer 79.  
 Gußeisen-Ekonomiser 260.  
  
 Halbgasfeuerung 80.  
 Handelsüblicher Außendurchmesser von Röhren 351.  
 Handlöcher 186, 357.  
 Handlochverschluß 187.  
 Hängebrücke 73.  
 Hängendecke 86, 323.  
 Hängender Überhitzer 252.  
 Härte, bleibende (Nichtkarbonathärte) 329.  
 —, vorübergehende (Karbonathärte) 329.  
 Härtegrad, deutscher 329.  
 —, englischer 329.  
 —, französischer 329.  
 Heizflächen, Berechnung der 69.  
 —, gasberührte Seite der 44.  
 —, wasserberührte Seite der 44.  
 —, Wirkungsgrad der 299.  
 — -Belastung 70.  
 — -Wärmebelastung 70.  
 Heizrohr 45.  
 — -Kessel 166.

- Heizwert der Brennstoffe, oberer 19.  
 — — —, unterer 20.  
 Hencky-Bayer-Filter 257.  
 Hochhubsicherheitsventil 370.  
 Hochleistungs-Rippenrohr-Eko 262.  
 Höchstwert des Kohlendioxidgehalts der  
 Rauchgase 32.  
 — der Stundendampfmenge (Kessel-  
 leistung) 71.  
 Hollandkessel 174.  
 Holz 16, 18.  
 Hubwasserumlauf 314.  
 Hüttner-Kessel 226.  
 Hydraulischer Durchmesser 48.  
 Hygroskopisches Wasser der Kohle 18.  
  
**I-t**-Diagramm der Rauchgase 41.  
 Impfen von Gasen 60.  
 Innenfeuerung 73.  
 Integral-Furnace-Boiler 207.  
 Izett-Stähle 334.  
  
**Jiges**-Kessel 197.  
  
**Kalk-Soda-Reinigungsverfahren** 329.  
 Kalorie 9.  
 Kalorimeter 19.  
 Kamin oder Schornstein 2, 325.  
 Kante, gefährdete, an Wasserkammern  
 357.  
 Karbonathärte 329.  
 Kaskaden-Rippenrohr-Ekonomiser 262.  
 — -Rostfeuerung 104.  
 — für Speisewasser 176.  
 Kernmasse der Brennstoffe 19.  
 Kesselanlage, Verluste der 296.  
 —, Wärmebilanz der 299.  
 —, Wirkungsgrad der 299.  
 —, Wirkungsgradkurve der 300.  
 Kesselausrüstung 365.  
 Kesselbleche, Wahl der 334.  
 Kesseldampfmaschine (Lokomotive) 170.  
 Kesselhaus- oder Umgebungstemperatur  
 37.  
 Kesselmantel, Berechnung der Blech-  
 stärke 338.  
 Kesselpferdestärke 66.  
 Kesselregelung, selbsttätige 375.  
 Kesselstühle 162.  
 Kesseltrommeln, Herstellung der 337.  
 Kesselverlust durch die fühlbare Wärme  
 der Abgase (Abgasverlust) 296.  
 Kesselverlust, unvermeidlicher, durch die  
 Verdampfungs- bzw. Kondensations-  
 wärme des in den Abgasen ent-  
 haltenen Wasserdampfes 298.  
 — durch Abstrahlung und Ableitung  
 von Wärme entlang der Kesselheiz-  
 fläche 297.  
 Klapproststäbe 88.  
 Kleinfuehrung 72.  
 Kleinwanderrost 89.  
 Kleinwasserraum- oder Wasserrohrkessel  
 160, 185.  
 Kohle, gewaschene 17.  
 —, ungewaschene 17.  
 Kohlendioxidgehalt der Rauchgase 31.  
 Kohlenschlamm 17.  
 Kohlenwaagen 374.  
 Koks 17.  
 Koksofengas 18.  
 Kombinierte Kessel oder zusammen-  
 gesetzte Kessel 170.  
 Kondensat als Speisewasser 328.  
 Körnung der Kohle, Gleichmäßigkeit  
 der 17, 24.  
 Korrosion an Ekonomiserrohren 265.  
 — — Siederrohren 311.  
 — — Überhitzerrohren 255.  
 Kraftverteilung an Nietverbindungen  
 348.  
 Krepenschäden an Trommelböden 342.  
 Kreuz- oder Querstromführung der  
 Rauchgase 63.  
 Kriecherscheinungen an Überhitzern  
 252.  
 KSG-Kessel 206, 223.  
 Kühlfläche des Feuerraums 277.  
 —, vollwertige 277.  
 —, Wertigkeit der ausgeführten 277.  
 Kühlrohre (Kühlmantel des Feuer-  
 raums) 108, 110.  
 Kühlverhältnis der Roststäbe 75.  
 Kühlziffer des Feuerraums 276.  
 Künstlicher Zug 2, 327.  
  
**La Mont**-Elemente 234.  
 — -Kessel 234.  
 Langkessel für Lokomotiven 777.  
 Längsnaht eines Kesselmantels 340.  
 Legierte Werkstoffe für Kessel 335.  
 Leuchtgas 18.  
 Lichtstrahlen 55.  
 Liegender Überhitzer 252.

- Ljungström-Luftvorwärmer 272, 291.  
 Löffler-Kessel 228.  
 Lokomobilen 170.  
 Lokomotivkessel 176.  
 Luftabschluß, seitlicher am Wanderrost 86.  
 Luftgesteuerte Verbrennung 132.  
 Luftmenge, Mindestwert der 24.  
 —, tatsächlich gebrauchte 26.  
 —, theoretische 24.  
 Luftüberschußzahl 26.  
 Luftverhältniszahl 33.  
 Luftvorwärmer (Luvo) 267.  
 Luftvorwärmung, Wirkung der 267.  
 Magerkohlen 17.  
 Mahlanlage für Kohlen 106.  
 Mahltrocknung 109.  
 Mannlochausschnitte 364.  
 Mannlöcher 162, 364.  
 Manometer des Kessels 372.  
 Martin-Rückschubrostfeuerung 104.  
 Massendichte 47.  
 Masut 18.  
 Mechanisch bewegte Roste 83.  
 Mehrmulden-Unterschubrost 100.  
 Mehrtrommel-Steilrohrkessel 200.  
 Meßgeräte für Betriebsüberwachung 374.  
 Mikron ( $\mu$ ) 55.  
 Mindestlast der Staubfeuerungen 109.  
 Mindestluftmenge 25.  
 Mindestrauchgasmenge, feucht 27.  
 —, trocken 27.  
 Mindestsauerstoffmenge 25.  
 Mittelfeuerung 72.  
 Mittlere spezifische Wärme bei unverändertem Druck für Luft 39.  
 — — — für Rauchgase 39.  
 — — — für Teilgase 39.  
 Mol 24.  
 Moll-Ölbrenner 113.  
 Möller-Wärmespeicherkessel 245.  
 Molvolumen der Gase 25.  
 Mühlenfeuerung von Krämer 112.  
 Muldenrostfeuerung, unbewegt 82.  
 Muldenüberschubfeuerung, bewegte 96.  
 Muldenunterschubfeuerung 98.  
 Nachbrennrost 80.  
 Nachheizfläche 282.  
 Nadelekonomiser 262.  
 Nadellufterhitzer 270.  
 Natronzahl 331.  
 Naturgas 18.  
 Natürlicher Wasserumlauf in Steilrohrkesseln 305.  
 — — — Teilkammerkesseln 309.  
 Neckar-Wasserreinigungsverfahren 330.  
 Nettoverdampfungsziffer 67.  
 Neutrale Zone der Kohlenschicht auf dem Rost 135.  
 Nichtkarbonathärte 329.  
 Nicholson-Quersieder an Lokomotiven 177.  
 Niederwasserspiegel 162, 372.  
 Niete, geschlagene 345.  
 Nietungskontrollapparat nach Schuch 349.  
 Nietverbindungen, Arten der 344.  
 —, Berechnung der 344.  
 Normaldampf 13.  
 Normalkubikmeter 25.  
 Nußkohle 17.  
 Oberfläche, spezifische, der Kohlenkörner 136.  
 Oberwind bei Schiffskesseln 326.  
 Ölbrenner von Moll 113.  
 — — Saacke 114.  
 Ölfeuerungen 112.  
 Orsat-Gasanalysen-Apparat 31, 374.  
 Oschatz-Seidel-Kessel 210, 212.  
 Overfeed-Stoker 92.  
 Parallelstromführung der Rauchgase 63.  
 Pechkohle 16.  
 Permutit-Wasserreinigungsfilter 330.  
 Phosphat-Wasserreinigungsverfahren 330.  
 Planrostfeuerungen 73.  
 Planstoker 99.  
 Plattenluftvorwärmer 268, 270.  
 Pound per square inch (lb/in<sup>2</sup>) 6.  
 Primär- oder Erstluft 74, 106.  
 Primärsystem (Vorkreislauf) beim Schmidt-Hartmann-Kessel 226.  
 Probierventil 321.  
 Quecksilberkessel von Emmet 242.  
 Quernaht eines Kessels 340.  
 Querstrom- oder Kreuzstromführung der Rauchgase 63.  
 Rahmentafel für Wasserdampf 9.  
 Rating, 100% 66.  
 Rauchgase, Gewicht der, feucht 27.  
 — — —, trocken 27.  
 —, spezifisches Gewicht der 28.

- Rauchgase, Taupunkt, der 30.  
 —, Volumen der, feucht 27.  
 —, — — trocken 27.  
 —, wirkliches Volumen der 30.  
 —, Zusammensetzung der 31.  
 Rauchgasprüfer, selbsttätiger 32.  
 Rauchkammer der Lokomotiven und Lokomobilen 170, 176.  
 — -Lösche 179.  
 — -Überhitzer 170.  
 Rauchrohre 45, 178.  
 —, Anordnung der 355.  
 Rauchrohrkessel 166.  
 Rauchrohrüberhitzer von Schmidt 170, 176.  
 Raumhundertteile 6.  
 Reaktionsgeschwindigkeit des Kohlenkornes 137.  
 Regenerativ-Luftvorwärmer 271.  
 Reheater 250.  
 — -boiler 219, 250.  
 Reichgase 22.  
 Reinigung des Zusatzwassers von Kesselsteinfiltern 339.  
 Reinkohle 19.  
 Rekuperativluftvorwärmer 268.  
 Resthärte 330.  
 Retortenrostfeuerungen 100.  
 Reynoldszahl 46.  
 Rileystoker 100.  
 Rippenrohr-Ekonomiser 261.  
 Röhrenluftvorwärmer 268.  
 Rohrverdampfer 230.  
 Rostbelastung 68.  
 Rostdurchfall 89, 332.  
 Rostfeuerungen 73.  
 Rostfläche, Berechnung der 68.  
 —, freie 69.  
 Rostgleichung von Nußelt 135.  
 — von Rosin 136.  
 Rostseitenwangen, wassergekühlte 87.  
 Roststäbe 75.  
 Roststäbe, überdeckende 87.  
 Rostvorschubgeschwindigkeit 84.  
 Rostwärmebelastung 68.  
 Rothsteinentaschung 333.  
 Rückführung der Flamme 79, 121.  
 — von Flugkoks 90.  
 Rückschubrostfeuerungen 103.  
 Rußbläser 333.  
 Sägeteilkammer 193.  
 Sammelkasten, Berechnung der 359.  
 Sandkohle 17.  
 Sankey-Diagramm für eine Feuerung 159.  
 — — — — Kesselanlage 300.  
 Saugzugekonomiser 266.  
 Saugventilator 327.  
 Schiffskessel mit Wasserrohren 214.  
 —, zylindrischer (schottischer) 179.  
 Schlackenabzug, flüssiger 109.  
 —, trockener 107.  
 Schlackenbildung 24.  
 Schlackenbrecher 101.  
 Schlackenrost 78.  
 Schlackenstauer 85.  
 Schlammventil 367.  
 Schlammwasserrückführung 330.  
 Schmidt-Hartmann-Kessel, indirekter 226.  
 Schmidt-Rauchrohrüberhitzer 170, 178.  
 Schnabel-Bone-Heizrohrkessel 116, 295.  
 Schneckenrippenrohr-Ekonomiser 262.  
 Schnellkessel von Münzinger 241.  
 Schnellverdampfer 160.  
 Schornstein 4, 326.  
 — -Verlust (Abgas) 296.  
 Schrägrohrkessel 186.  
 Schrägrostfeuerungen 77, 91.  
 Schraubenbindungen an Kesseln 361.  
 Schubrostfeuerungen 91.  
 Schuch-Nietungskontrollapparat 349.  
 — Stiftnieten 344.  
 Schürrostfeuerungen 97.  
 Schürsäge von Pfeleiderer 85.  
 Schürwagen 80.  
 Schwärzegrad eines Strahlers 57.  
 Schwarze Gasstrahlung 58.  
 Schwarzer Körper, absolut 55.  
 Schwebezustand der Kohlenschüttung auf dem Rost 133.  
 Schweißverbindungen an Kesseltrommeln 350.  
 Seidel-Oschatz-Kessel 210.  
 Sektional- oder Teilkammerkessel 190.  
 Selbstverdampfung des Umlaufwassers 306.  
 Serve-Rauchrohre 178.  
 Sicherheitsventil 370.  
 Siebprobe 24.  
 Siebsprung 24.  
 Siederohr 45.  
 Siedetemperatur 5.  
 Simon-Ekonomiser 266.



- Sinterkohle 17.  
 Sodarücklaufverfahren (Neckarver-  
 fahren) 330.  
 Sonderbauarten von Kesseln 225.  
 Speiseeinrichtungen 365.  
 Speisepumpenarbeitsaufwand 11.  
 Speiseraum 3.  
 Speiseregler 367.  
 Speiserohr 162, 367.  
 Speiseventil 366.  
 Speisewassermesser 374.  
 Speisewasservorwärmer, dampfbeheizt  
 258.  
 —, rauchgasbeheizt (Eko) 258.  
 Speisewasserzuführungstemperatur 11.  
 Spülrinnen-Entschungsverfahren 333.  
 Stabilitätsgrenze für Rostfeuerungen 134.  
 Stahlrohr-Ekonomiser 264.  
 Staubfeuerung mit angebauter Mühle  
 (Krämer) 112.  
 — — Brunnenbrennern (Bettington)  
 111.  
 — — Eckenbrennern (Wood-KSG)  
 111.  
 — — U-Flamme 106.  
 — — J-Flamme 109.  
 — — L-Flamme 109.  
 Staubfeuerungen 106.  
 Staubkohle 17.  
 Staubsiebe 107.  
 Staubzuteiler 106.  
 Steaming-Economiser 213, 265.  
 Stehbolzen 177.  
 Stehende Kessel 168.  
 Steilrohrkessel 198.  
 Steinkohlen 16.  
 — -Briketts 17.  
 — -Koks 17.  
 Steinkohlenteer 22.  
 — -öl 22.  
 Stierle-Flammrohrkessel 164.  
 — -Rippenrohr-Ekonomiser 262.  
 Stiftnieten nach Schuch 344.  
 Stirlingkessel 200.  
 Stoker 100.  
 Strahler, idealer (abs. schwarzer Körper)  
 55.  
 —, grauer 56.  
 —, spiegelnder 56.  
 Strahlungsheizfläche 37, 274, 277.  
 Strahlungsintensität 56.  
 Strahlungskessel 205.  
 Strahlungsüberhitzer 251.  
 Strahlungs-Wärmeübergangszahl 63.  
 Strahlungszahl der Flamme 60.  
 Streckgrenze von Kesselblechen 335.  
 Strömung, laminare 46.  
 —, turbulente 46.  
 Stufenrostfeuerungen 78.  
 Stundenbrennstoffmenge 67.  
 Stundendampfmenge 66.  
 Sulzer-Einrohrkessel 212.  
 Supermiser 165.  
 Taupunkt der Rauchgase 30.  
 Taylor-Stoker 100.  
 Teere 22.  
 Teilkammer- oder Sektionalkessel 190.  
 Teilkammern, Berechnung der 358.  
 —, gewellte 192, 358.  
 —, ungewellte, gerade 220, 358.  
 Temperatur, absolute 8.  
 Temperaturgrad Celsius 8.  
 — Fahrenheit 8.  
 — Kelvin 8.  
 Temperaturunterschied, arithmetischer  
 64.  
 —, logarithmischer 64.  
 Temperaturwert der Rauchgase 37.  
 Thornycroft-Schulz-Schiffskessel  
 214.  
 Torf 16.  
 Trägerdecke der Kessel 320.  
 Traggerüst der Dampfkessel 321.  
 Treppenrostfeuerung 78.  
 Trinatriumphosphat (s. Phosphat-  
 Reinigungsverfahren) 330.  
 Trockenmasse der Brennstoffe 19.  
 Trommelböden an Flammrohrkesseln  
 162, 339, 356.  
 — — Heizrohrkesseln (ebene Böden)  
 167.  
 — — Wasserrohrkesseln 342.  
 Trommelschutz 324.  
 Überdruck 7.  
 Überhitzer 248.  
 —, Berechnung der 287.  
 —, Berührungs- 252.  
 —, Strahlungs- 251.  
 —, hängender 252.  
 —, liegender 252.  
 —, Erst- 250.  
 —, Zwischen- 250.  
 —, Zwischendeck- 251.  
 — -Regler 256.  
 — -Sammelkästen 253.

- Überlappungsnetzung 345.  
 Überschubrostfeuerung 92.  
 Überstand an eingesetzten Kesselrohren 351.  
 Umgebungs- oder Kesselhaustemperatur 37.  
 Umgerechnete Stundendampfmenge (auf Normaldampf) 13.  
 Umlauf des Dampfes beim Löffler-Kessel 228.  
 — — Kesselwassers bei Wasserrohrkesseln 304.  
 Underfeed-stoker 98.  
 Universalfeuerung 72.  
 Unterfeuerungen 73.  
 Unterschubrostfeuerungen 98.  
 Unterwind 76, 325.  
 Unvollständige und unvollkommene Verbrennung 30.  
  
 Velox-Gleichdruck-Kessel 240.  
 — -Vorpuffungskessel 240.  
 Verankerung der Kesseleinmauerung 320.  
 Verbands-Formel für Heizwert 20.  
 Verbrennung, vollständige und vollkommene 25.  
 —, unvollständige und unvollkommene 30.  
 Verbrennungsdreieck von Ostwald 32.  
 Verbrennungsendtemperatur 37.  
 Verbrennungsreife der Brennstoffe, Wandlung zur — 125, 150, 152.  
 Verbrennungsvorgang in der Rostfeuerung 117.  
 — — — Staubfeuerung 140.  
 — — — Ölfeuerung 149.  
 — — — Gasfeuerung 151.  
 Verbrennungszeit, tatsächlich erreichte in der Rostfeuerung 149.  
 — — — Staubfeuerung 149.  
 — — — Ölfeuerung 151.  
 — — — Gasfeuerung 154.  
 — im Veloxkessel 154.  
 Verdampfungseconomiser 213, 265.  
 Verdampfungsvorgang 52.  
 Verdampfungswasserreinigungsverfahren 331.  
 Verdampfungswärme, äußere 9.  
 —, innere 9.  
 —, gesamte 9.  
 Verdampfungsmaschine 235.  
  
 Vergasung der Kohle auf dem Rost 126.  
 Verlust in den Feuerungen 154.  
 — — der gesamten Kesselanlage 296.  
 Verschlackungsgrenze bei Rostfeuerungen 134.  
 Voreilung der Dampfblasen im Wassermulauf der Kessel 307.  
 Vorheizfläche 282.  
 Vorkauf-Kessel 226.  
 Vorkreislauf im Schmidt-Hartmann-Kessel 226.  
 Vor- oder Überschub-Rostfeuerung 92.  
 Vorschubtreppenrostfeuerung 93.  
 Vortrocknungsschacht 80.  
  
 Wanderrostfeuerung 83.  
 Wanderzonenrostfeuerung 88.  
 Wandkühlrohre 108.  
 Wandlung des Brennstoffes zur Verbrennungsreife 125, 150, 152.  
 Wärme, mittl. spez., für Wasser 9.  
 — — — überh. Dampf 10.  
 — — — Teilgase 39.  
 — — — Rauchgase 38.  
 Wärmebilanz einer Feuerung 159.  
 — — Kesselanlage 299.  
 Wärmedurchgangszahl 45.  
 Wärmeinhalt von nichtsiedendem Wasser 13.  
 — — siedendem Wasser 7.  
 — des trockenen ges. Dampfes 7.  
 — — überhitzten Dampfes 12.  
 Wärmepreis des Brennstoffes 23.  
 Wärmespannungen bei beheizten Kesselrohren 351.  
 Wärmestrahlen, sichtbare 55.  
 —, unsichtbare 55.  
 Wärmeübergang, wenn Rauchgas innerhalb des Rohres strömt 47.  
 — — — außerhalb des Rohres strömt 47.  
 — bei schräg von außen angeströmtem Rohr 48.  
 Wärmeübergangszahl 44.  
 Wärmeübertragung durch Berührung 44.  
 — — Strahlung 55.  
 —, Strahlungs- in einer Rostfeuerung 275.  
 — — — — Staubfeuerung 276.  
 Wärmeverluste in einer Feuerung 154.  
 — — — Kesselanlage 296.  
 Wärmewarte 375.  
 Wagner-Schiffskessel 216.

- Wasser, hartes 329.  
 —, weiches 329.  
 Wasserberührte Seite der Kesselheiz-  
 fläche 3.  
 Wasserdampf, feuchter oder nasser 5.  
 —, trocken gesättigter 5.  
 —, überhitzter 5.  
 Wasserkammern, Berechnung der 356.  
 —, an Kesseln, ungeteilte Großkammer  
 186, 357.  
 —, Teilkammer 192.  
 Wasserreinigungsverfahren für Kessel-  
 anlagen 328.  
 Wasserraum 3.  
 Wasserrohr 45.  
 Wasserrohrkessel 185.  
 Wasserspiegelfläche oder Ausdampf-  
 fläche 3.  
 Wasserstand, höchster 3.  
 —, niedrigster (N.W.) 3.  
 Wasserstandsanzeigevorrichtung mit  
 Glasrohr 368.  
 — — ebenen Gläsern (Klinger) 368.  
 —, glaslose 369.  
 —, heruntergezogene 370.  
 Wasserstandsmarke 370.  
 Wasserstoff, freier oder disponibler im  
 Brennstoff 21.  
 Wasserumlauf in Kesseln, natürlicher 185.  
 — — — erzwungener 234.  
 — — Steilrohrkesseln 305.  
 — — Teilkammerkesseln 309.  
 Wellenlänge der Wärmestrahlen 55.  
 Wendekammern bei Schiffskesseln 180.  
 Werkstoff- und Bauvorschriften für  
 Kessel 334.  
 Wertigkeit der verschiedenen Feuer-  
 raum-Kühlrohrflächen 277.  
 Wertigkeitszahl der Kohlenkornober-  
 fläche 137.  
 Winkelverhältnis beim Strahlungsvor-  
 gang 62.  
 Wirbel- oder Drallbrenner 109.  
 Wirkungsgrad einer Feuerung 157.  
 — — Kesselanlage 298.  
 Wirkungsgradkurve der Kesselanlage  
 300.  
 Wood-Feuerung mit Eckenbrennern 111.  
 Wood-Kessel 205.  
  
 Yarrow-Normand-Schiffs-Wasserrohr-  
 kessel 214.  
  
 Zentralmahlanlage 106.  
 Zerknall eines Dampfkessels 161.  
 Zölly-Kessel 241.  
 Zug, natürlicher 4.  
 —, künstlicher 2.  
 —, ausgeglichener 76, 303.  
 Zugerzeugungseinrichtung 4.  
 Zuglenkwände eines Kessels 188, 203, 324.  
 Zugstärke 53, 70.  
 —, statische des Schornsteines 326.  
 —, nutzbare des Schornsteines 327.  
 Zugstärkenbedarf einer Kesselanlage 70,  
 300.  
 Zugverluste durch Reibung des Rauch-  
 gasstromes in den Kesselzügen 300.  
 — durch Umlenkung des Gasstromes  
 302.  
 — am Eintritt bei plötzlicher Ver-  
 engung 302.  
 — am Austritt bei plötzlicher Erweite-  
 rung 303.  
 Zündgeschwindigkeit bei Brennerfeue-  
 rungen 142, 152.  
 Zündgrenzen bei Brennstoff-Luft-  
 gemischen 153.  
 Zündhilfen 120.  
 Zündlinie (Durchzündlinie) bei Wander-  
 rosten 124.  
 Zündnester 79, 118.  
 Zündpunkt der Brennstoffe (Zündtemp.)  
 118.  
 Zündung in einer Rostfeuerung 117.  
 — — — Staubfeuerung 140.  
 — — — Ölfeuerung 149.  
 — — — Gasfeuerung 151.  
 — von oben 119.  
 — — unten 118.  
 Zündschwierigkeiten in Kessel-Feue-  
 rungen 119.  
 Zündwärme, spez., der Brennstoffe 123.  
 Zusammengesetzte oder kombinierte  
 Kessel 170.  
 Zusammensetzung der festen Brenn-  
 stoffe 19.  
 — — flüssigen Brennstoffe 22.  
 — — gasförmigen Brennstoffe 22.  
 — — Rauchgase 31.  
 Zusatzwasser 328.  
 Zweiflammrohrkessel 164.  
 Zweitluft 73.  
 Zwischendecküberhitzer 251.  
 Zwischenüberhitzer 249.