

Monographien zur Feuerungstechnik
==== Band 9 =====

DIE LUFTVORWÄRMUNG
IM DAMPFKESSELBETRIEB

VON

WILHELM GUMZ

ZWEITE AUFLAGE



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

Monographien zur Feuerungstechnik
Band 9

Die Luftvorwärmung im Dampfkesselbetrieb

Eine Studie über den Bau, die Berechnung und
den Betrieb von Luftvorwärmern und über
wirtschaftliche Abwärmeverwertung
im Dampfkesselbetrieb

Von

Dipl.-Ing. Wilhelm Gumz

Charlottenburg

Zweite, vollständig neu bearbeitete Auflage

Mit 146 Abbildungen im Text und 20 Zahlentafeln



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1933

ISBN 978-3-662-33667-0
DOI 10.1007/978-3-662-34065-3

ISBN 978-3-662-34065-3 (eBook)

© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1933
Ursprünglich erschienen bei Otto Spamer, Leipzig 1933
Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1933

Vorwort.

Seit dem Erscheinen der ersten Auflage ist die Zahl der ausgeführten Luftvorwärmanlagen ganz bedeutend gestiegen, wertvolles Erfahrungsmaterial über den Bau von Luftvorwärmern und den Betrieb mit vorgewärmter Luft wurde gesammelt, und die Konstruktionen wurden stetig verbessert und allen praktischen Erfordernissen angepaßt. Eine eingehende Kenntnis dieses Sondergebietes ist daher für jeden Kesselfachmann dringendes Erfordernis geworden. Diese Entwicklung machte eine vollständige Umarbeitung des Textes, eine weitgehende Ergänzung des Bildmaterials und eine Weglassung aller allgemein feuerungstechnischen Betrachtungen, die in das Bändchen „Feuerungstechnisches Rechnen“, Monographien zur Feuerungstechnik Bd. 12, übernommen wurden, notwendig. Neben dem Wesen und Wert der Luftvorwärmung wurde besonders das Verhalten der einzelnen Feuerungssysteme im Warmluftbetrieb, die organischen und wirtschaftlichen Zusammenhänge mit den übrigen Gliedern des Kraftwerksbetriebes und die Wirtschaftlichkeitsfragen in den Vordergrund gestellt. Der Beschreibung der wichtigsten Luftvorwärmersysteme folgt eine ausführliche Darstellung der Berechnung von Luftvorwärmern an Hand von Zahlenbeispielen und Versuchsberichten. Nachteile und mögliche Betriebsschwierigkeiten sind mit Absicht breit und ohne Beschönigung behandelt, um dem Betriebsmann Wege zur Auffindung und Beseitigung von Mängeln aufzuzeigen. Wenn der Versuch einer vollständigen Darstellung dieses Sondergebietes diese Aufgabe erfüllt, darf der Zweck des Buches und sein Erscheinen in wirtschaftlich schwerer Zeit als voll gerechtfertigt gelten.

Allen Firmen und allen Herren, die mich durch Mitteilungen, Versuchsberichte und Beobachtungsmaterial unterstützt haben, spreche ich hiermit meinen besten Dank aus und werde für weitere Anregungen sehr dankbar sein.

Berlin-Charlottenburg, im September 1932.

W. Gumz.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Vorwort	3
Einleitung	9
I. Einfluß der Luftvorwärmung auf den Kessel- wirkungsgrad, den Temperaturverlauf und die Kesselleistung	11
a) Kesselwirkungsgrad und Brennstoffverbrauch	11
b) Verlauf des Wirkungsgrades	16
c) Temperaturverlauf im Kessel (Strahlungsteil)	19
d) Temperaturverlauf im Kessel (Konvektionsteil)	27
e) Leistungssteigerung durch Luftvorwärmung	31
II. Einfluß der Luftvorwärmung auf den Verbren- nungsvorgang	33
a) Verbrennung fester Brennstoffe	33
b) Einfluß der Luftvorwärmung	41
c) Bedeutung des Verkokungsvorganges	43
d) Bedeutung des Schlackenschmelzverhaltens	47
e) Die Mindestluftvorwärmung	50
f) Einfluß der Luftvorwärmung auf die Zündvorgänge	52
g) Verbrennung flüssiger Brennstoffe	54
h) Verbrennung gasförmiger Brennstoffe	54
III. Anwendungsmöglichkeit der Luftvorwärmung	56
1. Die Luftvorwärmung bei Rostfeuerungen	56
a) Mechanische Anforderungen	56
b) Kühlwirkung der Verbrennungsluft	58
c) Das Brennstoffbett	60
d) Der Feuerraum	63
e) Sekundarluft	65
f) Rauchgasrückführung	67
g) Wasser- und Wasserdampfzusatz	75
h) Zulässige Lufttemperaturen	75
i) Rostverschleiß	79
k) Verhalten der Luftvorwärmer	81
2. Die Luftvorwärmung bei Halbgas-, Holz- und Schwebef Feuerungen	82
a) Halbgasfeuerungen	82
b) Holzfeuerungen	83
c) Zusatzbrennstoffe oder Luftvorwärmung?	86
d) Müllverbrennung	87
e) Bagasse	87
f) Schwebef Feuerungen	88

	Seite
3. Die Luftvorwärmung bei Kohlenstaubfeuerungen	89
a) Verbrennungsvorgang in der Kohlenstaubfeuerung	89
b) Einfluß der Luftvorwärmung	91
c) Zulässige Lufttemperaturen	92
d) Verhalten der Luftvorwärmer	94
4. Die Luftvorwärmung bei Öl- und Gasfeuerungen	94
a) Ölfeuerungen	94
b) Zulässige Lufttemperaturen	96
c) Gasfeuerungen	97
5. Der nachtragliche Einbau von Luftvorwärmern in vorhandene Kesselanlagen	98
a) Grundlegende Gesichtspunkte	98
b) Brennstoff- und Temperaturverhältnisse	99
c) Feuerraum	100
d) Strömungsquerschnitte	102
e) Zugverhältnisse	103
f) Platzverhältnisse	104
g) Zahlenbeispiele	104
IV. Die Luftvorwärmung im Rahmen des Kraftwerksbaues und Betriebes	107
1. Die Vorteile der Luftvorwärmung	107
2. Die Nachteile der Luftvorwärmung	108
3. Rückwirkung der Luftvorwärmung auf den Kraftwerksbau	110
a) Feuerungen	110
b) Kessel	112
c) Speisewasservorwärmung	113
4. Saugzug- und Unterwindanlagen	117
a) Saugzug und Schornstein	117
b) Indirekt und direkt wirkende Saugzuganlagen	122
c) Ventilatoren	124
d) Antrieb und Regelung der Ventilatoren	129
e) Gebläseanordnung	135
V. Luftvorwärmer-Bauarten	138
1. Allgemeines	138
a) Definitionen	138
b) Der mittlere Wirkungsgrad	140
c) Der Baustoff	143
2. Rekuperativ-Luftvorwärmer	149
a) Röhren-Luftvorwärmer	149
b) Platten-Luftvorwärmer	159
c) Maßnahmen zur Steigerung des Wärmeübergangs	168
d) Umlaufende Rekuperatoren	175

	Seite
3. Regenerativ-Luftvorwärmer	176
a) Allgemeines.	176
b) Der Ljungstrom-Luftvorwärmer	179
c) Andere Dreh- und Schub-Regeneratoren.	184
d) Ventil-Regeneratoren	186
4. Vergleich zwischen Rekuperativ- und Re- generativ-Luftvorwärmern	188
5. Andere Luftvorwärmersysteme	193
a) Vorwärmer mit Flüssigkeitsumlauf	193
b) Vorwärmung durch Anzapfdampf	195
c) Luftkondensatoren	195
d) Strahlungs-Luftvorwärmer	196
6. Einige Sonderbauarten und Anwendungs- gebiete für Luftvorwärmer	197
a) Luftvorwärmer für hohe Temperaturen	197
b) Luftvorwärmer für Abhitzekeßanlagen.	201
c) Lufterhitzer für Trocknungsanlagen	202
d) Gaskühler	203
7. Schaltungsarten und Einbau	204
a) Schaltungsarten bei festen und flüssigen Brenn- stoffen	204
b) Schaltungsarten bei gasförmigen Brennstoffen	209
c) Gasumföhrung und Regelung der Vorwärmer	211
d) Räumliche Anordnung	215
VI. Berechnung und Bemessung von Luftvorwar- mern	218
1. Berechnungsgrundlagen	218
a) Wärmeübergang und Stromungsverluste	218
b) Wärmeübertragung in Platten-Luftvorwärmern.	219
c) Praktisch erzielbare Wärmedurchgangszahlen	224
d) Zug- und Druckverluste	229
e) Beispiel	231
f) Berechnung eines Platten-Luftvorwärmers	235
g) Die mittlere Temperaturdifferenz	235
h) Zahlenbeispiel	238
i) Einfluß der Spaltbreite	241
k) Einfluß des mittleren Wirkungsgrades.	242
l) Einfluß der Gas- und Luftführung	243
m) Einfluß der Geschwindigkeit	245
n) Die wirtschaftlichste Geschwindigkeit	246
Die wirtschaftlichste Luftgeschwindigkeit bei natür- lichem Zug	248
p) Berechnung von Röhren-Luftvorwärmern	249
q) Heizflächenbestimmung von Regeneratoren	251
r) Berechnung dampfbeheizter Lufterhitzer.	252
s) Bemessung von Heißluftleitungen	254
2. Wirtschaftliche Abwärmeverwertung	257
a) Wirtschaftliche Grundbedingungen	257
b) Die wirtschaftlichste Abgastemperatur	259
c) Wirtschaftliche Bewertung von Luftvorwärmern	263

	Seite
VII. Betriebsschwierigkeiten und Abhilfsmaßnahmen	264
a) Nachteiliger Einfluß der Luftvorwärmung	264
b) Betriebsschwierigkeiten an Luftvorwärmern	265
c) Verzundern und Verbrennen von Heizflächen	265
d) Korrosionen an rauchgasberührten Heizflächen	268
e) Einfluß des Kohlenschwefels auf den Taupunkt der Rauchgase	270
f) Temperaturverteilung auf der Heizfläche	277
g) Korrosionsschutzmaßnahmen	281
h) Flugaschewirkungen	290
i) Korrosionsfestes Material	291
k) Folgen der Korrosion	292
l) Heizflächenverschmutzung	293
m) Bekämpfung der Heizflächenverschmutzung	295
VIII. Kontrolle projektierter und ausgeführter Luft- vorwärmanlagen	299
a) Garantien	299
b) Abnahmeprüfung	301
c) Durchführung von Abnahmeversuchen	303
IX. Versuchsergebnisse	308
X. Geschichtlicher Überblick	316
Namenverzeichnis	326
Sachverzeichnis	328

Einleitung.

Im Laufe der Entwicklung ist der Abwärmeverwertung eine für den Kesselbau und Betrieb entscheidende Rolle zugewiesen worden. Nicht nur wird man heute kaum noch eine Kesselanlage ohne jegliche Abwärmeausnutzung aufstellen, sondern die Bemessung und Ausbildung der dem Kessel nachgeschalteten Heizflächen ist geradezu ausschlaggebend geworden für die erreichbaren Wirkungsgrade und die Wirtschaftlichkeit der Gesamtanlage. Hinzu kommt, daß sich die Schwierigkeiten, die bei gasberührten Heizflächen auftreten können, in erster Linie an den kältesten Flächen, also in den Abwärmeverwertern, bemerkbar machen, so daß diese Teile der Anlage auch in der Hinsicht besondere Beachtung verdienen. Die Abwärmeverwertung zur Vorwärmung der Verbrennungsluft übt — im Gegensatz zur Speisewasservorwärmung — außerdem eine Reihe von Rückwirkungen aus, so auf die Zündung, die Intensität der Verbrennung, den Ablauf und die Vollständigkeit des Verbrennungsvorganges, auf die Wärmeübertragung, den Temperaturverlauf und die Wärmeverteilung, die in der Wärmebilanz der Gesamtanlage ihren Ausdruck findet, und endlich auf die Zugverhältnisse. Die Luftvorwärmung bietet damit, so einfach der Vorgang zunächst erscheinen mag, doch eine Menge bedeutungsvoller feuerungstechnischer Probleme, die ein allgemeineres Interesse verdienen.

Daß dem Rauchgas hinter dem Kessel eine bestimmte Wärmemenge entzogen und dem Wärmekreislauf vorn wieder zugeführt wird, bedeutet eigentlich noch keine Veränderung des Wirkungsgrades; erst durch die dadurch bedingte Verschiebung der Temperaturen und mittleren Temperaturdifferenzen — sozusagen die Erhöhung des Qualitäts- bzw. Intensitätsfaktors der umgesetzten Wärmeenergie —, die Vermehrung der eingestrahnten und übertragenen Wärme, also die Wärme- und Leistungsverteilung, tritt die Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung sichtbar und meßbar in Erscheinung. So wird die wiedergewonnene Abwärme, wenn auch auf anderem Wege als beim Ekonomiser, von gering-

fügen zusätzlichen Verlusten (Strahlungs- und Leitungsverlust durch Erhöhung der Temperaturen und Vergrößerung der Oberflächen) abgesehen, restlos zur direkten Dampferzeugung nutzbar gemacht. Somit kann bei gleicher Dampfleistung eine beträchtliche Kohlenersparnis oder bei gleicher zur Verfeuerung gelangender Brennstoffmenge eine entsprechende Mehrleistung bei verbessertem Wirkungsgrad erzielt werden. Darüber hinaus aber lassen sich durch Anwendung von Saugzug und Unterwind leicht außerordentliche Leistungssteigerungen bei gutem Wirkungsgrad herausholen, die das Maß bestehender Anlagen älterer Bauart oder die üblichen Werte bei Anlagen mit natürlichem Zug weit hinter sich lassen. Umgekehrt bedeutet die Einfügung einer Luftvorwärmung in eine Anlage mit natürlichem Zug eine Leistungsbeschränkung durch die gleichzeitige Temperatursenkung und Widerstandserhöhung, im allgemeinen sogar einen Leistungsabfall, der nur durch gleichzeitige Verwendung von Unterwind etwas ausgeglichen wird.

Zur richtigen Beurteilung des Wertes oder Unwertes der vorgewärmten Luft und zur Entscheidung über die Wirtschaftlichkeit und die praktischen Vorteile kann man daher nur gelangen, wenn man die Wirkung der Heißluft im einzelnen verfolgt und analysiert, wobei man in den meisten Fällen schon durch eine einfache rechnerische Behandlung alle Fragen ausreichend beantworten kann, die für den projektierenden Ingenieur, den Konstrukteur und den Kaufmann von Wichtigkeit sind.

I. Einfluß der Luftvorwärmung auf den Kesselwirkungsgrad, den Temperaturverlauf und die Kesselleistung.

Kesselwirkungsgrad und Brennstoffverbrauch.

Um sich einen Überblick über die Größe des Einflusses der Luftvorwärmung auf den Kesselwirkungsgrad verschaffen zu können, ist es zunächst notwendig, die Größe der Abwärmeverluste und den rückgewinnbaren Anteil dieser Verluste kennenzulernen. Sieht man zunächst ganz von den Verlusten durch unverbrannte Gase und von der Verbesserungsmöglichkeit der Verbrennung und des Feuerungswirkungsgrades ab, so ergibt sich ein Wärmegewinn durch die Zurückführung eines Teiles der mit den Abgasen verlorengehenden fühlbaren Wärme. Diese Abwärmeverluste lassen sich durch die Ermittlung des Wärmeinhaltes der Abgase bzw. an Hand eines It -Diagrammes genau bestimmen¹⁾. Annähernd, aber doch mit hinreichender Genauigkeit, lassen sie sich durch die folgende Gleichung erfassen:

$$q = \left(A + \frac{B}{\text{CO}_2} \right) (t_g - t_l). \quad (1)$$

Darin bedeutet q den Abwärmeverlust in Prozent vom unteren Heizwert des verfeuerten Brennstoffs, CO_2 den gemessenen,

Zahlentafel 1.

Brennstoff	A	B
Steinkohle	0,00510	0,6281
Braunkohle 15% H ₂ O	0,00747	0,626
„ 50% H ₂ O	0,01459	0,680
„ 60% H ₂ O	0,0194	0,720
Heizöl	0,0063	0,497
Reichgas (4000—6000 kcal/nm ³)	0,0106	0,3263
Mischgas (1300—1500 kcal/nm ³)	0,0093	0,748
Generatorgas (1100—1200 kcal/nm ³)	0,0073	0,859
Gichtgas (900—1100 kcal/nm ³)	0,0024	1,17

¹⁾ Gumz, „Feuerungstechnisches Rechnen“ S. 43—53. Monogr. z. Feuerungstechnik Bd. 12. O. Spamer, Verlag, Leipzig.

auf trockenes Rauchgas bezogenen Kohlensäuregehalt, t_g die Temperatur der Abgase und t_l die Temperatur der umgebenden Luft, die als Bezugstemperatur für die Festlegung des Wirkungsgrades benutzt wird, während die Konstanten A und B mit dem Brennstoff und bei sehr nassen Brennstoffen auch mit dessen Wassergehalt variieren. Sie können der vorstehenden Zahlentafel 1, für Braunkohle auch der Abb. 1 entnommen werden. Die Gl. (1) läßt die altbekannte Tatsache erkennen, daß ein möglichst hoher CO_2 -Gehalt und eine möglichst niedrige Abgastemperatur anzustreben sind.

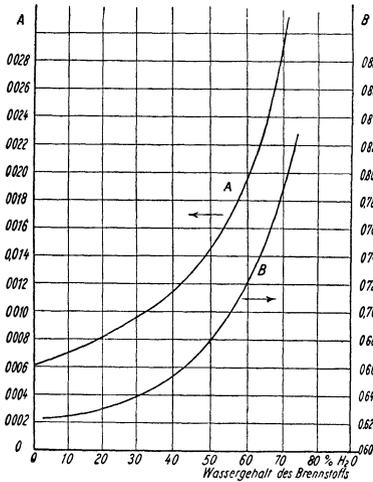


Abb. 1. Die Konstanten A und B Gl. (1), S. 11, für Rohbraunkohle in Abhängigkeit von ihrem Wassergehalt.

Wird durch eine Mehrabkühlung der Abgase eine Verbesserung des Kesselwirkungsgrades von vorher η % auf nunmehr η' % erzielt, so ist die Brennstoffersparnis in Prozent vom bisherigen Brennstoffverbrauch

$$\varepsilon = 1 - \frac{\eta}{\eta'} . \tag{2}$$

Dieses Ergebnis erhält man durch folgende einfache Betrachtung: Ohne Luftvorwärmung ist die nutzbare Wärmeleistung des Kessels gleich dem Brennstoffverbrauch mal dem Heizwert mal dem Wirkungsgrad

$$I = B \cdot H_u \cdot \eta . \tag{3}$$

Bei Anwendung von Luftvorwärmung erhält man analog

$$I' = B' \cdot H'_u \cdot \eta' \tag{4}$$

oder einen Brennstoffminderverbrauch von $(B - B')$ und eine Ersparnis von

$$\varepsilon = \frac{B - B'}{B} \quad \% \text{ von } B . \tag{5}$$

Bei gleicher Leistung $I = I'$ ist also

$$B \cdot H_u \cdot \eta = B' \cdot H'_u \cdot \eta' \quad (6)$$

und daraus

$$\varepsilon = 1 - \frac{B}{B'} = 1 - \frac{\eta}{\eta'}, \quad (7)$$

wenn $H_u = H'_u$ ist, oder

$$\varepsilon = 1 - \frac{H_u \cdot \eta}{H'_u \cdot \eta'}, \quad (8)$$

wenn $H_u \neq H'_u$ ist.

Setzt man nun den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{I}{H_u} \quad \text{und} \quad \eta' = \frac{I'}{H_u} = \frac{I + Q}{H_u} \quad (9)$$

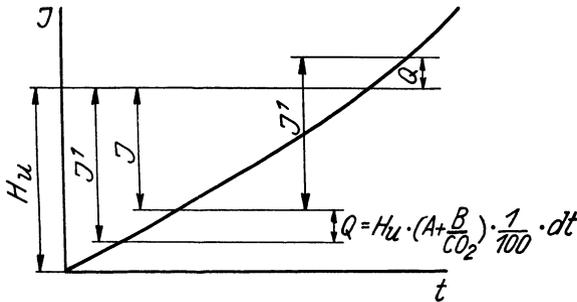


Abb. 2. Darstellung der Wirkungsgradverbesserung im It -Diagramm.

(vgl. Abb. 2) ein, und berücksichtigt ferner, daß nach Gl. (1) und Abb. 2

$$\frac{Q}{H_u} = \left(A + \frac{B}{\text{CO}_2} \right) \frac{1}{100} dt \quad (10)$$

ist, so ergibt sich die Brennstoffersparnis durch eine Mehrabkühlung um $dt^\circ \text{C}$ zu

$$\varepsilon = 1 - \frac{\eta}{\eta + \frac{1}{100} \left(A + \frac{B}{\text{CO}_2} \right) \cdot dt}. \quad (11)$$

Diese Gleichung läßt erkennen, daß die Ersparnismöglichkeit von folgenden Faktoren abhängig ist:

1. Von der Gasabkühlung dt ;
2. Vom Wirkungsgrad η der Anlage ohne Luftvorwärmung, d. h. die Ersparnis ist um so größer, je kleiner der Wirkungsgrad ist;

3. Vom Brennstoff, ausgedrückt durch die Brennstoffkonstanten A und B , die der Zahlentafel 1 zu entnehmen sind;
4. Vom CO_2 -Gehalt, wobei die Ersparnismöglichkeit um so größer ist, je geringer der CO_2 -Gehalt ist.

Man sieht zugleich, wie sehr Feuerführung und Abwärmeverwertung, scheinbar zwei ganz getrennte Dinge, eng ineinander eingreifen und sich gegenseitig beeinflussen (durch η und CO_2), und daß man sich bei allen Maßnahmen, die zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit des Betriebes ergriffen werden, dieser Zusammenhänge und Abhängigkeiten bewußt sein sollte. Umgekehrt ist bei der vergleichweisen Beurteilung verschiedener Anlagen auf alle, auch scheinbar zunächst nebensächliche Umstände genauestens zu achten. Man wird daher immer die Tatsache bestätigt finden, daß Anlagen mit geringen Wirkungsgraden (kleine Anlagen, Handfeuerung, große Abstrahlungs- und Feuerungsverluste und niedriger CO_2 -Gehalt) wesentlich höhere Brennstoffersparnisse aufweisen als größere und hochwertigere (vgl. auch Abb. 143 S. 312), womit die landläufige Auffassung widerlegt wird, daß sich eine weitgehende Abwärmeausnutzung an kleineren Anlagen — wie zum Beispiel an Kesselanlagen von 50—200 m², Lokomobilen und Lokomotiven, Schiffskesseln usw. — nicht lohne; gerade das Gegenteil ist der Fall, sofern nicht andere, die Wirtschaftlichkeit beeinträchtigende Faktoren hinzutreten, wie zum Beispiel zu geringe Vorwärmerwirkungsgrade und Lufttemperaturen, die Möglichkeit unsachgemäßer Bedienung der Anlagen u. a. m. In Abb. 3 sind die Ergebnisse der Gl. (11) für Steinkohle dargestellt, so daß hier die Brennstoffersparnis unmittelbar abgelesen werden kann, wenn man in der eingezeichneten Pfeilrichtung von dt zu CO_2 und sodann zu η übergeht. Die obere Skala gibt dann die Brennstoffersparnis unmittelbar an.

Es bleibt noch zu erörtern, in welcher Größenordnung die erreichbare Gasabkühlung dt in Gl. (11) liegt. Sie ist abhängig vom gasseitigen Wirkungsgrad der Vorwärmer (s. S. 140), vor allem von seiner Bauhöhe bzw. der Länge seiner Rauchgaswege und seiner Konstruktion bzw. dem erzielbaren Wärmeübergang. Ferner wird sie auch durch den Brennstoff und das Verhältnis der Luftmenge zur Gasmenge beeinflusst. In °C ausgedrückt, ist leicht einzusehen, daß die Abkühlung um so größer sein kann, je höher die Gaseintrittstemperatur ist, da mit sinkender Gaseintrittstemperatur die mittleren

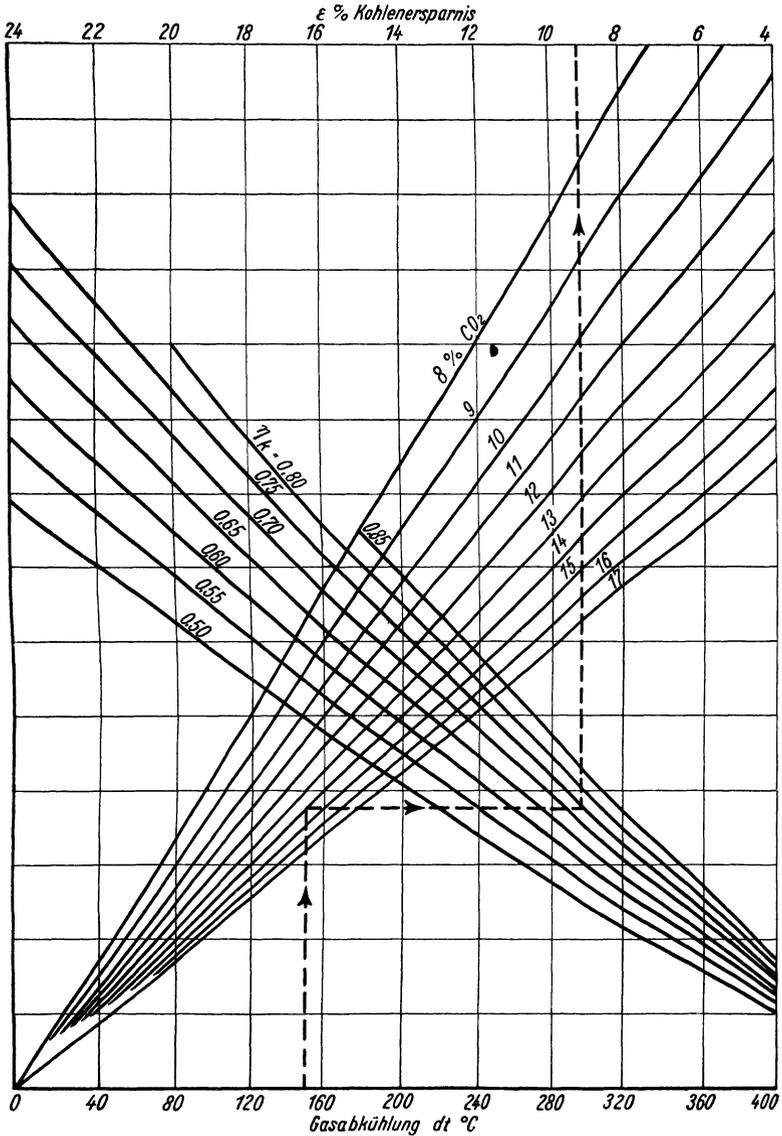


Abb. 3. Diagramm zur Bestimmung der Brennstoffersparnis durch die Luftvorwärmung aus dem Wirkungsgrad der Anlage ohne Luftvorwärmung, ihrem CO₂-Gehalt und der gewünschten bzw. erzielten Gasabkühlung im Vorwärmer (gültig für Steinkohle).

Temperaturdifferenzen sinken bzw. die mittleren Wirkungsgrade ansteigen (Definition des „mittleren Wirkungsgrades“ s. S. 142). Betrachtet man dagegen die Gasabkühlung in Prozent von der größtmöglichen Gasabkühlung, d. i. bis auf Umgebungs- bzw. Lufttrittstemperatur hinunter, so wird man bei manchen Anlagen sehr geringe Werte in der Größenordnung von 20—30 % finden, die unwirtschaftlich niedrig sind. Im Mittel sind Werte von 40—60 % leicht erreichbar, und als Höchstwerte sind 70—75 % zu nennen.

Zahlenangaben über die Brennstoffersparnisse sind bei der Vielzahl der Faktoren nicht allgemein möglich, sie liegen bei bereits hochwertigen Anlagen in der Größenordnung von 10—15 %, während sie bei geringwertigen, d. h. ohne Luftvorwärmung mit sehr niedrigen Wirkungsgraden arbeitenden Anlagen bei 15—25 % liegen können.

Der Verlauf des Wirkungsgrades.

Galten diese Betrachtungen bisher für einen Punkt der Wirkungsgradkurve, die Normallast, so verdient doch der ganze Verlauf der Wirkungsgrad-Charakteristik Beachtung, da die Kesselanlage auch mit Teillasten betrieben, oft auch überlastet wird. Der Verlauf der Wirkungsgradkurve wird durch die Luftvorwärmung in dreifacher Hinsicht günstig beeinflusst:

1. durch die Größe der nachgeschalteten Heizfläche,
2. durch die ausgleichende Wirkung der Luftvorwärmung beim Ansteigen der übrigen Verluste,
3. durch die Beeinflussung des Feuerungswirkungsgrades.

Zergliedert man die Wirkungsgrad-Charakteristik mit Hilfe der Wärmebilanzkurve¹⁾, so findet man zwei verschiedenartige Faktoren, die den Verlauf bestimmen: Ein von der Belastung unabhängiger konstanter Wärmeverlust, der sich um so stärker auswirkt, je niedriger die Nutzleistung bzw. die Belastung ist, der also den Wirkungsgradabfall bei sinkender Belastung bedingt, und ein mit wachsender Belastung ansteigender Wärmeverlust (in erster Linie der Abwärmeverlust), der den Wirkungsgradabfall bei Überlastung verursacht. Je größer die dem Kessel nachgeschaltete Heizfläche ist, desto geringer ist der übrigbleibende Abwärmeverlust, um so geringer ist auch der Wirkungsgradabfall bei Überlast, im Grenzfall, d. h. bei unendlich großer nachgeschalteter Heizfläche ist der Abwärmeverlust Null gewor-

¹⁾ Gumz, „Feuerungstechnisches Rechnen“ S. 56—58.

den, und die Wirkungsgradskurve verläuft mit wachsender Belastung immer ansteigend, entsprechend dem Verlauf „a“ in Abb. 4. Es spielt dabei keine Rolle, welche Gestalt die Heizfläche annimmt, und ob es sich um Kessel, Ekonomiser, Luft- oder Brennstoffvorwärmer handelt. Praktisch wird dieser Grenzfall natürlich niemals verwirklicht werden können, auch deshalb nicht, weil der Feuerungswirkungsgrad bei starker Überlastung absinkt.

Betrachtet man den Wirkungsgradsverlauf einer Kesselanlage mit größerem Luftvorwärmer, so findet man indessen einen flacheren Verlauf, als man ihn lediglich auf Grund der vorhandenen Heizflächen vermuten sollte. Dieser Vorteil ist durch die ausgleichende Wirkung der Luftvorwärmung beim Ansteigen der übrigen Verluste und durch die günstige Beeinflussung des Feuerungswirkungsgrades durch die Luftvorwärmung bedingt. Verschlechterung des Feuerungswirkungsgrades bei sehr hoher Überlastung oder Verschlechterung des CO_2 -Gehaltes bei sehr niedriger Belastung wird dadurch ausgeglichen, daß sich der Rückgewinn, wie dies aus Gl. (11), S. 13, hervorgeht,

dann um so stärker auswirkt. Die günstige Einwirkung auf die Verbrennung und die Vollständigkeit des Ausbrandes der festen und gasförmigen Brennstoffbestandteile ist in erster Linie auf die Temperaturhöhe zurückzuführen, in der sich die chemischen und physikalischen Vorgänge der Verbrennung abspielen. Bei der Wichtigkeit dieser Einflüsse und der Möglichkeit gegenteiliger Wirkung bei unrichtiger Handhabung der Luftvorwärmung und unzuweckmäßiger Ausbildung der Feuerungen sollen diese Fragen an anderer Stelle ausführlich behandelt werden (vgl. Kap. III, S. 56).

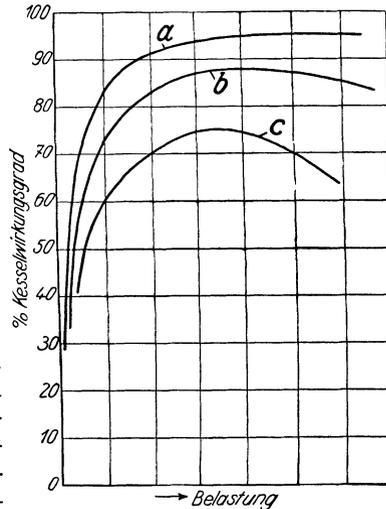


Abb. 4. Verlauf des Kesselwirkungsgrades in Abhängigkeit von der Belastung, *a* bei unendlich großer nachgeschalteter Heizfläche; *b* bei großer (aber endlicher) nachgeschalteter Heizfläche; *c* bei wenig nachgeschalteter Heizfläche.

Der Vorteil eines flachen Verlaufes kommt besonders solchen Kesselanlagen zugute, die mit häufig wechselnder Last betrieben werden, während andererseits mit konstanter Belastung arbeitende Kessel bei genügend großer Betriebsstundenzahl eine weitgehende Rauchgasabkühlung wirtschaftlich rechtfertigen, wie sie in erster Linie durch die Kombination von Ekonomisern mit Luftvorwärmern erzielt wird.

Untersuchungen an Kesselanlagen mit wechselnder Belastung und intermittierender Betriebsweise, die sich über einen großen Zeitraum erstrecken, ergeben stets wesentlich geringere Wirkungsgrade als Paradeversuche, d. h. als die im Beharrungszustand und bei konstanter Belastung unter sorgfältiger Feuerführung erzielten Ergebnisse. Es treten zu den Verlusten im Beharrungszustand eine Reihe von zusätzlichen Verlusten durch die Auskühlung der Kessel und ihres Wasser- und Dampfhaltes, der Kesseleinmauerung und der Feuerung, die teils durch die Wärmeabgabe nach außen, teils durch eintretende und unter Erwärmung wieder abziehende Falschluff hervorgerufen werden. Diese meist sehr beträchtlichen Verluste¹⁾ müssen bei dem aus dem Stillstand anfahrenen Kessel durch die Anheizkosten gedeckt werden. Der Bedarf an solcher Anheizkohle wird um so geringer, je schneller der Kessel und seine Einmauerung in ihr normales Wärme Gleichgewicht gebracht werden kann, je schneller die Aufheizung erfolgt, je höhere Temperaturdifferenzen zwischen Heizgas und Feuerraum und Kesselwandungen geschaffen werden können. Durch die Anwendung der Luftvorwärmung wird der Beharrungszustand mit größtmöglicher Schnelligkeit erreicht und der Bedarf an Anheizkohle entsprechend vermindert, weshalb auch die in Paradeversuchen gewonnenen Ergebnisse an Brennstoffersparnis im Dauerbetriebe beobachtet und gemessen werden können. In gleicher Weise trägt die Luftvorwärmung dazu bei, Laständerungen mit größter Schnelligkeit zu ermöglichen, gleichgültig, um welche Feuerungsart es sich handelt. Verkürzung der Anheizzeit und Steigerung der Elastizität sind Eigenschaften, die besonders für Spitzenkessel von Bedeutung sind, um so mehr, als Ekonomiser durch den Vorteil von Heißwasserspeicherung und Anzapfdampfvorwärmung für den Spitzenbetrieb mehr und mehr an Wert einbüßen.

¹⁾ Vgl. E. Praetorius, „Wärmewirtschaft im Kesselhaus“, Kap. IX, S. 143ff. Dresden u. Leipzig 1930, Th. Steinkopff.

Temperaturverlauf im Kessel (Strahlungsteil).

Die theoretische Verbrennungstemperatur wird durch die Verwendung von Heißluft gesteigert, da in den Verbrennungsprozeß nun nicht nur der Heizwert des Brennstoffs, sondern neben dessen vernachlässigbar kleinem Wärmeinhalt auch der Wärmeinhalt der vorerwärmten Verbrennungsluft eingebracht wird. Keinesfalls darf man etwa annehmen, daß die Verbrennungstemperatur um die Lufttemperatur ansteige, vielmehr handelt es sich um wesentlich geringere Beträge, die von dem Wärmeinhalt der Luft und dessen Verhältnis zum Heizwert abhängig sind.

Gemildert wird der Temperaturanstieg außerdem durch den mit der Temperaturzunahme wachsenden Einfluß der Dissoziation. Die theoretische Verbrennungstemperatur läßt sich in bekannter Weise leicht errechnen, ein noch einfacheres Mittel bietet dagegen ihre graphische Ermittlung mit Hilfe des It -Diagrammes¹⁾. Man trägt, wie

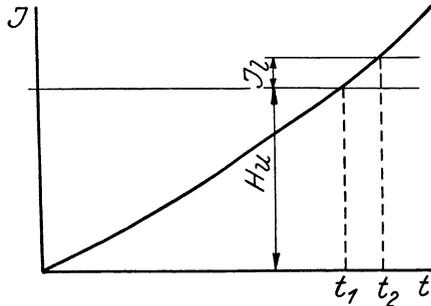


Abb. 5. Ermittlung der theoretischen Verbrennungstemperatur mit Hilfe des It -Diagramms.

Abb. 5 zeigt, über der Temperatur den Wärmeinhalt des Rauchgases und oberhalb H_u den Wärmeinhalt der Verbrennungsluft ab. Der Schnittpunkt der It -Linie mit der H_u -Linie ergibt t_1 , die theoretische Verbrennungstemperatur bei $t_l = 0^\circ$, mit der $H_u + I_l$ -Linie die theoretische Verbrennungstemperatur t_2 bei Luftvorwärmung auf t_l° bzw. auf den Wärmeinhalt I_l . Ein zahlenmäßiges Bild der Steigerung der theoretischen Verbrennungstemperatur vermittelt Zahlentafel 2.

Wie man sieht, läßt sich die Temperaturerhöhung nicht allgemein festlegen, sie ist vielmehr vom Luftüberschuß und vom Brennstoff abhängig. Je höher der Luftüberschuß, desto größer ist die Temperatursteigerung. Bei den gasförmigen Brennstoffen, bei denen das Verhältnis von Luftmenge zu Gasmenge besonders klein ist, ist auch die Temperatursteige-

¹⁾ Gumz, „Feuerungstechnisches Rechnen“ S. 58—72.

20 Einfluß der Luftvorwärmung auf den Kesselwirkungsgrad.

Zahlentafel 2. Theoretische Verbrennungstemperatur bei verschieden hoher Lufttemperatur.

Brennstoff	Stenkkohle			Braunkohle	Gichtgas
	7000 kcal/kg			2460 kcal/kg	1100 kcal/nm ³
Heizwert					
Luftüberschußzahl n	1,0	1,5	2,0	1,0	1,0
Lufttemperatur $t_l = 0^\circ$.	2025	1616	1277	1615	1625
100° .	2059	1670	1347	1662	1653
200° .	2100	1730	1426	1706	1683
300° .	2136	1792	1503	1742	1709
400° .	2175	1848	1581	1790	1737
500° .	2210	1902	1654	1830	1764
Mittlere Temperatursteigerung je 100° Lufttemperatursteigerung	37,0	58,4	73,6	45,2	28,2

rung sehr gering, so daß man zur Erzielung höherer Temperaturen zur Gas- und Luftvorwärmung greifen muß.

Bekanntlich aber treten die theoretischen Verbrennungstemperaturen in den Feuerungen im allgemeinen nicht meßbar auf, vielmehr wird im Verlauf der Wärmeerzeugung sofort ein Teil der Wärme durch Strahlung abgegeben, d. h. es stellt sich ein Wärmegleichgewicht zwischen entstehender und abgegebener Wärme ein. An diesem Wärmeaustausch sind das Brennstoffbett, die Flamme und die Gase durch Strahlung, die Gase außerdem in geringem Maße durch Konvektion beteiligt. Die Feuerungswandungen, soweit sie nicht, wie in modernen großen Feuerungen, mit Heizfläche besetzt sind, übernehmen durch Zu- und Abstrahlung einen Teil des Wärmetransportes.

Bei kleinen, niedrigen Feuerungen und mageren Brennstoffen macht man keinen allzu großen Fehler, wenn man nur das Brennstoffbett als strahlenden Körper und den Feuerraum als strahlendurchlässig betrachtet. Der Rechnungsgang ist dann folgender:

Die von der Rostfläche R direkt zur Heizfläche abgestrahlte Wärmemenge beträgt

$$Q_1 = R \cdot \varphi_{12} \cdot C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/h.} \quad (12)$$

Darin bedeutet

T_1 die absolute Temperatur der eben und an allen Stellen gleich temperiert, diffus strahlend gedachten Brennstoffschicht,

T_2 die absolute Temperatur der Außenschicht der Heizfläche, z. B. die Wasserrohraußentemperatur. Die Heizfläche sei jedoch zunächst als eine ebene und ebenfalls in allen Punkten gleichtemperierte Fläche gedacht,

C die Strahlungszahl, die von der Art und der Beschaffenheit des strahlenden und des bestrahlten Körpers abhängt und in diesem Falle gleich ungefähr 4 gesetzt werden kann,

φ_{12} das Winkelverhältnis oder den geometrischen Intensitätsfaktor, der angibt, welcher Betrag der von der Rostfläche (1) ausgesandten Strahlen die Heizfläche (2) trifft. Hätten alle den Feuerraum umschließenden Wandungen dieselbe Temperatur, so gäbe φ_{12} unmittelbar das Verhältnis der an die Fläche (2) übertragenen Wärmemenge zu der gesamt abgestrahlten Wärmemenge an.

R bedeutet die Rostfläche (und zwar die wirksame Rostfläche) in m^2 . Analog ist

$$Q_2 = R \cdot \varphi_{13} \cdot C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \quad (13)$$

und

$$Q_4 = W \cdot \varphi_{32} \cdot C \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (14)$$

da

$$R \cdot \varphi_{12} = F \cdot \varphi_{21} \quad (15)$$

ist

$$\varphi_{21} = \frac{R}{F} \cdot \varphi_{12}, \quad (16)$$

$$\varphi_{23} = 1 - \varphi_{21} = 1 - \frac{R}{F} \cdot \varphi_{12}, \quad (17)$$

$$F \cdot \varphi_{23} = W \cdot \varphi_{32}, \quad (18)$$

$$\varphi_{32} = \frac{F}{W} \cdot \varphi_{23} = \frac{F}{W} \left(1 - \frac{R}{F} \varphi_{12} \right) = \left(\frac{F}{W} - \frac{R}{W} \cdot \varphi_{12} \right) \quad (19)$$

und ebenso

$$\varphi_{13} = 1 - \varphi_{12} \text{ ist,} \quad (20)$$

können die Gl. (13) und (14) auch geschrieben werden:

$$Q_2 = R (1 - \varphi_{12}) \cdot C \cdot f(T_1, T_3) \quad (13a)$$

und

$$Q_4 = (F - R \cdot \varphi_{12}) \cdot C \cdot f'(T_3, T_2), \quad (14a)$$

wobei für die Temperaturfunktion ein vereinfachtes Symbol verwendet ist. Es ist hier zur Vermeidung neuer Komplizierung außer acht gelassen, daß auch in der Feuerraumwand

Temperaturdifferenzen auftreten können, und daß auch zwischen verschiedenen Teilen der Wand ein Wärmeaustausch stattfinden kann.

Die Wärmemenge

$$Q_3 = W \cdot \alpha (t_1 - t_3) \quad (21)$$

nimmt so kleine Werte an, daß sie für die meisten Rechnungen außer acht gelassen werden kann.

$$Q_4 = W \cdot k' (t_3 - t_1) \quad (22)$$

ist von der Wanddicke, der Wärmeleitzahl des Mauerwerks oder der Isolierung und dem Wärmeübergang der Außenwand an die umgebende Luft von der Temperatur t_i abhängig.

Da für eine bestimmte konstante Belastung Temperaturgleichgewicht herrschen muß, muß

$$Q_2 + Q_3 = Q_4 + Q_5 \quad (23)$$

sein, woraus die mittlere Wandtemperatur am besten auf graphischem Wege ermittelt werden kann. Es ist hierzu lediglich die Kenntnis des Winkelverhältnisses φ_{12} notwendig, das durch die geometrischen Abmessungen des Feuer-raums gegeben ist.

Die gesamte, d. h. direkt und indirekt eingestrahelte Wärmemenge erhält man aus Gl. (12) und (14).

Darin kommt jedoch die mittlere Wandtemperatur vor, deren Ermittlung häufig weniger interessiert. Kammerer¹⁾ hat daher einen Ausdruck für das Winkelverhältnis der Gesamtstrahlung vorgeschlagen, den man durch Elimination von t_3 erhält zu

$$\varphi = \frac{\mu - \varphi_{12}^2}{1 + \mu - 2\varphi_{12}} \quad (24)$$

Darin bedeutet μ das Verhältnis $\frac{F}{R}$. Der Ableitung dieses Ausdruckes liegen die Annahmen zugrunde, daß die Rosttemperatur der praktischen Verbrennungstemperatur gleich und gleichförmig, daß ferner die Wand- und Heizflächen-temperatur gleichförmig seien, daß die Strahlungszahlen für den Wärmeaustausch zwischen Rost und Heizfläche, Rost und Wand und Wand und Heizfläche gleich seien, daß die

¹⁾ Vgl. Ztschr. Bayer. Rev.-V. (1916) und Rev. Mét. 21 (1924), 8, S. 447.

Feuerraumwände direkt an den Rost stoßen, und daß endlich die als Q_3 bezeichnete, durch Konvektion an die Wand übertragene Wärmemenge dem Wärmeverlust Q_5 gleichgesetzt werden kann, so daß beide aus der Betrachtung ausfallen.

$Q_2 = Q_4$ kann nach Gl. (13a) und (14a) nach Ausklammern von R und Einführung des Ausdruckes $\mu = \frac{F}{R}$ geschrieben werden:

$$\begin{aligned} R \cdot C (1 - \varphi_{12}) \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \\ = R \cdot C (\mu - \varphi_{12}) \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \end{aligned} \quad (25)$$

Daraus erhält man durch einfache Umformung

$$\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 = \frac{(1 - \varphi_{12}) \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + (\mu - \varphi_{12}) \left(\frac{T_2}{100} \right)^4}{1 + \mu - 2 \varphi_{12}}. \quad (26)$$

Eingesetzt in die aus

$$Q = Q_1 + Q_4$$

durch Ausmultiplizieren erhaltene Gleichung

$$Q = R \cdot C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \varphi_{12} \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - (1 - \varphi_{12}) \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right], \quad (27)$$

gelangt man zu dem Endergebnis

$$Q = R \cdot C \frac{\mu - \varphi_{12}^2}{1 + \mu - 2 \varphi_{12}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (28)$$

welches nunmehr, ohne die Wandtemperatur zu enthalten, die gesamt eingestrahlte Wärmemenge angibt.

Die Temperatur T_2 war zunächst geschätzt worden, es ist nunmehr möglich, eine Kontrollrechnung auszuführen. Durch Strahlung erhalten die Rohre nach Gl. (24) und (28) die Wärmemenge

$$Q = R \cdot C \cdot \varphi \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (29)$$

durch Konvektion

$$Q' = F \cdot \alpha_1 (t_1 - t_2) \text{ kcal} \quad (30)$$

in der Zeiteinheit. Durch das Rohr an den Wasserinhalt werden abgegeben

$$Q'' = k'(t_2 - t_w), \quad (31)$$

wenn $\frac{1}{k'} = \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ bedeutet.

Trägt man nun die mit angenommenen T_2 -Werten errechneten Werte für Q und Q' über der Ordinate T_2 als Kurve auf und bringt sie mit der Geraden $Q'' = f(T_2)$ zum Schnitt,

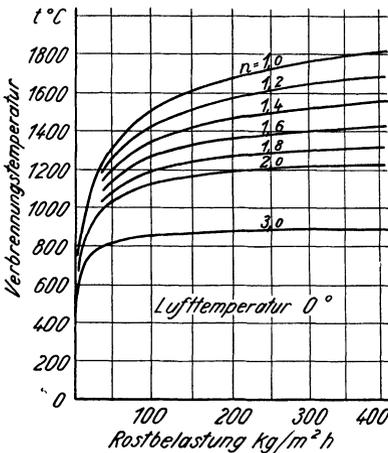


Abb. 6. Feuerraumtemperatur in Abhängigkeit vom Luftüberschuß und der Rostbelastung bei einer Lufttemperatur von 0°.

so erhält man auf der Abszisse den richtigen Wert, mit dem eventuell eine Korrektur der Werte Q , Q' und Q'' vorgenommen werden muß. Kleine Abweichungen brauchen indessen nicht berücksichtigt zu werden, da sie ohne Einfluß auf das Ergebnis sind. Im allgemeinen kann die Rohraußentemperatur 30 bis 50° höher angenommen werden als die Temperatur des Wassers oder Dampfgemisches im Innern.

Will man die in Gl. (28) oder (30) erhaltene abgestrahlte Wärmemenge in das It -Diagramm übertragen, so ist zu beachten,

daß das Diagramm für 1 kg Brennstoff entworfen worden ist. Werden nun B kg/h auf der Rostfläche R verfeuert, so wird die abgestrahlte Menge, bezogen auf 1 kg Brennstoff,

$$q = \frac{R}{B} \cdot \varphi \cdot C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (32)$$

worin gleichzeitig der Einfluß der Rostbelastung, deren reziproker Wert $\left(\frac{R}{B}\right)$ darstellt, auf die Verbrennungstemperatur ausgedrückt ist. Um nun die wirkliche Verbrennungstemperatur zu erhalten, berechnet man den Ausdruck q für verschiedene Temperaturen T_1 und zieht sie bei der betreffen-

den Temperatur vom Heizwert bzw. bei Luftvorwärmung von dem Ausdruck

$$H_u + L \cdot C_{p_l}(t_l - t_{l_0}) \quad (33)$$

ab und erhält als Schnittpunkt mit den It -Kurven des Rauchgases die wirkliche Verbrennungstemperatur bei der betreffenden Rostbelastung $\left(\frac{B}{R}\right)$, in dem durch die geometrischen Verhältnisse (Winkelverhältnis φ_{12} und μ) gegebenen Kessel.

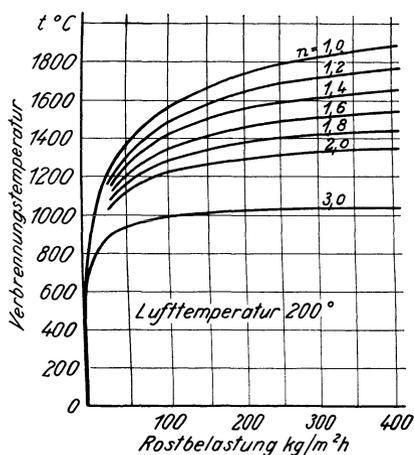


Abb. 7. Feuerraumtemperatur in Abhängigkeit vom Luftüberschuß und der Rostbelastung bei einer Lufttemperatur von 200°.

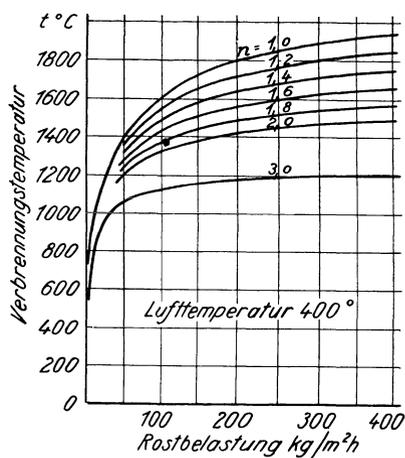


Abb. 8. Feuerraumtemperatur in Abhängigkeit vom Luftüberschuß und der Rostbelastung bei einer Lufttemperatur von 400°.

Das Ergebnis einer solchen Berechnung ist in Abb. 6—8 für die Lufttemperatur 0°, 200° und 400° und eine Kohle von $H_u = 7000$ kcal/kg dargestellt.

Bei Brennstoffen, die mit langer Flamme verbrennen, und bei größeren, hohen Feuerräumen ist man gezwungen, die Wärmeabstrahlung des Rostes, der Flamme und des Gases getrennt zu berechnen und ihre gegenseitige Beeinflussung (Absorption eines Teiles, mitunter sogar der ganzen Roststrahlung durch die Flamme und das Gas, und Absorption eines Teiles der Flammenstrahlung durch das Gas) zu beachten, was den Rechnungsgang allerdings bedeutend umständlicher und langwieriger macht¹⁾. Hier interessiert in

¹⁾ Vgl. Gumz, „Feuerungstechnisches Rechnen“ S. 77—88 u. 108.

erster Linie die Tatsache, daß nach Gl. (12) die abgestrahlte Wärmemenge mit der 4. Potenz oder, sofern C wie bei Gas- und Flammenstrahlung noch als eine Funktion von T aufzufassen ist, in einer Potenz ähnlicher Größenordnung zunimmt, wodurch der Einstellung hoher Verbrennungstemperaturen entsprechend wirksam entgegengearbeitet wird.

Die Temperatursteigerung ist demnach wesentlich geringer als sie sich theoretisch ergibt.

Durch konstruktive Maßnahmen läßt sich außerdem die abgestrahlte Wärmemenge in weiten Grenzen beliebig handhaben, besonders durch die Größe und Ausbildung des Feuerraumes und der direkt bestrahlten Heizfläche. Abb. 9 und 10 zeigen Beispiele hierfür, zugleich vermitteln sie einen Begriff über die Wirksamkeit dieser Maßnahmen. In Abb. 9 ist die errechnete Verbrennungstemperatur für einen normalen Kessel, unter welchem Steinkohle mit 7000 kcal/kg und 150 kg/m²h Rostbelastung verfeuert wird, unter bestimmten

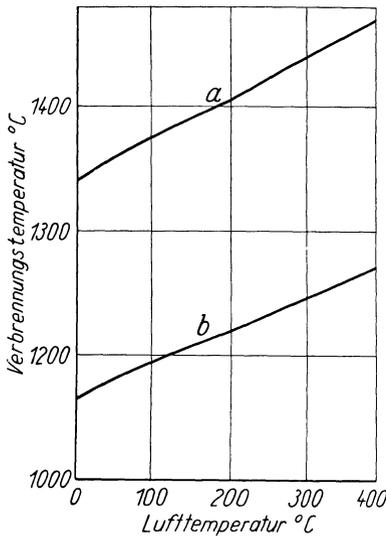


Abb. 9. Verbrennungstemperatur in einem Kessel normaler Bauart (a) und einem Strahlungskessel (b) bei verschieden hoher Lufttemperatur.

Voraussetzungen aufgetragen (a). Eine Temperatursteigerung der Luft von 100° bewirkt nur noch eine Erhöhung um 34°. Zum Vergleich sind die Verhältnisse für eine andere Konstruktion mit vermehrter Strahlungsheizfläche (Kurve b) aufgetragen, wodurch nicht nur die Temperaturen, sondern auch der Temperaturanstieg durch Luftvorwärmung stark herabgesetzt ist, in diesem Zahlenbeispiel beträgt er nur noch 26° je 100° Lufttemperatur. Ein großer Teil der durch die Heißluft aus dem Abgas zurückgeführten Wärmemenge ist somit durch Strahlung direkt oder indirekt auf die Heizfläche übergegangen und vollständig nutzbar gemacht worden. Noch deutlicher werden diese Verhältnisse am Beispiel des kohlenstaubgefeuerten Strahlungskessels ver-

anschaulicht. Abb. 10 zeigt den zeitlichen (und somit in einer gewissen Verzerrung auch den örtlichen) Temperaturverlauf in einer allseitig gekühlten Brennkammer, wie er sich rechnerisch ergibt¹⁾. Das starke Zusammenlaufen der Temperaturlinien zeigt, wie wenig Unterschied sich im Endergebnis bei verschieden hoher Lufttemperatur ergibt, und wie vollständig die von der Heißluft eingebrachte Wärmemenge schon in der Brennkammer durch Strahlung absorbiert wird. Etwa 88 %

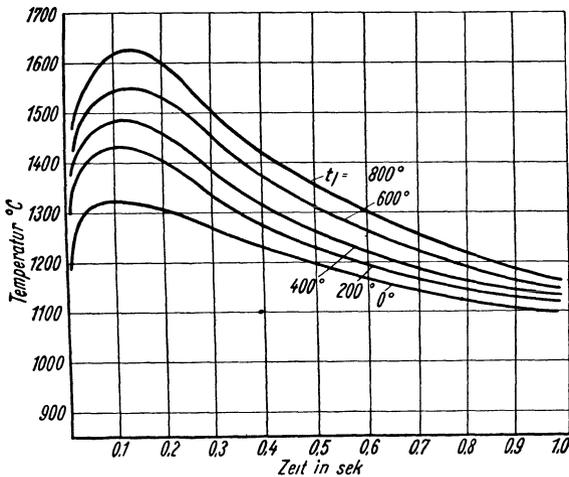


Abb. 10. Temperaturverlauf in einer allseitig gekühlten Kohlenstaubfeuerung bei verschiedener Lufttemperatur.

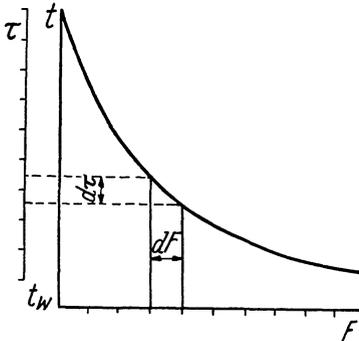
werden hier schon nutzbar abgeführt, und nur etwa 12 % tragen zu der Erhöhung der Temperatur und des Wärmeinhaltes des Rauchgases bei.

Temperaturverlauf im Kessel (Konvektionsteil).

Im Verlauf seines Weges vom Brennstoff bis zur Kesselheizfläche bzw. von seiner Entstehung bis zum Eintritt in das Röhrenbündel hat das Rauchgas schon solche Wärmemengen abgegeben, daß nur noch eine mäßige Temperaturerhöhung gegenüber den Verhältnissen bei Kaltluftbetrieb besteht. Um sich den Einfluß der Temperaturerhöhung auf den Temperaturverlauf längs der Konvektionsheizfläche zu vergegenwärtigen, ist es notwendig, diesen Verlauf formel-

¹⁾ Vgl. Gumz, „Feuerungstechnisches Rechnen“ S. 98—107.

mäßig darzustellen und an Zahlenbeispielen zu erläutern. Da es dabei weniger auf die absoluten Zahlenwerte als auf die Tendenz der Einwirkung ankommt, seien die Ableitungen



durch Auslassung des Überhitzers gegeben. Bezeichnen wir die Heizfläche $F = 1$ und betrachten wir den Temperaturverlauf $t = f(F)$ oder aus praktischen Gründen einfach den Verlauf der Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wasserinhalt des Kessels $\tau = f(F)$ (Abb. 11), so lassen sich folgende Beziehungen ableiten:

Abb. 11. Temperaturverlauf längs der Konvektionsheizfläche.

$$-dQ = B \cdot V_g \cdot C_{pm} \cdot d\tau, \quad (34)$$

$$d\tau = -\frac{dQ}{B \cdot V_g \cdot C_{pm}} = -\mu \cdot dQ, \quad (35)$$

Q = Wärmemenge, B = Brennstoffmenge, V_g = Gasmenge, C_{pm} = mittlere spez. Wärme, $d\tau$ = Abkühlung.

$$\mu = \frac{1}{B \cdot V_g \cdot C_{pm}}. \quad (36)$$

Die Wärmeabgabe dQ ist aber auch

$$dQ = k \cdot \tau \cdot dF, \quad (37)$$

k = Wärmedurchgangszahl, τ = Temperaturdifferenz, dF = Heizfläche. Aus Gl. (35) und (37) ergibt sich

$$-\frac{d\tau}{\tau} = \mu \cdot k \cdot dF. \quad (38)$$

Die Wärmedurchgangszahl k ist eine komplizierte Funktion, die von den physikalischen Eigenschaften des Gases, seiner Geschwindigkeit und seiner Temperatur abhängt. Sie umfaßt außerdem die Einflüsse der Gasstrahlung und der reinen Konvektion. Sie ist daher keine Konstante, sondern ist im Verlauf des Gasweges variabel, und zwar kann man annehmen, daß sie etwa linear mit der Heizfläche bzw. dem Gasweg abfällt, so daß sie dargestellt werden kann durch eine Gleichung von der Form

$$k = a + b \cdot F. \quad (39)$$

Gl. (38) geht also über in die Form

$$-\frac{d\tau}{\tau} = \mu \cdot a \cdot dF + \mu \cdot b \cdot F \cdot dF, \quad (40)$$

$$[\ln \tau]_{\tau_a}^{\tau} = -\mu \cdot a \cdot F + \mu \cdot b \cdot \frac{F^2}{2} \quad (41)$$

und demnach

$$\tau = \tau_a \cdot e^{-\mu a F + \frac{\mu \cdot b}{2} \cdot F^2}. \quad (42)$$

Darin ist τ_a die Anfangstemperaturdifferenz beim Eintritt in die Heizfläche. Der Temperaturverlauf möge nun für einige Zahlenbeispiele nach Gl. (42) dargestellt werden, und zwar für folgende Fälle:

Fall 1a	$\tau_a = 1000^\circ$	$k = 45 - 24 \cdot F$,
,, 1b	$\tau_a = 1080^\circ$	$k = 45 - 24 \cdot F$,
	$(t_l = 200^\circ)$	
,, 1c	$\tau_a = 1180^\circ$	$k = 45 - 24 \cdot F$,
	$(t_l = 400^\circ)$	
,, 2	$\tau_a = 1080^\circ$	$k = 47 - 24 \cdot F$,
,, 3	$\tau_a = 1180^\circ$	$k = 49 - 24 \cdot F$.

Ferner ist mit $F = 1$, einer Kesselleistung von $30 \text{ kg/m}^2\text{h}$, $B = 3,43 \text{ kg/h}$, $H_u = 7000 \text{ kcal/kg}$, $\eta_k = 80\%$, $V_g = 16,1 \text{ kg/kg}$, $C_{pm} = 0,259$ und damit $\mu = 0,07$ gerechnet. Die Ergebnisse sind in Zahlentafel 3 zusammengestellt.

Zahlentafel 3.

F	Fall 1a $\tau_a = 1000^\circ$	1b 1080°	1c 1180°	2 1080°	3 1180°
0,2	$\tau = 551$	595	650	578	615
0,4	325	350	383	331	342
0,6	204	221	241	203	204
0,8	138	149	162	133	130
1,0	99	107	117	93	88,5

Die vergleichende Betrachtung der Fälle 1a, 1b und 1c zeigt, daß bei gleichem k -Wert die Temperaturverlaufskurven gleichen Charakter haben müssen und nie zum Schnitt gebracht werden. Dagegen sind die anfangs bestehenden Temperaturunterschiede von 80° (herrührend von einer Lufttemperatur von 200°) bzw. 180° ($t_l = 400^\circ$) auf 8° bzw. 18° zusammengeschrumpft. Ähnlich also, wie wir es bei der Wärme-

übertragung durch Strahlung gesehen haben, wird auch in der Konvektionsheizfläche ein weitgehender Ausgleich der Temperaturunterschiede erreicht, d. h. die durch Luftvorwärmung eingebrachte Wärme wird bis auf einen vernachlässigbar kleinen Rest von der Heizfläche nutzbar aufgenommen, selbst dann, wenn keine Verbesserung der Wärmeübergangszahl einträte. Nun wird durch die höhere Temperatur eine Erhöhung der Gasgeschwindigkeit und der Gasstrahlung erzielt, so daß unbedingt mit einem höheren k -Wert gerechnet werden kann, und die Betrachtung der Fälle 1a, 2 und 3 entspräche etwa einem Vergleich dreier Anlagen mit gestaffelter Luftvorwärmung. Hier zeigt sich nun bei den Anlagen mit Luftvorwärmung ein besonders im Gebiet der höheren Temperaturen gesteigerter Wärmeübergang und demzufolge ein steilerer Temperaturabfall. Nach 60 % des Rauchgasweges sind die anfänglichen Temperaturdifferenzen (in diesem Beispiel) bereits ausgeglichen, und die Kurven zeigen hier eine Überschneidung, d. h. die Linie des Temperaturverlaufs mit höherer Anfangstemperatur zeigt tiefere Abgastemperaturen. Diese Erscheinung ist im Betriebe nicht unbekannt und läßt sich bei mit CO_2 - und Abgastemperaturschreibern ausgerüsteten Kesselanlagen häufig konstatieren: Steigender CO_2 -Gehalt, höhere Gastemperatur, höherer Wärmeübergang (besonders durch Gasstrahlung), steilerer Verlauf der Temperaturlinie führt zu einer tieferen Abgastemperatur. Die vom Luftvorwärmer zugeführte zusätzliche Wärme kann demnach vom Kessel durch Strahlung und Konvektion restlos aufgenommen werden, sofern die Rauchgaswege lang genug sind. Sie kann andererseits dazu beitragen, durch die Verbesserung der Wärmeübergangsverhältnisse, besonders der Gasstrahlung oder der Gasgeschwindigkeit, eine noch etwas tiefere Wärmeausnutzung im Kessel selbst zu gewährleisten.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, daß in der Literatur gelegentlich eine auf oberflächlicher Betrachtungsweise beruhende Meinung vertreten wird, wonach ein Wärmerückgewinn durch Speisewasservorwärmung besser sei, weil er direkt ins Wasser nutzbar überführt wird, als ein gleicher Rückgewinn durch Luftvorwärmung, der erst noch mit dem Kesselwirkungsgrade multipliziert werden müsse. Demgegenüber zeigen unsere Betrachtungen, daß der Wärmerückgewinn durch Luftvorwärmung vollständig innerhalb des Kesselsystems, also zu 100 % an den Wasserinhalt des Kessels abgegeben worden ist, ja daß in einigen Fällen darüber hinaus

noch eine tiefere Rauchgasabkühlung im Kessel möglich ist, selbst wenn die Einflüsse auf die Güte der Verbrennung einmal ganz außer acht gelassen werden sollen.

Leistungssteigerung durch Luftvorwärmung.

Die Leistung eines Kessels wird bedingt durch die Größe und Leistung der Feuerung, die Größe und Anordnung der Strahlungs- und Konvektionsheizfläche, die Wahl der Gasgeschwindigkeit, die Höhe der mittleren Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wasser, sowie vor allem durch die Stärke des zur Verfügung stehenden Zuges. Zu diesen feuerseitigen Einflüssen kommen die wasserseitigen Bedingungen: einwandfreier, eindeutiger Wasserumlauf zur Abnahme der feuerseitig angebotenen Wärmeleistung und Verhinderung übermäßiger Dampfnässe (Spucken des Kessels). Es muß vor allem darauf hingewiesen werden, daß die Kesselleistung, auch spez. Leistung oder Beanspruchung genannt, ausgedrückt in $\text{kg/m}^2\text{h}$ keine Maßzahl im Sinne unseres technischen Maßsystems ist, sie hat weder eine streng physikalische noch eine eindeutig wirtschaftliche Bedeutung, sondern ist sogar stark gleitend. Sie erhält erst einen Sinn durch die zusätzlichen Angaben: Dampfdruck, Speisewasser- und Heißdampf-temperatur (Wassergehalt bei Naßdampf), Größe und Leistung des Überhitzers, des Economisers und des Luftvorwärmers, der Feuerung und der Zuanlage, Gesamtanschaffungskosten und Betriebskosten, Gesamtwirkungsgrad. Hohe spez. Leistungen können beispielsweise durch hohen Dampfdruck oder durch Verlagerung eines großen Teils der Leistung in Überhitzer und Vorwärmer erzielt werden. Das anschaulichste Beispiel bietet in dieser Beziehung der Benson-Kessel, der aus einem Vorwärmer, einem Überhitzer, einem Drossel- bzw. Überströmventil und einem Nachüberhitzer besteht. Diese Anlageteile übernehmen die gesamte Leistung, und die spez. „Kesselleistung“ ist sozusagen unendlich groß.

Eine Steigerung der Wärmeleistung des eigentlichen Kessels ist demnach nur möglich, wenn das Wärmeangebot gesteigert wird durch Erhöhung der Feuerungsleistung und damit der Gasmenge, sowie der Gastemperaturen, und wenn der Wärmeübergang vergrößert wird durch Erhöhung der mittleren Temperaturdifferenz und der Gasgeschwindigkeit. Ersetzt man einen Teil der Kesselheizfläche durch Luftvorwärmerheizfläche, so wird die Leistung durch gleichzeitige Beeinflussung aller dieser Faktoren erhöht. Die

Feuerungsleistung steigt durch intensivere Verbrennung, die Verbrennungstemperatur und die Strahlungsleistung steigen, die Gasanfangs- und -endtemperaturen liegen höher, die mittlere Temperaturdifferenz ist somit bedeutend gesteigert, und die Gasgeschwindigkeit und der k -Wert erfahren einen entsprechenden Zuwachs. Die Leistung, besonders die spez. Kesselleistung, ist entsprechend gestiegen. Soweit es sich um eine Mehrabkühlung durch den nachgeschalteten Luftvorwärmer handelt, bedeutet es einen gleichzeitigen Wirkungsgrad- oder Leistungsgewinn, je nachdem ob man im Betrieb die Leistungsgrenze oder die Normalleistung anstrebt. Die Steigerung der Feuerungsleistung einerseits, die Erhöhung der Gasgeschwindigkeit andererseits bedingt notwendigerweise die Anwendung von Saugzug und Unterwind, die ja auch mit Rücksicht auf die in den Gas- und Luftstrom zusätzlich eingeschalteten Widerstände notwendig oder doch zweckmäßig sind. Da der zur Verfügung stehende Zug das wesentlichste Kriterium der höchst erreichbaren Leistung darstellt, und da Anlagen mit Luftvorwärmer normalerweise mit künstlichem Zug arbeiten, läßt sich beinahe jede beliebige Leistungssteigerung erzielen, zum mindesten aber eine Leistungssteigerung weit über das Maß des zusätzlichen Warmerückgewinns hinaus. Grenzen findet diese Steigerung in den zunehmenden Luftvorwärmerheizflächen und abnehmenden Gesamtwirkungsgraden, sowie in den zunehmenden Anlage- und Betriebskosten der Zuanlagen und in der Höhe anwendbarer Lufttemperaturen. Das wirtschaftliche Optimum läßt sich durch Vergleichsprojekte bei den jeweils gegebenen Betriebsverhältnissen leicht ermitteln, wobei der Einfluß der jährlichen Betriebsstundenzahl eine besondere Rolle spielt.

Wasserseitig wirkt die Luftvorwärmung nur indirekt auf die Leistungssteigerung der Kessel ein. Die wesentliche und verhältnismäßig stärkere Erhöhung der Strahlungsleistung — steigend mit zunehmender Feuerungs- und Kesselbelastung — hat zur Folge, daß gerade die Steigrohre des Kessels eine relativ stärkere Beheizung erfahren als die Fallrohre, so daß also der Wasserumlauf bei der Leistungssteigerung durch Luftvorwärmung gebessert und gesichert sein wird. Voraussetzung ist selbstverständlich dabei, daß das Kesselsystem als solches einen möglichst guten Wasserumlauf ermöglicht und örtliche Überhitzung und Wärmestau vermeidet, Fragen, die ebenso wie die Speiswasserfrage unabhängig von der

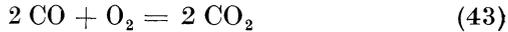
Höhe der Luftvorwärmung eine sorgfältige Behandlung verdienen. In diesem Zusammenhang sei auch auf die Vorteile des zwangsläufigen und maschinellen Wasserumlaufs hingewiesen (Benson, Löffler, La Mont und andere Kesselsysteme). Im Gegensatz zur Luftvorwärmung arbeitet beispielsweise die Speisewasservorwärmung dem Wasserumlauf entgegen. Hohe Wasservorwärmung und hohe Leistung bedingen eine Vorwegnahme eines Teils der Kesselleistung, die Lieferung einer heißeren Speisung die Verringerung des spez. Gewichtes der Wassersäule in den Fallrohren und daher einen trägeren Wasserumlauf. Abgesehen von diesem Nachteil führt hohe Ausnutzung durch Speisewasservorwärmung nahe an die Verdampfungsgrenze, was besondere Konstruktionen (Verdampf-Ekonosier) bedingt oder eben leicht empfindliche Betriebsstörungen verursachen kann (Wasserschläge usw.). Diese die Leistung begrenzenden Faktoren fallen bei Luftvorwärmern wie auch bei Kombination von kleineren Ekonosiern mit größeren Luftvorwärmern ganz weg.

II. Einfluß der Luftvorwärmung auf den Verbrennungsvorgang.

Verbrennung fester Brennstoffe.

So einfach auch die Verbrennungsgleichungen zu sein scheinen, so verwickelt liegen die Verhältnisse bei der genaueren Verfolgung des Verbrennungsprozesses. Schon das Ausgangsmaterial, der Brennstoff, bietet der genauen Erkenntnis seiner einzelnen Bestandteile (nicht der Elementarbestandteile) große Schwierigkeiten. „Kohle“ wird zum Beispiel von Strache als „aus der Anhäufung und Zersetzung vorwiegend pflanzlicher Reste entstandenes, braun bis schwarz gefärbtes organisches Gestein mit weniger als 40 % anorganischen Beimengungen (bezogen auf wasserfreies Material)“ bezeichnet. Die Verbrennungsgleichungen geben zwar in richtiger Weise Anfangs- und Endprodukte der Verbrennung, nicht aber die Zwischenprodukte, über die die Verbrennung läuft. Ein Beispiel hierfür ist die Verbrennung des Kohlenoxyds (CO), welches bekanntlich in Abwesenheit von Wasserdampf nicht zu CO_2 zu verbrennen vermag, während Spuren von Wasserdampf genügen, um das trockene Kohlenoxyd-

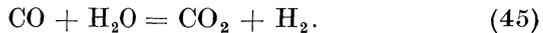
Sauerstoffgemisch explodierbar zu machen. (Versuche von Dixon, Bone und Haward.) Kohlenoxyd kann demnach nicht nach



verbrannt werden, sondern nur nach



oder



Es sind daher zur Aufspaltung $\text{O}_2 = 2 \text{ O}$ hohe Temperaturen oder Wasserdampf bei der CO-Verbrennung nötig.

Die Verbrennung von CO geht nach Wieland über Ameisensäure vor sich nach dem Schema



H_2 verbrennt auf dem Umweg über Wasserstoffsuperoxyd zu Wasser. Ähnliche Beispiele bietet das Methan (CH_4), das über das Zwischenprodukt Formaldehyd (CH_2O) verbrennt, u. a.

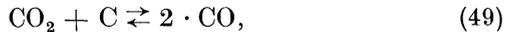
Kennzeichnend für den Verbrennungsvorgang fester Brennstoffe ist die Folge und Überlagerung der 4 Vorgänge Trocknung, Entgasung, Vergasung, Verbrennung und evtl. noch Dissoziation (Zerfall) und Wiederverbrennung, die durch Wärmeübertragung, durch Strahlung, Leitung und Berührung eingeleitet, durch die Temperaturhöhe, Diffusionserscheinungen, katalytische Einwirkungen und den zugeführten Sauerstoff (Sauerstoffkonzentration) unterhalten und beeinflußt werden.

Die Verbrennung auf dem Roste vollzieht sich etwa folgendermaßen: Unter dem Einfluß der Wärme des glühenden Kohlenbettes bzw. der strahlenden Wärme des Zündgewolbes und der Feuerraumwände einer mechanischen Rostfeuerung (Wanderrost, Treppenrost, Stoker) wird neu aufgeworfene oder eingebrachte Kohle zunächst getrocknet und die flüchtigen Bestandteile (Kohlenwasserstoffe) ausgetrieben. Es entsteht ein schmutzigbrauner bis grauer Qualm, dessen Farbe durch den Wasserdampf, vermischt mit Teerdämpfen des verschwelenden Brennstoffs, und feste Staubpartikeln hervorgerufen wird. Die Zersetzung der Kohlenwasserstoffe, mit Ausnahme des Methans, erfolgt oberhalb 800° sehr rasch, so daß in der eigentlichen Brennschicht keine Kohlenwasserstoffe mehr zu erwarten sind, außer Methan und den Zwischenprodukten der Methanverbrennung. Unterhalb dieser

Trocknungs- und Entgasungszone (es werde eine von oben her von Hand beschickte Feuerung betrachtet) liegt die Zone der Vergasung und Verbrennung. Diese beiden Vorgänge sind in der Brennstoffschicht einer Feuerung nicht zu trennen, sie verlaufen vielmehr örtlich und zeitlich nebeneinander. Feste Brennstoffe, soweit sie nicht größtenteils vergasen, z. B. reiner Kohlenstoff, verbrennen ohne Flammenbildung unter Erglühen, die Bindung des Sauerstoffs der Verbrennungsluft an den Kohlenstoff ist demnach eine reine Oberflächenreaktion, die primär nach dem Schema



vor sich geht. In Gegenwart des Katalysators C wird ein Teil dieser gebildeten Kohlensäure zu CO reduziert nach



ein Vorgang, der, wie die Pfeile andeuten, umkehrbar ist, also auch im Sinne



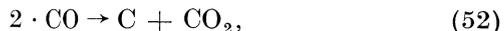
verlaufen kann, und der einem ganz bestimmten Gleichgewicht der drei reagierenden Körper C, CO und CO₂ entspricht, das sich nach Versuchen von Boudouard, Dixon, Lang u. a. als eine Funktion von Druck und Temperatur darstellt (s. Abb. 15). Theoretisch läßt sich der Verlauf dieser Kurven an den Gleichgewichtskonstanten errechnen, die eine Funktion der Teildrücke der reagierenden Stoffe ist. Grundlegend ist also, wie für jeden chemischen Vorgang, auch für die Verbrennungs- und erst recht die Vergasungsvorgänge das Gesetz der chemischen Massenwirkung. In der Brennstoffschicht ergäbe sich demnach theoretisch eine Gaszusammensetzung, die sich etwa so darstellt: Vom Roste nach oben aufsteigend fällt die Luftüberschußzahl n bis auf ihren Minimalwert (bei Koks liegt dieser in etwa 100 mm Schichthöhe). Dementsprechend stellt sich in den untersten Schichten, in die die kalte Verbrennungsluft eintritt, wo ferner durch Abstrahlung nach unten und Ableitung zum Rost Wärme entzogen wird, eine niedrige, langsam ansteigende, in den höheren Schichten, in denen mit dieser vorgewärmten Luft und infolge des Luftverbrauchs mit geringerem Luftüberschuß verbrannt wird, eine höhere Temperatur ein, während die oberste Schicht durch die zutretende Sekundärluft und die Abstrahlung nach oben wiederum etwas abgekühlt wird. Darüber vollzieht sich das Abbrennen der

Entgasungs- und Vergasungsprodukte unter Flammenbildung mit einer durch die Menge der noch zur Verfügung stehenden heißen Primärluft und der neu hinzutretenden Sekundärluft und der Gas- und Luftdurchmischung bedingten Vollkommenheit. Diesem Temperaturverlauf gemäß stellt sich in der Brennstoffschicht das CO/CO₂-Gleichgewicht ein, d. h. mit einem von unten nach oben zunehmenden CO-Gehalt mit geringem Abfall in der obersten Zone. Da die Reduktion der Kohlensäure zu Kohlenoxyd endotherm verläuft, wird bei Kohlenoxydbildung die Temperatur etwas sinken und auf diese Weise in ganz bestimmter Weise geregelt werden. Mit wachsender Temperatur verschiebt sich nach dem „Prinzip des beweglichen Gleichgewichtes“ (van't Hoff) das Gleichgewicht nach der Seite der Wärme absorbierenden Reaktion: Sinkende Temperatur bedingt eine Zunahme der CO₂-Bildung, und diese wieder ein Steigen der Temperatur, steigende Temperatur dagegen bedeutet steigende CO-Bildung und somit Wärmeverbrauch, so daß — nach einer Darstellung des Verbrennungsvorganges von Aufhäuser — eine bestimmte Temperaturgrenze nicht überschritten werden kann und gleichmäßiger Verbrennungsgang zwangsläufig einreguliert wird.

Es sei an dieser Stelle erwähnt, daß die Frage der Kohlenstoffverbrennung umstritten ist, ohne daß sich jedoch daraus praktisch widerstreitende Forderungen ergaben. Nach der Ansicht von Aufhäuser u. a. „verbrennt“ Kohlenstoff überhaupt nicht, sondern er vergast zu CO, das dann zu CO₂ verbrennt. Diese Theorie ist unwahrscheinlich und durch keinen Versuch bestätigt. Die primäre Bildung



bemerkt F. Haber¹⁾ hierzu, wäre „der erste Fall, in welchem der Sauerstoff primär unter Spaltung seines Moleküls reagierte. Nach allen Erfahrungen entsteht als erstes Produkt der Verbrennung ein Stoff, der ein Molekül O₂ enthält“. Ein Überschuß an CO₂, wie er bei Verbrennungsversuchen immer festgestellt werden kann, wäre also gar nicht erklärlich, da CO nicht schneller zu CO₂ verbrennen könnte, als es entsteht. Obwohl andererseits die Reduktion der Kohlensäure nach Versuchen von Rhead und Wheeler bei 850° etwa 166mal so schnell verläuft wie der Vorgang



¹⁾ Thermodynamik technischer Gasreaktionen.

konnte auch bei vorliegenden Verbrennungsuntersuchungen ein CO-Überschuß nicht nachgewiesen werden, so daß die CO₂-Bildung unbedingt als die primäre Reaktion angenommen werden muß. Hinzu kommt, daß sich nach den Untersuchungen von Dixon und L. Meyer CO ohne die katalytische Wirkung des Wasserdampfes nur sehr schwer mit Sauerstoff verbindet, so daß man bei der Verbrennung eines trockenen Kokes, bei dem freier Wasserstoff im Abgas nicht festgestellt werden konnte, unbedingt einen CO-Überschuß erwarten müßte, während CO₂-Überschuß festgestellt werden konnte.

Von dem oben skizzierten theoretischen Verbrennungsvorgang zeigt der wirkliche erhebliche Abweichungen, die im wesentlichen von den drei Faktoren: der Zeit, der Temperatur und der Kohlenstoffmodifikation bedingt sind. Jede Reaktion, vor allem jedes Gleichgewicht — das übrigens nicht als ein statisches, sondern als ein labiles, dynamisches Gleichgewicht aufgefaßt werden muß, in dem die in einer Richtung wirkenden Kräfte von den in der entgegengesetzten Richtung wirkenden Kräfte gerade kompensiert werden und nur unter diesen Bedingungen (Druck, Temperatur) kompensiert werden —, jedes Gleichgewicht bedarf einer gewissen Zeit, wie dies schon der Begriff der Reaktionsgeschwindigkeit andeutet. Ein Maß für diese Reaktionsdauer ist die räumliche Konzentration der reagierenden Komponenten, also bei Gasen der Partialdruck. Da mit zunehmender Temperatur nach dem Prinzip des beweglichen Gleichgewichtes das unter Wärmeabsorption gebildete System günstig beeinflusst wird, wird der Einfluß der Zeit, die der Reaktion zur Verfügung steht, mit wachsender Temperatur geringer, mit sinkender Temperatur entsprechend größer werden. Angestellte Verbrennungsuntersuchungen haben die bekannte Tatsache bestätigt, daß die Einstellung des CO₂/CO-Gleichgewichtes in der Brennschicht einer Feuerung nicht erfolgt, und verdeutlicht, daß aber die Abweichungen mit steigender Temperatur geringer werden. Über diesen Einfluß, den die Temperatur auf die Einstellzeit ausübt, liegen mehrere Untersuchungen vor, deren Ergebnisse sich dem Charakter nach decken. So fanden Haber und Richardt, daß die Einstellung des Wassergasgleichgewichtes oberhalb 1600° rapid, unterhalb 1600° dagegen unzureichend erfolgte. Ein ähnliches Ergebnis zeigen die Versuche von Allner über das Wassergasgleichgewicht in der Bunsenflamme: Unter 1100° wurde keine

Einstellung, oberhalb 1500° vollkommene Einstellung des Gleichgewichtes erreicht.

Neben CO₂ und CO treten in der Brennstoffschicht H₂ und CH₄ auf, die durch die Gleichung



verknüpft sind. Über die Abhängigkeit dieses Gleichgewichtes von der Temperatur liegen Versuche von M. Mayer und Alt Mayer vor, die Wasserstoff in Gegenwart von Nickelkatalysatoren über Kohlenstoff leiteten, und die Methan-spaltung nach Versuchen von Bone und Coward, die ohne Anwesenheit von Katalysatoren Methan in einem Porzellanrohr eine Stunde lang erhitzen. Wie aus dieser Zeitangabe hervorgeht, spielt auch hier die Dauer der Einwirkung eine große Rolle, obwohl die Methanzerersetzung bei hohen Temperaturen beschleunigt wird. Da bei Verbrennungsversuchen mit Koks in einigen wenigen Fällen kein Methan in der Brennstoffschicht festgestellt wurde, und da in diesen Fällen die Abweichung vom CO₂/CO-Gleichgewicht bedeutend geringer war, kann folgender Schluß gezogen werden. Die Zersetzung des Methans ist nach Bone eine Oberflächenerscheinung. Das heißt, sie vollzieht sich unter der katalytischen Wirkung der Koks oberfläche, wobei möglicherweise der Einfluß der Asche mitwirkend ist. Der dabei sich auscheidende Kohlenstoff ist von graphitischer Modifikation, hart und metallisch glänzend, und der charakteristische Glanz des Koksofenkokses wird auf solche Methanzerersetzung zurückgeführt. Da die dichtere graphitische Modifikation weniger reaktionsfähig ist als die amorphe, da ferner der entstehende, gegenüber dem Kohlenoxyd weitaus reaktionsfähigere Wasserstoff den neu hinzutretenden Sauerstoff an sich reißt, wird notwendigerweise die Einstellung des CO₂/CO-Gleichgewichtes eine unvollkommene, die Verbrennung erschwert oder die Brennzeit verlängert. Nach Dr. H. Bähr¹⁾ beträgt zum Beispiel die Reaktionsfähigkeit von Holzkohle 89,6%, für Graphit nur 16,0%. Da es unmöglich ist, den Methanzerfall und ebenso den Zerfall der Kohlenwasserstoffe der Teerdämpfe in der Brennschicht durch Einhaltung niedriger Temperaturen zu verhindern, so bleibt nur das Mittel der Temperaturerhöhung zur Beschleunigung des Verbrennungsvorganges.

Von Einfluß auf die Einstellung des CO₂/CO-Gleich-

¹⁾ Stahleisen (1924), 1 und 2.

gewichtet ist ferner der Sauerstoff- und Stickstoffüberschuß. Während Luftüberschuß über das Maß hinaus, das zur Erzielung einer guten Verbrennung notwendig ist, eine Senkung der Verbrennungstemperatur durch den mitzerwärmenden Stickstoffballast, somit eine Verzögerung der Verbrennungsreaktion bedeutet, wirkt hohe Sauerstoffkonzentration der CO-Bildung dadurch entgegen, daß die Reaktionsgeschwindigkeit von O_2 auf C nach Versuchen und Berechnungen von

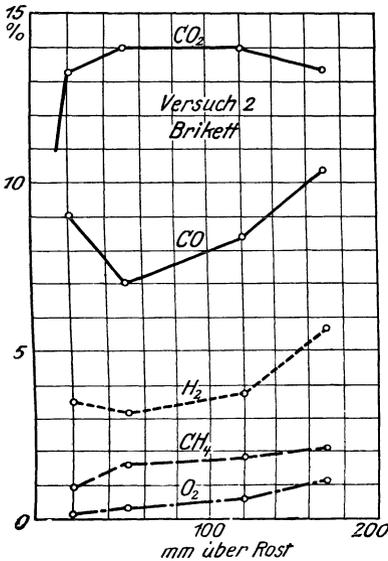


Abb. 12. Gaszusammensetzung in der Brennstoffschicht. Versuch 2: Brikett.

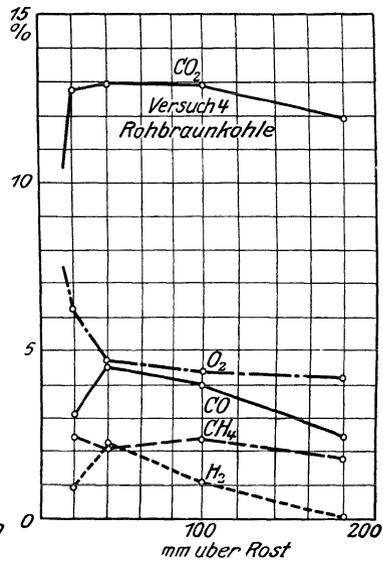


Abb. 13. Gaszusammensetzung in der Brennstoffschicht. Versuch 4: Rohbraunkohle.

Farup $3 \cdot 10^6$ mal größer ist als die Zersetzung von CO_2 in CO (bei $t = 850^\circ$). Das bedeutet einen nichtreduzierbaren CO_2 -Überschuß, der allerdings im vorliegenden Falle der Feuerung nur erwünscht sein kann.

Diese Vorgänge in der Brennstoffschicht lassen sich leicht mit dem Auge verfolgen, wenn man ein Stückchen Kohle auf eine heiße Brennstoffschicht legt und von Zeit zu Zeit herausnimmt, um die Veränderungen zu beobachten. Die Trocknung und Entgasung (Schwelung) zeigt sich in den aufsteigenden Teer- und Wasserdämpfen, die sich schnell mit den aus der Brennstoffschicht aufsteigenden Gasen ver-

mischen; die tröpfchenförmigen, metallisch glänzenden Graphitabscheidungen der Zersetzung der Kohlenwasserstoffe, die matte Rußabscheidung der CO_2 -Reduktion, die verschiedenen Flammenlängen und Farben und die Lockerung des Gefüges, Rissebildung, Aufblähen, Teigigwerden und Zerfall lassen sich sehr gut mit dem Auge verfolgen.

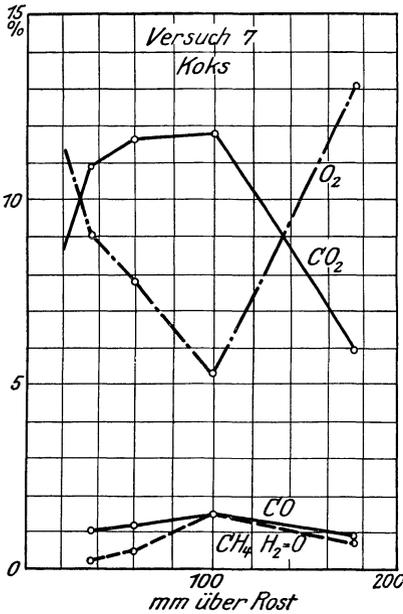


Abb. 14. Gaszusammensetzung in der Brennstoffschicht. Versuch 7: Koks.

Oberhalb der eigentlichen Brennstoffschicht, in der lediglich der entgaste Brennstoff (Koks) verbrannt wird, brennen die Schwel- und Gasprodukte der Brennstoffschicht (Kohlenwasserstoffe und Kohlenoxyd) unter Flammenbildung ab. Da jedoch zur Koksverbrennung ein großer Teil der zugeführten Verbrennungsluft verbraucht worden ist, muß je nach dem Gehalt der Kohle an flüchtigen Bestandteilen Sekundärluft zugegeben werden, um eine vollkommene Verbrennung zu erzielen. Ist zu wenig Sekundärluft vorhanden, so reißt der aktivere Wasserstoff der Kohlenwasserstoffe den Sauerstoff an sich und verbrennt zu H_2O , während das Kohlenstoffgerippe übrigbleibt, das das Leuchten der

Flamme hervorruft. Ungenügende Sauerstoffmengen verursachen das Rußen der Flamme, wenn diese schwerer verbrennlichen Kohlenstoffsuspensionen nicht verbrannt werden können. Dieselbe Wirkung hat eine vorschnelle Abkühlung der Flamme, wie dies zum Beispiel beim Anheizen einer Feuerung der Fall ist, wobei die Einwirkung der Temperatur auf die Reaktionsgeschwindigkeit sehr deutlich vor Augen geführt wird. Einem Auftreten von unverbrannten Gasen im Abgas wird deshalb viel wirksamer abgeholfen durch Vergrößerung der Sekundärluftmenge als durch die Erhöhung der Gesamtluftmenge (Zugstärke), die gleichzeitig die Verbrennungs-

temperatur senkt und die Verbrennungsvorgänge in der Brennstoffschicht nachteilig mitbeeinflußt.

Dieser Darstellung liegen Versuche über den Verbrennungsvorgang von Rohbraunkohle, Brikett und Koks zugrunde, die an einem Zentralheizungskessel für minderwertige Brennstoffe ausgeführt wurden, und von denen in Abb. 12—14 einige Beispiele aus den Versuchsergebnissen wiedergegeben sind. Zum Studium des Verbrennungsvorganges wurden mit einem von unten her in den Ofen geschobenen wassergekühlten Rohr aus der Brennstoffschicht in verschiedenen Höhen über der Rostoberkante Gasproben entnommen und mit einem Orsatapparat auf CO_2 und O_2 und durch Verbrennung auf CO , H_2 und CH_4 untersucht. Die Kühlung des Entnahmerohres war sehr intensiv, so daß eine schnelle Stabilisierung der Gasgleichgewichte (Einfrieren) erzielt wurde. Rückbildungen nach



scheinen trotz der mit sinkender Temperatur abnehmenden Stabilität des Kohlenoxyds nicht eingetreten zu sein, da eine Verrußung des Entnahmerohres nicht festgestellt werden konnte.

Einfluß der Luftvorwärmung.

Wie jede Reaktion, ist die Geschwindigkeit des Verbrennungsvorganges bzw. der Einfluß der Gasgleichgewichte von der Temperatur abhängig. W. Nernst¹⁾ stellt empirisch als Ergebnis der vorhandenen Versuchsunterlagen fest: „Alle messenden Versuche haben gelehrt, daß die Geschwindigkeit, mit welcher ein chemisches System seinem Gleichgewichtszustand zustrebt, mit wachsender Temperatur außerordentlich ansteigt.“ Ein Blick auf Abb. 15, welche das CO_2/CO -Gleichgewicht nach Boudouard darstellt, zeigt außerdem, daß der Verlauf in Abhängigkeit von der Temperatur zunächst ein schwaches, dann plötzlich ein sehr starkes Ansteigen und bei sehr hohen Temperaturen wieder ein flacheres Ansteigen zeigt. Praktisch macht sich das dadurch bemerkbar, daß erst von einer gewissen Temperatur an überhaupt eine Einstellung des zu erwartenden Gleichgewichts erfolgt. Es ist demnach bei Anwendung vorgewärmter Luft durch die Steigerung der Verbrennungstemperatur eine bedeutende Beschleunigung aller Reaktionen zu erwarten, angefangen von den Trocknungs-

¹⁾ W. Nernst, „Theoretische Chemie“, Kap. Thermochemie.

und Zündungsvorgängen, den Gasbildungsvorgängen (Entgasung und Vergasung), bis zu den eigentlichen Verbrennungsvorgängen und der Brennzeit. Hemmende Einflüsse, wie zum Beispiel die Kohlenstoffmodifikation, können ebenfalls nur durch hohe Temperaturen wettgemacht werden.

Wie sich bei Anwendung hoher Temperaturen gezeigt hat, wächst die entstehende Gasmenge ganz bedeutend, d. h. Entgasung und Vergasung werden vollkommener und liefern eine größere Gasmenge, die durch entsprechend große Zugabe von Sekundärluft verbrannt werden muß. Damit ist ein Teil der Wärmeleistung vom Rost hinweg in den Feuer-

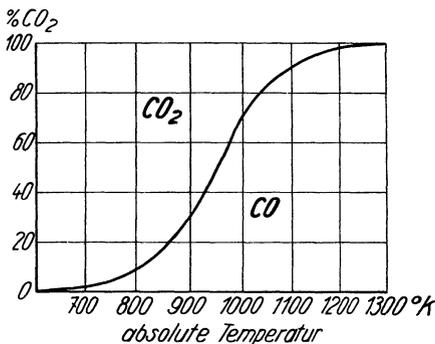


Abb. 15. CO/CO₂-Gleichgewicht.

raum hineinverlegt, der damit höher belastet ist, und bei geeigneter Konstruktion, d. h. bei genügender Kühlung durch Wasserrohre, kann an dieser Stelle eine sehr heiße Sekundärluft zur Verwendung kommen und damit ohne Gefährdung der Feuerung (Rost, Rostbalken usw.) der Vorteil sehr hoher Lufttemperaturen ausgenutzt werden.

Diese Tatsache ist für den Gasgeneratorenbetrieb ebenfalls von hervorragender Bedeutung; die Leistungssteigerung durch Verwendung vorgewärmter Luft läßt sich insbesondere in allen Fällen gut bewirken, in denen das Gas zur Teerabscheidung und Reinigung abgekühlt wird. Die heißen abziehenden Gase könnten in diesem Falle unter Verbesserung des Gaserzeugungsprozesses zur Vorwärmung der eingeblasenen Luft herangezogen werden.

Die Verbrennung des Kokes auf dem Rost, die als eine reine Oberflächenreaktion charakterisiert worden war, wird außer der höheren Temperatur dadurch günstig beeinflusst, daß die heißere Luft ein größeres Volumen besitzt und daher mit einer größeren Geschwindigkeit durch die Brennstoffschicht streicht. Die damit verbundene Erhöhung der Turbulenz gibt den Sauerstoffmolekülen eine größere Wahrscheinlichkeit, mit der Oberfläche des Kokes in Berührung treten zu können. Ist die Oberfläche durch die gebildeten

Gase abgeschirmt, so bewirkt die mit steigender Temperatur wachsende Diffusion ein Durchdringen und Durchwirbeln dieser Gase, ebenso wie die Verbrennung des Gases im Feuer-raum in dieser Weise günstig beeinflußt wird.

Es kann aus diesem Grunde ein bedeutend besserer Ausbrand erwartet werden, wie es auch fast alle mit vorgewärmter Luft ausgeführten Versuche zeigen, es sei denn, daß durch Verkokung und Verschlackung ein Zustand geschaffen wird, der die günstige Wirkung der Heißluft auf den Verbrennungsvorgang in gewissem Maße hemmt oder gar umkehrt.

Bedeutung des Verkokungsvorganges.

Beim Verbrennungsvorgang spielt die schon bei geringer Temperatur einsetzende Entgasung des Brennstoffes eine überragende und insofern bisher nicht genügend eingeschätzte Rolle, die bei Verwendung vorgewärmter Luft noch an Bedeutung gewinnt. Die Entgasung des Brennstoffs, soweit sie unter Luftabschluß vor sich geht — und dies trifft auf das Innere eines Kohlestückchens ja zu —, gleicht dem Verkokungsvorgang, wie er bei der Leuchtgas-erzeugung und im Kokereibetrieb durchgeführt wird. Die Verbrennung eines Kohleteilchens, die sich als Oberflächenreaktion an den vom Luftsauerstoff getroffenen Außenflächen abspielt, hat zur Folge, daß durch die Wärmeentwicklung eine mit fortschreitendem Abbrand zunehmende Durchwärmung des Kohleninneren stattfindet, so daß sich jedes Teilchen wie ein kleiner Koksofen verhält (s. Abb. 16). Die Verkokungseigenschaften des Brennstoffs¹⁾ sind daher von überragender Bedeutung für sein Verhalten in der Feuerung, ganz besonders bei Verbrennung mit vorgewärmter Luft. Bei schneller Wärmezufuhr findet zunächst anschließend und zum Teil gleichlaufend mit der Trocknung eine Vorentgasung und zwischen 300 und 430° ein Erweichen, zwischen 390 und 430° ein Schmelzen der Kohle statt, während bei höheren

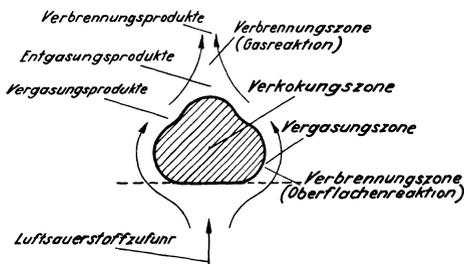


Abb. 16. Schematische Darstellung der Verbrennung eines Kohleteilchens.

Abbrand zunehmende Durchwärmung des Kohleninneren stattfindet, so daß sich jedes Teilchen wie ein kleiner Koksofen verhält (s. Abb. 16). Die Verkokungseigenschaften des Brennstoffs¹⁾ sind daher von überragender Bedeutung für sein Verhalten in der Feuerung, ganz besonders bei Verbrennung mit vorgewärmter Luft. Bei schneller Wärmezufuhr findet zunächst anschließend und zum Teil gleichlaufend mit der Trocknung eine Vorentgasung und zwischen 300 und 430° ein Erweichen, zwischen 390 und 430° ein Schmelzen der Kohle statt, während bei höheren

¹⁾ Vgl. Gumz, „Feuerungstechnisches Rechnen“ S. 8—9.

Temperaturen eine Wiederverfestigung (Koksbildung) eintritt. Diese Vorgänge, die von starker und schneller Wärmezufuhr und mit abnehmender Korngröße begünstigt werden, müssen im Gegensatz zu der gewollten Koksbildung in Gaswerken und Kokereibetrieben in der Feuerung nach Möglichkeit gestört werden, da das Zusammenfließen und Backen der Kohle zu großen Kokskuchen führt, die völlig gas- und luftundurchlässig sind und die Kühlung des Rostes durch die ständige Luftzufuhr unmöglich machen. Hier, also in den vorderen Zonen des Rostes (bei Wanderrosten), liegt die Ursache und der Ausgangspunkt für das Verschmoren der Roste und für den ungenügenden Ausbrand — Gefahren, die bei höheren Temperaturen noch zunehmen. Um die Koksbildung zu verhindern und einen schlechten, bröckligen, aber sehr reaktionsfähigen Koks zu erhalten, ist es notwendig, den Brennstoff möglichst langsam zu erwärmen, damit das Ölbitumen, der Träger des Backvermögens (nach F. Fischer), abgeschwelt und die Kokskuchenbildung verhindert wird. Dies ist um so notwendiger, als die in den meisten Feuerungen übliche Aufenthaltsdauer des Brennstoffs nicht ausreichend sein kann, um ein großes, dickes Koksstück völlig auszubrennen. Die Zuführung von Zündwärme soll daher nicht über das zur Entzündung notwendige Maß allzu sehr hinausgehen, und die Brennstoffschicht sollte bei entsprechender Rostgeschwindigkeit hinreichend niedrig gehalten werden, daß die Wärmezustrahlung auf die Gewichtseinheit der Kohlenmasse nicht zu groß wird¹⁾. Hohe Rostgeschwindigkeiten und niedrige Schicht vereinfachen die Betriebsführung. Spielen sich nun durch Anwendung der Luftvorwärmung bei der Verbrennung fester Brennstoffe die Vorgänge in einem höheren Temperaturniveau ab, so werden Vergasung und Verbrennung, zugleich aber auch die Verkokung (Entgasung) beschleunigt, und es entsteht ein gut geschmolzener und reaktionsschwacher Koks. Die Geschwindigkeit, mit der ein Kohleteilchen abbrennt, und die Geschwindigkeit, mit der es zum Schmelzfluß kommt und mit benachbarten Teilchen zu größeren Klumpen zusammenschweißt, arbeiten also gegeneinander, und es kann einen Wendepunkt geben, an dem die eine oder andere Geschwindigkeit überwiegt und fördernd oder hemmend in den Verbrennungsvorgang eingreift. Tritt eine solche Klumpenbildung ein, so bleibt allerdings noch das

¹⁾ Vgl. Gumz, „Der Einfluß der Rostgeschwindigkeit auf die Vorgänge in der Feuerung“. *Feuerungstechnik* **17** (1929), S. 171—173.

eine Hilfsmittel, mechanisch einzugreifen und durch die Art der Bewegung des Rostes oder der Kohle die Koksbildungen aufzubrechen, um die Reaktionsoberflächen zu vergrößern.

Die Beobachtungen, die J. Bruce, der Leiter des Kraftwerks Barking, England, nach dreijährigem Betrieb von Wanderrostfeuerungen mit hochoverhitzter Verbrennungsluft mitteilt¹⁾, erweisen klar den Einfluß der Heißluft auf die Kohlensubstanz. Bei Lufttemperaturen über 205° stellte sich auf dem Wanderrost folgender Zustand ein, der der Bedeutung dieser Beobachtung wegen wörtlich angeführt sei:

„Beginnend in der Zündzone verwandelt sich das Feuerbett in Klumpen, die „Blumenkohlköpfe“ genannt wurden. Diese nahmen allmählich ein dunkelrotes Aussehen an, mit Ausnahme an den Rändern, wo augenscheinlich eine lebhaftere Verbrennung stattfand. Das waren die einzigen Stellen, an denen Luft durch das Feuerbett dringen konnte, und da hier der Luftüberschuß lokal sehr groß war, bewirkte er zusammen mit dem Ausfall an wirksam strahlender Fläche infolge der Klumpenbildung eine so starke Kühlung der Gewölbe usw., daß der Betrieb zum Erliegen kam. Durch dieses Aufreißen des Feuerbettes ging der CO₂-Gehalt von 12—14 % auf weniger als 6 oder 7 % zurück. Die Kesselleistung sank ebenfalls von Normal auf weniger als Viertellast, und das Feuerbett selbst wanderte unverbrannt in die Aschengrube. Proben eines solchen „Blumenkohls“, der die ganze Rostfläche durchwandert hatte, zeigten folgendes Aussehen: Rings herum ließ die Außenseite vollständig ausgebrannte Asche, oben Koks, unten Koks und etwas Asche mit zusammengebackener Kohle gemischt, erkennen. Innen war eine Schicht von halbentgaster Kohle vom Aussehen eines Teerniederschlags und ganz im Innern Kohle, die nie mit Feuer in Berührung gewesen zu sein schien.“

Man sieht, die Vorgänge beginnen bereits in der Zündzone, also an einer Stelle, wo von einer Verschlackung des Rostes noch keine Rede sein kann. Es ist, wie auch aus der genauen Beschreibung der gefundenen Klumpen hervorgeht, ein Verkoken des Brennstoffbettes eingetreten. Außen fand eine richtige Verbrennung statt, was die vollständig ausgebrannte Asche (nicht Schlacke) beweist. Im Innern findet man Koks, und dieser Koksfluß hat infolge des schnellen Erhitzens große

¹⁾ Aussprache zum Vortrag P. H. N. Ulander, „Preheated Air for Boiler Furnaces“. Journal of the Institute of Fuel 1 (1928), Nr. 2, S. 187—201.

Mengen halbverbrannter Kohle und auch unverbrannter Kohle eingeschlossen. Waren erst einmal größere Klumpen entstanden, so konnte der Verkokungsvorgang nur noch langsam weitergehen, was an dem deutlichen Auffinden der bekannten Teernaht, die noch nicht ins Innere vorgedrungen war, zu erkennen ist, denn es ist natürlich unmöglich, in der Feuerung ein größeres Koksstück gar zu bekommen. Inzwischen war jedoch so viel Feueroberfläche totgelegt und der Luftüberschuß an den freien Stellen so weit heraufgesetzt, daß der Betrieb nicht mehr weiterzuführen war.

Je besser sich eine Kohle als Koks-kohle eignet, desto schlechter ist sie als Kesselkohle, besonders bei hoher Luftvorwärmung, zu gebrauchen.

Man kann aus diesen Auslegungen und Beobachtungen daher folgende Forderungen für die Verbrennung fester Brennstoffe mit hoch vorgewärmter Luft aufstellen: 1. Die Kohle soll möglichst langsam aufgewärmt werden, damit eine starke Vorentgasung eintritt. 2. Die Kohle oder der Rost soll so in Bewegung gehalten werden, daß die Bildung großer Koks-kuchen verhindert wird bzw. bereits gebildete Koks-kuchen mechanisch aufgebrochen werden. 3. Da der entstehende Koks reaktionsträge ist, muß für eine genügend lange Aufenthaltsdauer in der Feuerung entweder durch Aufstauen des Rückstandes oder durch große und tiefe Aschengruben (Rückstandsvergaser) gesorgt werden, um den Koks möglichst vollständig zu vergasen bzw. zu verbrennen. Die Vergasungs-luft bzw. die in die hinteren Teile des Rostes eingeleitete Verbrennungsluft soll dabei ebenfalls möglichst hoch vorgewärmt sein, um einen vollständigen Ausbrand zu erhalten. Es besteht dabei gerade hier keine besonders große Gefahr für den Rost, da die Wärmeentwicklung infolge des verhältnismäßig weit fortgeschrittenen Ausbrandes nur noch sehr gering ist.

Notwendigerweise muß sich bei den verschiedenen Brennstoffsorten auf Grund dieser Vorgänge ein ganz verschiedenartiges Verhalten des Brennstoffs in der Feuerung bei der Verwendung hoch vorgewärmter Luft ergeben. Abgesehen aber auch von den Eigenschaften der Verkokung, der Backfähigkeit und der Verbrennungsgeschwindigkeit ergeben sich unter Umständen auch verschiedenartige Verhältnisse über das Verhalten des Kokes selbst bei seiner Verbrennung. So hat H. Håkanson¹⁾ die interessante Feststellung ge-

¹⁾ Tekn. T. (Mekanik) 1930, 11, S. 153—156.

macht, daß die Kokspartikel eines anthrazitischen Brennstoffs beim Erhitzen in immer feinere Partikel zersprengt wurden, wodurch die Koksoberfläche stark vergrößert, die Verbrennungsgeschwindigkeit gesteigert und die Feuerbetttemperatur so stark heraufgesetzt wurde, daß ein Zusammensintern der Asche stattfand. Bei einer backenden Fettkohle von etwa gleichem Aschengehalt, Aschenschmelzpunkt und Heizwert dagegen trat bei der Verbrennung des Kokes das Umgekehrte ein, die Kokspartikel vergrößerten sich, und die Feuerbetttemperatur erreichte nicht diese Höhe, die das Zusammensintern der Asche hervorgebracht hatte. Man erkennt daraus, daß die Kenntnis der Verbrennungsvorgänge und ihrer Begleiterscheinungen offenbar noch nicht genügt, um das Verhalten eines Brennstoffs in der Feuerung mit Sicherheit vorauszusagen, und dieses Beispiel beweist einerseits, daß die Feuerungstechnik noch stark in der Empirie steckt, daß andererseits eine stärkere Durchforschung der Verbrennungsvorgänge und hierzu eine Sammlung von Betriebs- und Laboratoriumsbeobachtungen notwendig ist, um dem Ziel einer völligen Beherrschung der Verbrennungsvorgänge in der Feuerung näher zu kommen.

Bedeutung des Schlackenschmelzverhaltens.

Die dargestellten Verkokungsvorgänge dürfen als Hauptursache für eine große Zahl von Schwierigkeiten angesprochen werden, bei welchen man die Ursache zunächst im niedrigen Aschenschmelzpunkt des Brennstoffs gesucht hat. Immerhin verdient bei der Verfeuerung mit hoch vorgewärmter Luft auch das Schlackenschmelzverhalten des Brennstoffs höchste Beachtung. Hier muß vorweg betont werden, daß ein Zusammensintern und teilweises Schmelzen der mineralischen Brennstoffbestandteile fast in jeder Feuerung auch bei der Verfeuerung mit kalter Luft eintritt, wie man an der Gegenwart von Schlacken in den Feuerungsrückständen beobachten kann. Die Schlackenschmelzpunkte der gebräuchlichsten Brennstoffe liegen in der Größenordnung von 1100—1500° C, Temperaturen, die in den meisten Feuerungen zum mindesten örtlich erreicht, zum Teil auch überschritten werden. Es darf daher nicht etwa die Forderung erhoben werden, wie dies gelegentlich getan wird, daß der Aschenschmelzpunkt der Kohle eine gewisse Temperatur, etwa 1100 oder 1200°, nicht überschreiten solle. Selbstverständlich ist ein hoher Aschenschmelzpunkt ein Faktor, der den

Feuerungsbetrieb außerordentlich erleichtert, während Brennstoffe mit niedrigem Aschenschmelzpunkt eine bedeutend größere Aufmerksamkeit und Sorgfalt in der Feuerführung erfordern. Es muß auch betont werden, daß es einen eigentlichen, einheitlich definierten Aschenschmelzpunkt nicht gibt, und daß die verschiedensten Methoden zur Ermittlung des Schlackenschmelzpunktes zu recht erheblichen Unterschieden führen können.

Ebenso wichtig ist es, gleichzeitig mit dem Aschenschmelzpunkt die mit dem betreffenden Brennstoff erreichten höchsten Temperaturen zu kennen, um sich ein Urteil über den Wert der zahlenmäßigen Angaben bilden zu können. Wie schwankend der Schlackenschmelzpunkt ist, zeigt die Feststellung Fieldners, daß eine Asche in reduzierender Atmosphäre einen um 150° niedrigeren Schmelzpunkt besitzt als in oxydierender Atmosphäre. Wesentlich wichtiger als der Schlackenschmelzpunkt ist das Schmelzverhalten des Brennstoffs. Wie die neueren Untersuchungen der mineralischen Bestandteile der Brennstoffe zeigen, geht dem Schmelzen der Asche ein langsames Erweichen, zum Teil mit einem oder mehreren Haltepunkten, die wahrscheinlich durch Wärmebindungen und andere chemische Reaktionen bedingt sind, voraus, mit ganz verschieden schnellem Übergang vom Erweichen zum eigentlichen Schmelzen¹⁾. Die Bestimmung des Aschenschmelzpunktes kann bestenfalls einen relativen Wert geben, der einen gewissen Anhalt für die Beurteilung des Brennstoffs abgibt. Ein Blick auf die überaus komplizierten Darstellungen der Dreistoffsysteme Kieselsäure-Kalk-Tonerde oder des Vierstoffsystems Magnesia-Kieselsäure-Kalk-Tonerde im Gibbsschen Dreieck, die selbst noch vereinfachte Idealannahmen sind, läßt die Schwierigkeit erkennen, aus der chemischen Analyse auf das Verhalten der Schlacke schließen zu wollen. Teune, Donath und Prost haben versucht, solche Kennziffern aufzustellen, mit denen jedoch stets nur eine Gruppe von Einflüssen erfaßt wird. So gibt Donath z. B. an, daß die Schmelztemperatur mit dem Quotienten

$$\frac{\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3}{\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{FeO} + \text{CaO} + \text{MgO}}$$

¹⁾ Vgl. darüber z. B. W. Reerink und K. Baum, „Die anorganischen Bestandteile der Brennstoffe und ihre Bedeutung für die neuzeitliche Feuerungstechnik“. *Warme* **53** (1930), 39, S. 746—751 und **40**, S. 766—771; ferner auch Gumz, „Feuerungstechnisches Rechnen“ S. 9—12.

steigt, erwähnt aber, daß das Verhältnis $\frac{\text{Al}_2\text{O}_3}{\text{SiO}_2}$ und der Tonerde zu anderen Basen von Bedeutung sei.

Kann man das Erweichen und Schmelzen der Kohlenaschen in der Feuerung nicht verhindern, so ist zu überlegen, wie der Einfluß des Schlackenflusses auf das Verbrennliche in den Ruckständen und auf das Rostmaterial verhindert oder unschädlich gemacht werden kann. Zum ersten ist zu sagen, daß die Einhüllung unverbrannten Kokes durch fließende Schlacke dadurch eingeschränkt werden kann, daß die Bildung großer Kokskuchen vermindert wird. Kleine Schlackenstücke weisen erfahrungs- und naturgemäß einen geringeren Gehalt an unverbranntem Kohlenstoff auf als große. Es ist daher nicht die Verschlackung, sondern die Verkokung des Feuerbettes zu bekämpfen. Zum anderen Punkt, der Schonung des Rostmaterials, kann als sicherster Schutz eine geeignete Lage der Brennbahn zur eigentlichen Rostbahn bezeichnet werden. Ist das Feuer vom Rost durch eine Schicht frischer Kohle getrennt, und beginnt die Schlacke zu laufen, so erreicht sie sofort kältere Zonen, in denen ihr außerdem die auch bei Vorwärmung verhältnismäßig kalte Verbrennungsluft entgegenstreicht, sie zum Wiedererstarren bringt und dadurch unschädlich macht. Kommt schließlich eine stark ausgebrannte Schlacke mit einem geringen Gehalt an Brennbarem am Rostende an, so ist sie nicht mehr gefährlich, da nur noch wenig Wärme entwickelt wird. Ja, man kann sogar eine Deckschicht von ausgebrannter Schlacke von einer für den ungehinderten Luftdurchtritt geeigneten Kornung als Schutzschicht auf den Rost legen, falls es nicht gelingt, das Feuer vom Rost fernzuhalten. Mit derartigen Maßnahmen ist es nicht nur möglich, das Verstopfen des Rostes zu verhindern, es wird auch die gefürchtete Einwirkung des Schwefels (des Pyrits) auf das Eisen verhindert, welcher die Eisenoberfläche zu Einfach-Schwefeleisen reduziert und leicht schmelzbar macht. Die Erkenntnis der die Sinterung hemmenden und fordernden Einflüsse gewisser Aschenbestandteile hat zahlreiche Vorschläge zur Beimischung solcher Stoffe zum Brennstoff, z. B. reiner Tonerde (Kaolin), gezeitigt, die jedoch teuer und umständlich sind, da für die Rostbeschickung jeweils eine gut gemischte, nicht ganz billige Mollierung hergestellt werden müßte. Eher schon kann daran gedacht werden, geeignete Kohlenmischungen herzustellen, in denen die schwer schmelzbaren Mineralbestandteile überwiegen.

Die Mindestluftvorwärmung.

Aus der Schilderung über das Verhalten der Kohle, ihrer brennbaren Substanz und ihrer mineralischen Bestandteile in der Feuerung geht hervor, daß es gewisse Höchsttemperaturen gibt, die nicht überschritten werden sollen. Die Höhe dieser Grenztemperatur ist nicht nur vom Brennstoff, sondern auch in noch viel höherem Maße von der Feuerung abhängig. Vgl. Kapitel II.

Umgekehrt gibt es aber auch eine gewisse Mindesttemperatur, die mit Rücksicht auf den wirtschaftlichen und technischen Erfolg der Luftvorwärmung nicht unterschritten werden darf. Es sei nur kurz angedeutet, daß eine Luftvorwärmanlage eine Reihe fester Kosten verursacht, die unabhängig sind von der Höhe der Lufttemperatur. Hierzu sind zu rechnen: die Gaszuführungs- und Abführungsleitungen, die Kaltluft- und die Heißluftleitungen, die Fundamentierung oder Stützung der Luftvorwärmer, die Luftventilatoren, soweit sie zur Deckung der durch den Luftvorwärmer verursachten Widerstände dienen, sowie endlich ein Teil der Luftvorwärmer selbst, während als bewegliche Kosten der übrige Teil der Luftvorwärmerheizfläche in Erscheinung tritt. Dies bedingt, daß die Luftvorwärmung, etwa bezogen auf eine bestimmte Wärmeleistung oder bezogen auf 1° Lufttemperaturerhöhung, um so mehr von den festen Kosten belastet ist, je geringer die Wärmeleistung bzw. die Luftaufwärmung ist. Der wirtschaftliche Nutzen einer geringen Luftvorwärmung ist daher gering und unterhalb einer gewissen Lufttemperatur sogar gänzlich in Frage gestellt. Einige in der Literatur anzutreffenden Angaben über außerordentlich geringe Nutzwirkungen des Heißluftbetriebes¹⁾ gelten ohne Zweifel für Anlagen, bei welchen die gewählte Lufttemperatur unter dem wirtschaftlichen Mindestmaß liegt. Darüber hinaus aber existiert auch eine untere Lufttemperaturgrenze, unterhalb der die vorstehend geschilderten Einwirkungen auf den Verbrennungsvorgang nicht mehr stattfinden. Es ist gesagt worden, daß gerade die Einstellung von Gasgleichgewichten in

¹⁾ Vgl. z. B. den technischen Geschäftsbericht von 1929 der Warmestelle der Mitteldeutschen Dampfkessel-Überwachungsvereine E. V. zu Magdeburg, *Warme* 53 (1930), 30, S. 577, wo ein Nutzen von nur 2% festgestellt wird. Siehe auch E. R. Becker, *Betriebserfahrungen mit Braunkohlenfeuerungen, Braunkohle.* 29 (1930), 47, S. 1045 bis 1049, der zu gleichem Ergebnis kommt.

Abhängigkeit von der Temperatur in der Praxis keine stetige ist, sondern daß sich oberhalb gewisser Temperaturen sprunghaft das erwartete Gasgleichgewicht einstellt. Es ist dies offenbar darauf zurückzuführen, daß außer den Kräften, die auf die Einstellung der Gleichgewichte hinwirken, Faktoren wirksam sind, die die Einstellung bis zu einer gewissen Grenze verhindern, wozu vor allem die Wärmeabgabe der beteiligten Körper zu rechnen ist. Man kann daher annehmen, daß die günstigen Rückwirkungen auf die Beschleunigung der Entgasung und Vergasung, auf die Vermehrung der Gasbildung und die Beschleunigung des Verbrennungsvorganges bei niedrigen Lufttemperaturen überhaupt nicht spürbar werden, daß sie dagegen von einer bestimmten Lufttemperatur an einsetzen, um dann mit wachsender Temperatur weiter zu steigen. Dieser leicht erklärliche Vorgang findet eine Bestätigung durch Versuche, die in einer mit Rohbraunkohle gefeuerten Anlage durchgeführt wurden. Zur Verfeuerung gelangte eine Rohbraunkohle von 63—65% Wassergehalt, und die vorhandene Luftvorwärmanlage gestattete eine Variation der Lufttemperaturen von 20—235° C. Beim Betrieb mit hoher Lufttemperatur zeigte sich, daß die Leistung und der Wirkungsgrad des Kessels bedeutend stiegen, und zwar wurde durch zahlreiche Versuche festgestellt, daß die Leistungssteigerung des Kessels im Bereich der Lufttemperaturen von 150—235° C proportional der Lufttemperatur war, während die Leistung unterhalb der Temperaturen von 150° C sofort auf die bedeutend geringere Feuerungsleistung abfielen, die sich auch beim Betrieb mit kalter Luft von 20° C ergab. Hier war, deutlich erkennbar, die Temperatur von 150° C die Grenze, unterhalb der der Einfluß der Luftvorwärmung überhaupt nicht mehr spürbar war. Es liegt auf der Hand, daß die Grenze für die Mindestlufttemperatur vom Brennstoff und besonders auch vom Wassergehalt des Brennstoffs abhängt. Während sich bei dieser besonders nassen Kohle die Grenztemperatur von 150° ergab, kann man wohl annehmen, daß bei hochwertigen, trockenen Brennstoffen die Mindesttemperatur etwas niedriger liegt, schätzungsweise bei 100—120°. Es geht daraus hervor, daß es unzweckmäßig ist, sehr kleine Luftvorwärmungen anzuwenden und daß man aus technischen wie aus wirtschaftlichen Gründen eher der zulässigen Höchstgrenze zustreben sollte.

Einfluß der Lufttemperatur auf die Zündvorgänge.

Fast ebenso wichtig wie der Einfluß auf die Verbrennungsvorgänge ist der Einfluß auf die Zündvorgänge, ja gerade bei minderwertigem Brennstoff ist dieser Gesichtspunkt von noch größerer Bedeutung. Die Reaktionen zwischen dem Sauerstoff der Umgebungsluft und dem Brennstoff finden auch bei den niedrigsten Temperaturen statt, jedoch gehen diese Reaktionen derart träge und langsam vor sich und werden insbesondere von den Vorgängen der Wärmeabgabe nach außen derart überlagert, daß es zu einer Beschleunigung der Reaktion nicht kommen kann. Der Zündpunkt eines Brennstoffs ist ebenso wie der Schmelzpunkt eines Gemenges kein eindeutiger Begriff und sollte nach den Ausführungen von Rosin, Fehling und Kayser durch den Begriff des Zündvorganges und durch die Feststellung von Zundkurven ersetzt werden¹⁾. Ihre Untersuchungen führen zu dem Ergebnis, daß es keinen ausgesprochenen Zündpunkt gibt, und daß die Zündung von einer Reihe von Faktoren abhängt, unter denen besonders die Brennstoffsorte, der Feuchtigkeitsgehalt, die Strömungsgeschwindigkeit und die Lufttemperatur von Bedeutung sind. In dem Augenblick, wo durch Temperatursteigerung von außen die Wärmeabgabe überwiegt, setzt die Zündung ein. Mit wachsender Geschwindigkeit der in den Brennstoff eingeblasenen Luft steigt die Zündtemperatur bzw. verkürzt sich die Zündzeit, der Brennstoff wird entfacht, während oberhalb einer gewissen Höchstgeschwindigkeit wiederum eine Abnahme der Zündtemperatur und eine Verlängerung der Zündzeit einsetzt, d. h. der Brennstoff wird kalt geblasen. Aus den Ausführungen über den Einfluß der Lufttemperatur auf die Reaktionsgeschwindigkeit geht ohne weiteres hervor, daß eine Erhöhung der Lufttemperatur auch eine bedeutende Verkürzung der Zündzeit mit sich bringen muß. Bei nassen Brennstoffen kommt hinzu, daß die vor der Entzündung durch den Brennstoff stromende Luft die Vortrocknung des Brennstoffs bewirken muß, und die relative Feuchtigkeit der Luft sinkt durch die Vorerwärmung der Luft bedeutend, so daß das vorgewärmte Medium aufnahmefähiger wird für den Wasserdampf aus dem Brennstoff und damit den Abdunstungsvorgang wesentlich

¹⁾ P. Rosin, K. Fehling und H. G. Kayser, „Die Zündung fester Brennstoffe auf dem Rost“. Arch. Warmewirtsch. **12** (1931), **4**, S. 97—101.

beschleunigt. Gegenüber der Zufuhr von Zündwärme durch Strahlung, sei es eines Zündgewölbes, sei es einer Flamme, hat die Wärmezufuhr durch Heißluft den Vorteil, daß sie ziemlich gleichmäßig an alle Teile des durchströmten Brennstoffs herantritt und dort ihre Wärme abgeben kann, während zugestrahlte Zündwärme lediglich die Oberfläche trifft.

Die bis zur Zündung zuzuführende Zündungswärme setzt sich zusammen aus der Wärmemenge zur Aufwärmung des Brennbaren und der mineralischen Bestandteile des Brennstoffs, sowie zur Aufwärmung und Verdampfung des Wassers und endlich zur Erwärmung der zugeführten Luft. Eine anschauliche Zusammenstellung über die Größenordnung dieser Beträge gibt Prof. Dr.-Ing. Marcard in seinem Aufsatz: „Zündung und Verbrennung heizwertarmer Brennstoffe“¹⁾. Um ein Beispiel zu geben, beträgt die Zündwärme bei Steinkohle von 7500 kcal/kg 1679 kcal/kg, wovon allein die Aufwärmung der Luft 1540 kcal/kg beansprucht. Bei einer Rohbraunkohle von 2500 kcal/kg beträgt die Zündwärme 652 kcal/kg, wovon 309 kcal/kg für die Erwärmung der Luft auf Zündtemperatur und 310 kcal/kg für die Wasserverdampfung notwendig sind. Nur der fast verschwindende Anteil von 33 kcal/kg dient zur eigentlichen Erwärmung des Brennstoffs. Aus diesen Zahlen geht die außerordentliche Bedeutung der Luftvorwärmung für den Zündungsvorgang und die Aufrechterhaltung einer sicheren Zündung hervor. Marcard erwähnt unter anderem einen Versuch, bei welchem die Verbrennung eines besonders nassen und aschereichen Schlammes mit einem Wassergehalt von 49 %, einem Aschegehalt von 13 % und einem Heizwert von 2860 kcal/kg erst möglich war, nachdem man die Temperatur der Verbrennungsluft auf über 160° C gesteigert hatte.

Während ein großer Teil der Feuerungen bei der Verfeuerung nasser Brennstoffe für die Vortrocknung in Anspruch genommen wird, bewirkt hohe Luftvorwärmung durch die Beschleunigung der Trocknung und Zündung, daß ein wesentlich größerer Teil der Feuerung bzw. des Rostes für den eigentlichen Verbrennungsvorgang zur Verfügung steht, und darauf beruht die außerordentliche Steigerung der Rost- und Feuerungsleistungen, die man bei der Verfeuerung nasser Brennstoffe wiederholt feststellen konnte.

¹⁾ *Warme* 54 (1931), 12, S. 208—213.

Verbrennung flüssiger Brennstoffe.

Die Verbrennung und ihre Beeinflussung durch Luftvorwärmung gehen bei flüssigen Brennstoffen in ähnlicher Weise vor sich wie bei den festen Brennstoffen. Die Feuerung, in diesem Falle als ausgesprochene Düsenfeuerung ausgebildet, hat jedoch die doppelte Aufgabe einer Brennstoffzufuhr und einer Brennstoffvorbereitung. Diese besteht — zur Erzielung einer innigen Mischung von Brennstoff und Verbrennungsluft — in einer möglichst fein verteilten Zerstäubung, um nach bester Mischung eine intensive Verdampfung und Verbrennung zu erzielen; die Verdampfung hat sich dagegen nicht bewährt, da die Mischung einer großen Brennstoffdampfmenge mit der zugehörigen Luftmenge sehr schwierig ist. Brennerunterteilung wirkt sich daher günstig auf die erzielte Mischung aus.

Nach einer Darstellung von Prof. Dr. F. Fischer¹⁾ sollte das Öl zunächst möglichst hoch vorgewärmt werden. Damit wird nicht nur eine bequemere Förderung und Zerstäubung erreicht, sondern es kann hierzu eine geringwertige Wärme (Abgas, Abdampf) verwertet werden, während diese Wärmeentwicklung nachteilig beeinflusst. Der Verbrennungsvorgang zerfällt in zwei, allerdings nicht voneinander zu trennende Phasen, indem die aliphatischen Kohlenwasserstoffe (z. B. bei Steinkohlenteeröl) und ähnlich die Phenole zunächst unter Verkleinerung ihres Moleküls Seitenketten abspalten, deren Gasmoleküle kleiner sind und schnell abbrennen, wobei Benzol und daneben etwas Äthylen und Methan entstehen (zwischen 600 und 800 °). Von nun an bilden sich unter Abspaltung von Wasserstoff, der schnell verbrennt, immer größere Moleküle (Diphenyl), bis als letztes Zerfallsprodukt das Kohlenstoffskelett übrigbleibt, das bei Luftmangel oder starker Abkühlung, wie man es beim Anstellen einer Ölfeuerung beobachten kann, zum Rußen der Flamme führt. Hohe Vorwärmung des Öles und möglichst heiße Verbrennungsluft müssen daher für eine vollkommene und rußfreie Verbrennung angestrebt werden.

Verbrennung gasförmiger Brennstoffe.

Die Verbrennung eines Gases ist eine Volumenreaktion, die von der Konzentration und der räumlichen Verteilung der brennbaren Gase und des Sauerstoffes abhängt. Die mit

¹⁾ Gesammelte Abhandlungen zur Kenntnis der Kohle, Bd. 4.

wechselnden Geschwindigkeiten und nach Zurücklegung ihrer kurzen „freien Weglängen“ aufeinanderprallenden Gasmoleküle stellen mit ihrer Bewegungsenergie den Wärmeinhalt des Gases dar; die Mischung und Durchdringung zweier Gase (Diffusion) und die Wahrscheinlichkeit, daß der Zusammenstoß zweier Moleküle mit jenem gewissen Mindestmaß von Heftigkeit erfolgt, das die Auflösung des Molekularverbandes und die Reaktion zweier Komponenten möglich macht, sind somit abhängig von der Geschwindigkeit bzw. der Bewegungsenergie der Molekel, d. h. also von der Temperatur. In gleicher Weise wird die Einleitung der Reaktion, die Zündung, von der Temperatur begünstigt.

Bezüglich der Konzentration ist zu bemerken, daß das Mischungsverhältnis so gewählt sein muß, daß weder eine zu große Verdünnung, noch eine zu große Konzentrierung des Gases entsteht. Die Steigerung der Temperatur wirkt jedoch auch hier in dem Sinne, daß sie die Grenzen der Wirksamkeit (z. B. die Zündgrenzen) nach oben und unten erweitert, was man sich molekular-theoretisch leicht erklären kann. Dies ist um so wichtiger, als ja bekanntlich die Zündtemperaturen der Gase sehr hoch (400—750°) liegen, bedeutend höher als die Zündtemperaturen fester Brennstoffe. Da indessen bei der Verbrennung von Gas im Gegensatz zu den festen Brennstoffen nicht auch eine Warmeindung und eine besondere, von der Temperatur beeinflusste Brennstoffaufbereitung (wie Entgasung und Vergasung) notwendig ist, ergibt die Temperaturerhöhung durch Vorwärmung in allen Fällen eine Steigerung der Verbrennungsgeschwindigkeit, eine Kürzung der Flamme und damit eine bedeutende Konzentration der Wärmeentwicklung, die für die vollständige Verbrennung von Gasen und für die Wärmeübertragung so überaus wichtig ist. Die technische Aufgabe, die brennbaren Gase mit der Verbrennungsluft innigst zu mischen, da die Mischwirkung der Diffusion für eine wirtschaftliche Verbrennung nicht ausreichend ist, wird in den Brennerkonstruktionen entweder durch Drallwirkung (leitschaufelartige Einbauten, Drallsteine oder Mischflügel) oder durch weitgehende Unterteilung des Gas-Luftstromes angestrebt, so daß die Verbrennung mit kleinsten Luftüberschüssen (10 bis höchstens 30 %) möglich ist. Die günstige Wirkung der Luftvorwärmung wird sich, wie bei anderen Brennstoffen auch, bei den minderwertigen, armen Gasen besonders wirtschaftlich erweisen, da auch hier, wie schon bei der Ölfeuerung hervorgehoben, die Vorwärmung

und damit das Aufheizen des großen Stickstoffballastes mit geringwertiger Abwärme erfolgen kann. Die Vorwärmung wird man in diesem Falle auf Gas und Luft erstrecken, wie dies bei den meisten hüttenmännischen Feuerungen bereits üblich ist, während die Vorteile der Vorwärmung armer Gase und ihrer Verbrennungsluft in Dampfkesselfeuerungen bis heute nur spärlich ausgenützt worden sind.

III. Anwendungsmöglichkeit der Luftvorwärmung.

1. Die Luftvorwärmung bei Rostfeuerungen.

Mechanische Anforderungen.

Die Luftvorwärmung ist auf kein Feuerungssystem beschränkt, sondern grundsätzlich bei allen Feuerungsarten mit Vorteil anwendbar. Wohl aber ist die Höhe der zulässigen Lufttemperatur und die zulässige Steigerung der Feuerungstemperaturen verschieden, und zwar bei Düsenfeuerungen (Gas-, Öl- und Kohlenstaubfeuerungen) wesentlich größer als bei Rostfeuerungen. Andererseits sind bei den Feuerungen, die mit Heißluft arbeiten, gewisse, ziemlich selbstverständliche Forderungen zu erfüllen, ohne daß man von einem wesentlichen oder gar grundsätzlichen Unterschied zwischen „Kaltluft-“ und „Heißluft“-Feuerungen sprechen könnte.

Zunächst sei die Feststellung gemacht, daß die Temperaturen in den Feuerungen wie auch in den Feuerungsteilen selbst im allgemeinen schon recht hoch sind, so daß die durch Warmluft erzeugten Steigerungen doch nur relativ klein sind und keine grundsätzlich neuartigen Verhältnisse schaffen. In mechanischer Hinsicht muß besonders gefordert werden, daß auf die Wärmeausdehnung, das notwendige Spiel mechanisch bewegter Teile, genügende Abkühlflächen für Roststäbe, hinreichend schwere Konstruktionselemente (zum Schutz gegen Verziehen und Durchbiegung, wie auch zur besseren Aufnahme und Verteilung der zugeführten Wärme¹⁾) und ausreichende Kühlung und Schmierung der Lager und Reibungsflächen der bewegten Teile, die dem Feuer möglichst entzogen sein sollen, Rücksicht genommen wird. Von großem Einfluß ist dabei auch die Art, Verteilung und Regelungsmöglichkeit

¹⁾ Vgl. E. Molinder, „Zusammenhang zwischen Gewicht und Temperatur des Wanderrostes“. Arch. Wärmewirtsch. **11** (1930), 9, S. 308.

der Luftzufuhr und der Leitung des Verbrennungsprozesses in der Feuerung, die nicht auf eine Stelle konzentriert werden darf.

Besonders lehrreich sind in dieser Beziehung die Versuche von Dr. W. Deinlein¹⁾ über die Verteilung der Temperaturen in der Brennstoffschicht und in einem Rostglied, sowie der Luftgeschwindigkeit über den Rostweg. Man erkennt deutlich, daß sich, mangels einer genügenden Reguliermöglichkeit der Luft, die Verbrennung hauptsächlich auf den Abschnitt zwischen Meßstelle 20—25 konzentrierte, und daß sich die Brennzone bis auf die Brennbahn senkte, wodurch sich die mäßige Temperatur der Rostglieder von 100° C bis auf etwa 700° C steigerte, um erst zwischen Meßstelle 25 und 30 wieder langsam abzuklingen (Abb. 17). Das Material erreicht also durch das Durchlaufen dieser Zone eine sehr heftige und plötzliche Temperatursteigerung, die Kühlwirkung der Luft, selbst bei guter Roststabkonstruktion (große Abkühlfläche), kann einen solchen Wärmestoß unmöglich aufnehmen. Über Materialien für hochbeanspruchte Feuerungsteile siehe S. 143 ff.

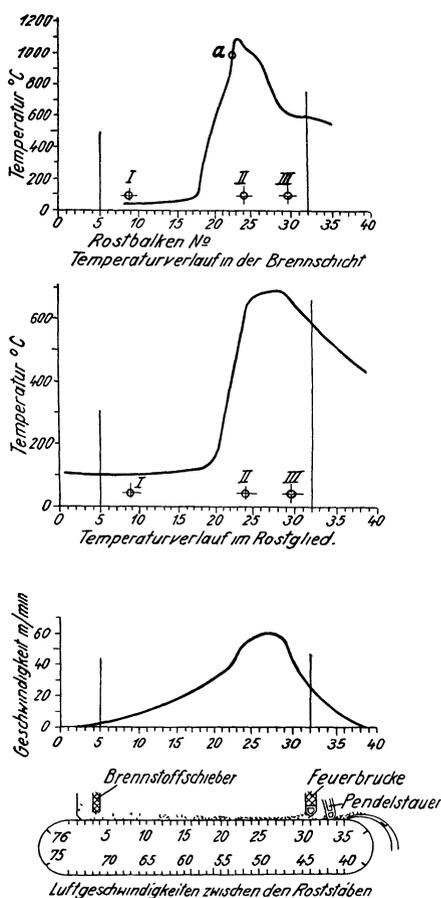


Abb. 17. Temperatur- und Luftmengenmessungen an einem Wanderrost nach Dr. W. Deinlein.

¹⁾ „Temperatur- und Luftmessungen an einem Wanderrost.“ Z. bayer. Revis.-Ver. **32** (1928), S. 4 und 5. Ähnliche Versuche sind neuerdings von Dr.-Ing. Tanner durchgeführt worden. Vergl. A. f. W. **13** (1932), 11, S. 304.

Die Bemessung der Luftzutrittsquerschnitte muß auf die Volumenvergrößerung der Luft (im Verhältnis der absoluten Temperaturen) beim Erhitzen Rücksicht nehmen, sei es, daß die Querschnitte entsprechend vergrößert oder der Luftdruck zur Überwindung der entsprechend erhöhten Widerstände erhöht wird. Besonders wichtig ist dieser Gesichtspunkt, wenn gleichzeitig mit der Steigerung der Lufttemperatur eine Leistungssteigerung der Feuerung angestrebt wird. Häufig findet man auch innerhalb des Rostes noch Drosselungen der Luft, so z. B. beim Eintritt der Luft in die Luftkästen unterhalb der Brennbahn usw., die natürlich sorgsam vermieden

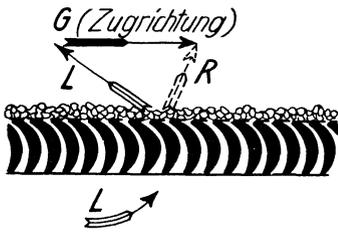


Abb. 18. Turbinenschaufelförmiger Rost nach Bergmann.

werden sollten, um sich vor einer Behinderung genügender Luftzufuhr zu schützen.

Bei einer Vergrößerung der freien Rostflächen, muß selbstverständlich darauf geachtet werden, daß dadurch keine Vergrößerung des Durchfalles eintritt, was durch geeignete Wahl der Richtung der Lufteintrittsöffnungen und Konstruktionen mit Fangvorrichtungen erzielt

werden kann. Beispiele bieten der KSG-Nyebøe-Nissen-Schuppenwanderrost, der VKW-Wanderrost nach DRP. 484 685, die Terrassenroste und ähnliche Konstruktionen, Treppenroste sowie endlich sämtliche Unterschub- und einige Vorschubroste. Bei dem turbinenschaufelförmigen und daher mit geringem Druckverlust arbeitenden Rost nach dem Vorschlage von E. Bergmann, Dresden (DRGM.), wird zur Verminderung der Flugbildung eine gegen die Gasabzugsrichtung gerichtete Lufteströmung in den Feuerraum erzielt (siehe Abb. 18).

Kühlwirkung der Verbrennungsluft.

Die Kühlwirkung strömender Warmluft ist immerhin noch eine ganz ausgezeichnete, wenn sie auch häufig noch zu sehr unterschätzt wird, während man durch Analyse der Fälle, wo diese Kühlwirkung versagt oder unzulässig weit nachgelassen haben soll, leicht feststellen kann, daß sie eben durch Behinderung der Luftströmung (Kokskuchenbildung), also durch Aufhebung der konvektiven Wärmeabfuhr der Roststäbe verursacht wurde.

Um sich den Einfluß der Warmluft auf die maximale Rosttemperatur zu vergegenwärtigen, kann man annehmen, daß die von Deinlein gemessene Höchsttemperatur der Roststäbe von 700°C (siehe S. 57) die Mitteltemperatur darstellt, die sich an dem betreffenden Flachenteilchen einstellt unter dem Einfluß der Wärmezufuhr von oben und der Wärmeabfuhr der vorbeistreichenden Verbrennungsluft. Um eine Rechengrundlage zu erhalten, wurde angenommen, daß die Wärmezufuhr proportional dem Temperaturgefälle zwischen der errechneten Verbrennungstemperatur bei dem betreffenden Luftüberschuß und der jeweiligen Lufttemperatur, und

daß andererseits das durch den gegebenen Spalt durchströmende Luftgewicht konstant sei, seine Strömungsgeschwindigkeit also entsprechend den vergrößerten spezifischen Volumina mit der Lufttemperatur wächst. Die Wärmeübergangszahl α zwischen Luft und Rost wächst dann in dem Bereich von $t_l = 0^{\circ}$ bis 400° von 20 auf $41 \text{ kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$. Die so auf

graphischem Wege ermittelten Rosthöchsttemperaturen sind in Abb. 19 eingetragen. Man erkennt, daß im Bereich von 0° bis 220° Lufttemperatur eine merkliche Beeinflussung der Temperaturverhältnisse nicht eintritt, daß erst bei 300° ein Anstieg von nur 50° eintritt, der im Notfalle noch als ertragbar angesehen werden kann. Die Rosttemperaturen haben daher keine überragende Bedeutung als begrenzen Faktoren. In dem Gebiet, in welchem von der Kohle her selbst bei den ungünstigsten Bauarten keine Schwierigkeiten auftreten, sind auch am Rost keine Störungen zu erwarten. Gegenüber der ihr entgegenfließenden Schlacke besitzt die Luft noch eine ausgezeichnete Granulierwirkung.

Feuerungen mit teilweiser Wasserkühlung des Rostes sind ebenfalls schon in der Entwicklung begriffen, nachdem man sich seit längerem mit der Kühlung der Feuerraumwandungen sowie einzelner hochbeanspruchter Feuerungsteile, wie Rostbalken, Seitenwangen, Pendelstauer und Feuerbrücken, abgefunden hat.

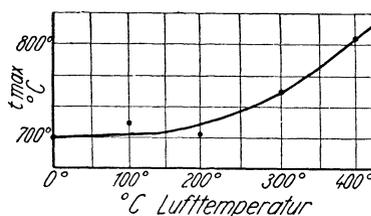


Abb. 19. Einfluß der Lufttemperatur auf die Maximaltemperatur eines Wanderrostes (Beispiel zu Abb. 17).

Das Brennstoffbett.

Für den Ablauf und die Vollständigkeit der Verbrennung ist die Natur des Brennstoffbettes von großer Bedeutung. Dabei sind seine Eigenschaften nicht nur von der Kohlen-sorten und ihrem Verhalten während der Verbrennung, sondern auch von der Schichtstärke, der Bewegung, der Vorschubgeschwindigkeit u. a. abhängig und zudem bei verschiedenen Feuerungsarten je nach der Brennstoffaufgabe, der Brennstoffbewegung, der Korngröße und der Schürwirkung verschieden. Bedingung ist bei mageren Brennstoffen, die im allgemeinen längere Brennzeiten erfordern, hohe Schicht, zweckmäßige Stückigkeit, um ein gasdurchlässiges Bett und ein Optimum an Reaktionsfläche zu erhalten, und langsame Rostbewegung. Schürwirkung ist nicht erforderlich. Bei mageren Feinkohlen liegt die Schwierigkeit in der Gefahr eines Hochwirbelns der feinen, schwer verbrennbaren Bestandteile, zu deren Ausbrand möglichst lange Brennwege (Turbulenz) und hohe Lufttemperatur (Sekundärluft) zu schaffen sind.

Bei fetten, backenden Kohlensorten besteht die Gefahr, daß die Backfähigkeit und die Verkrustung des Brennstoffbettes durch Verkoken eine gasundurchlässige Oberfläche schafft, weshalb die Seite 46 gestellten Bedingungen möglichst erfüllt werden müssen, d. h. langsame Aufwärmung des Brennstoffs, Abschwelnen des Ölbitumens und Schaffung genügender Ausbrandzeiten. Dies wird erreicht durch Beschränkung der Zündwärme, kleinere (oder gar keine) Zündgewölbe, genügende Höhe der Zünddecken, Abstrahlmöglichkeit des ganzen Rostes zur Heizfläche, Drosselung der Luftzufuhr in den vordersten Zonen des Rostes, hohe Rostgeschwindigkeit bei geringer Schichthöhe und schließlich Aufstauen der Rückstände bzw. Anordnung besonderer Rückstandsvergaser. Bei dem Einfluß der Rostgeschwindigkeit auf die Vorgänge im Brennstoffbett¹⁾ ist zu beachten, daß zwar ein Einfluß der Geschwindigkeit auf die Abstrahlung nicht auftritt, daß aber die Zustrahlung auf das Bett bei größerer Geschwindigkeit einen größeren Oberflächenanteil der Kohlenmasse trifft. Außerdem dürfte sich die Rostgeschwindigkeit — beeinflusst durch das veränderte Verhältnis von Oberfläche zu Masse — auf die im Brennstoffbett auftretende Maximaltemperatur bemerkbar machen. Stellt man sich beispielsweise die Kohlenschicht idealisiert als einen homogenen Körper

¹⁾ Vgl. Feuerungstechn. 18 (1930), 7/8, S. 171—173.

mit inneren Wärmequellen vor, deren Intensität von oben nach unten abnimmt, so erhält man einen Temperaturverlauf nach Abb. 20. Die Maximaltemperatur und die Temperatur der Oberfläche stehen dann in einem gesetzmäßigen Zusammenhang. Verringert man nun durch Verdoppelung der Geschwindigkeit die Schichtstärke auf die Hälfte, so ergibt sich ein Temperaturverlauf in der Schicht nach Abb. 21 und man erkennt, daß die Übertemperatur des Maximums über die Oberflächentemperatur ungefähr direkt proportional mit der Schichtstärke abnimmt. Bei unendlich kleiner Schichthöhe

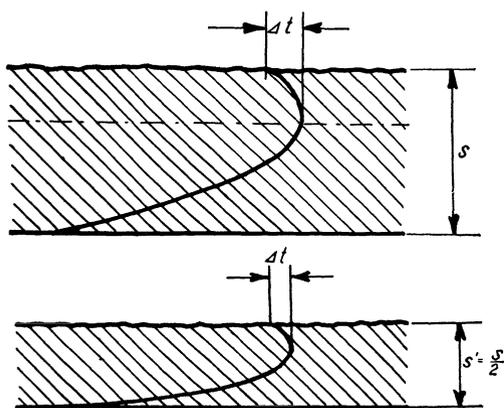


Abb. 20 u. 21. Temperaturverlauf in der Brennstoffschicht einer Wanderrostfeuerung bei gleicher Leistung und verschiedener Schichtstärke und Rostgeschwindigkeit (idealisiert).

und unendlich großer Rostgeschwindigkeit würde die Maximaltemperatur mit der Oberflächentemperatur zusammenfallen. Die Gefahr einer Verkokung und Verschlackung ist natürlich im Punkte der Maximaltemperatur am größten und wird der Schichtstärke entsprechend etwas gemildert. Es ist daher empfehlenswert, die Feuerungen mit möglichst feinstufig regelbaren Antrieben und für möglichst hohe Rost- bzw. Brennstoffgeschwindigkeiten vorzusehen — bei Wanderrosten beispielsweise bis 25—30 m/h Vorschubgeschwindigkeit — bei einer möglichst guten Regelmöglichkeit für die Schichtstärke. Die Grenze liegt in der für das gleichmäßige Bedeckthalten notwendigen Mindestschichthöhe.

Soweit die Luftdurchlässigkeit des Brennstoffbettes durch die Art der Betriebsführung nicht aufrechtzuerhalten ist, muß

zu mechanischen Hilfsmitteln eines selbsttatigen Schürens und einer Bewegung des Brennstoffbettes gegriffen werden. Zu große Luftdurchlässigkeit ist, wenn ein ortliches Leerbrennen oder eine Löcherbildung eintritt, schädlich, da eine Anfachung der entstehenden Krater lokale Überhitzung der Roste verursacht, während der CO_2 -Gehalt sinkt und an anderen Stellen Luftmangel und damit CO-Bildung eintreten kann. Einen Schutz dagegen bietet einerseits die Möglichkeit einer vollen Beherrschung der Luftzufuhr durch Zonenregulierung, andererseits die Einlegung genügend großer Vorschaltwiderstände im Rost. Bekanntlich setzt sich der Widerstand der Feuerung zusammen aus dem Widerstand im Rost selbst und dem Widerstand im Brennstoffbett. Ist dieser klein im Verhältnis zum Gesamtwiderstand, so hat eine lokale Verringerung der Brennstoffhöhe (Löcherbildung) zur Folge, daß die Luft fast ausschließlich diesen Weg geringsten Widerstandes sucht. Legt man dagegen in den Rost einen höheren Widerstand (gewissermaßen als Vorschaltwiderstand), so wird der Unterschied im Gesamtwiderstand bei guter und bei schlechter Rostbedeckung ein bedeutend geringerer, und die erwähnten Mißstände treten nicht in dem starken Maße ein. Da nun die Luft beim Eintritt in die Brennstoffschicht durch Teilnahme an der Verbrennung schnell hoch erhitzt wird, so macht sich die Einführung von Warmluft in dem Sinne bemerkbar, daß infolge des vergrößerten Luftvolumens im Rost selbst ein vergrößerter Widerstand auftritt, während die Steigerung in der Brennstoffschicht wegen der dort an sich schon vorherrschenden hohen Temperaturen relativ gering ist. Die Warmluft wirkt demnach im Sinne eines vergrößerten Vorschaltwiderstandes, was mit dazu beitragen dürfte, daß beim Warmluftbetrieb die Einhaltung eines höheren CO_2 -Gehaltes im allgemeinen leichter ist als bei Kaltluftbetrieb.

Es bestehen indessen noch wesentliche Unterschiede in der Natur des Brennstoffbettes bei verschiedenen Feuerungssystemen je nach der Art der Brennstoffzufuhr. Außer dem Vorschub des Brennstoffs (wie beim Wanderrost) kommt auch die Brennstoffaufgabe von oben (so beim Planrost und beim Überschubrost) und von unten (beim Unterschubrost) in Frage. Beim Planrost wird der Nachteil der Brennstoffaufgabe von oben, wodurch eine sehr unerwünscht schnelle Entgasung, eine periodische, starke Schwankung der Gasbildung mit der Gefahr einer periodischen CO-Bildung und die Wahrscheinlichkeit einer starken Koksbildung bedingt ist, auf-

gewogen durch eine besonders lange Aufenthaltsdauer des Brennstoffs in der Feuerung, während andererseits eine Schürung von Hand infolge der immerhin beschränkten Abmessungen leicht möglich ist. Bei Heißluftbetrieb sind die periodischen Schwankungen durch die Steigerung der Gasbildung noch ausgeprägter, und es empfiehlt sich, die Beschickung in kleinen Mengen und in kurzen Zeitabständen vorzunehmen, d. h. im Idealfall auf die kontinuierlich beschickende Wurf-Feuerung überzugehen.

Bei Unterschubfeuerungen erfolgt die Zufuhr des Brennstoffs von unten mit einer durch Stössel eingeleiteten Brennstoffbewegung schräg durch das Feuerbett. Durch das langsame Aufwärtsschieben der grünen Kohle wird zugleich eine langsame, für den Betrieb mit Heißluft sehr zweckmäßige Abgasung erzielt, wobei außerdem die Schwel- und Entgasungsprodukte durch die heiße Feuerzone gezwungen werden, was für eine restlose Verbrennung dieser Gase bürgt. Es muß nur dafür gesorgt werden, daß die Mulden des Rostes wirklich mit grüner Kohle bedeckt sind, und daß die Luft nur oberhalb der Mulde zugeführt wird, damit der Brennstoff nicht durch unten eintretende Luft vorzeitig entfacht wird. Diese Feuerungsart ist daher gerade für hohe Lufttemperaturen bei höchsten Rostleistungen geeignet.

Bei sehr nassen und aschereichen Brennstoffen hat sich eine starke Bewegung und Umwälzung des Brennstoffbettes (Rückschubfeuerungen, Martin-Rost) gut bewahrt, doch muß die Gefahr einer starken Flugbildung durch die kräftige Brennstoffbewegung durch starke Turbulenz heißer Sekundärluft ausgeglichen werden, um nicht Einbußen an Wirkungsgrad zu erleiden.

Der Feuerraum.

Die Ausbildung der Feuerräume in den mit Heißluft betriebenen Anlagen unterscheidet sich nicht von denen, die mit Kaltluft betrieben werden, vorausgesetzt, daß es sich um solche Anlagen handelt, die den heute gestellten Anforderungen entsprechen. Kurz zusammengefaßt soll der Feuerraum so ausgebildet werden, daß eine zweckmäßige Einwirkung auf den Gang der Feuerung, eine gute Mischung von Luft und Gas und eine vollständige Verbrennung stattfinden kann, so daß nur ein restlos ausgebranntes Gas in die eigentliche Kesselheizfläche eintritt. Auf die Mischung und Verbrennung kann in starkem Maße durch die Formgebung

des Feuerraums eingewirkt werden. Die Belastung des Feuerraums soll dabei in Grenzen bleiben, die nach oben durch die Forderung restlosen Ausbrandes, nach unten durch wirtschaftliche Gesichtspunkte (Kosten-, Raum- und Grundflächenbedarf) begrenzt sind, sie soll außerdem eine möglichst gleichmäßige sein, um lokale Überbeanspruchungen einerseits und unausgenutzte tote Räume andererseits zu vermeiden. Die zahlenmäßige Belastbarkeit des Feuerraums in kcal/m³h wird bei Rostfeuerungen von der Luftvorwärmung nicht eindeutig beeinflußt. Sowohl die Gasbildung (Entgasung und Vergasung) als auch die Verbrennungsreaktion wird durch die Luftvorwärmung gesteigert, so daß einerseits ein großer Anteil der Verbrennung in den Feuerraum hineinverlegt, andererseits auch die Verbrennung beschleunigt wird. So ist je nach den Umständen eine Steigerung oder eine Verringerung des Feuerraumbedarfes möglich. Zuführung heißer Sekundärluft wirkt dagegen eindeutig im Sinne einer Steigerungsmöglichkeit der Feuerraumbelastung.

Die Temperatursteigerung durch Luftvorwärmung macht eine stärkere Wärmeabfuhr vom Rost zur Heizfläche möglich (wichtig bei minderwertigen und nassen Brennstoffen) und schränkt damit den Grundflächenbedarf der Feuerungen erheblich ein; sie macht andererseits — besonders bei sehr hochwertigen Brennstoffen — eine stärkere Kühlung des Feuerbettes durch Abstrahlung notwendig und führte so zur Entwicklung des Strahlungskessels. Die Kühlung der Feuerwandungen durch Heizfläche gestattet eine starke Konzentration der Wärmeleistung auf kleinem Raum, so daß mit der Einführung der Luftvorwärmung der Anstoß zu einer starken Vorwärtentwicklung der Dampferzeugungsanlagen gegeben wurde. Den Rost auf seiner ganzen Länge der Abstrahlung aussetzen, bedeutet den Wegfall der bisher üblichen Zündgewölbe. Diese Gewölbe sind zum Zünden nicht mehr notwendig, da die Heißluft zusammen mit der Rückstrahlung der Flamme die Zündung übernimmt. Dagegen hat das Zündgewölbe noch andere Funktionen, vor allem die der Mischung der Entgasungsprodukte aus den vorderen Rostzonen mit den luftüberschußreicheren Gasen der hinteren Zonen und der damit herbeigeführten Gasverwirbelung. Durch den Wegfall der Zündgewölbe zeigt sich daher häufig der Nachteil, daß auch diese Wirbelung nicht vorhanden ist, und daß die Gase in langen Flammen laminar durch den Feuerraum aufsteigen, ohne vor dem Röhrenbündel völlig

ausgebrannt zu sein. Die Anbringung hinterer Gasführungsgewölbe und ähnlicher Einbauten, die aber weder als Zündgewölbe wirken dürfen, also genügend hoch liegen müssen, noch die Abstrahlung des Rostes behindern dürfen, schafft die Möglichkeit, die Gasmischung zu verbessern. Besser noch läßt sich diese Wirkung jedoch durch geeignete Sekundärlufteinführung erzielen.

Sekundärluft.

Sekundärlufteinführung in den Feuerraum bezweckt die Schaffung einer ausreichenden Sauerstoffkonzentration oberhalb des Brennstoffbettes, Entlastung der Luftquerschnitte des Rostes, und sie gestattet durch zweckentsprechende Wahl von Druck, Temperatur, Dusenquerschnitten, Dusenausbildung und -anordnung die Schaffung einer starken Turbulenz, einer innigen Gas-Luft-Mischung und eine Verkürzung der Flamme unter Verlängerung der wirklichen Brennrwege, d. h. eine gute Ausnutzung des gegebenen Raumes und eine Konzentration der Wärmeentwicklung. Bedingung ist dabei jedoch, daß die Einführung der Sekundärluft an den Stellen erfolgt, wo sie wirklich benötigt wird, d. h. möglichst kurz über der Brennstoffschicht und möglichst über den ganzen Feuerraum oder wenigstens doch an

drei Seiten des Feuerraums verteilt, beispielsweise an der Vorder- und den beiden Seitenwänden. Falsch und geradezu von nachteiliger Wirkung ist die Einführung von Sekundärluft in zu großer Höhe, wo sie entweder nur die Flamme verlängert, statt sie zu verkürzen, oder gar nicht mehr zur Verbrennung herangezogen werden kann. Unzweckmäßig ist ferner die Einführung großer Mengen an einer Stelle, da dann keine ausreichende Mischung möglich ist, sowie die Verwendung kalter Sekundärluft. Außerdem soll die Sekundärluftmenge nicht größer sein als unbedingt notwendig, da sie sonst den CO_2 -Gehalt in unwirtschaftlicher Weise herab-

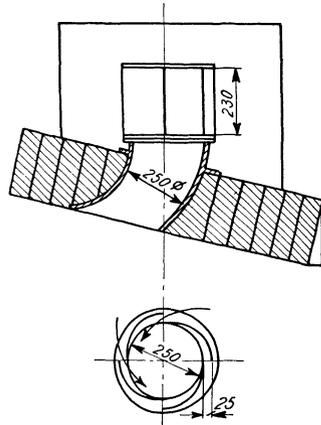


Abb. 22. Sekundärlufteinführung durch die Zünddecke (nach Lysholm).

drückt oder dem Rost zuviel Primärluft entzieht, wodurch die Rostkühlung durch die durchtretende Verbrennungsluft mangelhaft wird.

Über die Wirkung der Turbulenz einer unter Drall eingeführten Sekundärluft berichtet F. Ljungström¹⁾. Bei Versuchen mit einer olgefeuerten Turbinenlokomotive ergaben sich große Schwierigkeiten durch starke Rußbildung, wodurch nur 70 % der gewünschten Dampfleistung im Kessel zu erzielen waren. Nach der Einführung turbulenter Luftzufuhr kam man dagegen zu dem überraschenden Ergebnis eines Wirkungsgrades von 85 % bei höchster Forcierung und

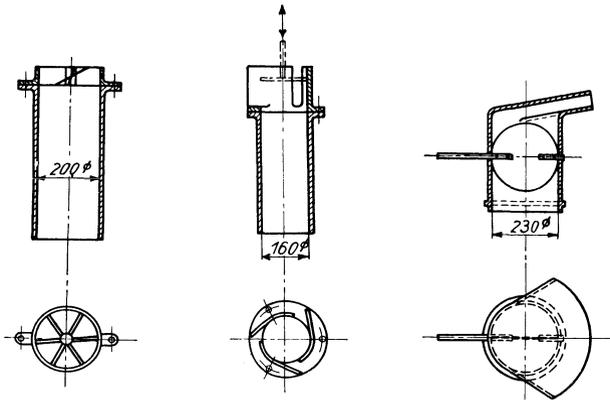


Abb. 23—25. Verschiedene Formen von Sekundärluftdüsen.

rauchfreier Verbrennung und einer Kesselbelastung von 120 kg/m²h — ein Beweis für die Wirksamkeit turbulenter Luftzufuhr. Durch turbulente Sekundärluftzuführung durch das Zündgewölbe (nach Vorschlägen von A. Lysholm) wurden, wie F. Ljungström berichtet, in der Kesselanlage der Zellulosefabrik Tofte in Norwegen die Schwierigkeiten behoben, die durch die Einföhrung der Luftvorwärmung an einem Kessel mit Kettenrost und sehr niedrigem Feuerraum (nur 1,1 m!) entstanden waren (vgl. Abb. 22). Gleichzeitig wurden bei dieser Anlage in den hinteren Rostzonen rückgeföhrte Verbrennungsgase (nach Vorschlägen von Strindlund und Lysholm) zugesetzt mit dem Gesamterfolg, daß

¹⁾ F. Ljungström, „Några synpunkter i samband med användning av förvarmt förbränningsluft vid ångpanneanläggningar“. Ing. Vetenskaps Akad. Stockholm, Medd. Nr. 60, (1926), S. 84—113.

trotz der ungünstigen Verhältnisse bei 150 kg/m²h Rostbelastung 84—87% Wirkungsgrad erzielt wurden. Die Ausbildung verschiedener Sekundärluftdüsen zeigen Abb. 23—25 nach Ausführungen der A. B. Svenska Maskinverken, Södertälje (Schweden), bei Abb. 22 wird ein Drall des Luftstromes durch tangentielle Einführung in die Düse erzeugt.

Rauchgasrückführung,

Die Rauchgasrückführung ist — gerade in Verbindung mit der Luftvorwärmung — von so außerordentlicher und bisher nicht genügend gewürdigter Bedeutung, daß es notwendig erscheint, sie genauer und zahlenmäßig zu untersuchen. Sie gestattet, durch die Kühlwirkung der rückgeführten Rauchgase eine Senkung der Verbrennungstemperatur bei gleichbleibendem Wärmehalt zu erzielen und damit die Temperaturen im Brennstoffbett und im Feuerraum in beliebiger Weise herabzusetzen, also auch über alle Schwierigkeiten durch zu hohe Temperaturen, die z. B. bei Rostfeuerungen auftreten können, hinwegzuhelfen, andererseits aber auch, jegliche Beschränkung der Heißlufttemperatur aufzuheben.

Zur Untersuchung und feuerungstechnischen Berechnung der Wirkung der Rauchgasrückführung bedient man sich vorteilhaft eines *It*-Diagramms¹⁾. Der Anteil der vom Abgasstrom abgezweigten Gasmenge an der Gesamtgasmenge sei G' oder in Prozent $x\%$, während die aus dem Brennstoff gebildete Gasmenge mit G bezeichnet sei. Ist dann noch L' die nicht in der Feuerung, sondern im Verlauf des Gasweges zutretene Falschlufmenge, so ist nach dieser Definition

$$x = \frac{G' \cdot 100}{G + G' + L'} \quad (55)$$

und die rückgeführte Gasmenge

$$G' = \frac{x}{100 - x} (G + L') \quad (56)$$

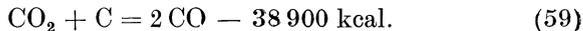
oder bei dichtem Gasweg, wenn $L' = 0$,

$$G' = \frac{x}{100 - x} \cdot G = \frac{x'}{100} \cdot G, \quad (57)$$

$$x' = \frac{x}{100 - x} \cdot 100. \quad (58)$$

¹⁾ Vgl. Gumz, „Feuerungstechnisches Rechnen“, Kap. IV, S. 58 bis 77.

x' bezieht sich also auf die jeweils durch Verbrennung erzeugte Gasmenge; ist also $x = 20\%$, so ist $x' = 25\%$ der Gasmenge G , bei $x = 40\%$ ist $x' = 66,66\%$ usf. Die Wirkung der Rauchgasrückführung ist eine zweifache: Durch die Vergrößerung der Gasmenge, also durch einfache Zumischung, wirkt sie kühlend, zweitens aber tritt die mit der Rückführungsmenge in die Brennstoffschicht eingeführte Kohlensäure mit dem Kohlenstoff in Reaktion nach der Gleichung



Es tritt also eine Kühlung durch eine chemische Bindung von Wärme über die durch Mischung erzeugte Kühlwirkung hinaus ein, und zwar in dem Maße, wie man diese Reaktion als vollständig verlaufend annehmen kann. Die Einstellung des Gleichgewichtes bzw. die Geschwindigkeit des Reaktionsverlaufes ist aber bekanntlich von der Dauer der Einwirkung, von der Temperatur, von der Schichthöhe und zum Teil von der Kohlenstoffmodifikation und der räumlichen Verteilung der reagierenden Bestandteile abhängig. Die Generatorgasgleichgewichte stellen sich im Generator bei hohen Temperaturen ziemlich, aber nie ganz vollkommen ein, in der Feuerung dagegen nicht oder doch nur sehr selten und schwer nachweisbar. Eine Feuerung mit Rauchgasrückführung bietet jedoch Verhältnisse, wie sie weder in der gewöhnlichen Feuerung noch im Generator vorkommen, da sich hier CO_2 im Überschuß vorfindet, ohne erst gebildet werden zu müssen, während andererseits, im Gegensatz zum Generator, eine niedrige Schicht und ein dauernder O_2 -Überschuß vorhanden ist. Man kann daher wohl nicht mit einer vollständigen, aber doch mit einer teilweisen, etwas unvollkommenen Einstellung des Reaktionsverlaufes nach Gl. (59) rechnen. Um nun aber, mangels genügender versuchsmäßiger Klärung dieser Frage, keine Fehlschlüsse zu ziehen, sei im folgenden mit den beiden Grenzfällen gerechnet: A. keine Reaktion nach Gl. (59), also nur Kühlwirkung durch Zumischung, und B. vollständiger Ablauf der Reaktion nach Gl. (59), also Kühlwirkung durch Mischung und Warmebindung. Der Grenzfall A stellt demnach einen rechnerisch genau bestimmbaren Mindestwert, Fall B den im Höchstfall erreichbaren Wert dar. Bei sehr hohen Luftüberschüssen und starker Rauchgasrückführung verringern sich die Temperaturen im Brennstoffbett so weit, daß mit einer Einstellung der Gasgleichgewichte kaum noch zu rechnen ist.

Die rechnerische Untersuchung der Rauchgasrückführung kann mit einem gewöhnlichen (speziellen) It -Diagramm erfolgen, wie es in Abb. 26 dargestellt ist. Im Gegensatz zum einfachen Verbrennungsvorgang wird hier nunmehr die Summe der zugeführten Wärme: Heizwert, Wärmeinhalt der Verbrennungsluft (falls $t_l \neq 0^\circ$) und Wärmeinhalt des rückgeführten Rauchgases mit der Summe der Wärmeinhalte der warmeabführenden Gasbestandteile: Wärmeinhalt der Rauchgase aus 1 kg Brennstoff einschließlich Luftüberschuß, Wärmeinhalt der rückgeführten Rauchgase zwischen der Rückführ-

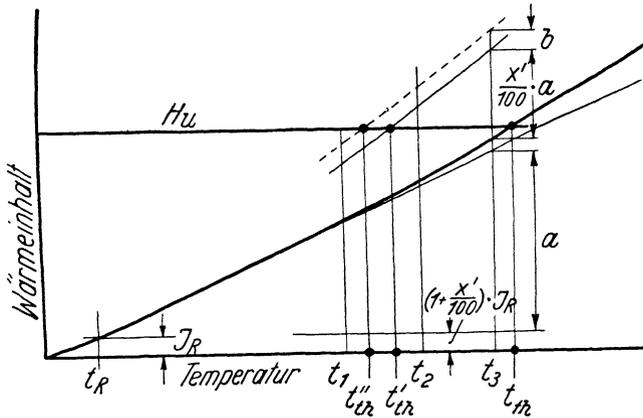


Abb. 26. Prinzip der Ermittlung des Einflusses der Rauchgasrückführung mit Hilfe eines It -Diagramms.

temperatur t_R und der jeweiligen Temperatur t und die chemisch im CO gebundene Wärmemenge graphisch über t aufgetragen und der Schnittpunkt beider Kurven ermittelt. Der letztgenannte Posten, die im CO gebundene Wärmemenge, müßte eigentlich vom Heizwert abgezogen, kann aber daher, aus Gründen der praktischen Vereinfachung, zum Rauchgaswärmeinhalt zugeschlagen werden. Um die theoretische Verbrennungstemperatur bei einer Rückführung von $x\%$ bzw. $x'\%$, bezogen auf den verbrannten Brennstoff, für den das It -Diagramm ja gilt, zu bestimmen, trägt man zunächst von der t -Achse den Wert $\left(1 + \frac{x'}{100}\right) \cdot I_R$ ab, wenn mit I_R der Anfangswärmeinhalt des Rauchgases (aus 1 kg Brennstoff) bei der

Rückführtemperatur t_R bezeichnet werden soll. Von dieser neu gebildeten Achse geht man nunmehr aus, wodurch der Wärmeinhalt des rückgeführten Gases bereits berücksichtigt ist, und greift den Wärmeinhalt zwischen dieser neu gezogenen Linie und der It -Linie ab (a), multipliziert ihn mit $x'/100$ und trägt ihn nach oben über der It -Linie ab. Dabei ist zu beachten, daß das rückgeführte Gas ja nicht dissoziiert ist, man benutzt daher die It -Linie ohne Dissoziation, trägt da-

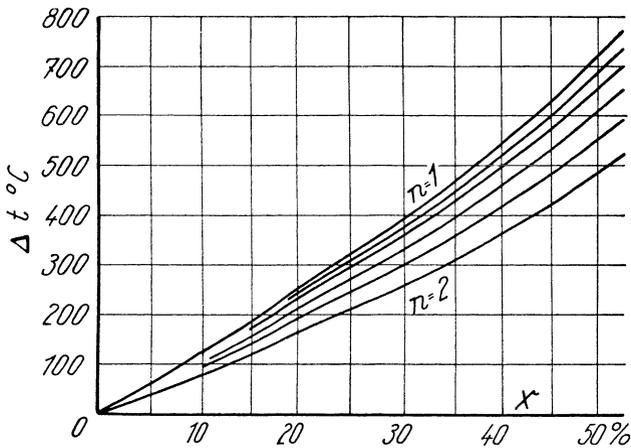


Abb. 27. Senkung der theoretischen Verbrennungstemperatur durch Rauchgasrückführung. (Unterer Grenzwert.) Zahlenbeispiel Steinkohle $H_u = 7000$ kcal/kg.

gegen den mit x' multiplizierten Wert von der den Dissoziationseinfluß einschließenden It -Linie aus nach oben ab. Die aus mindestens 2—3 Punkten gefundene Kurve gibt im Schnittpunkt mit H_u bzw. $H_u + I_l$ die gewünschte Temperatur t_{th} . Die Temperatursenkung gegenüber t_{th} (ohne Rauchgasrückführung) stellt den unteren, mindest erreichbaren Grenzwert dar. Trägt man nun noch den Wert für die chemisch gebundene Wärmemenge b darüber ab, so erhält man in dem neuen Schnittpunkt t''_{th} den oberen Grenzwert. Der Wert b ergibt sich aus Gl. (59) folgendermaßen: Der CO_2 -Gehalt des Gases ist, unabhängig vom Luftüberschuß, 1,867

$\times C$ kg je Kilogramm Brennstoff; davon werden $\frac{x'}{100} \cdot 1,867$
 $\times C$ kg zurückgeführt. 1 Mol oder 44 kg CO_2 binden nach

Gl. (59) 38900 kcal, 1 kg somit 884 kcal. Die maximal gebundene Wärmemenge beträgt demnach:

$$b = \frac{x'}{100} \cdot 1,867 \cdot C \cdot 884 \text{ kcal/kg.} \quad (60)$$

Wir nehmen als Zahlenbeispiel eine Steinkohle mit $H_u = 7000$ kcal/kg und $C = 0,74$ kg/kg Kohlenstoff an, ferner soll die Abgastemperatur, bei welcher die Rückführung stattfindet, $t_R = 150^\circ$ betragen. Dann ergeben sich als untere Grenzwerte die in Abb. 27 aufgetragenen Senkungen Δt der theoretischen Verbrennungstemperatur. Beispielsweise ergibt sich bei $n = 1$ $t_{th} = 2025^\circ$, bei 10% Rauchgasrückführung ($x' = 11,11 \dots \%$) etwa 120° weniger, also $t'_{th} = 1905^\circ$, und bei $x = 50\%$ ($x' = 100\%$) etwa 717° weniger, also $t'_{th} = 1308^\circ$. Man erkennt aus diesen Beispielen und aus Abb. 27, daß es sich also um sehr beträchtliche Temperatursenkungen han-

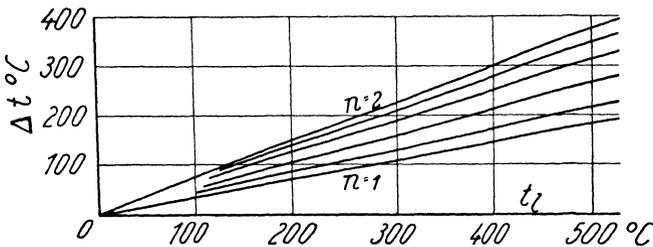


Abb. 28. Steigerung der theoretischen Verbrennungstemperatur durch Luftvorwärmung. Zahlenbeispiel Steinkohle $H_u = 7000$ kcal/kg.

delt, die da in beliebiger Weise in jedem Verbrennungsprozeß hervorgerufen werden können. Zum Vergleich sei Abb. 28 gegenübergestellt, wo die Steigerung der theoretischen Verbrennungstemperatur durch Luftvorwärmung (bis 500°) im gleichen Maßstabe aufgetragen ist. Aus diesem Vergleich geht unmittelbar hervor, welche Rauchgasrückführung im Höchsthalle notwendig ist, um die gegebenenfalls unerwünschte Temperatursteigerung durch Luftvorwärmung vollständig aufzuheben.

In Abb. 29 ist außerdem der temperatursenkende Einfluß der Rauchgasrückführung durch die Mischung (Grenzfall A) und durch Mischung und chemische Bindung (Grenzfall B) dargestellt, woraus sinnfällig die Größenordnung dieser beiden Einflüsse hervorgeht. Man erkennt auch, daß eine etwaige Vernachlässigung des etwas unsicheren Wertes b keine allzu

erhebliche Verschiebung des Ergebnisses verursacht. Die Abb. 29 gilt nur als ein Beispiel für die Luftüberschußzahl $n = 1,4$.

Als weiteres Zahlenbeispiel sei nun eine Kesselanlage herangezogen, bei welcher — trotz Rostfeuerung — mit Rücksicht auf die wirtschaftlichen Vorteile eine Lufttemperatur von 400° erzielt werden soll. Bei $n = 1,4$ ist die theoretische Verbrennungstemperatursteigerung bei dieser Lufttemperatur $\Delta t = 210^\circ$. Nach Abb. 29 würde diese Steigerung durch eine Gasrückführung von $x = 16,6\%$ im unteren und

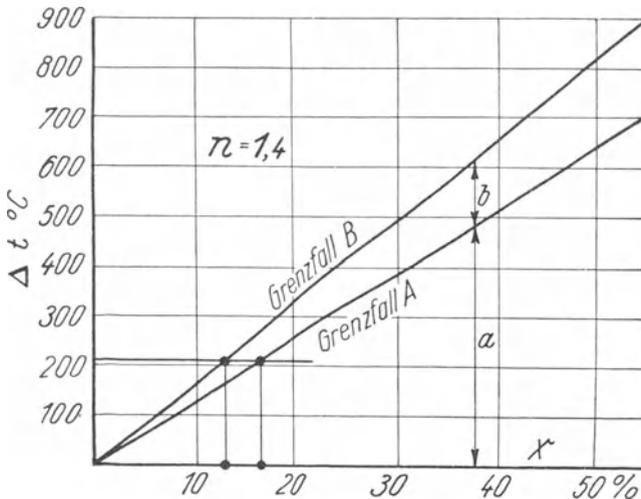


Abb. 29. Senkung der theoretischen Verbrennungstemperatur durch Rauchgasrückführung. Oberer und unterer Grenzwert. Zahlenbeispiel Steinkohle $H_u = 7000$ kcal/kg, $n = 1,4$.

$x = 12,8\%$ im oberen Grenzfall vollkommen wettgemacht. Nehmen wir daher als gut erreichbaren Wert $x = 15\%$ an, so ist $x' = 17,6\%$, das heißt durch den Kessel strömt eine um $17,6\%$ höhere Gasmenge mit der entsprechend höheren Gasgeschwindigkeit, somit ist auch die Kesselleistung um mindestens diesen Betrag größer über das bei dieser weitgehenden Luftvorwärmung schon hohe Maß hinaus. Der Luftventilator dagegen, der gleichzeitig die Gasrückführung übernimmt, fördert nunmehr ein um $18,5\%$ größeres Gasgewicht (bezogen auf das zur Verbrennung benötigte Luftgewicht); außerdem ist die Temperatur des Fördergutes von 20° auf $40,3^\circ$ gestiegen. Daraus ergibt sich eine Ventilator-

mehrleistung von 19,75% zuzüglich des voraussichtlich vergrößerten Druckbedarfes, die aber, da die Luftventilatorleistung normal höchstens 1—2% der Kesselleistung ausmachen dürfte, von der vergrößerten Kesselleistung vielfach gedeckt werden kann.

Die Weiterverfolgung des Einflusses der Rauchgasrückführung auf die wirkliche Verbrennungstemperatur, die Rost-, Flammen- und Gasstrahlung sowie auf den Wärmeübergang durch Konvektion kann in bekannter bzw. analoger Weise mit Hilfe des *It*-Diagramms geschehen¹⁾.

Die Vorteile einer solchen Betriebsweise (hohe Luftvorwärmung in Verbindung mit Rauchgasrückführung) sind, kurz zusammengefaßt, folgende: Keine Steigerung der theoretischen und wirklichen Verbrennungstemperatur trotz sehr hoher Luftvorwärmung, daher keine Gefahr einer Brennstoffbettverkokung oder Verschlackung. Verlagerung eines Teiles des Verbrennungsvorganges in den Feuerraum. Gute Kühlung des Rostes durch große durchtretende Mengen und Geschwindigkeiten, daher größte Schonung des Rostbelages. Vergrößerter Warmehalt des Rauchgases durch Mengensteigerung bei aufrechterhaltener Temperaturhöhe. Geschwindigkeitssteigerung und hoher Wärmeübergang durch Konvektion. Billige Abwärmeverwertung und tiefe Abgastemperaturen. Bequemste Regelmöglichkeit und Einstellung jeder gewünschten Temperatur im Feuerraum, unabhängig vom CO₂-Gehalt und der Lufttemperatur. Verminderung der Korrosionsgefahr im Luftvorwärmer durch Vorerwärmung der Kaltluft durch die Zumischung. Dem stehen gegenüber: Vergrößerter Kraftbedarf des Unterwindventilators, etwas vergrößerter Zugbedarf und die Notwendigkeit, Rost (Spaltbreite) und Feuerraum (groß mit Rücksicht auf mögliche Flugkoksverluste) den neuartigen Mengenverhältnissen anzupassen. Die Vorteile sind überragend, und die Möglichkeit der Rauchgasrückführung verdient ein weit größeres Interesse, als sie bisher gefunden hat.

Praktisch ist die Durchführung einer Rauchgasrückführung die denkbar einfachste und billigste Sache. Es bedarf lediglich einer Verbindung zwischen Rauchgaskanal oder -leitung und dem Ansaugstutzen des Luftventilators. Zweckmäßig versieht man diese Leitung mit einem Drosselorgan, sei es, daß man den Leitungsquerschnitt so gering hält oder

¹⁾ Vgl. Gumz, a. a. O., auch Feuerungstechnik 17 (1929), 5, S. 51—54.

eine mengenbegrenzende Stauscheibe vorsieht, oder daß man ein bewegliches Drosselorgan (Klappe oder Schieber) einbaut, welches von Hand oder automatisch gesteuert wird. Als Impulsgeber für eine derartige Regeleinrichtung kommen Gasmenge, Luftmenge oder Dampfmenge (Differenzdruckimpulse), Unterdruck oder Differenzdruck zweier Punkte des Rauchgasweges, eine Gastemperatur (hinter dem Kessel oder hinter dem Luftvorwärmer) oder die Heißlufttemperatur (Temperaturimpuls) in Frage.

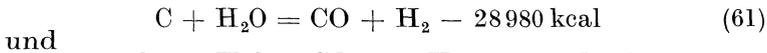
Über eine Anlage, bei welcher wohl zum erstenmal bei einer Kesselanlage die Rauchgasrückführung in großem Maßstabe angewandt wurde, hat J. Slooves genaue Versuchsberichte veröffentlicht¹⁾. Es handelt sich um eine ältere Kesselanlage in der Zentrale Vlissingen der N. V. Provinciale Zeeuwsche Electriciteits Maatschappij, die mit einem Ljungstrom-Luftvorwärmer ausgerüstet wurde, die jedoch, entgegen den theoretischen Erwartungen, nur eine Kohlenersparnis von 3,47% erzielte. Auf Vorschlag Slooves wurde daher eine Rauchgasrückführung eingerichtet, durch die, wie aus den Temperaturmessungen der Luft, des Rauchgases und des Luft-Rauchgas-Gemisches hervorgeht, bei minimaler Kesselbelastung etwa $x' = 2-3\%$, bei maximaler Belastung $x' = 12-13\%$ ungerregelt zurückgeführt wurde. Es wurden sodann zwei Versuchsreihen je eine Woche lang durchgeführt, und zwar einmal mit kalter Luft (Abgastemperatur im Mittel 238,6°) und sodann mit Luftvorwärmung (schätzungsweise 180—200°) und Rauchgasrückführung (Abgastemperatur 88°). Da ein Versuchstag für den Betrieb mit Luftvorwärmung zu günstige Werte ergab, wurde dieser weggelassen und aus den übrigen Werten die Brennstoffersparnis aus dem Kohlenverbrauch ermittelt, wonach Luftvorwärmung mit Rauchgasrückführung 16,26% Brennstoffersparnis ergaben. Diese erstaunlich hohe Zahl, verglichen mit dem ohne Rauchgasrückführung erzielten Ergebnis — 3,47% —, zeigt deutlich, daß die Rauchgasrückführung die volle Auswirkung der Luftvorwärmerleistung, darüber hinaus aber auch eine merkliche Verbesserung des Verbrennungsvorganges ermöglicht hat, da die Brennstoffersparnis nicht allein aus der Mehrabkühlung des Rauchgases zu erklären ist. Es ist damit der praktische Beweis erbracht, daß die Rauchgasrückführung die Erwartungen erfüllt, die an ihre Anwendung geknüpft werden, an-

¹⁾ J. Slooves, „De terugvoer van rookgasen“. De Ingenieur (1931), Nr. 13, Werktuig- en Scheepsbouw 6.

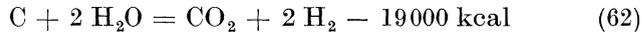
dererseits ist eine stärkere Anwendung der Rauchgasrückführung allgemein zu empfehlen, nicht nur dort, wo es gilt, entstandene Schwierigkeiten nachträglich zu beheben.

Wasser- und Wasserdampfungszusatz.

Eine ähnliche Wirkung wird durch die Einführung von Wasser und Wasserdampf in die Feuerzone durch die Wärmeaufnahme des Wassers zur Bildung des hochehitzen Dampfes erreicht. Wird Dampf unter den Rost geblasen, so wirkt außerdem die Brennstoffschicht wie ein Mischgasgenerator, der kaltgeblasen wird, d. h. der Wasserdampf tritt nach den Gleichungen:



und



mit dem Kohlenstoff in Reaktion, indem er dem Brennstoffbett Wärme entzieht und dafür die brennbaren Gase CO und H₂ liefert, die oberhalb der Brennstoffschicht abbrennen. Es scheint jedoch, daß diese Reaktionen infolge der geringeren Schichthöhe und Berührungsdauer nur sehr unvollkommen verlaufen, so daß ein großer Teil des Wasserdampfes ungenutzt bleibt und zur Verlustmehrung beiträgt. Wenn auch die Kühlwirkung des Wassers bzw. Wasserdampfes häufig sehr geschätzt (und überschätzt) wird, so dürfte doch vom wirtschaftlichen Standpunkt die Rauchgasrückführung unbedingt vorzuziehen sein, da sie billiger und wirksamer ist.

Die Einführung von Wasserdampf oberhalb des Brennstoffbettes — in ähnlicher Weise wie die Sekundärlufteinführung — bezweckt einerseits, die bekannte katalytische Wirkung des Wasserdampfes auf die Gasverbrennung, andererseits aber vor allem, die Stromungsenergie des hochgespannten Wasserdampfes zur Verwirbelung der Gase in großen Feuerräumen auszunutzen. Es kommt in diesem Fall dann weniger auf die eingeführte Menge als vielmehr auf Erzeugung möglichst scharfer Strahlen großer Reichweite an. Es empfiehlt sich, bei jeder Zumischung von Wasser zum Brennstoff und jeder Einführung von Dampf in die Verbrennungsluft oder die Rauchgase die dadurch entstehende Beeinflussung des Taupunktes der Abgase zu beachten und rechnerisch nachzuprüfen.

Zulässige Lufttemperaturen.

Generelle Höchstgrenzen für die zulässige Lufttemperatur lassen sich nur schwer angeben, um so weniger, als man bis-

her an ausgeführten Anlagen nur sehr vorsichtig und zögernd vorgegangen ist und es mit Rücksicht auf die Betriebseinrichtungen und die Betriebssicherheit der Anlagen vermieden hat, praktische Versuche in dieser Richtung anzustellen. Außerdem ist diese Frage nicht so sehr ein technisches als vielmehr ein wirtschaftliches Problem insofern, als höhere Lufttemperaturen zwar größere Brennstoffersparnisse bringen, denen jedoch von gewissen Temperaturen an wachsende Unterhaltungskosten gegenüberstehen, die sich nur durch Betriebsversuche über längere, ja sogar jahrelange Betriebsperioden ermitteln ließen. Die zulässigen Lufttemperaturen sind abhängig vom Brennstoff, dessen Wasser- und Aschengehalt, dessen Backvermögen und Verkokungseigenschaften, der Asche und deren Schmelzverhalten, von der Feuerungseinrichtung, der Form, Größe und Höhe des Zundgewolbes, der Formgebung des Feuerraums, der Art und Regulierbarkeit der Luftzufuhr, der Lage der Brennbahn (Feuerzone) zur Rostbahn u. a. m. Diese Unzahl von Faktoren verbietet die Angabe zahlenmäßig eindeutiger Grenzen; dennoch soll versucht werden, für die einzelnen Systeme von Rostfeuerungen ungefähre Werte auf Grund der Überlegung und der praktischen Erfahrung an ausgeführten Anlagen anzugeben, wie vor allem auch daran erinnert sei, daß es wünschenswert ist, so nahe wie möglich an die Höchstgrenzen heranzukommen, um die Vorteile der Luftvorwärmung voll auszunützen und die Mindestlufttemperaturen nicht zu unterschreiten (s. S. 50/51).

Bei Planrosten mit Handfeuerung oder mit mechanischer Wurfbeschickung sind besondere Rücksichten auf mechanisches Arbeiten nicht notwendig. Durch die Brennstoffaufgabe von oben und die Abbrandbewegung von oben nach unten ist der Rost teilweise durch ausgebrannte Schlacke bedeckt und dadurch gut geschützt; ferner ist ein Eingriff von Hand leicht möglich, und der Bildung großer und luftundurchlässiger Koks- oder Schlacken Kuchen kann dadurch in gewissem Maße vorgebeugt werden. Die mit Erfolg zugelassenen Lufttemperaturen liegen daher ziemlich hoch, etwa in den Grenzen von 230 bis über 300° C. In einer Anlage (Star Paper Mill, Feniscowles, England) wurde an einer Flammrohrkesselanlage mit handgefeuerten Planrost mit einer Lufttemperatur von sogar 346° C gearbeitet. Die Brennstoffersparnisse sind bei diesen Feuerungen entsprechend hoch (18—25%), um so mehr, als die bei Kaltluftbetrieb

erzielten Wirkungsgrade, besonders die Feuerungswirkungsgrade, im allgemeinen sehr niedrig sind. Um den Eingriff in den Gang der Feuerung und die Brennstoffaufgabe ohne Belästigung durch austretende Heißluft zu ermöglichen,

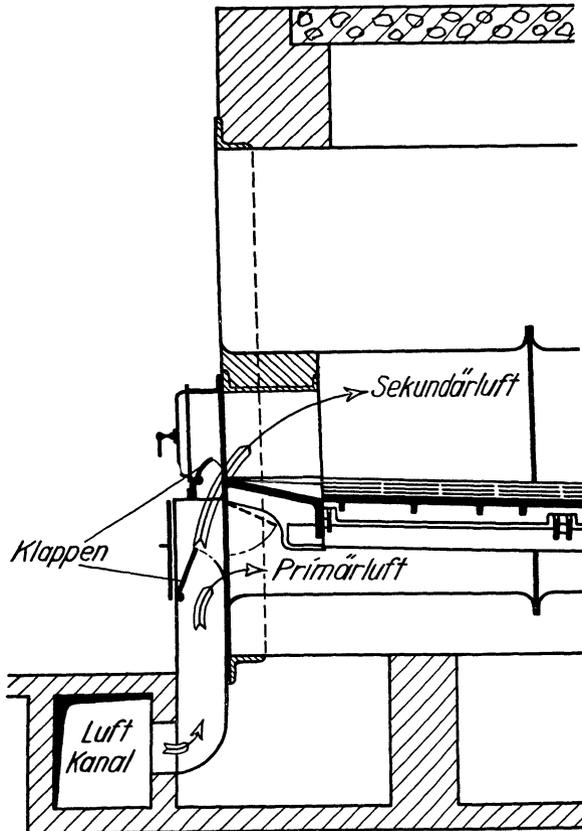


Abb. 30. Abschließbare Sekundärluftzuführung für einen Flammrohrkessel (A. B. Svenska Maskinverken, Södertälje).

werden verschiedentlich besondere Abschlußorgane für die Heißluftzufuhr vorgesehen (s. Abb. 30), gegebenenfalls mit einer direkten Verbindung mit der Feuerur derart, daß beim Öffnen die Luftzufuhr automatisch geschlossen wird. Dies hat auch den Vorteil, übermäßigen Luftzutritt während der Beschickungsperiode zu verhindern.

Für Wanderroste wird von der Mehrzahl der Rostlieferanten eine Grenztemperatur von 200° C angegeben, und man kann feststellen, daß Anlagen mit Temperaturen bis zu 200° nirgends Schwierigkeiten bereitet haben, abgesehen von solchen Anlagen, die nachtraglich eingebaut wurden, bei denen sich jedoch die aufgetretenen Schwierigkeiten hinterher beseitigen ließen (vgl. S. 166). Ohne Zweifel lassen sich auch noch höhere Lufttemperaturen verwenden, etwa solche von 230—250° C, besonders wenn günstige Brennstoff- und Feuerraumverhältnisse vorliegen; leider aber fehlt es bisher noch an Versuchen, die Höchstgrenze im Betrieb festzustellen.

Bei Unterschubrosten ist durch den Schutz des Rostes durch grüne Kohle sowie durch die langsame Aufwärmung des Brennstoffs die Zulässigkeit höherer Temperaturen zu erwarten. Die Ansichten und Angaben einzelner Herstellerfirmen gehen jedoch etwas auseinander, womit jedoch wohl weniger Gradunterschiede der technischen Möglichkeiten, als

Zahlentafel 4.
Lufttemperaturen in amerikanischen Kraftwerken mit Unterschubfeuerung.

Anlage	Rostsystem	Lufttemperatur ° C
Tennessee El. Power Co. Hales Bar Station, Chattanooga	Riley	100—150
The Norton Co., Worcester, Mass.	„	182—193
Hillsborough Mills, Wilton, N. H.	„	254—270
Harnischfeger Corp., Milwaukee, Wis.	„	136—150
The Viscose Co., Parkersburg, W. Va.	„	140—200
Public Service Electric Cp., Newark, N. J., Kearny Station	„	174—188 232
Penn Central Light and Power Co., Saxton Plant, Saxton, Pa.	Taylor	77—100
Riverside Power Manufacturing Co., Iowana Station, Iowana, Iowa	„	37—123
Consumer's Power Co., Saginaw River Sta- tion, Zilwaukee, Mich.	„	67— 80
desgl. (Erweiterung)	„	177
Philadelphia Electric Co., Chester Station Chester, Pa.	„	136—172
Virginia El. and Power Co., Norfolk, Va. Philadelphia Electric Co., Richmond Station Philadelphia, Pa.	„	315
desgl. (Erweiterung)	„	127—165
desgl.	„	300—350
Chesapeake Corp., West Point, Va.	Westinghouse	134—166 260

vielmehr solche kaufmännischer Vorsicht zum Ausdruck kommen. Zahlentafel 4 gibt eine Übersicht über einige amerikanische Anlagen.

Darin kommt zum Ausdruck, wie langsam man sich anfangs mit den Lufttemperaturen hoctastete, um schließlich auf einer Höhe von 230—300° C stehenzubleiben. Der einmal unternommene Versuch, bis auf 350° und darüber zu gehen, scheint sich, soweit Nachrichten darüber vorliegen, vom wirtschaftlichen Standpunkt nicht rechtfertigen zu lassen, dagegen zeigt sich in einer europäischen Anlage (Kraftwerk West der Berliner Städtischen Elektrizitätswerke AG.) keine Zunahme der Schwierigkeiten auch bei Temperaturen von 250 bis über 270° C. Es ist beabsichtigt, in dieser Anlage bis auf 300° C zu gehen.

Bei Vorschubrosten, Treppenrosten und ähnlichen werden ebenfalls Temperaturgrenzen von 200—250° C genannt, jedoch dürften bei nassen Brennstoffen, je nach dem Ascheverhalten, und bei größeren Strahlflächen auch höhere Temperaturen in Frage kommen. Bei Rohbraunkohlenfeuerungen herrschen immer noch Konstruktionen vor, die ganz auf Kaltluftbetrieb zugeschnitten sind, d. h. Vorfeuerungen, in denen unter Aufwand großer Mauerwerksmassen jede direkte Abstrahlung vom Rost zur Heizfläche vermieden wird. Durch Heißluftbetrieb läßt sich ein großer Teil des Bedarfs an hochfeuerfestem Mauerwerk sowie an Grundfläche einsparen, wobei Temperaturen bis 250° sicherlich zulässig sind. Eine Schwierigkeit liegt bei Treppenrosten, die ein Stochern von Hand von unten her notwendig machen. Es sind Vorschläge gemacht worden, den Drucknullpunkt in den Heißluftkanal zurückzuverlegen, d. h. der Luftventilator soll nur die Widerstände des Luftvorwärmers und eines Teils der Luftkanäle überwinden, während der Zug (Schornstein oder Saugzug) die Luft durch die Feuerung hindurch ansaugt, wodurch es möglich sein soll, mit dem Stochgerät an die Feuerung zu gelangen, ohne durch ausgeblasene Heißluft behindert zu werden. Die Vereinigten Ekonomiserwerke in Freital i. Sa. schlagen die Verwendung ausschwenkbarer Luftzufuhrkanäle vor, um so den Zugang zu ermöglichen (DRP. 488 291, Kl. 24a 15).

Rostverschleiß.

Eine Erhöhung des Rostverschleißes, insbesondere der Roststäbe, Düsenplatten u. dgl. ist bei Anwendung hoher

Luftvorwärmung möglich, und zwar durch Erhöhung der mittleren wie auch der Maximaltemperatur des Roststabmaterials, durch stärkere Verzunderung und Störungen im Brennstoffbett, die rückwirkend die Rostkühlung verhindern, u. a. also durch Faktoren, die teils vom Brennstoff, teils von der Feuerungskonstruktion und der Betriebsführung her rühren. Eine klare Feststellung, welchen Einfluß die Lufttemperatur ausübt, ist bisher leider noch nicht gemacht worden bzw. nicht in die Öffentlichkeit gedrungen, dagegen

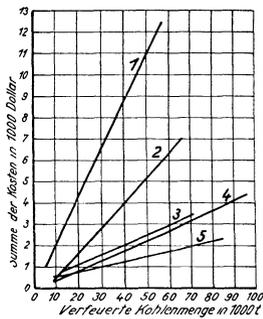


Abb. 31. Stoker-Unterhaltungskosten der Philadelphia Electric Company.

Kurve	Anlage	Kessel Nr.	Heißlufttemperatur °C	Mittlere Rostbelastung $\text{kg/m}^2\text{h}$
1	Chester Station	8	200—316	146,5
2	"	7	200—277	146,5
3	Delaware	—	—	97,6
4	Chester	3	127—154	146,5
5	Richmond	—	127—171	151,4

ist wiederholt und von verschiedenen Seiten konstatiert worden, daß eine mäßige Luftvorwärmung, worunter eine solche von 150—200 °C zu verstehen ist, keine Erhöhung des Verschleißes verursacht. Dies dürfte insbesondere bei allen Anlagen zutreffen, wo Schwierigkeiten oder Störungen in der Porosität des Brennstoffbettes vermieden werden, wo also eine Kühlung des Rostes durch die durchtretende Verbrennungsluft gewährleistet ist.

Zahlenmäßige Angaben über die Unterhaltungskosten gibt die Philadelphia Electric Company über die mit Unterschubfeuerungen

ausgerüsteten Kraftwerke Richmond, Chester und Delaware bekannt¹⁾. Im Kraftwerk Delaware mit 24 Kesseln ohne Luftvorwärmer betragen die gesamten Unterhaltungskosten der Feuerungen 13,5 cts/t verfeuerte Kohle (62,41 Rpf./t), im Kraftwerk Chester (Kessel 1—6 130°, Kessel 7 238°, Kessel 8 266° C Lufttemperatur, Kessel 9—16 keine Luftvorwärmung) 16,9 cts/t verfeuerte Kohle (78,13 Rpf./t) und in dem moderneren Kraftwerk Richmond (12 Kessel 152° Lufttemperatur) nur 3,9 cts/t verfeuerte Kohle (18,03 Rpf./t). In Abb. 31 sind die Unterhaltungskosten für

¹⁾ N. E. L. A. Publication Nr. 068 Prime Movers Committee S. 6/7.

die inneren Teile der Feuerungen in Abhängigkeit von der verfeuerten Kohlenmenge dargestellt. Dort weist tatsächlich Kessel 8 des Werkes Chester mit der höchsten Luftvorwärmung auch die höchsten Unterhaltungskosten auf, dagegen aber liegt Richmond mit 152°C noch beträchtlich unter dem älteren Werk Delaware ohne Luftvorwärmung. Die Kurven geben somit kein eindeutiges und objektives Bild, da moderne und ältere Feuerungen verglichen werden, eine Gegenüberstellung, die sehr zugunsten der ersteren ausfällt. Es zeigt sich jedenfalls auch hier, daß mäßige Luftvorwärmung bei geeigneter Rost- und Feuerungskonstruktion keine Erhöhung der Unterhaltungskosten bedingt, und daß die Steigerung der Lufttemperatur wirtschaftliche Grenzen findet, die indessen nicht eindeutig festliegen.

Verhalten der Luftvorwärmer.

Eine Eigentümlichkeit der Rostfeuerungen ist ihre mehr oder minder starke Rauchbildung. Die Rauchfahne dieser Feuerungen besteht nur zum geringeren Teil aus Staub und mitgerissenen unverbrannten Brennstoffteilchen, denn diese sind verhältnismäßig grob und scheiden sich schon in den Kesselzügen aus; vorherrschend ist Ruß bis zur feinsten Verteilung, Teernebel usw., also Stoffe, deren klebrige Konsistenz ihnen die Neigung zur Verschmutzung der Heizflächen verleiht. Besonders die kaltesten Flächen des Kesselaggregates werden hiervon betroffen, und die verhältnismäßig engen Rauchgaskanäle der Luftvorwärmer erfahren dadurch eine auf die Zugverluste stark einwirkende Querschnittsverengung. Erfahrungsgemäß macht sich diese Verschmutzung anfangs gar nicht bemerkbar, nimmt dann langsam zu, um nach längerer Betriebszeit eine plötzliche Beschleunigung zu erfahren, die mitunter eine Betriebspause zur gründlichen Reinigung notwendig macht. Zur Verhinderung der Verschmutzung ist die Verwendung von Rußblasern zu empfehlen. Bei sehr großen Bauhöhen ist eine Unterteilung mit dazwischenliegenden Bläsern zweckmäßig. Bei kleineren Anlagen ist eine Reinigung von Hand (Ausputzen bei Röhrenvorwärmern) oder Auswaschen mit heißem Wasser möglich. Die Verschmutzung pflegt an den Stellen niedrigster Blechtemperaturen am stärksten aufzutreten, sie wird besonders verstärkt, wenn der Kessel mit geringer Belastung oder gedämpftem Feuer arbeitet, wobei die Gastemperaturen besonders niedrig sind und die Gasverteilung über den ganzen

Querschnitt besonders schlecht ist¹⁾. Auf die durch Kondensation (Taubildung) verursachte Heizflächenverschmutzung bei der Verfeuerung nasser Brennstoffe sei hier nur kurz hingewiesen (vgl. Kap. VII, S. 264).

Zur Kontrolle der Heizflächenreinheit ist die laufende Feststellung des Zugverlustes durch Differenzzugmesser empfehlenswert. Hierzu müssen als Vergleichsbasis die Zugverluste bei verschiedenen Kesselbelastungen, CO₂-Gehalten und Abgastemperaturen bei reiner Heizfläche ermittelt und zweckmäßig in Kurvenform festgelegt werden. Die erzielten Lufttemperaturen können nicht bei allen Luftvorwärmersystemen, so zum Beispiel nicht bei Regenerativluftvorwärmern, als Kriterium der Heizflächenreinheit verwendet werden.

2. Die Luftvorwärmung bei Halbgas-, Holz- und Schwebef Feuerungen.

Halbgasfeuerungen.

Halbgas- und verwandte Feuerungen sind durch die Trennung des Verbrennungsablaufes in einen Vorgang der Brennstoffvergasung unter teilweiser Verbrennung und den Vorgang des endgültigen Ausbrands der gasförmigen Brennstoffbestandteile gekennzeichnet. Der Verbrennungsvorgang ist, abgesehen von der versuchten räumlichen Trennung bzw. Auseinanderziehung der Verbrennung, ein ganz ähnlicher wie auf Rostfeuerungen mit Sekundärluftzugabe. Die Luftvorwärmung übernimmt daher ähnliche Funktionen wie dort, d. h. sie fordert den Ablauf der chemischen und physikalischen Reaktionen der Verbrennung, trägt zu einer vollständigeren und lebhafteren Entgasung, Vergasung und Gasausbeute bei, sie unterstützt daher die Vorgänge, die man bei Halbgasfeuerungen herbeizuführen wünscht, und trägt zu einem vollständigeren Ausbrand bei. Die Verbrennung des im Halbgasofen erzeugten Gases kann je nach der Natur der Feuerung und ihrem Verwendungszweck mit wesentlich höherer Lufttemperatur betrieben werden, in ähnlicher Weise, wie dies bei Sekundärluft möglich ist. Als besonders wichtiges Moment ist bei Halbgasfeuerungen die Tatsache anzusprechen, daß zur Schaffung eines verbrennungsreifen, gasförmigen Brennstoffs auf dem Rost ein Teil des Brennstoffs verbrannt werden

¹⁾ Vgl. N. E. L. A. Publication Nr. 068, Bericht des Prime Movers Committee „Stoker Equipment and furnaces“, Juni 1930. Ferner *Warme* 54 (1931), 8, S. 142.

muß, um den Vergasungsvorgang aufrechtzuerhalten, zu dem eine gewisse Mindesttemperatur notwendig ist. Wird nun diese Vorverbrennung mit Heißluft vorgenommen, so kann diese Mindesttemperatur durch Verbrennung eines kleineren Brennstoffanteils erzielt werden, während ein größerer Teil des Brennstoffs in Gasform umgesetzt wird. Die Verbrennung eines Gases ist jedoch bei zweckmäßiger Gas-Luft-Mischung bekanntlich mit ganz wesentlich geringerem Luftüberschuß möglich, als die Verbrennung fester Brennstoffe; der CO_2 -Gehalt am Ende des gesamten Verbrennungsvorganges ist daher um so höher, je geringer der für die Primärverbrennung benötigte Brennstoff, je höher die Lufttemperatur ist. Bei Halbgasfeuerungen an Ofenanlagen kommt hinzu, daß auch die Verbrennungstemperatur entsprechend hoch liegt. Diese in zweifacher Hinsicht vorteilhafte Einwirkung der Lufttemperatur macht sich besonders bei minderwertigen Brennstoffen, wie zum Beispiel nassen Holzabfällen, die vorwiegend in Halbgasfeuerungen verbrannt werden, geltend.

Holzfeuerungen.

Die Verfeuerung von nassen Holzabfällen, wie sie in Papierfabriken, Sägemühlen u. dgl. als Abfallprodukt anfallen, die wegen des hohen Feuchtigkeitsgehaltes und der hohen Transportkosten bezogen auf die nutzbare Kilokalorie nur am Entstehungsort verfeuert werden können, hat an-

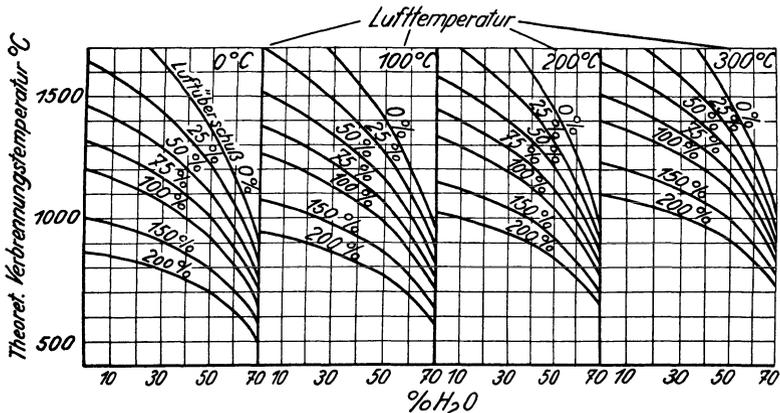


Abb. 32. Theoretische Verbrennungstemperatur von Holz in Abhängigkeit vom Feuchtigkeitsgehalt, vom Luftüberschuß und von der Lufttemperatur. (Nach M. T. Lindhagen.)

fanglich — besonders bei der Verfeuerung mit kalter Luft — große Schwierigkeiten bereitet. Die theoretischen Verbrennungstemperaturen des Holzes (vgl. Abb. 32) sind selbst bei niedrigen Luftüberschüssen noch ziemlich niedrig, so daß die Temperatursteigerung durch die Luftvorwärmung nur erwünscht ist. Eine Begrenzung der Luft- und Feuerraumtemperaturen wie bei hochwertigen Brennstoffen ist nicht

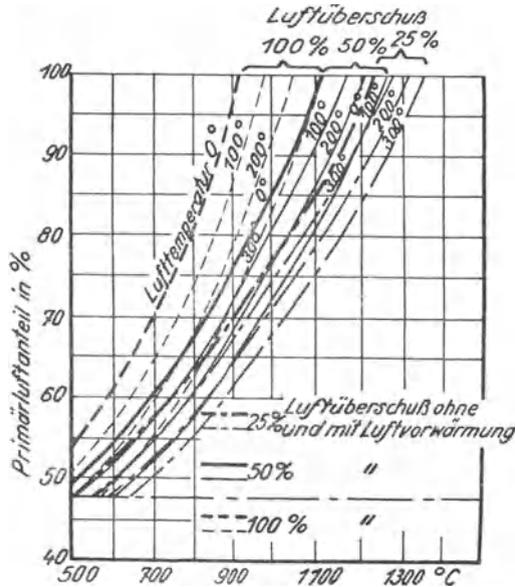


Abb. 33. Theoretische Verbrennungstemperatur in der Halbgasfeuerung bei verschiedener Primärluftmenge, Lufttemperatur und Luftüberschuß bei Holz mit 50% Feuchtigkeit. (Nach M. T. Lindhagen.)

notwendig. Nach Lindhagen¹⁾ ist in der Halbgasfeuerung eine Temperatur von mindestens 900° notwendig zur Aufrechterhaltung einer kontinuierlichen Vergasung, und bei Verfeuerung eines Holzabfalles mit 50% Wassergehalt muß bei Verbrennung mit kalter Luft 100% des Brennstoffes primär verbrannt werden, um diese Temperatur zu erreichen, wie aus Abb. 33 hervorgeht. Die Feuerung wirkt daher nicht als Halbgas-, sondern nur als Vorfeuerung mit allen Nachteilen

¹⁾ M. T. Lindhagen, „Luftförvarmning vid förbränning av mindervärdiga bränslen“. Ing. Vetensk. akad. Stockholm, Medd. Nr. 25.

einer solchen Betriebsweise. Die Zuführung von Sekundärluft wirkt in einem solchen Falle nur rauchgasverdünnend und ist feuerungstechnisch und wirtschaftlich falsch. Bei einer Lufttemperatur von 225°C dagegen brauchen nur noch 65% des Brennstoffes primär verbrannt zu werden, um die Verbrennung und Vergasung bei 900° aufrechtzuerhalten, während 35% mit Sekundärluft in Gasform verbrannt werden können. Die Folge ist ein besserer CO_2 -Gehalt und eine höhere

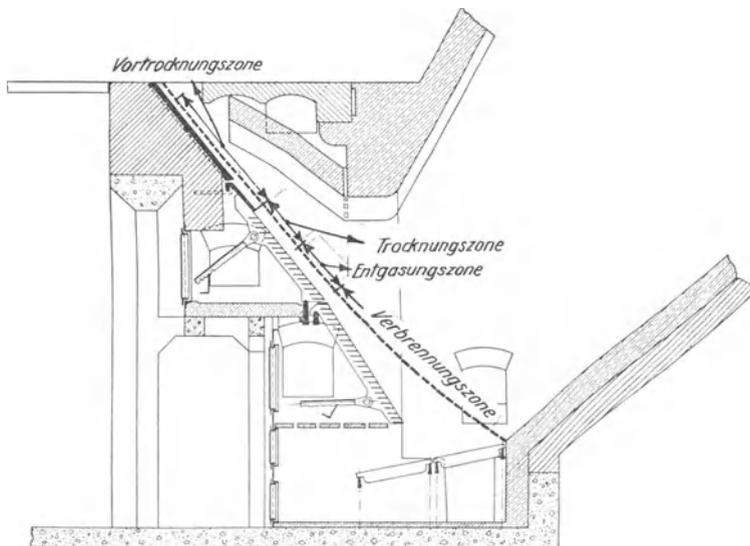


Abb. 34. Treppenrost-Holzfeuerung. (Nach Lindhagen.)

Anfangstemperatur, somit eine Steigerung der Leistung und des Wirkungsgrades der anschließenden Kesselanlage.

Die Zweckmäßigkeit der Halbgasfeuerungen für die Holzverfeuerung ist umstritten. Zu der Schwierigkeit, eine gleichmäßige Schicht aufrechtzuerhalten und sperrige Holzstücke zu behandeln, gesellen sich die großen Unannehmlichkeiten, die besonders beim Anfahren erkalteter Feuerungen auftreten können. Hier setzt eine lebhafte Gasbildung ein, während einerseits die kalten und verhältnismäßig großen Steinmassen eine Wiederabkühlung des gebildeten Gases herbeiführen können und andererseits ja bekanntlich die Gaszündung wegen der hohen Zündtemperatur sehr schwer ist. Laßt sich dies bei reinen Gasfeuerungen noch verhältnismäßig leicht

überbrücken, so ist doch die Gas-Luft-Mischung in einer Halbgasfeuerung keineswegs so ideal wie in einem Gasbrenner, und es entsteht die Gefahr, daß große Massen unverbrannter Gase abströmen und verpuffen oder an späterer Stelle zur Entzündung kommen können, wo durch Initialzündler (mitgerissene brennende Holzteilchen), chemotaktische und katalytische Einflüsse und reichliche Sauerstoffkonzentration (Falschlufzufuhr) günstige Verbrennungsbedingungen geschaffen werden. Auf diese Weise kommen Nachverbrennungen zustande, die für den Bestand der Luftvorwärmer durch plötzliche Wärmezufuhr und stichflammenartige Wirkungen höchst gefährlich werden können. Diesen Mängeln zu begegnen, ist man verschiedentlich dazu übergegangen, Vortrocknung, Entgasung, Vergasung und Verbrennung räumlich zusammenzufassen unter Anwendung von Schrägrost¹⁾, wie zum Beispiel der in Abb. 34 dargestellte Treppenrost nach Lindhagen, der sich für die Anwendung hoher Lufttemperaturen geeignet erwiesen hat.

Zusatzbrennstoffe oder Luftvorwärmung?

Die Tatsache, daß die Aufrechterhaltung der notwendigen Verbrennungstemperaturen mit steigendem Feuchtigkeitsgehalt des Brennstoffs nicht mehr möglich ist, zeigen auch die Versuche Ramzins²⁾, der Versuche, feuchtes Sägemehl im Schwebestand zu verbrennen, angestellt hat, wobei sich die Notwendigkeit eines Zusatzes hochwertigerer Brennstoffe (Masut) ergab. Der Anteil war folgender:

Feuchtigkeit des Sägemehls	40	50	60	65 %
Warmemäßiger Anteil des Sägemehls .	100	75	55	35 %
Warmemäßiger Anteil des Zusatzbrennstoffes (Masut)	0	25	45	65 %

An Stelle des Zusatzbrennstoffes hätte auch eine mit wachsendem Feuchtigkeitsgehalt steigende Luftvorwärmung zur Deckung des Wärmedefizits in der Bilanz der Feuerung herangezogen werden können, die in gleichem Maße zu dem gewünschten Erfolg geführt hätte.

¹⁾ V. W. Granberg, „Hochleistungskessel für Befuerung mit Holzsağereiabfällen“. Arch. Warmew. 9 (1928), 3, S. 69—74; K. Stromberg, „Wood burning furnaces for industrial boilers“. II. Weltkraftkonferenz Berlin Bd. VII, Sekt. 11, Bericht 339; M. T. Lindhagen, „Forbranning och gasgenerering inom cellulosaindustrien“. Ing. Vetensk. Akad. Stockholm, Medd. Nr. 46.

²⁾ Prof. L. K. Ramzin, „Combustion of fuel fines in state of suspension“. II. Weltkraftkonferenz Berlin Bd. VII, Sekt. 11, Bericht 296.

Müllverbrennung.

Ähnlich liegen ja die Verhältnisse bei allen feuchten Brennstoffen, und es sei an dieser Stelle nur kurz auf das schwierige Problem der Müllverbrennung hingewiesen. Während einige Anlagen hohe Lufttemperaturen (200—300°) zur Unterhaltung der Verbrennung heranziehen, wird in anderen, die nur mit kalter Verbrennungsluft arbeiten, die Beimischung hochwertiger Brennstoffs oder eine Zusatzflamme (Kohlenstaub) notwendig, die den Prozeß naturgemäß wesentlich verteuert. Der Vorteil, den zusätzlichen Wärmebedarf in erster Linie durch billige Abwärme zu decken, ist gerade in solchen Anlagen besonders deutlich und für ihre Wirtschaftlichkeit ausschlaggebend.

Es kommt hinzu, daß in diesem Falle der Heizwert und der Wassergehalt besonders schwankend sind, und daß für das Herbeischaffen der notwendigen Trocknungs- und Zündwärme auch in den ungünstigsten Fällen gesorgt sein muß. Dabei ist die Wärme, die, wie im Falle hochvorgewärmter Verbrennungsluft, mit dem Brennstoff in innigste Berührung kommt, viel wertvoller als Wärme, die durch die Strahlung eines Zündgewölbes, einer Zusatzflamme oder lokaler Nester hochwertiger Brennstoffs nur einen Teil, etwa die Oberfläche des Bettes trifft.

Wird bei der Müllverbrennung auf Dampferzeugung Wert gelegt, so verdienen Abgasluftvorwärmer unbedingt den Vorzug vor den Systemen, die die Luft entweder innerhalb des Rostes oder innerhalb des Verbrennungs- bzw. Nachverbrennungsraumes (wie zum Beispiel beim Schachtofen System Uhde) vorwärmen. Da der Wert der Luftvorwärmung bei dem feuchten, heizwertarmen und in seiner Zusammensetzung stark schwankenden Brennstoff für die Vortrocknung, Zündung und Verbrennung sowie für die Leistungssteigerung der Roste und der Kesselanlagen von besonderem Wert ist, wird von verschiedenen Seiten eine Abgasluftvorwärmung auf mindestens 200—300° empfohlen¹⁾.

Bagasse.

Die Wirkungsgrad- und Leistungssteigerungen der Kesselanlagen durch Luftvorwärmer ist bei Abfallbrennstoffen insofern von ganz außerordentlicher Bedeutung, als die Luftvorwärmung nicht nur eine nutzbringende Verwertung des

¹⁾ Vgl. Dr.-Ing. C. Popp, „Die festen städtischen Abfallstoffe“, S. 119—121, München und Berlin, R. Oldenbourg.

Abfalles ermöglicht, sondern mitunter einen Teil, in manchen Fällen sogar den gesamten Zusatz hochwertiger Brennstoffe ersetzen kann. So ist die Einführung der Luftvorwärmung in den Kesselanlagen der Holz-, Zellulose- und Papierindustrie zu erwähnen, die einen Teil des Dampfbedarfs durch Holzabfallverfeuerung decken kann, und als ein klassisches Beispiel die Bagasse-Verfeuerung in der Rohrzuckerindustrie.

So berichtet, als ein Beispiel, C. W. Hume¹⁾ folgenden Fall: In einer Rohrzuckerfabrik, der Bagasse mit 49 % Wasser und etwa 2055 kcal/kg zur Genüge zur Verfügung stand, war der Mangel geringer Dampfleistungen sehr fühlbar. Durch Aufstellung eines Ljungstrom-Luftvorwärmers stieg indessen die Dampfleistung von 2590 kg/h auf 4450 kg/h bei einer Lufttemperatur von 250 °C. In einer anderen Anlage stieg der Kesselleistungswirkungsgrad von 64 % auf 83,6 % und die Leistung um 30 % bei einer Gesamtabkühlung von 256 °C auf 94 °C und einer Luftaufwärmung auf 212 °C. Während vorher eine zusätzliche Verfeuerung einer dort besonders teuren, hochwertigen Kohle notwendig war, konnte nunmehr die Gesamtdampfmenge mit Bagasse erzeugt werden, und die Verdampfung wurde derart gesteigert, daß 25 % mehr Mazerationswasser zur Verfügung stand. In einer der Anlagen konnte dadurch nicht nur die Ausgabe für Brennstoffe eingespart werden, sondern man erhielt 1 t Zucker aus 8,5 t Rohr anstatt aus 10 t, wie es bei der früheren Betriebsweise der Fall war. Man erkennt daran, wie tief eine vollkommene Wärmeausnutzung in den übrigen Fabrikationsgang und seine Wirtschaftlichkeit eingreifen kann, weit über das Maß des bloßen Wärmegewinns hinaus.

Schwebefeuerung.

Bei den erst in der Entwicklung begriffenen Schwebefeuerungen kann man zwei Grundprinzipien erkennen, die Verbrennung in der Schwebefeuerung in Anlehnung an die Wirkungsweise der Kohlenstaubfeuerung mit Umkehrflamme und kleinem Nachverbrennungsrost und andererseits die Vorvergasung und Nachverbrennung, eine Art Halbgas-Staubfeuerung, wie es beispielsweise das System Szikla-Rozinek darstellt. Für die Feuerungen der ersten Art sei auf die von Prof. K. L. Ramzin²⁾ hingewiesen. Da es sich meist um die Verfeuerung grober Staube handelt, ist die Mitwirkung hoher

¹⁾ Journal of the Institute of Fuel“ 1 (1921), 2, S. 206—207.

²⁾ II. Weltkraftkonferenz Berlin Bd. VII, Sekt. 11, Bericht 296.

Luftvorwärmung für die Zündung und die Möglichkeit eines guten, vollkommenen Ausbrandes von ausschlaggebender Bedeutung für den technischen und wirtschaftlichen Erfolg, zumal zwischen dem Feinen, das genügend Zeit zum Ausbrand findet, und dem Groben, das ausgeschleudert wird und auf den Nachverbrennungsrost gelangt, eine große Spanne von Korngrößen vorhanden ist, die zu leicht sind, um ausgeschleudert zu werden, und zu grob, um völlig auszubrennen, die also in halbverbranntem Zustand in das Rohrsystem des Kessels gerissen werden können und als Flugkoks verloren gehen. Diese Erscheinung ist ja auch bei den meisten Kohlenstaubzusatzfeuerungen zu beobachten¹⁾. Für Schwebef Feuerungen, die als Halbgasfeuerungen arbeiten, machen sich die bereits oben erwähnten Vorteile der Luftvorwärmung in der Verbesserung des CO₂-Gehaltes, der Güte des Ausbrandes und im Zusammenhang damit auch in der Belastbarkeit der Feuerung und ihrer Dimensionierung günstig bemerkbar.

3. Die Luftvorwärmung bei Kohlenstaubfeuerungen.

Verbrennungsvorgang in der Kohlenstaubfeuerung.

Der Verbrennungsvorgang des Kohlenstaubes ist, obwohl es sich auch um einen festen Brennstoff in feinverteilter Form handelt, von der Verbrennung auf dem Rost grundverschieden und dem Verbrennungsvorgang in der Ölfeuerung ähnlich, wobei die Brennstoffaufbereitung und Zerkleinerung der Zerstaubung der flüssigen Brennstoffe entspricht. Alle Eigentümlichkeiten, die mit der Natur und den Eigenschaften des Brennstoffbettes zusammenhängen, fallen demnach bei der Verfeuerung des Staubes in der Schwebefeuerung weg, und die Schwierigkeiten, die durch mangelhafte Porosität des Brennstoffbettes und ähnliche Erscheinungen begründet sind, treten nicht auf. Damit entfallen auch die bei Rostfeuerungen notwendigen Beschränkungen der zulässigen Lufttemperatur. Wohl spielt sich auch der Ablauf der Verbrennung des einzelnen Kohlenstaubteilchens in ähnlicher Weise ab wie bei allen festen Brennstoffen, nur mit dem Unterschied, daß durch die Zerkleinerung das Verhältnis von Oberfläche zum Gewicht für die Wärmezufuhr, Wärmeabfuhr und für die Oberflächenreaktion der Verbrennung wesentlich günstiger ist. Die Wahrscheinlichkeit, daß sich im Flug durch

¹⁾ Vgl. Gumz, „Entwicklungsmöglichkeiten der Kohlenstaubzusatzfeuerungen“. Feuerungstechnik 16 (1928), 4, S. 41—43.

den Feuerraum befindliche Kohlenteilchen im teigigflüssigen Zustand treffen und so lange in Berührung bleiben, daß eine Agglomerierung und Verschmelzung zu groberen, schwer verbrennlichen Kokspartikeln stattfinden kann, ist sehr gering und auf einen außerordentlich kleinen Bruchteil der Gesamtmasse beschränkt. Das gleiche gilt von der Möglichkeit eines Zusammensinterns von Aschen- und Schlackenbestandteilen im teigigzähflüssigen Zustand. Da sich der Weg solcher groben Partikel im Flammenbild durch dunklere Streifen in der sonst ebenmäßig gefärbten Flamme kennzeichnet, läßt sich diese Erscheinung schon durch bloße Beobachtung feststellen. Man kann demnach die Kohlenstaubmasse ohne Schädigung der Güte ihres Ausbrandes (im Gegensatz zum Brennstoff auf der Rostfeuerung) schnell erhitzen, zumal damit auch eine sichere Zündung erzielt wird, während lediglich darauf Rücksicht zu nehmen ist, daß sich die Flamme nicht zu dicht auf den Brenner aufsetzt und das Brenner-Mundstück verschmort, was zum Teil durch Anwendung hoher Austrittsgeschwindigkeiten vermieden werden kann. Bei der Natur des Verbrennungsvorganges des Staubes spielt die Turbulenz und die Art der Luftzuführung eine außerordentliche Rolle. In den älteren Kohlenstaubfeuerungen war von der Turbulenz gar kein Gebrauch gemacht worden, und wo man es versucht hatte, war ihre Wirkung unzureichend. Die Luftzuführung war meist bedeutend verspätet, ein Fehler, der auf die mangelhafte Kenntnis des Verbrennungsverlaufs und auf irrigen Vorstellungen über den Luftbedarf zur Koksverbrennung beruhte. So kam es, daß man mit dem Brennstoff eine Primärluftmenge einfuhrte, die etwa für die Verbrennung der flüchtigen Bestandteile ausreichend sein sollte, während man am Ende des Verbrennungsprozesses reichlich Sekundärluft zusetzte, um angeblich die für die Koksverbrennung notwendige Sauerstoffkonzentration zu schaffen. Der Erfolg war — da die Verbrennung der Hauptmasse bei jeweils ausreichender Luftzufuhr schon in den ersten $\frac{3}{10}$ Sekunden des Verbrennungsablaufs im wesentlichen beendet ist —, daß man sofort einen fühlbaren Sauerstoffmangel und eine verschleppte Verbrennung erhielt, während die spätere Luftzugabe nur eine unnötige Verlängerung der Flamme und dadurch einen unwirtschaftlich großen Feuerraumbedarf verursachte. Bedingung für eine zweckmäßige Luftzuteilung ist: Äußerste Beschränkung der Forderluft (5—10 %), reichliche Zumessung der Primärluft

(70—80 %) und möglichst baldige Zugabe der restlichen Sekundärluft, äußerste Ausnutzung der Primar- und Sekundärluft zur Erzeugung starker Turbulenz durch geeignete Düsenanordnung, Bemessung und Unterteilung, sowie durch entsprechende Wahl von Druck und Temperatur.

Einfluß der Luftvorwärmung.

Die feine Verteilung von Brennstoff und Luft läßt den Einfluß der Luftvorwärmung auf die Zündung noch bedeutend stärker hervortreten als bei festen Brennstoffen, da in diesem Falle nicht nur der Luft schon der große Teil der Zündwärme mitgegeben ist, sondern da auch die warmeaufnehmende Oberfläche der Kohle ganz bedeutend größer ist, und da der Wärmeübergang durch Konvektion auf die kleinen Staubpartikel außerordentlich groß ist. Hohe Luftvorwärmung spielt daher bei der Kohlenstaubfeuerung, und zwar ganz besonders bei mageren Brennstoffen, deren Flamme zum Abreißen neigt, eine große Rolle für die Aufrechterhaltung der Zündung, besonders bei niedrigen Belastungen. Es muß natürlich dafür Sorge getragen werden, daß der Luftvorwärmer auch bei kleinsten Belastungen des Kessels im Gasstrom eingeschaltet bleibt und noch genügend hohe Temperaturen liefert. Zur Aufrechterhaltung genügend hoher Gastemperaturen vor dem Luftvorwärmer konnte, unbeschadet der Wirtschaftlichkeit, ein Teil der Kesselheizfläche oder der Speisewasservorwärmer, falls ein solcher vorhanden ist, ausgeschaltet werden.

Der Einfluß der Lufttemperatur auf die Verbrennung und die Brennzeit beruht auf der Erhöhung der Verbrennungstemperatur und der dadurch bedingten Beschleunigung aller Reaktionen. Auch die physikalischen Vorgänge der Diffusion, der Durchmischung und des Wärmetransportes innerhalb der Gasmasse nehmen an dieser Steigerung teil. Im Gegensatz zur Verbrennung auf dem Rost kann aber nicht eine Flammenverlängerung durch Steigerung der Gasausbeute stattfinden, da ja sowohl Entgasung, Vergasung wie auch der Ausbrand des entstehenden Kokes in der Schwebelampe, also in der Flamme stattfindet; stärkere Entgasung bedeutet demnach Mehrung des als Gas verbrennenden, Minderung des als fester Brennstoff verbrennenden Brennstoffanteiles, sie bedeutet also auch unzweifelhaft eine Flammenverkürzung. Die Größenordnung dieses Einflusses ist bisher praktisch noch nicht untersucht worden. Dem Einfluß auf den ersten Teil der Verbrennung

(Entgasung und Vergasung) — auch als Wandlung des Brennstoffs zur Verbrennungsreife bezeichnet — wird von Rosin¹⁾ die größere Bedeutung beigelegt, da der vollen Auswirkung der Temperaturerhöhung durch vergrößerte Kühlflächen absichtlich entgegengearbeitet wird. Die Luftvorwärmung hat also in einer Kesselanlage mit stark oder vollständig gekühltem Feuerraum die Aufgabe, Zündung und Einleitung der Verbrennung zu bewirken und trotz wesentlich erhöhter nutzbarer Wärmeabgabe Temperaturbedingungen aufrechtzuerhalten, die für eine schnelle und vollständige Verbrennung notwendig sind.

Die Belastbarkeit des Feuerraums wird durch die Luftvorwärmung nur durch ihren Einfluß auf die Brennzeit z und durch die Abkürzung der Zündzeit beeinflusst. Die von Rosin²⁾ festgestellte Erhöhung der Belastbarkeit von nahezu 2% für je 100° Lufttemperatur dürfte sich in Wirklichkeit nicht einstellen, da diese Ziffern auf Grund der theoretischen Belastbarkeit ermittelt sind (oberer Grenzwert der Kammerbelastung), d. h. nach

$$B_o = \frac{3600(H_u + I_l)}{V_{n_{th}} \cdot z}. \quad (63)$$

Ermittelt man dagegen die Auswirkung der Luftvorwärmung auf den unteren Grenzwert der Kammerbelastung

$$B_u = \frac{3600(1 - \sigma)(H_u + I_l)}{V_{n_l} \cdot z}, \quad (64)$$

so ergibt sich kein Einfluß auf die Belastbarkeit, und rechnet man mit Zwischenwerten entsprechend der mittleren Gas-temperatur in der Brennkammer über den gesamten Flammenweg — was unter Zuhilfenahme der Abb. 10 durchgeführt wurde — so ergeben sich Erhöhungen von höchstens 2—3% bei 200—600° Lufttemperatur, die man ebensogut vernachlässigen kann, zumal die Unsicherheit der Einzelglieder und der Geltungsbereich der Gleichungen 63 und 64 mindestens in diesen Grenzen schwankt.

Zulässige Lufttemperaturen.

Man muß bei der Frage nach der zulässigen Höchsttemperatur der Luft einen Unterschied machen zwischen der

¹⁾ P. Rosin, „Thermodynamik der Staubfeuerung“. Z. VDI. **73** (1929), 21, S. 719—725.

²⁾ A. a. O., S. 723, Abb. 6.

Förderluft, die vor dem Brenner schon mit dem Brennstoff in Berührung kommt, und der Hauptluftmenge, die erst im Brenner als Primärluft oder außerhalb des Brenners als Sekundärluft zugesetzt wird. Die Förderluft bleibt im allgemeinen kalt, sie verträgt auch nur mäßige Luftvorwärmung, denn es soll vermieden werden, daß der Brennstoff entgast wird oder gar, was oberhalb 300° eintritt, schon schmiert bzw. verkockt, wodurch die Zuleitungen, Brenner usw. verstopft würden und durch Rückzündung größerer Schaden verursacht werden konnte. Bleibtreu¹⁾ empfiehlt, die Förderluft nur bis 80° und bei hohen Mundungsgeschwindigkeiten bis 150° zu erwärmen, Werte, die allerdings ein hohes Maß von Sicherheit einschließen. Die erst im Brenner, je nach der Brennerkonstruktion auch erst an der Brennermündung zugesetzte Luft und alle später zugegebene Sekundärluft kann dagegen sehr hoch vorgewärmt sein. Grenzen werden einmal durch die Ausföhrung und Auskleidung des Feuerraums, andererseits auch durch die Leistungsfähigkeit und die erzielbaren Wirkungsgrade der Luftvorwärmer selbst gezogen. Für ungekühlte Feuerräume kann man $200\text{--}250^{\circ}$, für vollständig gekühlte $400\text{--}600^{\circ}$ als Grenztemperaturen nennen. Bleibtreu²⁾ stellt die Wirtschaftlichkeit von Lufttemperaturen über 450° wegen der Kosten der Luftvorwärmer in Frage, es zeigt sich jedoch, daß nach dem heutigen Stande des Luftvorwärmerbaues unter den von ihm angegebenen Verhältnissen ohne weiteres Lufttemperaturen von $500\text{--}550^{\circ}$ möglich sind, da in diesem Bereich die Luftvorwärmerwirkungsgrade noch in technisch beherrschbaren und wirtschaftlichen Grenzen liegen. Immerhin verdienen solche Grenzfälle eine jeweilige, genaue Klärung der Wirtschaftlichkeit, da Teile der Luftvorwärmer schon aus wesentlich teureren, hochhitzebestandigen Baustoffen hergestellt werden müssen. T. Lindmark³⁾ errechnet bei ganz gekühltem Feuerraum und Ölfeuerung, was jedoch annähernd auch auf Kohlenstaubfeuerungen zutrifft, ein Temperaturoptimum für die Verbrennungsluft von $550\text{--}600^{\circ}\text{C}$, bei welchem die gesamten Kosten für Verbrennungskammer, Überhitzer, Konvektionsheizfläche und Luftvorwärmer ein Minimum darstellen sollen. Praktisch sind so hohe Temperaturen

¹⁾ H. Bleibtreu, „Kohlenstaubfeuerungen“, II. Aufl., S. 221.

²⁾ A. a. O., S. 397—398.

³⁾ Ingeniors Vetenskaps Akademien, Handlingar Nr. 91, T. Lindmark, „Study on heat transmission in boiler furnaces“, Stockholm.

schon mit bestem Erfolg angewendet worden, so zum Beispiel in mehreren Benson-Kesseln der Siemens-Schuckertwerke A.G. Berlin, die mit etwa 400° Lufttemperatur und mehr arbeiten. Als höchste bis heute im Kesselbetrieb verwendete Lufttemperatur darf die Temperatur von 615° C im Statens Vattenfallsverk, Kraftwerk Västerås, in Schweden gelten (Forssblad-Spitzenkessel).

Verhalten der Luftvorwärmer.

Die Abgase von richtig gebauten und betriebenen Kohlenstaubfeuerungen sind praktisch rußfrei, dagegen mit sehr viel feinem, aber trockenem Flugstaub beladen. Der Taupunkt der Gase liegt meist sehr niedrig, da nur getrocknete Brennstoffe verfeuert werden, mit Ausnahme bei Mahltrocknung und direkter Einblasung, wo die Schwaden mit in die Feuerung gelangen. Die Luftvorwärmerheizflächen bleiben in solchen Fällen im allgemeinen rein, ja durch die Scheuerwirkung des Staubes sogar metallisch blank. Es ist dabei allerdings vorausgesetzt, daß die Konstruktion der Vorwärmer, besonders die Gaswege, strömungstechnisch so ausgebildet sind, daß kein Absetzen von Staub erfolgen kann. Rußbläser erübrigen sich dann, was eine Reihe ausgeführter Anlagen beweist. Gilt dies von Luftvorwärmanlagen kleiner und mittlerer Wirkungsgrade, so läßt es sich doch nicht ganz verallgemeinern, und bei Luftvorwärmern für hohe Wirkungsgrade kann man erfahrungsgemäß der Staubabblaseeinrichtungen doch nicht entraten. Es kommt hinzu, daß man dabei aus konstruktiven Gründen meist zum Übergang auf engere Gaskanäle gezwungen ist. Bei stark überlasteten Anlagen sowie überall da, wo mit dem Kohlenstaub noch Zusatzbrennstoffe, wie z. B. Heizöl, als Zündflamme oder dgl. verfeuert werden, ist die Gefahr gelegentlicher Rußbildung größer und der Einbau von Rußbläsern oder sonstigen Reinigungs- vorrichtungen sehr zu empfehlen.

4. Die Luftvorwärmung bei Öl- und Gasfeuerungen.

Ölfeuerungen.

Das Problem einer guten Mischung von Luft und Brennstoff und einer schnellen und vollständigen Verbrennung stellt an die Feuerung zwei Hauptforderungen: feinste Zerstäubung und gute Mischung durch Verwirbelung der Brennstofftröpfchen mit der Verbrennungsluft, ferner schnelle Wärme-

zufuhr und Aufrechterhaltung hoher Temperaturen bis zum völligen Ausbrand. Die Feinheit der entstehenden Öltröpfchen beeinflußt sowohl die gute Verteilung, die Größe der zur Reaktion dargebotenen Brennstoffoberfläche und die Gleichmäßigkeit des Abbrandes, als auch die Wärmeübertragung von Luft und Gas auf den Brennstoff durch Konvektion. Die Luftvorwärmung dagegen vergrößert das Temperaturgefälle zwischen Luft und Brennstoff und leitet neben dem bekannten Einfluß höherer Temperaturen auf die Zündungs- und Verbrennungsvorgänge auf diese Weise die schnelle Zündung und Verbrennung ein, wie sie auch dazu beiträgt, einen restlosen Ausbrand im Feuerraum zu gewähren. Da der Brennstoff stets oder doch in den meisten Fällen zur Erleichterung seiner Forderung und Zerstaubung einer Vorwärmung bedarf, so geht daraus hervor, daß man diese Aufgabe der Luftvorwärmung nur erfüllen kann, wenn die Lufttemperatur wesentlich über der Vorwärmtemperatur des Brennstoffes liegt.

Von den verschiedenen Möglichkeiten der Brennstoffzerstäubung ist die mechanische Zerstaubung in allen den Fällen vorzuziehen, wo eine weitgehende Abwarmeausnutzung gewünscht wird, da diese keinen nachteiligen Einfluß auf den Taupunkt des Rauchgases ausübt, wie es beim Einblasen mittels Wasserdampf der Fall ist.

Die vollkommene Verbrennung im Feuerraum ist bei Ölfeuerungen um so bedeutungsvoller, als eine Abkühlung der Flamme zu besonders heftiger Rußbildung führt. Das Rußen, das als eine Art von Kondensations- bzw. Sublimationsvorgang aufzufassen ist, hat den Nachteil, daß dadurch nicht nur ein außerordentlich hoher Wärmeverlust und eine Belästigung durch Rußauswurf entsteht, sondern daß die Natur des Rußes und Teeres, wie auch die Klebrigkeit von kondensierenden, unverbrannten Teilen des Heizöls zu einem starken Ansatz an den kalten Heizflächen führt, der die Wärmeleistung beeinträchtigen kann, die Widerstände erhöht und sogar gelegentlich wieder zur Entzündung kommen kann. Mitunter können derartige Niederschläge auch verkoken und so fest anhaften, daß ihre Entfernung besondere Maßnahmen erfordert. In einer Anlage, bei der sich starke Ablagerungen im Luftvorwärmer zeigten, die auf unvollkommene Verbrennung zurückzuführen waren, konnten diese Schwierigkeiten durch geringfügige Änderungen an der Feuerung gänzlich beseitigt werden.

Zu den Eigenarten der verwendeten Brennstoffe ist vor allem die Tatsache zu bemerken, daß mitunter sehr bedeutende Schwefelmengen zur Verbrennung gelangen, so zum Beispiel bei mexikanischem Heizöl mit 4 % Schwefel und darüber. Bei der Konstruktion, Bemessung und Anordnung der Luftvorwärmer ist darauf Rücksicht zu nehmen, ebenso wird die zulässige Gasabkühlung davon beeinflußt (s. S. 270). Die Verwendung hoher Lufttemperaturen hat zu einer nutzbringenden Verwertung von Ölrückständen aller Art erheblich beigetragen, allerdings erfordern diese Abfallbrennstoffe wie Schlamm, Wachsrückstände, saurer Teer und Ölkoks (zu Staub vermahlen) besondere Vorsicht wegen ihrer teils alkalischen, teils sauren Beschaffenheit. Sofern in einer Anlage verschiedenartige Brennstoffe verfeuert werden, sind Regelungsmaßnahmen wie zum Beispiel Heißluftückführung zur Beschränkung der Gasaustrittstemperaturen zweckdienlich.

Die geschilderten, für den Betrieb der Luftvorwärmer schwierigen Betriebsverhältnisse machen die Anwendung wirksamer Rußblaseeinrichtungen notwendig; in einigen Anlagen hat sich überdies die Auswaschung mit heißem, unter Druck stehendem Wasser in Abständen von etwa 2—4 Monaten als notwendig erwiesen. Daß von diesen Schwierigkeiten rekuperativ arbeitende Vorwärmer stärker betroffen werden als Regeneratoren, liegt im Prinzip dieser Vorwärmer und in der Temperaturverteilung in der Heizfläche begründet, so daß bei diesen mit entsprechend kurzer Lebensdauer (3 Jahre) gerechnet werden muß, soweit nicht besondere Schutzmaßnahmen ergriffen werden. Auf leichte Austauschbarkeit der Heizfläche sollte jedenfalls Wert gelegt werden.

Zulässige Lufttemperaturen.

Flüssige Brennstoffe ergeben schon ohne Luftvorwärmung bei vollständiger Verbrennung sehr hohe Verbrennungstemperaturen, so daß der Temperaturanstieg durch Luftvorwärmung verhältnismäßig gering ist. Andererseits bestehen Temperatureinschränkungen nur in dem Maße, wie das Öl mit der Heißluft vor der Verbrennung in Berührung kommt (bei einzelnen Brennersystemen verschieden) und wie die feuerfeste Auskleidung durch zu hohe Temperaturen und durch zu geringe Wärmeabfuhr Schaden nehmen könnte. Zur Vermeidung der Verkokungsgefahr bei Brennern, wo eine gewisse Aufheizung durch die Heißluft möglich ist, müssen die Temperaturen für Förder- und Primärluft niedriger als 200

bis 250° gehalten werden, dagegen bestehen keine Beschränkungen für Sekundarluft wie überhaupt für Luft, die nach dem Austritt des zerstäubten Öles zugesetzt wird; es können hier ohne weiteres Temperaturen von 400—600° zugelassen werden, insbesondere, wenn der Feuerraum eine ausreichende Kühlung durch Wasserrohre erhält. Für Tropffeuerungen, die allerdings für ölgefeuerte Kesselanlagen kaum in Frage kommen dürften, soll die Lufttemperatur nach Essich¹⁾ nicht unter 600°, möglichst bei 1000° liegen.

Gasfeuerungen.

Die Einflüsse der Luftvorwärmung treten um so deutlicher in Erscheinung, je niedriger der Heizwert des Brennstoffs ist, so daß ihre wirtschaftliche Bedeutung besonders bei armen Gasen (Gichtgas, Generatorgas) groß ist, die schwer zünden und hohe Luftvorwärmung vertragen. Temperaturbeschränkungen irgendwelcher Art bestehen bei Gasfeuerungen nicht, wenn nur bei der Bemessung der Luftquerschnitte in den Zuleitungen und im Brenner selbst auf das vergrößerte Luftvolumen Rücksicht genommen wird.

Die Abwärmeausnutzung ist bei Gasfeuerungen sowohl durch Speisewasser- und Luftvorwärmung als auch durch Gasvorwärmung möglich, woraus sich eine große Zahl von Kombinationsmöglichkeiten ergibt. Da indessen beim Durchsatz der gesamten Gas- und Luftmenge, die bei armen Gasen etwa 2:1 stehen, eine ungünstige mittlere Temperaturdifferenz erzielt wird — d. h. die Luftmenge wird schneller aufgewärmt und die um das Doppelte größere Gasmenge langsamer abgekühlt — so ist eine Parallelschaltung zweier Abwärmeverwerter (etwa Ekonomiser und Luftvorwärmer) vorzuziehen (s. S. 209).

Eine Verschmutzung der Luftvorwärmerheizfläche tritt im allgemeinen nicht oder nur langsam ein, so daß ein gelegentliches Ausblasen etwa einmal pro Arbeitswoche oder ein Auswaschen in größeren Zeitabständen ausreichend ist.

Für die Gasvorwärmung sind die üblichen Luftvorwärmerkonstruktionen meist nicht ausreichend, da man eine absolute Dichtheit zum Schutz vor unwirtschaftlichen Frischgasverlusten und zur Sicherung vor Gasexplosionen innerhalb

¹⁾ O. A. Essich, „Die Ölf Feuerungstechnik“, 3., Aufl., bearbeitet von H. Schonian und G. Brandstatter. J. Springer, Verlag, Berlin.

oder hinter dem Kesselaggregat verlangen muß. Röhrenvorwärmer-Spezialkonstruktionen dürften sich für diesen Zweck noch am besten eignen.

5. Der nachträgliche Einbau von Luftvorwärmern in vorhandene Kesselanlagen.

Grundlegende Gesichtspunkte.

Die Gründe für einen nachträglichen Einbau von Luftvorwärmern in einen vorhandenen Kessel oder eine vorhandene Kesselanlage können mannigfaltiger Art sein. In den meisten Fällen ist es der Wunsch, die Leistung und gleichzeitig den Wirkungsgrad alter und — vom Standpunkt der heutigen wirtschaftlichen Verhältnisse gesehen — veralteter Kesselanlagen zu steigern, um einen wirtschaftlichen Betrieb und zugleich einen solchen Leistungszuwachs zu erzielen, daß ein größerer Dampfbedarf mit der alten Anlage befriedigt werden kann ohne Neuanschaffung von Kesseln. In vielen Fällen schafft die Leistungssteigerung der alten Kessel die Möglichkeit, die früher erzielte Leistung nunmehr mit einer geringeren Zahl von Kesseln zu erreichen, was neben der Wirkungsgradsteigerung durch bessere Abwärmenutzung auch die Verluste durch Leitung und Strahlung und die Verluste durch die Kesselauskühlung bei unterbrochener Betriebsweise ganz wesentlich herabsetzt.

Neben diesen Gründen der Veraltung und ungenügenden spezifischen Leistung der Kessel können vor allem Änderungen in der Betriebsweise, wie zum Beispiel Vergrößerung der jährlichen Betriebsstundenzahl (Übergang vom Spitzenbetrieb auf Grundlastbetrieb, von einschichtiger auf zweischichtige Arbeitsweise und ähnliches), Änderung der Brennstoffbasis, wie zum Beispiel Übergang auf einen anderen Brennstoff oder Verknappung eines bisher unbegrenzt zur Verfügung stehenden Brennstoffes (häufig zum Beispiel bei Gichtgasbetrieb) und Preisbewegungen auf dem Brennstoffmarkt ausschlaggebend sein, die eine Änderung der Abwärmenutzung wirtschaftlich notwendig erscheinen lassen. Hierzu sind endlich noch die etwaigen Änderungen im Wasserkreislauf zu nennen, wie die Einführung von Dampfvorwärmung, Ausnutzung von Abdampfquellen zur Speisewasservorwärmung, Einführung von Wasserreinigungs- und Entgasungsanlagen, die ein Speisewasser von höherer Eintrittstemperatur liefern, und dergleichen mehr.

Endlich aber können Defekte oder Störungen an vorhandenen Abwärmeverwertern oder der Ausfall eines Abwärmeabnehmers infolge irgendwelcher Umdisposition im Betriebe oder in der Fabrikation den Anstoß geben, nachträglich Luftvorwärmer einzubauen oder auch eine vorhandene Luftvorwärmanlage zu erweitern.

Wenn schon die Projektierung eines Luftvorwärmers in einer Neuanlage große Umsicht des projektierenden Ingenieurs, praktische Erfahrung und eine Vertrautheit mit den Vorgängen in der Feuerung und im Kessel sowie den konstruktiven Möglichkeiten des Feuerungs- und Kesselbaus voraussetzt, so gilt dies in noch stärkerem Maße beim nachträglichen Einbau eines Luftvorwärmers in eine vorhandene Kesselanlage, wobei mit gegebenen, nur in geringem Maße abänderbaren Verhältnissen gerechnet werden muß. Die wichtigsten Punkte sollen daher erst einmal kurz berührt werden. Es sind:

1. Die Brennstoff- und Temperaturverhältnisse,
2. die räumlichen Bedingungen und die Feuerungskonstruktion im weitesten Sinne,
3. die Querschnitte und Strömungsverhältnisse im Verlauf der gesamten alten und neuen Gas- und Luftwege, sowie der Wasser- und Dampfwege,
4. die Zugverhältnisse,
5. die Platzverhältnisse zur Unterbringung der zu schaffenden Erweiterung.

Soweit eine Leistungssteigerung (in gewissen Grenzen natürlich) notwendig ist, ist die Wirtschaftlichkeit auch ohne große Wirtschaftlichkeitsberechnung in die Augen springend; wo hingegen nur die Wirkungsgradsteigerung ausschlaggebend ist, muß, besonders bei sehr alten Anlagen, eine ziemlich rasche Amortisation der Erweiterung (etwa in 3—5 Jahren) gewährleistet sein, da der alten Anlage im allgemeinen keine sehr große Lebensdauer mehr zugesprochen werden kann.

Brennstoff und Temperaturverhältnisse.

Der Brennstoff ist gegeben, und nur in seltenen Fällen erfolgt gleichzeitig ein Übergang auf einen anderen, minderwertigen Brennstoff, der zur Erzielung gleicher Temperaturen eine Luftvorwärmung erfordert. Hier liegt für solche Fälle indessen eine beachtenswerte Möglichkeit, eine auf einen höherwertigen Brennstoff zugeschnittene Feuerungs-

anlage veränderten Betriebsverhältnissen anzupassen (zum Beispiel Übergang auf einen nasseren Brennstoff). Mit dem Brennstoff und der gegebenen Feuerung liegen gleichzeitig die Temperaturen im Feuerraum und damit (bei gleicher Brennleistung) der Temperaturverlauf im Kessel fest. Wie weit man noch mit der Luftvorwärmung gehen kann, hängt dann weitgehend von der Natur des Brennstoffs ab, wobei sich die Höhe der zulässigen Temperaturen weitgehend nach der vorhandenen Feuerungsbauart richtet (vgl. S. 76/79). Man wird bei derartigen Anlagen allerdings mit der Lufttemperatur besonders vorsichtig sein müssen, da die bestehenden Verhältnisse dem Konstrukteur weit weniger Möglichkeiten offen lassen als Neuanlagen. Dem Verhalten des Brennstoffes im Feuer und den Eigenschaften des Brennstoffbettes (s. S. 60) muß in vorhandenen Anlagen ganz besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden. Höhere Lufttemperaturen sind jedoch zum Beispiel bei Anwendung der Rauchgasrückführung auch hier möglich (s. S. 67—74).

Für den Temperaturverlauf im Kessel ist es wichtig, festzustellen, daß eine Leistungssteigerung unter Umständen eine Verschiebung der Leistungsanteile einzelner Heizflächen bringen kann, derzufolge sich auch die Leistung und die Ein- und Austrittstemperaturen im Speisewasservorwärmer und besonders im Überhitzer ändern können — und zwar je nach der vorliegenden Konstruktion und den betrieblichen Verhältnissen in beiden Richtungen. Eine genaue Prüfung ist daher zur Vermeidung von Überraschungen wohl am Platze, wobei Versuche mit der Anlage vor der Änderung den Berechnungen die notwendigen Sicherheiten der etwa zu treffenden Annahmen (über Strömungsverhältnisse, Beaufschlagung der Heizfläche, k -Werte usw.) verbürgen können.

Feuerraum.

Ganz besondere Aufmerksamkeit beanspruchen beim nachträglichen Einbau von Luftvorwärmern die Feuerung und die Feuerraumkonstruktion. Von ihr hängt Erfolg oder Mißerfolg in weitestem Maße ab. Älteren Konstruktionen (besonders gilt dies von den Rostfeuerungen) haftet meist der grundsätzliche Mangel an, daß die Feuerräume zu klein und zu niedrig, daß die Zündgewölbe viel zu groß und zu tief liegend sind, und daß im Zusammenhang damit die Form des Feuerraums im Hinblick auf eine wirksame Abstrahlung vom Rost zur Heizfläche äußerst ungünstig ist. Schon im

vorigen Abschnitt ist auf eine richtige Feuerungsgestaltung hingewiesen worden. Soweit es bei vorhandenen Kessel- und Feuerungsanlagen überhaupt praktisch möglich und notwendig ist, sollte daher gleichzeitig mit der Modernisierung einer Anlage durch eine Verbesserung der Abwärmeverwertung eine Änderung der Feuerraumkonstruktion Hand in Hand gehen (wenigstens bei älteren Rostfeuerungen). Dazu gehört: eine tunlichste Vergrößerung des Feuerraumes, insbesondere durch Tieferlegung oder Neigung des Rostes oder durch Heben des ganzen Kessels¹⁾ und eine weitgehende Verkürzung des Zündgewölbes, um die Abstrahlung des Rostes zur Heizfläche zu verbessern. Soweit die weit wichtigere Aufgabe des „Zündgewölbes“, die Gasführung und -mischung, dadurch unmöglich gemacht wird, empfiehlt sich eine zweckentsprechende Einführung von Sekundärluft, die sehr heiß sein kann, die durch entsprechend ausgebildete und angeordnete Wirbeldüsen eine laminare Gasströmung verhindert, und die den Ausbrand vor Erreichen der ersten Rohrreihen sehr fördert. Bei der Einführung des Heißluftbetriebes ist eine Einblasung von Sekundärluft auch deshalb sehr am Platze, weil durch die Heißluft mit einer lebhafteren Gasbildung des Rostes gerechnet werden muß. Zweckmäßig werden solche Düsen an der Hinter- und Seitenwand der Feuerung, nicht allzu hoch und in einer Ebene über dem Feuerbett angebracht. Handelt es sich gar um handgefeuerte Kessel, so bietet die Zuführung heißer Sekundärluft den Vorteil, daß die Verbrennung der periodisch auftretenden großen Mengen unverbrannter Gase sicher ermöglicht wird, die andernfalls durch etwaige Nachverbrennung in oder gar hinter den Kesselzügen für den Kesselbetrieb, vor allem auch für den Luftvorwärmer selbst, sehr gefährlich werden konnten.

Die Feuerung selbst ist besonders auf die Gewährleistung eines ausreichenden freien Querschnittes hin zu untersuchen. Bei sämtlichen Feuerungsarten (Düsen- und Rostfeuerungen) tritt der Fall ein, daß ein durch die Temperaturerhöhung im Maße der Steigerung der absoluten Temperaturen vergrößertes Luftvolumen durch die ursprünglich für Kaltluft bemessenen Querschnitte hindurchgetrieben werden muß. Die damit verbundene Geschwindigkeitssteigerung hat zur Folge, daß auch der Wärmeübergangskoeffizient steigt, und daß daher trotz der in geringem Maße verschlechterten Temperaturdifferenzen

¹⁾ Vgl. H. Frank und W. Wutzkowski, „Ein erfolgreicher Dampfkesselumbau“. Z. VDI. 69 (1925), 24, S. 801—806.

die Kühlwirkung bis zu Temperaturen von über 300° gleichbleibend gut und wirksam ist. Allerdings ist dann zu berücksichtigen, daß sowohl die Widerstände des Rostes bzw. des Brenners als auch die der Brennstoffschicht entsprechend ansteigen, ganz besonders, wenn gleichzeitig eine Steigerung der Rost- und Feuerungsleistung erstrebt wird. Da indessen mit der Einführung der Warmluft die Aufstellung eines Unterwindventilators verknüpft ist, können die geänderten Betriebsverhältnisse leicht gebührend berücksichtigt werden. Der Versuch, das Zugerzeugungsorgan zur Förderung der Heißluft heranzuziehen, würde eine ganz beträchtliche Leistungsminderung und eine Verschlechterung der Betriebsverhältnisse (Falschluff) zur notwendigen Folge haben. Gleichzeitig mit der Einführung des Unterwindes ist bei den Rosten die Anbringung einer zonenweisen Luftzuführung, soweit die Rostkonstruktion eine solche Änderung zuläßt, sehr vorteilhaft und an einzelnen Stellen erfolgreich durchgeführt worden. Sofern der Rostbelag erneuert werden muß, kann in Form und Material auf die neuen Betriebsverhältnisse Rücksicht genommen werden.

Strömungsquerschnitte.

Leistungssteigerung, soweit sie über das Maß der Wirkungsgradsteigerung hinausgeht, verlangt ausreichende Gasquerschnitte an allen Stellen des Gasweges. Im allgemeinen bieten alte Kesselanlagen in dieser Beziehung nicht die geringsten Schwierigkeiten, da sie mit geringen Gasgeschwindigkeiten arbeiten und nunmehr im allgemeinen eine Zugverstärkung erhalten; es kann jedoch bei der Umstellung leicht eine gleichzeitige Verbesserung der Gasströmungsverhältnisse durch geringfügige Änderungen an Leitflächen und sonstigen Einbauten eine Verbesserung der Heizflächenbeaufschlagung erstrebt und erzielt werden. Dadurch hervorgerufene Leistungssteigerungen einzelner Kesselabschnitte (besonders gilt dies für Überhitzer) müssen dabei beachtet werden. Die Luftwege werden im allgemeinen neu geschaffen und können entsprechend ausreichend bemessen werden. Schwierigkeiten können eventuell bei der Lufteinführung in die Roste und ähnlichen Stellen auftreten, die dann bei der Bemessung des statischen Druckes am Luftventilator-Ausblas berücksichtigt werden müssen. Bei den Wasser- und Dampfwegen ist zu beachten und zu prüfen, ob bei einer Leistungssteigerung die Querschnitte ausreichend sind, bzw. wie-

weit sich eventuell der Druckverlust erhöht, ferner, ob die Speiseeinrichtungen ausreichend sind und den gesetzlichen Vorschriften noch genügen. Die Belastung der Ausdampfoberfläche im Kessel steigt und kann, wenn sie sich bereits an der zulässigen Grenze befindet, die Ursache für nasseren Dampf und für den Rückgang der nutzbaren Überhitzerleistung sein. Falls nun diese Möglichkeit besteht, empfiehlt es sich, Vorsorge für eine ausreichende Wasserabscheidung zu treffen.

Zugverhältnisse.

Einschneidend greift eine Verbesserung der Abwärmeausnutzung in die Zugverhältnisse der Kesselanlage ein. Während ältere Kesselanlagen im allgemeinen keine nennenswerten Zugreserven besitzen, bringt der nachträgliche Einbau eines Luftvorwärmers nicht nur einen zusätzlichen Widerstand, sondern gleichzeitig eine ganz wesentliche Herabsetzung der Abgastemperatur. Wohl nur in ganz wenigen Fällen wird dieser doppelte Einfluß durch eine Schornsteinerhöhung zufriedenstellend ausgeglichen werden können. Meist kommt die Aufstellung einer Saugzuganlage bzw. einer Zugverstärkungsanlage in Frage, die zweckmäßig den vorhandenen Schornstein zur Abfuhr der Abgase in genügender Höhe benutzt. Gerade diese Zufügung eines Saugzuges in Verbindung mit dem Unterwind ist es, die — schon ohne zusätzliche Heizflächen — die vorhandene Kesselanlage zu großer Leistungssteigerung (durch Zulassung wesentlich höherer Geschwindigkeiten) befähigt, und die, in Verbindung mit dem Luftvorwärmer, einen großen wirtschaftlichen Gewinn schafft. Ihr Kraftverbrauch, der im allgemeinen etwa $\frac{1}{2}$ —1% der Kesselleistung ausmacht, wird durch die erzielbare Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung nebenbei überreichlich gedeckt, wobei er selbstverständlich im Wirtschaftlichkeitsnachweis der neuen Abwärmeverwertungsanlage erscheinen muß. Die Abneigung, der Zugverstärkungsanlagen mitunter begegnen, ist ganz unberechtigt, da in solchem Falle die Gasabführung in gleicher Höhe wie bisher erfolgt, da man heute mit wohl erprobten und betriebssicheren Apparaten rechnen kann, und da ihre wirtschaftliche Berechtigung unschwer nachgewiesen werden kann. Bei der Auslegung der Luftvorwärmerkonstruktion ist selbstverständlich darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Gas- und Luftgeschwindigkeiten eine den Betriebsverhältnissen angepaßte, optimale Höhe annehmen.

Platzverhältnisse.

Die Platzverhältnisse sind in alten Anlagen natürlich gegeben und im allgemeinen sehr beschränkt. Ganz besonders gilt dies dann, wenn es sich um einen einzelnen Kessel handelt. Bei einer ganzen, aus kleineren Einheiten zusammengesetzten Anlage bietet die Zusammenfassung mehrerer Kessel zu einer gemeinsamen Zentralluftvorwärmanlage eine Reihe von Vorteilen, zumal man für eine solche leicht in oder außerhalb des Kesselhauses, zum Beispiel in nächster Nähe des oder der vorhandenen Schornsteine, einen geeigneten Platz ausfindig machen kann.

Die neu einzubauenden Vorwärmer selbst müssen sich in jeder Hinsicht den gegebenen Platzverhältnissen anpassen können, danach wird sich im allgemeinen die Wahl des Vorwärmers richten müssen. Geringer Platzbedarf, geringer Grundflächenbedarf und geringe Bauhöhe erleichtern den nachträglichen Einbau. Als selbstverständliche Forderung kann man hinzufügen, daß die Zugänglichkeit, Reinigungsmöglichkeit (besonders bei zum Rußen neigenden Brennstoffen) und Schutz vor Betauung, Korrosion und Verstopfung gewährleistet sein muß. Bei den Anschaffungskosten ist zu berücksichtigen, daß außer den Kosten des Vorwärmers selbst mit erhöhten Nebenkosten zu rechnen ist, da die vorhandenen Baulichkeiten, Fundamente und dergleichen nicht immer die einfachste und billigste Führung von Gas und Luft zulassen. Diese Blechleitungen verursachen — zusammen mit den Unterwindventilatoren — einen Kostenaufwand bis zu 100% des Luftvorwärmer-Anschaffungspreises und darüber. Der Vorteil des nachträglichen Einbaues eines Luftvorwärmers läßt sich an Hand der Gl. (11) bzw. für Steinkohle aus dem Diagramm Abb. 3 S. 15 leicht ermitteln.

Zahlenbeispiele.

Ein kleines Zahlenbeispiel sei zur Beleuchtung der Wirtschaftlichkeitsfrage herangezogen. Ein alter Kessel von 500 m² Heizfläche, 25 kg/m²h Kesselleistung, entsprechend 12 500 kg Dampf/h von 13 ata, 330° C bei 40° Speisewassertemperatur am Economisereintritt, der mit einer Abgastemperatur hinter dem vorhandenen Speisewasservorwärmer von 250° C und einem Wirkungsgrad von 73,0% arbeitet (Abwärmeverlust bei 11% CO₂ 14,3%), soll durch Nachschaltung eines Luftvorwärmers modernisiert werden, und zwar sollen die Verhältnisse bei gleicher Leistung und bei einer um 50%

gesteigerten Dampfleistung betrachtet werden. Die Kesselanlage soll durch einfache Mittel instand gesetzt worden sein, eine Lufttemperatur von 170 bis 180° C zuzulassen, und die gas-, wasser- und dampfseitigen Querschnitte seien genügend groß, die Leistungssteigerung von 50% bei verbessertem Wirkungsgrad aufzunehmen. Es sei ferner angenommen, daß eine Kohle von $H_u = 7000$ kcal/kg verfeuert werde, die 20,00 RM./t frei Kesselhaus koste, während sich der Strompreis auf 5 Rpf./kWh stelle. Es ergeben sich dann durch den Einbau eines Luftvorwärmers, der die Gase von 250° auf 120° abkühlt und durch die Aufstellung eines Unterwind- und eines Saugzugventilators nachstehende Verhältnisse (siehe Zahlentafel 5).

Zahlentafel 5.

	Alte Anlage	Anlage mit Luftvorwärmer	
		bei gleicher Dampfleistung	bei 50% höherer Dampfleistung
Dampfmenge kg/h	12 500	12 500	18 750
Brennstoffmenge kg/h	1 720	1 550	2 320
Kesselwirkungsgrad %	73	81	81
Gasmenge kg/h	30 100	27 150	40 600
Luftmenge kg/h	26 000	23 400	35 000
Anschaffungspreis des Luftvorwärmers RM.	—	12 420,—	17 820,—
Sonstige Nebenkosten RM.	—	12 000,—	15 000,—
Gesamtkosten RM.	—	24 420,—	32 820,—
Kraftkosten (Unterwind und Saugzug) RM./h	—	0,692	1,038
Brennstoffersparnis (bezogen auf gleiche Dampfleistung) RM./h	—	3,40	5,20
Reingewinn RM./h	—	2,708	4,162
Amortisationszeit aus der nutzbaren Brennstoffersparnis bei einer Betriebszeit von			
2500 h/Jahr Jahre	—	3,6	3,15
5000 „ Jahre	—	1,8	1,575
7500 „ Jahre	—	1,2	1,05

Man ersieht daraus, daß die Modernisierung der Kesselanlage in sehr kurzer Zeit amortisiert werden kann, obwohl man häufig in der Praxis auf noch viel krassere Fälle stößt, als sie diesem Zahlenbeispiel zugrunde liegen. Man ersieht aber ferner, daß bei einer Leistungssteigerung um 50% die Anschaffungskosten in noch kürzerer Zeit amortisiert werden, ohne daß für diese Mehrleistung eine Anschaffung von Kesseln oder dergleichen notwendig wäre. Der wahre Gewinn ist daher noch viel bedeutender, als er in diesen Zahlen zum Ausdruck

kommt, da nunmehr bei zwei vorhandenen Kesseln die etwaige Neubeschaffung eines dritten Kessels ganz wegfällt, während sich die notwendigen Neuanschaffungen von Luftvorwärmern, Ventilatoren usw. aus der Kohlenersparnis in kürzester Zeit amortisieren. Dabei ist die Steigerung der Gas- und Luftmenge infolge der gleichzeitigen Wirkungsgradverbesserung gedämpft, so daß weder allzu große Änderungen am Kessel oder an den Füchsen, noch ein besonders großer Kraftaufwand notwendig werden.

Ein praktisches Beispiel, das die Notwendigkeit und die Möglichkeit eines Feuerungsumbaus eindeutig beweist, bietet eine Anlage, über deren Ergebnisse Ch. Van der Putten berichtet¹⁾. Danach wurde — nach einem anfänglichen Mißerfolg — durch einen Feuerungsumbau (Neigung des Rostes nach hinten zur Gewinnung eines größeren Feuerraumes und eines größeren, mittleren Rostabstandes, Ersatz des niedrigen Zündgewölbes durch eine kürzere, höhere und steilere Hängendecke und Einteilung des Rostes in drei Zonen) das in Zahlentafel 6 zusammengestellte Ergebnis erzielt.

Zahlentafel 6.

	Versuch 1. Ohne Luft- vorwärmer. Feuerung im alten Zustand %	Versuch 2 Mit Luft- vorwärmer. Feuerung umgebaut %	Differenz
Wirkungsgrad (Kessel und Überhitzer)	58,9	75,6	+ 16,7
Kessel	51,0	66,3	+ 15,3
Überhitzer	7,9	9,3	+ 1,4
Verluste durch Unverbrann- tes in den Rückständen .	9,3	3,4	— 5,9
Abwärmeverluste	23,2	10,5	— 12,7
Restverluste	8,6	10,5	+ 1,9

Der Brennstoff bestand aus gleichen Teilen Feinkohle und Staubkohle mit 11 % Asche und 13,5 % flüchtigen Bestandteilen der Mischung. Die Lufttemperatur betrug etwa 190 bis 200° und die erzielte Brennstoffersparnis etwa 22 %.

Den Erfolg eines nachträglichen Luftvorwärmereinbaues in Verbindung mit der Rauchgasrückführung zeigen die S. 74 erwähnten Versuche von J. Slooves.

¹⁾ Ch. Van der Putten, „Ein erfolgreicher Feuerungsumbau“. Ein Beispiel für die Durchführbarkeit des Heißluftbetriebes mit älteren Dampfkesselfeuerungen. Feuerungstechnik 19 (1931), 5, S. 75—78.

IV. Die Luftvorwärmung im Rahmen des Kraftwerksbaues und -betriebes.

1. Die Vorteile der Luftvorwärmung.

Aus der bisher gegebenen Darstellung lassen sich die Vorteile der Luftvorwärmung folgendermaßen zusammenfassen:

Die Luftvorwärmung gestattet eine einfache, billige, vom Speisewasserkreislauf und vom Dampfdruck unabhängige Abwärmeausnutzung bis herab zu Gastemperaturen, wie sie von anderen Abwarmevertewertern, wie z. B. Speisewasservorwärmern oder Abhitzekesseln, nicht erreicht werden kann. Luftvorwärmer können auch hinter diesen Abwarmevertewertern noch nutzbar und wirtschaftlich verwendet werden und in Temperaturbereichen arbeiten, die bei anderen Apparaten unwirtschaftlich große und teure Heizfläche erfordern würden. Die Kosten der Heizfläche sind wesentlich geringer als Kessel- oder Ekonomiserheizfläche gleicher Größe oder gleicher Wärmeleistung, und zwar um so mehr, je höher der Dampfdruck ist. Die tiefere Gasabkühlung ist unter Ausschaltung etwaiger Korrosionsgefahr möglich, so daß auch noch Brennstoffersparnisse von namhafter Höhe möglich sind auch bei bestehenden Anlagen und bei einer häufig schon als ausreichend betrachteten Wärmeausnutzung. Der Warmrückgewinn wird durch Strahlung und Konvektion direkt nutzbar gemacht, so daß er in gleichem Maße vollwertig ist wie der Rückgewinn in Speisewasservorwärmern, bei denen die Wärme auf das Wasser übertragen wird. Darüber hinaus wird der Wärmeübergang in einer Weise beeinflußt, daß eine tiefere Abgastemperatur am Kesselende möglich ist als beim Betrieb mit kalter Luft. Durch die Erhöhung der Verbrennungstemperatur werden die physikalischen und chemischen Reaktionen der Verbrennung beschleunigt, der Ausbrand verbessert, die Leistung der Feuerung besonders bei minderwertigen, nassen Brennstoffen stark gesteigert. Andererseits bleibt die Temperatursteigerung in praktisch beherrschbaren Grenzen, so daß Unzuträglichkeiten, soweit sie überhaupt entstehen, gemildert oder abgestellt werden können. Die Flamme wird durch Heißluftbetrieb bei allen Düsenfeuerungen verkürzt, bei gashaltigen festen Brennstoffen kann sie durch die Steigerung der Vergasungsgeschwindigkeit verkürzt, gleichbleibend oder verlängert sein. Heiße Sekundär-

luft wirkt auch hier flammenverkürzend. Der Luftüberschuß wird verringert bzw. kann verringert werden, sofern die dadurch bedingte Temperatursteigerung als zulässig angesehen werden kann, da die Steigerung der physikalischen Vorgänge im Brennstoffbett und in der Flamme (Diffusion, Mischung und Verwirbelung) gleich gute Verbrennungsbedingungen bei geringerer Sauerstoffkonzentration schafft. Verluste durch unverbrannte Gase werden weitgehend vermieden, ebenso gehen die Verluste durch Rußbildung im Maßstabe der Flammenverkürzung und der Temperatursteigerung zurück, wodurch nicht nur große Wärmeverluste, sondern auch Rauch- und Rußbelästigungen und -schäden vermieden werden. In ähnlicher Weise trägt die Aufrechterhaltung hoher Temperaturen dazu bei, den Schwefel im Brennstoff in die verhältnismäßig unschädlichste Form, SO_2 , überzuführen.

Die Steigerung der Wärmeübertragung durch Strahlung (Oberflächenstrahlung, Flammenstrahlung und Gasstrahlung) sowie des konvektiven Wärmeübergangs und der Temperaturdifferenzen bedingt eine wesentliche Leistungssteigerung unter gleichzeitiger Wirkungsgradsteigerung. Die Verfeuerung, sichere Zündung und vollständige Verbrennung minderwertigen, aschehaltigen und wasserreichen Brennstoffs mit sehr guten Wirkungsgraden wird ermöglicht, wobei vor allem eine bedeutende Steigerung der Feuerungsleistung erzielt wird. Der Wasserumlauf im Kessel wird durch die stärkere Leistungszunahme der direkt bestrahlten Heizfläche gefördert.

Die Speisewasservorwärmung muß nicht in den Abgasstrom gelegt werden, kann demnach auf die jeweils günstigste Art vorgenommen werden. Besonders wird die Möglichkeit der Speisewasservorwärmung durch Anzapf- und Gegendruckdampf aus den Haupt- oder Hilfsmaschinen ermöglicht, ohne daß der Vorteil eines hohen Kesselwirkungsgrades aufgegeben zu werden braucht. Auf diese Weise ist eine bedeutende Steigerung des Kreisprozeßwirkungsgrades und eine weitergehende Erfassung dampfseitiger Wärmeverluste möglich.

2. Die Nachteile der Luftvorwärmung.

Durch die Luftvorwärmung wird die gesamte Heizfläche eines Kesselaggregates stark vermehrt, eine neue Art von Wärmeaustauschern (wenn auch sicherlich die in der Bedienung anspruchloseste) hinzugefügt und damit die Übersichtlichkeit und die Betriebsbereitschaft in gewissem Maße

verringert, die Überwachung der Anlage erschwert, die Anforderungen an das Bedienungspersonal vergrößert. Dadurch könnte die etwas geringere Betriebsbereitschaft von Kesseln mit Luftvorwärmern zu erklären sein, die C. F. Hirshfeld und G. U. Moran¹⁾ festgestellt haben, obwohl die statistischen Erhebungen die eigentlichen Ursachen nicht klar erkennen lassen. Immerhin dürften diese Nachteile zu geringfügig sein, um in irgendeiner Weise Bedeutung zu erlangen. Auch dürfte der Betrieb eines Kessels mit Luftvorwärmer ohne Ekonomiser keine größeren, sondern eher geringere Anforderungen an die Intelligenz des Kesselwärters stellen, als eine Anlage mit Ekonomiser ohne Luftvorwärmer. In Großkesselanlagen, wo mit gut geschulten Arbeitskräften und einer fachmännischen Betriebsüberwachung gerechnet werden kann, sind jegliche Bedenken überflüssig.

Die Rückwirkungen des Heißluftbetriebes auf die Verbrennung und auf das Verhalten des Brennstoffbettes sind die größte Störungsquelle, die besonders bei der Einführung der Luftvorwärmung mancherlei Schäden und Mißerfolge verursachte, bis man durch Erfahrung und theoretische Überlegungen und Berechnungen die Ursachen und die Zusammenhänge zu überblicken und beherrschen gelernt hat. Besonders bei nachträglichem Einbau von Luftvorwärmern in vorhandene ältere und nicht auf Luftvorwärmung zugeschnittene Kesselanlagen sind häufig derartige Anlagefehler unterlaufen, die den Erfolg der Luftvorwärmung in Frage gestellt, ja in manchen Fällen sogar in einen vollständigen Mißerfolg umgewandelt haben. Ursachen sind in solchen Fällen meist gewesen: zu kleine, besonders zu niedrige Feuerräume, zu große und tiefe Zündgewölbe und zu geringe Abstrahlungsmöglichkeit und Entwicklungsmöglichkeit der Flamme, zu schnelle Wärmezufuhr und demzufolge Überkrustung des Brennstoffbettes, Nachlassen der Kühlwirkung der Luft durch Behinderung des gleichmäßigen Luftzutritts und nachträgliche Verschlackung. Ein Beispiel dieser Art bieten die in Abb. 35 dargestellten Meßergebnisse. Von einer gewissen Vorwärmung an (wobei die absolute Höhe dieser Temperatur durchaus nicht typisch ist und nicht irgendwelche Verallgemeinerungen zuläßt) steigen die Verluste durch ungenügenden Ausbrand der gebildeten Kokskuchen zu einer derartigen Höhe an, daß sie den Wärmerückgewinn erreichen,

¹⁾ Vgl. Arch. Warmew. **11** (1930), 11, S. 378, Blümel, „Die Betriebsbereitschaft neuzeitlicher Dampferzeugungsanlagen“.

ja sogar überschneiden können¹⁾. Demgegenüber gibt es Mittel genug, sich vor solchen unerwünschten Vorkommnissen zu schützen, besonders durch die Art der Ausbildung der Feuerungen, vor allem der Feuerräume, durch die Größe und Anordnung der direkt bestrahlten Heizfläche und durch eine Anpassung der Luftvorwärmung an den zu verfeuernden Brennstoff oder umgekehrt. Bei bestehenden Anlagen haben wir in der Rauchgasrückführung ein äußerst wirksames Abhilfsmittel kennengelernt (s. S. 67). Ebenso kann ein mit-

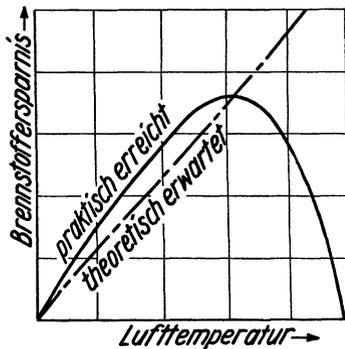


Abb. 35. Ergebnisse einer Luftvorwärmanlage (nachträglicher Einbau) unter ungünstigen Voraussetzungen.

unter geringfügiger Umbau der Feuerungen für die notwendige Anpassung an die neuartigen Betriebsverhältnisse genügen. Bei Neuanlagen lassen sich diese Nachteile vermeiden, unter Umständen — sofern man von der Möglichkeit der Rauchgasrückführung keinen Gebrauch machen will — aber nur unter Beschränkung auf die für den bestimmten Brennstoff und das betreffende Feuerungssystem zulässige Lufthöchsttemperatur.

Die Schwierigkeiten, die an den Luftwärmern selbst auftreten können und in der Möglichkeit der Heizflächenverbrennung, Heizflächenverschmutzung bis zur Verstopfung der gesamten Gasquerschnitte und in der Korrosionsgefahr liegen, sollen in einem besonderen Kapitel (vgl. Kap. VII S. 264) ausführlicher behandelt werden.

3. Rückwirkung der Luftvorwärmung auf den Kraftwerksbau. Feuerungen.

Ganz abgesehen von den zahlreichen und tiefgreifenden Einflüssen der Luftvorwärmung auf den Betrieb der Feuerungen, ihre Leistungsfähigkeit und ihren Wirkungsgrad er-

¹⁾ Vgl. auch L. Kammerer und L. Kohler, „Resultats d'une serie d'Essais de Vaporisation. Influence inattendue du chauffage de l'air dans un cas particulier.“ Chal. Ind. 4, 40, S. 689ff. Comptes rendus du Congrès du chauffage industriel, II.

geben sich auch baulich neue Gesichtspunkte, größtenteils in Richtung einer Konstruktionsvereinfachung und einer Einsparung an Grundflächenbedarf. Von den besonderen Forderungen an die Roste in mechanischer Hinsicht und an die Ausbildung der Roststäbe und der freien Rostfläche ist schon an anderer Stelle gesprochen worden, Forderungen, die ja nur geringfügige, äußerlich kaum wahrnehmbare Änderungen der bisher auch für Kaltluftbetrieb verwendeten Einrichtungen bedingen. In augenfälliger Weise äußert sich dagegen der Einfluß der Luftvorwärmung auf die Formgebung der Feuerungen und der Feuerräume durch die Möglichkeit bzw. die Notwendigkeit, die Abstrahlung vom Rost und von der Flamme so groß wie irgend möglich zu machen. Die rasche Durchwärmung und Zündung des Brennstoffbettes hat die Zündgewölbe, soweit sie wirklich der Zündung dienen, entbehrlich gemacht, so daß sie wenigstens bei der Verfeuerung hochwertiger Brennstoffe ganz weggefallen sind. Was die Funktion des „Zündgewölbes“ als Gasführungs-, Misch- und Wirbelinrichtung betrifft, so ist diese ja nicht ohne weiteres überflüssig geworden, doch sah man sich zwangsläufig zu einschneidenden Konstruktionsänderungen genötigt, wie Verkürzung, Höher- und Schrägerlegen der Gewölbe, damit sie bei den hohen Temperaturen und der Erosionswirkung der Gase standhielten und eine genügende Abstrahlung zuließen. Durch feinstufig geregelte, zonenweise Luftzufuhr, durch kurze vordere und hintere Gasführungsgewölbe oder Hängedecken sowie durch Einführung von Sekundärluft durch Wirbeldüsen oder feinen Dampfstrahlen sind diese Wirkungen der ehemaligen „Zündgewölbe“ übernommen, zum Teil sogar wesentlich gesteigert. So ist es in vielen Fällen möglich geworden, die Feuerungen weiter unter die Kessel zu schieben und große Vorbauten zu vermeiden, verbunden mit einer entsprechend stark angestiegenen spez. Kesselleistung, bezogen auf den Quadratmeter Grundfläche. Ein Beispiel bietet vor allem die Kohlenstaubeuerung, die anfangs große, kostspielige Brennkammern benötigte und unter dem Einfluß der Luftvorwärmung zunächst mehr gezwungenermaßen zur Verkleinerung der Brennkammern und zur Vermehrung der Strahlungsheizfläche kam, eine Entwicklung, die ohne Zweifel durch die Luftvorwärmung gleichfalls in diese Richtung getrieben wurde. Augenfällig ist auch der Grundflächen- und Raumbedarf älterer Kohlenstaubeuerungen für Flammrohrkessel, verglichen mit neueren, ohne jeglichen Vorbau und

mit Luftvorwärmung arbeitenden Feuerungen, die die Verbrennung ganz in die Flammrohre verlegen.

Besonders bei der Verfeuerung nasser Brennstoffe, wie Rohbraunkohle u. a., ist die Möglichkeit der Leistungssteigerung durch die Beschleunigung des Trocknungsvorganges und des Wegfalls eines großen Teiles des meist kostspieligen Feuerungsvorbaues sehr groß, wenn auch viele der bestehenden mit Vorwärmung arbeitenden Anlagen aus Gründen engerer Anlehnung an die beim Kaltluftbetrieb gegebenen Vorbilder von diesem Vorteil noch nicht genügenden Gebrauch gemacht haben, sondern im Gegenteil an überflüssig teuren Feuerungseinmauerungen und dazu noch an einer Temperaturbeschränkung festhalten. Es liegt ein gewisser Widersinn darin, und es wäre ohne weiteres möglich, auch diese Feuerungen weiter unter den Kessel zu schieben, größere Strahlungsflächen in ihnen unterzubringen und höhere Leistungen bei niedrigeren Feuerungskosten, höheren Lufttemperaturen und billigeren Dampfpreisen zu erzielen. Nicht unwesentlich wäre der Wegfall schwieriger Ausbesserungsarbeiten an der Feuerungseinmauerung und den Gewölben. Eine stärkere Angleichung an die Feuerungen für hochwertige Brennstoffe ist zu empfehlen.

Kessel.

Ähnlich wie bei den Feuerungen liegt der fühlbarste Einfluß der Luftvorwärmer in der andersartigen Verteilung und der Erhöhung des Wärmeüberganges. Die Erhöhung des Strahlungsanteiles hat zu immer weitergehender Heizflächenumkleidung des Feuerraums, zu einer Ineinanderschachtelung von Feuerung und Kessel und zu der Entwicklung des sog. „Strahlungskessels“ geführt. Etwas grundsätzlich Neues ist damit nicht geschaffen worden, schon der Flammrohrkessel, der Rauchrohrkessel, der Lokomotiv- und Schiffskessel ist ein Strahlungskesseltyp; das Neuartige liegt nur in der größeren Leistung und der Möglichkeit der Verwendung der Wasserrohrkessel. Bei der Überschätzung, die der Strahlungskessel mitunter erfährt, sei vor allem daran erinnert, daß eine größere Wärmeübertragung durch Strahlung einen großen Teil der aufzubringenden Leistung vorwegnimmt und eine tiefere Gastemperatur beim Eintritt in die Konvektionsheizfläche schafft. Die kleinere, übrigbleibende Konvektionswärmeleistung muß nun auch bei entsprechend kleineren mittleren Temperaturdifferenzen sowie etwas verkleinerten k -Werten übertragen werden. Daraus folgt, daß ein solcher Kessel

ohne Luftvorwärmung gegenüber einem normalen Kessel keine nennenswerten Vorteile bietet, wenn man von der Verringerung des Wärmeverlustes des mit Strahlungsheizfläche umkleideten Feuerraumes und dem etwaigen verringerten Grundflächenbedarf absieht, während die Konstruktion sicherlich teurer ist. Das Bild ändert sich aber, und der Strahlungskessel hat erst einen Sinn und wirtschaftliche Bedeutung, wenn gleichzeitig hohe Luftvorwärmung angewendet wird, wodurch eine bedeutende Erhöhung der Strahlungsleistung ermöglicht wird, während die Anfangstemperatur des Gases in der Konvektionsheizfläche und deren Leistung nicht wesentlich herabgesetzt wird. Hohe Luftvorwärmung ist also ein notwendiger Bestandteil des Strahlungskessels. Hat man demgegenüber auch an Strahlungskesseln ohne Luftvorwärmung sehr hohe spez. Leistungen festgestellt, so geschah dies an Anlagen mit reduzierter Konvektionsheizfläche, höheren Abgastemperaturen und niedrigerem Wirkungsgrad. Darin kann jedoch das Ziel des Kesselbaues nicht bestehen — von einigen Sonderfällen abgesehen —; denn hohe spez. Leistungen lassen sich natürlich in gewissem Grade durch Überlastung oder Heizflächenverminderung auch bei normalen Kesseln auf Kosten des Wirkungsgrades erzielen.

Speisewasservorwärmung.

Um die Bedeutung der Luftvorwärmung und ihre Beeinflussung auf den Gesamtwirkungsgrad einer Kraftanlage zu

Zahlentafel 7. Bewertung wärmetechnischer Maßnahmen nach F. Hüttner.

1% Kesselwirkungsgrad	40— 50 kcal/kWh		
10° Rauchgasabkühlung:			
bei Steinkohle 6000 kcal/kg	22— 31	„	
bei Braunkohle 2000 kcal/kg	30— 42	„	
1% Frischdampfverlust	50— 70	„	Verlust
Steigerung des Dampfdruckes von 25 auf 50 ata	190—210	„	
Steigerung der Frischdampf-temperatur um 25°	30— 35	„	
Regenerativvorwärmung auf 130 bis 190°	250—350	„	
Durch Speicher vermeidbarer Rückgang bei Pendellast	150—200	„	
Vergleichmäßigung des Kesselbetriebes durch Speicher	100—200	„	
10° Kondensatunterkühlung	40— 60	„	Verlust
Vermeidbare Pumparbeit bei Pendellast	25— 50	„	

ermessen, ist es notwendig, sich zu vergegenwärtigen, welche Erfolge durch Luftvorwärmung direkt und welche indirekt erzielt und ermöglicht werden. Als wichtigstes, im indirekten Zusammenhang stehendes Verfahren zur Steigerung des Kreisprozeßwirkungsgrades muß die Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf angesehen werden. Einen Überblick über den Wert wärmewirtschaftlicher Maßnahmen erhält man aus Zahlentafel 7, die von Hüttner durch eine neuartige, aufschlußreiche Behandlung wärmetechnischer Fragen im Kraftwerksbetrieb erhalten und aufgestellt worden ist¹⁾.

Für jeweils 100 kcal/kWh sind die Werte des äquivalenten Kapitalaufwandes für Kohle von 6000 kcal/kg und 15 % Kapitaleinstellung in folgender Zahlentafel aufgeführt:

Zahlentafel 8.

Benutzungsstunden	2000		3500		5000	
Kohlepreis R.M./t	20	10	20	10	20	10
100 kcal/kWh sind äqui- valent R.M./kW	4,44	2,22	7,8	2,9	11,1	5,55

Man sieht den außerordentlichen Vorteil der Anzapfdampfvorwärmung, soweit die Luftvorwärmung auf konstanter Höhe gehalten wird, erkennt andererseits aber auch die unbedingte Notwendigkeit, diese Maßnahmen nicht durch Wirkungsgradeinbußen zu erkaufen. Hier muß auf einen in der zahlreichen Literatur über die Anzapfdampfvorwärmung häufig übersehenen Punkt hingewiesen werden. Durchweg findet man Betrachtungen über die Wirtschaftlichkeit, die Anzapfdampfmengen, die günstigsten Anzapfdrucke und die Zahl der Anzapfstellen, die entweder rein theoretisch oder aber doch auf den Wasser-Dampf-Kreislauf beschränkt sind. Man hofft dabei, daß es schon gelingen möge, den Kesselwirkungsgrad beispielsweise durch Luftvorwärmung konstant zu halten. So sei auf Abb. 36 nach W. G. Noack verwiesen²⁾, aus der hervorgeht, daß ohne Ausgleich des Verlustes an Kesselwirkungsgrad durch Luftvorwärmung überhaupt keine Wirkungsgradverbesserung der Gesamtanlage eintritt (Kurve α), daß also die Luftvorwärmung ein notwendiger Bestandteil

¹⁾ F. Hüttner, „Mittel zur Verbilligung der Energiekosten bei schwankender Last“. *Warme* 54 (1931), 38, S. 705—710, 39, S. 729 bis 732, besonders S. 732.

²⁾ W. G. Noack, „Verfahren der Anzapfdampfvorwärmung“. *Z. VDI.* 70 (1926), 30, S. 1004—1010.

des Verfahrens ist. Kurve *b*, die unter der Voraussetzung eines konstanten Wirkungsgrades gezeichnet ist, erweckt dagegen den falschen Eindruck, als ob die Wirtschaftlichkeit der Gesamtanlage mit steigender Speisewassertemperatur

dauernd anstiege. Hierzu muß berichtigt werden, daß diese Kurve natürlich nicht für eine bestimmte Anlage mit konstanten Anschaffungskosten, sondern für eine Anlage mit wachsenden Vorwärmergrößen und mit ansteigenden Lufttemperaturen gilt. Dieser Einfluß legt zwei wichtige Beschränkungen auf: Durch Erhöhung der Anschaffungskosten wird der Wert der Anzapfdampfvorwärmung mit Speisewassertemperatur herabgedrückt, so daß der Anstieg weniger steil verläuft und auch wieder ein Abfall eintritt, und außerdem setzt die Erhöhung der Lufttemperatur, abhängig von dem Feuerungssystem, dem Brennstoff und der Betriebsweise (s. auch Rauchgasrückführung) eine praktische Grenze. Da außerdem aus rein praktischen und betriebstechnischen Gründen eine Beschränkung der Anzapfstellen geraten erscheint, darf wohl eine zweistufige (im Höchstfall dreistufige) Vorwärmung als zweckmäßigst empfohlen werden.

Man sieht auch, daß nicht nur die Anpassung der Lufttemperatur an die gegebenen Einrichtungen wichtig ist, auch die umgekehrte Problemstellung, Feuerungen zu schaffen, die

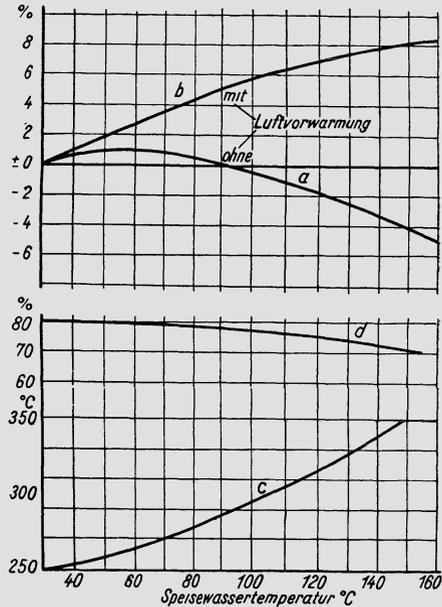


Abb. 36. Veränderung des Anlagewirkungsgrades bei zunehmender Speisewassertemperatur (für 15 ata, 350° und 95% Luftleere) nach W. G. Noack.

a bei Vorwärmung durch Anzapfdampf und darauf folgender Vorwärmung des Speisewassers in einem Rauchgasvorwärmer, wobei angenommen ist, daß die Rauchgastemperatur im Fuchs nach Schaulinie *c* zu- und der Kesselwirkungsgrad nach Linie *d* abnimmt

b bei Vorwärmung in mehreren Stufen durch Anzapfdampf allein, wobei angenommen ist, daß sich der Wirkungsgrad des Kessels nicht ändert (Ausnutzung der Abwärmedurch einen Luftvorwärmer).

so und so hohen Lufttemperaturen im Dauerbetrieb gewachsen sind, ist für die Weiterentwicklung des Kraftwerksbaues von noch höherer Bedeutung. Darin sollte ein gewisser Anreiz für den Feuerungskonstrukteur liegen, während bisher von dieser Seite nur Widerstände in der Zulassung höherer Lufttemperaturen fühlbar wurden, was zwar verständlich, aber der Entwicklung nicht gerade besonders förderlich ist.

Im Zusammenhang mit der Frage der Wirkungsgradsteigerung des Kreisprozesses von Dampfanlagen, wie die durch Dampfdruck- und Temperatursteigerung, durch Anzapfdampfvorwärmung, Speicherung und ähnliche Maßnahmen, sei eindringlich darauf hingewiesen, daß die Schaffung hochwertiger und selbstverständlich auch wertvollerer Anlagen im Dampf-Wasser-Kreislauf keinesfalls durch Verschlechterung des Kesselwirkungsgrades in ihrer Wirkung geschmälert werden darf, vielmehr gehört zu einer solchen Anlage notwendigerweise eine gleichhochwertige, dem wirtschaftlichen Optimum der spez. Belastung und der Gasabkühlung möglichst nahekommende Kesselanlage. Diesem Ziel dient der Einbau großer Luftvorwärmer und die Anpassung der Feuerungen an die sich ergebenden Lufttemperaturen.

Die Abgas-Speisewasservorwärmung darf nach alledem aber keineswegs als überholt oder gar unwirtschaftlich angesehen werden, sie behält ihre Bedeutung, wenn auch etwas geschmälert, durchaus bei. Nicht alle Anlagen werden Anzapfdampfvorwärmung gebrauchen können, vor allem wird es häufig nicht möglich und nicht wirtschaftlich sein, das Speisewasser nur durch Dampf vorzuwärmen, so daß noch eine gewisse Leistung für abgasbeheizte Speisewasservorwärmer übrigbleibt. Im übrigen geht das Bestreben keineswegs dahin, die Ekonomiser einfach durch Luftvorwärmer zu ersetzen; weit bessere und wirtschaftlichere Lösungen der Abwärmefragen ergeben sich aus einer Kombination von Ekonomiser und Luftvorwärmer, worauf in Kap. VI, 2, S. 257 ausführlicher eingegangen wird. Für die Ekonomiser selbst ergibt sich aus der Zusammenarbeit mit Luftvorwärmern eine Verminderung ihres Leistungsanteiles und vielfach eine Erhöhung der Wassereintrittstemperatur (infolge vorangegangener Dampfvorwärmung), beides Gesichtspunkte, die die Sicherheit und Zuverlässigkeit des Ekonomiserbetriebes in vorteilhafter Weise steigern. Bei sehr hoher Vorerwärmung des Wassers ist jedoch die Erreichung der Verdampfgrenze

leicht möglich, und es empfehlen sich hier Konstruktionen und wasserseitige Schaltungen, die dies ohne Betriebsstörung, Wasserschläge usw. ermöglichen.

4. Saugzug- und Unterwindanlagen.

Saugzug und Schornstein.

Durch die Einführung der Luftvorwärmung ist die Bedeutung mechanischer Zugerzeugung sowohl durch den gesteigerten Zug- und Druckbedarf als auch durch die Möglichkeit tieferer Gasabkühlung und die dadurch bedingte Verringerung des Auftriebes im Schornstein stark gestiegen. Gleichzeitig ermöglicht die künstliche Gasbewegung eine Steigerung der Gasgeschwindigkeiten in den Kesseln, Ökonomisern, Luftvorwärmern, Gaskanälen und Fächsen bis auf die wirtschaftlichste Geschwindigkeit, die sich aus der Summe der Amortisations- und Betriebskosten ermitteln läßt (vgl. S. 246), die unter anderem besonders von der jährlichen Betriebsstundenzahl sowie vom Anschaffungs- und Strompreis abhängig ist. Eine praktische Grenze wird lediglich durch die zunehmende Schleifwirkung der schnellströmenden, staubbeladenen Rauchgase gezogen, die jedoch meist weit über der wirtschaftlichsten Geschwindigkeit liegen dürfte. Außerdem gestatten Saugzuganlagen die Einhaltung der wirtschaftlichsten Abgastemperatur der Kesselanlage, während beim natürlichen Zug durch den schnellen Kostenanstieg und den starken Zugwirkungsabfall die wirtschaftlichsten Abgastemperaturen schon im Bereich von 180 bis 200° C liegen, was noch außerordentlich hohe Abwärmeverluste bedingt.

Natürlicher Zug allein, ohne Unterwindgebläse, scheidet bei Anlagen mit Luftvorwärmern ganz aus, da der Zugbedarf zu groß und die spezifische Belastbarkeit der Gesamtanlage unwirtschaftlich niedrig wäre; dazu käme, als betriebserschwerender Nachteil, die Notwendigkeit, im Feuerraum mit sehr großen Unterdrücken zu arbeiten, da der Drucknullpunkt am Lufteintritt in den Luftvorwärmer liegen müßte. Es kommen daher nur die folgenden drei Fälle in Betracht:

1. Natürlicher Zug mit Unterwindgebläse;
2. Künstlicher Zug und Unterwindgebläse;
3. Wechselweiser Betrieb mit natürlichem Zug bei niedrigen Belastungen und mit künstlichem Zug bei hohen Belastungen.

Bei der Betrachtung des Falles 1, einer Anordnung, die man bei Beginn der Einführung der Luftvorwärmung in den Dampfkesselbetrieb sehr häufig in Anlehnung an die bisherigen Anlagen mit Kessel, Ekonomiser und Schornstein (mit 180 bis 200° Abgastemperatur) gewählt hat, ohne die Möglichkeiten der Luftvorwärmung voll zu erkennen und auszunutzen, muß besonders auf die Tatsache aufmerksam gemacht werden, daß ja der Schornstein genau so wie der Saugzugventilator eine, wenn auch ohne mechanisch bewegte Maschinenteile arbeitende, thermische Arbeitsmaschine ist, welche Wärme in Arbeit (Förderarbeit) umsetzt. Der thermische Wirkungsgrad dieser Umsetzung ist allerdings sehr niedrig, wie folgendes Beispiel zeigt:

Eine Steinkohle von 7000 kcal/kg ergibt bei 12 % CO₂ 12,2 nm³/kg Abgas entsprechend 20,24 m³ bei 180° gemessen. Der Abgasverlust beträgt bei 20° Außentemperatur nach Gl. (1):

$$\left(0,00510 + \frac{0,6281}{12}\right) \cdot (180 - 20) = 9,19\%,$$

d. i. $0,0919 \cdot 7000 = 643,3$ kcal/kg Kohle. Nimmt man an, daß der Schornstein von 120 m eine maximale Zugstärke von 45 kg/m² (mm WS) ergäbe, so beträgt die Förderarbeit

$$20,24 \cdot 45 = 910,8 \text{ mkg} \quad \text{oder} \quad \frac{910,8}{427} = 2,133 \text{ kcal/kg Kohle.}$$

Der Wirkungsgrad der Zugerzeugungseinrichtung in Gestalt eines 120 m hohen Schornsteins ist demnach

$$\eta = \frac{2,133 \cdot 100}{643,3} = 0,332\%,$$

also nur etwa $\frac{1}{3}$ %. Zu einem ähnlichen Ergebnis kommt man durch eine rein thermodynamische Behandlung der Aufgabe¹⁾.

Daraus ergibt sich, daß die verhältnismäßig hohen Abgastemperaturen, die bei Anlagen mit Schornsteinzug aufrechterhalten werden müssen, durch den geringen Wirkungsgrad dieser Art von Zugerzeugung bedingt sind und nicht unterschritten werden können. Der Brennstoffaufwand für die Deckung der Abwärmeverluste ist bei natürlichem Zug gewissermaßen ein Wärmearaufwand zum Betrieb der Zugerzeugungsmaschine „Schornstein“.

¹⁾ Vgl. „Thermodynamik des Schornsteinzuges“. Feuerungstechnik 15 (1927), 13, S. 152—153.

Dagegen liegt der Wirkungsgrad der Saugzuganlagen ganz bedeutend höher, nämlich in der Größenordnung von 30 bis zu 70 %, er muß jedoch zu einem gerechten Vergleich noch mit dem Wirkungsgrad der gesamten Stromerzeugungsanlage multipliziert werden (elektrischer Antrieb angenommen). Außerdem läßt die Saugzuganlage einen wirklichen Abwärmeverlust zurück, da sie ja nicht die Wärme im Abgas, sondern mechanische oder elektrische Energie zur Zugerzeugung verwendet. Allerdings kann diese Abwärme in gewissem Sinne in dem an den Saugzugventilator anschließenden Schlot zur Deckung eines kleinen Teils der Gesamtzugverluste beitragen (es handelt sich also um eine Hintereinanderschaltung der Zugerzeugungsorgane Ventilator und Schlot), doch ist dieser Betrag meist so geringfügig wegen der schon sehr niedrigen Gastemperaturen und der geringen Schlothöhen, daß man ihn praktisch vernachlässigen kann. Es geht daraus hervor, daß eine Saugzuganlage eine um so größere Berechtigung hat, je höher der Wirkungsgrad der Gesamtanlage, d. h. je hochwertiger diese Anlage und je billiger der erzeugte Dampf oder Strom ist, und ferner, daß man einer sachgemäßen Ausbildung der Saugzuganlage und ihres Antriebes zur Erzielung möglichst hoher Wirkungsgrade große Beachtung schenken muß.

Den Vergleich zwischen Schornsteinzug und Saugzug unter voller Ausnutzung der gegebenen Möglichkeiten kann man auch in der Weise anstellen, daß man die Amortisation der Anschaffungskosten der Abwärmeverwerter (Economiser und Luftvorwärmer), der Zugerzeugungsanlage und ihrer Antriebe sowie des für die Bereitstellung der Antriebsleistung notwendigen Kraftwerksanteiles mit den Betriebskosten und den Brennstoffkosten beispielsweise für 1 t/h Dampf vergleicht, wie dies in Abb. 37 für ein konkretes Beispiel durchgeführt wurde. Hier zeigt sich die Überlegenheit der Saugzuganlage bei guter Kraftwerksausnutzung und eine geringe Überlegenheit des Schornsteins bei sehr schlechter Ausnutzung, ferner sind die beträchtlichen Unterschiede zwischen Dampftrieb und elektrischem Antrieb zu erkennen. Diese Unterschiede sind hauptsächlich bedingt durch den geringeren Betrag für die Bereitstellung der Antriebsleistung.

Die Vorteile des Schornsteins liegen in der Einfachheit des Betriebes, im Wegfall laufender Betriebskosten, den geringen Unterhaltungskosten und der Rauchgasabführung in großer Höhe. Nachteilig sind die Leistungsbeschränkung durch die

Begrenzung der nutzbaren Zugstärke, die notwendige Auslegung des Schornsteins und Festlegung des Anschaffungskapitals entsprechend der gewünschten Höchstleistung, die großen Fundamente und meist sehr langen Rauchgasföhse. Die häufig geübte Praxis, die Abwärmeverwerter bei Spitzen-

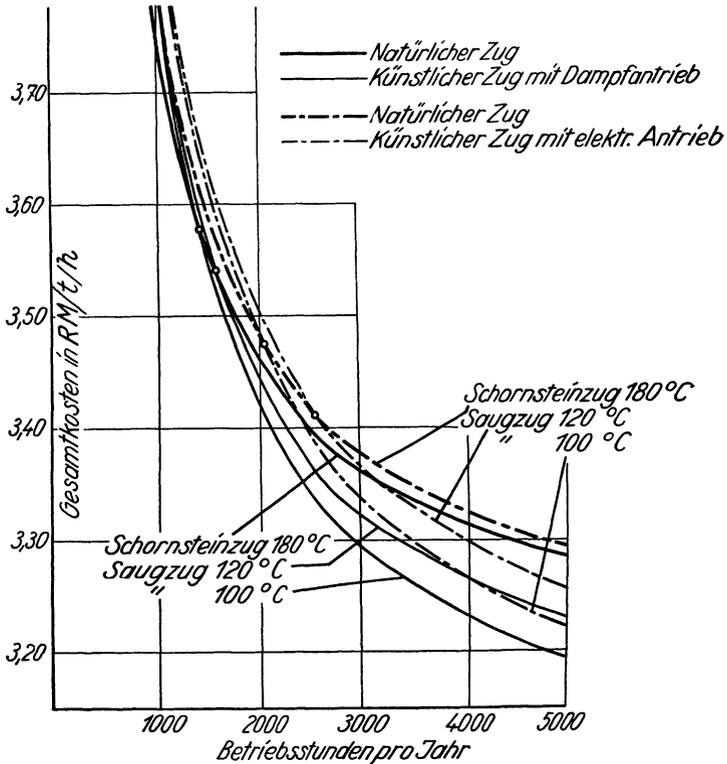


Abb. 37. Vergleich zwischen natürlichem Zug und künstlichem Zug mit Dampf- und elektrischem Antrieb.

(Summe der Kosten für die Amortisation der Abwärmeverwertungs- und Zugsanlage sowie für den Brennstoffverbrauch, bezogen auf 1 t/h Dampf unter Berücksichtigung der bereit zu stellenden Antriebsleistung.)

last ganz oder teilweise auszuschalten, um den Zugbedarf zu senken und die Gastemperaturen im Schornstein zu heben, ist von schwerwiegenden wirtschaftlichen Nachteilen, da nicht nur die Abwärmeausnutzung in entsprechendem Ausmaß wegfällt, sondern da auch die Feuerungsanlagen durch die

Wirkungsgradsenkung überlastet werden und zu einer Verschlechterung des Feuerungswirkungsgrades Anlaß geben. Die Bequemlichkeit dieser Maßnahme verleitet manchen Heizer zu starkerer Inanspruchnahme, als es wirtschaftlich

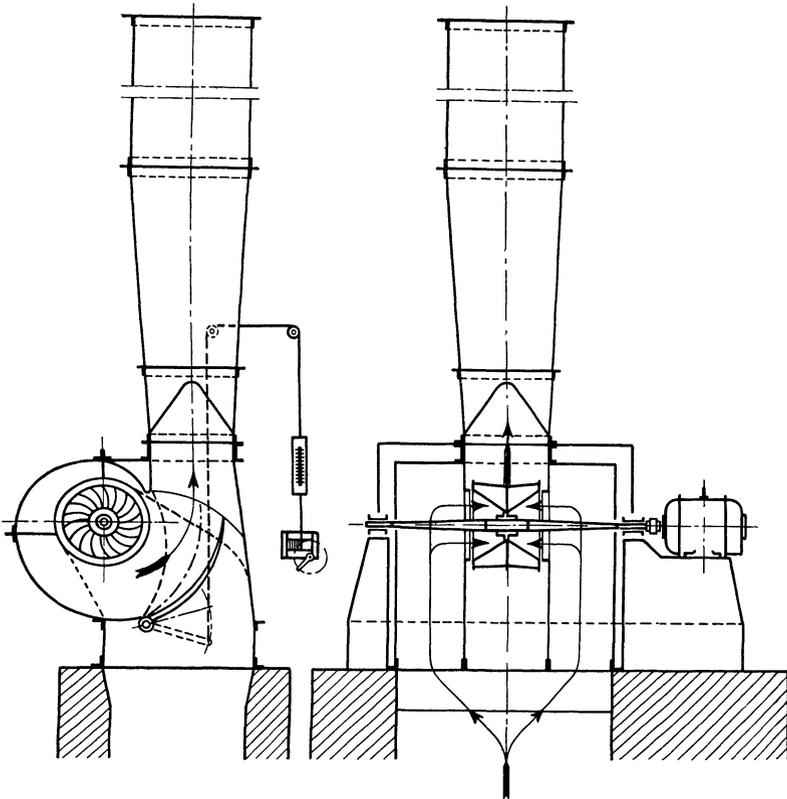


Abb. 38. Saugzuganlage mit Gehäuseregulierung System Finsterbusch (Ges. f. Ventilatorzug m. b. H., Berlin-Charlottenburg).

vertretbar ist. Eine rechnerische Nachprüfung der Nachteile dieser Betriebsweise kann daher jedem für die Wirtschaftlichkeit seines Betriebes verantwortlichen Betriebsleiter dringend empfohlen werden.

Aus diesen Betrachtungen schalen sich die Vorteile der künstlichen Zug- und Unterwinderzeugung klar heraus: Niedrige Anschaffungskosten, Anpassung an jeden, auch den

höchsten Zugbedarf, vorteilhafter Betrieb auch bei geringeren Belastungen durch die gegebenen Regelungsmöglichkeiten, geringer Platzbedarf und gute Anpassung an die Kesselanlagen bei kurzen Rauchgaskanälen sowie endlich die Möglichkeit hoher spezifischer Leistungen der Feuerung, der Kessel, Ekonomiser und Luftvorwärmer. Tiefe Rauchgasabkühlung vermindert die Ventilatorarbeit und erhöht seine Betriebssicherheit, obwohl die heute auf dem Markt befindlichen Saugzuganlagen größtenteils allen an sie gestellten Anforderungen zu genügen imstande sind.

Der wechselweise Betrieb von natürlichem und künstlichem Zug kommt vor allem in solchen Anlagen in Frage, wo bei noch verhältnismäßig hohen Abgastemperaturen (geringer Ausnutzungsfaktor) mit sehr stark schwankenden Belastungen zu rechnen ist. Arbeitet der Kessel bei schwachen Belastungen mit natürlichem Zug, so sollten die Rauchgase nicht durch den Ventilator hindurchgeführt werden, der einen zusätzlichen, mitunter nicht unerheblichen Widerstand darstellt, sondern es empfiehlt sich, eine besondere Umgehung des Ventilators vorzusehen. Die konstruktive Aufgabe läuft dann auf eine Schaffung möglichst günstiger Strömungsverhältnisse bei beiden Antriebsarten hinaus. Eine gute Lösung dieser Art ist die beispielsweise in Abb. 38 dargestellte Möglichkeit bei Ventilatoren mit Gehäuseregelung Bauart Finsterbusch. Andere Beispiele vgl. Münzinger, „Kesselanlagen für Großkraftwerke“¹⁾ Abb. 161—169, S. 76—79. Inwieweit man bei der Konstruktion der Kessel, Ekonomiser und Luftvorwärmer in solchen Fällen Zugeständnisse an den Betrieb mit natürlichem Zug machen soll (geringe Geschwindigkeiten), bedarf von Fall zu Fall einer wirtschaftlichen Untersuchung, bei welcher die Betriebsdauer und der Gesamtbrennstoffverbrauch der einen und der anderen Betriebsweise ausschlaggebend ist. Solche Untersuchungen sind aber nur dann von Wert, wenn ein Fahr- und Belastungsdiagramm der Anlage schon bei der Projektierung aufgestellt werden kann.

Indirekt und direkt wirkende Saugzuganlagen.

Zuganlagen können indirekt wirkend, direkt wirkend oder kombiniert sein. Indirekt wirkende Anlagen (Abb. 39) haben den Vorteil, im Ventilator nur kalte Luft fördern zu müssen, dagegen den schwer wiegenden Nachteil eines geringeren

¹⁾ VDI.-Verlag, Berlin, 1928.

Wirkungsgrades, womit sie gegen die dringendste Forderung der konstruktiven Weiterentwicklung der Zuanlagen verstoßen. Kombinierte Zuanlagen, bei denen Rauchgas oder ein Rauchgas-Luft-Gemisch in den düsenförmigen Schlot ein-geblasen wird, bieten keine Vorteile und arbeiten ebenfalls mit geringen Wirkungsgraden. Direkt wirkende Saugzug-anlagen fördern das heiße Rauchgas, müssen daher durch Temperaturbeanspruchung und Wärmeausdehnung höheren

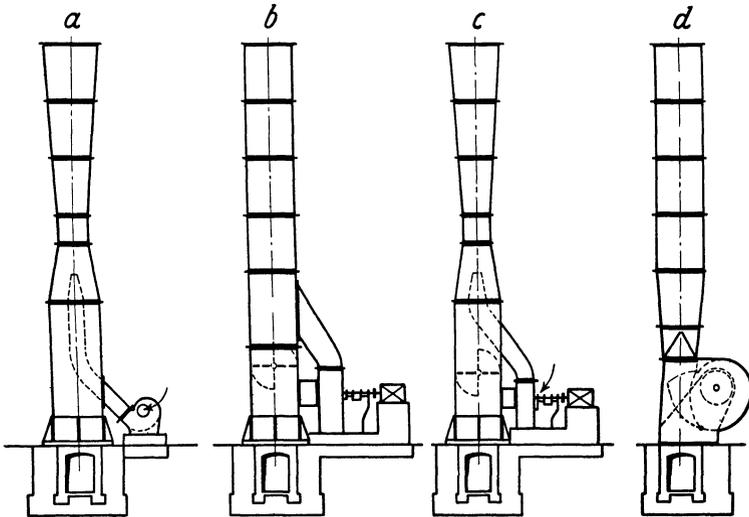


Abb. 39. Indirekte und direkte Zuanlagen.

a Indirekt wirkende Zuanlage (Luftinjektor); *b* Direkt wirkende Zuanlage; *c* Kombi-nierte Zuanlage (Rauchgas-Luft-Gemisch-Injektor); *d* Direkt wirkende Zuanlage mit aufgesetztem Schlot.

Anforderungen genügen, was jedoch mit den heutigen tech-nischen Mitteln keine Schwierigkeiten bereitet, sie haben da-gegen den Vorteil, daß man mit ihnen höhere Wirkungsgrade erreichen kann. Daß man indessen vielfach Zuanlagen an-trifft, die erstaunlich geringe Wirkungsgrade aufweisen, kann auf mangelhafte Konstruktionen, unzuweckmäßigen, strö-mungstechnisch sehr ungünstigen Einbau, schlechte An-passung an die wirklichen Arbeitsbedingungen durch die Wahl eines nur ungefähr entsprechenden normalen Ventilator-modelles oder auf ungenügende Klärung der wirklichen Arbeitsverhältnisse bei der Projektierung zurückgeführt werden. Harter Konkurrenzkampf hat vielfach sogar dazu

geführt, die erreichbaren Ventilatorwirkungsgrade zur Verbilligung der Konstruktion herabzusetzen, ein Verfahren, dem verständige Käufer durch eine genaue Wirtschaftlichkeitsprüfung (bei entsprechend exakter Fassung der Garantiebedingungen), also durch Ermittlung der wirklichen Amortisations- und Betriebskosten entgegenwirken sollten. Bei Ausführungen nach Abb. 39b besteht leicht die Gefahr eines Rücksaugens bereits geforderter Rauchgase, was durch möglichst dichten Abschluß zwischen Saug- und Druckraum zu vermeiden ist.

Die Entwicklung der Zusanlagen hat zu einer allgemeinen Ausbreitung der direkt wirkenden Anlagen geführt, während indirekt wirkenden Sonderanwendungsgebiete wie die Absaugung sehr heißer oder stark säurehaltiger Gase und Dämpfe vorbehalten bleiben, die im Gebiete der Dampfkessel nicht vorkommen. Die weitere Entwicklung muß besonders auf Erhöhung der Wirkungsgrade und stromungstechnisch vollkommener Einbaulösungen gerichtet sein, um den Anforderungen der Kraftwerke mit ihrem stark angestiegenen Eigenverbrauch gerecht zu werden.

Ventilatoren.

Leistung und Wirkungsgrad der Zugerzeugungs- und Unterwindanlagen sind in erster Linie von der Konstruktion der Ventilatoren abhängig; es soll daher kurz auf die wichtigsten Verluste beim Betrieb von Ventilatoren eingegangen werden unter Hinweis auf die konstruktiven Maßnahmen zu ihrer Einschränkung. Beim Zentrifugalventilator, der vorherrschenden Bauart, sind die Hauptverluste: die Eintrittsverluste, Reibungsverluste, Spaltverluste, Austritts- und dynamischen Verluste sowie endlich die mechanischen Verluste.

Die Eintrittsverluste beim Einströmen des Gases bzw. der Luft in das Laufrad sind Umlenkungs- und Stoßverluste, die besonders durch ungleichmäßige Verteilung über das Laufrad verstärkt werden können. Stoßfreier Eintritt kann konstruktiv nur bei einer, der normalen Liefermenge erzielt werden, er läßt sich jedoch durch die Ausbildung der Eintrittswinkel, der Eintrittskanten und der Saugkasten mildern¹⁾. Durch ungleichmäßige Gasverteilung auf das Rad entstehen Verluste durch Querströme und Verwir-

¹⁾ Vgl. Dr. E. Wiesmann, „Die Ventilatoren“, Springer, Berlin (1930), 2. Auflage, S. 96—108.

belungen, die von G. C. Derry auf mindestens 10 % geschätzt werden¹⁾. Er erblickt in der Ausschaltung dieser Verluste ein Mittel zu wesentlicher Leistungssteigerung, wie dies die Ventilatorausführungen der B. F. Sturtevant Co., Boston, gezeigt haben. Um einen stoßfreien Übertritt des Gases in das Laufrad zu ermöglichen, besitzt der Sturtevant-Ventilator zwei Einlaßspiralgehäuse (bei doppeltaugenden Ventilatoren), die dem Gas eine Drehbewegung in der Laufraddrehrichtung erteilen. Die ursprünglich zur Abbremsung des dem Laufrad sogar voraus-eilenden Gaswirbels gedachten Leitschaufeln werden drehbar angeordnet, womit zugleich eine einfache, wirksame und ziemlich verlustfreie mechanische Regelung erzielt wird, die in gewissen Belastungsbereichen eine Tourenregelung vollwertig ersetzt. Bei Unterwindventilatoren, die aus dem Freien ansaugen, werden diese drehbaren Leitschaufeln radial in den Einlaßquerschnitt eingesetzt (s. Abb. 40).

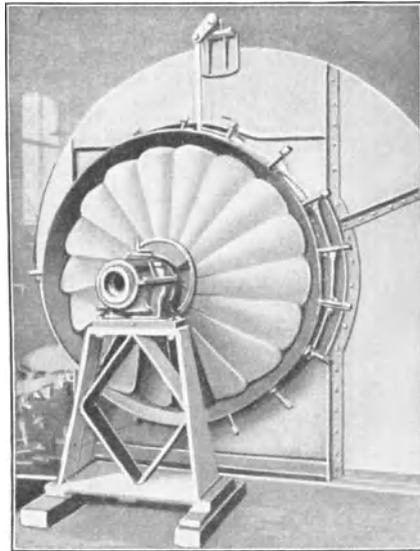


Abb 40 Sturtevant-Ventilator mit drehbaren Leitschaufeln an der Eintrittsseite.

Ein anderes Mittel gleichmäßiger Verteilung auf die Schaufelbreite, System Adra²⁾, ist in Abb. 41 dargestellt. Der Grundgedanke der Konstruktion war eine Vergleichmäßigung der Beaufschlagung, um besonders bei staubführenden Gasen eine entsprechend gleichmäßige Schaufelabnutzung zu erzielen.

Die Eintrittsgeschwindigkeiten werden mit Rücksicht auf die Größe der Ansaugöffnung möglichst hoch, mit Rücksicht auf die Eintrittsverluste jedoch wiederum in gewissen Grenzen gehalten werden müssen. Als Anhaltzahlen findet man

¹⁾ G. C. Derry, „Eliminating Inlet Loss in Induced Draft Fans“. Power Plant Engineering, 1. Oktober 1928.

²⁾ S. A. „Adra“, Roubaix und C. de Raedt, Wavre.

8 bis 12 m/s angegeben. Karg¹⁾ empfiehlt Werte von 5,8 m/s bei einer Gesamtförderhöhe von 10 mm W.-S. parabolisch ansteigend bis zu 30 m/s bei $h = 800$ mm W.-S. Von Geschwindigkeiten über 30 m/s ist abzuraten.

Die Reibungsverluste und die sonstigen auf Wirbelablösung, Kavitationserscheinungen und dgl. beruhenden Verluste im Laufrad können konstruktiv durch die Zahl der Schaufeln, die Gestaltung der Schaufeln und Kanäle und die Rauigkeit (vorstehende Nietköpfe und dgl.!) beeinflusst werden.

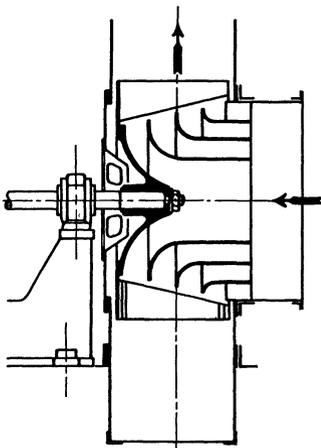


Abb. 41. Gasführungs- und Verteilungseinrichtung System „Adra“ am Ventilatoreintritt.

Die meist mit Rücksicht auf billige Herstellung primitiven Laufradformen dürften durch eine Übertragung der Erfahrungen mit anderen Kreiselmaschinen (insbesondere mit Dampfturbinen) bedeutend gewinnen können. Eine Verengung der Schaufelkanalquerschnitte gegen den Austritt hat den Vorteil geringerer Verluste durch Wirbelablösung von den Seitenwänden und geringerer Geräuschbildung.

Sorgfältige Laufradkonstruktionen sind besonders bei hohen Umdrehungszahlen angebracht. Die Umdrehungszahlen dagegen sollten sowohl vom Standpunkt der Anpassung an die Antriebsmaschinen und deren Anschaffungskosten als auch mit Rücksicht auf Verbilligung der Ventilatoren selbst so hoch wie möglich gewählt werden. Maßgebend für die erzielbare Pressung ist die Laufradumfangsgeschwindigkeit. Nach „Hütte“, 23. Aufl., II, S. 596 ist

$$h = \mu \cdot \frac{u_2^2 \gamma}{g},$$

worin der manometrische Wirkungsgrad μ bei vorwärtsgekrümmten Schaufeln 0,78, bei radialen 0,66 und bei rückwärtsgekrümmten Schaufeln 0,54 beträgt. Umfangs-

¹⁾ H. R. Karg, „Schleudergebläse“, Oldenbourg, München und Berlin (1926), S. 74—76.

geschwindigkeit u , Drehzahl und Raddurchmesser hängen durch die einfache Beziehung

$$u = D \cdot \frac{\pi \cdot n}{60}$$

zusammen. Bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit (Pressung) wird also der Raddurchmesser um so geringer, je höher n ist. Um hohe Umfangsgeschwindigkeiten zulassen zu können — die Sturtevant Co. geht bis zu Werten von 127 m/s —, empfiehlt sich unter Umständen die Herstellung der Lauf­räder aus höherwertigem Material. So empfiehlt Wiesmann¹⁾ an Stelle des handelsüblichen Flußeisens, welches Spannungen bis zu 800 kg/mm² im Rotor zuläßt, V₂A-Stahl mit zulässiger Spannung bis 1300 kg/mm².

Die Spaltverluste und die sonstigen durch Radreibung verursachten Verluste können durch geeignete Konstruktionen — in Anlehnung an Kreiselmachines für größere Überdrücke (Kompressoren, Pumpen) — wohl noch etwas verbessert werden. Ihre Bedeutung ist indessen bei geringen Druckhöhen nicht so sehr ins Gewicht fallend.

Die Austrittsverluste dagegen wie auch die dynamischen Verluste spielen — ähnlich wie die Eintrittsverluste — eine große Rolle, nur sind sie früher in ihrer Bedeutung erkannt und bei den Konstruktionen berücksichtigt worden. So dient vor allem die spiralige Erweiterung der Ummantelung und ein schlanker Übergang vom Ausblasquerschnitt auf die anschließende Leitung (Schlot) in sog. Diffusoren zur Um­setzung des dynamischen in statischen Druck der Senkung dieser Verluste. Die sorgfältige Ausbildung der Diffusoren und ein Einbau, der ausreichend schlanke Diffusoren unterzubringen gestattet, ist von großer Bedeutung. Der direkte Anschluß des Schlotes durch einen konischen Diffusor nach Abb. 39d stellt in dieser Beziehung eine gute Lösung dar. Die Austrittsgeschwindigkeit sollte nach Angaben der Ventilatorzug G. m. b. H., Charlottenburg, 23—24 m/s möglichst nicht überschreiten. Bei sehr stark staubhaltigen Gasen sind mit Rücksicht auf den Verschleiß bedeutend geringere Werte zu empfehlen, da sich ein etwas teurerer Ventilator durch längere Lebensdauer und geringere Ausfälle und Störungen schnell bezahlt macht. Auch der Einbau von Leitschaufeln ist empfohlen worden, um eine möglichst verlustlose Strö-

¹⁾ A. a. O., S. 283.

mung zu erzielen. Wo es nicht möglich ist (z. B. aus Mangel an Entwicklungsraum), Diffusoren vorzusehen, sollte mit geringeren Austrittsgeschwindigkeiten und rückwärtsgekrümmten Schaufeln gearbeitet werden.

Außer den bisher genannten Zentrifugalventilatoren kommen auch Schrauben- oder Propellerventilatoren als Unterwind- und Saugzuanlagen vor. Diese Ventilatoren haben außerordentlich geringen Raumbedarf und ergeben mitunter recht günstige Einbaumöglichkeiten, wenn auch manchmal mit recht ungünstig langen Wellen. Während man bisher annahm, daß man mit Propellern nur geringe Druck-

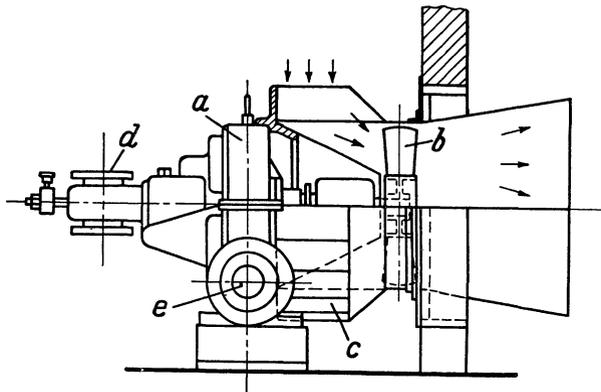


Abb. 42. Unterwind-Propeller mit Dampfturbinenantrieb.

differenzen überwinden könne, haben neuere Konstruktionen ihre Eignung auch für alle im Kesselbau vorkommenden Bedürfnisse erwiesen. Als Beispiel seien die Betz-Propeller der Siemens-Schuckertwerke A.G., Berlin, und die Propeller-Saugzuanlagen der Schmidt'schen Heißdampfgesellschaft, Kassel, angeführt, die hauptsächlich im Schiffskesselbetrieb Anwendung gefunden haben. Bei großen Druckdifferenzen werden auch zwei Propeller hintereinandergeschaltet und auf einer Welle laufend (Ausführung der Air Preheater Corp., Wellsville N. Y.) angeordnet. Ein Vorteil liegt in der Verwendung hoher Tourenzahlen und in der Kuppelungsmöglichkeit mit schnelllaufenden Antriebsmaschinen, wie das Beispiel der Abb. 42 der B. F. Sturtevant Co., Boston, zeigt. Solche Ventilatoren werden als Unterwindventilatoren schon bis über 250 mm stat. Pressung listenmäßig angeboten.

Antrieb und Regelung der Ventilatoren.

Die Ventilatoren können durch Turbinen oder Elektromotore angetrieben werden. Daß der elektrische Antrieb meist vorherrschend ist, dürfte weniger auf wirtschaftlicher Überlegenheit beruhen, sondern eher auf die historische Entwicklung, die mit kleinen Anlagen begann, und auf ein kritikloses Festhalten am Herkömmlichen zurückzuführen sein. Der Dampfturbinenantrieb hat ohne Zweifel den gewaltigen Vorteil hoher Tourenzahl (ja in vielen Fällen wird er noch Vorgelege erfordern), so daß die Ventilatoren billig werden, und ferner den Vorteil einfacher Tourenregelung. Im Vergleich zwischen elektrischem und Dampftrieb ist dann vor allem folgender Wesensunterschied festzustellen: Der elektrische Antrieb erfordert Strom, dessen Herstellung das ganze Kraftwerk, von der Kohle bis zur Sammelschiene, sodann meist noch eine weitere Umformung in Anspruch nimmt, während die Turbinen nur den Kessel mehr belasten. Die Investierungsmehrkosten für die Bereitstellung der notwendigen elektrischen Leistung können nach den vorsichtigen Berechnungen Hüttners¹⁾ zu 330 RM./kW Hilfsmaschinenleistung angenommen werden, gegenüber 180 RM./kW bei Turbinenantrieb. Nach H. Schult²⁾ kostet die gesamte Eigenbedarfsleistung bei elektrischem Antrieb etwa 500–600 RM./kW, davon die Hälfte für die Anlageteile bis zur Sammelschiene. Was die Wirkungsgrade betrifft, so unterscheiden sie sich trotz der geringeren Wirkungsgrade der Kleindampfturbine nicht sonderlich, da beim elektrischen Antrieb noch die Verluste im Generator, der Fortleitung und Umformung der Energie und im Motor selbst hinzukommen, womit der meist festgestellte Wirkungsgradunterschied nahezu vollkommen aufgehoben sein dürfte.

Die Überlegenheit des Dampftriebes scheint besonders bei großen Leistungen und unter Voraussetzung hoher Turbinenwirkungsgrade gegeben zu sein²⁾. Eine sehr bemerkenswerte Lösung des Dampftriebes wurde bei der Erweiterung des Kraftwerks Hell Gate der United Electric Light & Power Company, New York City, gefunden, die W. E. Caldwell³⁾ beschrieben hat. Danach werden je zwei

¹⁾ Laut persönl. Mitteilung.

²⁾ Dr.-Ing. H. Schult, „Dampf- oder elektrischer Antrieb der Eigenbedarfsanlagen größerer Dampfkraftwerke?“ E.T.Z. 52 (1931), 35 und 36, S. 1109ff.

³⁾ W. E. Caldwell, „Ljungstrom Turbine Fan Drives at Hell Gate“. Power Plant Engg. 35 (1931), 7, S. 396—397.

der vier Saugventilatoren durch eine Hochdruckturbine von 730 kW und 7500 U/min über ein Zahnradgetriebe angetrieben, während die nachgeschalteten Niederdruckturbinen von 294 kW bei 6000 U/min über ein entsprechendes Übersetzungsgetriebe die Unterwindventilatoren antreiben, wie aus dem Schaltungsschema Abb. 43 hervorgeht. Der Dampf durchströmt nacheinander die Hochdruckturbine und die Niederdruckturbine und gelangt dann in einen Speisewasservorwärmer. Durch Regelventile wird die Gesamtleistung,

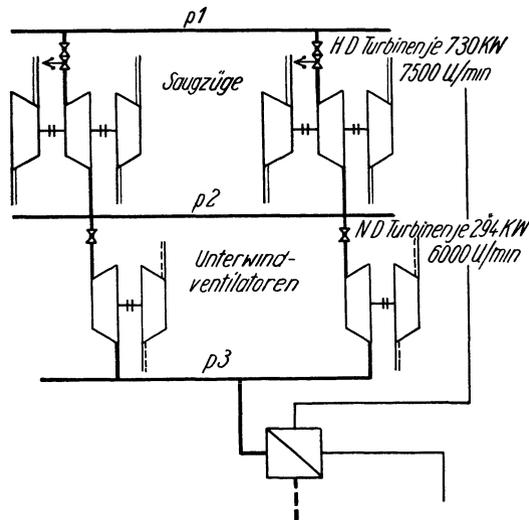


Abb. 43. Schema des Turbinenantriebes der Saugzug- und Unterwindventilatoren der Hell Gate Station.

durch die Ventile vor den Niederdruckturbinen die Leistungsverteilung auf die Saugzug- und Unterwindventilatoren geregelt. Der Enddruck schwankt je nach der Kesselleistung zwischen 0,35 und 1,75 at. Thermodynamisch betrachtet bilden Saugzug- und Unterwindantriebsturbine ein Aggregat, mechanisch dagegen ist jede Turbine unabhängig und einzeln regelbar¹⁾.

Bei elektrischem Antrieb kommen Elektromotoren aller Systeme, meist mit dem Ventilator direkt gekuppelt, zur Anwendung. Anlagen mit Riemenantrieb kommen nur noch

¹⁾ Vgl. auch N. E. L. A. Publ. Nr. 151, 1931, Prime Movers Committee. Statement by B. F. Sturtevant Comp., Hyde Park, Boston.

selten vor, obwohl ja ein Stufenscheibetrieb ein einfaches Hilfsmittel zur Tourenregelung in gewissen Grenzen darstellt.

Untersuchungen über die wirtschaftlichste Antriebsart sind verschiedentlich angestellt worden, deren Ergebnisse sich jedoch dahin zusammenfassen lassen, daß sich allgemeine Aussagen über die zweckmäßigste Antriebsart und die wirtschaftlichste Regelungsart nicht machen lassen¹⁾. Wohl kommen die einzelnen Untersuchungen zu Schlußfolgerungen, die dem einen oder anderen System den Vorzug geben, doch sind diese keineswegs stets gleichlautend und stark von den Voraussetzungen abhängig. Zu einer genauen Wirtschaftlichkeitsuntersuchung ist es notwendig, Anschaffungskosten, Wirkungsgrade bei allen Belastungen, auch bei den verschiedenen Regelungsarten, Stromkosten und gegebenenfalls Stromumwandlungskosten sowie endlich die Größe und Dauer der Belastungen genau zu kennen. Hierzu kommen jedoch noch andere, teilweise rechnerisch nicht oder noch nicht erfassbare Einflüsse wie Platzbedarf der Motoren und Regeleinrichtungen, Betriebssicherheit, Bedienungs- und Reparaturkosten, Auswechselbarkeit, Angleichung an andere vorhandene Antriebe, Möglichkeit der Fernsteuerung und dgl. mehr.

Die Regelung der Ventilatoren, die bei einer bestimmten Tourenzahl ein ganz bestimmtes Volumen fordern und dabei eine durch die Charakteristik bestimmte Förderhöhe erreichen, kann durch Drosselung oder durch Tourenregelung erfolgen. Die Drosselung bedeutet einen mechanischen oder strömungstechnischen Verlust durch Einschaltung nutzloser Widerstände, der außerdem eine Wirkungsgradsenkung der Ventilatoren im Gefolge haben kann, der jedoch andererseits durch strömungstechnisch geschickte Ausbildung der Drosselorgane (wie zum Beispiel in der Sturtevant-Schaukel-Regelung) sehr gering gehalten werden kann. Elektrische Tourenregelung durch Hauptstromregelung bei Gleichstrom oder Schlupfregelung bei Asynchron-Drehstrommotoren bedeutet dagegen einen größeren, Nebenschlußregelung bei Gleichstrom oder

¹⁾ Vgl. Fr. Titze, „Die elektrischen Einrichtungen für den Eigenbedarf großer Kraftwerke“, Springer, Berlin 1927, besonders S. 101 bis 110; R. Boese, „Einfluß von Stromart und Regelbereich auf die Wirtschaftlichkeit elektrisch angetriebener Saugzuganlagen“, Elektrizitätswirtschaft 28 (1929), 492, S. 473–477 und 493, S. 510–513; A. Kaspar, „Die motorischen Antriebe und Kesselanlagen mit besonderer Berücksichtigung der selbsttatigen Kesselregelung“, Siemens-Zeitschrift 1928, 8 und 9 und G. C. Derry und G. R. Darnele, „Drives for forced and Induced Draft Fans“, Power 1929, 4, S. 132.

Regelung von Drehstrom-Reihenschluß-Motoren einen wesentlich geringeren elektrischen Verlust durch Wärmezeugung im Widerstand. Immerhin ist diese elektrische Regelung günstiger (wenn auch teurer in der Anschaffung) als gewöhnliche Drosselregelung (s. Abb. 44). Es soll daher kurz auf die verschiedenen elektrischen Antriebsarten eingegangen werden.

Gleichstrommotoren haben den Vorteil einer einfachen Tourenregelung, aber den Nachteil, daß sie teuer sind und größere Bedienungs- und Instandhaltungskosten erfordern. Die Regelung im Nebenschluß ist vorteilhafter, billiger und leichter unterzubringen als die Regelung bei Drehstrommotoren, sie sind nach R. Boese¹⁾ zu empfehlen, wo bei

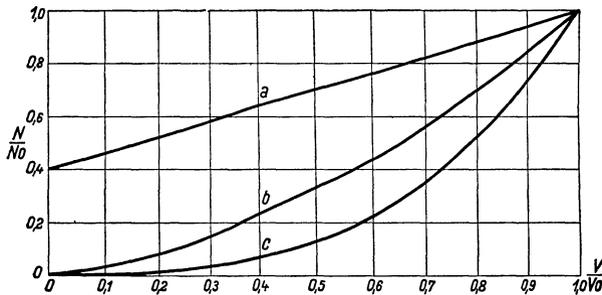


Abb. 44. Kraftbedarf von Ventilatoren mit elektrischem Antrieb bei Regelung durch *a* Drosselung; *b* Hauptstromregelung (Gleichstrom) oder Schlupfregelung (Drehstrom); *c* Nebenschlußregelung (Gleichstrom) oder Reihenschlußmotor (Drehstrom). N_0 Kraftbedarf bei freiem Ausblasen; V_0 Luftmenge bei freiem Ausblasen; N wirklicher Kraftbedarf bei vorhandenen äußeren Widerständen; V wirkliche Luftmenge bei vorhandenen äußeren Widerständen. (Nach A. Kaspar a. a. O.)

größeren Motoreinheiten ein großer Regelbereich (50%) gefordert wird. Vorausgesetzt ist aber, daß direkt erzeugter Gleichstrom vorhanden ist, was in den wenigsten Kraftwerken der Fall ist. Die Umformungskosten verschieben das Bild zuungunsten des Gleichstroms. Bei sehr großen Einheiten scheidet Gleichstrommotoren aus. Man wird sie daher in Kraftwerken doch ziemlich selten als Antrieb für Ventilatoren antreffen.

Drehstrom-Synchron-Motoren eignen sich nicht besonders zum Antrieb von Ventilatoren. Sie gestatten infolge ihrer konstanten Drehzahl nur Drosselregulierung, so daß dem Vorteil einer Leistungsfaktorverbesserung, die ja beim Kraft-

¹⁾ A. a. O., Fußnote S. 131.

werk keine so große Rolle spielt wie beim entfernt liegenden Abnehmer, der Nachteil eines ungünstigeren Kraftverbrauchs gegenüber steht, der ihn vollständig aufheben kann. Dazu kommen die Schwierigkeiten beim Anfahren, da der Synchronmotor nicht unter Last anfahren kann, sondern erst bei synchronem Lauf Arbeit leistet.

Von den Asynchronmotoren sind die Kurzschlußläufer, die mit konstanter Drehzahl laufen, die einfachsten, billigsten, betriebssichersten und in Bedienung und Unterhaltung anspruchlosesten Antriebe. Besonders sollten die

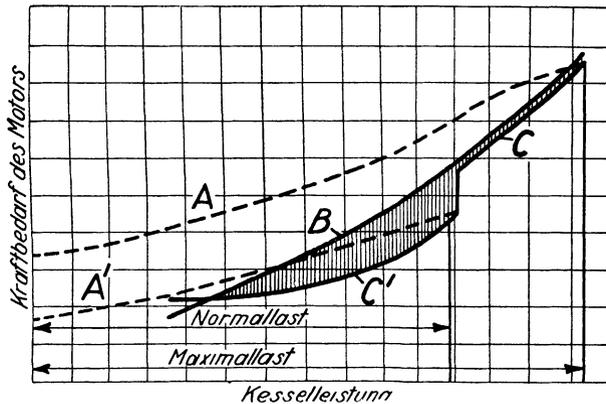


Abb. 45. Vergleich zwischen Kurzschlußläufer mit Drosselregelung (Kurve A und A'), drehzahlgeregeltem Schleifringmotor (B) und Sturtevant-Schaufelregelung mit 2-Motoren-Anordnung (C und C'). (Nach C. G. Derry.)

Ventilatorkonstrukteure darauf Rücksicht nehmen, daß hochtourige Motoren sowohl im Anschaffungspreise als auch im Leistungsfaktor günstiger sind als niedrigtourige. Diese Motoren kommen in erster Linie bei kleinen Leistungen in Frage, wo die durch einfache Drosselregelung hervorgerufenen Verluste keinen Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit ausüben. Ferner geben sie in Verbindung mit hochwertiger Drosselregelung, wie zum Beispiel der Schaufelregelung, ausgezeichnete Resultate, die mitunter, besonders bei 2-Motoren-Anordnung, noch bedeutend günstiger sind als Antrieb und Regelung durch Schleifringmotoren. Abb. 45 zeigt den Vergleich eines Kurzschlußläufers mit gewöhnlicher Drosselregelung mit einer Sturtevant-Schaufelregelung mit 2-Motoren-Anordnung sowie

mit drehzahlgeregeltem Schleifringmotor. Daraus geht die Überlegenheit der Schaufelregelung hervor, sie zeigt auch den Wert einer 2-Motoren-Anordnung für die Ausgestaltung eines wirtschaftlichen Regelbereiches, der sich demnach nicht nur darauf beschränkt, daß ein Motor die Leistung ganz oder teilweise übernimmt, wenn der andere reparaturbedürftig geworden sein sollte. Die 2-Motoren-Anordnung hat auch den Vorteil, daß man die Motoren verhältnismäßig gut belasten kann und einen günstigen Leistungsfaktor erhält. An Stelle des 2-Motoren-Antriebes kann auch ein polumschaltbarer Motor für zwei oder mehrere Geschwindigkeitsstufen gewählt werden, was auf eine Preisfrage hinausläuft. Mehrfach polumschaltbare Motoren stellen eine einfache, wenn auch nur von Stufe zu Stufe sprunghaft vor sich gehende Drehzahlregelungsmöglichkeit dar.

Der Drehstrom-Asynchron-Motor mit Schleifringläufer kommt für Antriebe mit Drehzahlregelung vorwiegend in Betracht. Ein Vorteil der Drehzahlregelung kann nach Boese¹⁾ darin erblickt werden, daß der Zugbedarf eines Kessels annähernd nach einer Kurve verläuft, die bei geringeren Belastungen, von der Maximallast ausgehend, entsprechend dem Quadrat der Rauchgasgeschwindigkeit bzw. des Rauchgasvolumens abnimmt, eine Charakteristik, die sich befriedigend mit dem Verlauf von Drehzahl und Leistung des regelbaren Motors deckt. Die Vorteile des Schleifringläufers liegen in dem hohen Anfahrmoment und dem geringen Stromstoß beim Einschalten. Allgemein werden für diese Motoren Bürstenabhebevorrichtungen mit elektrischen Verriegelungen, die ein Einschalten bei kurzgeschlossenem Rotor verhindern, zur Vermeidung von Bedienungsfehlern empfohlen.

Drehzahlregelung durch Veränderung des Schlupfes wird wegen der starken Wirkungsgradverschlechterung nur für Ausnahmefälle angewendet.

Drehstrom-Kollektor-Motoren, vor allem Drehstrom-Reihenschluß-Motoren, gestatten eine einfache und verlustlose Regelung der Drehzahl durch Bürstenverstellung. Trotz hoher Anschaffungs-, Unterhaltungs- und Bedienungskosten werden diese Motoren in solchen Fällen für Saugzuganlagen sehr empfohlen, wo weitgehende Abwärtsregulierung gefordert wird, und wo die Motoren während längerer Betriebszeiten bei geringen Belastungen arbeiten müssen, wo diese Regelungsart noch gute Wirkungsgrade aufweist, end-

¹⁾ A. a. O., S. 131.

lich auch deshalb, weil sie eine einfache Fernsteuerung durch einen elektrischen Verstellapparat und einen günstigen Leistungsfaktor ermöglichen.¹⁾ Nach Titze kann auch eine Kombination eines größeren Drehstrom-Asynchron-Motors mit höherer Drehzahl für die höchste Leistung mit einem kleineren Drehstrom-Reihenschluß-Motor mit kleinerer Leistung und Drehzahl und einem größeren Regelbereich sehr wirtschaftlich arbeiten, besonders wenn vorwiegend der kleinere Motor die Leistung übernimmt.

Bei dieser Vielzahl der Antriebsmöglichkeiten kann nur wiederholt werden, daß die Wahl der Antriebsart von Fall zu Fall einer genauen Wirtschaftlichkeitsuntersuchung bedarf, die alle Faktoren berücksichtigt, und die sich auf ein voraussichtliches Belastungsdiagramm stützt.

Gebälseanordnung.

Das Gebläse, das die Aufgabe hat, den Unterwind mit einem durch die Art der Feuerung, des Brennstoffs und durch die Belastung bestimmten Überdruck zur Feuerung zu fördern, kann gleichfalls in verschiedener Weise angeordnet werden. Die weitaus gebräuchlichste Schaltung ist die, daß der Unterwindventilator kalte Luft aus seiner Umgebung ansaugt und sie durch den Luftvorwärmer hindurch zur Feuerung drückt. Wenn auch dadurch der Luftvorwärmer unter einem Überdruck von 100 bis im Höchsfalle 300 mm W.-S. steht, so hat diese Anordnung doch den außerordentlichen Vorteil, daß der Ventilator nur ein kaltes Medium zu fördern hat.

Die Förderarbeit steigt im Verhältnis der absoluten Temperaturen, d. h. bei Förderung von Luft von 250° C und 500° C ist die aufzuwendende Leistung $\frac{523}{293} = 1,78$ bzw. $\frac{773}{293} = 2,64$ mal so groß wie bei Luft von 20° C. Demgegenüber ist die geringe durch die Abnahme des spez. Gewichtes gemilderte Steigerung der dynamischen Druckhöhe belanglos. Bei 4 m/s Eintrittsgeschwindigkeit beträgt die Austrittsgeschwindigkeit bei konstanten Querschnitten bei 250° C 7,14 m/s und bei 500° C 10,55 m/s. Der dynamische Druck beträgt $\frac{w^2 \cdot \gamma}{2g} = 0,676 \text{ kg/m}^2$ bei 20°, 1,756 kg/m² bei 250° und 2,6 kg/m² bei 500° C. Gegenüber den Gesamtdrücken in

¹⁾ Vgl. Titze, a. a. O.

der Größenordnung von etwa 50—200 kg/m² (mm W.-S.) spielt dieser geringe Zuwachs gar keine Rolle.

Die zweite Möglichkeit, die Luft durch den Vorwärmer zu saugen, bei hoher Temperatur auf den notwendigen Überdruck zu bringen und zur Feuerung zu fördern, ist damit schon als wesentlich unwirtschaftlicher gekennzeichnet. Sie findet im allgemeinen auch nur da Anwendung, wo die Anordnung eines drückenden Ventilators aus Platzgründen ganz ausgeschlossen ist. Man kann indessen noch geltend machen, daß diese Art der Schaltung den Vorteil hat, im Luftvorwärmer geringere Druckunterschiede zwischen der Gas- und Luftseite zu erzeugen, und daß sie darum besonders bei regenerativ arbeitenden Luftvorwärmern zweckmäßig sei, da die Falschlufmenge verringert wird. Hält man sich jedoch vor Augen, daß der Falschlufübertritt durch die geringen Spalten der schleifenden, meist noch labyrinthartig ausgebildeten Abdichtvorrichtungen solcher Vorwärmer nur mit $\sqrt{\Delta p}$ abnimmt, daß dagegen der Kraftbedarf des Heißluft fördernden Ventilators proportional der Zunahme der absoluten Temperatur, also ganz wesentlich schneller anwächst, so ergibt sich daraus kein Vorteil für diese Anordnung.

Nimmt man zum Beispiel an, daß die größte Druckdifferenz 280 mm betrage, die beim Durchsaugen auf 80 mm herabgesetzt wird, so verringert sich der Luftverlust von vorher angenommen 10 % auf $\frac{\sqrt{80}}{\sqrt{280}} \cdot 10 = 5,34\%$, die Leistung wird

dadurch um etwa 3 % gesenkt; die Förderleistung des Luftventilators bei Förderung von Heißluft von 250° C gegenüber von vorher 20° C erhöht sich dagegen um das $\frac{523}{293} \cdot \frac{105,34}{110} = 1,708$ fache, also um mehr als 70 %.

Man wird aus diesem Grunde bestrebt sein, den Vorwärmer stets auf der Druckseite des Ventilators einzuschalten, auch dann, wenn der Ventilator durch die Art der Economiser- und Luftvorwärmerschaltung durch mehrere Apparate durchdrücken soll. Eine Ausnahme wird man zweckmäßig aber dann machen, wenn der verlangte Enddruck ganz ungewöhnlich hoch ist, beispielsweise in einer Anlage mit Hochtemperaturstufe (Rekuperator) und Tieftemperaturstufe (Regenerator) mit oder ohne dazwischenliegenden Economiser oder Abhitzeessel, wobei Drücke in der Größenordnung von 1000 mm W.-S. und mehr gefordert sind (Abwärmeverwertung von Kupol- und anderen Öfen).

Eine Notwendigkeit, heißere Luft zu fördern, kann indessen auch durch die Erfassung anderer Wärmequellen gegeben und sogar sehr zweckmäßig sein. So zum Beispiel gestattet die Absaugung der Luft oberhalb der Kessel eine gewisse Wiedererfassung der Leitungs- und Strahlungsverluste des Kessels, während gleichzeitig der Luftwechsel des Kesselhauses gefordert wird. Eine solche Ausnutzung muß jedoch mit möglichst geringen Zuleitungen und Reibungsverlusten auf der Saugseite auszukommen versuchen, da sich sonst der vermeintliche, geringe Gewinn leicht in das Gegenteil umkehrt. Am weitesten gehen in dieser Beziehung die Ausführungen der Siemens-Schuckertwerke AG., Berlin, bei der Konstruktion des Benson-Kessels, wo nicht nur eine Anordnung des Luftvorwärmers getroffen ist, der sämtliche Seitenwandungen des Kessels umschließt (DRP. 500 934), sondern wo neuerdings auch doppelwandig ausgeführte Blechwände als Kaltluftzuführungskanäle zu den Gebläsen ausgebildet sind.

In diesem Falle ist der Ventilator zwischen die erste Vorwärmerstufe (geringe Aufwärmung durch Leitungs- und Strahlungsverluste) und die Hauptvorwärmerstufe (Abgasluftvorwärmer) geschaltet. Ähnliche Anordnungen ergeben sich beispielsweise bei der Kombination von Luftkondensatoren und Abgasluftvorwärmern.

Die Notwendigkeit, heißere Luft zu fördern, ergibt sich außerdem bei allen Einrichtungen zur Vorwärmung der Kaltluft vor Eintritt in den Luftvorwärmer zur Verhütung von Schwitzwasserbildung (vgl. die Ausführungen S. 285). In erster Linie ist hier das Verfahren der Heißluftrückführung als häufigst verwendetes zu betrachten. Die Betriebs- und Kostenerhöhung ist insofern ziemlich schwerwiegend, als die Umführung großer Mengen notwendig ist, die bei hoher Temperatur gegen den vollen Druck zu fördern sind. Durch Umführung von 30 % der normalen Fördermenge auf 40° heraufgemischte Luft verursacht demnach — gegenüber von Luft von 0° — die $\frac{313}{273} \cdot 1,3 = 1,49$ fache Förderleistung.

Handelt es sich um sehr große Anlagen oder um Anlagen, die mit verschiedenen Luftdrücken arbeiten, so kommen auch mehrere Gebläse in Frage, die parallel oder hintereinander geschaltet werden können, oder die auch ganz unabhängig voneinander arbeiten. Die räumlichen Verhältnisse lassen es bei notwendiger Parallelschaltung meist nicht zu, die Gebläse als Reihen-gebläse mit gemeinsamem Antrieb auszuführen; es

arbeiten daher gewöhnlich die beiden Kesselseiten unabhängig voneinander. Zweckmäßig ist, für solche Gebläse eine Charakteristik ohne Scheitelpunkt zu wählen, oder wenigstens die Ventilatoren immer auf dem abfallenden Ast der Mengen-Druck-Linie arbeiten zu lassen, um das Zusammenarbeiten und Einregulieren zu erleichtern. Beispiele für die Anordnung von Saugzug und Unterwind auf einer Welle bieten die Abb. 98 mit normalen Ventilatoren, bei welchen durch die Gehäuseregulierung und Klappen noch eine gewisse, voneinander unabhängige Einregelung erzielt werden kann, sowie die Abb. 80 mit Schraubenventilatoren. Diese Anordnungen, die gewiß den Vorteil eines kompakten Zusammenbaues und geringsten Kraftbedarfs haben, sind jedoch seltener, da man die ganz unabhängige Regulierung der beiden Gebläse und die größere Freiheit in der Aufstellung im allgemeinen vorzieht.

Hintereinanderschaltung käme in solchen Fällen in Frage, wo beispielsweise Sekundärluft von höherem Druck gebraucht wird, die einem zweiten Ventilator vom Gesamtluftventilator zgedrückt wird. Hier gilt dasselbe, was über die Luftvorwärmeranordnung auf der Saugseite gesagt wurde. Es empfiehlt sich dann, zwei ganz unabhängig voneinander arbeitende Ventilatoren für die verschiedenen Fördermengen und Drücke zu wählen.

V. Luftvorwärmer-Bauarten.

1. Allgemeines.

Definitionen.

Abgasbeheizte Wärmeaustauscher zur Erwärmung der Verbrennungsluft, bei welchen Rauchgas und Luft in einem durch den Luftbedarf und die Gasbildung des Brennstoffs gegebenen Abhängigkeitsverhältnis stehen, sollen — dem Begriff des Speisewasservorwärmers nachgebildet — als „Luftvorwärmer“ bezeichnet werden¹⁾. Im Gegensatz dazu sei vorgeschlagen, solche Apparate, die bestimmt sind, beliebige, nicht oder nicht nur zum Verbrennungsprozeß der Feuerung des Kessels oder Ofens zugehörige Luftmengen auf irgendeine höhere Temperatur zu bringen, „Lufterhitzer“ und, wenn nicht die Erhitzung der Luft, sondern die Kühlung der Rauch-

¹⁾ Die etwas sinnwidrige Bezeichnung „Luft-Ekonomiser“ (englisch: air economizer) hat sich in unserem Sprachgebrauch zum Glück nicht eingebürgert.

gase den wirtschaftlichen Hauptzweck bildet, „Gaskühler“ zu nennen. Die Begriffe „Vorwärmung“ und „Erhitzung“ sind somit nicht qualitativ unterschieden, etwa von der Höhe der Lufttemperatur abhängig, sondern sie sollen als Unterscheidungsmerkmal zweier Prozesse dienen, die in einem Fall ein in sich geschlossenes System, im anderen Fall zwei ineinandergreifende, voneinander aber weitgehend unabhängige Systeme oder Kreisläufe darstellen. Bisher bestand ein solcher Unterschied im Sprachgebrauch nicht durchgängig, obwohl er sich zum Teil doch schon angebahnt hat und jedenfalls im Interesse größerer Einheitlichkeit zu empfehlen wäre. Wärmeaustauscher, die auf beiden Seiten vom gleichen Medium, jedoch bei verschiedenen Temperaturen durchströmt werden, sind treffend als „Temperaturwechsler“ bezeichnet worden, insbesondere, wenn die beiden Medien einem geschlossenen Kreislauf angehören.

Die Luftvorwärmer werden nach dem Prinzip des Wärmeaustausches, das sie verwirklichen, in zwei Gruppen eingeteilt: Rekuperatoren und Regeneratoren. Rekuperatoren sind Wärmeaustauscher, die aus zwei oder mehreren, durch eine Zwischenwand getrennten Kanälen bestehen, von denen je einer nur Gas, der andere nur Luft führt. Die Wärme der heißeren Gase wird durch Konvektion und Leitung (gegebenenfalls auch unter geringer Mitwirkung von Gasstrahlung und der Strahlung indirekt wirkender Heizflächenteile) an die Zwischenwand übertragen, durch die Wand geleitet und auf der anderen Seite von der kälteren Luft wiederum durch Leitung und Konvektion aufgenommen und fortgeführt. Rekuperativ arbeitende Luftvorwärmer sind je nach der Ausbildung der Heizfläche Plattenluftvorwärmer (auch ohne Unterschied von diesen als Taschenluftvorwärmer bezeichnet), oder Röhrenluftvorwärmer. Andere Unterscheidungsmerkmale bieten der Baustoff (Schmiedeeisen, Gußeisen, Spezialstahl usw.) und die Gas- und Luftführung (Gegenstrom, Kreuzstrom, Gleichstrom und deren Kombinationen), Regeneratoren arbeiten mit einer Speichermasse, die abwechselnd vom Rauchgas und von der Luft bestrichen wird, so daß die Wärme auf beiden Seiten der Heizflächen übertragen und eingespeichert und wiederum nach außen abgeführt wird, und daß Gas und Luft wechselweise die gleichen Kanäle bestreichen. Die regenerativ arbeitenden Luftvorwärmer können je nach der Art der Durchführung ihrer Umstellbewegung als Drehregeneratoren, Schub-

regeneratoren und Ventilregeneratoren bezeichnet werden, gemeinsam ist ihnen die kontinuierliche Periodizität der Bewegung, die von einem konstant umlaufenden oder in gleichen Perioden bewegten Antriebsorgan (Motor, Servomotor u. ähnl.) eingeleitet wird.

Lufterhitzer im Sinne der hier vorgeschlagenen Definition werden zumeist durch das beheizende Medium näher gekennzeichnet, so zum Beispiel Abgas-, Frischdampf-, Abdampfluftherhitzer u. a. m. Für die vorwiegend zur Großraumbeheizung mit Ventilatoren zu einem geschlossenen Aggregat zusammengebauten Apparate hat sich auch der Name „Kalorifer“ eingeführt.

Der mittlere Wirkungsgrad.

Die Definitionen des Wirkungsgrades eines Vorwärmers sind bisher noch nicht einheitlich gewesen, da man teilweise die Vorwärmerleistung zur größtmöglichen Vorwärmerleistung, teilweise den Anteil der Vorwärmerleistung an der Gesamtleistung oder am Gesamtwärmeaufwand und teilweise sogar den Wert 100 minus Strahlungs- und Leitungsverluste des Vorwärmers als „Wirkungsgrad“ bezeichnet hat, was jedoch dem allgemein üblichen Begriff des Wirkungsgrades widerspricht. Als Wirkungsgrad muß das Verhältnis der wirklichen Leistung zur größtmöglichen oder der nutzbar übertragenen Wärmemenge zu der vor dem Vorwärmer zur Verfügung stehenden Wärmemenge angesprochen werden. Betrachtet man zunächst einmal die Gasseite des Luftvorwärmers, so ist die abgegebene Wärmemenge

$$G \cdot c_{p_{g_m}} (t_{g_1} - t_{g_2}) \text{ [kcal/h]}. \quad (65)$$

Davon ist ein kleiner Bruchteil Q_s der Strahlungs- und Leitungsverlust. G [kg/h] ist das mittlere, stündlich durch den Vorwärmer durchgesetzte Gasgewicht, $c_{p_{g_m}}$ die mittlere spezifische Wärme zwischen der Gaseintrittstemperatur t_{g_1} und der Gasaustrittstemperatur t_{g_2} . Beträgt die Lufteintrittstemperatur t_{l_1} , so ist die maximal (bei der Heizflächengröße ∞ und unendlich kleiner Temperaturdifferenz) gewinnbare und übertragbare Wärmemenge

$$G \cdot c'_{p_{g_m}} (t_{g_1} - t_{l_1}) \text{ [kcal/h]} \quad (66)$$

und der Wirkungsgrad auf der Gasseite

$$\eta_g = \frac{G \cdot c_{p_{g_m}} \cdot (t_{g_1} - t_{g_2}) - Q_s}{G \cdot c'_{p_{g_m}} \cdot (t_{g_1} - t_{l_1})}. \quad (67)$$

Setzt man $c_{p_{gm}} = c'_{p_{gm}}$, und vernachlässigt man den geringen Verlustanteil Q_s , der ja je nach dem Einbau des Vorwärmers durch Wärmezufuhr vom Kessel her sogar auch negativ werden kann, so erhält man die einfache Beziehung

$$\eta_g = \frac{t_{g_1} - t_{g_2}}{t_{g_1} - t_{l_1}}. \quad (68)$$

Damit ist jedoch der Luftvorwärmer noch nicht genügend gekennzeichnet, vielmehr wurden zwei gleiche Apparate bei verschiedenen Brennstoffen ganz verschiedene Ergebnisse erzielen, ohne daß man eigentlich berechtigt ist, von verschiedenen hohen Wirkungsgraden oder, besser gesagt, Gütegraden zu sprechen. Die Ursache der Verschiedenheit liegt in dem wechselnden Verhältnis von Luftmenge zu Gasmenge bzw. vom Wasserwert der Luft zum Wasserwert des Gases. Dieser mit x bezeichnete Wert betrage beispielsweise bei Verfeuerung von Steinkohle 0,85, und ein Vorwärmer kühle die Abgase von 300 auf 130° C ab, wobei die Luft von 20 auf 220° erwärmt werde. Der gaseitige Wirkungsgrad beträgt also nach Gl. (68)

$$\eta_g = \frac{300 - 130}{300 - 20} = 60,7\%.$$

Derselbe Apparat in Verbindung mit einer Gasfeuerung, bei welcher $x = 0,5$ sei, ist nur in der Lage, die Gase von 300 auf 177° herunterzukühlen, es ist also

$$\eta_g = \frac{300 - 177}{300 - 20} = 44\%,$$

da nur eine geringere Menge des Kühlmittels Luft zur Verfügung steht, die dann allerdings von 20 bis auf 266° vorgewärmt wird. Die Angabe des gaseitigen Wirkungsgrades ist demnach nicht ausreichend.

Definiert man daher, entsprechend der Gl. (68) das Verhältnis der Luftaufwärmung ($t_{l_2} - t_{l_1}$) zu der maximalen Gasabkühlung als „luftseitigen Wirkungsgrad“, so ist

$$\eta_l = \frac{t_{l_2} - t_{l_1}}{t_{g_1} - t_{l_1}}. \quad (69)$$

Das arithmetische Mittel aus dem gaseitigen Wirkungsgrad Gl. (68) und dem luftseitigen Wirkungsgrad Gl. (69) sei dann als eindeutiges Kennzeichen für die Güte und Leistungsfähig-

keit des Vorwärmers festgelegt. Es ist demnach der „mittlere Wirkungsgrad“ oder die „Gütekennzahl“

$$\eta_m = \frac{\eta_g + \eta_l}{2} = \frac{t_{g_1} - t_{g_2} + t_{l_2} - t_{l_1}}{2(t_{g_1} - t_{l_1})}. \quad (70)$$

Im obigen Zahlenbeispiel war bei $x = 0,85$ $\eta_g = 60,7\%$ und $\eta_l = \frac{220 - 20}{300 - 20} = 71,4\%$, demnach $\eta_m = 66\%$ und bei $x = 0,5$ $\eta_g = 44\%$, $\eta_l = \frac{266 - 20}{300 - 20} = 88\%$ und $\eta_m = 66\%$. Die Luftvorwärmer sind also in beiden Fällen gleichwertig.

Der x -Wert, das Verhältnis der Wasserwerte von Luft und Gas, ist

$$x = \frac{L \cdot c_{pl}}{G \cdot c_{pg}}, \quad (71)$$

wobei L und G entweder in kg/h oder in kg je kg Brennstoff ausgedrückt werden können¹⁾. Die Größe von c_{pl}/c_{pg} kann den Abb. 46 und 47 entnommen werden, die für eine mittlere Gastemperatur von 200°C und eine mittlere Lufttemperatur von 150°C genau gelten. Unter anderen Temperaturverhältnissen sind die Werte nur wenig verschieden. Aus Gl. (71) geht hervor, daß der x -Wert zugleich ein Maßstab für die Gasabkühlung und die entsprechende Luftaufwärmung ist. x° Gasabkühlung entsprechen nämlich 1° Luftaufwärmung und umgekehrt entspricht 1° Gasabkühlung $1/x^\circ$ Luftaufwärmung.

Aus dieser Beziehung sowie den Gleichungen (68) bis (70) ergeben sich noch folgende Zusammenhänge zwischen η_g , η_l , η_m und x :

$$\eta_l = \frac{\eta_g}{x} = \frac{2 \cdot \eta_m}{1 + x}, \quad (72)$$

$$\eta_g = x \cdot \eta_l = \frac{2 \cdot x \cdot \eta_m}{1 + x}, \quad (73)$$

die für die Ermittlung von zwei dieser Werte dienen, wenn zwei andere gegeben sind. Ist zum Beispiel $\eta_m = 66\%$ und $x = 0,5$ gegeben, so ermittelt sich daraus nach Gl. (72) und (73)

$$\eta_l = \frac{2 \cdot 0,66}{1 + 0,5} = 88\%,$$

$$\eta_g = x \cdot \eta_l = 0,5 \cdot 88 = 44\%.$$

¹⁾ Näherungswerte für L und G in kg/kg Brennstoff vgl. Gumz, „Feuerungstechnisches Rechnen“, Kap. II, S. 28–40, bes. Abb. 9, S. 33.

Die von Luftvorwärmern erreichbaren mittleren Wirkungsgrade liegen bei Größen bis zu 70—75%, wobei die Höhe des mittleren Wirkungsgrades mitbestimmend ist für die Bauhöhe und den Heizflächenbedarf des Vorwärmers.

Der mittlere Wirkungsgrad, die Gütekennzahl, dient als geeignete Vergleichsbasis für verschiedene Luftvorwärmer wie auch als Kennziffer für eine gewünschte Soll-Leistung eines

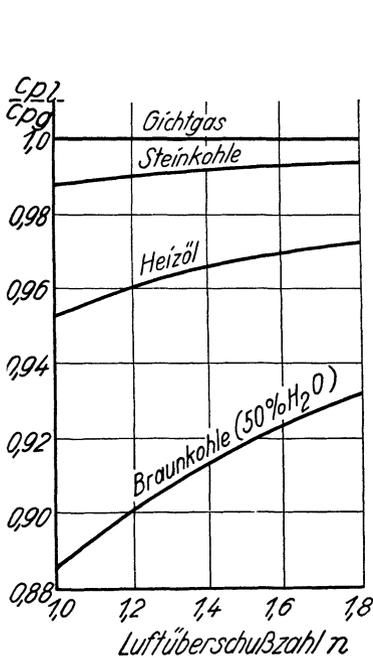


Abb. 46. c_{p1}/c_{p0} für verschiedene Brennstoffe und Luftüberschüsse.

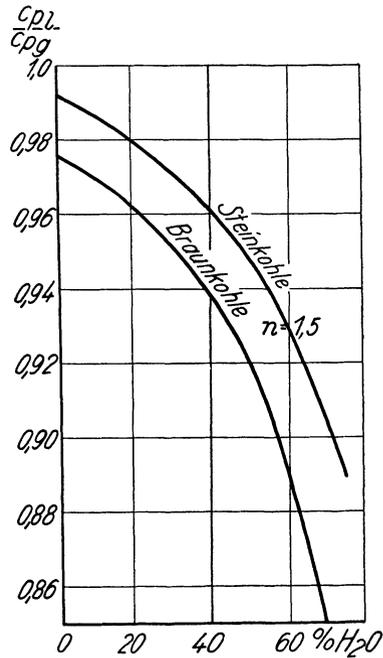


Abb. 47. c_{p1}/c_{p0} in Abhängigkeit vom Wassergehalt d. Brennstoffes.

Vorwärmers, die es gestattet, diese Soll-Leistung auch dann zu prüfen, wenn die Voraussetzungen (Temperaturen, Mengen, α -Wert) von den Grundlagen der Vorausberechnung und von der Garantie abweichen.

Der Baustoff.

Im Gegensatz zu den Kessel- und Economiserbaustoffen sind die Anforderungen an die Baustoffe für Luftvorwärmer im allgemeinen wesentlich geringer, da durch den Wegfall der

Beanspruchungen durch hohen Druck hohe Festigkeitsansprüche usw. unnötig sind. Zu beachten sind lediglich die Tatsachen, daß die Vorwärmer von heißen, mitunter korrosiven Rauchgasen umspült werden, daß ungünstigstenfalls gelegentliche Kondensationen, in einzelnen Fällen auch hohe Temperaturen, auftreten, und daß die Bleche unter dem Einfluß von kleinen Druckstößen in Vibration geraten können. Zu fordern ist mit Rücksicht auf die Herstellung: leichte Formbarkeit (Stanzten, Wellen, Einwalzen), gute Schweißbarkeit, ferner möglichst hoher Widerstand gegen Verzerren und große Verschleißfestigkeit (gegen die Schleifwirkung der Flugasche). Üblich ist die Verwendung gewöhnlichen, weichen Flußeisens, zur Verbesserung der Qualität und der Verarbeitbarkeit auch kastengegluhten Blechmaterials.

Daneben kommt auch Gußeisen zur Anwendung, zumal man im Ekonomiserbau mit Gußeisen sehr gute Erfahrungen gemacht hat. Nachteilig wirkt sich hier jedoch das hohe Gewicht aus, wenn auch weniger auf den Vorwärmer selbst, so doch besonders auf seine Anordnung und die Unterstützungsstrukturen zum Abfangen der großen Gewichte. Die hohen Festigkeitseigenschaften, die man neuerdings im Ekonomiserbau erreicht hat, werden jedoch weder gefordert noch jemals ausgenutzt; größerer Wert wäre vielmehr auf die Erzielung möglichst dünnwandiger Gußteile (etwa durch Legierung von Nickel usw.) zu legen.

Eine für die Gestaltung der Vorwärmer wichtige Eigenschaft der verwendeten Baustoffe ist die Wärmeausdehnung, worauf bei den einzelnen Konstruktionen noch besonders hingewiesen werden soll. Abb. 48 gibt die lineare Ausdehnung von Flußeisen *a*, Flußstahl *b*, und hochwertigem Gußeisen *c* zwischen 0° und t° in mm bezogen auf 1 m Länge (bei 0° gemessen) an¹⁾.

Besondere Anforderungen werden gestellt, wenn die Temperaturen über 500° steigen, oder wenn die Abkühlung bis an den Taupunkt getrieben wird, so daß Kondensation des Wasserdampfes und die Bildung wässriger Schwefelsäure möglich ist. Zwar muß zunächst ausdrücklich betont werden, daß Verwendung säurefester Baustoffe gegen die Gefahren einer Taupunktunterschreitung nichts ausrichten kann, da in solchem Falle nicht nur die Korrosion des Materials, sondern vor allem ein Anhaften von Flugstaub und ein schnelles

¹⁾ Entnommen dem Taschenbuch der „Hütte“, I, 25. Aufl., nach Versuchen von Holborn, Scheel und Henning.

Zuwachsen der Kanäle stattfinden würde. Man kann indessen wohl damit rechnen, daß in Zukunft ein Streben nach Erzielung und Verwertung höherer Temperaturen einsetzen wird, so daß kurz die hierfür in Frage kommenden Materialien gestreift werden sollen. Zudem spielen diese nicht nur für den Luftvorwärmer selbst, sondern auch für die mit Heißluft betriebene Feuerung, an die nunmehr entsprechend hohe Anforderungen gestellt werden, eine große Rolle.

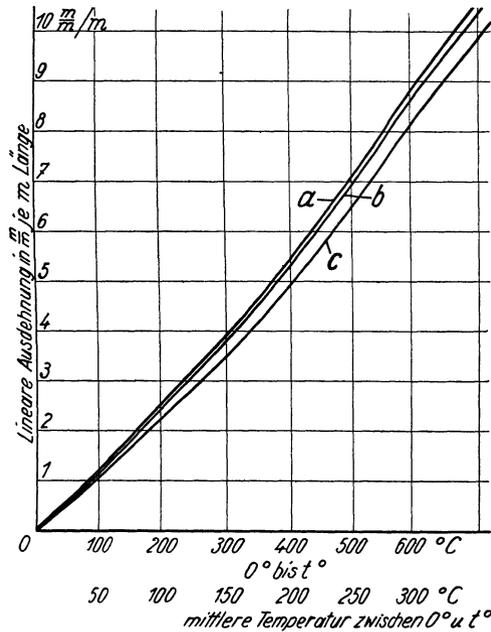


Abb. 48. Lineare Wärmeausdehnung von Flußeisen (a), Flußstahl (b) und hochwertigem Gußeisen (c).

Mit Rücksicht auf den Materialpreis kommen nur Spezialmaterialien mit Eisen als Grundmetall in Frage, aber selbst bei diesen sind mitunter die handelsüblichen Spezialstahlarten zu hochwertig und Ansprüchen gewachsen, die gar nicht oder höchst selten an sie gestellt werden, wodurch ihre Verwendung für diesen Zweck unwirtschaftlich wird. Die Zunderbeständigkeit wie auch die Säurebeständigkeit der Metallegierungen wird zum Teil dadurch bestimmt, inwieweit die Zusätze mit dem Grundmetall Mischkristalle bilden, die

eine geringe Affinität zu den angreifenden Medien, besonders also zum Sauerstoff besitzen. Nach Guertler¹⁾ besitzen gegenüber dem Eisen die Metalle Vanadium, Chrom, Mangan, Kobalt und Nickel die Fähigkeit zu unbegrenzter, die Metalle Silizium, Molybdän und Wolfram die Fähigkeit zu weitgehender Mischkristallbildung und kommen in erster Linie als Legierungszusätze in Frage. Mit Rücksicht auf den Metallpreis werden besonders Chrom und Nickel (etwa 3,30 bis 3,50 RM./kg) bevorzugt. Eisen-Chrom-Legierungen mit mindestens 12—15% Cr bilden ein gut säurebeständiges und feuerfestes Material; besonders haben sich Legierungen mit 35—40% Cr gut bewährt, jedoch nimmt die Sprödigkeit mit steigendem Chromgehalt zu. Zu den Legierungen dieser Art sind die unter den Handelsnamen „Corromet“ der Elektro-Metall-Gesellschaft, Erkrath b. Düsseldorf (30—32% Cr bei Guß und 25% Cr bei Blechen), „Guronit“ der Gesellschaft für nichtrostenden Guß m. b. H., Düsseldorf (30% Cr, etwa 2,30—2,50 RM./kg, beispielsweise als Roststabmaterial verwendet), und „Ferrotherm“-Legierungen der Friedr. Krupp AG. in Essen (FF 25, FF 30, gießbar und schmiedbar) und „Phoenix R 25“ der Schoeller Bleckmann Stahlwerke (Grundpreis etwa 3 RM.) zu zählen. Nickel im Eisen bewirkt eine Kornverfeinerung mit einer entsprechenden Auswirkung bei der Formgebung und Bearbeitbarkeit, jedoch scheint Nickelzusatz allein bei SO₂-haltigen Gasen keine ausreichende Schutzwirkung zu haben. Im Gegensatz dazu sind Chrom- und Nickelzusätze gleichzeitig sehr geeignet, da sich die Eigenschaften der beiden Legierungsmetalle ergänzen und einen Werkstoff ergeben, der hohen Ansprüchen in bezug auf Verschleißfestigkeit, Festigkeit bei hohen Temperaturen, Zunderbeständigkeit, Hitze- und Säurebeständigkeit genügt. Die mechanischen Eigenschaften dieser Stähle sind im allgemeinen günstiger als die der Chrom-Eisen-Legierungen, jedoch sind diese Materialien durch die wertvollen, hochprozentigen Zusätze auch zu teuer, während sie über die Erfordernisse des Luftvorwärmerbaues weit hinausgehen. Zu dieser Gruppe gehören beispielsweise die Nichrotherm-Legierungen von Krupp (NCT 3, NCT 6 u. a.), die hochfeuerfesten, steirischen Spezialstähle der Schoeller Bleckmann Stahlwerke, wie „Phoenix R 1“ (Grundpreis etwa 4,50 RM./kg), wie auch die sog. rostfreien Stähle wie V₂A, V₁M von Krupp u. a. m.

¹⁾ Ztschr. f. Metallkunde 18 (1926), 12, S. 365—376.

Als ein Material, welches den geringeren Anforderungen im Luftvorwärmerbau vollauf genügt und als besonders zunderbeständig (nicht rostfrei) gilt, ist noch das „Sicromal“ der Vereinigten Stahlwerke, Düsseldorf, zu nennen. Die handelsüblichen Marken „Sicromal 8, 9, 10 und 12“ werden für Temperaturen bis 800°, 900°, 1000° und 1200° als zunderbeständig garantiert und die Bearbeitbarkeit des vorwiegend ausreichenden „Sicromal 8“ ist befriedigend. Hauptbestandteile sind, wie im Namen ausgedrückt, Silizium (0,3%), Chrom (6,0%) und Aluminium (0,8%); die Preise sind wesentlich niedriger als bei den hochwertigen Cr-Ni-Stählen.

Für Anwendungsfälle, wo ein Schutz gegen allgemeine Abrostung oder schärfere Korrosionsangriffe angestrebt wird, wo dagegen höherwertige Materialien unwirtschaftlich sind, empfehlen sich Stahlbleche mit geringen Zusätzen, die den Preis nicht wesentlich ungünstig beeinflussen. Hier sind vor allem Stähle mit Kupferzusatz zu nennen, wie zum Beispiel der „Patina-Stahl“ der Vereinigten Stahlwerke, Düsseldorf. Die Kupferzusätze von etwa 0,2—0,3% bewirken (atmosphärischen Angriffen gegenüber) eine Verlängerung der Lebensdauer auf etwa das Doppelte, indem sie Schutzschichten bilden, die dem weiteren Vordringen der Abrostung stärker widerstehen. Die sonstigen Eigenschaften der „gekupferten Stähle“ entsprechen denen des ungekupferten Materials, die Schweißbarkeit soll dagegen sogar verbessert sein.

Von den weiteren Eisenlegierungen sei noch Wolframguß als Roststabmaterial (Wolfram-Guß-Gesellschaft, Düsseldorf) genannt, während beispielsweise Siliziumguß nicht in Frage kommen kann, da die Alkalien in der Brennstoffasche das Material angreifen.

Ein anderes Mittel, die Materialwertigkeit zu erhöhen, liegt im Oberflächenschutz. Die Einwirkung auf das Rostmaterial besteht in der Oxydierung der Oberfläche, die bei hohen Temperaturen sehr lebhaft vor sich gehen kann, infolge der Einwirkung der Schlacke als Flußmittel und der Einwirkung von Phosphor und Schwefel. Nach einer Mitteilung von R. Hopfelt¹⁾ stieg in einem 600-Stunden-Versuch der Schwefelgehalt in der abgeschreckten Zone eines Spezialgußstabes mit gehärteter Bahn von 0,09 auf 0,95%, während der Kohlenstoffgehalt von 3,4 auf 0,38% gesunken, d. h. zersetzt oder ausgetrieben war. Die unmittelbare Folge war eine

¹⁾ „Dampfkesselroststäbe mit Schutzüberzug.“ Z. VDI. 69 (1925), 13.

starke Gefügeänderung und eine Herabsetzung des Schmelzpunktes, so daß die Roststabe völlig unbrauchbar geworden waren. Da es also im wesentlichen Einflüsse sind, die an der Oberfläche des Stabes beginnen, schlägt die Metallisator-AG., Hamburg-Altona, das Aufspritzen eines Aluminiumüberzuges (Alumetierung) vor, der im glühwarmen Zustand aufgebracht einen ausgezeichneten, festhaftenden Überzug darstellt, der wesentlich zur Verlängerung der Lebensdauer beitragen kann (s. Abb. 49). Bei Temperaturen über 1000° nimmt jedoch die Schutzwirkung unter dem Einfluß der sich bildenden Aluminium-Eisen-Legierungen und der Karbidbildungen aus Aluminium und Kohlenstoff, das sich unter Azetylenbildung zersetzt, stark ab. Es sind dies immerhin Temperaturen, die beim Rost auch kaum vorkommen werden, so daß man sich von alumetierten Roststäben und Düsen einiges versprechen kann. Besonders im Vorteil sind diejenigen Konstruktionen, bei denen sich immer nur dieselben Teile in der heißesten Zone befinden. Auf sie beschränkt sich dann der Hauptangriff, und es ist wirtschaftlich leicht zu re-

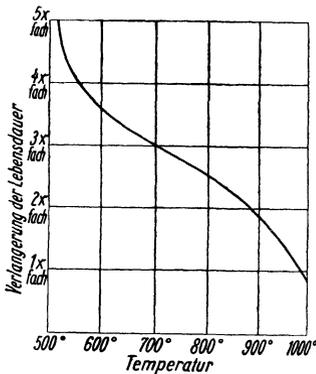


Abb. 49. Einfluß der Alumetierung auf die Lebensdauer von Eisen.

fertigen, diese aus höchstwertigem Material herzustellen und mit allen technisch erdenklichen Mitteln zu schützen.

Das Verfahren des „Alitierens“ (Krupp) gehört gleichfalls zu diesen Oberflächenvergütungsmitteln, bei denen ebenfalls eine Aluminiumschicht aufgebracht wird, die sich mit dem Eisen legiert.

Die immerhin beträchtlichen Kosten dieser legierten Stähle und legierten Gußeisensorten zwingen einerseits zu einer möglichst sparsamen Verwendung, andererseits in jedem Einzelfalle zu einer Prüfung der Frage, wieweit man mit der Verwendung gewöhnlicher Baustoffe unter Hinnahme geringerer Lebensdauer auskommt, wobei die Konstruktion auf leichte Auswechselbarkeit der evtl. auszutauschenden Teile bedacht sein muß. Diese Frage ist eine reine, auf Erfahrung beruhende Wirtschaftlichkeitsfrage, bei welcher indessen nicht allein die Materialwerte, sondern auch der im Material liegende Ver-

arbeitungswert, die Arbeit des Austausches und die etwaigen Ausfälle durch den Stillstand für die Vornahmen dieser Austauscharbeiten in die Rechnung einzusetzen sind. Bei Materialien, die unter den obwaltenden Betriebsverhältnissen innerhalb weniger Wochen oder Monate ersatzbedürftig werden, sind hochwertige Materialien durchaus angebracht; beträgt dieser Zeitraum jedoch mehr als 1 oder 2 Jahre, so sind trotz schnellen Verschleißes billigere Materialien vorzuziehen. Eine Verschiebung der augenblicklichen Grenzen kann durch das Auftauchen neuer, den besonderen Bedürfnissen angepaßter Baustoffe auf dem Markt eintreten.

2. Rekuperativ-Luftvorwärmer.

Röhren-Luftvorwärmer.

Engste Anlehnung an die bekannten Bauformen der Kessel und Ekonomiser führte zum Bau der Röhren-Luftvorwärmer. Die ältesten Luftvorwärmer waren Röhren-Luftvorwärmer. So verwendete zum Beispiel Marland in seinem 1880 in Lawrence, Mass., aufgestellten Luftvorwärmer 2- und 3zöllige Rohre, die konzentrisch ineinandergesteckt und etwa 6 m lang waren. Das Gas wurde durch die 2zölligen Rohre, die Luft im Gegenstrom durch den $\frac{1}{2}$ Zoll breiten Ringspalt zwischen den beiden Rohren geführt. Dadurch war jedoch die Heizfläche so schlecht ausgenützt, daß Hoadley, der an diesem Vorwärmer Versuche durchführte¹⁾, die Konstruktion dahin abänderte, daß die 3zölligen Außenrohre fortfielen und die Luft durch geeignete Leitbleche im Kreuzstrom um die Rohre herumgeführt wurde.

Die verwendeten Rohre haben 50 bis über 100 mm lichten Durchmesser bei Längen von über 6 m und Wandstärken bis etwa 2 mm. Die Rohre werden in Blechplatten von 5—10 mm Stärke eingewalzt. Einen eigenartigen Vorschlag zur Rohrbefestigung, die ein bequemes Auswechseln ermöglicht, enthält DRP. 416746 von W. Bloess. Die mit Falzdichtung in die obere Rohrwand eingreifenden Rohre sind unten mit keilförmigen Randleisten und nach Art eines Bajonettverschlusses befestigt.

Die Rohranordnung ist gewöhnlich versetzt mit möglichst engen Zwischenräumen, da man bestrebt sein muß, eine möglichst gute Raumausnützung bei hoher Wärmeübertragung zu erzielen. Nach einem Vorschlag von Petersen und Brill

¹⁾ Siehe S. 323—324.

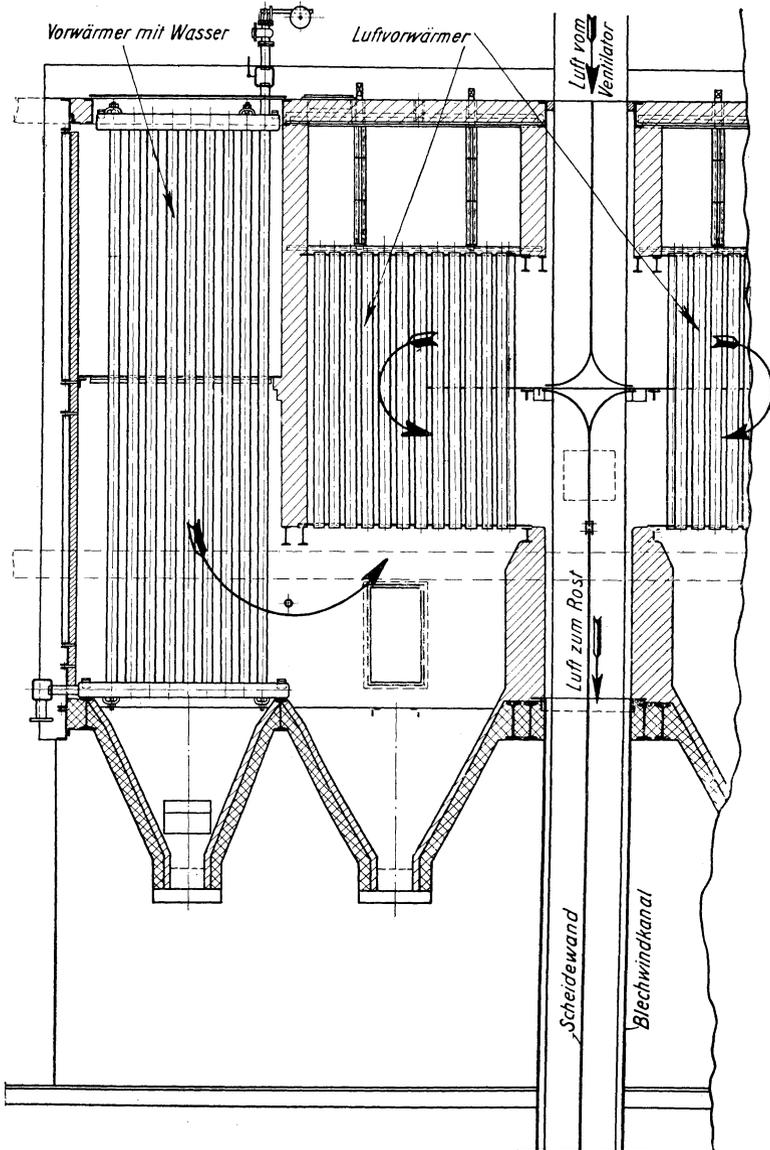


Abb. 50. Röhren-Luftvorwärmer (Babcock & Wilcox).

(DRP. 347180, Kl. 24k, 4) sollen die Rohre derartig versetzt werden, daß die Rohre einer Reihe unter sich parallel liegen, daß ihre Rohrachsen jedoch mit den Rohrachsen der dahinterliegenden Reihe einen spitzen Winkel einschließen.

Die Vorschläge, den Wärmeübergang durch den Einbau indirekter Heizflächen in Form von Stegen oder schraubenförmig verwundenen Leitblechen zu erhöhen, sind auch bei Röhren-Luftvorwärmern verschiedentlich gemacht worden. F. W. Green schlägt in DRP. 199848 die Einlage schraubenförmiger Leitbleche, die außerdem zur Erhöhung der Turbu-

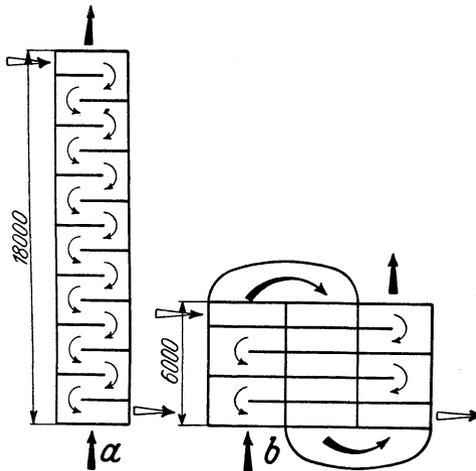


Abb. 51. Schematische Darstellung für die Gas- und Luftführung von Röhrenvorwärmern von hohem Wirkungsgrad.

lenz schräge Leitplatten, Vorsprünge und dgl. erhalten sollen, vor. Bei all diesen Maßnahmen ist zu beachten, daß die Vorteile, die sie in bezug auf Wärmeübergang bringen, durch unverhältnismäßig große Erhöhung des Zugwiderstandes erkauft werden. Außerdem aber bilden sie Gefahrenquellen durch die Möglichkeit des Staubansatzes. Eine Verbindung von Röhren-Luftvorwärmern mit Staubabscheider ist von J. Gould Coutant beschrieben¹⁾, jedoch dürfte die Ausführung der vorgesehenen Rohre von sichelförmigem Querschnitt mit eingelegten Leitspiralen trotz der konstruktiven Schwierigkeiten keinen befriedigenden Erfolg ergeben.

¹⁾ Power 67 (1928), 6, S. 262.

Die Gas- und Luftführung ist in Röhren-Luftvorwärmern gewöhnlich derart, daß die Rauchgase durch die Rohre strömen, während die Luft um die Rohre herumgeführt wird. Abb. 50 zeigt einen solchen einfachen Röhren-Luftvorwärmer. Der Vorteil liegt in der leichten Reinigungsmöglichkeit, da man die Rohre von oben her ausputzen kann, dagegen sind die erzielbaren Wirkungsgrade nur sehr mäßig. Die Wirkungsgrade sind maßgebend für die Höhe der Vorwärmer und die Länge der verwendeten Rohre. Wird ein höherer Luftvorwärmerwirkungsgrad verlangt, so ist es notwendig, die Luft vielmals hin und her zu lenken, wie dies in Abb. 51a schematisch dargestellt ist. Es ergibt sich für eine Übertragung von 5,4 Millionen kcal/h und einen mittleren Wirkungsgrad von $\eta_m = 63,5\%$ ein Vorwärmer von 18 m Höhe. Während die Gase die Rohre glatt durchströmen, muß die Luft durch entsprechende Lenkplatten 14mal um 180° umgelenkt werden. Der Luftwiderstand wird auf diese Weise selbstverständlich außerordentlich erhöht. Da bei der praktischen Ausführung und dem Einbau des Vorwärmers in eine Kesselanlage mit 18 m langen Rohren und mit einer verfügbaren Bauhöhe von 18 m kaum gerechnet werden kann, müßte man den Vorwärmer entsprechend unterteilen und dann die einzelnen Abschnitte beliebig zueinander anordnen. Beispielsweise ist in Abb. 51b eine Dreiteilung vorgesehen, indem die Gase, nachdem sie Rohre von 6 m Höhe durchlaufen haben, in einen Umkehrstutzen austreten, um 180° umgelenkt werden und dann den zweiten, darauf nach nochmaliger Umlenkung um 180° den dritten Luftvorwärmerabschnitt durchstreichen. Die Luft braucht dann nur 4mal um 180° umgelenkt zu werden. Diese Anordnung hat den Vorteil, wesentlich geringere Bauhöhen zu beanspruchen und mit einer geringeren Zahl von Luftumlenkungen auszukommen. Ein wesentlicher Nachteil sind jedoch die beiden Gasumlenkungen. Hier tritt nämlich eine Reihe zusätzlicher Verluste auf, zunächst beim Austritt der Gase aus dem Bündel in die Umlenkhaube, wobei der Querschnitt plötzlich fast verdoppelt wird, die Umlenkung um 180° selbst, die Stoß- und Kontraktionsverluste beim Eintritt in das 2. Bündel und dieselben Verluste zwischen dem 2. und 3. Bündel. Da diese Verluste wesentlich größer sind als die in den geraden Rohren auftretenden Reibungswiderstände, so muß bei dieser Anordnung mit einer ganz bedeutenden Vermehrung des Zugwiderstandes gerechnet werden. Eine Verminderung der Ein- und Austrittsverluste durch eine

Umlenkung der Gase in Rohrbögen kommt deshalb nicht in Frage, weil damit die Reinigungsmöglichkeit vollständig genommen wurde. Es besteht indessen noch die Gefahr der Ansammlung einer größeren Staubmenge auf den Rohrplatten selbst, weswegen man gelegentlich eine Schräglage der ganzen Rohrplatten vorgesehen hat oder eine Schräglage der Rohrplatten derart, daß die anschließenden Rohre an beiden Enden eine Biegung erhalten. Es lassen sich unter Umständen gute Ein- und Austrittsverhältnisse schaffen, falls die Gase seitlich zu- und abgeführt werden.

Zur Vermeidung der vielfachen Luftumlenkung und der damit verbundenen Verluste wie auch der durch die Gasumlenkung bedingten, schwerwiegenden Nachteile findet man besonders in Amerika Ausführungen von Gegenstrom-Röhren-Luftvorwärmern mit ganz schmalen, sehr hohen, durch Aneinanderschweißen von Rohren gebildeten Vorwärmern, die mitunter die gesamte Kesselhöhe einnehmen. Abb. 52 zeigt einen solchen Vorwärmer der Babcock & Wilcox Co., New York, der hinter einen kohlenstaubgefeuerten Hochdruckkessel geschaltet ist¹⁾.

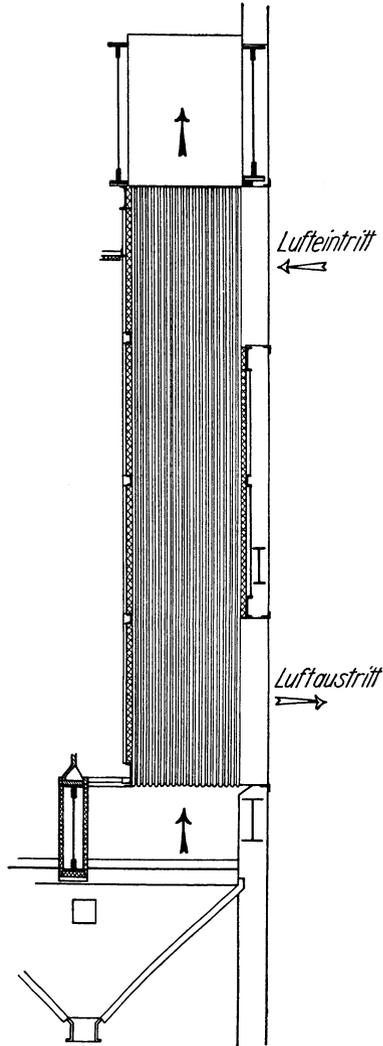


Abb. 52. Röhren-Luftwärmer großer Bauhöhe (Babcock & Wilcox).

¹⁾ Prime Movers Committee. N.E. L. A. Publication Nr. 156 (September 1931), „Boilers, Superheaters and Economizers“ Abb. 47. Ein noch extremeres Beispiel zeigt Abb. 48, S. 42 derselben Veröffentlichung. South Amboy Station der Jersey Central Power & Light Co.

Zahlentafel 9 gibt einige charakteristische Daten dieser Anlage wieder.

Zahlentafel 9. B. & W.-Röhrenluftvorwärmer für kohlenstaubgefeuerte Kessel.

Kesselheizfläche m ² je m Feuerraumbreite	. 82,3 m ² /m	
Überhitzerheizfläche m ² je m Feuerraumbreite	. 67,1 „	
Ekonomiserheizfläche m ² je m Feuerraumbreite	. 239,3 „	
Luftvorwärmerheizfläche m ² je m Feuerraumbreite	. 533,4 „	
Gasemtrittstemperatur in den Luftvorwärmer	344° C	} $\eta_m = 61,55\%$
Gasaustrittstemperatur aus dem Luftvorwärmer	180° C	
Luftemtrittstemperatur in den Luftvorwärmer	27° C	
Luftaustrittstemperatur aus dem Luftvorwärmer	252° C	
Widerstand auf der Gasseite (Zugverlust)	. 81 mm W.-S.	
Widerstand auf der Luftseite (Druckverlust)	. 79 mm W.-S.	

Zur Erzielung genügend hoher Luftgeschwindigkeiten werden die Rohre möglichst eng gestellt; denn zur Erreichung so hoher mittlerer Wirkungsgrade sind hohe Gas- und Luftgeschwindigkeiten notwendig und hohe Widerstände müssen in Kauf genommen werden. So vorteilhaft und einfach eine solche Gas- und Luftführung auch ist, so unangenehm ist die außerordentlich große Bauhöhe, besonders vom Standpunkt der Reinigung und Instandhaltung. Besondere Einbauten zur gleichmäßigen Verteilung der Luft auf den ganzen Querschnitt zeigt Abb. 53. Mitunter werden die senkrechten Führungsbleche bis an das Austrittsende durchgeführt, was jedoch nicht notwendig erscheint und einen zusätzlichen Reibungswiderstand verursacht. Vgl. z. B. die Ausführungsform der D. Connelly Boiler Company, Cleveland, Ohio, in der Anlage Bayton Plant, Humble Oil & Refining Co., Texas¹⁾.

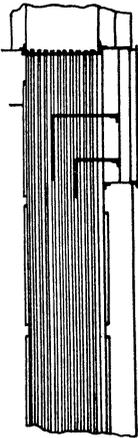


Abb. 53.
Einbauten zur gleichmäßigen Verteilung der Luft auf den ganzen Querschnitt.

Eine Gas- und Luftführung derart, daß die Luft durch die Rohre und die Gase um die Rohre herum geführt werden, ist bei senkrechten Rohren und waagrecht liegenden Rohrplatten nicht empfehlenswert, da sich diese Vorwärmer

¹⁾ N. E. L. A. Publ. 156, a. a. O., Abb. 52, S. 45.

weniger leicht und gründlich reinigen lassen, und da sich auf den Rohrplatten, wie auch auf den Leitblechen in dem toten Raum

große Staubmengen ablagern können, deren Beseitigung große Schwierigkeiten macht, und die die Wärmeübertragung beeinträchtigen kann. Man hat daher Rohrenvorwärmer mit luftführenden Rohren derart ausgebildet, daß die Rohre, zu einzelnen Elementen zusammengestellt, waagrecht zwischen senkrechten Rohrplatten liegen, und daß die LuftinUmführungshauben, ähnlich wie dies bei Plattenluftvorwärmern üblich ist, umgeleitet wird (s. Abb. 59g). Zur Vermeidung der Ein- und Austrittsverluste aus den Bündeln kann man die Rohre, sofern die Vorwärmerheizflächen und Wirkungsgrade nicht zu groß sind, auch U- bzw. S-förmig gebogen ausführen,

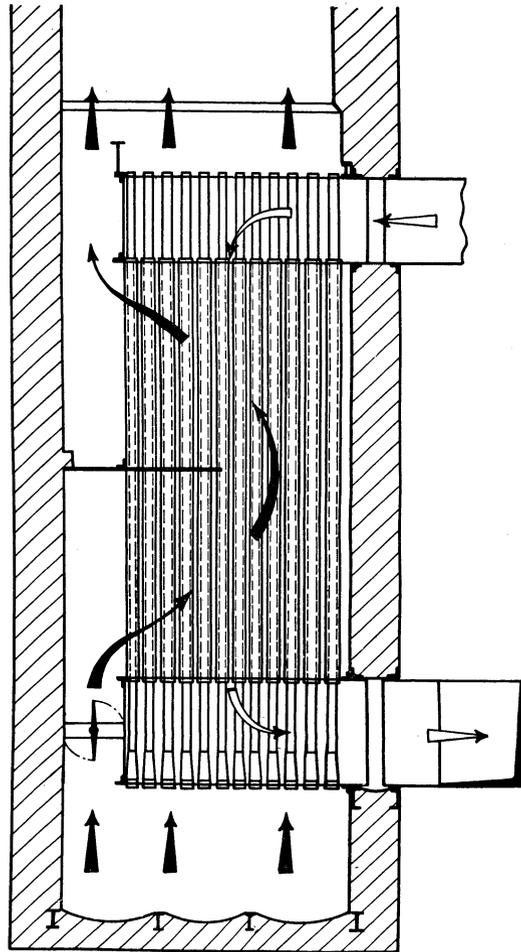


Abb. 54. Röhren-Luftvorwärmer System Babcock mit Doppelröhren.

durch Aneinanderschweißen handelsüblicher Längen zu erzielen sind. Das Einwalzen der Rohre auf einer Seite macht es natürlich notwendig, das gesamte Röhrenbündel

am anderen Ende entsprechend aufzufangen und abzustützen.

Eine Kombination von gasführenden und luftführenden Röhren ist der Röhren-Luftvorwärmer nach Abb. 54 der Deutschen Babcock & Wilcox-Dampfkesselwerke AG., DRP. 465514. Er besteht aus konzentrisch angeordneten Rohrpaaren, bei welchen ein Teil des Rauchgases durch die inneren Röhre (78 mm Durchmesser), ein Teil um die äußeren Röhre (108 mm Durchmesser) herumgeführt wird. Die Luft strömt durch den ringförmigen Querschnitt zwischen den beiden Röhren. Die inneren Röhre sind an ihren Enden kegelig erweitert, derart, daß die Rohrsitze größer sind als die Durchmesser der äußeren Röhre, damit diese durch die äußere Rohrplatte hindurch eingebracht werden können. Die kegelige Er-

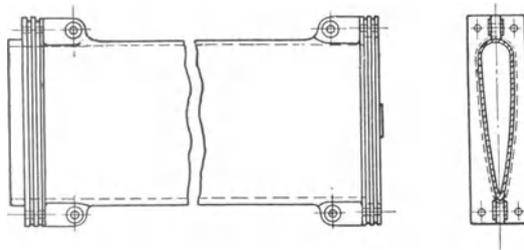


Abb. 55. Röhren-Luftvorwärmerelement Bauart Föge.

weiterung hat außerdem den Vorteil guter Strömungsverhältnisse auf der Gasseite. Die gute Reinigungsmöglichkeit des Röhrenvorwärmers ist in diesem Falle dann nur bei den Kernröhren vorhanden, während die äußeren Röhre die Nachteile schwieriger Reinigung und die Möglichkeit der Flugaschenablagerung aufweisen, besonders, wenn, wie man annehmen muß, ein geringerer Anteil der Gase außen herum strömen wird. Die notwendige Gasteilung bedingt eine komplizierte Gasführung und eine Vermehrung der Klappen, und die Luftzuführung in den ringförmigen Luftweg stellt strömungstechnisch keine besonders günstige Lösung dar.

An Stelle runder Röhre sind von verschiedenen Seiten andere Rohrquerschnitte, wie z. B. ovale, tropfenförmige u. a., vorgeschlagen worden. Sie sollen den Zweck haben, die Widerstände auf der Gasseite durch zweckmäßige Gestaltung der Rauchgaswege möglichst herabzusetzen, um vor allem auch höhere Gasgeschwindigkeiten anwenden zu können, wobei ein

etwas ungünstigerer hydraulischer Radius auf der Luftseite in Kauf genommen wird. Ausführungen dieser Art sind beispielsweise die Luftvorwärmer der Shaw-Perkins Manufacturing Co., Pittsburgh¹⁾, der Luftvorwärmer von S. W. Stakin nach DRP. 513 844 und der Röhren-Luftvorwärmer Bauart Dipl.-Ing. H. Foge, Hannover. Foge verwendet Röhre von tropfenförmigem Querschnitt (vgl. Abb. 55), die mit dem stumpfen Ende in den Gasstrom gestellt sind, da diese Querschnittsform bekanntlich den geringsten Druckverlust beim Umströmen ergibt. Die Röhre werden aus hochwertigem perlitischem Spezialguß mit viereckigen Flanschen hergestellt und zu größeren Einheiten miteinander vereinigt. Die einzelnen Elemente werden durch Asbestdichtungen untereinander und gegen die Rahmen abgedichtet.

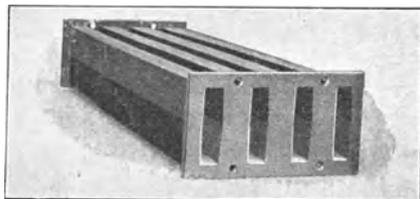


Abb. 56. Element des Greenschen Luftvorwärmers.

Röhren von rechteckigem Querschnitt verwendet der gußeiserne Luftvorwärmer, Bauart Green. Je vier Röhre von 762 mm Länge mit rechteckigen Flanschen und vier Schrauben bilden ein Element von 0,88 m² Heizfläche (außen gemessen) und 36 kg Gewicht. Die Elemente können in jeder gewünschten Weise über- und hintereinandergeschaltet zu einem Luftvorwärmer zusammengefaßt werden. Die Luft wird durch die Kanäle, das Gas durch zwei oder mehrmalige Umlenkung im Kreuzstrom außen durch die Elemente geführt. Wie man aus Abb. 56 ersieht, ist bei der Formgebung der Kanäle auch bereits auf Verringerung des Widerstandes Rücksicht genommen.

Ähnlich wie bei Ekonomisern sind auch bei Luftvorwärmern Rippenrohre vorgeschlagen worden. Vorläufer dieser Art sind Konstruktionen, bei denen die Heizfläche mit warmeleitenden, in die beiden Medien hineinragenden Stäben versehen ist. (E. J. E. Solomial, DRP. 456 117.) Da indessen

¹⁾ Power 1929, S. 143.

bei Luftvorwärmern der Wärmeübergang auf der Gasseite und auf der Luftseite etwa gleich ist, hat man die Rippen stets auf beiden Seiten vorgesehen. Als Beispiel sei der Kablitz-Stromlinien-Luftvorwärmer genannt, ein gußeiserner Luftvorwärmer mit stromlinienförmigen Rohrprofilen, kreisrunden Rippen auf der Gasseite und Längsrippen auf der Luftseite. Bemerkenswert ist hierbei die stopfbüchsenartige Abdichtung der frei in den Rohrplatten aufgelagerten Rohre, deren Enden, wie Abb. 57 zeigt, entsprechend ausgebildet sind. Versuche oder nähere Angaben über die Wirkung dieser Abdichtung liegen nicht vor. Durch die Anwendung von Rippenheizflächen wird allerdings das Verhältnis von Wärmeleistung zu aufgewandtem Gewicht ziemlich un-

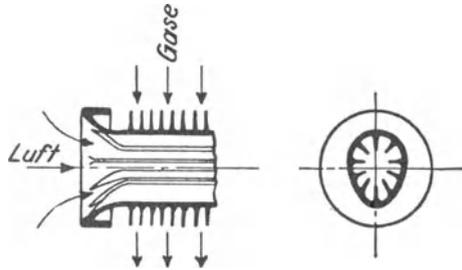


Abb. 57. Rohrende des Kablitz-Stromlinien-Luftvorwärmers.

günstig. Rippenvorwärmer dieser Art finden daher in erster Linie bei kleineren Luftvorwärmanlagen und bei Lufterhitzern, die mit ziemlich hohen Gastemperaturen arbeiten, berechnete Anwendung. Nach dem Vorschlage von P. Lesch (DRP. 560 244) werden die Rauchgas führenden Rippenrohre auf der einen Seite trichterförmig auf eine quadratische Eintrittsöffnung erweitert und dort stumpf zusammenschweißt, während sie auf der anderen Seite durch entsprechende Verflansung in eine nachgiebige Weichkupferwand eingewalzt werden, um eine Ausdehnungsmöglichkeit zu schaffen.

Übergangsformen zwischen Röhren-Luftvorwärmern und Platten-Luftvorwärmern bilden die sog. Rippenschalenvorwärmer, wie zum Beispiel die Rippenschalens-Heizplatten nach DRP. 406 107 von L. Volk, die Kubus-Luftvorwärmer der Gesellschaft „Richard Kablitz“ und die Rippenschalens-Luftvorwärmer von Dipl.-Ing. H. Föge, Hannover. Ein Bei-

spiel für derartige Konstruktionen gibt das in Abb. 58 wieder-gegebene Rippenschalenelement.

Gußeiserne Vorwärmer haben gegenüber den schmiedeeisernen bedeutend höheres Gewicht; sie sind indessen den Anfressungen säurehaltiger Gase und hohen Temperaturen besser gewachsen, so daß mit größerer Lebensdauer zu rechnen ist. Es muß jedoch betont werden, daß die Gase auch bei diesem Material den Taupunkt nicht unterschreiten dürfen, da man sonst mit einer vollständigen Verstopfung der Gaskanäle rechnen muß. Die Wärmeübertragung wird durch das Material nicht beeinflusst.

Eine neuartige Weiterentwicklung der Vorwärmer mit bewehrten Heizflächen stellen die Nadel-Luftvorwärmer dar (s. S. 174).

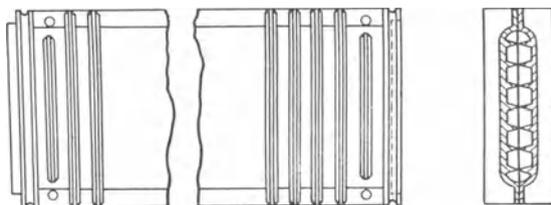


Abb. 58. Element eines Rippenschalen-Luftvorwärmers (Föge).

Platten-Luftvorwärmer.

Platten- oder Taschen-Luftvorwärmer sind Rekuperatoren, deren Heizflächen aus einzelnen, flachen Taschen bestehen, und die den Rauchgasquerschnitt durch das Einschieben der Lufttaschen in eine große Anzahl flacher Gasströme aufteilen. Diese Lufttaschen sind also nichts anderes als eine Reihe von parallel geschalteten Rohren von flachrechteckigem Querschnitt, und grundsätzliche Unterschiede gegenüber den Röhrenvorwärmern bestehen nur in konstruktiven Einzelheiten. Man erzielt durch diese Bauweise eine gute Ausnutzung gegebener Querschnitte und Grundflächen und — besonders bei kleinen Plattenabständen — wesentlich niedrigere Bauhöhen als bei Röhrenvorwärmern üblicher Ausführung, sowie eine gute Raumausnutzung. Zwischen je zwei Gaskanälen liegt ein Luftkanal, während man zweckmäßig die beiden äußersten Kanäle zur Luftführung benutzt (also eine ungerade Kanalzahl wählt), um die Strahlungsverluste nach außen zu verringern. Für den Gasweg wählt man mit

Rücksicht auf die Zugverluste, Verschmutzung und Reinigungsmöglichkeit mit Vorliebe den geraden Durchgang, während der Luft die notwendigen Richtungswechsel erteilt werden. Für den allgemeinen Aufbau gibt es eine große Zahl von Möglichkeiten der Gas- und Luftführung, der Form, der Bemessung, des Einbaus, der Lage (senkrecht, waagrecht, schräg usw.), wofür vor allem die geforderte Leistung, der Wirkungsgrad, der verfügbare Raum (Grundfläche, Höhe), die Lage des Gasaustrittes am Kessel und die strömungs-

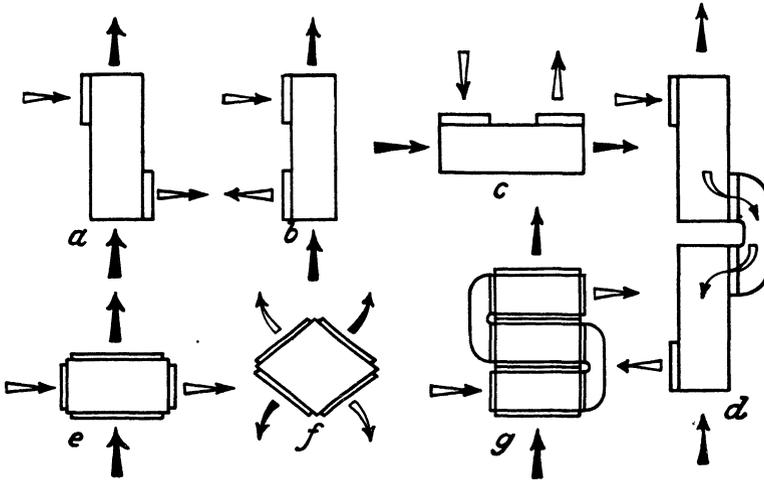


Abb. 59. Schematische Darstellung verschiedener Bauformen von Platten-Luftvorwärmern.

technisch zweckmäßigste Führung ausschlaggebend sein werden. Abb. 59 zeigt einige grundsätzliche Bauformen, und zwar *a—d* Gegenstromvorwärmer mit verschiedener Lage der Gas- und Luftein- und -austrittsöffnungen und des Vorwärmers selbst, *d* eine Bauform für höhere Wirkungsgrade, die sich mit einem Element nicht mehr erreichen lassen, *e* und *f* sind Kreuzstromvorwärmer mit quadratischen, rechteckigen oder rhombischen Blechformen und *g* ein Mehrfach-Kreuzstromvorwärmer, der in der Wirkung dem Gegenstrom nach *a—c* gleichkommt, mit dem Vorteil leichter Auswechselbarkeit einzelner Elemente (des heißesten bei Zerstörungen durch Verzundern, des kältesten bei Korrosionsschäden), aber dem Nachteil zusätzlicher Strömungsverluste (vgl. S. 233).

Die Blechgrößen der Vorwärmer richten sich entweder nur nach den Erfordernissen, die sich bei der Berechnung eines Vorwärmers ergeben, oder nach bestimmten Normalgrößen, deren Festlegung für manche Konstruktionen zweckmäßig ist. Irgendwelche allgemeinen Normen lassen sich jedoch nicht aufstellen. Die Blechstärken liegen meist bei 2—3 mm, doch sollte man bei Rekuperatoren mit der Verwendung zu geringer Blechstärken vorsichtig sein, da die Heizflächen ja neben ihrer Funktion der Wärmeübertragung auch die Trennung von Gas und Luft bewirken und dicht sein sollen. Vom Standpunkt erträglicher Lebensdauer wäre für die kältesten Elemente 3 mm Blechstärke oder ein Spezialbaustoff zu empfehlen. Für einen Vorwärmer für eine Schiffsanlage in Leichtbauweise hat man ganz dünne Monelmetallbleche angewendet (nach R. Wagner, Z. VDI. 74 (1930), 47, S. 1600) und konnte für einen 80 m²-Vorwärmer ein Gewicht von nur 220 kg erzielen. Die Spaltbreite der Gas- und Luftkanäle liegt meist zwischen 10 und 30 mm, ihre Bedeutung für die baulichen Eigenschaften eines Vorwärmers geht aus dem Zahlenbeispiel S. 241 (vgl. Abb. 110) hervor. Sie ist nach unten durch die Mindestbauhöhe (vgl. S. 242) und durch die Mindestbreite begrenzt, die für die genügende Reinhaltung der Gaskanäle notwendig ist. Ein Ausbeulen der Luftpaschen durch den inneren Überdruck, evtl. auch durch Wärmeausdehnung, würde einen zu engen Spalt verhältnismäßig stark verengen, so daß sich auch dadurch ein Mindestmaß ergibt je nach Bauart und Größe des Vorwärmers und je nach den konstruktiven Maßnahmen, die zur Vermeidung solcher Deformationen ergriffen werden. Die Platten werden entweder zu einzelnen Taschen oder zu Gruppen von Taschen, Elementen oder ganzen Vorwärmern zusammengefügt, und die einzelnen Bauarten unterscheiden sich nur in konstruktiven Einzelheiten wie die Ausführung der Taschen, der Kanten und Eckverbindungen, der Distanzierung, Versteifung und Ausdehnungsmöglichkeit, sowie in der Oberflächengestaltung der Heizfläche selbst.

Lose gestapelte Bleche nach dem Vorschlage von L. Honigmann (DRP. 314782) als Wärmeaustauschflächen zu verwenden, die lediglich in eine Nut der seitlichen Abschlußstücke eingreifen, dürfte wenig praktischen Erfolg haben; zudem können nur horizontal liegende Kanäle gebildet werden. Der Vorwärmer besäße also nicht die ihm sonst eigene Anpassungsfähigkeit an alle gegebenen Raumverhältnisse. Es

wurde daher der Vorschlag gemacht, die seitlichen Abschlußstücke fest auf die Bleche aufzuklemmen und das ganze Gebilde durch einen starken Rahmen zusammenzuhalten. Alle

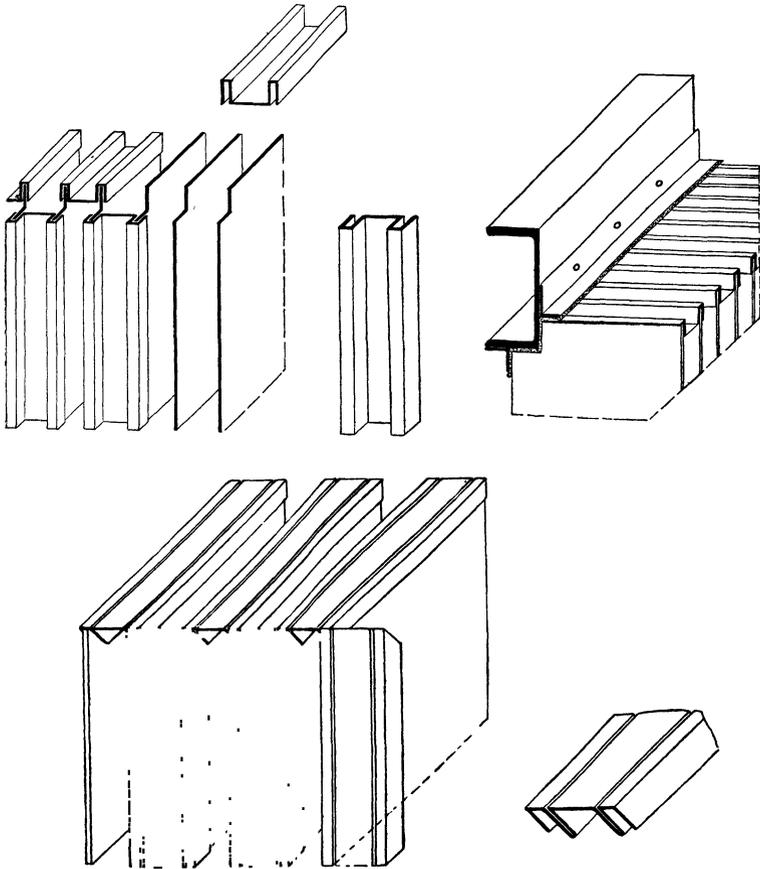


Abb. 60 u. 61. Luftvorwärmer „Airéco“.

diese Konstruktionen erreichen zwar keine absolute Dichtigkeit, doch reicht sie für verschiedene Anwendungsgebiete schon aus; das Einspannen in einen starken Rahmen verhindert aber die Wärmeausdehnung, so daß diese Konstruktionen nur für mäßige Temperaturen und nicht zu große Dimensionen geeignet erscheinen. Abb. 60 und 61 zeigen zwei verschiedene

Ausführungen des Airéco-Luftvorwärmers (Société des Réchauffeurs d'Air Airéco, Paris, nach DRP. 456 189) mit den typischen Spezialprofilen.

In die ausgeschnittenen Ecken der Bleche fügen sich die Haupttrahmenträger ein. In Abb. 61 wird der Eckausschnitt der Bleche vermieden, die Abdichtung ist dann allerdings etwas schwieriger. Eine ähnliche Konstruktion nach DRP. 471 426 (M. Levron) zeigt Abb. 62, die unter dem Namen Frankonia-Luftvorwärmer (Fellner und Ziegler AG., Frankfurt a. M.-West) auf dem Markt erschienen ist.

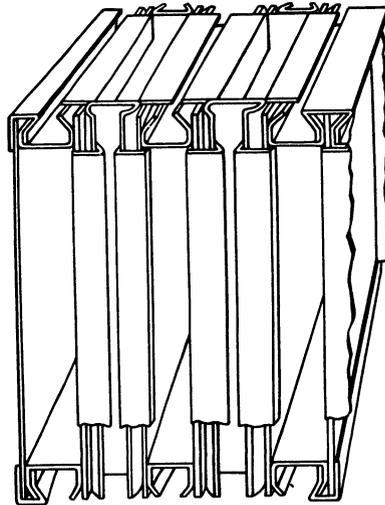
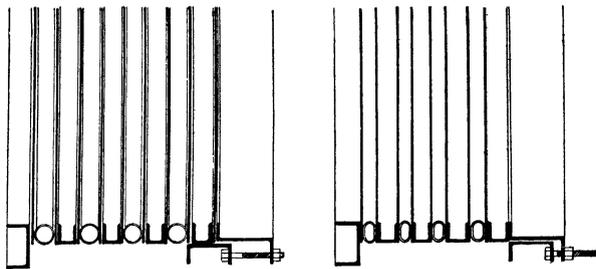


Abb. 62. Frankonia-Luftvorwärmer.

In dem Luftvorwärmer „Thermix“ von Emile Prat-Daniel, Paris, wird die Abdichtung der Platten

und Taschen gegeneinander dadurch bewirkt, daß starke Schraubenfedern von $\frac{3}{16}$ bis $\frac{1}{4}$ Durchmesser mit etwa einer



ungespannt

gespannt

Abb. 63. Luftvorwärmer „Thermix“.

Windung pro Zoll abwechselnd mit U-Eisen in die Kanäle eingelegt werden, und daß durch außenliegende Bolzen das ganze Blechpaket stark zusammengedrückt wird (Abb. 63). Die Federwindungen werden dadurch oval gedrückt und halten

die Bleche in ihrer Lage, indem sie jedoch eine beliebige Ausdehnung der Bleche im Betriebe zulassen, und da sie weder durch Bolzen, Nieten und Schweißnähte gehalten sind, können die Bleche ohne Demontage des äußeren Rahmens nach Lösen der Anpreßschrauben leicht ausgewechselt werden.

Das Nieten der Luftvorwärmer wird nach den schlechten Erfahrungen, die man damit gemacht hat, kaum noch ausgeführt. C. W. E. Clarke¹⁾ untersuchte einen Luftvorwärmer

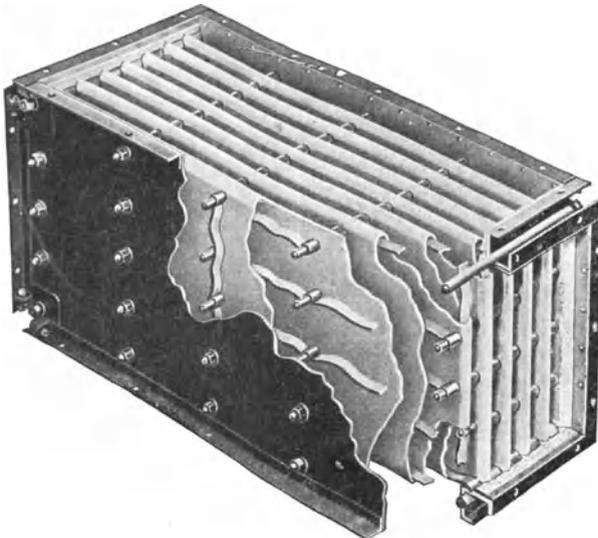


Abb. 64. Aufbau des „Rotator“-Luftvorwärmers (System Haber).
Deckplatte und Eckverschalung entfernt.

der Colfax Station der Duquesne Light Comp., der nur durch Nieten zusammengefügt und durch Verstemmen gedichtet war. Durch Verwerfungen der Bleche war der Vorwärmer so undicht geworden, daß der CO_2 -Gehalt um 1,5—2% abgenommen hatte. Die Mehrzahl der Herstellerfirmen ist daher zum Schweißen der Lufttaschen übergegangen. Das Schweißen erfolgt teilweise autogen mit oder ohne besondere Wasserkühlung der zu schweißenden Bleche, neuerdings besonders bei dünnen Blechen und geringen Spaltbreiten auch elektrisch. Die Schweißung erfolgt entweder so, daß die Bleche Eckaus-

¹⁾ Transactions of the Am. Soc. mech. Eng. 45 (1923), S. 567ff.;
Mechanical Engineering 46 (2), 64—72 (1924).

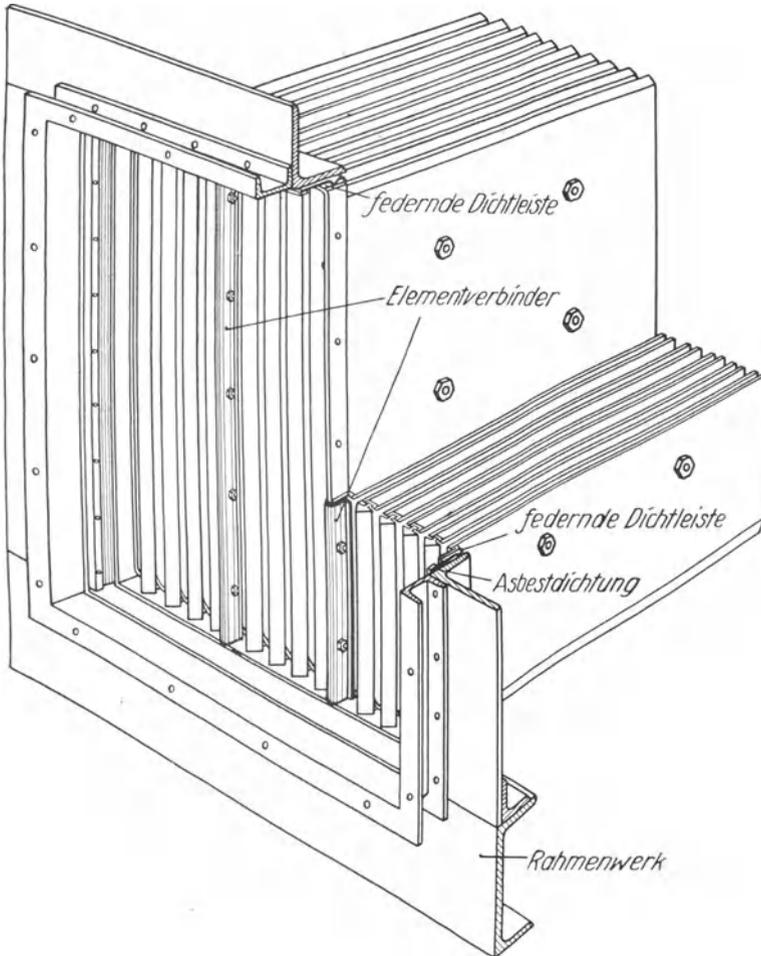


Abb. 65. Platten-Luftvorwärmer der Vereinigten Ekonomiser Werke, Freital i. Sa. (System M. u. E. Hartmann).

schnitte erhalten, und daß die geraden Kanten geschweißt, die Ecken anderweitig abgedichtet werden (s. Abb 64), oder daß die umgebogenen Kanten in der einen, meist der Längsrichtung, zusammenschweißt werden, während die Querebenen durch ein eingeschweißtes oder aufgestülptes und eingeschweißtes, gitterartig ausgeschnittenes Blech oder auch durch

einzelne Blechstreifen abgeschlossen werden. Diese Blechstreifen können auch als U-Eisen ausgebildet sein (Abb. 65), vgl. z. B. DRP. 264 945 (Ges. f. Abwärmeverwertung G.m.b.H. Charlottenburg), so daß sich eine für den Schweißer bequem zugängliche Kante ergibt, oder sie können noch eine besondere Formung oder Einlage erhalten, um eine gute Einströmung in die Lufttasche zu ergeben. Werden die Bleche in der Weise doppelt abgekantet, daß die Enden flach aufeinander liegen, so ergibt sich eine der elektrischen Schweißung besonders bequeme Kante.

Die Eckausbildung kann sehr verschieden durchgeführt werden. Während sich in Abb. 65 eine zwangsläufige Schließung durch die Schweißung ergibt

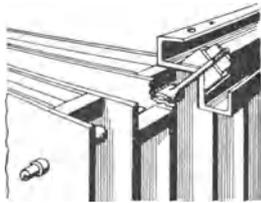


Abb. 66. Platten-Luftvorwärmer der Deutschen Babcockwerke, Oberhausen.

(System Hartmann), wird im Vorwärmer nach Abb. 64 (System Haber) die Ecke durch einen Asbestgewebestreifen und ein fest darüber geklopftes und verschraubtes Blech abgedichtet. Die Befestigung des Dichtungsstreifens kann auch durch Diagonalbolzen erfolgen, oder die Bolzen können mit einem Auge in einem durch das Element geschobenen Rundeisenstab enden, wie in

Abb. 66 (System Deutsche Babcockwerke), wobei sich durch die Verwendung eines Spezialdoppelwinkels das Ausschneiden der Ecken der Bleche erübrigt.

Zur Sicherung der Taschen gegen den inneren Überdruck und zur Einhaltung des notwendigen Abstandes der einzelnen Bleche und zum Schutz gegen Verwerfungen in der Wärme werden Distanzstücke und Verspannungen verschiedener Art verwendet. Ein sehr einfaches, beschränkt verwendbares Mittel ist die Herstellung von Normalelementen von so kleinen Abmessungen, daß die seitlichen Abschlüsse eine ausreichende Distanzierung und Steifigkeit gewährleisten. In DRP. 481 268 schlagen M. und E. Hartmann nach innen gewölbte, konkave Lufttaschen vor, was allerdings die Herstellung etwas erschwert. Als gebräuchlichste Form der Verspannung und Distanzierung werden Bolzen verwendet, die das ganze Vorwärmerelement durchziehen, auf welche Ringe, Muttern oder sonstige Distanzblöcke aufgesteckt werden. Beim Usco-Vorwärmer (Underfeed Stoker Co., Ltd., London) besitzen diese Blöckchen Stromlinienform, um den Widerstand zu verrin-

gern, den Staubansatz zu verhindern und das Gas und die Luft gleichzeitig zu fuhren. Diese Blöcke können auch dazu benutzt werden, die Umlenkung der Luft um 90° zu bewirken. An Stelle einzelner Blöcke oder Ringe können auch durchlaufende Flach- oder Winkeleisen verwendet werden, die eine bessere Führung gewährleisten. Nach DRP. 541 091 der Elektrowerke AG., Berlin, schlägt W. Kritzler vor, Rohre mit Gewinde und zwei gegengeschraubte Muttern und Distanzringe zu verwenden, so daß es möglich ist, nach dem Herausziehen der durchlaufenden Spannbolzen jede einzelne Tasche aus einem Elementverband herauszunehmen. Der Kostenaufwand für eine solche Konstruktion ist jedoch erheblich. Nach DRP. 560 706 (L. u. C. Steinmüller) werden nur je 2 Platten miteinander vernietet oder verschraubt, ohne durchgehende Bolzen. Eine andere Bauweise besteht darin, daß die Distanzstücke durch Nieten oder vorzugsweise durch Schweißen an den einzelnen Blechen angeheftet werden, um die Durchbohrung der einzelnen Bleche zu vermeiden. Eine solche Konstruktion setzt einen starren Rahmen voraus, in den die Elemente mit etwas Spannung eingesetzt sind. Hierbei kommen besonders Flacheisen oder auch einfache Nocken in Frage. An ihrer Stelle können auch in das Blech eingepreßte oder gewalzte Ausbeulungen oder Rillen treten. N. R. Forssblad schlägt in DRP. 472 071 zusammendruckbare Fullkörper zur Distanzierung vor, und zwar sind in den praktischen Ausführungen Wellbleche verwendet worden (Abb. 71 a und b, S. 172).

Die Ausdehnungsmöglichkeit ist konstruktiv verschieden gelöst, je nachdem das Element mit einem starren Rahmen umgeben ist oder nicht. Wichtig ist, daß die vier Anschlußstellen des Vorwarmers keine Hindernisse bieten dürfen. Für bewegliche Dichtungen ist es wichtig, ob die Bewegung nur in einer Richtung oder in jeder beliebigen Richtung im Raum erfolgen soll. Zur Abdichtung verwendet man rahmenartige Stopfbuchsen mit Asbestschnur oder sonstigen Fullungen (DRP. 484 780, E. Haber), Winkelrahmen, in zwei Richtungen beweglich (DRP. 467 982, O. Schenk), lamellenartig ineinander greifende Metallstreifen (DRP. 492 348, A. H. M. Jönsson)¹⁾ und durch Federn angedruckte oder selbstfedernde Blechstreifen u. a. m. Für Kaltluftanschlüsse können auch Manschetten aus Stoff, Leder oder dgl. verwendet werden.

¹⁾ Vgl. F. Munzinger, Kesselanlagen für Großkraftwerke. Berlin 1928. S. 37, Abb. 68 und S. 38, Abb. 71—73.

Auch die angeschlossenen Gaskanäle und Heißluftleitungen benötigen mitunter Längenausgleichstücke, Stopfbüchsen oder sogar raumbewegliche Verbindungen. Am einfachsten ist die Lösung bei runden Leitungsquerschnitten, wofür Abb. 67 verschiedene Profilformen zeigt. Bei viereckigen Leitungen wirken die Ecken sehr versteifend, so daß man entweder auf einen runden Querschnitt übergehen oder wenigstens die Ecken stark abrunden muß, oder aber stopfbüchsenartige Konstruktionen verwendet. Ein Beispiel einer raumbeweglichen Konstruktion bietet DRP. 563 206 (G. Batke).

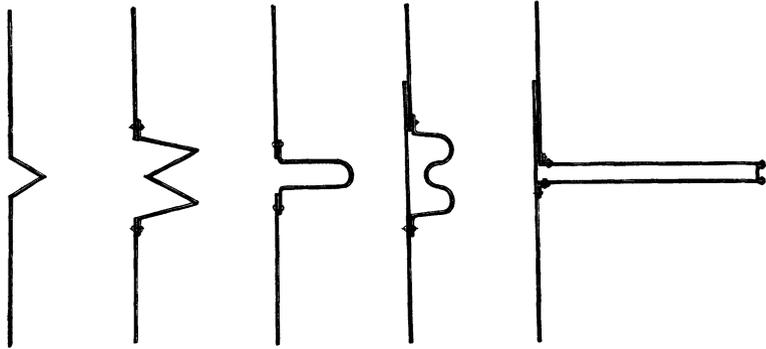


Abb. 67.

Ausgleichstücke für (vorwiegend runde) Blechkanäle und Leitungen.

Über einige Ausführungsformen von Platten-Luftvorwärmern, die aus der Fülle der auf dem Markt vorhandenen Vorwärmerbauarten herausgegriffen sind, unterrichten die Abb. 60 bis 66 wohl zur Genüge, nachdem die wichtigsten Gesichtspunkte der Konstruktion im vorstehenden gemeinsam behandelt wurden.

Maßnahmen zur Steigerung des Wärmeübergangs.

Das Bestreben, eine möglichst intensive Wärmeübertragung auf kleinstem Raum, unter Aufwand eines möglichst geringen Strömungsverlustes, zu erhalten, hat zu einer vielfältigen Lösung dieser Aufgabe und entsprechend verschiedenartigen Konstruktionen geführt. Unter diesen Gesichtspunkten sollen die verschiedenen Möglichkeiten kurz zusammenfassend betrachtet werden.

Die einfachste, nächstliegende Lösung für die Heizflächen-gestaltung ist die glatte Fläche mit geraden Strömungs-

wegen, sei es zylindrisch als Rohr oder eben als Platte. Als Ideal muß dabei — strömungstechnisch betrachtet — der nur von glatten Flächen begrenzte Kanal angesehen werden, dessen Strömungswege keinerlei zusätzliche Widerstände enthalten. Eine Steigerung der Gas- und Luftgeschwindigkeit wirkt sich dabei voll aus, d. h. der Mehraufwand an Strömungsverlusten wird — abgesehen von den Ein- und Austrittsverlusten — vollständig der Steigerung der Wärmeübertragung dienstbar gemacht. Die Notwendigkeit einer Distanzierung und Abstützung und einer Unterteilung und Umlenkung bei höheren Wirkungsgraden sowie des Anschlusses der Gas- und Luftleitungen verhindert die strenge Durchführung dieses Konstruktionsgrundsatzes.

Der nächste Schritt ist die Wellung der Heizfläche in Strömungsrichtung des einen Mediums. Die physikalischen Untersuchungen der Wärmeübertragung wie auch die molekulare Betrachtungsweise der Vorgänge lehrt, daß der senkrechte Aufprall eines Gases auf eine Heizfläche die größte Wärmeübertragung ergibt. Nach Versuchen von H. Reiber

erhält man beim Anblasen einer Fläche senkrecht zur Oberfläche das Sieben- bis Achtfache des Wertes, der sich nach Nusselt und Jürges bei einer Strömung parallel zur Oberfläche ergibt¹⁾. Während die lange, flache Welle (nach „a“ Abb. 68) lediglich die Unterbringung einer etwas größeren Heizfläche und eines etwas längeren Gas- oder Luftweges gestattet, ergibt sich bei der kurzen Welle (nach „b“ Abb. 68) jeweils ein schräger, bei der Sägeform mit geraden Zwischenblechen (nach „c“) ein fast senkrechter Stoß auf einen Teil der Heizfläche und folglich eine große Steigerung der Wärmeübertragung. Zu große Wellentiefe dagegen führt notwendigweise zu einer schlechten Erfüllung des Strömungs-

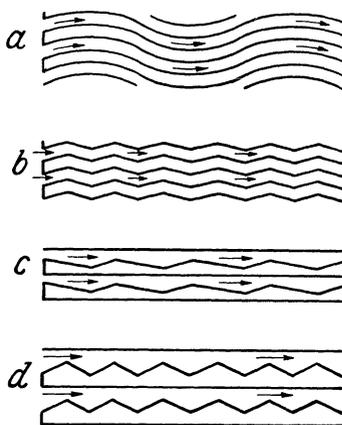


Abb. 68. Schematische Darstellung verschiedener Wellenformen der Heizfläche.

¹⁾ Vgl. M. Jakob, „Wärmeübertragung“. Z. VDI. 72 (1928), 10, S. 341—344.

querschnittes und einer Ausschaltung eines Teils der Heizfläche; außerdem bilden solche Toträume eine Gefahrenquelle durch örtliche Unterkühlung stagnierenden Gases (nach „d“). Es ist daher Aufgabe des Konstrukteurs, versuchsmäßig die optimale Wellenform, Wellenlänge und -Tiefe und das günstigste Verhältnis von den Wellen- zu den Querschnittsabmessungen zu ermitteln¹⁾. Die Strömungsverluste werden dadurch unter Umständen

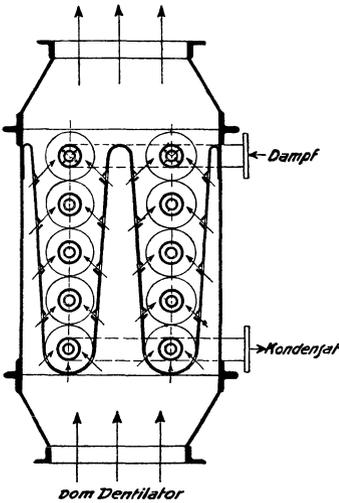


Abb. 69. Dampfbeheizter Lufterhitzer nach dem Prallsystem (Främb & Freudenberg, Schweidnitz und Hirschberg).

erheblich beeinflußt, und diese Formgebung kann nur dann als befriedigend angesehen werden, wenn der Heizflächengewinn den zusätzlichen Strömungsverlust überträgt. Ein weiterer sehr wesentlicher Gesichtspunkt ist die Erhaltung der Heizflächenreinheit und die Möglichkeit der Entfernung von Ansätzen. Bei der Wellung in Strömungsrichtung eines Mediums bevorzugt man daher im allgemeinen den Luftweg. Konstruktiv ist sowohl die Zusammenfügung als auch die Distanzierung der gewellten Bleche eine Erschwerung, da man entweder gleichartig gewellte Zwischenstücke und Abschlußbleche benötigt oder eine Deformierung oder Abplattung der Blechkanten vornehmen muß. Ein weiterer Schritt ist die Intensivierung der Wärmeübertragung beider Medien durch die Wellung in Strömungsrichtung des Gases und der Luft. Konstruktiv ist dies von der Aktiebolaget Ljungströms Ängturbin, Stockholm, in einfacher Weise gelöst worden, indem sie bei Kreuzstromanordnung die Wellung unter 45° verlegt hat. Der Vorteil verbesserter Wärmeübertragung wirkt sich baulich besonders dadurch aus, daß in einem einzigen Vorwärmer-

¹⁾ Derartige Untersuchungen haben z. B. Lysholm und Edenhholm für Regenerativ-Vorwärmerheizflächen angestellt. Weltkraftkonferenz Tokyo 1929, Trans. Vol. III, Sect. D, Paper Nr. 137, S. 793 bis 820, Alf Lysholm a. Henrik Edenhholm, „Laboratory Test Results with different Types of Heating Elements for Ljungstrom Air Preheaters“.

element schon so hohe Wirkungsgrade erzielt werden, die vielen Bedürfnissen schon genügen, so daß sich der Aufbau besonders einfach gestaltet und die Strömungsverluste durch den Wegfall irgendwelcher Umleitungen innerhalb der Vorwärmanlage in sehr niedrigen Grenzen gehalten werden. In DRP. 476083 empfiehlt die Schmidt'sche Heißdampfgesellschaft, Kassel-Wilhelmschohe, Bleche mit waffelförmig gestalteten Erhöhungen und Vertiefungen (kreuz und quer), wobei sich die Erhöhungen und Vertiefungen von zweier benachbarter Bleche jeweils gegenüberstehen sollen.

Eine weitgehende Auswertung der Stoßwirkung zur Wärmeübertragung ist im „Prallsystem“ der Maschinenfabrik Frambs & Freudenberg, Schweidnitz und Hirschberg, durchgeführt. Es besteht darin, daß die wärmeaus-tauschenden Medien durch besondere Düsenrohre oder Platten senkrecht oder schräg auf die Heizflächen gespritzt werden, wie dies zum Beispiel aus Abb. 69 hervorgeht. Es handelt sich um einen dampfbeheizten Lufterhitzer, bei welchem der Dampf durch die Düsen des Innenrohres, die Luft durch die Düsenplatten gegen die Rippenrohre gelenkt wird. Nach R. Hertweck¹⁾ wurden in einem dampfbeheizten Apparat dieser Konstruktion folgende Warmedurchgangszahlen gefunden:

Heizdampfdruck	2,5	3,0 atü
Mittlere Luftgeschwindigkeit . .	5,3	10,3 m/s
<i>k</i>	40	72 kcal/m ² h °C

Genauere Angaben über den Luftwiderstand liegen nicht vor. Eine Anwendung dieses Systems auf staub- und rußführende Rauchgase dürfte aber wegen der Verstopfungsgefahr für die Düsen kaum möglich sein.

Ein grundsätzlich anderer Weg zur Steigerung der Wärmeübertragung liegt in der Anwendung von Strahlflächen und -körpern. Zwischen den Wärmeaustauschflächen „a“ (Abb. 70)

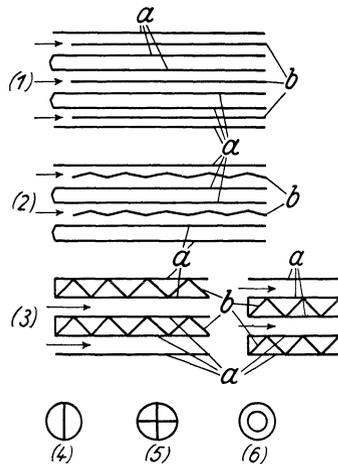


Abb. 70. Schematische Darstellung von Heizflächen mit Strahlungsblechen und -Einbauten.

¹⁾ „Industrie“ (Ratibor) 1925, Nr. 29.

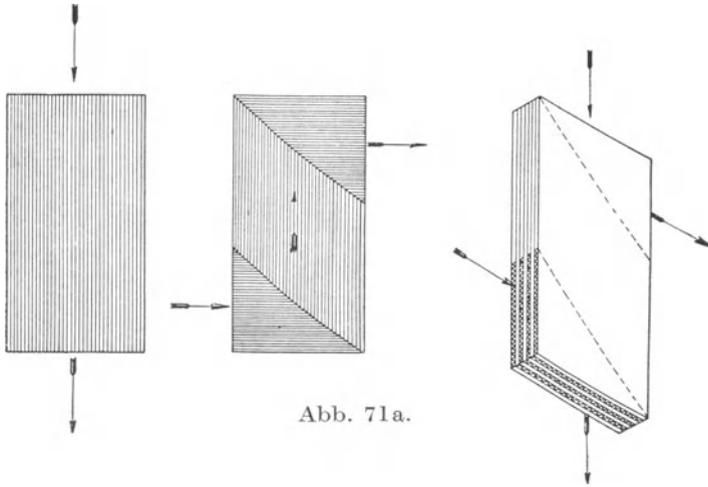


Abb. 71a.

Abb. 71. J. M. W.-Vorwärmer, System Forssblad (Jonköpings Mekaniska Werkstad, Jönköping, Schweden).

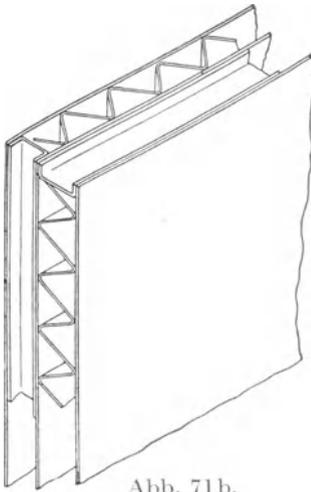


Abb. 71b.

liegen Strahlbleche „b“, die vom Gas durch Konvektion aufgeheizt werden, und die ihre Wärme durch Strahlung an die Heizfläche „a“ abgeben; es stellt sich somit ein Gleichgewichtszustand ein, der das Zwischenblech auf einer Temperatur zwischen der Gas- und der Wandtemperatur hält. Wird das Strahlblech „b“ in den Luftstrom gelegt, so nimmt es umgekehrt Wärme durch Strahlung auf und gibt sie durch Konvektion wieder ab. Neben der Steigerung der Wärmeübertragung ist

damit allerdings auch eine Steigerung der Reibungsverluste verbunden, so daß sich dadurch im allgemeinen — wenigstens im Gebiet der niedrigen Temperaturen — kein nennenswerter Gewinn ergibt. Eine weitere Steigerung ist dadurch möglich, daß die Einlagebleche eine schwache Wellung erhalten (Abb. 70, 2), so daß sich eine etwas größere Fläche unterbringen und ein besserer konvektiver Wärmeübergang er-

zielen läßt; inwieweit aber kein Nachteil durch erhöhten Druckverlust entsteht, ist eine Frage der Abmessungen, Wellenlänge und Wellentiefe der Strahlbleche. Eine sehr große indirekte Heizfläche läßt sich durch die Anwendung von stark gewellten Blechen erzielen, wenn, wie in Abb. 70, 3, Gas- und Luftströmungsrichtung den Wellen parallel gelegt wird (Forssblad-Luftvorwärmer Abb. 71). Bei Röhrenvorwärmern können diese Strahlkörper in Form von Stegen, Kreuzen, Doppelrohren mit größeren Austauschöffnungen des Innenrohres, wendelförmig verwundenen Stegen, gewellten Stegen und mit besonderen Einwalzungen, Einpressungen, Vorsprüngen u. a. versehenen Stegen ausgebildet sein (Abb. 70, 4—6). Die Verwendung von gewellten Distanzstreifen, wie sie in Abb. 64 zu erkennen sind, ist nicht in der Lage, eine wesentliche und wirtschaftliche Leistungssteigerung

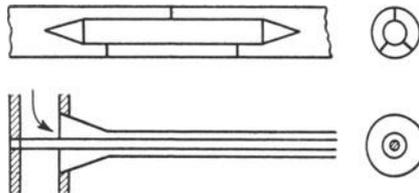


Abb. 72. Röhre mit zylindrischen Verdrängungskörpern.

herbeizuführen, da die immerhin kraftverzehrende Verwirbelung nur an einer indirekten Heizfläche erfolgt, die infolge ihrer sehr beschränkten Oberfläche und ihrer Lage senkrecht zur Austauschfläche nur wenig zur Einstrahlung beitragen kann. Die meisten Bauarten ziehen daher glatte oder sogar stromlinienförmige Distanz- und Führungseinlagen vor.

Neben ihrer Eigenschaft als Strahlkörper können derartige Füllstücke auch in besonderer Hinsicht auf die Steigerung des konvektiven Wärmeübergangs als sog. Verdrängungskörper konstruiert werden. In diesem Fall wird man ihre Form so wahlen, daß sie die gewünschte Verengung des Rohr- oder Kanalquerschnitts ergeben, daß aber andererseits übermäßige Strömungsverluste vermieden werden. So können die Verdrängungskörper zum Beispiel einen stromlinienförmigen oder kegeligen Abschluß erhalten oder die Röhre (oder Kanäle) zur Verbesserung der Einströmungsverhältnisse kegelig aufgeweitet sein (Abb. 72). Laßt man den Verdrängungskörper auch vom Gas durchströmen, so ergibt sich eine

Konstruktion, wie sie den Deutschen Babcock-Werken in DRP. 465514 geschützt ist. Auch für das um die Rohre strömende Medium können zur Verbesserung der Beaufschlagung Verdrängungskörper angeordnet werden, vorwiegend parallel zu den Rohren verlaufend, wie es zum Beispiel in den DRP. 356623, 382434 (A. Walter) und 521892 (Zimmermann & Co.) vorgeschlagen worden ist.

Ein anderer Weg, der besonders im Ekonomiserbau weitgehend vorgebildet ist, liegt in der Heizflächenvergrößerung durch Rippen. Neben der Außenrippe, wie sie beim Ekonomiser

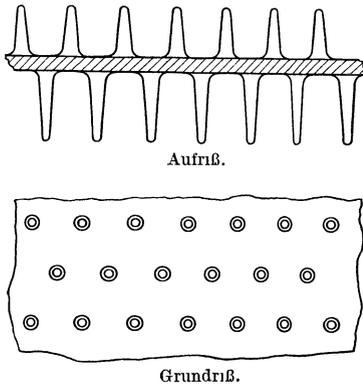


Abb. 73. Prinzip der Nadelheizfläche.

in den verschiedensten Formen (rund, quadratisch, aufeinander aufliegend, zueinander versetzt, spiralförmig usw.) bekannt ist, kommen beim Luftvorwärmer noch die Innenlängsrippen, da ja gas- und luftseitiger Wärmeübergangswiderstand von etwa gleicher Größenordnung ist. Eine Auflösung der Rippen in einzelne Nadeln führt zu der Nadelheizfläche, die beim Vorwärmer der Fa. Liesen & Co., Krefeld (Kleinewefers Werke) (nach C. Amme) verwendet wird¹⁾. Die starke Zerklüftung der Heizfläche er-

gibt eine große Steigerung des Wärmeübergangs, zumal ja die einzelnen Nadeln sehr dicht gestellt und zueinander versetzt werden können, während sie, vom Gas umspült, der Stoßwirkung des Gases ausgesetzt, eine höhere Wärmeübergangszahl ergeben als die nur von parallel strömenden Gasen beheizten Rippen. Infolgedessen ist allerdings auch der Widerstand entsprechend hoch, wie Zahlentafel 10 zeigt.

Da gasseitige und luftseitige Heizflächen verschieden groß sind, wurde der Begriff der projizierten Wärmedurchtrittsfläche eingeführt; ihr Gewichtsaufwand setzt sich zusammen aus dem Gewicht der 6 mm starken Grundfläche + 42,9% Zuschlag für die angegossenen Nadeln, entsprechend 62,2 kg/m²

¹⁾ Vgl. auch Truelsen „Nadel-Ekonomiser und Lufterhitzer“ A. f. W. 13 (1932), 10, S. 257—258.

Zahlentafel 10. Untersuchungen an einem Nadel-Luftvorwärmer. (Nach Versuchen der Gesellschaft zur Überwachung von Dampfkesseln zu M.-Gladbach.)

Versuch	1	2	3	4
Gaseintrittstemperatur . °C	291	324	340	388
Gasaustrittstemperatur °C	192	224	246	273
Luft Eintrittstemperatur . °C	17,9	19,0	12,6	13,1
Luft austrittstemperatur . °C	121,0	142,0	135,5	165,5
Mittlerer Wirkungsgrad .	0,37	0,366	0,3315	0,356
Gasgeschwindigkeit w_g .m/s	2,09	2,47	3,0	2,66
Gasgeschwindigkeit w_{g_0} m/s	1,11	1,23	1,45	1,20
Luftgeschwindigkeit w_l .m/s	10,9	10,9	12,1	9,2
Luftgeschwindigkeit w_{l_0} m/s	8,69	8,42	9,52	6,94
k -Wert bezogen auf die projizierte Durchtrittsfläche	89,6	92,2	85,4	75,1
k -Wert bezogen auf die gasberührte Heizfläche . .	18,65	19,20	17,70	15,60
k -Wert bezogen auf die luftberührte Heizfläche . .	31,90	32,90	30,40	26,80
Widerstand gasseitig mm W.-S.	4,0	5,3	5,12	5,40
Widerstand luftseitig mm W.-S.	68,0	66,5	69,8	47,8

der reinen, projizierten Heizfläche. Bei den Versuchen 3 und 4, bei welchen eine Kohle mit 14 % flüchtigen Bestandteilen verfeuert wurde, während 1 und 2 mit Magerkohle durchgeführt waren, zeigte sich eine Verschmutzung der Heizfläche, besonders auf den ersten Nadeln, während die folgenden wohl infolge der Verwirbelung verhältnismäßig reiner geblieben waren.

Umlaufende Rekuperatoren.

Zur Wärmeübertragung werden hohe Gas- und Luftgeschwindigkeiten benötigt, gleichzeitig steigt damit der Zug- und Druckbedarf; es sind daher wiederholt Vorschläge gemacht worden, umlaufende Vorwärmer zu konstruieren, gegebenenfalls in Verbindung mit den benötigten Ventilatoren. Diese Vorschläge versuchen ohne Zweifel, ähnliche Gedankengänge und Konstruktionen, wie sie aus dem Bau umlaufender Speisewasservorwärmer bekannt sind¹⁾, auf Luftvorwärmer zu übertragen, haben jedoch hauptsächlich wohl deshalb keine

¹⁾ Zum Beispiel sei auf das DRP. 279727 Kl. 13 b 2 von A. Rényi, Budapest, verwiesen, in dem schon 1913 derartige Vorschläge gemacht wurden, oder auf den bekannten Simmon-, „Warme Zug“.

praktische Bedeutung erlangen können, weil der innere Querschnittsbedarf unvergleichlich größer ist als beim Wasservorwärmer.

Umlaufende Konstruktionen ohne Verbindung mit Zuganlagen sind in der Weise denkbar, daß die einzelnen Rohre oder ganze Rohrkäfige (nach dem Vorbilde des Atmoskessels) um ihre eigene oder die Käfigachse rotieren, um die Relativgeschwindigkeit zwischen Heizfläche und Gas zu vergrößern. Auf ähnlichen Gedankengängen beruhen die Vorschläge von G. O. W. Heijkenskjöld in DRP. 415 269, wobei sogar besondere Schaufeln vorgesehen sind, die das Mitreißen der wärmeaustauschenden Medien verhindern sollen. Ein weiterer Schritt ist dann die Verbindung mit den Ventilatoren, d. h. die Rohr- oder Taschenkäfige zu Schaufeln eines Ventilators auszubilden oder sie in das Ventilatorrad vor die eigentlichen Schaufeln zu setzen (DRP. 456 009 H. Lissner oder DRP. 539 730 Deutsche Babcock-Werke). Die damit notwendige Kombination von Wärmeaustauscher, Luftventilator und Rauchgas-Saugzuganlage gibt eine Zwangslösung, die die Vorteile einer Trennung dieser drei doch ganz verschiedenartigen Funktionen nicht erreichen kann.

Im Gegensatz dazu haben sich umlaufende Regeneratoren gut eingeführt, wobei allerdings das dort wesentlich langsamere Drehen einen ganz anderen Zweck verfolgt, die Umschaltung der Heiz- und Kühlperioden.

3. Regenerativ-Luftvorwärmer.

Allgemeines.

Während im Ofenbau das Regenerativprinzip vorherrschend ist, hat man bei Dampfkesselfeuerungen zunächst immer versucht, Rekuperatoren zur Anwendung zu bringen. Die Gründe liegen ziemlich klar auf der Hand. Die Vorbilder, die der Industrieofen (Siemens-Martin-Ofen, Glasofen, Cowper-Apparat usw.) gibt, lassen sich wegen der vollkommen anderen Verhältnisse nicht einfach übertragen. Ganz besonders sind die Temperaturen hinter den Dampfkesseln viel zu niedrig, um das Gitterwerk einer steinernen Regenerativkammer genügend schnell aufzuheizen, und aus demselben Grunde wären sehr große Heizflächen und ein entsprechendes Steingewicht, d. h. hoher Raumbedarf und hohe Kosten, im Gefolge. Dazu kommt die ununterbrochene Betriebsweise und die Notwendigkeit, die Kammern umzuschalten, was in der

bei Öfen gewohnten Anordnung am Kessel ein verwickeltes System von Kanälen, Luftverluste und periodisch schwankende Lufttemperaturen ergibt.

Das Prinzip der Wärmeübertragung in Regeneratoren besteht darin, daß durch eine Kammer ein heißer Gasstrom geleitet wird, der seine Wärme durch Konvektion und Berührung an die Wandungen abgibt und in dem Material speichert. Nach einer gewissen Zeit wird durch eine geeignete Umstellvorrichtung die kalte Luft durch die soeben aufgeheizte Kammer geleitet, wobei die Luft die aufgewärmten Wandungen wieder auskühlt. Da sich beim Aufladen der Wärme die Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wand verkleinert und umgekehrt beim Abkühlen vergrößert, erhält man als zeitlichen Verlauf der Temperaturschwankungen die bekannte

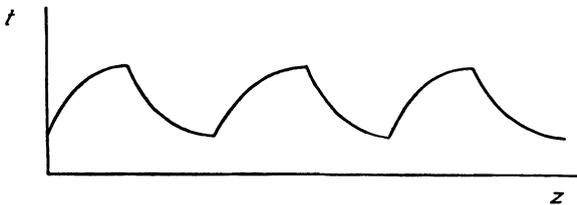


Abb. 74. Umschaltlinie.

Umschaltlinie Abb. 74. Eine einfache graphische Konstruktion derartiger Erwärmungs- und Abkühlungskurven hat F. Wolf¹⁾ angegeben. Ferner sei besonders auf die „Einführung in die Lehre von der Wärmeübertragung“ von Dr.-Ing. H. Grober²⁾ verwiesen, worin eine mathematische Behandlung dieser Fragen durchgeführt ist. Nach Dr.-Ing. W. Heiligenstaedt³⁾ sind die Wärmeübergangszahlen, Wärmeleitzahl, Raumgewicht und spez. Wärme des Baustoffes, Materialstärke, Kanalabmessungen und die Dauer des Vorganges von maßgebendem Einfluß, die sich zu einer „Heizflächenzahl“ von der Dimension $\text{kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ bzw. zu einer Speicherzahl, die auf die Raumeinheit des Gitterwerks bezogen ist, von der Dimension $\text{kcal/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ zusammenfassen lassen.

¹⁾ Nomographisches Verfahren zur Lösung warmetechnischer Probleme sowie mathematisch verwandter Aufgaben. Wiss. Veröffentlich. a. d. Siemens-Konzern 3, S. 77—93.

²⁾ Berlin, Julius Springer 1926.

³⁾ Mitt. d. Warmestelle Düsseldorf Nr. 73 und Arch. Warmew. 7 (1926), S. 59.

Die Ausnutzung des Materials ist um so besser, je geringer der Temperaturunterschied zwischen Kern und Außenwand ist, und je kleiner die Kanalquerschnitte sind. Der Einfluß der Materialeigenschaften kann dahin zusammengefaßt werden, daß ein hoher Wasserwert die Raumausnutzung erheblich steigert. Als besondere betriebliche Vorteile müssen hervorgehoben werden: die leichte Erzielbarkeit sehr hoher Temperaturen und die Unabhängigkeit von dem Grad der Verschmutzung. Diese Vorteile lassen das Regenerativsystem auch für Dampfkesselfeuerungen in hohem Maße erstrebenswert erscheinen.

Die Anwendung ist auf zwei Wegen versucht worden, erstens in enger Anlehnung an die steinernen Regenerativkammern der Siemens-Martin-Öfen, und zweitens unter konstruktiver Anpassung der Regeneratoren an die Verhältnisse im Dampfkesselbetriebe unter Verwendung von Metallplatten als Speichermaterial und kontinuierlicher Umschaltung.

Nach einem Patent von Friedrich Siemens¹⁾ wird die erforderliche Temperatur in den aus einem steinernen Gitterwerk aufgebauten Regenerativkammern dadurch erreicht, daß man einen Teilstrom des Gases nicht durch den Kessel, sondern zunächst durch die Regenerativkammer leitet und erst dann mit dem durch den Kessel geführten Hauptgasstrom vereinigt. Nach einer gewissen Zeit muß dann, wie bei Regenerativöfen, eine Umstellung des Ventils und damit eine Umkehrung der Luft- und Gas- (Teilstrom-) Wege vorgenommen werden. Diese Anordnung ist jedoch kein Abgasverwerter mehr wie fast alle anderen Luftvorwärmerkonstruktionen, sondern ähnelt eher einem getrennt befeuerten Luftvorwärmer mit dem Unterschied, daß der auf seine Beheizung entfallende Brennstoff doch zum Teil zur Kesselbeheizung herangezogen wird, nämlich durch die Abstrahlung vom Rost einerseits, durch die Abgase des Regenerators andererseits. Gegenüber getrennt gefeuerten Luffterhitzern ergibt sich daraus der Vorteil, daß die Anfangstemperatur des Gases in wirtschaftlicher Weise auf das zulässige Maß gesenkt worden ist ohne die sonst notwendige, verlustreiche Vorfeuerung. Ein Vergleich mit anderen Luftvorwärmern ergibt jedoch den Nachteil, daß der Luffterhitzer nicht zur Abwärmeausnutzung herangezogen wird, so daß ein großer Vorzug der Luftvorwärmer in Wegfall kommt, während andererseits sehr hohe Lufttemperaturen und eine entsprechende Beeinflussung des

¹⁾ DRP. 312075, Kl. 24c, 6 (1917).

Verbrennungsvorganges erzielt werden können. Die praktische Bedeutung dieses Systems ist daher doch beschränkt.

Zu der zweiten Art der Regenerativvorwärmer gehören solche Vorwärmer, bei welchen der Wärmespeicher aus Metall, vorwiegend gewöhnlichem weichen Flußeisenblech, besteht. Dabei ergeben sich sehr geringe Umstellzeiten, wie sie z. B. aus Abb. 75 für einen Drehregenerator hervorgehen, und nur ganz geringe Temperaturschwankungen der Ausgitterung, etwa in der Größenordnung von 8—15°C, worüber man sich häufig falsche Vorstellungen macht. (Der Nullpunkt in Abb. 74 ist unterdrückt!) Die Verwendungsmöglichkeit sehr dünner Bleche (z. B. 0,5 mm) bedingt eine sehr gute Ausnutzung des Speichermaterials, da die Wärme nur 1/4 mm tief einzudringen braucht, auch kann sich die Wärmeleitung im Querschnitt des Bleches in der Strömungsrichtung in keiner Weise bemerkbar machen.

Zu dieser Gruppe von Vorwärmern sind alle bekannten Konstruktionen von Dreh-, Schub- und Ventilregeneratoren zu rechnen, von denen als die älteste und am besten durchkonstruierte Bauart ein Drehregenerator, der Ljungström-Luftvorwärmer, als typisches und zugleich praktisch wichtigstes Beispiel besprochen werden soll.

Der Ljungström-Luftvorwärmer.

Der Ljungström-Luftvorwärmer (nach Fredrik Ljungström)¹⁾ besteht aus einem um eine senkrechte oder waagerechte Achse drehbaren Rotor, dessen Ausgitterung aus etwa 0,5 mm starken, nach besonderen Gesichtspunkten geformten Blechen besteht, die einfach in die einzelnen, sektorartigen Kammern des Rotors ohne besondere Verschweißung oder sonstige Befestigung eingesetzt sind. Dieser Rotor ist von einem Gehäuse umgeben, dessen Deckel und Böden die notwendigen, möglichst groß gehaltenen Ausschnitte für den Gas- und Luftdurchtritt und entsprechende Formeisen-

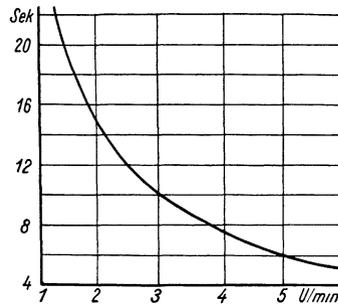


Abb. 75. Umstellzeit (sec) eines Ljungström - Luftvorwärmers in Abhängigkeit von der Drehzahl.

¹⁾ Aktiebolaget Ljungströms Ångturbin, Stockholm, in Deutschland: Luftvorwärmer G. m. b. H., Berlin.

rahmen für den Anschluß der Gas- und Luftkanäle tragen. Die Speichermasse oder Heizelemente sind aus stark gewellten und schwach gewellten Blechen

gebildet, die so angeordnet sind, daß dreieckige Kanäle entstehen, deren eine Seite eine schwache Wellung in der Gas- und Luftstromungsrichtung erhält (Abb. 76). Nach einer neueren Ausführungsform werden aus gerieften und gewellten Blechen flachrechteckige Kanalformen gebildet, deren eine Seite eine unter 30° zur Stromungsrichtung verlaufende, schwache Wellung erhält (Abb. 77). Diese Formgebung stellt ein Optimum vom Standpunkt der Wärmeübertragung und der Strömungsverluste wie auch vom Standpunkt der Reinhaltung der Kanäle dar. Diese beliebige Ausgestaltung der Heizfläche ist ein großer Vorteil aller Regeneratoren, ebenso das Nebeneinanderströmen

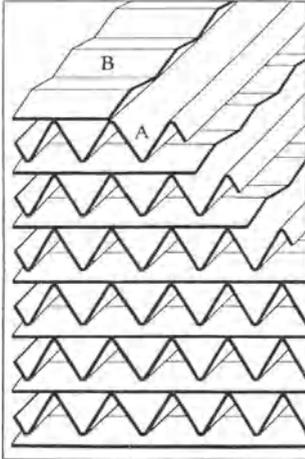


Abb. 76. Ausbildung der Heizfläche beim Ljungström-Luftvorwärmer (ältere Ausführung).

von Gas und Luft, wodurch sich in einfacher Weise das Gegenstromprinzip durchführen läßt, da keine Gas- oder Luft-

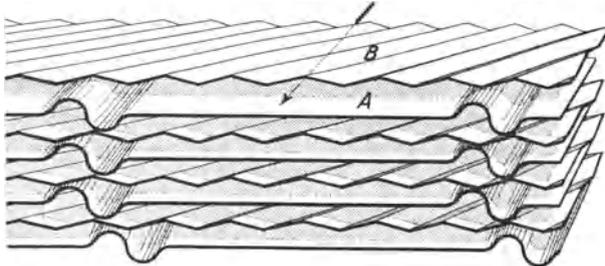


Abb. 77. Ausbildung der Heizfläche beim Ljungström-Luftvorwärmer (neuere Ausführung).

umlenkungen innerhalb des Vorwärmers notwendig sind. Der geringe äquivalente Durchmesser der Kanäle bedingt sehr hohe Wärmeübergangszahlen und sehr geringe Bauhöhen, wie aus Abb. 110, S. 242 hervorgeht. Die normale Heizflächenhöhe des

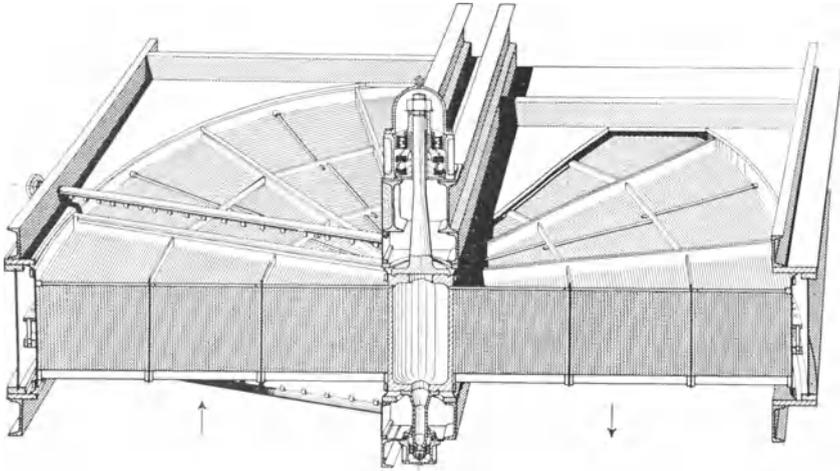
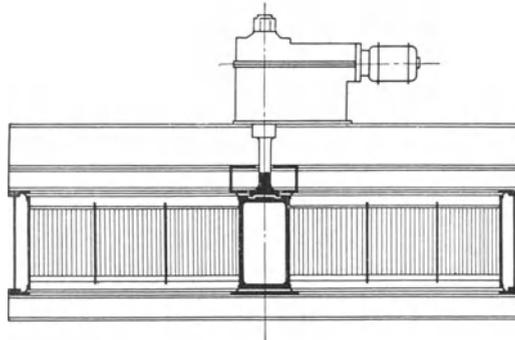


Abb. 78. Ljungström-Luftvorwärmer (CXG-Type).

Ljungström-Luftvorwärmers beträgt nur 600 mm, so daß die Bauhöhe des ganzen Apparates meist noch unter 1 m bleibt.

Die Umschaltung der Heizfläche erfolgt durch eine kontinuierliche Drehung mit etwa 3–4 U/min. Als Antriebsorgane dienen dabei vorwiegend kleine Elektromotoren von $\frac{1}{2}$ bis 4 PS Leistung, je nach der Größe der Apparate und der Raumtemperatur, die entwe-

Abb. 79.
Ljungström-Luftvorwärmer mit Zentralantrieb.

eder über besondere Getriebe mit einem Ritzel an dem am Umfang des Rotors angebrachten Zahn oder Bolzenkranz angreifen (s. Abb. 78 und 81) oder auch durch Getriebemotoren, die mit entsprechend starker Untersetzung die Rotorwelle zentral antreiben. In Abb. 79 ist ein solcher Vorwärmer dargestellt, bei welchem die Lagerung gleichfalls nur

auf einer Seite, und zwar der kalten Seite des Vorwärmers, leicht zugänglich untergebracht ist.

Die Lagerung ist, wie Abb. 78 zeigt, so durchgebildet, daß das obere Kugellager als Traglager (Hängelager) und als Führungslager ausgebildet ist, während das untere Kugel- oder Rollenlager nur als Führungslager dient. Umgekehrt kann aber auch, besonders bei Kaltluft eintritt von unten, das untere Lager als Stütz- und Führungslager, das obere als einfaches Führungslager konstruiert werden. In Abb. 79 ent-

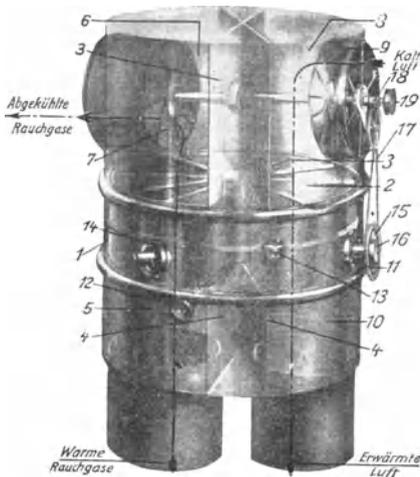


Abb. 80. Ljungström-Luftvorwärmer mit eingebauten Schraubenventilatoren.

hält das Zentrallager zwei Führungslager, so daß sich ein besonderes unteres Lager erübrigt. Bei älteren Konstruktionen war eine Auflagerung des Rotors auf drei, am Umfang des Gehäuses angebrachten Rollen vorgesehen, von denen eine angetrieben wurde (Abb. 80). Bei Ljungström-Vorwärmern mit senkrecht stehendem, um eine waagerechte Achse gedrehtem Rotor kommen zwei Rollenlager zur Anwendung, von denen eins als Festlager, eins als Loslager ausgebildet ist (Abb. 81).

Bei allen Regeneratoren tritt durch die Heizflächenumschaltung und durch die

Beweglichkeit eine gewisse Undichtigkeit, d. h. ein Übertritt von Luft in das Gas und in geringerem Maße auch von Gas in die Luft, auf. Diesem Übelstand kann man durch konstruktive Maßnahmen weitgehend entgegenreten, z. B.

durch größtmögliche Verringerung der abzudichtenden

Kanten (Zylinderform, kreisförmiger Grundriß),

durch ein- oder mehrfache, eventuell federnde Schleifbleche durch labyrinthartige Schleifdichtungen,

durch möglichste Verringerung der Druckdifferenzen zwischen Gas und Luft,

durch Aufrechterhaltung eines höheren Gasdruckes in den Zwischenkammern zwischen Gas- und Luftp kamern sowie zwischen Ein- und Austrittsseite.

Abb. 78 läßt erkennen, daß die meist verwendete Abdichtung beim Ljungström-Vorwärmer in radialen und peripheralen, doppelten Schleifblechen besteht, außerdem befinden sich am Gehäuse auf der ganzen Länge labyrinthartige Schleifbleche, die die Gaszirkulation in dem Ringraum zwischen Rotor und Gehäuse verhindern sollen. Die Anordnung der Deckelausschnitte ist so getroffen, daß sich immer mindestens eines der radialen Schleifbleche unter dem Deckel, im sog. „toten Sektor“, befindet, das nicht eher abläuft, bis das nächstfolgende Schleifblech vollständig aufgelaufen ist. Bei einer Einteilung des Rotors in 12 Sektoren hat der tote Sektor einen Zentriwinkel von etwas über 30° . Die verbleibende Undichtigkeit ist relativ um so geringer, je größer die Apparate und ihre Durchmesser sind, und je größer die Belastung der Strömungsquerschnitte ist. Durch eine Gasüberdruckabdichtung und Ausspülung ließe sich sogar eine fast vollkommene Abdichtung erzielen, jedoch sind diese Maßnahmen vor allem deshalb nicht notwendig, weil die Frage der Dichtigkeit bei Regeneratoren keine so übergeordnete Bedeutung hat.

Der Übertritt von Gas in die Luft ist kein Nachteil für den Feuerungsbetrieb, er wird ja mitunter in weit größerem Maße künstlich angestrebt (Rauchgasrückführung), dagegen beeinflußt er Geruch und Qualität der Luft, die nicht als Atemluft oder zur Trocknung hochempfindlichen Gutes verwendet werden kann. Der Übertritt von Luft in das Gas bedeutet in erster Linie eine zusätzliche Förderarbeit für die Luftventilatoren wie auch für die Saugzugventilatoren. Derjenige Teil, der als Heißluft verlorengeht (gewöhnlich etwa 30 % des gesamten Luftverlustes) stellt auch einen Wärmeverlust dar. Die Größenordnung dieser Verluste zeigt folgendes Beispiel:

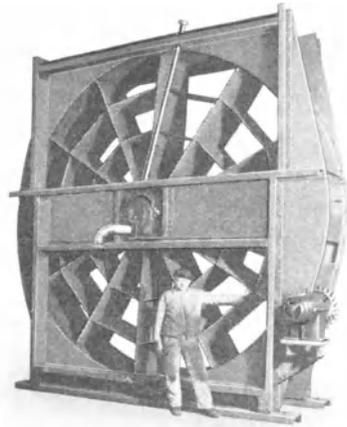


Abb. 81. Ljungström-Luftvorwärmer mit horizontaler Achse.

Von der geförderten Kaltluft sollen 8 % verlorengehen, davon 30 %, also 2,4 % als Heißluft, der Rest, 5,6 %, als Kaltluft. Die Abgastemperatur hinter dem Vorwärmer betrage z. B. 120°, der Abwärmeverlust 5,75 %. Die Vermehrung der Gasmenge um die ubertretende Heißluftmenge bedeutet eine Steigerung des Abwärmeverlustes um 2,09 % oder um 0,12 % vom Heizwert des Brennstoffs. Dieser Wärmeverlust ist unbedeutend, selbst dann, wenn er bei höheren Abgastemperaturen noch ansteigt. Die Mehrförderung beträgt beim Luftventilator 8 %, beim Saugzugventilator etwas weniger, da die zutretende Kaltluft die Fördertemperatur etwas senkt. Vorteilhaft ist es aber, daß diese Mehrförderung schon beim Entwurf der Anlage bekannt ist und bei der Dimensionierung der Ventilatoren berücksichtigt werden kann, daß außerdem dieser Luftverlust leicht konstant gehalten werden kann, da die Abdichtvorrichtungen jederzeit leicht zugänglich und nachstellbar sind.

Die Reinigung der Heizfläche des Ljungström-Luftvorwärmers ist besonders einfach, da die Rußblaserohre, die oberhalb und unterhalb des Rotors angebracht sind, als einfache feststehende Düsenrohre ausgebildet werden können (DRP. 413456), und da die Durchschlagskraft dieser Rußbläser infolge der geringen Bauhöhe eine sehr gute sein wird.

Eine Sonderkonstruktion nach DRP. 374243 und 431523 sieht ein Gehäuse vor, das in seinem oberen Teil eingebaute Schraubenventilatoren für Gas und Luft enthält (vgl. Abb. 80).

Andere Dreh- und Schubgeneratoren.

Neben der beschriebenen Bauart des Ljungström-Luftvorwärmers sind auch andere Regenerativ-Vorwärmerbauarten vorgeschlagen, wenn auch seltener ausgeführt worden. Der Drehregenerator, Bauart Schwabach (Abb. 82) nach DRP. 477757, besteht aus einer Walze von ringförmigem Querschnitt, die durch eine Antriebsvorrichtung ruckweise gedreht wird. Die Gase und die Luft durchströmen die lamellenartige Heizfläche zweimal hintereinander, wodurch sich ein Wärmeaustausch zwischen Querstrom und Gegenstrom ergibt. Nachteilig ist die Notwendigkeit einer doppelten Abdichtung an der Außen- und Innenlängskante der Walze. Eine andere, neuere Konstruktion Schwabachs (Ges. f. künstlichen Zug, Berlin) ersetzt die Drehung durch eine hin- und hergehende Bewegung eines mit Heizelementen gefüllten

Kastens über unterteilten Gas- und Luftzu- und -abführungskästen (Schubregenerator), doch wird dadurch eine Vergrößerung der abzudichtenden Kanten hervorgerufen, so daß sich kein Vorteil gegenüber dem Drehregenerator ergibt. Eine Schubregeneratorkonstruktion stellt auch Abb. 83, der Luftvorwärmer von Perry dar, bei welchem der Nachteil vorhanden ist, daß beim Umschalten ein direkter Gasweg

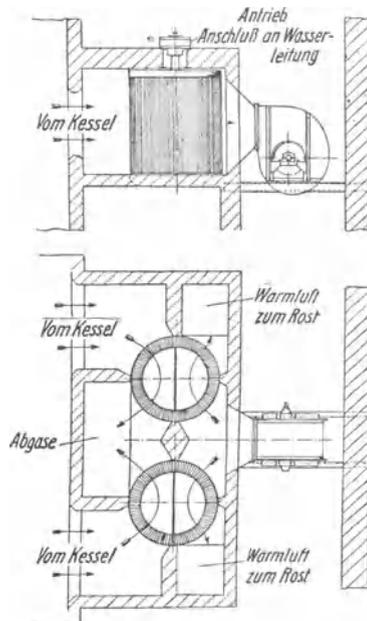


Abb. 82. Regenerativ-Luftvorwärmer Bauart Schwabach.

frei gemacht wird, der durch eine Kette notdürftig abgeschlossen werden soll. Eine praktische Bedeutung kommt dieser Konstruktion nicht zu. Eine weitere Entwicklung der Schubregeneratoren führte zum Schubluftvorwärmer, der als endlose Kette ausgebildet ist (DRP. 460703, Union d'Electricité, Paris, nach E. F. H. Mercier und J. A. A. de Casanova), was der einfachen Drehung im Prinzip wieder näher kommt, aber die Konstruktion verwickelter gestaltet.

Von den Drehregeneratoren waren noch die Scheibengeneratoren zu nennen, wie sie z. B. in DRP. 415269 (Heijkenskjold), 457894 (Tirage et Ventilation Mécaniques,

Paris), 460 762 (Sandberg und Torp) u. a. m. vorgeschlagen worden sind. Diese Vorwärmer bestehen im wesentlichen aus mehreren parallelen, auf eine Achse aufgezogenen, umlaufenden Scheiben, die halb in das beheizende, halb in das beheizte

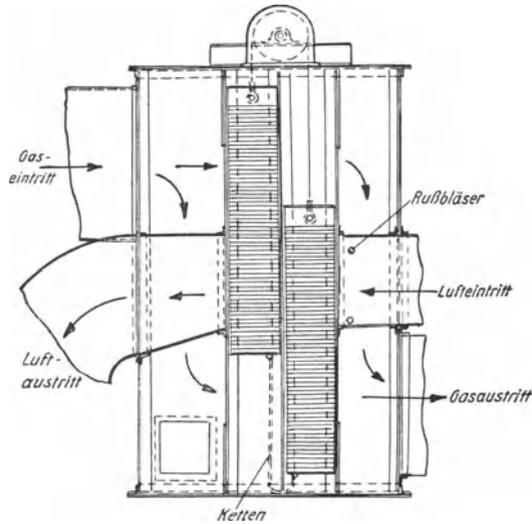


Abb. 83. Regenerator System Perry.

Medium eintauchen. Diese Konstruktion hat den Nachteil, daß die abzudichtenden Kanten sehr stark vermehrt sind, und daß sich vor allem zu wenig Heizfläche in den Scheiben unterbringen läßt, sie ist daher nicht lebens-, vor allem nicht entwicklungsfähig.

Ventil-Regeneratoren.

Hatten die bisher beschriebenen Metallregeneratoren stets eine bewegte Heizfläche und feststehende Zu- und Ablässe, so wurde doch frühzeitig erkannt, daß es nur auf die Relativbewegung zwischen den wärmeaustauschenden Medien und der Heizfläche ankomme, wie es z. B. im DRP. 415391 (Ljungström) zum Ausdruck gebracht worden ist. Das Vorbild des feststehenden Regenerators war außerdem durch die bekannten Siemensschen Regenerativkammern im Ofenbau gegeben, und es konnte sich nur darum handeln, die Umstellung zu mechanisieren und gleichzeitig die überflüssigen

schädlichen Räume zu verkleinern, also die Umstellvorrichtung möglichst nahe an die Heizfläche zu legen. Konstruktive Lösungen dieser Art benutzen mehrere, zweckmäßig mindestens drei Kammern, die mit Heizelementen gefüllt sind, und

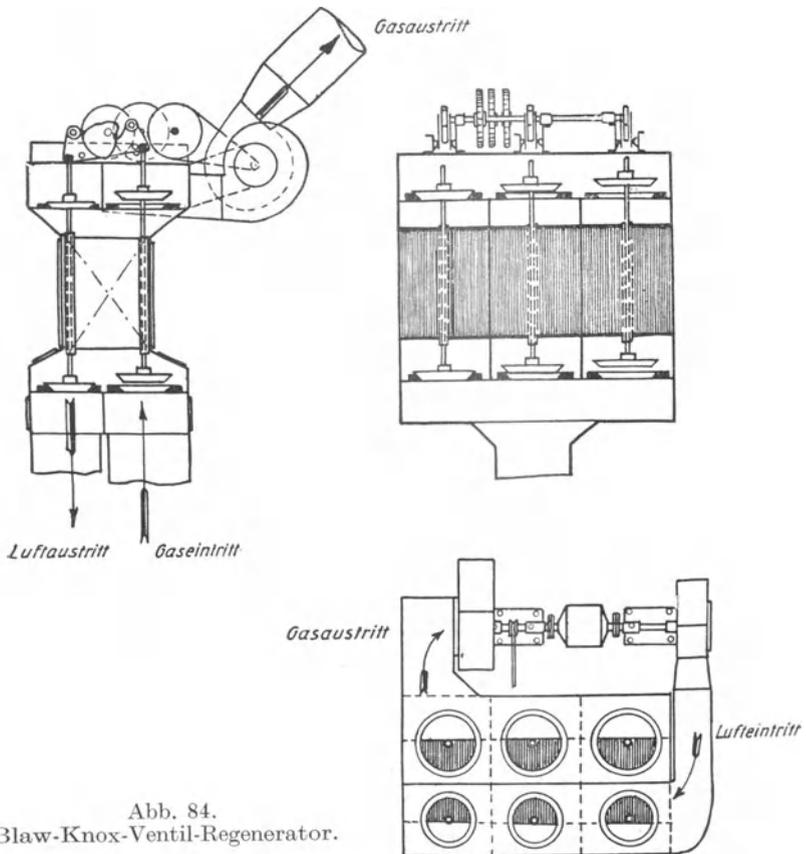


Abb. 84.
Blaw-Knox-Ventil-Regenerator.

betätigen die Umstellung durch nacheinander bewegte Ventile (Blaw-Knox, Kablitz), Klappen (Chamberlain DRP. 446 350), Schieber, umlaufende Schieber oder Anschlußkanäle und Rohre (Aktiebolaget Ljungströms Ångturbin — E. H. Kignell, DRP. 484 548) oder hin- und herschwingende Anschlüsse (Aktiebolaget Ljungströms Ångturbin — E. H. Kignell, DRP. 471 750 und N. R. Forssblad DRP. 436 582).

Abb. 84 zeigt als Beispiel die amerikanische Konstruktion des Blaw-Knox-Luftvorwärmers, der eine feststehende Heizfläche und zur Gas- und Luftumstellung ein System von Ventilen besitzt, die von einer kontinuierlich umlaufenden Nockenwelle betätigt werden. Zur Erzeugung eines kontinuierlichen Heißluftstromes besitzt er drei Kammern mit drei Ventilsätzen zu je vier Ventilen. Ein- und Austrittsventil sitzen auf einer gemeinsamen Spindel, und jede Kammer besitzt einen Satz Gasventile und einen Satz Luftventile, durch die sie an die Gas- und Luftteilungskästen angeschlossen werden kann. Die Wirkungsweise geht aus Abb. 84 hervor, durch die Versetzung der Steuernocken um 60° werden die einzelnen Kammern nacheinander der Luft oder dem Gasstrom freigegeben. Im Betriebe dürfte dieser Mechanismus besonders wegen der Schwierigkeit des Dichthaltens der Doppelventile den anderen Bauarten unterlegen sein.

Neben Blechen und regelmäßigen Kanalförmigen sind auch unregelmäßige Speicherelementformen, z. B. auf Roste oder Siebe aufgebraute Schüttungen von Raschig-Ringen und ähnlichem in einer oder in mehreren Lagen vorgeschlagen worden, die jedoch den Nachteil höheren Widerstandes und schwieriger Reinigung haben. Kablitz schlägt für seinen Ventilregenerator, der den sehr unpassenden Namen „Restwärme-Ekonomiser“ trägt, Kugeln aus keramischer Masse vor¹⁾. Die Rückkehr zur nichtmetallischen Speichermasse stellt jedoch einen Rückschritt dar, da sie ungünstigere Speichereigenschaften besitzt als Metall. Ihre größere Korrosionsbeständigkeit kann nicht ausschlaggebend sein, da man eine Unterkühlung unter den Taupunkt wegen der Verstopfungsgefahr auf die Dauer doch nicht zulassen kann.

4. Vergleich zwischen Rekuperativ- und Regenerativ-Luftvorwärmern.

Die beiden grundsätzlich verschiedenen Gruppen, der Rekuperativ- und Regenerativvorwärmer, besitzen in gewissen Anwendungsgebieten eine Gleichberechtigung, in anderen wiederum nimmt die eine oder die andere Bauart eine bevorzugte Stellung ein; ihre baulichen und betrieblichen Eigenschaften und die wichtigsten wirtschaftlichen Gesichtspunkte sollen daher kurz miteinander verglichen werden. Der grundlegende Unterschied beider Bauarten besteht, wie

¹⁾ Vgl. Arch. Wärmew. 12 (1931), 4, S. 116.

bereits ausgeführt wurde, darin, daß bei Rekuperatoren Gas und Luft durch besondere Kanäle oder Rohre geleitet werden, und daß die Wärme durch die Trennwand beider Medien hindurch übertragen wird, während bei Regeneratoren beide Medien abwechselnd, in etwa gleichen Perioden, durch dieselben Kanäle strömen und dabei diesen Wärmespeicher aufladen und wieder entladen. Dieser Vorgang setzt also eine periodische Umschaltung voraus. Durch Dreh- und Schubregeneratoren wie auch durch Mehrkammer-Ventilregeneratoren lassen sich jedoch zeitlich konstante Temperaturen erzielen im Gegensatz zum gewöhnlichen Regenerator, der zeitlich schwankende Temperaturen liefert.

Im Aufbau ergibt sich ein grundsätzlicher Unterschied dadurch, daß beim Rekuperator Gas- und Luftstrom einander durchdringen, während sie beim Regenerator nebeneinander liegen können. Die Bauhöhe des Rekuperators muß also im Grenzfall so groß sein, daß der gewünschte Luftquerschnitt noch erzielt wird, wobei sich ein Minimum beim einfachen Kreuzstrom ergibt. Dadurch wäre jedoch der erzielbare mittlere Wirkungsgrad auf etwa 50 % beschränkt, da man zur Erzielung höherer Wirkungsgrade Gegenstrom anwenden muß, wodurch die Bauhöhe wiederum auf mindestens den doppelten Wert steigt, wobei man schon eine ziemlich schlechte Beaufschlagung bzw. Luftbestreichung der Heizfläche in Kauf nehmen müßte. Obwohl also vom Standpunkt des Wärmeübergangs Rekuperatoren und Regeneratoren mit gleichen Spaltbreiten ausgeführt werden könnten, wodurch die Bauhöhen etwa gleich wurden, ist dies aus Gründen der Luftführung und der Heizflächenbeaufschlagung unmöglich, so daß man bei Rekuperatoren stets mit größeren Bauhöhen rechnen muß. Dieser Unterschied tritt um so starker in Erscheinung, je höher der verlangte Wirkungsgrad des Vorwärmers ist. Die sich zahlenmäßig ergebenden Unterschiede lassen sich in Abb. 110 ablesen, wenn man berücksichtigt, daß Rekuperatoren aus praktischen Gründen mit 10—20 mm, Regeneratoren mit 3—5 mm Spaltbreite ausgeführt zu werden pflegen.

Da die Heizfläche eines Rekuperators zugleich Trennfläche zwischen Gas und Luft ist, muß diese möglichst dicht hergestellt, und zwar tunlichst vollständig geschweißt werden. Bei sehr großen Luftvorwärmanlagen bedingt dies Schweißnähte von zusammen vielen Kilometern Länge, deren Kontrolle um so schwieriger wird, je vielgestaltiger und unzugäng-

licher die einzelnen Elemente der Anlage sind. Bei Regeneratoren sind nur wenige, z. B. 12, Sektoren oder Kammern dicht zu verschweißen, in welche die Heizbleche (die eigentliche Speichermasse) ohne besondere Befestigung eingesetzt werden. Die Wandstärke kann infolgedessen bei Regeneratoren wesentlich geringer gewählt werden als bei Rekuperatoren, zumal ja eine größere Wandstärke die Speicherfähigkeit des Materials bei diesen kurzen Perioden metallischer Speicher nicht erhöhen würde. Es ergeben sich somit — von der baulichen Seite — große Unterschiede im Raumbedarf, in der Bauhöhe und im Gewicht, so daß man danach sagen kann, daß sich Rekuperatoren besonders für kleine und mittlere und für kleine und mittelgroße Wirkungsgrade eignen, während Regeneratoren bei großen Anlagen, hohen Wirkungsgraden und beschränkt zur Verfügung stehenden Bauhöhen vorzuziehen sind.

Die betrieblichen Eigenschaften der Vorwärmer richten sich stark nach den Brennstoff- und Betriebsverhältnissen und unterscheiden sich vor allem dann, wenn betrieblich besonders ungünstige Verhältnisse vorliegen, wie z. B. starke Verschmutzung, Korrosionsgefahr, hohe Anforderungen an die Reinheit der Luft, ungewöhnlich hohe Luftdrücke u. ä. Bei starker Verschmutzung und Verrußung der Heizfläche bedingt die rekuperative Arbeitsweise eine Abnahme der Wärmeleistung bei geringer Zunahme der Widerstände, die regenerative Arbeitsweise dagegen keine Abnahme der Wärmeleistung, aber stärkere Zunahme jeder Widerstände. Die durch die Querschnittsverlegung erzeugte Geschwindigkeitszunahme bewirkt hier sogar einen starken Leistungsausgleich über die Speicherwirkung der Verschmutzung hinaus. Vorteilhaft sind bei Regeneratoren die im allgemeinen sehr niedrigen Bauhöhen, die die Reinigung der Heizfläche erleichtern. Bei Korrosionsgefahr bietet die regenerative Wärmeübertragung insofern einen größeren Schutz, als sie, wie Abb. 130 zeigt, durch die Anwendung des reinen Gegenstroms und durch die Temperatureinstellung (abhängig vom Wärmeübergang und der Periodendauer) und die geringe Temperaturschwankung im Wärmespeicher für genügend hohe Blechtemperaturen sorgt, und die Angriffe nicht ununterbrochen auf eine Stelle konzentriert werden, während andererseits kleine Anfrassungen der Speichermasse vom betrieblichen Standpunkt aus belanglos sind. Die Erfahrungen mit Regenerativvorwärmern sind daher gerade bei nassen

Brennstoffen recht günstig¹⁾, während bei einigen Rekuperatoranlagen schwerwiegende Korrosionsschäden aufgetreten sind²⁾. Was die Betriebskosten anbelangt, so setzen sich diese aus den Kosten für den Kraftbedarf der Unterwind- und Saugzugventilatoren (soweit diese der Deckung der Widerstände im Luftvorwärmer selbst dienen) sowie, bei beweglichen Apparaten, den Antrieben der Luftvorwärmer selbst zusammen. Die letzteren sind jedoch im Vergleich zu dem Gesamtkraftaufwand fast verschwindend und daher ohne Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit. Beim Auftreten von Luftverlusten sind die entsprechenden Fördermehrkosten, wie sie beispielsweise aus den Zahlenangaben S. 184 hervorgehen, mit zu berücksichtigen. Im allgemeinen ergeben sich jedoch, wie aus den Berechnungen S. 184 hervorgeht und wie sich bei der Projektierung verschiedener Luftvorwärmanlagen auf gleicher Basis zeigt, keine oder nur geringe Unterschiede. In betrieblicher Hinsicht zeigen Rekuperatoren größere Vorzüge bei kleinen Anlagen, besonders wenn man in der Höhe mit einem Element auskommt (einfacher Kreuzstrom), Regeneratoren dagegen bei großen Anlagen und hohen Wirkungsgraden. Dies gilt auch für die Bedeutung der Luftverluste, die Regeneratoren für kleinere Anlagen und hohe Überdrücke, Rekuperatoren, infolge der Vielzahl der untereinander schwieriger abzudichtenden Elemente, bei großen Anlagen ungeeigneter erscheinen läßt.

Das Arbeitsgebiet der Heißluft-Raumheizung, der Entnebelung und der Trocknung hochempfindlicher Produkte bleibt ausschließlich den Rekuperatoren vorbehalten.

Bezüglich der Heizflächenauswechslung sind diejenigen Bauarten im Vorteil, die durch starke Unterteilung die Auswechslung auf einen möglichst kleinen Teil beschränken können, was bei Regeneratoren mit jedem einzelnen Heizblech möglich ist. Bei ihnen ist die Zugänglichkeit zur Heizfläche besonders bequem, da man jeden gewünschten Teil des Vorwärmers in die, auch in kürzeren Betriebspausen leicht zugängliche Luftseite hineinbewegen kann.

Vom wirtschaftlichen Gesichtspunkt interessieren besonders die Anschaffungskosten der verschiedenen Vorwärmsysteme. Rekuperatoren (normale Platten und Röhrenluftvorwärmer) kosten, um einen Anhalt zu geben, etwa 15 bis

¹⁾ Vgl. Luftvorwärmer-Mitt. Nr. 2, Luftvorwärmer G. m. b. H., Berlin.

²⁾ Vgl. S. 281, Fußnote 1.

20 RM./m² je nach der Größe, einschließlich der notwendigen Zubehörteile, wie Auflagerung, Anschlußrahmen, Isolierung, eventuell Klappen usw. Natürlich kommen je nach der Ausführung, dem verwendeten Material und der Blechstärke auch große Preisunterschiede und Preisüber- und -unterschreitungen vor gegenüber diesen nur als rohen Anhalt aufzufassenden Zahlen. Die Einheitskosten für ein Element lassen sich jedoch auch bei großen Vorwärmern nicht

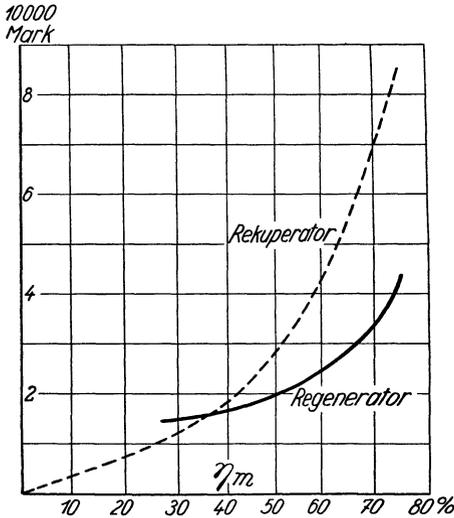


Abb. 85. Vergleich der Anschaffungskosten von Regenerativ- und Rekuperativ-Luftvorwärmern.

wesentlich verringern, da die Aufwendungen für Material und Arbeit direkt proportional mit der Heizflächengröße steigen. Bei Regeneratoren ist die Preisbildung eine wesentlich andere, da sich die Herstellungskosten dieser Vorwärmer aus ziemlich hohen, festen Kosten für Gehäuse und Umschaltvorrichtungen (Lagerung und Antrieb) und ziemlich niedrigen, beweglichen Kosten für die in bezug auf Material und Arbeitsaufwand einfachen Heizelemente zusammensetzen. Die Kosten für 1 m² Heizfläche sind daher bei kleinen Anlagen und bei niedrigen Heizflächen (geringen Wirkungsgraden) verhältnismäßig hoch, bei großen Anlagen und hohen „mittleren Wirkungsgraden“ verhältnismäßig niedrig. In Abb. 85 sind diese Verhältnisse für eine Kesselanlage von 1000 m² Heizfläche in Abhängigkeit vom mittleren Wirkungsgrad dargelegt. Mittlere Wirkungsgrade unter 30% können als Domäne des Rekuperators, mittlere Wirkungsgrade über 60% als Domäne des Regenerators angesehen werden, während im mittleren Gebiet beide Systeme wirtschaftliche Gleichberechtigung besitzen, sofern nicht andere Gesichtspunkte ausschlaggebend sind.

Die Preisbildung der Luftvorwärmer ist in wirtschaftlicher Beziehung insofern von weittragender Bedeutung, als sie die

wirtschaftlichste Abgastemperatur mitbestimmt, durch die der Gesamtwirkungsgrad der Anlage entscheidend beeinflußt wird.

5. Andere Luftvorwärmersysteme.

Vorwärmer mit Flüssigkeitsumlauf.

Obwohl die Abgas-Luftvorwärmer, wie sie in den vorhergehenden Kapiteln beschrieben worden sind (Röhren-, Platten- und Ljungstrom-Luftvorwärmer) bei weitem die verbreitetsten Vorwärmerbauarten darstellen, sollen im Interesse größerer Vollständigkeit noch andere Wege zur Luftvorwärmung kurz gestreift werden.

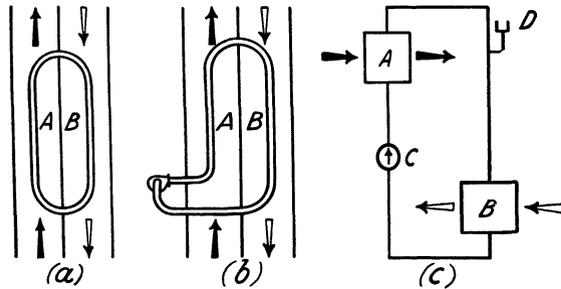


Abb. 86. Schema von Luftvorwärmern mit Flüssigkeitsumlauf.

Die Vorwärmung mit Flüssigkeitsumlauf ist eine Kombination von Rekuperativ- und Regenerativvorwärmer; die Rauchgaswärme wird im Rohrstrang bzw. im Wärmeaustauscher A (Abb. 86) durch Konvektion in die umlaufende Flüssigkeit eingespeichert und so zum Rohrstrang oder Wärmeaustauscher B geführt, wo sie wieder, wie in einem Rekuperator, an die Luft abgegeben wird. Der Umlauf kann aber nicht, wie Abb. 86 (a) voraussetzen würde, natürlich sein, weil eine ungefähre Gleichheit der spez. Gewichte in beiden Rohrsträngen herrscht, vielmehr muß ein besonderes Umlälzorgan vorhanden sein, welches den Flüssigkeits- und damit den Wärmetransport übernimmt. Die beiden Wärmeaustauschsysteme A und B können auch räumlich getrennt und mit isolierten Rohrleitungen miteinander verbunden angeordnet werden [Abb. 86 (c)]. Als ein Vorteil kann die bequeme Regulierung der Wärmeübertragung durch Beeinflussung der Umlaufgeschwindigkeit angesehen werden. Als

Warmezwischenträger können grundsätzlich alle Flüssigkeiten, Dämpfe und sogar Gase in Betracht gezogen werden, soweit sie sich durch ihre thermischen und chemischen Eigenschaften für eine derartige indirekte Wärmeübertragung eignen. Aus diesen Stoffen seien folgende Gruppen besonders hervorgehoben:

Stoff	Vorteil	Nachteil
Wasser	Billig	Enge Temperaturbegrenzung oder hoher Druck
Wasserdampf	Billig	Enge Temperaturbegrenzung oder hoher Druck, höhere Umwalzkosten
Tief siedende Flüssigkeiten und ihr Dampf	Geringer Druck	Meist teuer, nicht immer warmebeständig, häufig brennbar oder aggressiv, geringer Warmehalt
Hoch siedende Flüssigkeiten, z. B. Quecksilber. . . .	Höhere Temperaturgrenzen bzw. mäßige Drücke	Teuer, giftig, geringer Warmehalt
Hochsiedende Kohlenwasserstoffe . .	Höhere Temperaturgrenzen, mäßige Drücke	Meist teuer, nicht immer warmebeständig, meist brennbar, geringer Warmehalt, mitunter hoher Festpunkt

Ein durchweg wesentlicher Nachteil liegt in der Beschränkung der Temperaturhöhe durch den Zwischenträger und in den zusätzlichen Einrichtungen für Pumpen, Rohrleitungen, Ausgleichsgefäße [*D* in Abb. 86 (c)] und in dem meist hohen Heizflächenbedarf, ferner besonders bei Kohlenwasserstoffen in der mitunter beschränkten Warmebeständigkeit (Zersetzung, Verkokung), dem hohen Preis, der Brennbarkeit, dem oft hohen Festpunkt und dem geringen Warmehalt, der große Umlaufmengen bzw. große Umlaufgeschwindigkeiten erfordert. Vorschläge dieser Art sind unter anderem in DRP. 187553 (J. Fischer) und 434112 (Stierle) gemacht worden. In den Vereinigten Staaten ist ein Kraftwerk (Bremo Bluff, Virginia) mit einer Luftvorwärmung solcher Art ausgerüstet worden¹⁾, bei welchem als Wärmeträger ein

¹⁾ Vgl. Arch. Warmew. **13** (1932), 1, S. 23—24 nach Power Plant Engg. **35** (1931), S. 486, und Arch. Warmew. **13** (1932), 6, S. 162 (Zuschrift).

Gemisch aus 85% Diphenyläther und 15% Naphthalin verwendet wurde.

Nach dem Vorschlag von Haag soll in einem geschlossenen, evakuierten, teilweise mit Flüssigkeit gefüllten Rohr, einem „Haag'schen Rohr“, ein Verdampfen und Kondensieren einer Flüssigkeit (z. B. Wasser) stattfinden, wodurch der Wärmetransport vom Rauchgas zur Luft besorgt wird¹⁾.

Vorwärmung durch Anzapfdampf.

Eine andere Methode zur Luftvorwärmung durch Dampf liegt in einer Verquickung des Wärmekreislaufes im Kessel mit dem Wärmekreislauf der ganzen Kraftanlage durch Anzapfdampf-Luftvorwärmung. Es wird in bekannter Weise, wie es bei der Speisewasservorwärmung üblich ist, verfahren, jedoch mit dem Unterschied, daß nunmehr eine Wärmeausnutzung durch Abgas-Speisewasservorwärmung notwendig wird. Obwohl derartige Vorschläge schon praktisch ausgeführt worden sind, kann in der Vertauschung des Abgas-Luftvorwärmers und des Anzapfdampf-Speisewasservorwärmers beim augenblicklichen Stand des Apparatebaues kein Vorteil mehr erblickt werden. Ein weiterer Nachteil liegt in der sehr beschränkten Temperaturhöhe für die Luft und ihrer ziemlich geringen Wärmeaufnahmefähigkeit, so daß eine große Steigerung des Kreisprozeßwirkungsgrades ohnehin nicht erwartet werden kann.

Luftkondensatoren.

Luftkondensatoren bieten den Vorteil, daß in Fallen, wo man für die Warmluft Verwendung hat (Heizung, Trocknung, Feuerung), unter Begnügung mit geringerem Vakuum, der gesamte, sonst im Kühlwasser abgeführte Kondensationsverlust nutzbar gemacht werden kann, während die teuren Anlagen der Rückkühlanlagen in Fortfall kommen. Auch hier sind die Lufttemperaturen eng begrenzt. Von großer Bedeutung sind die Luftkondensatoren für stationäre Kraftanlagen in wasserarmen Gegenden sowie für den Dampftrieb von Fahrzeugen, wie z. B. besonders für Turbinenlokomotiven, die in wasserarmen Gegenden eingesetzt werden, und für Luftfahrzeugantriebe. Bei den besonders für Fahrzeugantriebe gemachten Vorschlägen, die die im Luft-

¹⁾ C. A. Campagne, „Über ein neuartiges, indirektes Heizelement für Hochleistungsdampfkessel“. Techn. Mech. u. Thermodyn. 1 (1930), 12, S. 409—417.

kondensator erwärmte Kühlluft zur Verbrennung heranziehen wollen, ist zu beachten, daß der wirtschaftliche Luftkondensator die 10- und mehrfache Luftmenge benötigt als die wirtschaftliche Feuerung, daß also günstigenfalls 10 % des Kondensationsverlustes nutzbar gemacht werden können. Es liegt hier der Fall vor, daß eine große Wärmemenge durch das große Volumen des Wärmeträgers entwertet und einer wirtschaftlichen Wiederverwendung entzogen wird. Durch Kombination des Luftkondensators mit einem Abgas-Lufterhitzer ließen sich jedoch auch hier die gewünschten höheren Temperaturen erzielen.

Strahlungs-Luftvorwärmer.

Die meisten Luftvorwärmerbauarten sind Abgas-Luftvorwärmer und bezwecken, gerade die in einer Kessel- oder Ofenanlage bereits weitgehend ausgenutzte Wärme durch eine diesem Zweck angepaßte Ausgestaltung ihrer Heizfläche noch weiter zu verwerten. Als Hauptaufgabe des Vorwärmers kann es dabei angesehen werden, die Abwärme bis auf die niedrigste, in wirtschaftlicher Weise erzielbare Abgastemperatur auszunutzen, während die Beeinflussung des Verbrennungsvorganges als eine vorteilhafte Nebenerscheinung anzusehen ist. Es ist daher im allgemeinen nicht ratsam, den Luftvorwärmer an eine andere Stelle zu rücken und ihn anderen Wärmeaustauschern oder gar allen Wärmeaustauschern einer Kesselanlage vorzuschalten. In manchen Fällen mag ein solches Verfahren vielleicht einen Zweck haben, meist führt es aber dazu, daß die Vorwegnahme der Luftvorwärmerleistung die Leistung der nachgeschalteten Heizflächen nachteilig beeinflusst, und daß die Summe der Heizflächen bei gleicher Gesamtleistung nur verteuert wird. Gewöhnlich verfolgen solche Strahlungs-Luftvorwärmer einen ganz anderen Zweck als Abgas-Luftvorwärmer, z. B. die Vermeidung von Wärmeverlusten großer Flächen oder die Temperatursenkung stark bestrahlter Feuerraumwände.

Als ein Vorläufer solcher Konstruktionen kann der Vorwärmer von O. Uhde in DRP. 208 563 angesprochen werden; er besteht einfach aus Rohren, die die Decke einer Staubabsetzkammer bilden. Bei Müllverbrennungsanlagen System Uhde¹⁾ schließt sich eine solche Flugaschenabsetzkammer (zugleich als Nachverbrennungsraum) unmittelbar an den

¹⁾ C. Popp, „Die festen städtischen Abfallstoffe“, S. 98—100. München u. Berlin, R. Oldenbourg.

Verbrennungsschacht an, so daß die die Kammerdecke bildenden Vorwarmerrohre noch einen großen Teil Strahlungswärme erhalten und trotz geringer Heizfläche ziemlich hohe Lufttemperaturen ergeben. Als Strahlungs-Luftvorwärmer müssen schließlich alle Systeme der luftgekühlten Feuerraumwände angesprochen werden, soweit sie die Kühlluft dann als Verbrennungsluft verwenden. Dieses System ist jedoch sowohl vom Standpunkt der Kühlung (die aus konstruktiven Gründen notwendige Mindestwandstärke hat zu hohe Wärmeleitwiderstände) als auch vom Standpunkt der Luftvorwärmung unbefriedigend, so daß die Entwicklungstendenz im Kesselbau auf eine weitgehende Wasserkühlung bzw. auf die Umschließung des Feuerraums durch den Kessel selbst hienzielt. In bezug auf die Feuerung und die Luftvorwärmung hat diese Art der Luftaufwärmung folgende Nachteile:

Es können nur beschränkt hohe Feuerraumtemperaturen zugelassen werden.

Die Wärme macht einen kurzen Kreislauf, sie wird dem Feuerraum entzogen und dem Feuerraum gleich wieder zugeführt, eine Beeinflussung der übrigen Teile der Anlage kann also nicht stattfinden, eine Beeinflussung des Verbrennungsvorganges nur in beschränktem Maße.

Diese Art der Luftkühlung läßt keine Abgas-Luftvorwärmung zu, ohne deren Vorteile ersetzen zu können.

Die Strömungsverhältnisse sind im allgemeinen ungünstig.

Ein in bezug auf die Materialauswahl besonders hochwertiger Strahlungs-Luftvorwärmer ist unter dem Namen Luftvorwärmer „System Amac“ (A. Custodis, Düsseldorf) bekannt geworden¹).

6. Einige Sonderbauarten und Anwendungsgebiete für Luftvorwärmer.

Luftvorwärmer für hohe Temperaturen.

Abgesehen von den eigentlichen Kesselanlagen gibt es noch eine Reihe von anderen Anwendungsgebieten für Luftvorwärmer und -erhitzer, die hier jedoch nur soweit kurz gestreift werden sollen, als sie mit Luftvorwärmerbauarten durchgeführt werden, die sich eng an die für die Abwärmeverwertung von Kesselanlagen entwickelten Konstruktionen anlehnen. Von diesen Gebieten wären zum Beispiel zu nennen: Ofenanlagen der verschiedensten Art mit oder ohne bereits

¹) Feuerung 6 (1930), 7, S. 103—105.

vorhandene Abhitzeverwertungsanlagen, Trocknungsanlagen, Entnebelung und Raumheizung, Luftkühlung von Gasen für Filteranlagen u. a. m.

Im Gebiet der Ofenanlagen kann man zunächst noch ein ziemlich konservatives Festhalten an den herkömmlichen

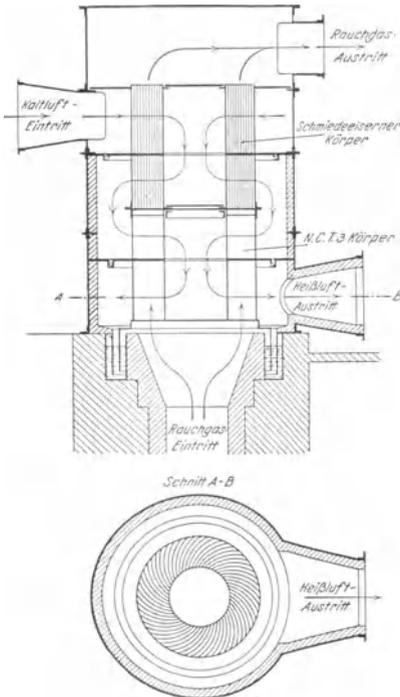


Abb. 87. Luftvorwärmer für einen Stoßofen. (Zimmermann & Co., Ludwigshafen.) Baustoff teilweise Nichrotherm.

Ofenbau zu erwarten, besonders dann, wenn man zwangsläufig auch noch die künstliche Zugerzeugung vom Kesselbau mitübernimmt. Das Ganze ist eine Materialfrage, oder besser gesagt eine Materialpreisfrage (s. S. 143). Was die konstruktive Seite solcher Vorwärmer anbelangt, so ist vor allem sehr

Bauarten gemauerter Regeneratoren oder Formsteinrekuperatoren feststellen, was aber um so erklärlicher ist, als der Ofenbau bis heute fast rein empirisch und gestützt auf jahrzehntelange Erfahrungen betrieben wird, während sich der exakten Berechnung immer noch große Schwierigkeiten entgegenstellen. Immerhin sind gerade im letzten Jahrzehnt, nicht zum geringsten durch die wissenschaftliche Arbeit des Vereins deutscher Eisenhüttenleute, große Fortschritte erzielt, wobei besonderes Augenmerk auch auf die Abwärmeverwertung gelegt wurde¹⁾. Durch die Möglichkeit, metallische Vorwärmer nach Art der im Kesselbau üblichen Konstruktionen einzuführen und die großen, teuren, mit mäßigen Wirkungsgraden arbeitenden, gemauerten Vorwärmer zu verdrängen, ist eine große Umwälzung im

¹⁾ Hier sei vor allem auch auf die gründliche, zusammenfassende Arbeit von Dr.-Ing. W. Heiligenstaedt, „Regeneratoren, Rekuperatoren, Winderhitzer“ (O. Spamer, Leipzig, 1931) hingewiesen.

großer Wert auf freie, ungehinderte Ausdehnungsmöglichkeit zu legen, um zu verhüten, daß Wärmespannungen auftreten, die zu Verwerfungen, Aufreißen von Schweißstellen u. a. führen. Eine Konstruktion, die unter Anlehnung an DRP. 488542 (J. Bertram) besonders auf gute Ausdehnungsmöglichkeit Wert legt, ist der Luftvorwärmer von Zimmermann & Co., Ludwigshafen¹⁾, der teilweise aus Kruppschem Nichrotherm besteht und die Luft bei einer Gaseintrittstemperatur von etwa 860 auf etwa 650° erwärmt (s. Abb. 87). Im allgemeinen dürften aber wohl Rohren-Vorwärmerkonstruktionen für solche Zwecke geeigneter sein.

Um die Ansprüche an das Material herabsetzen zu können, empfehlen sich Maßnahmen, die zu einer Senkung der Wandtemperatur beitragen, wie z. B. Erhöhung der Luftgeschwindigkeit, Schaltung des heißesten Teils in Gleichstrom, den Rest in Gegenstrom (falls die Höhe der geforderten Lufttemperatur das noch zuläßt), Strahlungseinbauten u. a. Auf diesen Gedankengängen beruht auch DRP. 517818 (K. Rummel und A. Schack). Bei Metallregeneratoren, die eine sehr gute Ausdehnungsmöglichkeit der Heizelemente besitzen, werden die Lager und andere empfindliche Teile mit Wasserkühlung versehen. Ausführungen solcher Art bestehen zum Beispiel in Verbindung mit dem Griffin-Verfahren (Heißluft-Kupolofen) unter Verwendung von Ljungström-Luftvorwärmern, die bei Gaseintrittstemperaturen von etwa 1000° Lufttemperaturen von 500—600° liefern.

Falls lediglich hohe Gastemperaturen (z. B. 800—1200°) zur Verfügung stehen, während nur mäßige Lufttemperaturen gefordert werden (300—400°), ist es vom betriebstechnischen, wie auch vom wirtschaftlichen Standpunkt bisweilen zweckmäßiger, Vorwärmer höherer Wirkungsgrade, aber unter Verwendung von nur gewöhnlichem Schmiedeeisen, vorzusehen, als kleinere Apparate aus Spezialstahl. Die niedrigere Gaseintrittstemperatur kann durch Zumischung von Kaltluft

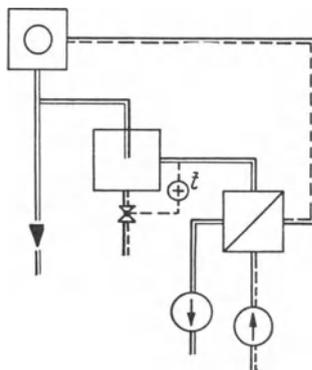


Abb. 88. Verfahren zum Betrieb von Luftvorwärmern an Ofenanlagen mit heruntergemischter Gaseintrittstemperatur.

¹⁾ Stahl u. Eisen 50 (1930), 24, S. 884—885.

erzielt werden. Abb. 88¹⁾ zeigt ein Verfahren (DRPa.) der Luftzumischung, bei welchem die Abgasleitung (Hauptfuchs) angezapft und nur, je nach Bedarf, ein Teil des heißen Gases entnommen wird, der dann in der Mischkammer durch Luftzumischung auf die gewünschte Temperatur gekühlt wird. Die Entnahme regelt sich automatisch durch die Regelung der Kaltluftzufuhr (evtl. durch einen Thermostaten), sofern nur der Widerstand in der Abgaszuführungsleitung zwischen Fuchs und Mischkammer relativ groß ist.

Zu der Gruppe der Vorwärmer für hohe Temperaturen gehören auch direkt befeuerte Luftherhitzer. Sie bestehen gewöhnlich aus einer einfachen Brennkammer (Vorfeuerung), an die sich unter Vermeidung einer direkten Bestrahlung der eigentliche Luftvorwärmer anschließt. Die Verluste der Brennkammer sind daher im allgemeinen recht hoch, die Wirkungsgrade der ganzen Anlage gering. Durch Anwendung eines Gasumlaufverfahrens (Rauchgasrückführung) kann jedoch die Wirtschaftlichkeit solcher Anlagen wesentlich verbessert und die Anforderungen an das Material entsprechend gemildert werden. Betrachten wir ein Zahlenbeispiel.

10 000 kg/h Luft von 20° sollen durch direkte Beheizung auf 300° erhitzt werden, entsprechend einer Nutzleistung von 680 400 kcal/h. Zur Verfügung steht Steinkohle von 7000 kcal/kg Heizwert, die in einer einfachen Vorfeuerung verbrannt werden soll. Die Verluste durch Strahlung und in den Rückständen können mit 20 % angenommen werden, die Luftüberschußzahl muß ziemlich hoch gewählt werden, da die Vorfeuerung höheren Verbrennungstemperaturen nicht gewachsen ist, also $n = 2,0$ (etwa 10 % CO₂), Abgasverlust bei 250° Abgastemperatur 20 %, Wirkungsgrad 60 %. Die Rauchgase treten dann mit etwa 1040° in den Luftherhitzer ein. Die Anforderungen an das Material sind immerhin noch beträchtlich.

Dieselbe Leistung kann mit Rauchgasrückführung und mit (hierbei zulässigem) besserem Luftüberschuß (z. B. $n = 1,5$) und doch mit tieferer Gaseintritts- und Gasaustrittstemperatur (Abgastemperatur 170°) betrieben werden, ohne daß die Anlagekosten sehr erheblich steigen. Die Strahlungs- und

¹⁾ In Abb. 88—92 sind die Symbole nach Dr.-Ing. Stender verwendet worden; für „Ofen“ mußte ein neues Symbol, Quadrat mit kleinerem Kreis, eingeführt werden. Es sei ausdrücklich darauf hingewiesen, daß alle Symbole eine Einheitsgröße besitzen, die keinen Maßstab für die relative Größe der Apparate bildet.

Restverluste vermindern sich dadurch auf schätzungsweise 14 %, der Abgasverlust auf etwa 8 %, der Wirkungsgrad steigt auf etwa 78 %. Die Kohlenersparnis gegenüber der einfachen Anlage beträgt somit 23 %. Demgegenüber wird ein größerer Kraftaufwand für das Umwälzen der Rückführungsmengen erforderlich, doch bleibt noch ein erheblicher Reingewinn in der Größenordnung von 15—20 % übrig.

Luftvorwärmer für Abhitzekeesselanlagen.

In Fällen, wo in Ofenbetrieben Dampf oder Warmwasser benötigt wird, sind Abhitzekeessel die geeigneten Verwerter für die Ofenabwärme. Da die Wärmeübertragung fast aus-

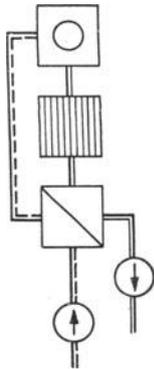


Abb. 89. Schema einer Ofenanlage mit nachgeschaltetem Abhitzekeessel und Luftvorwärmer.

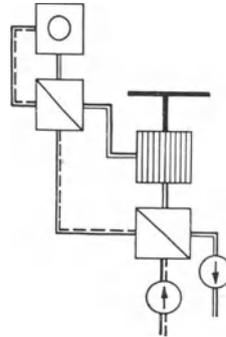


Abb. 90. Schema einer Ofenanlage mit zweistufiger Luftvorwärmung und Abhitzekeessel.

schließlich durch Konvektion erfolgt und die Anordnung der Kessel und Kanäle meist strömungstechnisch ungünstig getroffen werden muß, so ist die Aufstellung von künstlichen Zuanlagen unerlässlich. Dann aber bietet sich in vielen Fällen die Möglichkeit, noch hinter den Abhitzekeessel Luftvorwärmer aufzustellen, die Warmluft für die Verbrennung im Ofen liefern. In Abb. 89 ist ein einfacher Fall einer solchen Anordnung schematisch dargestellt. Die Temperaturerhöhung im Ofenraum ist im allgemeinen sehr erwünscht. Die Abgastemperatur hinter dem Ofen steigt dadurch etwas an, so daß auch der Abhitzekeessel unter günstigeren Temperaturbedingungen arbeitet. Der Ersatz eines Teils der Abhitzekeesselheizfläche durch die billigere Luftvorwärmerheizfläche ergibt meist eine größere Gesamtwirtschaftlichkeit.

In Abb. 90 ist das Schaltungsschema einer Ofenanlage mit Abhitzekegel dargestellt, die bereits einen Luftvorwärmer (z. B. einen gemauerten Siemensschen Regenerator) besitzt. Die hinter dem Kessel zurückgewonnene Abwärme wird als Heißluft in den vorhandenen Luftvorwärmer eingeführt und weiter erhitzt. Die Verschlechterung der Temperaturdifferenzen in diesem Vorwärmer bewirkt eine Heraufsetzung der Abgastemperatur vor dem Abhitzekegel und eine bedeutende spez. Leistungssteigerung des Kessels. Solche Anlagen wurden von den Chaudronneries A. F. Smulders, Gráce-Berleur-lez-Liège, Belgien, beispielsweise für Glasöfen ausgeführt.

Lufterhitzer für Trocknungsanlagen.

Zur Erzeugung von Warmluft für Trocknungsanlagen wird im allgemeinen Dampf verwendet, in vielen Fällen sogar

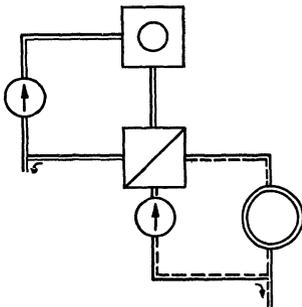


Abb. 91. Schema eines Zwei-Kreislauf-Verfahrens (Rauchgas- und Nutzluft-Umführung).

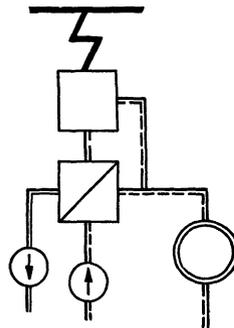


Abb. 92. Gleichzeitige Vorwärmung der Verbrennungs- und Gebrauchsluft.

Abdampf. Sofern geeignete Mengen Abgase als Wärmequelle zur Verfügung stehen, können auch Abgaslufterhitzer zur Anwendung kommen, oder, falls die eine oder andere Wärmequelle nicht ausreicht, auch Kombinationen beider¹⁾. Für Anlagen mit direkter Beheizung, die bei Bedarf an Heißluft höherer Temperaturen notwendig wird, kann man vorteilhaft ein Gasrückführverfahren, oder, wenn auch der Trockner mit Umluft arbeitet, ein Zwei-Kreislauf-Verfahren anwenden, wie es in Abb. 91 dargestellt ist. Der Vorteil der Trocknung mit

¹⁾ Vgl. O. Brandt, „Abgas-Abwärmeausnutzung für Heizung, Trocknung und zur Erzeugung vorgewärmter Verbrennungsluft“. Wärme 48 (1925), 31.

Luft gegenüber Rauchgas (Abgas) liegt einmal in der größeren Reinheit (geringer oder praktisch kein Staub-, Ruß-, Flugkoks- und Schwefelgehalt), in ihrer größeren Trockenkraft infolge des geringeren Anfangswassergehaltes und ihrem niedrigen Taupunkt. Nach einem Vorschlag von H. Strassburg kann man durch den Luftherhitzer gleichzeitig die zur Trocknung und die zur Verbrennung benötigte Luft hindurchschicken, wie dies in dem Schema Abb. 92 gezeigt ist. Man erhält damit die denkbar weitestgehende Wärmeausnutzung, kleine, spez. hochbelastete Kesselheizflächen und die Vorteile, die in der Heißlufttrocknung gegenüber der Abgastrocknung begründet sind. Bei größerem Heißluftbedarf und gleichzeitigem Dampfbedarf ist mitunter eine Kesselanlage mit erhöhter Abgastemperatur (sehr hohe spez. Leistung) wirtschaftlich, wobei man die Höhe der Abgastemperatur dem Heißluftbedarf anpaßt, analog der Wahl des Gegendrucks in einer Gegendruckmaschine mit Abdampfverwertung.

Gaskühler.

Für die Kühlung von größeren Gasmengen, wie sie besonders bei Gasfilteranlagen notwendig ist, kommen Wasser oder Luft als Kühlmittel in Frage, Luft vor allem an Stellen, wo genügende Mengen kalten Wassers nicht verfügbar oder zu teuer sind, wo das Gas vor einem etwaigen Eindringen von Wasser durch Rohrschäden (wie sie bei berieselten Standrohren durch Warmespannungen mitunter vorkommen) unbedingt geschützt werden muß, oder wo eine Verwertung der Warmluft (als Trocknungsluft, Verbrennungsluft) ganz oder teilweise möglich ist. Für die Konstruktion von Gaskühlern gelten dieselben Baugrundsätze wie für Luftvorwärmer, nur muß mit Rücksicht auf den meist beträchtlichen Staubgehalt der Gase auf folgende Punkte besonders geachtet werden:

1. Trotz der meist hohen Wirkungsgrade dürfen Gasumkehrungen innerhalb des Kühlers nicht zugelassen werden.

2. Alle Staub-Ecken oder sonstige Staubablagerungsmöglichkeiten innerhalb oder auf dem Kühler müssen vermieden werden.

3. Das Zurückfallen von Staubablagerungen in den Leitungen oberhalb des Kühlers muß durch entsprechende Ausbildung der Leitungen verhütet werden.

4. Die Gasgeschwindigkeiten sollen möglichst hoch gewählt werden (7—10 m/s).

5. Für geeignete Staubabblasevorrichtungen muß gesorgt werden, und zwar vorzugsweise durch Preßluftbläser, die den Taupunkt des Gases nicht berühren.

Die letzte Vorschrift gilt besonders für feuchtigkeitsempfindliches Filtergut und Tuchfilter (z. B. Entstaubung von Zementdrehofenabgasen). Die für Filter zulässigen Temperaturen sind je nach dem Filtersystem sehr verschieden, für Tuchfilter aus Baumwollstoffen ist beispielsweise eine Temperatur von 90—100° anzustreben, für mechanische Staubabscheider, Elektrofilter und Naßabscheider spielt die Temperatur keine so große Rolle, wohl aber beeinflußt sie durch das Gasvolumen die Abmessungen und damit auch die Anschaffungskosten der Filter, bei Naßabscheidern auch den Wasserverbrauch. In allen Fällen ist eine möglichst niedrige Temperatur erstrebenswert. Für Kesselanlagen mit Abgasfiltern kommt die Forderung so tiefer Abgastemperaturen den wirtschaftlichen Erfordernissen (s. die „Wirtschaftlichste Abgastemperatur“ S. 259) entgegen. Eine Anlage mit Filteranlage steht einer solchen ohne Filter aber mit heute noch häufig üblichen Abgastemperaturen von etwa 200° in wirtschaftlicher Beziehung kaum nach¹⁾.

7. Schaltungsarten und Einbau.

Schaltungsarten bei festen und flüssigen Brennstoffen.

Eine Kesselanlage mit Ekonomiser und Luftvorwärmer läßt eine große Zahl von Schaltungsmöglichkeiten zu, sowohl in der Zuordnung einzelner Apparate zueinander als auch in ihrer Unterteilung gemäß den verschiedensten Zwecken ihrer Anwendung, wie z. B. Erwärmung der Primär- und Sekundärluft, Luftherhitzung zu Trockenzwecken u. a. m. Bei Brennstoffvorwärmung (so bei Gasfeuerungen) sind die Möglichkeiten noch zahlreicher, da die verschiedensten Schaltungen von Ekonomisern, Gas- und Luftvorwärmern anwendbar sind. Dabei sollen jedoch Anordnungen, die weder wirtschaftlichen noch anderen praktischen Nutzen bringen können, aus der Betrachtung ausgeschieden werden.

Die gebräuchlichste Anordnung einer Anlage mit Ekonomiser und Luftvorwärmer ist die Nachschaltung des Luftvorwärmers hinter den Ekonomiser, da die gewünschten

¹⁾ Vgl. Gumz, „Ruß- und Staubbekämpfung“ Feuerungstechnik XVIII (1930), 7/8 S. 64—70 besonders S. 69/70.

Lufttemperaturen im allgemeinen mäßig sind und in diesem Temperaturbereich noch erreicht werden können, da die Luftvorwärmerheizfläche billiger ist als die Ekonomiserheizfläche und sich daher am besten für die Ausnutzung der geringstwertigen Wärme eignet, und da endlich die Schwitzwasserbildung im Luftvorwärmer leichter vermieden werden kann als im Ekonomiser. Diese Schaltung wird daher auch in allen Fällen angewendet, wo das Verhältnis von Luftmenge zu Gasmenge etwa 1:1 bis 0,7:1 ist (feste und flüssige Brennstoffe, soweit die gesamte Verbrennungsluftmenge und nur diese erwärmt wird), und ergibt geringere Anschaffungskosten als andere, beispielsweise die umgekehrte Anordnung, bei welcher dem kleinen Luftvorwärmer ein wesentlich teurerer Ekonomiser gegenübersteht. Wie groß dabei die Ekonomiserleistung und wie groß die Luftvorwärmerleistung gewählt wird, ist eine Frage der Wirtschaftlichkeit, sofern nicht Temperaturbeschränkungen in der Wasser- und Luftaufwärmung aus praktischen Gründen ausschlaggebend sind (Erreichung der Satt-dampfgrenze bzw. der maximal zulässigen Lufttemperatur). Tragt man die Anschaffungskosten für den Ekonomiser und für den Luftvorwärmer in Abhängigkeit

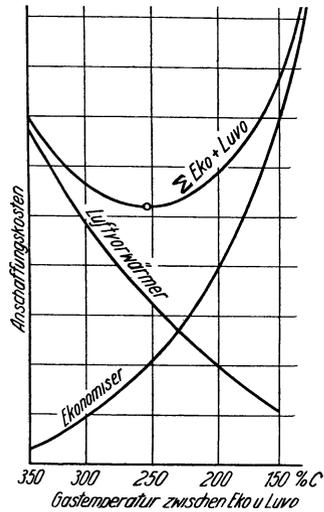


Abb. 93. Ermittlung der wirtschaftlichsten Aufteilung des Abwärmegefälles auf Ekonomiser und Luftvorwärmer. ($t_{g1} = 350^\circ$, $t_{g2} = 120^\circ$).

von der Gasttemperatur zwischen diesen beiden Apparaten auf — bei gegebener Gaseintrittstemperatur in den Ekonomiser und Gasaustrittstemperatur aus dem Luftvorwärmer —, so erhält man zwei Kurven, deren Summe ein ausgesprochenes Minimum zeigt. Die zugehörige Temperatur entspricht der optimalen Aufteilung des ausgenutzten Abwärmegefälles (s. Abb. 93). Vgl. auch S. 258.

Eine Parallelschaltung von Ekonomiser und Luftvorwärmer bringt keinen praktischen Nutzen, da die Temperaturdifferenz des Ekonomisers ganz bedeutend verschlechtert wird, so daß die geringe Verbesserung auf der Luftvorwärmer-

seite keinen Zweck hat. Die Gesamtanlage ist teurer als bei Hintereinanderschaltung, und die erreichten Lufttemperaturen sind nicht höher, sondern sogar geringer. Alle Vorschläge, Zwischenlösungen zu finden, wie teilweise Parallelschaltung und Hintereinanderschaltung (Abb. 94, 7—11) können daher

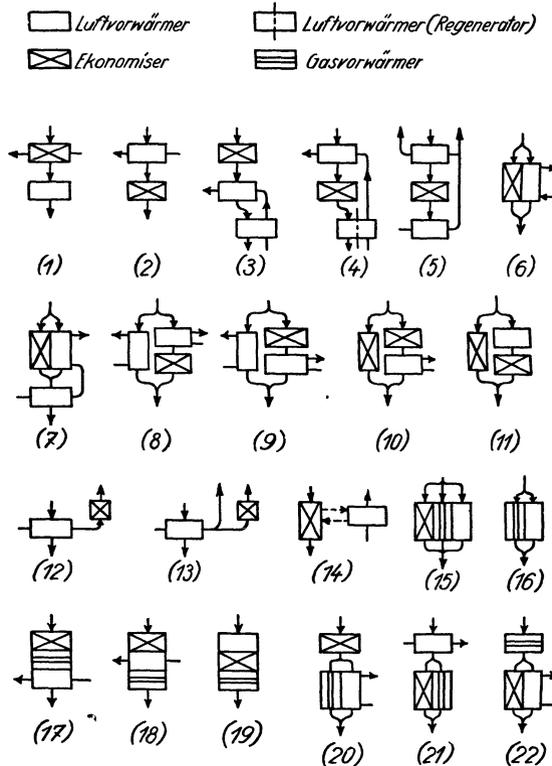


Abb. 94. Schematische Darstellung verschiedener Luftvorwärmer-Schaltungen.

ebenfalls keine Vorteile bringen, während man den Nachteil verwickelter Bauweise und höherer Anlagekosten (zweimalige Ausgabe der festen Kosten einer Luftvorwärmanlage, teure Luftkanäle u. a. m.) und auch erschwerte Bedienung in Kauf nimmt. Gewisse Vorteile kann eine derartige Anordnung bringen, wenn eine ganz unabhängige Luftvorwärmanlage geschaffen werden soll, jedoch empfiehlt sich auch in solchen

Fällen eine genaue Nachprüfung der Anlagekosten, da auch dann die einfache Abzweigung eines Teiles des Heißluftstromes einfacher und meist billiger ist. Die Schaltung nach Abb. 94, 8 ist den Elektrowerken AG., Berlin, durch DRP. 479619 geschützt, ohne daß Ausführungen bekannt geworden wären. Hierbei lassen sich wiederum eine Reihe von Kombinationen durchführen, je nachdem, ob auf höhere oder zusätzliche Wasser- oder Lufterwärmung Wert gelegt wird.

Hat eine Parallelschaltung keinen wirtschaftlichen Wert, so müssen auch alle diejenigen Konstruktionen, die einen Zusammenbau von Ekonomiser und Luftvorwärmer darstellen, trotz einiger Vorteile, wie kompakter Zusammenbau, bei festen und flüssigen Brennstoffen als unzweckmäßig abgelehnt werden, da sie andere Nachteile, wie ungünstige Strömungsverhältnisse, schlechte Reinigungsmöglichkeit u. a. m., in Kauf nehmen. Vgl. zum Beispiel den Vorwärmer für Speisewasser und Luft nach DRP. 477671 (A. E. Leek), der unter dem Namen „Supermiser“ bekannt geworden ist. Eine Zuhilfenahme eines anderen Wärmezwischenträgers wie der Vorschlag von G. K. Engelhart im DRP. 506972 verteuert nicht nur die Anlage, sondern beschränkt sie zugleich auf Temperaturbereiche, die dem praktischen Kesselbetrieb nicht genügen.

Der Vorteil, daß die Luftvorwärmerheizfläche billig ist, hohe Leistungen erzielen kann und leicht zu reinigen ist, daß andererseits allzu hohe Lufttemperaturen bei Rostfeuerungen mit Rücksicht auf Feuerung und Brennstoff nicht zulässig sind, führte zu Vorschlägen nach Abb. 94, 12, die wohl erstmalig in der Stanton Power Station der American Gas & Electric Co. durch Sargent & Lundy, Chicago, danach in der Philo Station derselben Gesellschaft durchgeführt worden sind. Hierbei wird die gesamte ausnützbare Wärmemenge in einem Luftvorwärmer zunächst auf die Luft übertragen, die einen Teil ihrer Wärme in einem luftbeheizten Ekonomiser wieder abgibt. Soweit Nachrichten darüber vorliegen, soll diese Luft-Ekonomiser-Schaltung keine höheren Anschaffungskosten erfordern als die übliche Vorschaltung der Ekonomiser in den Rauchgasstrom. Der „Luftekonomiser“ kann sehr klein und mit geringen Kosten ausgeführt werden, da keine Rücksicht auf Verschmutzung zu nehmen ist, da Rohre geringer Durchmesser mit beliebig enger Teilung und da hohe Luftgeschwindigkeiten anwendbar sind, während die mittlere

Temperaturdifferenz derjenigen normal ausgeführter Ekonomiser fast gleichkommt. Alle Unannehmlichkeiten, besonders auch die Gefahr von Schwitzwasserbildung, sind damit für den „Luftekonomiser“ ausgeschaltet (Abb. 94, 12 u. 13).

Wie sich dabei die Wärmeleistungen verteilen, soll folgendes Zahlenbeispiel zeigen:

Bei 480° Gaseintrittstemperatur in einen Luftvorwärmer von $\eta_m = 75\%$ mittlerem Wirkungsgrad (bei $x = 0,85$), werden 69% der Rauchgaswärme im Luftvorwärmer zurückgewonnen und dabei eine Abgastemperatur von 162°C , eine Lufttemperatur von 392°C erreicht. Senkt man die Lufttemperatur auf 200°C durch Abkühlen im Ekonomiser, so werden dort wiederum 51,6% der Luftvorwärmerleistung, also 35,6% der verfügbaren Rauchgaswärme, an das Speisewasser übertragen.

Auch der umgekehrte Vorschlag ist gemacht worden, d. h. also Aufnahme der gesamten rückgewinnbaren Wärme in einem Ekonomiser und Übertragung eines Teiles der Wärme in einen heißwasserbeheizten Luftvorwärmer. Diese von Stierle, Mannheim, stammende Schaltung (DRP. 434 112, Abb. 94, 14) hat allerdings keine sichtbaren Vorteile, sondern erfordert große, rauchgasberührte Ekonomiserflächen und zusätzliche, wenn auch sehr kleine Luftvorwärmer. Da außerdem die Lufttemperaturen sehr begrenzt sind, kann ein gewisser Vorteil lediglich in ziemlich verlustlosen Transport der Wärme zum Luftvorwärmer durch die Heißwasser führenden, leicht zu isolierenden Rohrleitungen erblickt werden, der jedoch die höheren Anlagekosten nicht rechtfertigt.

Da man im allgemeinen dem Feuerraum bedeutend höhere Temperaturen zumuten kann als dem Rost, da andererseits bei Luftvorwärmung die lebhaftere Vergasung und Entgasung des Brennstoffs eine darüber hinausgehende Beschleunigung der Verbrennung notwendig oder doch wünschenswert erscheinen läßt, schlägt W. H. Owen im DRP. 403 949 (Abb. 94, 15) stufenweise Luftvorwärmung vor. Der Rost erhält eine mäßig vorgewärmte Primärluft, während ein Teil dieser Warmluft in einem zweiten Luftvorwärmer weiter erhitzt wird, um oberhalb der Brennstoffschicht als heißere Sekundärluft zugesetzt zu werden. Dabei ergeben sich wiederum eine Reihe von Schaltungsmöglichkeiten. So können beide Luftvorwärmer übereinander- oder durch einen Ekonomiser getrennt angeordnet werden; es können auch zwei Luftvorwärmer verschiedener Bauhöhe und verschieden

hoher Wirkungsgrade mit und ohne völlige oder teilweise Zu- und Vorschaltung von Ekonomisern vorgesehen werden. Endlich aber gestattet eine Anlage mit „Luftekonomiser“ eine einfache Abzweigung heißerer Sekundärluft. Abb. 94, 13 zeigt eine Reihe dieser Möglichkeiten. Die Temperatur der Sekundärluft kann bei Innenfeuerungen unbedenklich auf 300 bis 400° C getrieben werden. Im Schiffsbetrieb und in anderen Anwendungsfällen, wo mit besonders kleinen Feuerungsräumen gerechnet werden muß, scheint diese Art zweistufiger Luftvorwärmung zur Durchführung eines wirtschaftlichen Kesselbetriebes immerhin recht bedeutungsvoll zu sein.

Schaltungsarten bei gasförmigen Brennstoffen.

Bei Gasfeuerungen ist das Verhältnis von Luftmenge zu Gasmenge ungefähr 1:2, infolgedessen steigt die Temperaturzunahme sehr schnell bei mäßiger Gasabkühlung, so daß die mittlere Temperaturdifferenz schnell sehr kleinen Werten, ja sogar dem Wert Null zustrebt. Die Anwendung von Luftvorwärmern allein ist daher auf die Falle beschränkt, wo mit Rücksicht auf sehr niedrige Betriebsstundenzahlen und Gaspreise sehr hohe Abgastemperaturen zulässig sind. In den meisten Fällen genügt diese Abwärmeverwertung nicht, es müssen Ekonomiser und Luftvorwärmer oder aber Ekonomiser, Gas- und Luftvorwärmer angewendet werden, um wirtschaftlich günstige Dampfpreise und hohe Kesselleistungen zu erzielen. Die Hintereinanderschaltung Ekonomiser-Luftvorwärmer ergibt jedoch sehr ungünstige Verhältnisse (teure Luftvorwärmer), wesentlich besser ist das Ergebnis einer Parallelschaltung. Laßt man zum Beispiel 50 % des Abgases durch den Ekonomiser und 50 % durch den Luftvorwärmer strömen, so vergrößert sich damit das Verhältnis von Luftmenge zu Gasmenge im Luftvorwärmer auf 1:1 und es werden ähnlich günstige, zum Teil noch günstigere Temperaturverhältnisse erzielt als bei festen Brennstoffen. Abb. 95 zeigt als Beispiel die Anlagekosten der Abwärmeverwerter (Ekonomiser und Luftvorwärmer) eines 1000 m²-Kessels mit Gichtgasfeuerung bei verschiedenen Abgastemperaturen hinter dem Luftvorwärmer und 410° Gastemperatur hinter dem Kessel. Dabei gilt die obere Kurve *a* für Hintereinanderschaltung (Ekonomiser-Luftvorwärmer), Kurve *b* für Parallelschaltung; die Größe des erzielbaren Vorteils ist ohne weiteres zu erkennen. Die Verteilung der Rauchgasmenge ist dabei nicht konstant, sondern jeweils der optimalen Gas-

verteilung entsprechend variabel angenommen worden. Kurve *c* der Abb 95 gibt den Anteil der durch den Luftvorwärmer strömenden Gasmenge in Prozent der Gesamtmenge an. Die optimale Gasverteilung wird in ganz analoger Weise, wie die optimale Gefälleaufteilung nach Abb. 93 ermittelt. Das gleiche trifft auch auf das Zusammenarbeiten von Gas- und Luftvorwärmern zu.

Gasvorwärmer arbeiten in ganz gleicher Weise wie Luftvorwärmer, nur muß hier mit Rücksicht auf die Explosions-

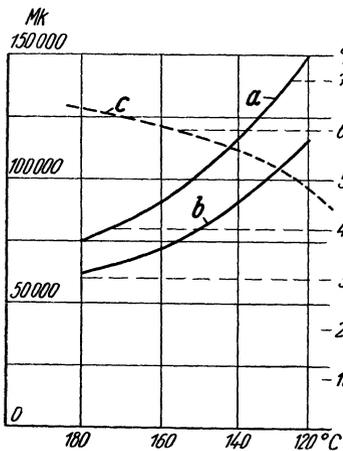


Abb. 95. Kosten der Abwärmeverwerter eines gichtgasgefeuerten 1000 m²-Kessels.

und Brandgefahr auf peinlichstes Dichthalten geachtet werden. Man wird daher für diese Zwecke vorwiegend Röhrenvorwärmer mit dicht eingewalzten Rohren wählen, da andere Bauarten für eine Gasvorwärmung nicht betriebssicher genug oder zu teuer sind (so etwa die im Ofenbetrieb üblichen, gemauerten Rekuperatoren oder Regeneratoren). Zusammen mit Gasvorwärmern, Economisern und Luftvorwärmern lassen sich eine Reihe von Kombinationsmöglichkeiten durchführen, so zum Beispiel Hintereinanderschaltung Economiser-Gasvorwärmer-Luftvorwärmer oder Parallelschaltung der

drei Apparate. Der Unterschied zwischen beiden Schaltungsarten ist im Gesamtanschaffungspreis nicht so groß — er fällt mit wachsender Zahl der Apparate, da in jedem Apparat in allen Fällen durch die niedrigen Eintrittstemperaturen günstige Temperaturdifferenzen geschaffen werden. Gute Lösungen stellen auch Kombinationen mit Vorschaltung eines Apparates, vorzugsweise des teuersten (Economiser) und Nachschaltung zweier parallelgeschalteter Apparate (Gas- und Luftvorwärmer) dar. Um bei der einfachsten und betriebssichersten Lösung zu bleiben, ist einer Parallelschaltung von Economiser und Luftvorwärmer ohne Gasvorwärmer im Kesselbetrieb der Vorzug zu geben. Steht indessen durch Anzapf- oder Gegendruckdampf hochvorgewärmtes Speisewasser zur Verfügung, ist eine Parallelschaltung von Gas-

vorwärmer und Luftvorwärmer zu empfehlen, unter strenger Beachtung der üblichen Sicherheitsmaßnahmen bei Heißgas wie Explosionsklappen, Rückschlagklappen, schnell schließbare Gaszufuhr und genaue Temperaturüberwachung.

Gasumführung und Regelung der Vorwärmer.

Bei der Schaltung und Anordnung verschiedener Abwärmeverwerter können durch besondere Umföhrungskanäle für die gesamte (Bypaß) oder einen Teil der Rauchgasmenge (Deflektoren) oder der Luft Einrichtungen zum Abschalten und Einregeln der Vorwärmer geschaffen werden. Die Frage, ob derartige Umföhrungen unbedingt notwendig sind, ist umstritten, sie läßt sich auch nur von Fall zu Fall beantworten, wobei die Betriebsverhältnisse der Kesselanlage und die Art und die Durchbildung der Luftvorwärmer zu berücksichtigen sind. Derartige Umföhrungen bezwecken, den Luftvorwärmer in den Perioden geringster Belastung, vor allem in der Anfuhr-, Abstell- und in Dämpfungsperioden auszuschalten, um ihn vor übermäßiger Verrußung und Verschmutzung sowie vor einer zu tiefen Gasabkühlung (Gefahr der Taupunktunterschreitung, Korrosion oder Verstopfung) zu schützen. Demgegenüber ist jedoch zu sagen, daß die Lieferung von Heißluft in der Inbetriebsetzungsperiode mit Rücksicht auf schnelles Erreichen einer nutzbaren Dampfabgabe und des Beharrungszustandes gerade sehr erwünscht ist; eher ließe sich die Abschaltung beim Abstellen rechtfertigen. Das Mittel der Gasumföhrung kann daher nicht als ideal und überall empfehlenswert bezeichnet werden. Auf Grund schlechter Erfahrungen mit Platten-Luftvorwärmern, die mit Rostfeuerungen zusammenarbeiten, die sich besonders in schneller Korrosion und Verschmutzung auswirkten, empfiehlt das Prime Movers Committee, Engineering National Section, in seinem Bericht N. E. L. A.-Publication Nr. 068¹⁾ eine Umföhrung der Luft, da durch diese Maßnahme die Plattentemperatur so weit gesteigert wird, daß eine Gefährdung vermieden ist. Die Umföhrung der Luft ist jedenfalls sehr einfach und betriebsicher, jedoch haftet ihr auch der Nachteil einer längeren Anfahrperiode an. Einen anderen Zweck hat die Gasumföhrung in Fällen, wo sehr kurzzeitige Spitzen auftreten, für deren Ausnutzung die Investierung zusätzlicher Heizfläche und zusätzlicher Betriebskraft wirtschaftlich nicht mehr lohnend ist. In einem solchen Falle kann man einen Teil der Rauchgas-

¹⁾ Vgl. auch *Warme* 54 (1931), 8, S. 142.

menge zur Vermeidung allzu hoher Widerstandsspitzen umföhren. Dabei muß jedoch sehr wohl berücksichtigt werden, daß ein Wärmeverlust in Kauf genommen wird, daß dadurch der Kesselwirkungsgrad absinkt und die Feuerung eine zusätzliche Belastung erfährt, daß der Saugzugventilator eine entsprechend große Gasmenge bei höheren Temperaturen fördern muß als im Normalfall und entsprechend bemessen sein, d. h. große Mengenreserven besitzen muß, während große Unterdruckreserven infolge verstärkter Mitwirkung des natürlichen Zuges (bei entsprechender Schlothöhe) nicht vorgesehen zu werden brauchen. Dient die Umföhrung vorwiegend der Spitzenüberwindung, so muß auf gute strömungstechnische Durchbildung des Zu- und Abflusses geachtet werden. Als ein Nachteil solcher Umföhrungseinrichtungen muß die Tatsache angesprochen werden, daß es selten gelingt, solche Klappen vollkommen dicht herzustellen und im Laufe längerer Betriebszeit (besonders bei häufiger Betätigung) auch dicht zu halten; es entsteht somit ein dauernder, wenn auch nicht sehr bedeutender Gas- (= Wärme-) Verlust. Durch sorgfältige Klappenkonstruktionen — starker Rahmen mit dichtem Anschlag, Randverstärkung, genügende Wandstärke und ähnliche Maßnahmen gegen ein windschiefes Verziehen unter dem Wärmeeinfluß — und durch Anordnung von zwei oder mehr Klappen hintereinander lassen sich die Verhältnisse wesentlich bessern. Ein Umgehungskanal von Zulanagen, wie er häufig ausgebildet wird, um bei kleineren Kesselbelastungen mit natürlichem Zug auszukommen, hat bei unsachgemäßer Ausföhrung häufig den Fehler, daß ungenügender Abschluß ein Umpumpen einer mehr oder weniger großen Gasmenge hervorruft, was den Ventilator ungebührlich überlastet, einen großen nutzlosen Kraftverbrauch bedeutet und sich sogar stark leistungsbegrenzend auswirkt.

Die Höhe der Lufttemperatur ist durch die Bemessung der Luftvorwärmer sowie durch ihre Belastung in geringerem Grade von den Rückwirkungen des CO_2 -Gehaltes, der Speisewassertemperatur, dem Reinheitsgrad der vorgeschalteten Heizflächen (Kessel, Überhitzer und Ekonomiser) abhängig. Das Bedürfnis nach einer Temperaturregelung ist im allgemeinen gering, da man es im Betriebe vorzieht, die sich ohne Eingriff und Betätigung besonderer Einrichtungen einstellende Lufttemperatur hinzunehmen. Wohl aber ist eine Temperaturbeschränkung auf einen bestimmten Höchstwert häufig erwünscht. Am einfachsten ist die vorbeugende Maß-

nahme einer richtigen Heizflächenbemessung, die unter den zu erwartenden Betriebsverhältnissen keine unerwünschte Temperatursteigerung ergibt. Wird eine nachträgliche Lufttemperaturherabsetzung gefordert, so läßt sich dies am einfachsten — und „fool proof“ — durch Ausbau von Heizfläche bewerkstelligen, was besonders bei Regenerativ-Luftvorwärmern mit lose eingesteckter Heizfläche leicht durchführbar ist. Daneben können Umführungs Kanäle durch Klappenbetätigung herangezogen werden, was allerdings — sofern nicht eine mit

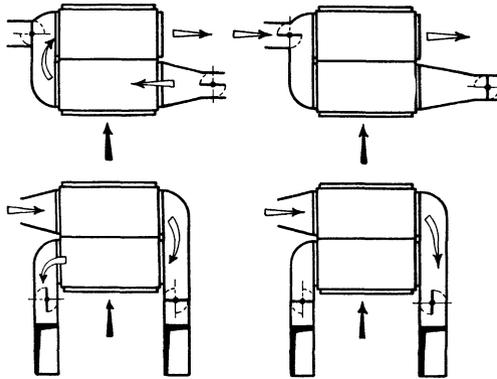


Abb. 96. Einrichtung zur luftseitigen Ausschaltung eines Teils der Heizfläche mit zwei Kaltluftleitungen (oben) und zwei Heißluftleitungen (unten).

Thermostaten als Taktgeber arbeitende Automatik diese Arbeit übernimmt — unter Umständen ein dauerndes Nachregeln bei Laständerungen erfordert¹⁾.

Eine Abwärtsregulierung der Lufttemperatur ist möglich durch:

1. teilweise Gasumführung,
2. Zumischung kalter Luft hinter dem Luftvorwärmer (teilweise Luftumführung),
3. Zumischung von Kaltluft innerhalb des Vorwärmers (Zwischenstellung der Klappen in Abb. 96),
4. Ausschaltung eines Teils der Heizfläche auf der Luftseite²⁾,

¹⁾ Über Regeleinrichtungen vergleiche auch Harraeus, „Regelungs- und Sicherheitseinrichtungen an Luftherhitzeranlagen“. Feuerungstechnik 18 (1930), 13/14, S. 135—138.

²⁾ Nach E. Haber, DRP 468 734, s. Abb. 96.

5. Abschaltung parallelgeschalteter Luftvorwärmerelemente. Von einer entsprechenden Regelung auf der Gasseite (ähnlich dem Vorschlag von Connery, DRP. 475493) ist wegen der Gefahr der Taupunktunterschreitung im gedrosselten Teil unbedingt abzuraten.

Die Zumischung von Kaltluft zum Gas oder gar die Rückführung abgekühlter Rauchgase (Vorschlag von E. Haber) führt nicht zu dem gewünschten Ziel, da die dadurch bedingte Vermehrung der Gasmenge und Geschwindigkeit eine so große Erhöhung des k -Wertes bedingt, daß der Einfluß der verschlechterten Temperaturdifferenz weitgehend ausgeglichen wird. Hinzu kommt der Arbeitsaufwand für die Gasrückführung.

Die Ausführung der Klappen und Umführungshauben läßt verschiedene Möglichkeiten zu; so können die Klappen z. B. so angeordnet werden, daß sie als Zunge in den beiden Endstellungen entweder den Luftvorwärmer oder den Leerkanal ganz abschließen, daß die Umführungshauben mit Klappen versehen werden und zur Luftzu-, -ab- und -umführung benutzt werden können (M. & E. Hartmann, DRP. 505307, E. Haber, DRP. 468734), daß die Klappen der Ein- und Auslaßseite gekuppelt sind (E. Haber, DRP. 455491), oder daß sie auf Gas- und Luftseite so gekuppelt sind, daß entsprechende, sich gegenüberliegende Kanäle oder Teile davon gleichzeitig abgeschaltet werden können, um örtliche Blechunterkühlung zu vermeiden (Siemens-Schuckert-Werke — Gumz, DRP. 492773) usw. Zur Sicherstellung des Betriebes ist es ebenfalls möglich, Umführungskanäle selbsttätig öffnen zu lassen, z. B. bei Stillstand des Saugzugantriebsmotors (E. Haber, DRP. 476262).

Eine Hinaufregelung der Lufttemperatur ist schon wesentlich schwieriger, wird jedoch auch in der Praxis noch seltener gefordert oder angewandt. Sie kann durch Zumischung heißer Gase aus Stellen des Rauchgasweges mit wesentlich höherer Temperatur erfolgen, im Grenzfall durch Gasabzapfung aus dem Feuerraum, womit man sich dem Verfahren der „Flamenteilung“ nach DRP. 312075, Kl. 24c, 6 von Friedrich Siemens nähert. Eine solche Maßnahme könnte von Bedeutung sein, wenn bei Kohlenstaubfeuerungen bei sehr schwachen Belastungen ein Abreißen der Zündung und ein Erlöschen der Flamme zu befürchten ist.

Räumliche Anordnung.

Unabhängig von der Schaltung von Economisern und Luftvorwärmern ist die räumliche Anordnung zu betrachten, die Rücksicht auf günstigsten Gesamtaufbau der Kesselanlage und größte Betriebssicherheit zu nehmen hat. Vielfach findet man noch bei Ingenieuren einen reinen Architektenstandpunkt vor; auf äußere Wirkung wird übergroßer Wert gelegt, Schlagworte, wie „geschlossener Kesselblock“, „architektonische Wirkung“, tauchen auf und nehmen die unwirtschaftlichsten und strömungstechnisch verfehltesten Gas- und Luftleitungen gern in Kauf, wenn sie sich nur hinter einem glatten Verkleidungsblech halten, ganz zu schweigen von den gekachelten oder mit glasiertem Verblendstein und anderem Zierat geschmückten Einmauerungen, die von den Dampfmaschinen im gotischen Stil nicht allzu weit entfernt sind. Als oberste Baugrundsätze können gelten: Strömungstechnisch einwandfreie Ausbildung aller Gas- und Luftwege; dazu gehört Vermeidung alles überflüssigen Auf- und Abführens der Gase, weitgehende Ausschaltung aller reinen Verlustwiderstände, günstige Gaszu- und -abfuhrung und einfache glatte Gas- und Luftführung. Es ist ein falscher Standpunkt, bei der Neuprojektierung einer Kesselanlage, wie noch meist üblich, Vorwärmer, Luftkanäle usw. als Anlageteile anzusehen, die nachträglich an den Kessel angeklebt werden. So sollte z. B. auch von der Möglichkeit, Luftkanäle in der Kesselachse in das Fundament zu legen und die Luft von hinten in die Roste einzuführen (gar keine Schwierigkeit bei Zonenrosten), reichlicherer Gebrauch gemacht werden. Wenn man bedenkt, daß die Nebenkosten einer Luftvorwärmanlage bis über den Betrag der Anschaffungskosten der Vorwärmer selbst anwachsen können, und daß dabei die zu isolierenden Heißluftleitungen den Hauptanteil haben, so ist die wirtschaftliche Bedeutung einer geschickten Leitungsführung genügend gekennzeichnet. Ablenkungen und Umlenkungen des Rauchgasstromes sollten nur dann in Kauf genommen werden, wenn man andere Wirkungen damit erzielen kann, z. B. Flugstaubabscheidung innerhalb des Kessels¹). Eine gute und mit geringstem Grundflächenbedarf auskommende Losung, die besonders bei Schrägrohrkessel-

¹) Vgl. W. Otte, „Dampfkessel als Flugaschenabscheider“. Arch. Warmw. 11 (1930), 8, S. 261—268, besonders Abb. 21/22, S. 268 zeigt eine sehr beachtenswerte Losung der Vereinigten Kesselwerke A.-G., Düsseldorf.

typen Anwendung findet, ist ein rein vertikaler Aufbau, bei welchem Ekonomiser, Luftvorwärmer und Saugzug direkt über dem Kessel mit einer der Gasabkühlung entsprechenden Querschnittsabnahme nach oben angeordnet werden. Auf billigerem oder weniger tragfähigem Baugrund bietet auch ein rein horizontaler Aufbau, wobei Kessel, Ekonomiser, Luftvorwärmer und Saugzug hintereinander angeordnet werden,

große Vorteile, vor allem durch Einsparung von Bauhöhe und leichtere Konstruktion.

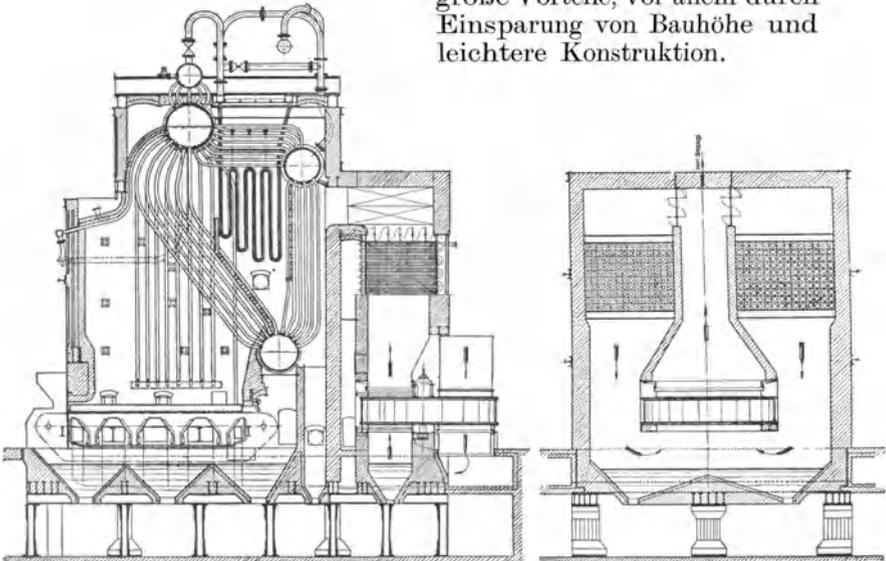


Abb. 97. Leckwassergeschützte Anordnung des Luftvorwärmers.
(E. W. Kelenföld, Budapest.)

Eine andere Forderung ist die Schaffung einer Anlage von möglichst geringen Abkühloberflächen bei Beobachtung einer leichten Zugänglichkeit zu allen Kesselteilen. In dieser Beziehung hat der geschlossene Kesselblock zwar gewisse Vorteile, die indessen niemals durch meist wesentlich größere Nachteile erkaufte werden dürfen. Bei Luftvorwärmerbauarten, die eine große Bauhöhe und entsprechend großen Raumbedarf haben, hat man den eigentlich naheliegenden Vorschlag gemacht, die Vorwärmer eng an die Kesselrückwand anzulehnen, die im einfachsten Falle eine Blechwand sein kann. Die rückwärtige Wärmezufuhr zum Luftvorwärmer kann dann schon ziemlich erheblich werden, wenigstens

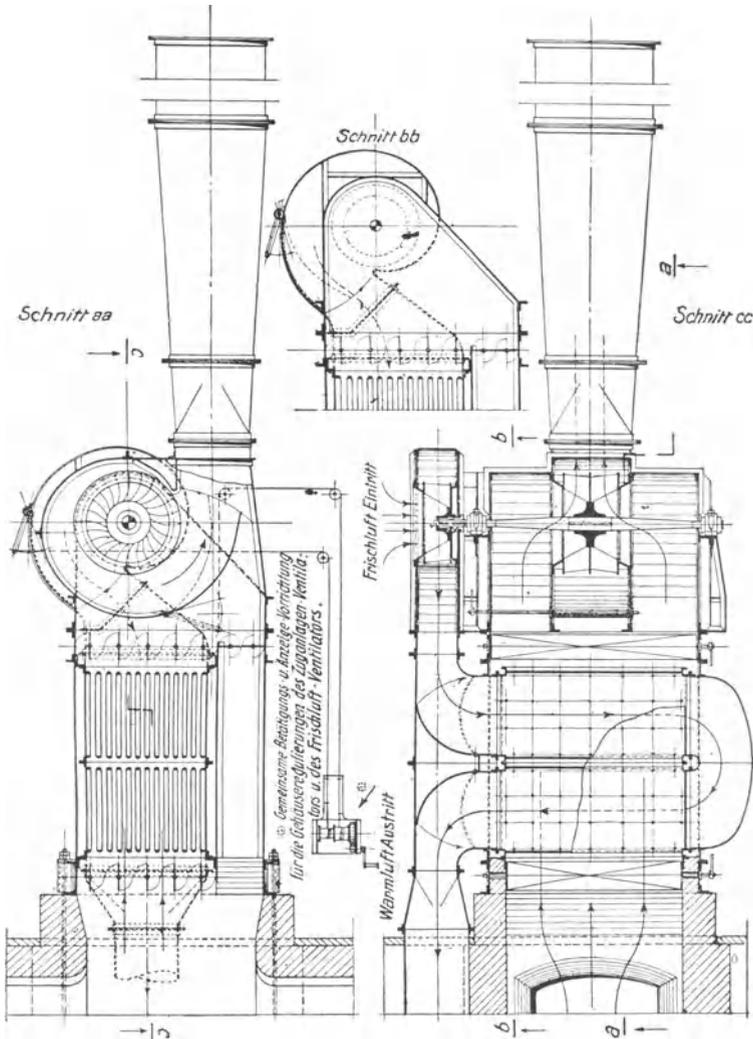


Abb. 98. Luftvorwärmer mit kombinierter Saugzug- und Unterwindanlage (Ges. f. Ventilatorzug m. b. H., Charlottenburg).

aber leicht die Warmebilanz des Vorwärmers allein fälschen, wenn sie ganz vernachlässigt wird. Bei der Frage der Abkühlung nach außen (Leitungs- und Strahlungsverluste des Luftvorwärmers) ist noch besonders zu bemerken, daß diese Ver-

luste prozentual um so größer sind, je kleiner die Anlage, je geringer der Vorwärmerwirkungsgrad ist. Dies trägt dazu bei, daß sehr kleine Anlagen von niedrigen Wirkungsgraden unwirtschaftlich sind, so daß man einen gewissen Minimalwirkungsgrad nicht unterschreiten darf. Vgl. S. 50.

In der räumlichen Zuordnung von Ekonomiser und Luftvorwärmer ist darauf zu achten, daß der Vorwärmer vor etwaigem Leckwasser aus dem Ekonomiser, wie auch — wegen seiner engen Gasquerschnitte — vor allen Ansammlungen von Fremdkörpern (Eisenabblätterungen, Mauerwerk, Mörtel und dgl.) geschützt wird. Aus diesem Grunde ist eine Unterbringung unterhalb des Ekonomisers nicht zu empfehlen; besser ist es, ihn darüber, im aufsteigenden Gasstrom, oder dahinter anzuordnen. Außerdem ist es zweckmäßig, bei waagerechten Gaskanälen kurz vor dem Luftvorwärmer eine Entaschungsmöglichkeit vorzusehen. Eine gute Lösung stellt auch in dieser Beziehung die in Abb. 97 dargestellte Anlage im Werk Kelenfold der HEW., Budapest, dar.

VI. Berechnung und Bemessung von Luftvorwärmern.

1. Berechnungsgrundlagen.

Wärmeübergang und Strömungsverluste.

Die Wärmeübertragung erfolgt in einem Luftvorwärmer in erster Linie durch Konvektion; nur in ganz geringem Maße ist auch die Gasstrahlung daran beteiligt (niedrige Temperaturen und geringe Schichtstärken!). Bei Vorwärmern mit besonderen Strahlungseinbauten ist außerdem die Strahlung fester Körper zu berücksichtigen. Die praktisch verwendeten Gas- und Luftgeschwindigkeiten liegen zumeist im Gebiet turbulenter Strömung, in welchem die Wärmeübergangszahlen mit der Geschwindigkeit ansteigen; gleichzeitig wachsen aber auch die Reibungs- und sonstigen Strömungsverluste, so daß den mit wachsenden Geschwindigkeiten fallenden Anschaffungskosten steigende Betriebskosten gegenüberstehen. Es muß somit für jede Luftvorwärmanlage unter gewissen, festliegenden Betriebsverhältnissen (Jahresbetriebsstundenzahl, Verzinsung des Anlagekapitals und Amortisation, Betriebs- und Unterhaltungskosten, Stromkosten) ein Minimum für die Gesamtkosten (Kapital + Betriebskosten) geben, das dem Bestwert für die zu wählenden Gas- und Luft-

geschwindigkeiten entspricht. Jede Abweichung von diesem Bestwert führt zu einer unnötigen Belastung der Dampferzeugungskosten, sei es durch erhöhte Kapitallasten oder durch verteuerten Betrieb. Es sei nur erwähnt, daß die meisten bestehenden Luftvorwärmanlagen dieses Optimum unterschreiten. Für den Entwurf einer Luftvorwärmanlage sind daher folgende Werte zu ermitteln:

Wärmeübergangszahl auf der Gas- und Luftseite,
 Zug- und Druckverluste auf der Gas- und Luftseite,
 Einfluß der betriebsmäßigen Heizflächenverschmutzung
 auf die Wärmedurchgangszahl und die Reibungsverluste,
 Optimum der Gas- und Luftgeschwindigkeit.

Wärmeübertragung in Platten-Luftvorwärmern.

Betriebsmäßige Messungen sind für die Bestimmung der Wärmeübergangs- und Wärmedurchgangszahlen nicht brauchbar, es kann daher nur auf die wenigen vorliegenden, physikalisch exakt durchgeführten Laboratoriumsmessungen zurückgegriffen werden. Von den bekanntgewordenen Arbeiten auf diesem Gebiet sind vor allem die Messungen von G. Zimmermann¹⁾ an einem Kreuzstromvorwärmer von 22,89 m² Heizfläche und von Dr.-Ing. E. Haucke²⁾ an einem Spalt von 48 × 500 mm zu erwähnen. Zur Ergänzung können noch die Messungen der Abkühlung ebener Platten und Wände von Nusselt und Jürges³⁾ herangezogen werden; allerdings sind diese Versuche bei so niedrigen Lufttemperaturen vorgenommen, daß sie für den Vorwärmerbau nur von geringer praktischer Bedeutung sein können. Da die genannten Versuche jedoch nicht alle Variablen genügend erfassen, ist eine Berücksichtigung der vorliegenden Versuche über den Wärmeübergang in Rohren notwendig, so z. B. die von Nusselt und Groeber⁴⁾ und die von

¹⁾ Dr.-Ing. G. Zimmermann, „Der Wärmeübergang im Kreuzstromwärmeaustauscher“. Ztschr. Bayer. Rev.-V. **33** (1929), 19, 20 und 21, auch als Sonderdruck erschienen.

²⁾ E. Haucke, „Der Wärmeübergang an Luft zwischen zwei ebenen, parallelen Platten bei Wirbelströmung“. Arch. Warmew. **11** (1930), 2, S. 53—58.

³⁾ Ges. Ing. **45** (1922), 52, S. 641 und Beihefte zum Ges. Ing., Reihe I, Nr. 19 (1924).

⁴⁾ Dr.-Ing. H. Groeber, „Einführung in die Lehre von der Wärmeübertragung“. Vgl. auch G u m z, „Feuerungstechnisches Rechnen“ S. 89—98, besonders Abb. 42, S. 92.

E. Schulze¹⁾, die dann auf den rechteckigen Querschnitt umgerechnet werden müssen, indem als äquivalenter Durchmesser die doppelte Spaltbreite eingesetzt wird.

In Abb. 99 sind die Wärmeübergangszahlen für Luft nach Haucke aufgetragen und für die gleichen Bedingungen nach Nusselt-Groeber, nach Schulze und nach Zimmermann berechnet. Nach Zimmermann ist

$$\alpha_s = 6,4 \cdot w^{0,782} \tag{74}$$

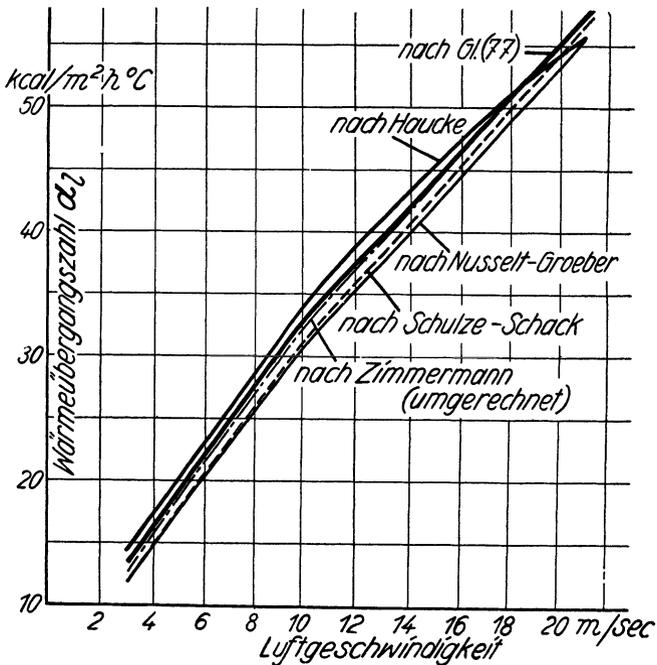


Abb. 99. Wärmeübergangszahlen für Luft.

gemessen an einem Spalt von 20 mm Breite, während Haucke mit einem 48 mm breiten Spalt gearbeitet hat. Reduziert man aber den äquivalenten Durchmesser im Verhältnis der —0,2ten Potenz, so erhält man eine sehr gute Übereinstimmung dieser beiden Versuchsreihen. Auch der Verlauf, der

¹⁾ E. Schulze, „Versuche zur Bestimmung der Wärmeübergangszahl von Luft und Rauchgas in technischen Rohren“. Arch. Eisenhüttenwesen 2 (1928), 4, S. 223—244.

sich nach der Formel von Nusselt-Groeber und nach der Formel:

$$\alpha_l = 3 d^{-0,25} w_0^{0,8} \quad (75)$$

von Schulze-Schack¹⁾ ergibt, paßt sich diesen Meßwerten gut an, d. h. sie liegen nur wenig darunter. Schulze und Schack fanden für den Einfluß der Geschwindigkeit die Potenz 0,8 von w_0 (Geschwindigkeit, bezogen auf die Temperatur 0°C), Lysholm und Edenholm²⁾ in ihren Untersuchungen nur eine Potenz von 0,71 der Flußzahl ($w \cdot \gamma$). Da die Verwendung der auf 0° reduzierten Geschwindigkeit sehr geeignet ist für eine vereinfachte Darstellung des Geschwindigkeits- und Temperatureinflusses, soll sie auch im vorliegenden Falle beibehalten werden, und zwar wurde mit der Potenz 0,75 von w_0 eine gute Wiedergabe der Mittelwerte aus den Versuchen, besonders der von Zimmermann und Haucke, gefunden. Der Einfluß des äquivalenten Durchmessers wurde weder von Zimmermann noch von Haucke untersucht; die Nusselt-Groebersche Formel gibt die Potenz —0,16, Schulze —0,33 und Schack für die modifizierte Schulzesche Formel —0,25. Gewählt wurde die Potenz —0,2, da sich diese Aufrundung der Nusseltschen Potenz angesichts der von Schulze und Schack gefundenen Werte rechtfertigen läßt. Außerdem wurde eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Meßergebnissen von Zimmermann und Haucke gefunden, wenn man die Reduktion auf den vorliegenden äquivalenten Durchmesser mit dieser Potenz vornahm. Für den Wärmeübergang im Luftspalt ergibt sich somit die Gleichung:

$$\alpha_l = 3,96 d^{-0,2} w_0^{0,75}, \quad (76)$$

worin d den äquivalenten (hydraulischen) Durchmesser in Meter bedeutet. Zur bequemeren Rechnung sei statt dessen noch die Spaltbreite b , gemessen in Millimeter, eingeführt; dann ergibt sich für die Luftseite:

$$\alpha_l = 13,74 b^{-0,2} w_0^{0,75}, \quad (77)$$

b = Luftspaltbreite in Millimeter, $w_0 = \frac{w \cdot 273}{273 + t}$, die reduzierte Geschwindigkeit in m/s.

¹⁾ A. Schack „Der industrielle Wärmeübergang“. Düsseldorf, Verlag Stahleisen, 1929.

²⁾ Siehe Fußnote S. 170.

Will man statt der Geschwindigkeit die spez. Flußmenge in $\text{kg/m}^2\text{s}$ einsetzen, so lautet die Formel:

$$\alpha_1 = 11,33 b^{-0,2} (w\gamma)^{0,75}. \quad (78)$$

$w \cdot \gamma = w_0 \cdot \gamma_0$ ist das sekundliche Luftgewicht pro Quadratmeter freien Querschnitts in $\text{kg/m}^2\text{s}$ (Querschnittsbelastung), b wiederum die Spaltbreite in Millimetern.

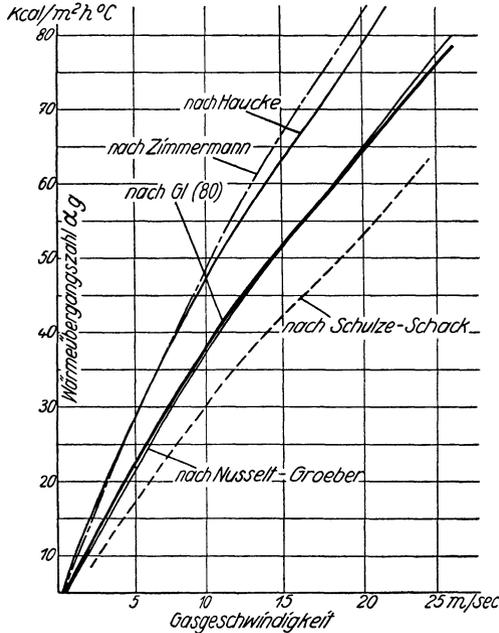


Abb. 100. Wärmeübergangszahlen für Rauchgas.

Beim Wärmeübergang vom Rauchgas auf die Heizfläche ist die Übereinstimmung der Meßergebnisse verschiedener Untersucher begrifflicher Weise nicht so gut, da hier der Einfluß der Gaszusammensetzung und der Gasstrahlung hinzukommt. Zunächst mag es erscheinen, als ob die Gasstrahlung bei den überaus geringen Schichtstärken gar keine Rolle mehr spielen könne; die Abweichungen zwischen den Meßergebnissen bei Luft und bei Rauchgas, umgerechnet auf diese Gasart, lassen eine fühlbare Mitwirkung der Gasstrahlung als gegeben erscheinen. Leider fehlen uns noch die theoretischen Hilfsmittel, eine Trennung in Konvektion und Gasstrahlung

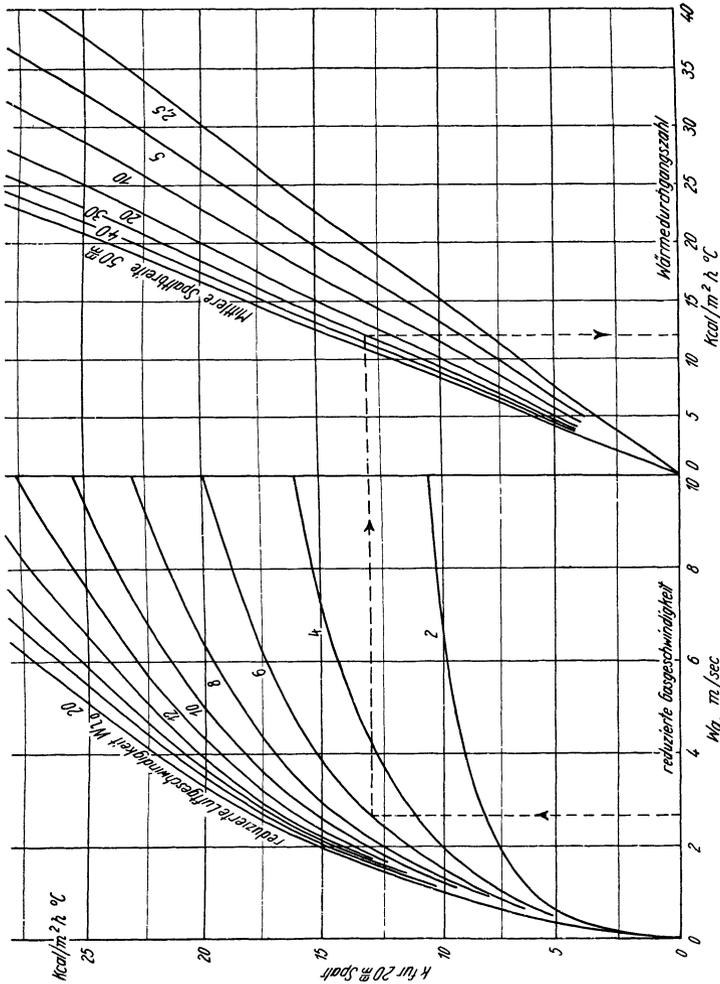


Abb. 101. Kurventafel zur Bestimmung der Wärmedurchgangszahl in Platten-Luftvorwärmern.

durchzuführen, da genaue Werte im Bereich so geringer Temperaturen nicht vorliegen. Nach E. Schmidt¹⁾ ist die Strahlung von Wasserdampf 2—3 mal so groß, wie sie sich nach den Formeln von Schack ergibt. Eine Mitwirkung der Gas-

¹⁾ Vgl. M. Jakob, „Wärmeübertragung“. Z. VDI. **72** (1928), 10, S. 341—344 u. E. Schmidt, „Messung der Gesamtstrahlung des Wasserdampfes bei Temperaturen bis 1000° C“. Forschung **3** (1932), 2, S. 57—70.

strahlung (CO₂ und besonders Wasserdampf) an der Wärmeübertragung ist daher zu erwarten.

Die Wärmeübergangszahlen für Rauchgas können daher nicht den bei Luft erreichten Grad von Genauigkeit für sich beanspruchen. Die gewählte Darstellung lehnt sich an die für Luft geltende Formel an, wobei die Konstante der Gasart entsprechend vergrößert wird und eine generelle Berücksichtigung der Gasstrahlung enthält. Man kann setzen

$$\alpha_g = 5,97 d^{-0,2} w_0^{0,75}. \quad (79)$$

Darin ist d der äquivalente Durchmesser in Meter, w_0 die auf 0° C reduzierte Geschwindigkeit. Diese Formel liegt zwischen den Werten von Zimmermann und Haucke (die letztere auf Rauchgas und die Versuchsbedingungen von Zimmermann umgerechnet) und denen von Schulze-Schack, und deckt sich ziemlich genau mit den Ergebnissen der Nusselt-Groeber'schen Formel.

Führt man wiederum an Stelle des äquivalenten Durchmessers die Spaltbreite b des Gaskanals in Millimetern ein, so ist

$$\alpha_g = 20,68 b^{-0,2} w_0^{0,75}. \quad (80)$$

Oder wenn man statt der Geschwindigkeit die spez. Flußmenge oder die Querschnittsbelastung in kg/m²s benutzt:

$$\alpha_g = 16,8 b^{-0,2} (w\gamma)^{0,75}. \quad (81)$$

Abb. 101 gestattet die Ablesung der k -Werte (Wärmedurchgangszahlen) in Abhängigkeit von der reduzierten Gas- und Luftgeschwindigkeit, gleichzeitig veranschaulicht sie deren Einfluß. Im linken Quadranten ergeben sich die k -Werte für eine Spaltbreite von $b = 20$ mm; bei hiervon abweichenden Werten benutzt man ferner den rechten Quadranten. Es ist hierbei gleiche Spaltbreite für die Gas- und Luftseite vorausgesetzt, jedoch ist die Genauigkeit genügend, wenn man bei voneinander abweichenden Spaltbreiten mit der mittleren Spaltbreite rechnet.

Praktisch erzielbare Wärmedurchgangszahlen.

Die Anwendung der Gl. (76) bis (81) hat drei Voraussetzungen, die bei der praktischen Benutzung zu beachten sind:

1. reine Heizflächen,
2. volle Beaufschlagung der Heizfläche (ideale Strömungsverhältnisse),
3. ebene, glatte Strömungskanäle.

Die beiden erstgenannten Voraussetzungen sind von einem Luftvorwärmer praktisch nicht ganz zu erfüllen, die erreichbaren Wärmedurchgangszahlen bleiben demnach hinter diesen Höchstwerten zurück.

Die Wärmedurchgangszahl k ist bestimmt durch

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_g} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_l}. \quad (82)$$

Der Einfluß der Wand von der Stärke δ [m] ist völlig verschwindend, solange es sich um reine, metallische Konstruktionen handelt, dagegen kann sich der Einfluß der

Heizflächenverschmutzung durch Ruß- und Staubbelag stark bemerkbar machen. Eine genaue rechnerische Erfassung ist dadurch sehr erschwert, daß die Verschmutzung bei den verschiedensten Brennstoffen und Anlagen sehr verschieden ist in der Natur, der Stärke, der Dichte und Gleichmäßigkeit der Ablagerung. Nimmt man einmal eine dichte, gleichmäßige Rußschicht mit einer Wärme-

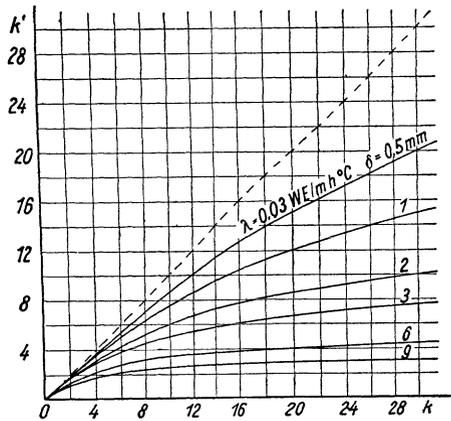


Abb. 102. Einfluß der Heizflächenverschmutzung auf die Wärmedurchgangszahl.

leitzahl von $\lambda = 0,03 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ an, so ergibt sich die aus Abb. 102 abzulesende Verschlechterung des k -Wertes. Der Einfluß ist prozentual um so größer, je höher k ist, wobei es nur von geringerer Bedeutung ist, ob der hohe k -Wert durch ein hohes α_g oder α_l erzielt wird.

Bei allen Versuchen zur Bestimmung der Wärmeübergangszahlen ist stets darauf geachtet worden, daß geordnete, eindeutig bestimmte Strömungszustände und demzufolge auch eine vollständige und gleichmäßige Bespülung der Heizfläche vorhanden war. Hierzu dienten lange Anlaufstrecken, Vermeidung von Krümmern und schroffen Querschnittsänderungen vor und hinter der Meßstrecke, Gleichrichter u. a. m. Im praktischen Betriebe sind diese Idealzustände keineswegs verwirklicht. Hier fehlen die Anlaufstrecken,

Krümmern und Umleitungen befinden sich oft in unmittelbarer Nähe des Vorwärmers oder in ihm selbst, die Gas- und Luftverteilung ist besonders bei sehr großen Querschnitten sehr ungleich, und die Querschnitte der Zu- und Ableitungen müssen oft auf kurzen Strecken schroff geändert werden. Dadurch wird zwangsläufig eine schlechte Beaufschlagung der Heizfläche herbeigeführt, ein Teil wird totgelegt und müßte auch bei der Berechnung vernachlässigt werden. Setzt man aber die volle Heizfläche in die Rechnung ein, so ergibt sich dann ein entsprechend geringerer k -Wert. Man kann daher nicht mit dem vollen, theoretisch ermittelten k -Wert rechnen, sondern zweckmäßig nur mit 70—80 % dieses Wertes, je nach den vorliegenden baulichen und betrieblichen Verhältnissen, den Möglichkeiten einer Heizflächenverschmutzung (Brennstoff, Feuerungsart) usw. In Abb. 103 und 103a ist zu ersehen, wo sich, übertrieben dargestellt, die tote Heizfläche (schraffiert) befindet, und wie sie sich um so stärker auswirkt, je niedriger der Vorwärmer ist. Außerdem zeigt das Bild (rechts), wie man diese toten Ecken verringern könnte, jedoch ist in solchen Fällen zu prüfen, ob die Herstellungsmehrkosten den Vorteil, die tote Heizfläche einfach wegzulassen, nicht etwa aufwiegen. Auch durch Luftführungseinbauten kann man diesem Nachteil begegnen.

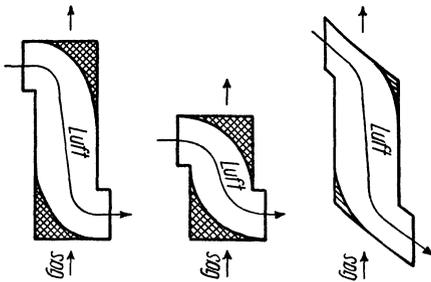


Abb. 103. Einfluß der Strömungsverhältnisse und der Bauhöhe auf den Anteil der toten Heizflächen (schraffiert).

Luftverteilung ist besonders bei sehr großen Querschnitten sehr ungleich, und die Querschnitte der Zu- und Ableitungen müssen oft auf kurzen Strecken schroff geändert werden. Dadurch wird zwangsläufig eine schlechte Beaufschlagung der Heizfläche herbeigeführt, ein Teil wird totgelegt und müßte auch bei der Berechnung vernachlässigt werden.

Setzt man aber die volle Heizfläche in die Rechnung ein, so ergibt sich dann ein entsprechend geringerer k -Wert. Man kann daher nicht mit dem vollen, theoretisch ermittelten k -Wert rechnen, sondern zweckmäßig nur mit 70—80 % dieses Wertes, je nach den vorliegenden baulichen und betrieblichen Verhältnissen, den Möglichkeiten einer Heizflächenverschmutzung (Brennstoff, Feuerungsart) usw. In Abb. 103 und 103a ist zu ersehen, wo sich, übertrieben dargestellt, die tote Heizfläche (schraffiert) befindet, und wie sie sich um so stärker auswirkt, je niedriger der Vorwärmer ist. Außerdem zeigt das Bild (rechts), wie man diese toten Ecken verringern könnte, jedoch ist in solchen Fällen zu prüfen, ob die Herstellungsmehrkosten den Vorteil, die tote Heizfläche einfach wegzulassen, nicht etwa aufwiegen. Auch durch Luftführungseinbauten kann man diesem Nachteil begegnen.

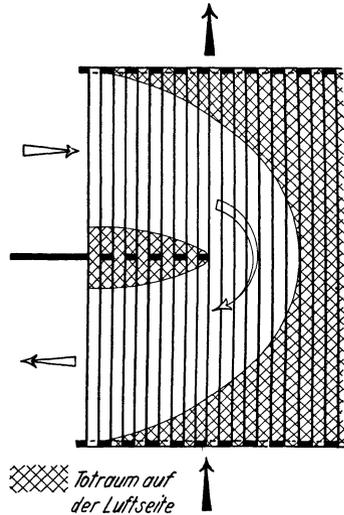


Abb. 103a. Luftseitiger Totraum in einem kleinen Röhrenvorwärmer (schraffiert).

In Zahlentafel 11 sind versuchsmäßig gefundene Wärmedurchgangszahlen den rechnerisch nach Gl. (78) und (80) ermittelten gegenübergestellt. Gleichzeitig sind die Geschwindigkeiten und die gemessenen Zug- und Druckverluste eingetragen. Es handelt sich um Versuche an betriebsmäßigen Anlagen, wobei man jedoch voraussetzen kann, daß sie mit größtmöglicher Sorgfalt durchgeführt worden sind. Die Anlage *A* ist mit Unterschubfeuerung ausgerüstet, und ihr Aufbau entspricht dem Schema *A* in Abb. 104¹⁾, die Anlage *B* dagegen ist nach Schema *B* aufgebaut (Gegenstromvorwärmer) und mit Kohlenstaubfeuerung ausgerüstet. Zu den grundsätzlichen Unterschieden im Aufbau — höhere zusätzliche Strömungsverluste bei *A*, außerdem besitzt diese Bauart (System Haber) wellige Distanzbleche, die die Strömungsverluste offenbar stärker beeinflussen als den Wärmeübergang — liegen also auch noch Unterschiede in der Feuerung vor, die von großem Einfluß sind. Das Abgas einer Kohlenstaubfeuerung ist im allgemeinen rußfrei und die Heizflächen der Vorwärmer mithin „praktisch sauber“, eine wiederholt bestätigte Erfahrung. Die Abgase von Rostfeuerungen dagegen sind sowohl reicher an Ruß und Teer als auch an SO_3 , und es muß immer mit einer gewissen Heizflächenverschmutzung gerechnet werden, wenigstens bei der Verfeuerung von Steinkohle von mittlerem oder hohem Gehalt an flüchtigen Bestandteilen. Dieser Einfluß muß sich auf die Wärmeleistung und den k -Wert einer rekuperativ

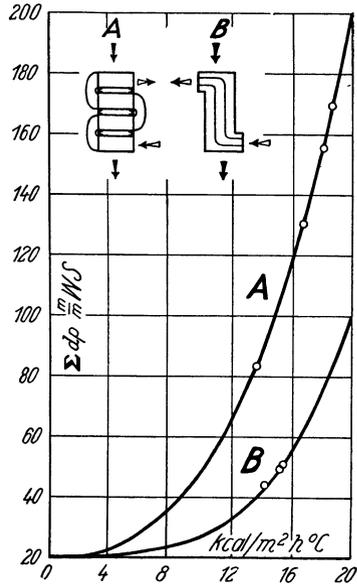


Abb. 104. Druck- und Zugverluste und Wärmeübergang bei verschiedenen Bauformen.

¹⁾ Die Zahlenwerte verdanke ich dem Entgegenkommen der Foster Wheeler Corporation, New York. Vgl. dazu N. E. L. A. Publication Nr. 068. Prime Movers Committee „Stoker Equipment and Furnaces“ S. 3—6 und Abb. 5.

arbeitenden Vorwärmeranlage unbedingt bemerkbar machen. Leider ist im Versuchsbericht der Anlage *A* keine Bemerkung über den Befund der Heizfläche vor und nach dem Versuch gemacht worden, wohl aber ist aus der erwähnten Veröffentlichung bekannt, daß Verschmutzungen aufgetreten sind. Diese grundsätzlichen Unterschiede kommen in der Abweichung der gemessenen von den errechneten *k*-Werten deutlich zum Ausdruck, sie zeigen zugleich, welche vielfältigen Faktoren bei der Bemessung einer Luftvorwärmeranlage zu berücksichtigen sind. Bei Anlage *A* (Rostfeuerung) liegen die gemessenen *k*-Werte etwa auf 67,5 %, bei Anlage *B* (Kohlenstaubfeuerung) auf 78 % der rechnerisch gefundenen Werte. Diese Zahlen können selbstverständlich keineswegs eine allgemeine Gültigkeit beanspruchen, sollen vielmehr nur die möglichen Abweichungen vor Augen führen.

Die Anlage *C* besteht in der Höhe aus einem einzigen Luftvorwärmerelement, daher sind die gemessenen Zugverluste auch so außerordentlich niedrig, überhaupt sind Vergleiche der Absolutwerte der Anlagen *A*, *B* und *C* wegen der ganz verschiedenartigen Größe, Leistung und Wirkungsgrad nicht möglich, worauf besonders hingewiesen sei. Es handelt sich bei *C* um eine Rostfeuerung für Braunkohle, wobei im allgemeinen, sofern die Heizflächentemperatur über dem Taupunkt bleibt, mit sauberen Heizflächen gerechnet werden kann. Da es sich außerdem um reinen Kreuzstrom handelt, war die Beaufschlagung der Heizfläche sehr gut

Zahlentafel 11.

Anlage	Mittlere Gasgeschwindigkeit		Mittlere Luftgeschwindigkeit		Gemessener Stromungsverlust		<i>k</i> -Wert	
	w_0	w	w_0	w	Gassseite	Luftseite	gerechnet	gemessen
A, 1	3,129	5,90	5,30	7,98	13,98	49,5	13,62	9,16
A, 2	4,104	8,12	6,935	10,55	25,4	85,1	16,72	11,43
A, 3	4,565	9,25	7,689	11,81	31,75	104,1	18,10	12,18
A, 4	4,805	9,90	8,059	12,61	35,58	114,2	18,70	12,63
B, 1	3,56	7,15	7,90	10,70	9,05	22,3	15,36	12,25
B, 2	3,46	6,92	7,82	10,81	8,55	21,3	15,15	11,54
B, 3	3,12	6,09	7,26	10,00	6,70	17,8	14,10	11,05
C, 1	2,90	6,35	4,51	6,27	3,0	—	11,90	10,6
C, 2	1,96	4,09	4,65	6,27	2,4	—	10,32	10,2
C, 3	1,55	3,04	3,26	4,29	1,5	—	8,30	7,13
C, 4	2,46	5,45	3,97	5,47	2,7	—	10,68	9,38

und die gemessenen k -Werte erreichen etwa 86—89% der errechneten¹⁾).

Zug- und Druckverluste.

Die Strömungsverluste in einem Luftvorwärmer setzen sich zusammen aus

1. den Reibungsverlusten,
2. den Ein- und Austrittsverlusten und
3. den zusätzlichen Stoß- und Umlenkungsverlusten.

Ferner spielen der Auftrieb (Gasrichtung) und Gasbeschleunigung und Verzögerung mitunter eine Rolle.

Die Reibungsverluste in einem glatten Rohr oder Kanal sind für turbulente Strömung nach Groeber, ausgedrückt in Millimeter W.-S. je laufende Meter

$$\frac{dp}{l} = 0,028 \cdot \gamma^{0,75} \cdot \mu^{0,25} \cdot d^{-1,25} \cdot w^{1,75}, \quad (83)$$

worin γ das spez. Gewicht in kg/m^3 , μ die Zähigkeit in kg s/m^2 , w die Geschwindigkeit in m/s und d den Durchmesser bzw. den äquivalenten (hydraulischen) Durchmesser in Meter bedeutet

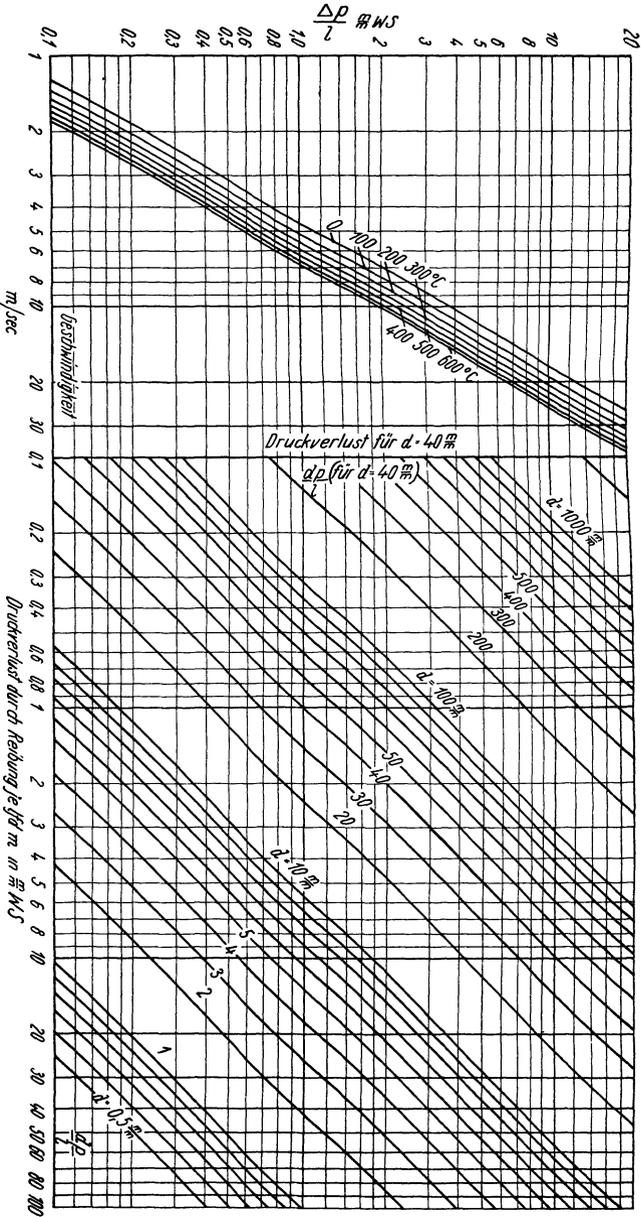
$$d = \frac{4 \cdot F}{U}. \quad (84)$$

U = Umfang in m, F = Querschnitt in m^2 . Eine Nachprüfung dieser Formel an durchgeführten Messungen an Luftvorwärmern war besonders auf Grund der Versuche von G. Zimmermann und an Messungen an Forssblad-Luftvorwärmern²⁾ möglich. Es zeigt sich, daß Gl. (83) zur Erfassung der Reibungsverluste in Luftvorwärmern gut geeignet ist, wenn auch kleine Abweichungen vorkommen, die aber auch durch die Meßfehlermöglichkeit und die nicht exakt mögliche Berücksichtigung des Auftriebes und der Ein- und Austrittsverluste erklärbar sind. Bei sehr kleinen hydraulischen Durchmessern ist auch zu beachten, daß mitunter das Gebiet laminarer Strömung erreicht wird, und daß sich,

¹⁾ Die Zahlenwerte verdanke ich der „Rotator“ Maschinenfabrik und Apparatebau G. m. b. H., Berlin und den Elektrowerken A.-G. Kraftwerk Zschornowitz nach Versuchen von Prof. Chr. Eberle, Darmstadt.

²⁾ Nach Unterlagen der Jönköpings Mekaniska Werkstad A.-B., Jönköping, und Statens Vattenfallsverk, Vasterås Kraftverk, Vasterås, Schweden.

Abb. 106. Kurventafel zur Bestimmung des Druckabfalles durch Reibung in Platten- und Röhrenluftvorwärmern.



wie die Versuche von Lysholm und Edenholm¹⁾ zeigen, zwischen laminare und turbulente Strömung ein ziemlich breites Gebiet eines Zwischenstadiums einschiebt. Die Ergebnisse der Gl. (83) können für Luft und angenähert für Rauchgase in Abb. 105 abgelesen werden. Bei der Benutzung, besonders beim Ablesen von Zwischenwerten, sind die logarithmischen Maßstäbe zu beachten.

Die Ein- und Austrittsverluste können durch eine einfache Gleichung von der Form

$$dp = \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \quad (85)$$

ermittelt werden. Nach den obenerwähnten Versuchen liegt ζ in der Größenordnung von 0,7 bis zu 1,1, im Mittel kann man mit

$$\zeta = 0,75 \quad (86)$$

rechnen. Die Ein- und Austrittsverluste eines Luftvorwärmers oder Elementes sind demnach zusammengenommen

$$dp = 1,5 \cdot \frac{w_m^2}{2g} \cdot \gamma_m \quad (87)$$

Die Größe des Beiwertes ζ hängt natürlich auch von der Verengung oder Erweiterung des Strömungsquerschnittes und von der Ausbildung der Eintrittskanten ab, für die eine düsenartige Abschrägung vorausgesetzt ist.

Für die Umlenkung eines Gasstromes um 180° innerhalb eines Luftvorwärmers oder in einer besonderen Umkehrhaube kann man bei strömungstechnisch sorgfältiger Ausbildung etwa rechnen:

$$dp = 0,6 \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \quad (88)$$

Die Geschwindigkeit w ist in Umkehrhauben gewöhnlich wesentlich kleiner als im Vorwärmerelement selbst, was zu berücksichtigen ist.

Beispiel.

Der in Zahlentafel 11, S. 228 erwähnte Luftvorwärmer, Anlage B, der aus einem Element besteht, arbeitete gasseitig mit $w_m = 7,15$ m/s Geschwindigkeit bei einer mittleren Gas-temperatur von 275° C; der Gasweg ist 5,8 m lang. Nach

¹⁾ Siehe Fußnote S. 170.

Gl. (83) und Abb. 105 ergibt sich für den reinen Reibungsverlust

$$dp = 0,61 \cdot 5,18 = 3,16 \text{ mm W.-S.}$$

Die Ein- und Austrittsverluste betragen nach Gl. (87)

$$dp = 2,58 \text{ mm W.-S.}$$

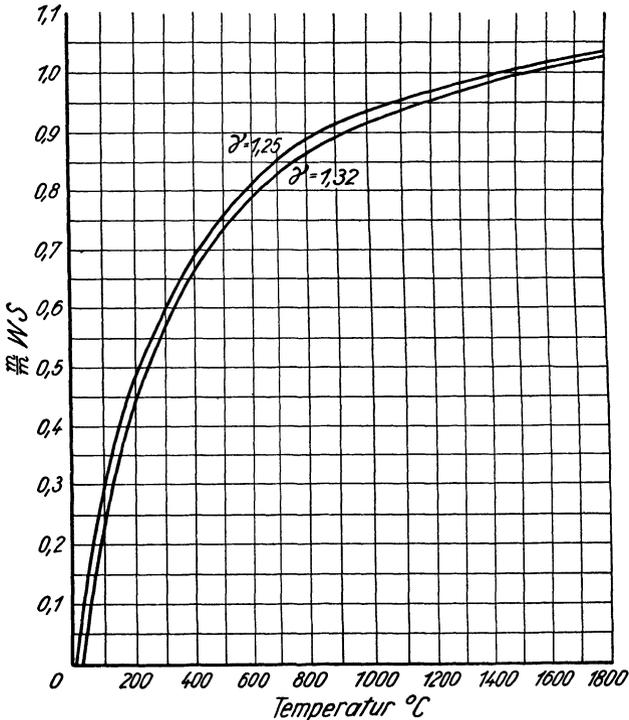


Abb. 106. Auftrieb von 1 m Gassäule (gegenüber 20° C).

Gemessen wurde bei abwärtsgerichteter Gasströmung und bei einem Höhenunterschied der beiden Meßpunkte von 6 m

$$dp = 9,05 \text{ mm W.-S.}$$

Der dabei zu überwindende Auftrieb beträgt je Meter etwa 0,54 mm W.-S. (s. Abb. 106), also insgesamt 3,24 mm W.-S. Reibungsverlust + Ein- und Austrittsverlust + Auftrieb ergeben also rechnerisch $3,16 + 2,58 + 3,24 = 8,98 = \text{rund } 9 \text{ mm W.-S.}$, was dem gemessenen Wert voll entspricht.

Beachtenswert ist der Anteil der zusätzlichen Strömungsverluste am gesamten Verlust, es sei daher folgende rechnerische Untersuchung angestellt. Zwei Luftvorwärmer gleicher Leistung, aber verschiedener Bauart, und zwar einmal nach Skizze *B* in Abb. 104 (ein Element, Luftumkehr um $2 \times 90^\circ$) und einmal nach Skizze *A* (vier Elemente, Luftumkehr um $3 \times 180^\circ$) mögen mit gleicher Gasgeschwindigkeit ($w_{gm} = 7,15$ m/s) und gleicher Luftgeschwindigkeit ($w_{lm} = 8$ m/s) arbeiten.

Es ergeben sich dann folgende, in Zahlentafel 12 zusammengestellte Strömungsverluste:

Zahlentafel 12. Rechnungsgemäße Aufteilung der Strömungsverluste

	Bauart A		Bauart B	
	mm W.-S.	%	mm W.-S.	%
Gasseite:				
Gesamtstromungsverlust	12,74	100	5,74	100
Reibungsverlust	2,42	19	3,16	55
Ein- und Austrittsverlust	10,32	81	2,58	45
Luftseite:				
Gesamtströmungsverlust	33,71	100	19,39	100
Reibungsverlust	13,10	38,8	12,95	66,8
Ein- und Austrittsverlust	20,61	61,2	6,44	33,2
Summe: Gas- und Luftseite:				
Gesamtverlust	46,45	100	25,13	100
Reibungsverlust	15,52	33,4	16,11	64,2
Sonstige Verluste	30,93	66,6	9,02	35,8

Bei gleicher Leistung sind also Widerstand (Kraftaufwand, Betriebskosten) bei der Bauart *A* etwa 1,85mal so hoch wie bei Bauart *B*. Dieser Aufwand wird, wie die Analyse zeigt, nicht zu einer Intensivierung der Wärmeübertragung verwandt, sondern die zusätzlichen, unproduktiven Strömungsverluste zehren ihn auf, wie aus ihrem prozentuellen Anteil (s. Zahlentafel 12) hervorgeht. Es bedarf also einer genauen Überlegung, ob die baulichen Vorteile, die leichtere und billigere Auswechselbarkeit (bei Korrosionsgefahr) diesen beachtlichen Mehraufwand rechtfertigen. In allen Fällen, wo lediglich Äußerlichkeiten ausschlaggebend waren oder Vorbilder gedankenlos übernommen worden sind, ist der Übergang zum „Hoch-Element“, wie man die Bauart *B* bezeichnen könnte, sehr zu empfehlen. Diese Entwicklungstendenz zeigt sich auch bei Röhrenluftvorwärmern (s. Abb. 52). Abb. 104 zeigt die Summe der Widerstände der Anlagen *A* und *B*

(Zahlentafel 11) aufgetragen über der (rechnerisch) erreichbaren Wärmedurchgangszahl. Obwohl die Absolutwerte aus verschiedenen Gründen nicht vergleichbar sind, ist doch die Tendenz der Steigung beachtenswert, was besonders bei hohen Geschwindigkeiten zu einem weit verschiedenen Druck- und Zugbedarf bei gleicher Wärmeübergangszahl führt.

Was die Potenz der Steigerung des Zug- und Druckbedarfs einer Luftvorwärmanlage mit zunehmender Kesselbelastung betrifft, so ist darauf zu achten, daß Gl. (83) für die Strömungsverluste bei konstanter Temperatur gilt. Bei einer Kesselanlage wachsen mit zunehmender Belastung die Gas- und Luftmengen je nach dem Verlauf der Wirkungsgradkurve mit einer Potenz kleiner als 1 (wenn η_k steigt) oder größer als 1 (wenn η_k sinkt), ferner steigen die Gastemperaturen und bewirken eine Geschwindigkeitssteigerung einerseits, eine Verringerung der dp/l -Werte andererseits. Die Potenz der Steigerung der Strömungsverluste in Abhängigkeit von der Belastung kann somit im Bereich von 1,6—2 liegen, sie ist eventuell auch veränderlich.

Es ist zu fordern, daß bei den Konstruktionen, wie auch beim Einbau und in der Gas- und Luftführung größere Rücksicht auf die strömungsgerechte Ausführung genommen wird. Scharfe Umlenkungen, plötzliche Querschnittserweiterungen und -verengungen, unnötige Umleitungen und lange Kanäle sind nach Möglichkeit zu vermeiden. Hierzu ist es in erster Linie erforderlich, daß der Kesselentwurf den Einbau eines Luftvorwärmers berücksichtigt und es nicht dem Zulieferanten überläßt, wie er einen Luftvorwärmer beim fertigen Entwurf nachträglich anbringt.

Die Gasbeschleunigung (oder -verzögerung) beim Aufwärmen (oder Abkühlen) spielt nur eine sehr geringe Rolle, da es sich um einen zahlenmäßig sehr kleinen Aufwand (bzw. Rückgewinn) handelt:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \cdot \gamma_m \cdot \quad (89)$$

Befinden sich jedoch im Strömungskanal weitere Hindernisse (Bolzen, Distanzstücke, Strahlungs- und Wirbeleinbauten) oder ist die Heizfläche nicht glatt, sondern künstlich gerauht, gewellt oder sonst in einer Weise in ihrer Gestalt und Oberfläche verändert, so ergeben sich auch entsprechend höhere Widerstände, und es ist Aufgabe des Konstrukteurs, den Einfluß solcher Maßnahmen nicht nur vom Standpunkt der

Wärmeübertragung, sondern auch von dem der Strömungsverluste zu betrachten. In manchen Fällen würde z. B. ein Mehraufwand für solche zusätzlichen Verluste durch einfache Geschwindigkeitssteigerung im glatten Kanal eine größere, wirtschaftlichere Gesamtwirkung auslösen.

Berechnung eines Plattenluftvorwärmers.

Liegt für den Entwurf eines Luftvorwärmers die gewünschte Wärmeleistung, die Gas- und Luftmenge und die Gas- und Luften- und -austrittstemperatur fest, so ist die Berechnung der Heizfläche eine denkbar einfache Aufgabe. Bei ihrer Lösung werden sich jedoch noch eine Reihe von wichtigen Gesichtspunkten ergeben, die für den Entwurf einer Anlage zu beachten sind, zumal ja die gestellte Aufgabe eine Unzahl möglicher Lösungen zuläßt. Sind dagegen diese Größen nicht bestimmt, sondern nur Gas- und Luftmenge und Gas- und Luften- und -austrittstemperaturen, so bietet die Ermittlung des mittleren Wirkungsgrades (der Gütekennzahl) einen sicheren Anhalt für die erreichbaren Werte. In den meisten Fällen werden allerdings Luftaufwärmung oder Gasabkühlung durch die gestellte Aufgabe gegeben sein. Wo es sich endlich darum handelt, die Leistung bei gegebener Heizfläche zu beurteilen, gibt die graphische Lösung an Hand eines *It*-Diagramms eine sehr einfache Handhabe dazu¹⁾. Die für eine bestimmte Wärmeleistung benötigte Heizfläche ist durch die mittlere Temperaturdifferenz und die Wärmedurchgangszahl *k* gegeben, infolgedessen also stark von der Gas- und Luftgeschwindigkeit abhängig. Durch die Geschwindigkeiten sind andererseits aber auch die Querschnitte der Gas- und Luftkanäle festgelegt; es bestehen mithin einfache, bestimmte Zusammenhänge zwischen der Wärmeleistung, der mittleren Temperaturdifferenz (bzw. der Gütekennzahl) und den Baumaßen des Vorwärmers. Am einfachsten werden diese Tatsachen an Hand eines Rechnungsbeispiels klar werden.

Die mittlere Temperaturdifferenz.

Die mittlere Temperaturdifferenz ermittelt man bei Gleich- und Gegenstrom in bekannter Weise nach der Gleichung

$$\tau_m = \frac{\tau_g - \tau_k}{\ln \frac{\tau_g}{\tau_k}}, \quad (90)$$

¹⁾ Vgl. „Feuerungstechnisches Rechnen“ S. 73—77, besonders Abb. 31.

oder überschläglich nach der Gleichung

$$\tau_m = \frac{\tau_g + \tau_k}{2} . \quad (91)$$

Darin ist τ_g die größte und τ_k die kleinste auftretende Temperaturdifferenz. Nach Heiligenstaedt¹⁾ kann man setzen

$$\tau_m = n \cdot \frac{\tau_g + \tau_k}{2} , \quad (92)$$

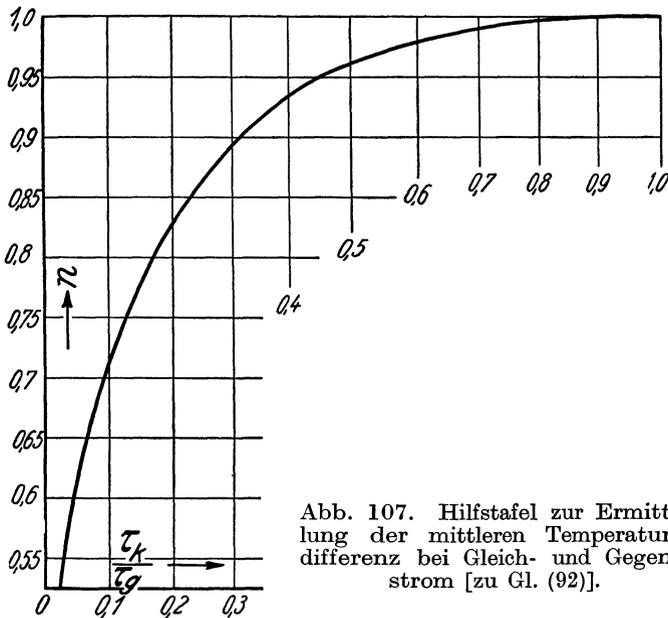


Abb. 107. Hilfstafel zur Ermittlung der mittleren Temperaturdifferenz bei Gleich- und Gegenstrom [zu Gl. (92)].

n ist dabei bestimmt durch die Beziehung

$$n = \frac{2}{\ln \frac{\tau_k}{\tau_g}} \cdot \frac{\frac{\tau_k}{\tau_g} - 1}{\frac{\tau_k}{\tau_g} + 1} . \quad (93)$$

und kann der Abb. 107 entnommen werden. Man ersieht zugleich daraus, in welchem Bereich die vereinfachte Näherungsgleichung (91) noch praktisch verwendbar ist. Ist an Stelle

¹⁾ Dr.-Ing. W. Heiligenstaedt, „Regeneratoren, Rekuperatoren, Winderhitzer“. O. Spamer, Leipzig 1931.

der Temperaturdifferenz der gas- und luftseitige Wirkungsgrad η_g und η_l bekannt (s. S. 140), so ergibt sich für Gegenstrom

$$\tau_m = \frac{\eta_g - \eta_l}{\ln \frac{1 - \eta_l}{1 - \eta_g}} (t_{g1} - t_{l1}). \quad (94)$$

Der erste Ausdruck hinter dem Gleichheitszeichen ist von Nusselt als „dimensionslose Temperaturdifferenz“ eingeführt worden.

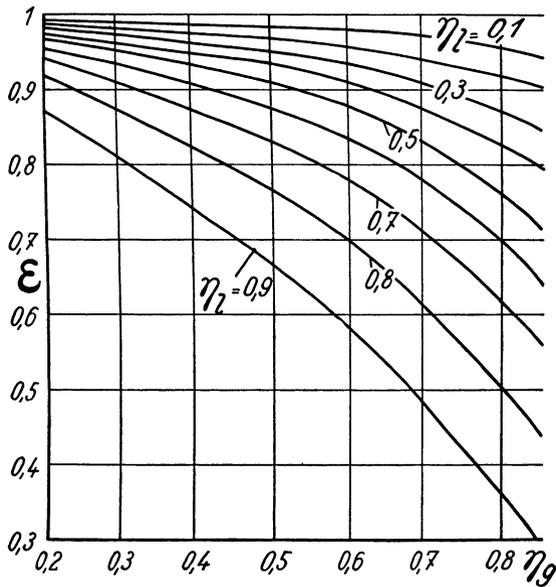


Abb. 108. Hilfstafel zur Ermittlung der mittleren Temperaturdifferenz bei Kreuzstrom [zu Gl. (95)].

Für reinen Kreuzstrom ist nach Nusselt¹⁾

$$\tau_{m\text{Kreuzstrom}} = \epsilon \cdot \tau_{m\text{Gegenstrom}}. \quad (95)$$

Aus Abb. 108 kann man den Wert für ϵ in Abhängigkeit von η_g und η_l unmittelbar ablesen, so daß man sich die sehr zeitraubende Rechenarbeit ersparen kann. Als Austrittstemperaturen sind jeweils die Mitteltemperaturen einzusetzen.

¹⁾ W. Nusselt, „Eine neue Formel für den Wärmedurchgang im Kreuzstrom“. Techn. Mech. u. Thermodyn. 1 (1930), 12, S. 417—422.

Gegenstrom liefert stets die größte Temperaturdifferenz und sollte daher nach Möglichkeit angestrebt werden. Mehrfacher Kreuzstrom ergibt eine weitgehende Annäherung an reinen Gegenstrom. Reiner Kreuzstrom sollte nur bis zu Werten von $\eta_m \leq 50\%$ verwendet werden, da sonst Stellen mit der Temperaturdifferenz Null auftreten, die einen zwecklosen Materialaufwand und außerdem eine Gefahrenquelle (Korrosion!) darstellen.

Zahlenbeispiel.

Für einen Kessel von 500 m^2 Heizfläche und eine Leistung von 17500 kg/h Normaldampf soll ein Luftvorwärmer entworfen werden, der die durch den Luftvorwärmer stromende Gasmenge von $6,48 \text{ nm}^3/\text{s}$ (entsprechend einer Luftüberschusszahl vor dem Vorwärmer von $n = 1,5$) von $t_{g_1} = 335^\circ$ auf $t_{g_2} = 170^\circ$ abkühlt, wobei die gesamte Verbrennungsluft von $6,075 \text{ nm}^3/\text{s}$ (entsprechend einer Luftüberschusszahl von $n = 1,45$ im Feuerraum) von $t_{l_1} = 18^\circ$ auf $t_{l_2} = 200^\circ$ vorgewärmt wird. Im Luftvorwärmer ist somit eine Wärmemenge von $Q = 1250000 \text{ kcal/h}$ bei einer mittleren Temperaturdifferenz von $\tau_m = 143,4^\circ$ zu übertragen, Gegenstrom vorausgesetzt. Dann ist

$$F = \frac{Q}{\tau_m \cdot k}. \quad (96)$$

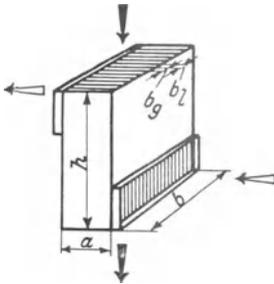


Abb. 109. Gegenstromluftvorwärmer, Maßbezeichnungen.

Die Wärmedurchgangszahl k ist eine Funktion der Gas- und Luftgeschwindigkeiten und der Gas- und Luftspaltbreiten. Die Gas- und Luftspaltbreiten werden so gewählt, daß

die Breiten sich zueinander verhalten wie die benötigten Gas- und Luftquerschnitte. Dabei entstehen jedoch Unterschiede, je nachdem, ob die Gas- und Luftströmungsrichtungen parallel laufen oder aufeinander senkrecht stehen, die später dargelegt werden sollen. Zunächst sei die Berechnung für eine Ausführungsform für einen Vorwärmer nach Abb. 109 durchgeführt, bei dem beide Strömungsquerschnitte in einer Ebene liegen, also auch gleiche Länge a haben. Die Geschwindigkeiten können beliebig oder der Erfahrung gemäß zweckmäßig festgelegt werden. Wie aber bereits angedeutet wurde, gibt es für jede Anlage einen bestimmten Bestwert, auf dessen Ermittlung später eingegangen werden soll. Es sei nur er-

wähnt, daß es stets zweckmäßig ist, die Gasgeschwindigkeit w_g gleich oder kleiner als die Luftgeschwindigkeit w_l zu wählen. Dies hat den Vorteil, daß sich dann angesichts des etwa gleichwertigen Wärmeübergangswiderstandes auf der Gas- und Luftseite ein günstigster k -Wert ergibt, während eine einseitige Vergrößerung, z. B. der Luftgeschwindigkeit, keine dem Aufwand entsprechende Steigerung ergibt, da der größere Wärmeübergangswiderstand auf der Gasseite dann das Übergewicht erhält und ausschlaggebend wird. Der geringere Kraftaufwand für die Überwindung der Widerstände auf der Luftseite — infolge der Druckerzeugung bei niedrigerer Temperatur — wird durch die größeren Zusatzwiderstände durch Umkehrungen usw. wieder aufgewogen. Ferner ergibt sich bei relativ höheren Luftgeschwindigkeiten eine geringere Blechtemperatur und damit eine schwerwiegende Verschärfung der Korrosionsgefahren (vgl. S. 279). Endlich aber ist eine hohe Gasgeschwindigkeit auch im Hinblick auf die Verhütung von Ansätzen nur erwünscht.

Es soll daher mit einer mittleren Gasgeschwindigkeit von 8,66 m/s bei einer mittleren Gastemperatur von 252,5° (arithmetisches Mittel aus Ein- und Austrittstemperatur), also $w_{g_0} = 4,5$ m/s, auf 0° reduziert, und einer mittleren Luftgeschwindigkeit von 8,4 m/s bei einer mittleren Lufttemperatur von 109°, also $w_{l_0} = 6,0$ m/s, gerechnet werden. Der Gasströmungsquerschnitt f_g ist dann

$$f_g = \frac{G [\text{nm}^3/\text{s}]}{w_{g_0}} = \frac{6,48}{4,5} = 1,44 \text{ m}^2,$$

der Luftströmungsquerschnitt

$$f_l = \frac{L [\text{nm}^3/\text{s}]}{w_{l_0}} = \frac{6,075}{6,0} = 1,012 \text{ m}^2.$$

Die Gas- und Luftspaltbreiten sollen sich also verhalten wie 1,44 : 1,012, und zwar werde gewählt

$$b_g = 25 \text{ mm} \quad \text{und} \quad b_l = 17,5 \text{ mm}.$$

Im übrigen ist die Wahl der Spaltbreiten (bzw. der Summe der Gas- und Luftspaltbreite) willkürlich, worauf noch besonders eingegangen werden soll. Bei 25 mm Gasspalt + 3mm gewählte Blechstärke + 17,5 mm Luftspalt + 3 mm Blechstärke vergrößert das Blech den Grundflächenbedarf um

$$\frac{6 \cdot 100}{25 + 17,5} = 14,1\%. \quad \text{Er beläuft sich also auf}$$

$$f = 1,141(1,44 + 1,012) = 2,795 \text{ m}^2.$$

Die Breiten a und b können nun frei gewählt werden, sie müssen nur die Bedingung

$$a \cdot b = f$$

erfüllen. In den Abmessungen kann man sich nun dem vorhandenen Raum, üblichen Lagerblechbreiten oder ähnlichen praktischen Gesichtspunkten anpassen. In unserem Falle sei gewählt $a = 1300$ mm, $b = 2150$ mm. Es ergeben sich dann

$$2150 : (25 + 17,5 + 2 \cdot 3) = 44,3 \text{ Kanalpaare,}$$

also 44 Gaskanäle und 45 Luftkanäle. Zweckmäßig wird man die Luftkanalzahl stets um 1 größer machen, damit die beiden außenliegenden Kanäle Luftkanäle sind, die nicht nur eine geringere mittlere Temperatur haben, sondern auch als Luftisolierung dienen. Je Meter Höhe besitzen diese 44 Gas- und 45 Luftkanäle eine wirksame Heizfläche von

$$2 \cdot 44 \cdot 1,3 = 114,4 \text{ m}^2/\text{m.}$$

Die Wärmeübergangszahl auf der Luftseite ist nach Gl. (77)

$$\alpha_l = \frac{13,74 \cdot 6^{0,75}}{17,5^{0,2}} = 29,71 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

und auf der Gasseite nach Gl. (80)

$$\alpha_g = \frac{20,68 \cdot 4,5^{0,75}}{25^{0,2}} = 33,56 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C};$$

danach ist, für reine Heizflächen, die Wärmedurchgangszahl $k = 15,76$ kcal/m²h °C. Mit Rücksicht auf die übliche Heizflächenverschmutzung sei mit 80 % dieses Wertes, also mit $k = 12,6$ kcal/m²h °C weitergerechnet. Die Heizfläche des Vorwärmers ist dann nach Gl. (96)

$$F = \frac{1250000}{143,4 \cdot 12,6} = 692 \text{ m}^2$$

und seine Bauhöhe

$$h = \frac{692}{114,4} = 6,05 \text{ m.}$$

Der Vorwärmer benötigt einen Rauminhalt von

$$1,3 \cdot 2,150 \cdot 6,050 = 16,91 \text{ m}^3.$$

Die Reibungsverluste betragen auf der Gasseite bei einer wirklichen mittleren Gasgeschwindigkeit von 8,66 m/s nach Gl. (83) mit $\gamma = 0,69$ kg/m³, $\mu = 0,0000022$ kg s/m² und

$d = 0,049$ m $dp/l = 1,516$ mm W.-S. je Meter, zusammen also 9,17 mm W.-S. Die Verluste für Ein- und Austritt können nach Gl. (87) zu 3,57 mm W.-S. angenommen werden, so daß insgesamt, ohne Berücksichtigung des Auftriebes, mit etwa 12,8 mm W.-S. Strömungsverlusten zu rechnen ist. Auf der Luftseite sind die Reibungsverluste bei $\gamma = 0,925$ kg/m³, $\mu = 0,0000026$ kgs/m², $d = 0,035$ m und $w_l = 8,4$ m/s $dp/l = 2,904$, für den ganzen Luftweg also 17,57 mm W.-S. Ein- und Austrittsverluste sowie die Umkehrverluste sind nach Gl. (87) und (88) 7 mm W.-S., so daß insgesamt mit etwa 34,6 mm W.-S. Druckverlust auf der Luftseite zu rechnen wäre. Bei der praktischen Weiterverwertung dieser Zahlen, z. B. für die Bemessung von Ventilatoren usw., wird man zweckmäßig noch starke Aufschläge machen, da eine absolut sichere und genaue Berechnung der Strömungsverluste und die rechnerische Erfassung aller zusätzlichen Einflüsse (besonders die Verengung und Aufrauung der Kanäle durch Verschmutzung) nicht möglich ist.

Einfluß der Spaltbreite.

Bei der Berechnung war die Spaltbreite zunächst willkürlich angenommen worden, und es ist notwendig, ihren Einfluß auf die Abmessungen des Vorwärmers genauer zu untersuchen. Eine Verkleinerung der Spalten — deren Verhältnis zueinander wegen der zu erzielenden Geschwindigkeiten konstant bleibt — bewirkt, wie aus Gl. (77) und (80) hervorgeht, eine Erhöhung des k -Wertes, gleichzeitig aber vergrößert sich die je Meter Höhe untergebrachte Heizfläche bei gleichem Querschnitt, so daß auch die Bauhöhe sehr fühlbar beeinflusst wird. In Abb. 110 sind nun die Ergebnisse der Berechnung für das gleiche, soeben behandelte Zahlenbeispiel für Gasspalten von 1—50 mm aufgetragen, wobei die technische Ausführbarkeit zunächst einmal ganz außer acht gelassen sei. Das Ergebnis ist sehr aufschlußreich; es zeigt, wie Heizfläche und Bauhöhe — nach verschiedenen Gesetzen — mit abnehmender Spaltbreite dem Wert Null zustreben. Bei der Verkleinerung des Spaltes von 25 auf 10 mm sinkt die Heizfläche (bei gleichbleibender Leistung!) von 692 m² um 16,47 % auf 578 m², die Bauhöhe von 6,05 m um 67 % auf 2,0 m. Dabei steigen die Widerstände im Bereich der dargestellten Werte nur ganz unbedeutend mit abnehmender Spaltbreite an, so daß man sie fast als konstant ansprechen kann. Der gasseitige Widerstand ist bei 50 mm Spalt 12,3 mm W.-S.

und bei 5 mm Spalt 13,4 mm W.-S., also nur 1,1 mm W.-S. oder 8,95 % gestiegen, trotz dieses sehr weiten Bereiches. Man gewinnt daraus einen Anhalt, wie man bei gegebenen Raumverhältnissen die Spaltbreite wählen muß; es zeigt sich aber auch, daß es zweckmäßig wäre, möglichst geringe Spaltbreiten anzustreben. Hier ergeben sich jedoch praktische Grenzen je nach Brennstoff, Feuerungssystem (Vollständig-

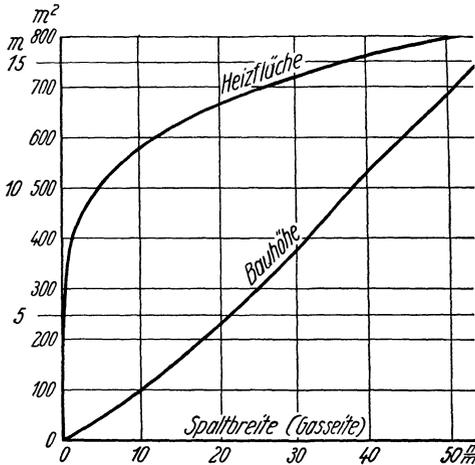


Abb. 110. Einfluß der Spaltbreite auf die Heizfläche und die Bauhöhe.

keit der Verbrennung) und Reinigungsmöglichkeit, die sich zahlenmäßig nicht allgemein festlegen lassen. Ein Nachteil zu geringer Blechabstände ist der, daß sich Verwerfungen der Platten und leichte Ausbeulungen der Lufttaschen durch den Druckunterschied zwischen Luft- und Gasseite durch relativ starke Querschnittsverengungen bemerkbar machen.

Auch die Konstruktion von Rekuperatoren, das heißt die Ermöglichung des Luftein- und -austrittes und die Vermeidung allzu großer toter Heizflächen, setzt hier unüberschreitbare Grenzen (vgl. S. 226 und Abb. 103). Gewöhnlich pflegt man nicht unter 15—20 mm gassseitigen Blechabstand zu gehen, besonders ist bei größeren Bauhöhen (über 2 m) eine Verringerung kaum möglich.

Einfluß des mittleren Wirkungsgrades.

Der errechnete Luftvorwärmer besitzt nach der Definition Gl. (70), S. 142 einen mittleren Wirkungsgrad (eine Gütekennzahl) von

$$\eta_m = \frac{335 - 170 + 200 - 18}{2(335 - 18)} = 0,547.$$

Wie aber würde ein Luftvorwärmer aussehen müssen, der unter sonst gleichen Voraussetzungen das Gas von 275° auf

110° abkühlt und dabei die Luft von 18° auf 200° vorwärmt? Sein mittlerer Wirkungsgrad beträgt dann

$$\eta_m = \frac{275 - 110 + 200 - 18}{2(275 - 18)} = 0,675.$$

Er überträgt die gleiche Wärmemenge bei gleichen Gas- und Luftgeschwindigkeiten und gleichem k -Wert, jedoch bei einer mittleren Temperaturdifferenz von nur 83,2°. Seine Querschnittsabmessungen sind fast die gleichen wie im anderen Falle, aber seine Heizfläche beträgt 1192 m² und seine Bauhöhe 10,42 m! In Abb. 111 ist dieser Einfluß deutlich sichtbar gemacht (an Hand weiterer Berechnungsbeispiele), mit wachsendem mittleren Wirkungsgrad ergibt sich eine beschleunigt zunehmende Bauhöhe, bei 100% bzw. bei der Temperaturdifferenz Null wird sie unendlich groß. Da man die praktische Ausführbarkeitsgrenze bald erreicht, kann man seine Zuflucht zur Spaltenverkleinerung nehmen, um diesem Einfluß entgegenzuarbeiten; man kann daher sagen: Hoher Wirkungsgrad verlangt enge Spalten! Wenn sich auch bei verschiedenen Luftvorwärmerbauarten verschiedene Bauhöhen ergeben, diese Abhängigkeit vom mittleren Wirkungsgrad ist, seinem Charakter nach, durchgängig vorhanden.

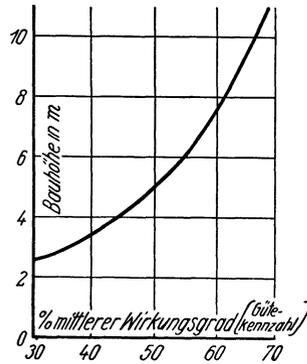


Abb. 111. Abhängigkeit der Bauhöhe vom mittleren Wirkungsgrad.

Einfluß der Gas- und Luftführung.

Neben der bisher betrachteten Bauart des Gegenstromvorwärmers besteht auch die Möglichkeit, einen Mehrfach-Kreuzstromvorwärmer zu verwenden, der dem reinen Gegenstrom — wenigstens bei größerer Zahl der Elemente — in bezug auf die mittlere Temperaturdifferenz praktisch gleichkommt. Die Anwendung von Gleichstrom oder reinem Kreuzstrom soll zunächst außer acht bleiben. Das Kennzeichnende eines Mehrfach-Kreuzstromvorwärmers nach Abb. 112 ist die Lage der Gas- und Luftströmungsquerschnitte in zwei verschiedenen, aufeinander senkrecht stehenden Ebenen. Da aber für die Ermittlung des Grundflächenbedarfs nur die in

einer Ebene liegenden Querschnitte von Bedeutung sind, muß man den wirklichen Strömungsquerschnitt f_i in den reduzierten Luftquerschnitt f'_i , bezogen auf eine parallel zur Grundfläche liegende Ebene, umrechnen. Dieser Querschnitt ist durch die Beziehung

$$f'_i = \frac{a}{h'} \cdot f_i \quad (97)$$

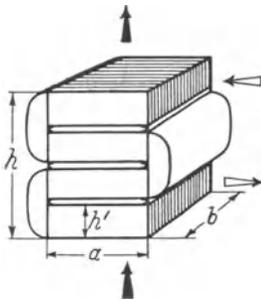


Abb. 112. Mehrfach-Kreuzstrom-Luftvorwärmer, Maßbezeichnungen.

bestimmt, also für $\frac{a}{h'} = 2$, $f'_i = 2 \cdot f_i$ usw. Zum Vergleich mit der früher betrachteten Bauart seien die Ergebnisse des im Zahlenbeispiel erwähnten Vorwärmers verglichen mit Vorwärmern, bei welchen $\frac{a}{h'} = 2$ und 3 beträgt.

Wärmeleistung, Temperaturdifferenz, Gasspaltbreite und Gas- und Luftgeschwindigkeit sollen mit dem früheren Zahlenbeispiel genau übereinstimmen. Die Luftspalten werden dann zwangsläufig 2- und 3mal so breit, was sich im k -Wert ungünstig bemerkbar macht.

Zahlentafel 13. Einfluß von Gas- und Luftführung auf die Baumaße.

Bezeichnung	Luftströmung Gasströmung	Luftströmung \perp Gasströmung	
		$\frac{a}{h'} = 2$	$\frac{a}{h'} = 3$
Heizfläche m ²	692	745	780
Bauhöhe m	6,05	6,45	6,75
Grundfläche m ²	2,80	3,81	4,82

Irgendein baulicher Vorteil ergibt sich demnach nicht, im Gegenteil, der Grundflächenbedarf steigt bedeutend, die Bauhöhe und die Heizfläche ebenfalls etwas an. Dabei ist es außerdem notwendig, die Bauhöhe so zu wählen, daß eine ganzzahlige Proportion von h' erzielt wird, was entweder durch Veränderung von a oder, falls die Größe $a \cdot h'$ als Normalelementausführung festgelegt ist, durch Veränderung der Spaltbreite oder der Zahl der Kanäle, also der Geschwindigkeit, erreicht wird. Es sei noch erwähnt, daß diese Bauart förmlich zur Anwendung höherer Luftgeschwindigkeiten verleitet, worin aber kein besonderer Vorteil, sondern sogar verschiedene Nachteile erblickt werden können. Siehe S. 279.

Die Verringerung der Heizfläche und Bauhöhe durch (eventuell einseitige) Geschwindigkeitssteigerung und Spaltverkleinerung würde ja bei der anderen Bauart, auf die sie ebenso gut anwendbar ist, die gleiche Wirkung auslösen. Der Vergleich spricht für die einfache Gegenstromausführung, außerdem sind die Widerstände bei dieser bedeutend geringer (s. S. 233).

Einfluß der Geschwindigkeit.

Nächst der Untersuchung des Einflusses der Spaltbreite ist die Wirkung verschiedener Geschwindigkeiten von großer Bedeutung und bedarf einer näheren Betrachtung. Um sie

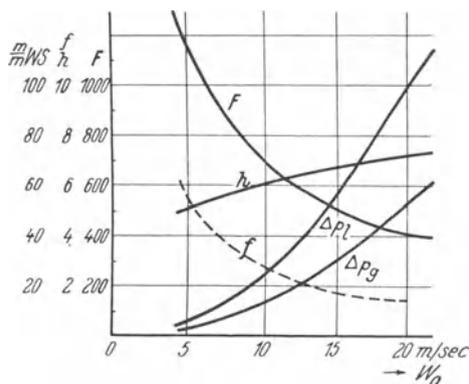


Abb. 113. Einfluß der Geschwindigkeit auf die Heizfläche, Grundfläche, Bauhöhe und die Widerstände.

klar herausarbeiten zu können, wollen wir ein Beispiel verwenden, bei welchem die Spaltbreite unverändert bleibt (25 mm auf der Gasseite, 17,5 mm auf der Luftseite); auch die Wärmeleistung sei die gleiche, ebenso das Verhältnis der Luftgeschwindigkeit zur Gasgeschwindigkeit, die beide etwa gleich gewählt werden. Die Rechnung wird in gleicher Weise wie vorher für verschiedene Gas- (und Luft-) Geschwindigkeiten durchgeführt und führt zu dem in Abb. 113 dargestellten Ergebnis. Während einerseits mit fallenden Geschwindigkeiten die Grundfläche und die Heizfläche stark zunehmen, fallen die Widerstände auf der Gas- und Luftseite stark, die Bauhöhe ein wenig ab. Der k -Wert ist bei Verdoppelung der Geschwindigkeit auf 21 kcal/m² h °C, also um 40,55% gestiegen, während er bei Halbierung der Geschwindigkeit auf 7,5 kcal/m² h °C oder um 40,4% zurückgeht.

Die wirtschaftlichste Geschwindigkeit.

Abb. 113 zeigt deutlich, wie die Anschaffungskosten mit fallender, die Betriebskosten mit steigender Geschwindigkeit anwachsen; es muß also ein Optimum geben, bei welchem die Gesamtkosten einen Mindestwert annehmen. Hierzu ist es nur notwendig, beide Größen mit gleichem Maß zu messen,

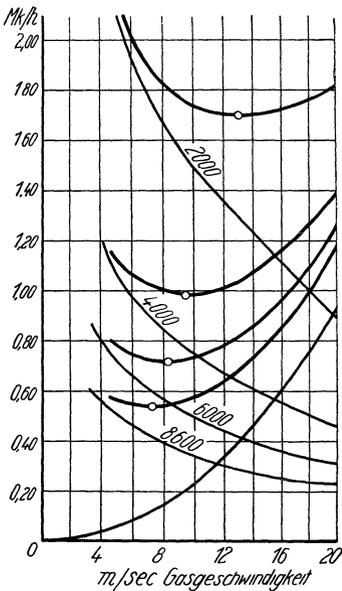


Abb. 114. Betriebs- und Kapitalkosten eines Luftvorwärmers (Zahlenbeispiel im Text). Ermittlung der wirtschaftlichsten Gasgeschwindigkeit.

um dieses Optimum zu bestimmen. Aus den Heizflächen-größen ergeben sich die Vorwärmeranschaffungskosten, die im Beispiel gestaffelt mit 15 bis 20 RM./m² betriebsfertig montierter Heizfläche mit allen Nebenkosten angenommen wurden, ferner wurde mit einer Amortisation und Verzinsung von 25 % gerechnet. Der Betrag pro Betriebsstunde ist natürlich besonders von der Belastung der Anlage, also von der jährlichen Betriebsstundenzahl abhängig. In Abb. 114 sind für das bisher behandelte Zahlenbeispiel eines Luftvorwärmers für einen 500 m²-Kessel die Kapitalkosten für 8600, 6000, 4000 und 2000 Betriebsstunden pro Jahr eingetragen. Die Betriebskosten sind nur insoweit eingesetzt, wie sie durch den Luftvorwärmer selbst bedingt sind, da andere Betriebskosten keinen Einfluß auf das

Rechenergebnis haben können; sie umfassen also nur die Stromkosten des Unterwindes und des Saugzugventilators, soweit diese die durch den Luftvorwärmer verursachten Widerstände überwinden. Die Ziffern sind somit nicht gleichlautend mit den Stromkosten der ganzen Kesselanlage. In Abb. 114 sind die Betriebskosten ermittelt unter Annahme eines Ventilatorwirkungsgrades (bezogen auf die statische Pressung) von 50 % und eines Strompreises von 3 Rpf./kWh. Durch Addition der Kapital- und Betriebs-

kosten ergeben sich die Gesamtkosten, die jeweils ein gut ausgeprägtes Minimum zeigen, bei welchem der Bestwert für die zu wählende Gas- und Luftgeschwindigkeit zu suchen ist. Abb. 115 zeigt das Ergebnis dieser und ähnlicher Berechnungen für 1—10 Rpf./kWh Stromkosten und zugleich den Einfluß der Betriebsstundenzahl und der Stromkosten. Handelt es sich um Strom, der im eigenen Betriebe erzeugt wird, so ist es notwendig, auch diejenigen Mehrinvestitionen zu berücksichtigen, die für die Erzeugung des Eigenbedarfs erforderlich geworden sind. Am zweckmäßigsten ist es, den Wert der selbsterzeugten Kilowattstunden unter Berücksichtigung auch der Kapitalkosten zu ermitteln und entsprechend in die Wirtschaftlichkeitsberechnung einzuführen.

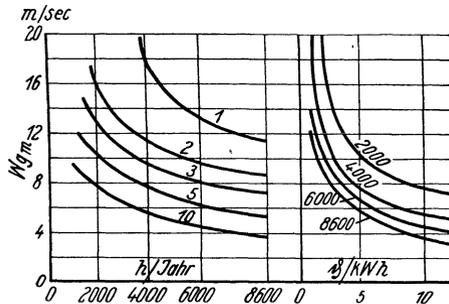


Abb. 115. Wirtschaftlichste Gasgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Betriebsstundenzahl und dem Strompreis.

Das Zahlenbeispiel, das lediglich als Muster durchgerechnet wurde, im übrigen aber einer großen Zahl praktischer Anwendungsfälle sehr nahekommt, zeigt, daß eigentlich recht hohe Geschwindigkeiten anzuwenden sind, daß dagegen eine große Zahl früher ausgeführter Luftvorwärmanlagen mit wesentlich niedrigeren Widerständen arbeitet, zum Schaden für die Gesamtwirtschaftlichkeit der Anlagen. Der Betriebsleiter wird immer leicht in Versuchung kommen, dem Kapitaldienst nicht genügende Aufmerksamkeit zu widmen und sein Urteil ausschließlich nach den Betriebskosten bilden.

Ausdrücklich sei noch hervorgehoben, daß diese Berechnungen für einen Vorwärmer in der Ausführungsform nach Abb. 109 durchgeführt sind. Die Bauart nach Abb. 112 dagegen hat z. B., wie Zahlentafel 12 zeigt, bei gleichem k -Wert

1,85fache Widerstände und Betriebskosten. Hier liegt folglich auch die optimale Geschwindigkeit niedriger, der ein höherer Heizflächenbedarf und trotz niedrigerer Betriebskosten ein höherer Gesamtkostenbedarf entspricht. Ergaben sich bei der Hochelementtype bei 4000 h/Jahr und 25 % Verzinsung und Amortisation ein $w_{\text{opt}} = 9,4$ m/s, $F = 785$ m² und die Kapitalkosten 0,895 RM./h, Betriebskosten 0,126 RM./h, Gesamtkosten 1,021 RM./h, so ergibt sich beim Apparat mit 1,85fachem Widerstand w_{opt} nur zu 7,25 m/s, $F = 895$ m², Kapitalkosten 0,988 RM./h, Betriebskosten 0,162 RM./h und Gesamtkosten 1,150 RM./h, das sind 11,25 % höhere Gesamtkosten, die durch die unproduktiven Zusatzwiderstände verursacht sind. Damit ist der Wert strömungsgerechten Konstruierens für ein bestimmtes Beispiel zahlenmäßig ausgedrückt.

Die wirtschaftlichste Luftgeschwindigkeit bei natürlichem Zug.

Voraussetzung für die vorhergehenden Berechnungen war das Vorhandensein eines Saugzug- und Unterwindventilators: Soll dagegen mit natürlichem Zug gearbeitet werden, so ist

die Gasgeschwindigkeit begrenzt, zugleich kann die höchstmögliche Gasgeschwindigkeit gewählt werden, da sich irgendwelche Betriebskostensparnisse durch die Nichtausnutzung der Höchstgeschwindigkeit nicht ergeben. Lediglich die Luftgeschwindigkeit kann nun noch variiert werden und einen Einfluß auf die Betriebskosten ausüben. Rechnet man im vorherigen Rechnungsbeispiel mit einer mittleren Gasgeschwindigkeit von konstant 6 m/s und variiert die Luftgeschwindigkeit von 5—30 m/s, so ergeben sich, bei etwa gleichen Bauhöhen, Heizflächen von etwa 1160 m² bis 701 m², also nicht so große Verschiedenheiten wie in Abb. 113, da der k -Wert durch den unveränderten Wärmeübergangswiderstand auf der Gasseite nur zwischen 7,5—12,4 kcal/m²h °C schwankt. Wiederholt man den gleichen Rechnungsgang zur Bestimmung der optimalen Luftgeschwindigkeit, so findet man, daß bei natürlichem Zug die optimalen Luftgeschwindig-

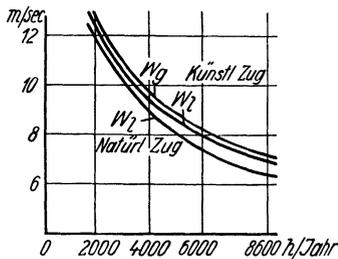


Abb. 116. Wirtschaftlichste Luft- bzw. Gasgeschwindigkeit bei natürlichem und künstlichem Zug.

geschwindigkeit von 5—30 m/s, so ergeben sich, bei etwa gleichen Bauhöhen, Heizflächen von etwa 1160 m² bis 701 m², also nicht so große Verschiedenheiten wie in Abb. 113, da der k -Wert durch den unveränderten Wärmeübergangswiderstand auf der Gasseite nur zwischen 7,5—12,4 kcal/m²h °C schwankt. Wiederholt man den gleichen Rechnungsgang zur Bestimmung der optimalen Luftgeschwindigkeit, so findet man, daß bei natürlichem Zug die optimalen Luftgeschwindig-

keiten noch etwas unter den optimalen Gas- und Luftgeschwindigkeiten bei künstlichem Zug liegen. In Abb. 116 sind die Ergebnisse für einen Kilowattstundenpreis von 3 Rpf. dargestellt, sie liegen jedoch auch bei niedrigeren und höheren Betriebskosten etwa gleichartig. Zum Vergleich der absoluten Werte sei folgendes Beispiel herausgegriffen: Betriebsstundenzahl 6000 im Jahr, 3 Rpf./kWh, künstlicher Zug. $w_{gopt.}$ ist dann 8,25 m/s, $w_{lopt} = 7,9$ m/s, und die Kapital- und Betriebskosten betragen zusammen 71,9 Rpf./h. Bei natürlichem Zug dagegen beträgt unter den gleichen Voraussetzungen $w_{lopt} = 7,1$ m/s, und die Kapital- und Betriebskosten liegen bei 81,5 Rpf./h, also 13,35% höher. Vom Standpunkt des Luftvorwärmers wie auch der anderen zum Kesselaggregat gehörigen Wärmeaustauscher ist somit der künstliche Zug vorzuziehen.

Berechnung von Röhren-Luftvorwärmern.

Die Betrachtungen, die für Platten-Luftvorwärmer gelten, lassen sich unmittelbar auch auf Röhren-Luftvorwärmer übertragen. Die Wärmeübergangszahlen können je nach der Strömungsrichtung, längs der Rohre innen oder außen, senkrecht oder im Winkel zum Rohrbündel nach den bekannten Formeln von Nusselt-Groeber, Schulze, Schack, Reicher oder Lohrisch¹⁾ ermittelt werden, aus denen sich unter Berücksichtigung der Abb. 102 für etwaige Verschmutzung der k -Wert ergibt. In Abb. 117 sind die Wärmedurchgangszahlen für einen Röhrenvorwärmer von 4 m langen Rohren von 50 mm \varnothing für $t_{lm} = 100^\circ$, $t_{gm} = 300^\circ$ angegeben, um einen Einblick in die Größenordnung zu geben, die von den bei Plattenluftvorwärmern gefundenen Werten kaum abweicht.

Da die Unterbringung großer Heizflächen je Quadratmeter Querschnitt und je Meter Höhe schwieriger ist als bei Plattenvorwärmern, sind die Bauhöhen der Röhrenvorwärmer im allgemeinen sehr beträchtlich, ihr Wirkungsgrad mäßig. Selbstverständlich lassen sich durch Engerstellen der Rohre und durch die Wahl möglichst kleiner Rohrdurchmesser wesentlich günstigere Bauformen und eine bessere Raumnutzung erzielen. Die praktischen Grenzen werden wiederum nur durch die Notwendigkeit bequemer Reinhaltungsmöglichkeit, durch die Schaffung der notwendigen Luftein- und -austrittsquerschnitte unter Einhaltung des Gegenstroms und

¹⁾ Vgl. Gumz, „Feuerungstechnisches Rechnen“ S. 89—95.

durch die Verteuerung der Herstellung (Vermehrung der Einwalzstellen) gezogen. Die Anwendung reinen Kreuzstroms beschränkt sich auf mittlere Wirkungsgrade $\eta_m \leq 0,50$. Die Verringerung des Rohrdurchmessers beschränkt zwar die Bau-

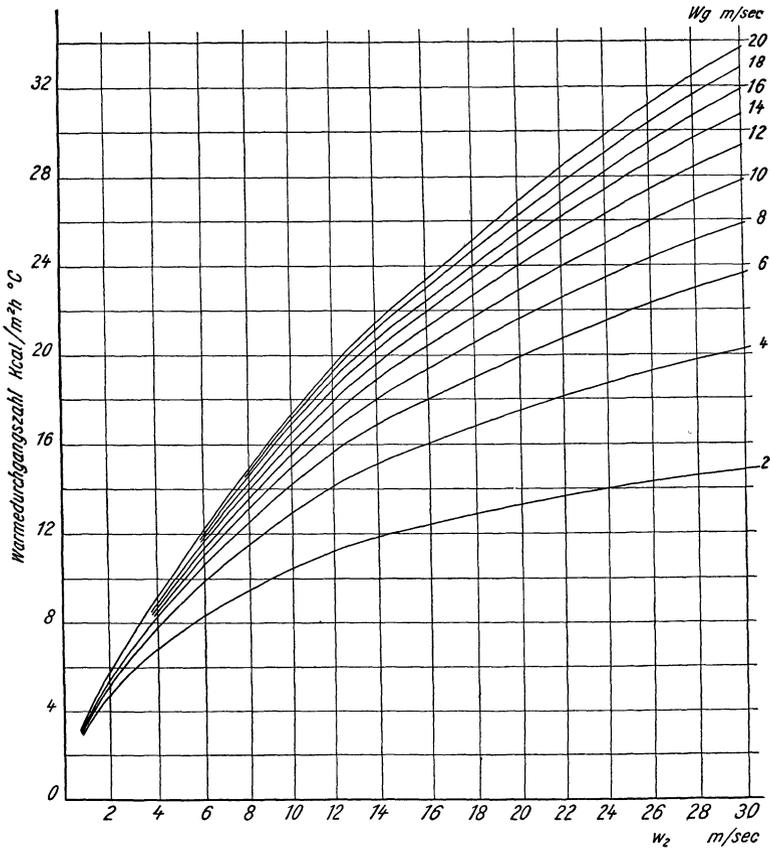


Abb. 117. Wärmedurchgangszahlen für einen Röhren-Luftvorwärmer.

höhe in fühlbarer Weise und gestattet die Verwendung geringerer Wandstärken, doch steht dieser Material-, Raum- und Gewichtersparnis eine Erhöhung der Herstellungskosten durch die bedeutende Vermehrung der Einwalzstellen gegenüber. Es ergibt sich z. B. für einen Röhren-Luftvorwärmer gleicher Wärmeleistung, wie der im vorhergehenden Beispiel

behandelte Platten-Luftvorwärmer ($Q = 1250\,000$ kcal/h, $\tau_m = 143,4^\circ$, $w_{g_0} = 4,5$ m/s, $w_{i_0} = 6$ m/s) bei einem Rohrdurchmesser von 50 mm, eine Heizfläche von 778,3 m², bestehend aus 733 Rohren von je 6,762 m Höhe; demgegenüber ergibt sich bei gleicher Leistung und gleichen Geschwindigkeiten, aber bei 10 mm Rohrdurchmesser eine Heizfläche von 496,3 m², bestehend aus 18350 Rohrchen von je 0,859 m Höhe!

Heizflächenbestimmung von Regeneratoren.

Die Berechnung von Regeneratoren ist eine sehr schwierige mathematische Aufgabe, deren Lösung meist nur durch Zuhilfenahme vereinfachender Annahmen gelingt. Die zahlreichen theoretischen Arbeiten auf diesem Gebiet¹⁾ beschäftigen sich vorwiegend mit steinernen Regeneratoren. Bei der Verwendung von Blechen als Speichermaterial lassen sich sehr große Vereinfachungen der Berechnungen machen, und die Heizflächenermittlung kann auf die Berechnung von Rekuperatoren zurückgeführt werden. K. Rummel²⁾ hat gezeigt, wie durch die Einführung der Wärmeaustauschzahl φ (entsprechend der Wärmeleitung durch die Trennwand in Rekuperatoren) eine Gleichung entsteht, die im Aufbau der Rekuperatorformel völlig ähnlich sieht. Stellt man sich ferner vor, daß ja bei einem Drehregenerator stets ein Teil der Heizfläche im Gasstrom, ein Teil im Luftstrom liegt, daß aber der Wärmeübergang von beiden Seiten des Heizelementes her erfolgt, daß ferner keine willkürliche Verstellung der Heiz- und Kühlperiode möglich ist, so ergibt sich eine noch größere Annäherung an die Vorstellung der Wärmeübertragung im Rekuperator, wenn man an Stelle der gesamten Heizfläche (doppelseitig gerechnete Bleche) nur die halbe Heizfläche oder die Bleche — wie beim Rekuperator — einseitig gerechnet in die Rechnung einsetzt. Eine Blechtafel von 1 m² zählt also als 1 m² Heizfläche, obwohl Vorder- und Rückseite, also

¹⁾ Aus den Veröffentlichungen seien z. B. genannt: Groeber, Z.VDI. 69 (1925), 21, S. 705, Hausen, Habilitationsschrift und Z.VDI. 73 (1929), 13, S. 431—433, Heiligenstaedt, „Regeneratoren, Rekuperatoren, Winderhitzer“, Verlag O. Spamer, Nusselt, Z. VDI. 71 (1927), 3, S. 85 und 72 (1928), 30, S. 1052, Preussler, Dissertation Breslau 1922, Schmeidler, Zeitschr. f. angew. Math. u. Mech. 8 (1928), 9, Schack und Rummel, Arch. Eisenhüttenwesen 2 (1929), 8, S. 473, Ackermann, Zeitschr. f. angew. Math. u. Mech. 11 (1931), 3, S. 192—205.

²⁾ K. Rummel, „Die Berechnung der Wärmespeicher auf Grund der Warmedurchgangszahl“, Stahlseisen 48 (1928), 49, S. 1712—1715.

2 m², dem Gas oder der Luft ausgesetzt sind; denn diese Fläche befindet sich ja andererseits nur während (etwa) der Hälfte der Zeit im Gasstrom, die übrige Zeit im Luftstrom. Man kann den k -Wert (bezogen auf die einseitig gerechnete Heizfläche) nach Rummel errechnen nach

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_l} + \frac{1}{2\varphi}. \quad (98)$$

Der Wert für 2φ ist aber bei metallischen Wärmespeichern von einer Größenordnung ($\cong 1000$), daß man ihn gegenüber den beiden ersten Gliedern der Gl. (98) gänzlich vernachlässigen kann. Die Heizflächenberechnung metallischer Regeneratoren ist daher sehr einfach, da die Verwendung der Rekuperatorformeln ohne Einschränkung zulässig ist. Dabei ist aber zu berücksichtigen, daß nur diejenigen Teile der Heizfläche zu zählen sind, die sich wirklich im Gas- oder im Luftstrom befinden, nicht dagegen diejenigen, die aus Gründen der Abdichtung aus beiden ausgeschaltet sind. Die errechnete Heizfläche muß daher in den wirksamen Kammern des Regenerators untergebracht werden, so daß die Gesamtheizfläche je nach der Konstruktion der toten Räume entsprechend größer wird.

Berechnung dampfbeheizter Lufterhitzer.

Die Wärmedurchgangszahl in einem dampfbeheizten Lufterhitzer wird im wesentlichen von der Wärmeübergangszahl auf der Luftseite beeinflusst, da der Wärmeübergangswiderstand auf der Dampfseite außerordentlich gering ist. Größtes Augenmerk ist daher bei der Konstruktion auf die Gestaltung des Luftweges und die Ausbildung der luftberührten Heizfläche zu legen. Auf der Dampfseite ist zu beachten, ob es sich um den Wärmeübergang von strömendem Heißdampf oder, was meistens der Fall ist, um kondensierenden Satt-dampf oder Heißdampf handelt. Bei strömendem Heißdampf kommt die bekannte Nusselt-Groeber'sche Formel¹⁾

$$\alpha = 22,5 \cdot L^{-0,05} \cdot d^{-0,16} \cdot (w \cdot \gamma)^{0,79} \cdot \lambda^{0,21} \cdot c_p^{0,79} \quad (99)$$

zur Anwendung. Für kondensierenden Sattdampf gilt nach Nusselt²⁾ für waagrecht liegende Rohre

$$\alpha = 0,724 \sqrt[4]{\frac{A}{d(t_d - t_w)}}; \quad (100)$$

¹⁾ Vgl. auch Feuerungstechnik 18 (1930), 13/14, S. 129ff.

²⁾ Vgl. H. Groeber, Einf. in die Lehre von der Wärmeübertragung, S. 94—99.

$(t_d - t_w)$ ist darin der Temperaturabfall in der Kondensatschicht (Dampf­temperatur — Wandtemperatur)

$$A = \frac{r \cdot \gamma^2 \cdot \lambda^3}{\mu}, \quad (101)$$

r = Verdampfungswärme. Unter der Annahme, daß $(t_d - t_w) = 10^\circ$ ist, ergeben sich nach Groeber die in Zahlentafel 14 aufgeführten α -Werte für verschiedene Dampfdrücke und Rohrdurchmesser.

Zahlentafel 14. Wärmeübergangszahlen für kondensierenden Wasserdampf.

p ata	α kcal/m ² h °C			
	$d = 50$	40	30	20 mm
0,02	6140	6380	6850	7 600
0,05	6710	6980	7490	8 300
0,10	7090	7370	7910	8 770
0,20	7500	7800	8370	9 280
0,50	7960	8270	8880	9 850
1,0	8350	8680	9320	10 330
2,0	8620	8960	9620	10 660
3,0	8840	9190	9860	10 930
4,0	9000	9360	10040	11 130
5,0	9080	9440	10130	11 230
6,0	9150	9510	10210	11 320
7,0	9210	9570	10280	11 390

Für die Zwecke der Luftherhitzerberechnung sind diese Werte trotz der etwas unsicheren Annahmen hinreichend genau; im übrigen ist dabei mit niedrigen Dampfgeschwindigkeiten ($w_d \leq 1$ m/s) gerechnet, während sich bei höheren Geschwindigkeiten noch höhere Werte ergeben würden, wie die Versuche von M. Jakob, S. Erk und H. Eck¹⁾ zeigen.

Für kondensierenden Heißdampf ergeben sich nach der Theorie von W. Stender²⁾ mindestens die gleichen, sogar etwas höhere Werte, was durch die Messungen von M. Jakob und S. Erk auch bestätigt wurde. Mit Recht empfiehlt daher Stender, daß man besondere Vorrichtungen zum Entüberhitzen weglassen sollte. Für gute Kondensatableitung muß natürlich Sorge getragen werden.

Für die Wärmeübertragung auf der Luftseite stehen im allgemeinen, da derartige Luftherhitzer stets mit Ventilatoren

¹⁾ Forschungsarb. VDI. (1928), Heft 310 und Z. VDI. **73** (1929), 42, S. 1517—1520.

²⁾ Z. VDI. **69** (1925), 27, S. 905—909.

zusammengebaut werden, genügende Unterdrücke zur Verfügung, so daß man ziemlich hohe Luftgeschwindigkeiten anwenden kann. Da die Heizkörper nur von reiner Luft durchspült werden, kann man hier von den Vorteilen enger Spalten bzw. kleiner Rohrdurchmesser, enger Rohrteilung und sehr eng gestellter Rippen oder Nadeln oder dgl. vollen Gebrauch machen. Größere Sorgfalt sollte man jedoch auch hier den Strömungsverhältnissen zuwenden, als es bisher meist geschieht. Der Übergang vom Ventilatorausblas zum Heizkörper ist häufig denkbar ungünstig, er bedingt völlige Strahlablösung von der Wand, starke Wirbelverluste und außerdem eine so schlechte Beaufschlagung der Heizfläche, daß ein großer Teil der Heizfläche nutzlos eingebaut ist.

Bemessung von Heißluftleitungen.

Die in Heißluftleitungen üblichen Luftgeschwindigkeiten liegen in der Größenordnung von 6—10 m/s, im Höchstfall bis 15 m/s. Geschwindigkeiten über 20 m/s sind schon bedenklich, da sie, außer bei ganz kurzen, geraden Verbindungsleitungen keine Vorteile mehr bringen können, hohe Betriebskosten ergeben und unter Umständen schon eine starke Geräuschbildung hervorrufen können. Zur Ermittlung der wirtschaftlichsten Luftgeschwindigkeit ist die Bestimmung folgender Größen notwendig:

1. die Betriebskosten,
2. die Wärmeverlustkosten,
3. die Kapitalkosten der nackten Leitung und ihrer Isolierung.

Die Betriebskosten ergeben sich aus der Förderarbeit des Ventilators, also aus dem Fördervolumen (bei der Fördertemperatur) mal dem in der Leitung entstehenden Druckverlust und dem Ventilatorwirkungsgrad. Die Druckverluste können z. B. nach der Formel von Bansen¹⁾

$$\frac{dp}{l} = 5,66 \cdot \gamma^{0,852} \frac{w^{1,924}}{d^{1,281}} \quad (102)$$

ermittelt werden, sie sind jedoch für den geraden Teil der Leitungen bei richtiger Ausführung unbedeutend gegenüber den Verlusten in den Krümmungen und den sonstigen Einzelwiderständen, wie Querschnittsveränderungen usw.²⁾. Auf eine möglichst einfache Verlegung der Leitungen mit einer

¹⁾ „Feuerungstechnisches Rechnen“ S. 111 und 112.

²⁾ „Feuerungstechnisches Rechnen“ S. 113.

Mindestzahl von Krümmungen kommt es daher ganz besonders an, während die Länge der geraden Teile eine untergeordnete Rolle spielt. Soweit sich die Krümmen nicht vermeiden lassen, sollte auf eine gute Ausbildung unter Vermeidung aller scharfen Kanten und Ecken größter Wert gelegt werden. Auch bei geraden Leitungen sind unnötige Widerstände durch Blechstöße, vorstehende Nieten oder Schraubenköpfe, innenliegende Flanschen, Winkeleisen, Versteifungen usw. tunlichst zu vermeiden. Dasselbe gilt auch für die Auslegung und die Konstruktion von Abgasleitungen.

Die Wärmeverlustkosten hängen von dem Preis der Wärmeeinheit, der Größe der Abkühlflächen und dem k -Wert (innere und äußere Luftgeschwindigkeit, Isolierstärke und ihrer Wärmeleitzahl) ab. Mit abnehmender Geschwindigkeit nimmt nicht nur die optimale Isolierstärke, sondern auch die Abkühlfläche zu, folglich steigen die Wärmeverluste an.

Die Kapitalkosten sinken mit zunehmender Luftgeschwindigkeit durch die Verringerung des Materialaufwandes für die nackte Leitung wie auch ihrer Isolierung, obwohl die Kosten für die wirtschaftlichste Isolierstärke zunehmen. Sie sind natürlich neben der Kapitaldienstquote vor allem von der jährlichen Betriebsstundenzahl abhängig. Ein Zahlenbeispiel soll diese Verhältnisse beleuchten.

Es soll eine Heißluftleitung von 20 m Länge mit fünf Krümmern zu 90° ($\zeta = 1$) für die Förderung von $6,075 \text{ m}^3/\text{s}$ (500 m^2 -Kesselanlage mit einem Luftleitungsstrang) von $t_l = 200^\circ \text{ C}$ bei 20° Außentemperatur entworfen werden. Die Leitung soll aus 3 mm-Blech hergestellt werden (hierzu 50 % Zuschlag für Zubehör) bei einem Preis von 0,70 RM./kg fertige Blechkonstruktion. Die jährliche Betriebsstundenzahl betrage 3000 h/Jahr (einschichtiger Betrieb), der Strompreis 0,05 RM./kWh für die im Ventilator verbrauchte Energie und der Wärmepreis 2,85 RM./ 10^6 kcal. Der Kapitaldienst (Verzinsung und Amortisation) sei mit 25% angenommen.

Es werde der Geschwindigkeitsbereich von 2—20 m/s untersucht. Zunächst muß die zu jeder Geschwindigkeit (Rohrdurchmesser) zugehörige wirtschaftlichste Isolierstärke ermittelt werden. Dieses Verfahren ist ja aus der Wärmeschutzliteratur¹⁾ hinreichend bekannt; es besteht darin, daß

¹⁾ Es sei auf die Veröffentlichungen der Isolierfirmen hingewiesen, wie z. B. „Warme und Kalteschutz in Wissenschaft und Praxis“, herausgegeben von den Deutschen Prioform Werken, Bohlander & Co., Köln, oder die „WSW“- (wärmeschutz-wissenschaftlichen) Mitteilungen, Rheinhold & Co., Berlin und Coswig i. A.)

man die stündlich durch Wärmeverluste entstehenden Unkosten sowie die Amortisierung und Verzinsung der Isolierung über der Isolierstärke graphisch aufträgt und addiert; im Minimum der Summenkurve liegt dann die wirtschaftlichste Isolierstärke. Als Isolierung ist im vorliegenden Falle ein Material mit einer Wärmeleitzahl von $\lambda = 0,08 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$ und einem Preis von 10 RM./m^2 bei 40 mm und 14 RM./m^2 bei 80 mm Isolierstärke, bei im übrigen geradliniger Abhängigkeit von der Isolierstärke, angenommen. Die sich daraus ergebenden wirtschaftlichsten Isolierstärken liegen, besonders infolge der geringen Benutzungsdauer, ziemlich niedrig, nämlich zwischen 23 mm bei 2 m/s und 45 mm bei 20 m/s Luftgeschwindigkeit. Das Ergebnis der Berechnung, bezogen auf eine Betriebsstunde, ist in Abb. 118 aufgetragen, wobei eine Leitung von kreisrundem Querschnitt angenommen ist.

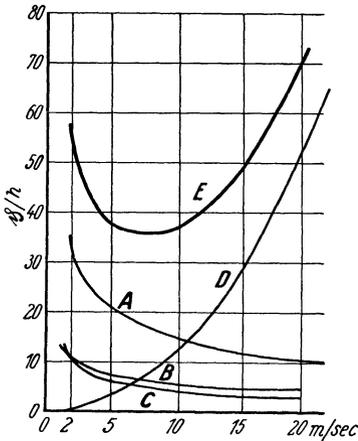


Abb. 118. Ermittlung der wirtschaftlichsten Luftgeschwindigkeit in einer Heißluftleitung.
A Amortisierung und Verzinsung der Leitung; *B* Amortisierung und Verzinsung der Isolierung; *C* Wärmeverlust-Unkosten; *D* Betriebskosten; *E* Summe *A* bis *D*

Kurve *E*, zeigt ein scharf ausgeprägtes Minimum bei 8 m/s ; die Leitung wird demnach mit einem Querschnitt von

$$\frac{6,075 \cdot 473}{273 \cdot 8} = 1,316 \text{ m}^2$$

entsprechend einem lichten Durchmesser von $1,29$ oder rund $1,3 \text{ m } \varnothing$ ausgeführt. Würde die Leitung in zwei Strängen ausgeführt, so mußte jeder Strang rechnerisch für sich behandelt werden.

Wie aus Abb. 118 hervorgeht, üben die Betriebskosten (und bei diesen wieder die Zahl der Krümmer und ihre Ausführung) einen besonders starken Einfluß aus. Würden die Betriebskosten z. B. nur die Hälfte des hier aufgeführten

Betrages ausmachen, so läge die optimale Geschwindigkeit bei 10 m/s, bei einer Verdopplung der Betriebskosten dagegen bei nur 5—6 m/s.

2. Wirtschaftliche Abwärmeverwertung.

Wirtschaftliche Grundbedingungen.

Die Aufgabe der Projektierung und Berechnung eines Luftvorwärmers ist nur im Rahmen einer Untersuchung der Wirtschaftlichkeit der ganzen Kesselanlage lösbar, wobei die für gegebene Voraussetzungen, wie Belastung der Anlage und jährliche Betriebsstundenzahl, Brennstoff- und Stromkosten, Verzinsungs- und Amortisationsquote, wirtschaftlichste Lösung gesucht werden muß, unter Berücksichtigung der Grenzbedingungen für die einzelnen Anlageteile. Solche Grenzbedingungen können z. B. sein: Wirtschaftlichste Rost- oder Feuerungsbelastung, höchst zulässige Luft- und Feuer- raumtemperatur, höchst mögliche Speisewasseraufwärmung (Satttdampfgrenze) und Verhütung der Heizflächenbetaung (Taupunktsgrenze). Fehlen Angaben über die wirtschaftlichen Voraussetzungen oder schwanken sie in weitem Bereich (z. B. die mutmaßliche Belastung der Anlage), so ist man gezwungen, entsprechende Annahmen zu machen. In vielen Fällen wird es sich dann empfehlen, die Möglichkeit einer späteren Vergrößerung (oder Verkleinerung) der eingebauten Heizflächen offenzuhalten. Zur Abwärmeverwertung stehen Speisewasservorwärmer und Luftvorwärmer, zur Zugerzeugung Schornsteine oder Saugzuganlagen zur Verfügung. Die Untersuchungen sollen zunächst auf Anlagen mit künstlichem Zug beschränkt werden, da es sich zeigt, daß der natürliche Zug im Bereich der mit den heutigen Hilfsmitteln zur Abwärmeverwertung erzielbaren Abgas-temperaturen meist unwirtschaftlicher ist und die spez. Leistungen der Kessel wie auch der Abwärmeverwerter eng begrenzt.

Die wirtschaftlichste Auslegung der Abwärmeverwertung zerfällt in drei Grundaufgaben:

1. Die Wahl der wirtschaftlichsten Geschwindigkeiten in den Wärmeaustauschern,
2. die zweckmäßigste Aufteilung des Abwärmegefälles in Ekonomiser und Luftvorwärmer und schließlich
3. die Bestimmung der wirtschaftlichsten Abgastemperatur.

Endlich könnte die Festlegung der zweckmäßigsten Abgastemperatur des Kessels selbst in Betracht gezogen werden, da sich ja ein beliebig großer Teil der Kesselleistung auf die Abwärmeverwerter übertragen ließe. Dagegen ist jedoch einzuwenden, daß an dem mit Gewicht und Preis sehr einflußreichen Teil der Kesselanlage, der Kesseltrommel, nichts erspart werden kann, da eine für die gleichbleibende Leistung notwendige Ausdampffläche erhalten bleiben muß, da ferner die Siederohre, die in Wegfall kommen, nur einen ganz bescheidenen Anteil am Gesamtpreis ausmachen, und da auch im hinteren Röhrenbündel genügend Rohrquerschnitt für den Wasserrücklauf erhalten bleiben muß. Diese Frage kann daher, von einigen Sonderfällen abgesehen, aus der Betrachtung ausgeschieden werden.

Zu 1. Die Ekonomiser und Luftvorwärmer sind so auszuwählen, daß die Summe der Kapital- und Betriebskosten ein Minimum wird, das bedeutet, daß die Strömungsgeschwindigkeiten des Gases und der Luft, die durch die Beeinflussung der Wärmeübertragung die Anlagekosten senken, aber durch das Anwachsen der Widerstände die Betriebskosten erhöhen, einen optimalen Wert darstellen sollen.

Zu 2. Die Anlagekosten von Ekonomiser und Luftvorwärmer, die beide mit optimalen Strömungsgeschwindigkeiten arbeiten, sollen zusammen ein Minimum werden, entsprechend sind, im Bereich der möglichen Wasser- und Luftaufwärmung, die Leistungsanteile zu wählen.

Bestehen dagegen Einschränkungen irgendwelcher Art (hohe Speisewassereintrittstemperatur durch Anzapfdampfvorwärmung oder Lufttemperaturbeschränkung mit Rücksicht auf Feuerung und Brennstoff), so findet die Aufteilung eine zwangsmäßige Lösung ohne Berücksichtigung des Anlagekostenminimums. Die Abweichungen von der günstigsten Lösung sind indessen im allgemeinen nicht allzu bedeutend.

Zu 3. Unter Berücksichtigung der unter 1. und 2. gefundenen Ergebnisse sind nunmehr die wirtschaftlichsten Abgastemperaturen zu ermitteln, indem die Verzinsung und Amortisation der Anlagekosten mit den Betriebskosten, besonders also den Brennstoffkosten — oder, was einfacher zu demselben Ergebnis führt, mit den Brennstoffmehrkosten bei steigender Abgastemperatur — addiert und das Minimum der Gesamtausgaben ermittelt wird. Neben den Anschaffungs-, Brennstoff- und Stromkosten und der Kapitalkostenquote spielt

dabei die jährliche Betriebsstundenzahl eine ausschlaggebende Rolle. Jede Abweichung von den gefundenen Bestwerten bedeutet eine unnötige Verteuerung des Betriebes.

Die wirtschaftlichste Abgastemperatur.

Der Einfluß der Gas- und Luftgeschwindigkeit und die Ermittlung der optimalen Geschwindigkeit ist S. 246 gezeigt worden. Dieselbe Betrachtung ergibt, auf den Rippenrohrökonomiser angewendet, optimale Gasgeschwindigkeiten von 10—16 m/s bei 8000—2000 h/Jahr.

Trägt man die Anschaffungskosten der Ekonomiser und Luftvorwärmer für verschiedene Gasaustrittstemperaturen (t_{g_s}) und für verschiedene Zwischentemperaturen zwischen Ekonomiser und Luftvorwärmer (t_{g_z}) auf, so ergeben sich eindeutige Minima der Anlagekosten, die für die Aufteilung des Abwärmegefalles bestimmend sind.

Ist dagegen infolge bereits sehr hoher Speisewassereintrittstemperaturen oder infolge sich ergebender sehr hoher Lufttemperaturen eine Beschränkung des einen oder anderen Wärmeaustauschers notwendig, so kann auf die wirtschaftlichste Aufteilung des Abwärmegefalles keine Rücksicht genommen werden, jedoch sind die sich daraus ergebenden Verschiebungen des Endergebnisses meist belanglos, da die Summenkurve ziemlich flach verläuft. Sind dagegen beide Abwärmeverwerter in ihrer Leistung begrenzt, so ist eventuell eine Senkung der Gasaustrittstemperatur am Kessel durch Erhöhung der Kesselheizfläche (manchmal schon durch Verbesserung der Zugführung möglich!) oder durch Verringerung der spez. Belastung notwendig.

Es sind nunmehr alle Voraussetzungen geschaffen, die zur Ermittlung der wirtschaftlichen Abgastemperatur notwendig sind. Vorausgeschickt sei, daß allen Berechnungen konstante Dampfleistungen (mit entsprechend gering variierenden, vorgeschalteten Kesselheizflächen) und nicht konstante Heizflächen und durch die Veränderung der Luft- und Wassertemperaturen schwankende Kesselleistungen zugrunde gelegt sind, was den Rechnungsgang erleichtert.

Es wurden für ein Zahlenbeispiel¹⁾ für verschiedene Abgastemperaturen die Ekonomiser- und Luftvorwärmerkosten unter Berücksichtigung der optimalen Gas- und Luftgeschwin-

¹⁾ Vgl. Gumz, „Wirtschaftliche Abwärmeverwertung im Dampfkesselbetrieb“. Luftvorwärmer-Mitteilungen Nr. 1, herausgegeben von der Luftvorwärmer G. m. b. H., Berlin.

digkeiten und der günstigsten Gefälleaufteilung ermittelt und die stündlichen Ausgaben für Verzinsung und Amortisation aufgetragen. Eine für das Ergebnis ausschlaggebende Rolle spielt dabei die jährliche Betriebsstundenzahl, wobei, den Annahmen gemäß, die Zahl der Normallast-Betriebsstunden gemeint ist. Hierzu müssen die stündlichen Betriebskosten (Brennstoffverbrauch und Stromkosten, dazu Unterhaltungs- und Bedienungskosten) addiert werden. Beim

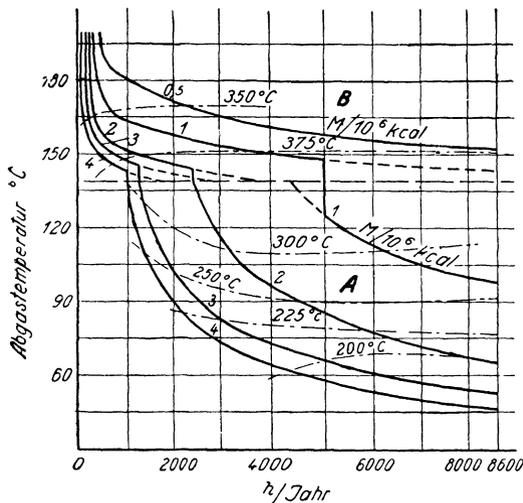


Abb. 119. Wirtschaftlichste Abgastemperatur in Abhängigkeit von der Betriebsstundenzahl und vom Wärmepreis.

Feld A: Gebiet der Ekonomiser und Luftvorwärmer. (Feld B: Gebiet der Luftvorwärmer allein (Heißluft-Isothermen strichpunktiert).

Minimum der Summenkurve liegt die gesuchte wirtschaftlichste Abgastemperatur.

Bei stark schwankendem Betrieb und unter der Voraussetzung, daß verläßliche Belastungsdiagramme vorliegen, kann, unter Berücksichtigung des mit der Kesselbelastung schwankenden Wirkungsgrades und Ventilatoren-Kraftbedarfes, der Brennstoffverbrauch (oder wiederum die Brennstoffverluste gegenüber einem gegebenen günstigen Festpunkt) und die Ventilatorenleistung in einem Stundensummen-diagramm über der Zeit aufgetragen und nach der Zeit integriert werden. Man erhält auf diese Weise zwar sehr genaue

Angaben, doch haben Parallelrechnungen ergeben, daß die vereinfachte Annahme einer mittleren Belastung einen Fehler von nur wenigen Prozent (etwa 3%) ergibt, so daß man sich bei der Unsicherheit der gegebenen Unterlagen (Verschiebungen in der erwarteten Stromabnahme usw.) mit der einfachen Annahme einer konstanten mittleren Belastung begnügen kann.

In Abb. 119 sind die Endergebnisse der Rechnung in Abhängigkeit von der jährlichen Betriebsstundenzahl und für verschiedene Brennstoffkosten dargestellt, wobei, um von der Brennstoffsorte unabhängig zu sein, die Wärmekosten eingetragen sind (0,50 bis 4 RM./ 10^6 kcal). Eine Steinkohle von $H_u = 7000$ kcal/kg, mit einem Preis von 20 RM./t entspricht also dem Wärmepreis von

$$\frac{20 \cdot 10^6}{1000 \cdot 7000} = 2,86 \text{ RM./} 10^6 \text{ kcal.}$$

Auffällig ist das Abknicken der Kurven, das durch den Übergang der Abwärmeverwertung durch Ekonomiser und Luftvorwärmer (Feld A) in diejenige, die nur mit Luftvorwärmern durchgeführt wird (Feld B), bedingt ist. Die strichpunktierten Isothermen geben gleichzeitig die Höhe der erzielten Lufttemperaturen an, so daß man sofort erkennen kann, ob sich der Durchführung der wirtschaftlichsten Abwärmeverwertung mit Rücksicht auf die Verwendbarkeit der Heißluft praktische Schwierigkeiten entgegenstellen werden.

Die Ergebnisse der Abb. 119 erfahren noch kleine Korrekturen durch die weiteren Veränderlichen der Rechnung. Der Einfluß der Stromkosten ist ganz gering und kann vernachlässigt werden, dasselbe gilt von der Speisewassertemperatur im Bereich bis $110\text{--}120^\circ\text{C}$, darüber hinaus tritt eine Verschiebung der Abgastemperatur nach oben ein, die um so größer ist, je höher die Brennstoffkosten sind (bei 140°C Speisewassertemperatur z. B. etwa $3\text{--}7^\circ$, bei 160° etwa 15 bis

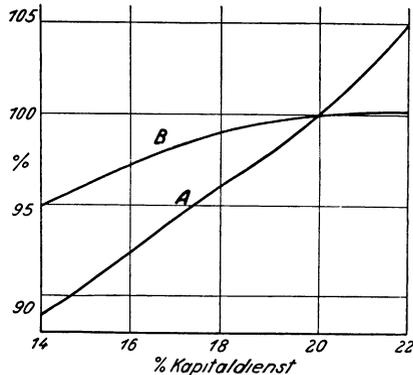


Abb. 120. Einfluß des Kapitaldienstes auf die wirtschaftlichste Abgastemperatur (Kurve A für Feld A, Kurve B für Feld B der Abb. 119).

20°). Die Einwirkung einer veränderlichen Kapitaldienstquote (14—22 %) zeigt Abb. 120 in Prozenten der aus Abb. 119 entnommenen Werte, und zwar getrennt für Feld *A* und *B*.

Auffallend ist an den Ergebnissen, daß die wirtschaftlichsten Abgastemperaturen nicht nur ungewöhnlich tief liegen, sondern daß sie mitunter die Taupunktgrenze noch erheblich unterschreiten. Dabei kommt es jedoch nicht allein auf die Höhe des Taupunktes des Abgases selbst an, sondern auf die Temperatur der Heizflächen, die außer den Temperaturbedingungen auch von den Konstruktionsmerkmalen und den Wärmeübergangsverhältnissen der Apparate selbst abhängig sind.

Als praktische untere Grenze ist bei Steinkohle, Öl und Gas bei mäßigem Schwefelgehalt im Brennstoff eine Temperatur von 90—100°, bei Braunkohle, Torf und dgl. eine Temperatur von 130—150° anzusehen. Bei stark schwankender Belastung und bei häufigem Betrieb mit kleiner Belastung sind diese Grenzen entsprechend heraufzusetzen. Bei Rekuperatoren ohne besondere Vorerwärmung ist ebenfalls größere Vorsicht am Platze.

Da die Luftvorwärmung im Rahmen des Dampfkesselbetriebes nicht Selbstzweck ist, sondern die oberste Forderung die wirtschaftliche Dampferzeugung ist, wurden diese Berechnungen auf die wirtschaftlichste Abgastemperatur, nicht auf die wirtschaftlichste Lufttemperatur abgestellt. Es ist nicht zweckmäßig, von einer wirtschaftlichsten Lufttemperatur zu sprechen, da sie dazu verleiten würde, die Luftaufwärmung zu sehr zu abstrahieren und die vielseitigen Zusammenhänge mit der Kesselanlage aus dem Auge zu verlieren. Nur der wirtschaftliche Gesamterfolg ist entscheidend. In diesem Zusammenhang sei darauf hingewiesen, daß die Rückwirkungen der Luftvorwärmung auf die Feuerung und den Kessel auch das Ergebnis stark beeinflussen können, obwohl eine exakte rechnerische Erfassung außerordentlich schwer ist. So können z. B. im positiven Sinne durch die Luftvorwärmung die spez. Rostleistungen (besonders bei feuchten Brennstoffen) vergrößert, die Feuerräume vereinfacht und der Bedarf an feuerfestem Mauerwerk verringert werden, oder in negativem Sinne, worauf Berner hinweist¹⁾, die Notwendigkeit einer Kühlung der Feuerraumwände verursacht werden.

¹⁾ Dr.-Ing. O. Berner, „Berechnung und Auslegung der Heizfläche von Dampfkesseln“. *Warme* 55 (1932), 14/15, S. 233—243.

Wirtschaftliche Bewertung von Luftvorwärmern.

Für die Bewertung von Luftvorwärmern, vor allem auch für den Vergleich von Vorwärmern verschiedener Systeme und für den Vergleich mit Speisewasservorwärmern, ist zunächst eine einheitliche Vergleichsbasis zu suchen. Da man Vorwärmer verschiedener Leistung und verschieden hoher Wirkungsgrade nicht vergleichen kann, bietet der „mittlere Wirkungsgrad“, die Gütekennzahl (vgl. S. 140), bei im übrigen gleicher Wärmeleistung eine geeignete Basis. Es werden damit nur Vorwärmer gleicher Wärmeleistung und gleicher mittlerer Temperaturdifferenzen gegenübergestellt.

Bei solchen Vergleichen interessieren in erster Linie die Gesamtkosten, bezogen auf die Betriebsstunde, die sich aus den Anschaffungskosten einschließlich betriebsfertiger Aufstellung am Benutzungsort bzw. deren Amortisation und Verzinsung und aus den Betriebskosten zusammensetzen. Für die Betriebskosten sind die Forderkosten für Gas und Luft einzusetzen, soweit sie im Luftvorwärmer selbst entstehen, zuzüglich der etwaigen Kosten für Antriebe, für Rußblasen und die laufende Bedienung, Unterhaltung und Reinigung. Ferner entstehen innerhalb der Luftvorwärmeranlage noch Verluste, die von der Nutzleistung abzuziehen bzw. auf die Betriebskosten aufzuschlagen sind. Hierzu gehören:

- Wärmeverluste durch Leitung, Strahlung und Speicherwirkung bei unterbrochener Betriebsweise;
- Luftverluste (Mehrförderarbeit und eventuell Wärmeverlust);
- Einwirkung der Falschlufft.

Die Wärmeverluste der Heißluftleitungen spielen beim Vergleich von Luftvorwärmern keine Rolle, wohl aber sind sie beim Vergleich mit Ekonomisern zu berücksichtigen. Endlich sind für die Beurteilung verschiedener Bauarten auch die voraussichtliche Lebensdauer und die Erneuerungskosten beim Schadhafwerden einzelner Teile oder der ganzen Anlage wichtig. Die Beurteilung der Lebensdauer einer Luftvorwärmeranlage ist natürlich recht schwierig, da hierbei neben der Konstruktion auch die Betriebsverhältnisse und die Sorgsamkeit der Bedienung eine gewisse Rolle spielen. Wenn Schlicke¹⁾ bei einem Taschen- und einem Röhrenluftvor-

¹⁾ H. Schlicke, „Dichtheitsgrad von Luftvorwärmern“. Feuerungstechnik 20 (1932), 6, S. 86.

wärmer älterer Bauart eine Lebensdauer von nur 5 Jahren festgestellt hat, so liegen hier besonders ungünstige Verhältnisse vor (zu geringe Wandstärke [1 mm] des Taschenluftvorwärmers, lokale Taupunktunterschreitung); im allgemeinen kann man bei sachgemäß entworfenen Anlagen wohl mit einer Lebensdauer von mindestens 10 Jahren rechnen, innerhalb welcher Zeit meist schon Erneuerungen oder bauliche Veränderungen infolge Überalterung der ganzen Anlage zweckmäßig sind.

VII. Betriebsschwierigkeiten und Abhilfsmaßnahmen.

Nachteiliger Einfluß der Luftvorwärmung.

Die Frage, inwieweit die Vorteile der Luftvorwärmung allgemein oder in besonderen Einzelfällen in das Gegenteil umschlagen können, und inwieweit dadurch die Luftvorwärmung selbst zur Quelle einer Betriebsstörung werden kann, ist bereits im einzelnen bei den verschiedenen Feuerungsarten ausführlich besprochen worden. Es hatte sich gezeigt, daß in erster Linie Rückwirkungen der erhöhten Luft- und Verbrennungstemperaturen auf das Brennstoffbett (Verkokung, Verschlackung und dadurch verschlechterte und ungleichmäßige Rostkühlung) die Ursache der Störung und der Wirkungsgradverschlechterung sind. Gleichzeitig aber traten derartige Mißstände in erster Linie in solchen Anlagen auf, die ihnen durch konstruktive Fehler einen gewissen Vorschub leisteten. Bei gasreichen, nur mit Primärluft verfeuerten Brennstoffen besteht die Möglichkeit, daß durch die Steigerung der Entgasungs- und Vergasungsgeschwindigkeit und der Gasausbeute eine Flammenverlängerung stattfindet. Schlägt die Flamme aber bis in das Rohrbündel hinein, so entsteht die Gefahr einer Bildung festhaftender Rohrverkrustungen, einer Stichflammenwirkung auf einzelne Rohre und einer unvollkommenen Verbrennung und Rußbildung.

Diesen etwaigen Schwierigkeiten entgegenzutreten, ist Aufgabe des Konstrukteurs durch zweckentsprechende Ausbildung des Feuerraumes. Daneben gibt es eine ganze Reihe betrieblicher Maßnahmen, die zur Ausschaltung dieser Nachteile oder zur Milderung ihrer Wirkungen beitragen. Als solche wären zu nennen: geeignete Brennstoffauswahl, Verfeuerung von Brennstoffmischungen, die besonders in bezug auf ihre Backfähigkeit bei der betreffenden Vorwärmung noch

ein lockeres, weder völlig gesintertes, noch völlig verkoktes Brennstoffbett ergeben, Regelung des Unterwindes in den einzelnen Zonen (in den vorderen Zonen drosseln, um langsames Aufheizen zu erzielen, in der Mitte stärkste Luftzufuhr, am Ende mehr oder weniger stark drosseln, je nachdem, ob der Rost hinten leer oder mit angestautem Ausbrand bedeckt ist), Regelung von Rost- bzw. Vorschubgeschwindigkeit und Schichtstärke (vorzugsweise hohe Rostgeschwindigkeit und geringe Schichthöhe), Zugabe heißer Sekundärluft in möglichst geringer Höhe über dem Brennstoffbett und mit möglichst hohem Druck zur gleichzeitigen Erzielung guter Gas-Luft-Mischung und Wirbelung (besonders sollte Sekundärluft über den Entgasungszonen eingeblasen werden!), Dampfzusatz zur Erzeugung starker Gasmischung und Wirbelung und katalytischer Beeinflussung der Gasverbrennung und endlich die Rauchgasrückführung. In besonders krassen Fällen ist mitunter ein Umbau der betreffenden Anlage notwendig zur Schaffung der notwendigen Feuerraumhöhe (Flammenweg) und der entsprechenden Abstrahlmöglichkeit. Je nach dem zu verfeuernden Brennstoff kann auch der nachträgliche Einbau von Kühlflächen zweckmäßig sein.

Betriebschwierigkeiten an Luftvorwärmern.

An den Vorwärmern selbst können drei Arten grundsätzlicher Schwierigkeiten auftreten, und zwar

- a) durch Verbrennen und Verzundern der Heizflächen,
- b) durch Korrosion der Heizflächen,
- c) durch Heizflächenverschmutzung und Verstopfung der Gaswege der Vorwärmer.

Es ist leicht einzusehen, daß die Art und Auswirkung dieser Schwierigkeiten von der Konstruktion der Vorwärmer einerseits und von der Betriebsweise, den Temperaturen und der Brennstoffsorte andererseits abhängig sind. Die Folgeerscheinungen derartiger Störungen äußern sich aber nicht nur am Vorwärmer selbst, sondern greifen notwendigerweise auf das ganze Kesselaggregat, seine Leistung und seinen Wirkungsgrad über, sie können daher sehr schwerwiegend sein und verlangen ernsthafteste Behandlung.

Verzundern und Verbrennen von Heizflächen.

Die Ursache einer spontanen oder allmählichen Verbrennung (Verzunderung) liegt in einer zu hohen Temperatur des Heizflächenmaterials, hervorgerufen durch zu hohe Tem-

peraturen der Gase oder mangelnde oder aussetzende Kühlung auf der Luftseite. Natürlich ist diese Gefahr um so größer, je höher das Gastemperaturniveau ist, in welchem der Luftvorwärmer arbeitet. Im Kesselbetrieb ist daher die Gefahr durch fortgesetzt zu hohe Temperaturen nur sehr gering, bei Ofenanlagen dagegen wesentlich größer.

Es bestehen jedoch auch im Kesselbetrieb Möglichkeiten gelegentlicher Temperatursteigerungen weit über das gewöhnliche Maß hinaus, besonders wenn die Feuerung schlecht arbeitet. So können z. B. durch Nachverbrennungen im Verlauf des Rauchgasweges große Temperaturerhöhungen zustande kommen, ja in besonders ungünstigen Fällen kann diese Nachverbrennung unmittelbar vor dem Luftvorwärmer stattfinden, wo das Gas durch gröbere Undichtigkeiten eine reichliche Sauerstoffzufuhr erhält und dadurch ganz ungeheuere Temperatursteigerungen und Stichflammenwirkungen hervorgerufen werden können. Derartige Nachverbrennungen kommen nicht bei allen Brennstoffen und Feuerungsarten vor, sie sind vielmehr nur (und auch dort nur selten) in einzelnen Fällen beobachtet worden:

1. bei Holzfeuerungen, besonders in der Anfahrperiode aus dem kalten Zustand heraus,
2. bei sehr schlecht arbeitenden Rostfeuerungen mit Handfeuerung, besonders bei sehr gashaltigem Brennstoff,
3. bei Düsenfeuerungen, wenn die Luftzufuhr im Feuerraum zeitweise unterbunden oder sehr mangelhaft ist.

Holzfeuerungen, besonders die sog. Halbgasfeuerungen, entwickeln beim Anfahren aus dem kalten Zustand große Mengen schwerzündender Gase, so daß die Gefahr besteht, daß bei unrichtiger Einstellung von Primär- und Sekundärluft große Mengen unverbrannter Gase abströmen und an Stellen zur Entzündung kommen, wo durch reichliche Sauerstoffzufuhr und möglicherweise auch katalytische Wirkungen irgendwelcher Art (an Mauerwerkskanten usw.) geeignete Zündbedingungen gegeben sind. Man hat die Beobachtung gemacht, daß derartige Unfälle besonders Montags — nach dem Sonntagsstillstand — auftraten, was auf die Auskühlung des ganzen Kesselaggregates und den Wunsch, diese Auskühlverluste in den ersten Betriebsstunden forciert aufzuholen, zurückgeführt werden kann. Beim Anfahren des kalten Kessels sind hier besondere Vorsicht, genaueste Ein-

regulierung und genaue Temperaturbeobachtungen notwendig.

Ähnlich liegen die Verhältnisse bei schlecht arbeitenden Rostfeuerungen, wenn auch Betriebsunfälle dieser Art hier zu den größten Seltenheiten gehören. Bei allen Düsenfeuerungen, also besonders den Kohlenstaub- und Ölfeuerungen liegt die Gefahr vor, daß bei einem Ausbleiben der Verbrennungsluft ein weiteres Einpumpen von Brennstoff in den Feuerraum stattfindet, der keinen Sauerstoff zur Verbrennung vorfindet und vom Zug durch das ganze Kesselsystem hindurchgezogen wird. Wird die Luftzufuhr zur Feuerung z. B. dadurch stark gemindert oder ganz unterbunden, daß die Luftanschlußleitung zerstört oder grob undicht wird, oder die Heizfläche etwa durch Korrosionen derart durchbrochen, daß ein direkter Luftübertritt stattfinden kann, so ist eine Zündung des ausgetragenen Brennstoffs möglich, wodurch sehr hohe Temperatursteigerungen entstehen bei gleichzeitig stark eingeschränkter Kühlwirkung der Luft. In einem Falle ist auf diese Weise ein großer Luftvorwärmer mit 2—3 mm Plattenstärke förmlich heruntergeschmolzen.

Schutzmaßnahmen dagegen liegen bei stetig hohem Temperaturniveau in einer Verwendung zunderfreier, hochhitzebeständiger Spezialmaterialien (vgl. S. 145) und in der betriebsmäßigen Sicherung gegen Unterbrechungen des Kühlluftflusses, wozu auch Maßnahmen zum Unmöglichmachen von Fehlschaltungen gehören (Blockierung des Gasflusses, ehe und solange nicht ein genügender Luftfluß vorhanden ist). Die besten Maßnahmen gegen gelegentliche Temperatursteigerungen liegen in einer Beseitigung der primären Ursachen, wozu wiederum eine genaue und verständnisvolle Betriebsüberwachung und genügend Meßinstrumente gehören. In Anlagen, wo derartige Störungen zu erwarten sind, empfiehlt sich die Einrichtung von genauen Temperaturüberwachungsanlagen mit Signalgebern oder selbsttätig ausgelösten Klappen, die die wertvollen Bestandteile der Anlage durch Ableiten der Gase ins Freie schützen.

Ein gewisser Schutz kann auch konstruktiv durch geeignete Wahl der gasseitigen und luftseitigen Wärmeübergangszahlen erreicht werden, so z. B. durch die Erhöhung der Luftgeschwindigkeit und Erniedrigung der Gasgeschwindigkeit, was auch stufenweise erfolgen kann, d. h. von Element zu Element werden die Blechabstände bei Plattenvorwärmern oder die Rohrdurchmesser bei Röhrenvorwärmern in der

Strömungsrichtung verringert — in ähnlicher Weise, jedoch entgegengesetzt den Vorschlägen des DRP. 530 637¹⁾, bei welchem zum Ausgleich der Geschwindigkeiten und Wärmeübergangszahlen eine stufenweise Vergrößerung in Strömungsrichtung vorgesehen ist. Dr.-Ing. K. Rummel und A. Schack schlagen in DRP. 517 818 (Kl. 24c, 5) eine Beschränkung in der Anwendung solcher Mittel (wie Geschwindigkeitssteigerung und Strahleinbauten) vor, in dem Sinne, daß diese im Bereich der gefährdeten Heizflächenteile nur auf der Luftseite, in den übrigen Teilen nur auf der Gasseite verwendet werden sollen, um die zusätzlichen Widerstände geringer zu halten.

Korrosionen an rauchgasberührten Heizflächen.

Die Ursache der Korrosionen an rauchgasberührten Heizflächen liegt einerseits in einer völligen oder teilweisen Unterschreitung des Taupunktes, andererseits in den korrosiven Eigenschaften der mit Schwefel angereicherten Flugasche. Da die Korrosion wie jeder exotherme, chemische Vorgang mit steigender Temperatur zunimmt, so wird auch die Flugaschenwirkung gesteigert, je höher die Temperatur liegt, während bei der Korrosion durch Taupunktunterschreitung die Wirkung mit fallender Temperatur an Heftigkeit und an Menge der ausgeschiedenen Flüssigkeit zunimmt. Zur Beurteilung der Korrosionsgefahr ist demnach die Kenntnis der Zusammensetzung des Brennstoffs, besonders seines Gehaltes an Wasser, Wasserstoff und Kohlenwasserstoffen und an Schwefel, die Zusammensetzung des Rauchgases und der Flugasche notwendig. Der Taupunkt kann danach annähernd berechnet werden, wenigstens unter gewissen Annahmen über das Verhalten des Kohlenschwefels. Besser aber und sicherer ist es — wenigstens in Zweifelsfällen — den Taupunkt zu messen, wofür H. F. Johnstone eine geeignete Meßmethode vorgeschlagen hat²⁾. Das von ihm verwendete Instrument besteht aus zwei Elektroden, die in eine Glasoberfläche eingebettet sind, während durch einen heizbaren Luftstrom eine bestimmte Temperatur auf der Glasoberfläche eingestellt werden kann. Durch Thermolemente wird diese

¹⁾ Siemens Schuckertwerke A.-G., Berlin, Gumz.

²⁾ H. F. Johnstone, „An Electrical Method for the Determination of the Dew-Point of Flue Gases“. Univ. of Ill. Bull. Vol. XXVII, Nr. 13. Engineering Experiment Station. Circular Nr. 20, s. auch „Feuerungstechn.“ XX, (1932), 11, S. 175.

Temperatur gemessen und aufgezeichnet. Unterschreitet die Glasoberfläche den Taupunkt, so wird ein Heizkörper durch einen durch den Tauniederschlag geschlossenen Stromkreis eingeschaltet und die Oberfläche durch den heißen Luftstrom bis zum Verschwinden des Niederschlages und damit des Stromes aufgeheizt, wonach das Spiel von neuem beginnt.

Die rechnerisch ermittelten Taupunkte sind in Abb. 121 für verschiedene Brennstoffe in Abhängigkeit von der Luftüberschußzahl unter Annahme einer Verbrennungsluft von 80% Sättigung bei 20° C und ohne Berücksichtigung des Schwefel einflusses wiedergegeben¹⁾. Bei Schwefelgehalten über 2% erhöhen sich die Taupunkte um 10 bis zu 60°. Der Einfluß der Luftsättigung ist besonders bei sonst sehr niedrigen Taupunkten nicht unbedeutend, wenn auch kaum gefahrbringend²⁾. Eine weitere Beeinflussung des Taupunktes kann durch Wasserzusatz

oder Wassereinbruch erfolgen, so z. B. durch Wasser- und Dampfzugabe in der Feuerung (Dampfkühlung, Brennstoffbefeuchtung, Dampf als Einblasemittel für Ölfeuerungen), durch Undichtigkeiten an Kesseln und Economisern, durch Eindringen von Grundwasser in Fische und Kanäle, durch

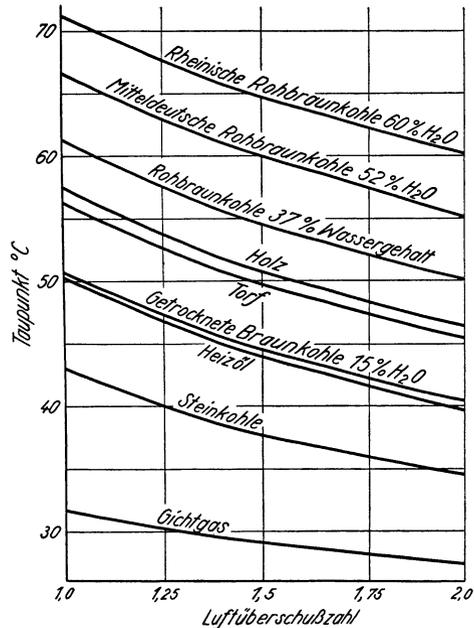


Abb. 121. Taupunkt der Abgase verschiedener Brennstoffe in Abhängigkeit von der Luftüberschußzahl.

¹⁾ Nach Gumz, „Feuerungstechnisches Rechnen“. Monogr. z. Feuerungstechnik 12, S. 118—121.

²⁾ Vgl. W. Gumz und P. G. Ostermann, „Taupunkt und Korrosionsgefahr bei Luftvorwärmern“. Luftvorwärmer-Mitteilung Nr. 2. Herausgegeben von der Luftvorwärmer G. m. b. H., Berlin.

Wasser aus naßbetriebenen Flugascheabscheidern oder Verschlüssen und endlich aus dem Betrieb von Rußbläsern. In allen Fällen macht sich dieses zusätzliche Wasser um so stärker bemerkbar, je niedriger der Taupunkt liegt.

Einfluß des Kohlenschwefels auf den Taupunkt der Rauchgase.

Der Schwefel kommt im Brennstoff hauptsächlich in drei Formen vor: als Pyritschwefel (FeS_2), als organischer Schwefel (Schwefelkohlenstoffverbindungen) und als Sulfate (NaSO_4 , CaSO_4 , MgSO_4 , FeSO_4 u. a.). Ein Teil des Schwefels verbrennt zu SO_2 , ein Teil bleibt in den Rückständen und in der Flugasche zurück, weshalb man mitunter die Unterscheidung in „verbrennlichen“ und „unverbrennlichen Schwefel“ gemacht hat, die jedoch unzweckmäßig und nicht eindeutig ist, da unter den Bedingungen eines Laboratoriumsversuchs und einer in der Feuerung stattfindenden Verbrennung (besonders Temperatur!) ganz verschieden große Schwefelmengen verbrennlich sind. Dazu kommt noch die Zersetzung der Sulfate in der Hitze, wobei SO_3 entsteht. H. F. Johnstone hat eingehende Versuche und Beobachtungen über das Verhalten des Schwefels in Kesselanlagen angestellt¹⁾.

Zahlentafel 15.

Feuerung bzw. Brennstoff	% Schwefel im Brennstoff	% des Brenn- stoffschwefels als SO_2 im Rauchgas	% des Brenn- stoffschwefels als SO_3 im Rauchgas	Quellenangaben
Rost- feuerung	—	71,25	1,74	S. Thieler ²⁾
	—	77,53	1,91	do.
	—	63,70	2,03	do.
	—	77,09	2,19	do.
	—	72,93	2,39	do.
	4,45	—	2,8	H. F. Johnstone, a. a. O. Seite 32
Kohlen- staub- feuerung Öl- und Teerrück- stände und Naturgas	3,18	—	2,9	Seite 33
	2,10	—	1,6	Seite 33
	4,67	—	0,8	Seite 35
	0,7—25	—	12,1	Seite 28 und 34

¹⁾ H. F. Johnstone, „The Corrosion of Power Plant Equipment by Flue Gases“. University of Illinois Bulletin Vol. XXVIII, Nr. 41, Juni 1931, Engineering Experiment Station Bull. Nr. 228.

²⁾ Zitiert nach F. Muhlert, „Der Kohlenschwefel“, Kohle, Koks, Teer 21, Halle a. d. Saale 1930.

Danach ist die Verbrennung des Schwefels zu SO_2 um so vollkommener, je besser die Verbrennungsbedingungen, je höher die Temperatur und je niedriger der Luftüberschuß ist. Zum Beispiel wurde festgestellt, daß bei Rostfeuerungen etwa 70 %, bei Kohlenstaubfeuerungen dagegen 90 % des Schwefels im Brennstoff in SO_2 übergegangen waren, und daß bei gleicher Kohle bei Rostfeuerungen große Korrosionen durch Schwefel im Rauchgas und in der Flugasche auftraten, während kohlenstaubgefeuerte Anlagen davon frei blieben. Ein Teil des SO_2 geht durch weitere Oxydation in SO_3 über, und zwar besonders bei höherem Luftüberschuß, zum Teil entsteht, wie erwähnt, auch SO_3 direkt durch Zersetzung der Sulfate. Die Anteile des Kohlenschwefels, die in Schwefelsäureanhydrid (SO_3) übergehen, liegen, wie Zahlentafel 15 zeigt, in der Größenordnung von 1–3 %.

Während das SO_2 , vom Standpunkt der Korrosionsgefahr aus, ein für den Kesselbetrieb harmloses, im Bereich der praktisch in Frage kommenden Temperaturen nichtkondensierbares Gas darstellt (Vegetationsschäden bleiben hier außerhalb der Betrachtung), bildet das gasförmige SO_3 mit dem dampfförmigen Wasser des Rauchgases Schwefelsäure in mehr oder weniger starker Verdünnung, die durch fraktionierte Kondensation eine verhältnismäßig hoch konzentrierte Schwefelsäure als Kondensationsprodukt liefert. Abb. 122 zeigt das Schema des $\text{H}_2\text{O}-\text{H}_2\text{SO}_4$ -Gemisches. Kommt eine stark verdünnte wäßrige Schwefelsäure in Gasform durch Abkühlung zur Kondensation, so tritt zunächst diese Taubildung infolge des steilen Verlaufs der Taulinie schon bei ziemlich hohen Temperaturen ein, während das Kondensationsprodukt eine hochkonzentrierte Schwefelsäure darstellt (vgl. Abb. 122 die gestrichelte Linie).

Zur rechnerischen Erfassung des Taupunktes ist es daher notwendig, die SO_3 - und die H_2O -Mengen im Rauchgas, ferner die Rauchgasmenge selbst und den Verlauf der Taulinie wäßriger Schwefelsäure zu kennen. Soweit man auf eine direkte Analysierung des Rauchgases auf seinen SO_3 -Gehalt verzichtet, kann man sich an die ziemlich übereinstimmenden Ergebnisse der Zahlentafel 15 halten, um wenigstens die

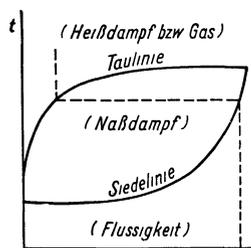


Abb. 122. Siede- und Taulinie eines $\text{H}_2\text{O}-\text{H}_2\text{SO}_4$ -Gemisches für konstanten Gesamtdruck.

Größenordnung des Taupunktes festzustellen, was für die Konstruktion und die Erklärung mancher Beobachtungen im Betrieb von größter Bedeutung sein kann.

Anhaltspunkte für den Verlauf der Taulinie ergeben sich aus der Tatsache, daß diese beim Taupunkt des reinen Wasserdampfes (t'_s) beginnen und bei dem der reinen Schwefelsäure (t''_s) enden muß. Im übrigen läßt sich ein Verlauf erwarten, der sich durch die Gleichung

$$t_p = A + B \cdot p^n \quad (103)$$

wiedergeben läßt. Diese Formel für die Taulinie gilt für einen bestimmten Gesamtdruck P , und zwar ist t_p der Taupunkt des Gemisches beim Gesamtdruck P , A der Taupunkt des reinen Wasserdampfes (t'_s) beim Druck P , $B = (t'_s - t''_s)$, worin t''_s den Taupunkt der reinen Schwefelsäure beim Druck P bedeutet, und endlich p der Teildruck der Schwefelsäure und n eine von P abhängige Potenz. Diese Gleichung erfüllt die Bedingung, daß bei reinem Wasser $t_p = t'_s$ und bei reiner Schwefelsäure $t_p = t''_s$ ist. Die Werte für t''_s wurden aus den Messungen von B. C. Burt¹⁾ durch Extrapolation bis auf 100 % genommen. Der Teildruck p ist den Volumprozenten im Rauchgas

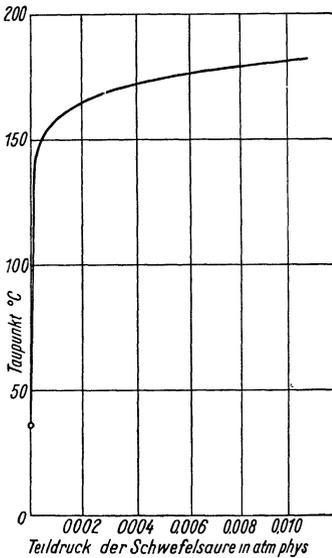


Abb. 123. Taupunkt für wäßrige Schwefelsäure in Abhängigkeit vom Teildruck der Schwefelsäure für einen Gesamtdruck von $P = 0,06$ at phys.

(100 % = 1) gleichzusetzen. Für die Bestimmung von n wurden die Messungen von J. S. Thomas und W. F. Barker²⁾ herangezogen. Die Messungen von Thomas und Barker und die von Burt stimmen für höhere Konzentrationen schlecht überein, während sie bei niedrigeren recht gut zusammenfallen. Es wurde daher, um ein einheitlicheres Bild

¹⁾ Journal Chem. Soc. 85 (1904), S. 1139. — Landolt & Börnstein II, S. 1394.

²⁾ Journal Chem. Soc. 127 (1925), S. 2820. — Landolt & Börnstein, Ergänzungsband, S. 757.

zu erhalten, nur eine Versuchsreihe von Thomas und Barker (89,25 % H_2SO_4) benutzt und diese Messungen ausgeglichen und bis auf niedrigere Teildrücke von H_2SO_4 extrapoliert. Dieses Verfahren bedingt natürlich — mangels versuchsmäßiger Unterlagen über das hier besonders interessierende Gebiet sehr kleiner Teildrücke von H_2SO_4 und niedriger Temperaturen — eine gewisse Ungenauigkeit, so daß das Ergebnis nur auf eine Bestimmung der Größenordnung des Taupunktes Anspruch erheben kann. Diese Berechnungen liefern die in Zahlentafel 16 zusammengestellten Konstanten der Gl. (103).

Zahlentafel 16. Konstanten der Gleichung 103.

Gesamtdruck (Vol $\text{H}_2\text{O} + \text{SO}_2$)	A	B	n
0,02	17,7	200,2	0,1224
0,04	28,6	202,4	0,0907
0,06	35,6	204,2	0,0732
0,08	41,1	206,3	0,0659
0,12	49	210,2	0,0622
0,16	55	214,2	0,0636
0,20	59,7	218,3	0,0661
0,28	67,1	226,4	0,0720
0,36	73	234	0,0780

Der Verlauf der Taulinie ist, wie Abb. 123 zeigt, die die Gl. (103) für den Gesamtdruck $P = 0,06$ at wiedergibt, so überaus steil, daß sich diese Darstellung zum Ablesen nicht eignet. In Abb. 124 sind daher die p -Werte $\left(\frac{\text{Vol.-% SO}_3}{100}\right)$ in logarithmischem Maßstab aufgetragen.

Als Beispiel für die Anwendung dieser Kurven sollen die Taupunkte für einen oberbayerischen Waschgrieß berechnet werden, eine Kohlsorte, die zu den schwefelreichsten Deutschlands gehört. Die Analyse dieses Brennstoffes lautet:

48,50 % C
 3,75 % H_2
 12,00 % $\text{O}_2 + \text{N}_2$
 16,00 % H_2O

Der Rest Schwefel und Asche.

Der Schwefelgehalt, der bis zu 6 % liegen kann, sei hier mit 0—6 % angenommen. Es ergibt sich dann bei 6 % Schwefel und bei 12 % CO_2 im Abgas eine Rauchgasmenge (naß) von 8,211 nm^3/kg , eine Wasserdampfmenge von 0,619 nm^3/kg und unter der Annahme, daß 2 % des Kohlenschwefels in SO_3

übergangen seien, eine SO_3 -Menge von $0,00084 \text{ nm}^3/\text{kg}$. Die Teildrücke betragen dann für H_2O $\frac{0,619}{8,211} = 0,0754 \text{ at phys.}$, für SO_3 $\frac{0,00084}{8,211} = 0,000103 \text{ at phys.}$ Daraus erhält man nach Abb. 124 einen Taupunkt von 150°C . In Abhängigkeit von

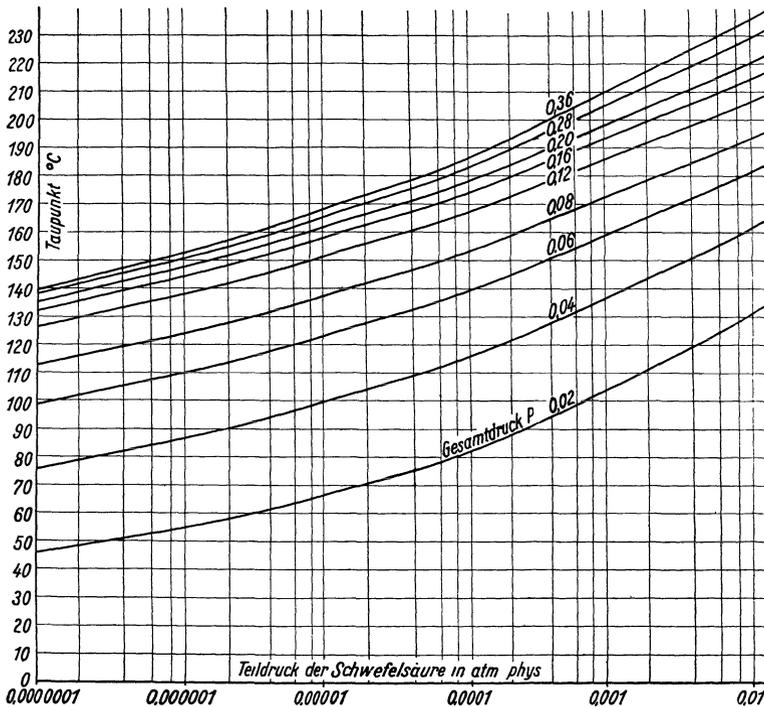


Abb. 124. Taupunkt wäßriger Schwefelsäure in Abhängigkeit vom Teildruck der Schwefelsäure und vom Gesamtdruck in at phys. (logarithmischer Abszissenmaßstab).

dem Schwefelgehalt der Kohle ergibt sich für den Taupunkt ein Verlauf nach Abb. 125, der allerdings im Widerspruch zu der Erfahrung steht, denn danach würden sich schon bei ganz minimalen Schwefelgehalten sehr hohe Taupunkte ergeben müssen.

Man hat in der Praxis beobachten können, worauf Johnstone hinweist, daß Brennstoffe mit Schwefelgehalten $\leq 2\%$ keine Schwierigkeiten verursachen, und daß ihr Taupunkt

etwa dem des SO_3 -freien, wasserdampfhaltigen Gases gleich ist; erst bei höheren Schwefelgehalten treten merkliche Schwierigkeiten bzw. Erhöhungen des Taupunktes auf, die bis zu $50\text{--}60^\circ$ über dem Wasserdampftaupunkte liegen. Dies dürfte folgende Ursache haben:

Während bei den Versuchen, auf deren Ergebnissen Abb. 124 aufgebaut ist, im Dampfraum nur H_2O und H_2SO_4 bzw. SO_3 vorhanden waren, ist im Rauchgas noch eine überwiegende Menge indifferenten Gases vorhanden, deren Einfluß auf die Senkung der Teil- und Gesamtdrücke zwar rechnerisch genau zu ermitteln ist, deren Einfluß auf die räumliche Trennung der H_2O - und SO_3 -Moleküle aber nicht erfaßt werden kann. Stellt man sich zum Beispiel vor, daß sich in 100 Molekülen Gas 93 Moleküle indifferenten Gases, 6 Moleküle H_2O und 1 Molekül SO_3 befänden, so ist die Anzahl der möglichen Permutationen für die Lagerung der Moleküle $m = 8 \cdot 10^{13}$, die Zahl der günstigen Permutationen (das heißt der für ein Zusammentreffen des SO_3 -Moleküls mit einem H_2O -Molekül günstigen Permutation) dagegen nur $g = 7$ und die Wahrscheinlichkeit für ein Zusammentreffen daher nur

$\frac{g}{m} = 1 \cdot 10^{-14}$, also überaus gering. Allerdings sind hier die

einzelnen Moleküle nicht gleichwertige Einheiten, denn SO_3 und H_2O „erstreben“ eine Vereinigung, SO_3 und H_2O mit den indifferenten Gasmolekülen dagegen nicht, so daß diese Wahrscheinlichkeitsrechnung nicht im mathematischen Sinne angewandt werden kann, sondern nur zur Unterstützung der Anschaulichkeit dienen möge. Man kann jedoch danach annehmen, daß keineswegs die größtmögliche Menge H_2SO_4 entsteht, sondern daß die große Gasmasse eine vollständige Vereinigung von SO_3 mit H_2O weitgehend verhindert, so daß bei schwefelarmen Brennstoffen überhaupt keine Schwefelsäure,

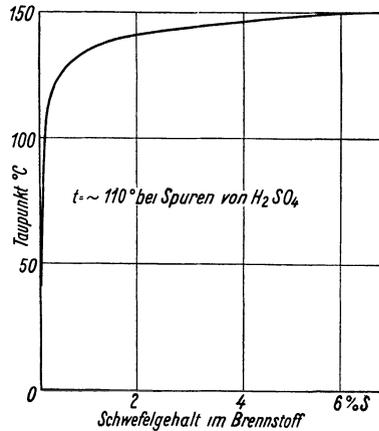


Abb. 125. Rechnerisch ermittelter Taupunkt eines Brennstoffs mit 16,0% Wasser- und 0–6% Schwefelgehalt.

bei schwefelreichen Brennstoffen dagegen nur Spuren von dampfförmiger Schwefelsäure im Rauchgas auftreten. Außerdem wird die Schwefelsäure bei ihrem geringen Vorkommen sicherlich sehr ungleich verteilt sein; das bedeutet, daß auch der Taupunkt des Gases nicht einheitlich ist, und daß er bei höherer Kesselleistung infolge der stärkeren Durchwirbelung scheinbar ansteigt.

Zum Vergleich sei dieser Berechnung eine Taupunktmessung gegenübergestellt. H. F. Johnstone¹⁾ hat ein Instrument entwickelt, bei welchem zwei Elektroden in eine Glasoberfläche eingebettet sind, während durch einen heizbaren Luftstrom eine bestimmte Temperatur der Glasoberfläche eingestellt wird. Durch Thermolemente wird diese Temperatur gemessen und aufgezeichnet. Unterschreitet die

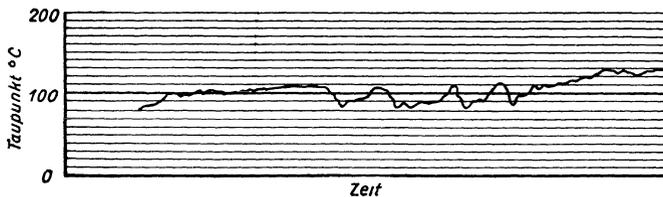


Abb. 126. Aufzeichnung einer Taupunktmessung nach Johnstone für einen Brennstoff von 14,5% Wasser- und 4,45% Schwefelgehalt.

Glasoberfläche den Taupunkt, so wird ein Heizkörper durch einen durch den Tauniederschlag geschlossenen Stromkreis eingeschaltet und die Oberfläche bis zum Verschwinden des Niederschlages und des Stromes aufgeheizt, wonach das Spiel von neuem beginnt. Mit einer Illinois-Kohle folgender Zusammensetzung:

55,60 % C, 3,86 % H₂, 7,01 % O₂, 1,13 % N₂, 4,45 % S,
14,50 % Feuchtigkeit

hat er mit diesem Apparat die in Abb. 126 wiedergegebenen Taupunkte gemessen. Die Schwankungen, die zwischen 85° und 130° C liegen, zeigen gewisse Ähnlichkeit mit den Belastungsschwankungen der betreffenden Kesselanlage. Nimmt man nach Johnstone an, daß in diesem Fall im Mittel 2,8 % des Kohlenschwefels als SO₃ im Rauchgas auftreten, so ergibt sich nach Abb. 124 ein Taupunkt von etwa 140° C. Diese Abweichung kann durch die beschränkte H₂SO₄-Bildung erklärt werden, und zwar entspräche die Mitteltemperatur von

¹⁾ Siehe Fußnote S. 268.

etwa 100° einem H_2SO_4 -Teildruck von etwa $0,0000001$ at, das heißt es müßte sich nur $1/1000$ der maximalen H_2SO_4 -Menge gebildet haben. Im obengenannten Beispiel für oberbayerischen Waschgrieß kann man auf Grund dieser Betrachtung den wirklich auftretenden Taupunkt auf etwa 110° bei 6% Schwefel schätzen. Die Werte der Abb. 124 stellen somit Höchstwerte dar und schließen bei ihrer Benutzung zur Bestimmung des Taupunktes im Hinblick auf die Heizflächenbemessung von Wärmeaustauschern bzw. die zulässige Rauchgasabkühlung und Heizflächentemperatur eine gewisse Sicherheit ein. Bei Brennstoffen mit mehr als 2% Schwefel empfiehlt es sich, diese Grenzen unbedingt zu wahren.

Temperaturverteilung in der Heizfläche.

Neben der Kenntnis des Taupunktes ist vor allem die Temperaturverteilung in den Heizflächen von größter Wichtigkeit, und in dieser Beziehung spielt die Konstruktion und die Auslegung der Luftvorwärmer wie auch ihr Arbeitsprinzip eine große Rolle und ergibt entsprechende Unterschiede in der Betriebssicherheit, vom Standpunkt der Korrosion betrachtet.

Wie ist die örtliche Temperaturverteilung in der Heizfläche eines Luftvorwärmers? Betrachten wir beispielsweise einen einzelnen Luftkanal eines rekuperativ arbeitenden Taschen-Luftvorwärmers, so beträgt die Wärmeübergangszahl auf der Luftseite nach Nusselt-Groeber

$$\alpha = 22,5 \cdot d^{-0,16} \cdot (w\gamma)^{0,79} \cdot \lambda^{0,21} \cdot c_p^{0,79} \cdot L^{0,05} \tag{104}$$

In Abhängigkeit von der Weglänge L ergibt sich also ein Verlauf von α entsprechend der oberen Figur von Abb. 127, die noch verstärkt wird durch die Turbulenz am Eintritt, die

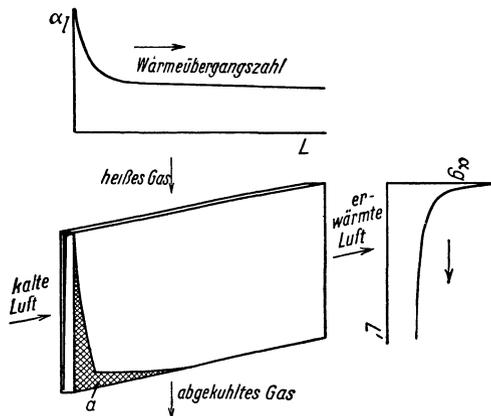


Abb. 127. Verlauf der Wärmeübergangszahl im Rauchgas- und Luftweg eines Luftvorwärmers. (Die schraffierte Stelle ist besonders korrosionsgefährdet.)

erst nach einer längeren Beruhigungsstrecke abklingt. Der Verlauf der Wärmeübergangszahl auf der Gasseite ergibt sich in gleicher Weise (rechte Nebenfigur der Abb. 127). Der verstärkte Wärmeübergang auf der Luftseite und der verminderte auf der Gasseite hat zur Folge, daß gerade die mit „a“ bezeichnete, schraffierte Stelle (Abb. 127) am kältesten ist, da ja hier außerdem die kältesten Gas- und Lufttemperaturen zusammentreffen. Hier liegt also die gefährdete Stelle, was die Erfahrungen durchweg bestätigen.

Auf diese Tatsache hat erstmalig Burwick eindringlich aufmerksam gemacht, wobei er sich auf die Wärmeübergangsmessungen von Dr.-Ing.

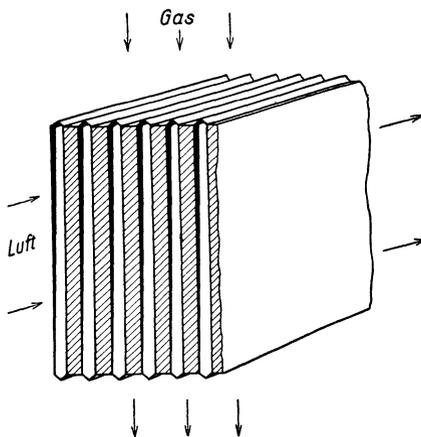


Abb. 128. Lufteintrittsseite eines Taschen - Luftvorwärmer - Elementes. (Die schraffierte Stelle ist besonders korrosionsgefährdet.)

E. Haucke stützte, die eine wesentlich größere Potenz von L ergeben¹⁾.

Es ist ferner bekannt, daß die Wärmeübertragung beim senkrechten Aufprall eines Gases auf eine Heizfläche ganz wesentlich größer, und zwar etwa 7—8mal so groß ist wie bei der Strömung längs der Heizfläche²⁾. Mithin wird auch die von der Luft senkrecht getroffene Kante des Gaskanals besonders stark abgekühlt und dadurch sehr gefährdet. (Vgl. Abb. 128, schraffierte Fläche.) Der Gl. (104) ist

ferner der bekannte starke Einfluß der Geschwindigkeit sowie des spez. Gewichtes zu entnehmen. Läßt man daher die Luft mit großer Geschwindigkeit, das Gas dagegen mit geringerer Geschwindigkeit durch den Apparat strömen, so erhöht man den Wärmeübergang auf der kälteren Luftseite und setzt die Blechtemperatur entsprechend herunter. Verstärkt wird diese Wirkung durch die Tatsache, daß die kältere Luft ein

¹⁾ Vgl. K. Burwick, „Anfressungen an Kreuzstrom-Platten-Luftvorwärmer und ihre Verhütung“. Wärme 53 (1930), 45, S. 875 bis 877.

²⁾ Vgl. Z. VDI. 72 (1928), 10, S. 341—342.

den Wert $t = 80^\circ\text{C}$ ergibt, den großen Wert höherer Gasgeschwindigkeiten. Das für die umgekehrten Geschwindigkeitsverhältnisse geltende Gegenbeispiel (gestrichelte Verbindungslinie) führt zu einer Blechtemperatur von $t = 47^\circ\text{C}$, was bei den meisten Brennstoffen trotz der noch sommerlichen Eintrittstemperatur von $+20^\circ\text{C}$ schon zu Schwierigkeiten infolge Taupunktsunterschreitung führen würde.

Aber nicht nur die durch die Betriebsverhältnisse und die Vorwärmerleistung angegebenen Anfangs- und Endtemperaturen sind für die Beurteilung allein ausschlaggebend, sondern auch die Temperaturverteilung über die ganze Heizfläche und vor allem die tiefste überhaupt auftretende Temperatur. Dabei spielt die Art der Gas- und Luftführung eine

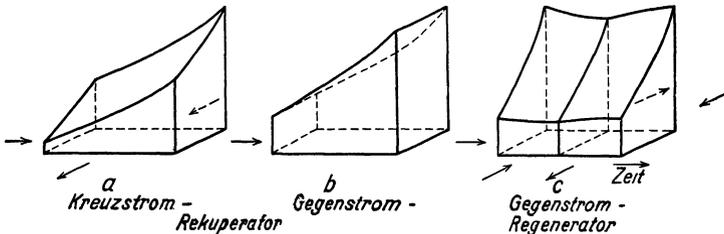


Abb. 130. Heizflächentemperaturen von Rekuperatoren bei Kreuz- (a) und Gegenstrom (b) und von Regeneratoren (c).

große Rolle. So zeigt zum Beispiel Abb. 130a—c grundsätzlich die Temperaturverteilung in der Heizfläche eines im Kreuzstrom *a* und eines im Gegenstrom *b* arbeitenden Rekuperators sowie eines im Gegenstrom arbeitenden Regenerators *c*. Im letzteren Falle ist zur Umgehung einer vierdimensionalen Darstellung nicht die ganze Fläche, sondern nur der Temperaturverlauf längs des Gas- bzw. Luftweges und seine Abhängigkeit von der Zeit dargestellt. Man erkennt, daß Kreuzstromschaltung ungünstiger ist, und daß in der gefährdeten Ecke „a“ der Abb. 127 neben ungünstigsten Wärmeübergangsverhältnissen auch ungünstigste Temperaturverhältnisse auftreten. Wesentlich günstiger liegen die Verhältnisse bei Gegenstrom, gleichgültig ob es sich um Rekuperatoren oder um Regeneratoren handelt. Die geringen, durch das Umstellen des Regenerators verursachten Temperaturschwankungen (bei Blechpackungen) spielen angesichts der vorliegenden Temperaturhöhen gar keine Rolle.

Setzen die bisherigen Betrachtungen eine vollständige und zudem gleichmäßige Verteilung der Gas- und Luftmengen über die ganzen Querschnitte voraus, so ergeben sich bei der praktischen Ausführung der Apparate und im Betriebe noch manche unliebsamen Abweichungen von dieser Voraussetzung. Im Augenblick, wo die Weglängen und die durch Einbauten, Umlenkungen usw. verursachten Widerstände einzelner Stromfäden verschieden sind — und das läßt sich nicht immer leicht verhindern —, stellt sich eine ungleichförmige Geschwindigkeits- und Mengenverteilung ein. Im Betrieb auftretende Zusatzwiderstände durch Heizflächenverschmutzung und Querschnittsverengungen wirken sich gleichfalls in diesem Sinne ungünstig aus. Dabei kann es dann sehr leicht eintreten, daß an irgendeiner Stelle eine wesentlich kleinere Gasmenge, als bei normaler Verteilung anzunehmen ist, einer großen Luftmenge gegenübersteht, was zu einer starken örtlichen Unterkühlung führen kann. Besonders ungünstig gestalten sich die Verhältnisse bei kleinen Belastungen. Die Gasmenge ist wesentlich kleiner und kommt mit geringerer Temperatur an, wird also auch entsprechend tief abgekühlt. Außerdem ist die Mengenverteilung sehr schlecht, und Gas und Luft werden ohne Ausfüllung des ganzen Querschnittes den kürzesten Weg durch den Apparat suchen. An ungünstigen Stellen, besonders bei Richtungsänderungen, entstehen dann sehr leicht Wirbel in toten Räumen und verursachen örtliche Unterkühlung einer Teilmenge. Dämpfungs-, Anfahr- und Abstellzeiten der Feuerung sind daher besonders gefürchtet.

Besonders bei der Verfeuerung nasser und schwefelreicher Brennstoffe haben sich in der Praxis diese Nachteile häufig bemerkbar gemacht und zu starken Korrosionen der kältesten Vorwärmerheizfläche geführt¹⁾.

Korrosionsschutzmaßnahmen.

Die konstruktiven und betrieblichen Maßnahmen zum vorbeugenden oder nachträglichen Schutz vor Korrosionen durch Verhinderung der Taupunktunterschreitung der Heizflächen beruhen auf folgenden Prinzipien:

¹⁾ Vgl. E. R. Becker, „Betriebserfahrungen mit Braunkohlenfeuerungen“. Brk. 29 (1930), 47, S. 1045—1049. Ferner „Teplo i sila“ (Wärme und Kraft) 1931, Nr. 8, S. 63: „Betriebserfahrungen mit Platten-Luftvorwärmern“ und S. 64/65: D. A. Samoilow, „Der Verschleiß der Luftvorwärmer“.

1. Abstimmung des Wärmeübergangs,
2. Beeinflussung der Gastemperaturen,
3. Beeinflussung der Kaltlufttemperatur (Vorerwärmung der Kaltluft vor dem Eintritt in den Luftvorwärmer).

Eine Abstimmung des Wärmeüberganges ist z. B. durch die Anwendung hoher Gas- und niedriger Luftgeschwindigkeiten möglich (vgl. S. 279), wie umgekehrt die entgegengesetzte Anordnung einen gewissen Schutz vor Verbrennungen darstellte. Auch eine lokale Verwendung dieses Hilfsmittels ist mit gutem Erfolg möglich, wenn man z. B. die Strömungsquerschnitte in der Strömungsrichtung abnehmen läßt. Kalte Luft und heißes Gas strömen mit geringer Geschwindigkeit, so daß an der gefährdeten Stelle hohe Gasgeschwindigkeit und niedrige Luftgeschwindigkeit zusammentreffen, wodurch genügend hohe Blechtemperaturen erhalten werden. Praktisch wird man an Stelle der allmählichen Verengung eine stufenweise Verengung ausführen, was bei Konstruktionen, die aus mehreren Elementen bestehen, sehr einfach ist: Das kälteste Element wird mit breiten Luftkanälen und schmalen Gaskanälen, das heißeste umgekehrt ausgerüstet. Andere Möglichkeiten liegen in der Verwendung von Strahlkörpern auf der Gasseite, die aber gerade in diesen Temperaturgebieten keinen wirtschaftlichen Nutzen mehr versprechen.

Als Hilfsmittel zur Erzielung ungleichmäßiger Gas- und Luftverteilung schlägt P. E. Quintes¹⁾ die Verwendung von Stau- oder Leitrosten vor, die durch Einschalten verschiedener Widerstände die kalte Luft an die heißesten Blechpartien drängt und umgekehrt, so daß an den besonders gefährdeten Stellen hohe Gas- und niedrige Luftgeschwindigkeiten zusammentreffen sollen, ein Verfahren, das allerdings bei verfehlten Anlagen nur eine beschränkte Korrektur zuläßt.

Bei Regenerativvorwärmern ist eine Verschiebung der Gas- und Luftgeschwindigkeiten praktisch nicht von Bedeutung, da z. B. eine Verringerung der Luftgeschwindigkeit und Erhöhung der Gasgeschwindigkeit (durch Änderung der Querschnittsaufteilung) gleichzeitig eine Verlängerung der Enthelzeit und eine Verminderung der Aufheizzeit mit sich bringt. Die notwendigen Schwankungen, die durch die physikalisch-thermischen Eigenschaften des Speichermaterials

¹⁾ P. E. Quintes, „Verfahren zur Vermeidung der Korrosion an Taschen-Luftvorwärmern“. Wärme 55 (1932), 3, S. 45—46.

und die dadurch bedingte Umstellzeit gegeben sind, liegen jedoch in so engen Grenzen, daß schon dadurch ein großer Korrosionsschutz gegeben ist.

Eine Beeinflussung des Verlaufs der Gastemperaturen ist durch die Art der Schaltung der Gas- und Luftwege möglich. Reiner Kreuzstrom ist, wie wir bereits sahen, vom Standpunkt der Korrosionsgefahr die ungünstigste, reiner Gleichstrom die sicherste Anordnung. Wählt man mit Rücksicht auf die sonstigen Vorzüge dieser Bauart (einfache Gas- und Luftleitungen) Kreuzstrom, so ist bei Rauchgasen mit hohem Taupunkt größte Vorsicht am Platze, gegebenenfalls sind die unten angeführten Schutzmaßnahmen anzuwenden. Gleichstrom ist nur bei niedrigen Wirkungsgraden ($\eta_m \leq 50\%$) möglich, sonst werden die Heizflächen unwirtschaftlich groß. Man kann bei Anlagen mit mehreren Elementen in solchen Fällen auch eine Schutzschaltung nach Abb. 131 vorsehen: die kälteste Luft wird mit dem heißesten Gas zusammengebracht und kräftig vorerwärmt, so daß auch bei Gegenstromanordnung für den übrigen Teil des Vorwärmers keine Unterkühlung an der Stelle des kältesten Gases mehr eintreten kann. Selbstverständlich ist der Heizflächenbedarf größer als bei reinem Gegenstrom. Bei niedrigen Vorwärmerwirkungsgraden läßt sich jedoch diese Anordnung deshalb nicht verwenden, weil die Zahl der aufeinanderstehenden Elemente begrenzt, ja häufig nur eins vorhanden ist. Dann muß zu anderen Mitteln zur Vorwärmung der Kaltluft gegriffen werden.

Die Beeinflussung der absoluten Temperaturhöhe ist eigentlich das nächstliegende Mittel zur Verhütung der Taupunktsunterschreitung, allerdings würde es mitunter zu ganz unwirtschaftlich hohen Abgastemperaturen führen, so daß man mit wesentlich tieferer Rauchgasabkühlung und angemessenem Korrosionsschutz eine weit wirtschaftlichere Anlage erhält. Immerhin darf man es nicht unterlassen, bei all diesen Maßnahmen nicht nur ihre Wirksamkeit zu betrachten, sondern auch ihre wirtschaftlichen Auswirkungen bedürfen genauerer Prüfung.

Ein Mittel zu lokaler Temperaturerhöhung ist die Zuführung heißerer Rauchgase an die Stelle geringster Blech-

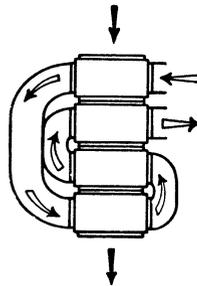


Abb. 131.
Schutzschaltung.

temperatur. Eine einfache Lösung haben die Elektrowerke A.-G., Berlin, gefunden¹⁾, indem bei einfachem Kreuzstrom der Ekonomiser einen Leerzug erhält, so daß die kältesten Luftvorwärmerteile ein heißeres Gas erhalten (Abb. 132). Allerdings arbeitet dann der vom heißeren Gas beaufschlagte kalte Teil des Luftvorwärmers mit ganz besonders hohen Temperaturdifferenzen, was zu einem schnellen Ausgleich und zu einer Verminderung der angestrebten Wirkung führt.

Um bei kleinen Kesselbelastungen einen sicheren Schutz zu erhalten, ist in einzelnen Fällen die Ausschaltung des ganzen Luftvorwärmers zu empfehlen. Da aber Klappen im Gasstrom wegen ihrer Undichtigkeit nach Möglichkeit vermieden werden sollten, empfiehlt es sich,

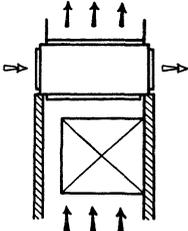


Abb. 132. Ekonomiser-Umgehung zum Schutz des Luftvorwärmers.

einfach den Kaltluftstrom auszuschalten, den Gasstrom dagegen seinen normalen Weg nehmen zu lassen. Bei Vorwärmern mit bewegter Heizfläche kann diese — wenigstens in gewissen Temperaturbereichen — einfach stillgesetzt werden. Eine stufenweise Zuschaltung von parallel arbeitenden Luftvorwärmerelementen gestattet die Einrichtung nach DRP. 429773²⁾. In der Anfahrperiode ist aber mitunter die Verfügung über heißere Verbrennungsluft sehr erwünscht und eine Ausschaltung der Vorwärmer daher untunlich, sofern man

möglichst schnell den Beharrungszustand der Anlage erstrebt. Sind Ekonomiser vorhanden, so bietet die Umleitung des Wasserstromes bzw. die Ausschaltung der Ekonomiser eine Möglichkeit, die Luftvorwärmer mit genügend hohen Gas-temperaturen zu beliefern.

Da im Winter mit besonders tiefen Lufteintrittstemperaturen zu rechnen ist, kann man bei Vorwärmern mit leicht beweglicher Heizfläche (z. B. kleinen Dimensionen, starker Unterteilung oder bei Regenerativvorwärmern mit hierzu unterteilten Heizelementen) einen Teil der Heizfläche ausbauen und sich mit entsprechend geringerer Gasabkühlung begnügen.

Als recht erfolgversprechend sind die zahlreichen Vorschläge zu bezeichnen, die Kaltluft vor dem Eintritt in den Vorwärmer vorzuwärmen, ein Verfahren, das sich an

¹⁾ DRP. 562431 (nach W. Kritzler).

²⁾ Siemens-Schuckertwerke A.-G., Berlin (Gumz).

eine ähnliche Praxis im Speisewasservorwärmerbetrieb anlehnt, wo auch die Vorerwärmung des Wassers — sei es durch Heißwasserrückführung, sei es durch sonstige Wärmequellen — als Schutz gegen Tauniederschläge dient. Eine Vorerwärmung bis auf den Taupunkt ist bei Luft nicht unbedingt notwendig, es genügt, wenn die eintretende Luft 10—15° C unter dem Taupunkt bleibt, wobei jedoch auf die Schwierigkeit der Taupunktsbestimmung hingewiesen sei. Als Schutzverfahren durch Vorerwärmung kommen folgende Möglichkeiten in Betracht:

1. Heißluftrückführung (Vorerwärmung durch Mischung),
2. Vorerwärmung durch Heißluft durch eine Heizfläche,
3. Rauchgasrückführung (Vorerwärmung durch Mischung),
4. lokale Rauchgasbeimischung,
5. Vorerwärmung durch Warmwasser oder Dampf.

Die Heißluftrückführung ist — ebenso wie die Rauchgasrückführung — in der Anschaffung das billigste Verfahren, da es keine besonderen Wärmeübertragungseinrichtungen benötigt, sondern lediglich eine Umlaufleitung, eventuell mit einem entsprechenden Regelorgan; auch eine durch einen einfachen Thermostaten gesteuerte Regelvorrichtung konnte bei größeren Anlagen von Vorteil sein. Immerhin darf man sich aber über die erheblichen Betriebskosten dieses Verfahrens nicht hinwegtäuschen, die durch die Umwälzung einer großen Luftmasse bei erhöhten Temperaturen hervorgerufen werden.

Die Berechnung der zurückzuführenden Luftmenge geschieht sehr einfach nach der Mischungsregel. Es lassen sich daraus folgende Beziehungen ableiten: Unter der Voraussetzung, daß die Gasabkühlung konstant bleiben soll, ist die von der Luft aufgenommene Wärmemenge in beiden Fällen, bei normalem Betriebe und bei Heißluftrückführung gleich groß, also

$$L \cdot c_{p_i} \cdot \Delta t_i = (1 + y) \cdot L \cdot c'_{p_i} \Delta t'_i. \quad (105)$$

Setzt man $c_{p_i} = c'_{p_i}$, so besteht zwischen der bisherigen Luftaufwärmung Δt_i und der neuen Luftaufwärmung $\Delta t'_i$ der um $y \cdot 100\%$ vergrößerten Luftmenge die Beziehung

$$\Delta t_i = (1 + y) \cdot \Delta t'_i. \quad (106)$$

Soll die Lufteintrittstemperatur von t_i auf t'_{i_1} °C erhöht werden, so ist

$$y \cdot t'_{i_1} + t_i = (1 + y) \cdot t'_i. \quad (107)$$

Daraus ergibt sich durch einfache Umformung

$$\Delta t'_i = \frac{t'_i - t_i}{y}. \quad (108)$$

Die Verknüpfung der Gl. (106) und (108) liefert die Rückführmenge

$$y = \frac{1}{\frac{\Delta t'_i}{t'_i - t_i} - 1}. \quad (109)$$

Zahlenbeispiel: Es sei $t_i = 20^\circ$, t'_i soll mit Rücksicht auf den hohen Taupunkt eines Rohbraunkohlenabgases auf 50° gebracht werden, also $t'_i - t_i = 30^\circ$. Die Luftaustrittstemperatur betrage 200° . Dann ist

$$y = \frac{1}{\frac{180}{30} - 1} = 0,20$$

und

$$\Delta t'_i = \frac{180}{1,2} = 150^\circ; \quad t'_{i_2} = 50 + 150 = 200^\circ$$

wie vorher. Dagegen hat sich das Verhältnis der Wasserwerte von Gas und Luft verschoben, mit dem Ergebnis, daß sich alle Verschiebungen gegenseitig kompensieren. Die Betriebskosten des Luftventilators erhöhen sich durch die Mehrförderung um 20 %, durch die Förderung bei 50° statt bei 20° um etwa 10 %, während die Widerstände im Vorwärmer etwa im Verhältnis $1 : 1,2^{1,75}$ bis $1 : 1,2^2$, also um 38—44 %, oder rund 41 % steigen, was sich etwa in einer Steigerung der Gesamtförderhöhe von 15—20 % auswirken dürfte. Die Förderarbeit und die Förderkosten steigen dadurch um einen recht ansehnlichen Betrag in der Größenordnung von rund 52—58 % der normalen. Diese Mehrbelastung fällt bei aller Einfachheit des Verfahrens immerhin schwer ins Gewicht, außerdem macht sie die Aufstellung eines größeren Motors (und eventuell eines größeren Ventilators) notwendig.

Bei der Vorerwärmung durch Heizflächen liegen zusätzliche Nachteile in den erhöhten Anschaffungskosten, in der Notwendigkeit einer Vergrößerung der primären Heizflächen zur Erzielung der gleichen Wärmeausnutzung und in der Schwierigkeit, die bei der Unterbringung der vergrößerten und der zusätzlichen Heizflächen auftreten können, während die Betriebskosten ebenfalls etwas ansteigen. Betrachten

wir zunächst an einem Beispiel die Vorerwärmung durch Heißluft, wie sie von K. Burwick¹⁾ vorgeschlagen wurde (Abb. 133). Für einen braunkohlegefeuerten Kessel von 1000 m², 60 t/h Dampfleistung, 126000 kg/h Luftmenge, 3512 m² Luftvorwärmerheizfläche, 60° Taupunkt der Rauchgase und folgende Temperaturverhältnisse

Gaseintrittstemperatur in den Vorwärmer	282°
Gasaustrittstemperatur aus dem Vorwärmer . . .	150°
Luftaustrittstemperatur aus dem Vorwärmer . . .	200°

soll die Luft von 20 auf 50° vorerwärmt werden. Sie tritt nunmehr mit 50° in den Vorwärmer ein und muß ihn mit 230° verlassen, um den notwendigen Wärmeüberschuß zur Vorwärmung hergeben zu können und gleiche Gasabkühlung zu erzielen. Die Luftmenge im Vorwärmer ist jetzt unverändert, die mittlere Temperaturdifferenz sinkt von 104,2° auf 73,4°, der Heizflächenbedarf steigt (bei $k = 15$) von 3512 m² auf 4985 m², also fast um 42%! Hierzu kommt die Zusatzheizfläche, die (bei $k = 18$) noch einmal 280 m² beträgt, wodurch die gesamten Vorwärmerheizflächen um fast 50% gestiegen sind. Ferner entstehen auch zusätzliche Betriebskosten, die, gering geschätzt, durch die Vergrößerung der Zug- und Druckverluste im Vorwärmer, die Verluste im Vorwärmer sowie durch die meist etwas ungünstigere Leitungsführung um 20—25% der Luftventilatorleistung anwachsen. Dieser Aufwand — lediglich als Korrosionsschutz — dürfte sich wirtschaftlich keinesfalls rechtfertigen lassen.

Ähnlich liegen die Verhältnisse bei der Vorerwärmung durch Dampf oder Warmwasser. Zur Erzielung der gleichen Gasabkühlung müßte die Luft von 50 auf 230° C vorgewärmt werden, wozu wiederum eine fast 42% größere Heizfläche notwendig wäre. Bei unvergrößerter Heizfläche würde die Lufttemperatur nur etwas über 200° betragen, die Gasaustrittstemperatur dagegen bei etwa 172° liegen. Die Gasminderabkühlung von 22° entspricht bei einem Brennstoff

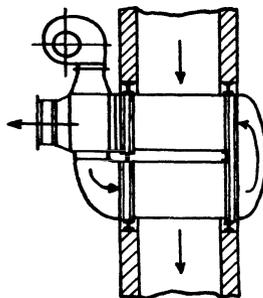


Abb. 133. Vorerwärmung durch Heißluft nach DRP. 519788.

¹⁾ Wärme 53 (1931), 47, S. 875—877.

mit 50 % Wassergehalt nach Gl. (1) und Abb. 1 und bei 12 % CO₂-Gehalt des Abgases einem Mehrverlust von

$$\left(0,01459 + \frac{0,680}{12}\right) \cdot 22 = 1,57\%$$

des Brennstoffheizwertes, also einer Wirkungsgradeinbuße von mehr als 1½ % oder rund 1,85 % Brennstoffmehrver-

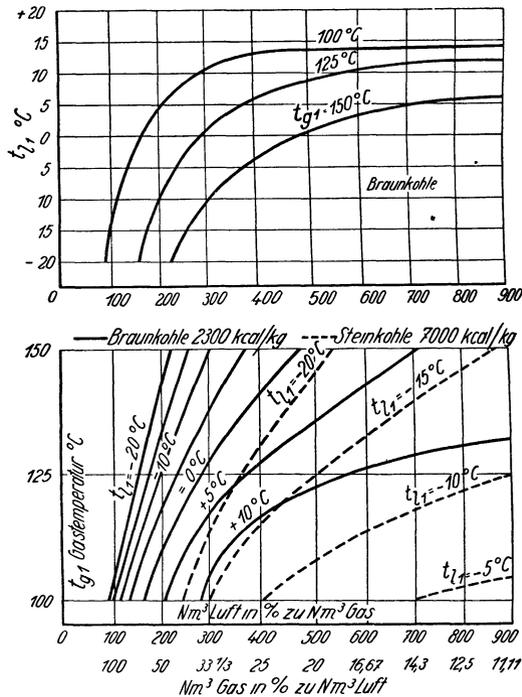


Abb. 134. Taupunktgrenze bei der Gas-Luft-Mischung in Abhängigkeit von dem Mengenverhältnis und der Gas- und Lufttemperatur. (Beispiel: Bei Zumischung von 200 Teilen Luft von -10° zu 100 Teilen Braunkohlenabgas von 125° wird der Taupunkt erreicht.)

brauch. Überdies kommt — selbst wenn man mit beträchtlich hohen k -Werten rechnet — für einen 1000 m²-Kessel eine Rippenrohrheizfläche von etwa 120—130 m² in Frage; das ist schon fast eine kleine Kesselanlage für sich, deren Unterbringung nicht immer einfach sein dürfte. Mit einer oder zwei Reihen Rippenrohren ist bei den in Frage kommenden Luft-

mengen und Leistungen nichts erreicht. Auch die Betriebskosten steigen etwas an.

Die Rauchgasrückführung hat ähnliche Vor- und Nachteile wie die Heißluftrückführung, nur hat man die Möglichkeit, auch heißeres Rauchgas verwenden zu können, indem man es dem Kessel an beliebiger Stelle abzapft. Dann benötigt man allerdings einen besonderen Förderventilator, der aber auch den Hauptluftventilator etwas entlastet. Durch die Zumischung von Rauchgas zur Luft erhält man außerdem die Vorteile, die dem Rauchgasrückführverfahren eigen sind, und die an anderer Stelle bereits eingehend gewürdigt wurden (vgl. S. 67). Eine Eigenart des Verfahrens bedarf aber noch der Erörterung. Hier kommt das Rauchgas, mit Luft verdünnt, auf beiden Seiten mit der kalten Heizfläche in Berührung, wird es dabei nicht Korrosionsschäden auf beiden Seiten anrichten können? Durch die Zumischung von Luft wird die Rauchgastemperatur gesenkt, gleichzeitig wird aber auch der Teildruck des mitgeführten Wasserdampfes gesenkt, wodurch ein gewisser Abstand zwischen Mischtemperatur und Taupunkt der Mischung gewahrt bleibt, wie Abb. 134 zeigt. Lediglich extrem tiefe Lufttemperaturen könnten die Gefahr näher rücken, was sich aber vermeiden läßt, wenn man mit Luft aus dem Kesselhaus arbeitet.

Um die zusätzlichen Betriebskosten zu beschränken, sei endlich auf die Möglichkeit lokaler Rauchgasbeimischung hingewiesen. Ventilator und Kaltluftleitung werden durch Zwischenwände in zwei Räume getrennt (s. Abb. 135). Der ungefährdete Teil des Vorwärmers erhält kalte Luft zugeführt, der gefahrdete (schraffiert) dagegen erhält auf der Luftseite ein genügend hoch temperiertes Rauchgas-Luft-Gemisch. Diese Einrichtung könnte auch benutzt werden, um den einzelnen Teilen des Vorwärmers verschieden stark dosierte Rauchgaszusätze zukommen zu lassen.

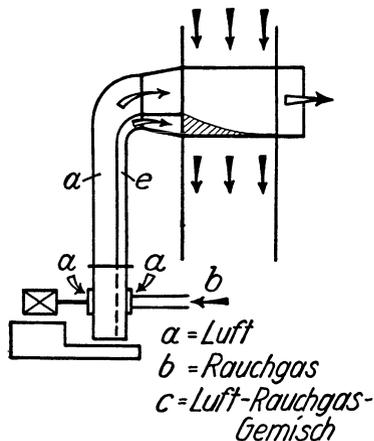


Abb. 135. Verfahren lokaler Rauchgasbeimischung.

Flugaschenwirkungen.

Bei schwefelreichen Brennstoffen nimmt die Schwefelanreicherung in den Rückständen und in der Flugasche bedrohliche Formen an. H. F. Johnstone¹⁾ hat darüber eingehende Untersuchungen angestellt, aus denen man folgendes entnehmen kann. In Anlagen, die mit hohem Zug, also mit großer Geschwindigkeit in der Feuerung arbeiten, die also auch einen großen Flugaschenanfall besitzen, wurden häufig starke Korrosionen — gleichzeitig oft auch starke Verschlackungen des Rohrbündels — festgestellt. Kohlenstaubfeuerungen, die den Schwefel ziemlich vollständig verbrennen, sind davon weit weniger betroffen als Rostfeuerungen; die

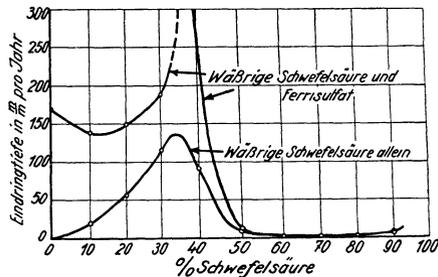


Abb. 136. Angriffswirkung von wäßriger Schwefelsäure und Ferrisulfat auf Eisen nach Johnstone.

Ursache ist also im Schwefelgehalt der Flugasche begründet, zumal diese Art der Korrosion nicht an den kältesten Heizflächenteilen auftritt. Die Korrosionswirkung wird von der Erosionswirkung sehr lebhaft unterstützt, alle korrodierten Teile waren offenbar durch Erosionswirkungen sehr glatt geschliffen. Infolge davon sind auch Anstriche, metallische Überzüge usw. ziemlich wirkungslos. Die schwefelangereicherte Flugasche erweist sich in vielen Fällen als stark hygroskopisch und verursacht Feuchtigkeitsniederschläge schon 30—40° oberhalb des Taupunktes. Von den Schwefelbestandteilen der Flugasche ist das Ferrisulfat am gefährlichsten, da es die Klebefähigkeit der Flugasche steigert, und da Lösungen von Ferrisulfat besonders kräftige Katalysatoren für die Umwandlung von SO_2 in SO_3 darstellen. Die gemeinsame Wirkung von wäßriger Schwefelsäure und Ferri-

¹⁾ A. a. O.

sulfat ist von ungemein zerstörender Wirkung. Abb. 136 zeigt die Ergebnisse von Korrosionsversuchen im Laboratorium, die von Johnstone durchgeführt wurden. Leider bieten aber selbst sehr starke Flugaschenschichten in keiner Weise einen Schutz des darunterliegenden Metalls, vielmehr fördert die poröse Masse die Zerstörung, wie man gerade in ganz zugestopften Rohren gleichzeitig die heftigsten Korrosionswirkungen feststellen konnte.

Korrosionsfestes Material.

Es mag nun naheliegen, den Schwierigkeiten durch Verwendung korrosionsfesten Materials aus dem Wege gehen zu wollen. Hier liegt zunächst die Schwierigkeit vor, daß die Auswirkungen sowohl in der Materialzerstörung als auch in der Heizflächenverschmutzung liegen, und daß man daher günstigenfalls nur die erste dieser Wirkungen beseitigt. Aber es scheint auch eine technisch und wirtschaftlich in gleicher Weise befriedigende Lösung der Materialfrage noch nicht gefunden zu sein. Wohl gibt es eine große Zahl nichtrostender Baustoffe, die Widerstandsfähigkeit gegen wäßrige Schwefelsäure und Ferrisulfatlösungen und andere Schwefelverbindungen ist dagegen schon ein weit schwierigeres Problem. H. F. Johnstone fand, daß kleine Zusätze von Kupfer, Nickel, Molybdän, Silizium, Kohlenstoff, Mangan, Phosphor und Schwefel ohne wesentlichen Einfluß auf die Korrosionsbeständigkeit waren. Chromstahl wurde von reiner Schwefelsäure angegriffen, hielt dagegen gut in Gegenwart von Ferrisulfat (besonders bei 14—30 % Cr). Am besten verhielt sich ein amerikanischer Chromstahl mit der Handelsbezeichnung „18-8-stainless iron“. Auch Kupferlegierungen, reines und antimonhaltiges Blei waren erfolglos. Samoilow¹⁾ empfiehlt zwar ein kupferhaltiges Eisen, doch ist aus seinen Angaben nicht ersichtlich, ob damit bereits erfolgreiche Versuche gemacht wurden, und wie es sich Schwefelsäure gegenüber verhält. Nach den Versuchen Johnstones dürfte kein großer Erfolg zu erwarten sein. Da außerdem eine Reihe der eventuell geeigneten Materialien wegen der hohen Kosten eine wirtschaftliche Verwertung kaum zuläßt, ist einstweilen dieser Weg zur Überwindung der Schwierigkeiten wenig aussichtsreich.

¹⁾ Teplo i sila 1931, 8.

Folgen der Korrosion.

Die Notwendigkeit eines ausreichenden, vorbeugenden Korrosionsschutzes wird nicht nur durch die Materialzerstörung und Entwertung, sondern vor allem auch durch die nachteiligen Einflüsse der Verschmutzung und der fortschreitenden Undichtigkeit auf den Betrieb bedingt. Die Verschmutzung ruft eine Steigerung der Widerstände und damit eine Leistungsminderung des ganzen Kessels und ein Anwachsen der Betriebskosten hervor. Weit schlimmer aber sind die Auswirkungen der fortschreitenden Undichtigkeit, die sich in einer noch stärkeren Begrenzung der Kesselleistung, einer Senkung der Luftvorwärmerleistung, steigenden Betriebskosten, Luftmangel in der Feuerung und einer zunehmenden Begünstigung der Korrosionszerstörungen bemerkbar machen können. Hier ist insofern ein Unterschied zwischen Rekuperatoren (Wärmeübertragung durch die Heizfläche) und Regeneratoren (Wärmeaufladung auf die Heizfläche und Endladung) zu machen, als bei Regeneratoren bekanntlich immer mit einer gewissen Undichtigkeit (Luftverlust) zu rechnen ist (s. S. 182), die aber in ihrer Größenordnung bekannt ist und vor allem selbst bei etwaigem Auftreten von Korrosionen an dem Speichermaterial konstant bleibt. Sie kann daher bei der Auslegung der Ventilatoren gebührend berücksichtigt werden. Bei Rekuperatoren dagegen rechnet man im allgemeinen mit dichten Luftpaschen oder Rohren, so daß die Ventilatoren einem Auftreten von fortschreitend zunehmenden Undichtigkeiten nicht gewachsen sind. Geht Luft verloren, so müssen die Ventilatoren mehr fördern, also schneller laufen; da aber der Kraftbedarf mit der dritten Potenz der Drehzahl zunimmt, ist die vorhandene Leistungsreserve sehr schnell erschöpft.

Ebenso wie eine Überlastung der Unterwindventilatoren, tritt auch eine, wenn auch etwas geringere Erhöhung der Saugzugleistung durch die durch Kaltluftzutritt entstehende Temperatursenkung, bei natürlichem Zug eine Minderung der nutzbaren Zugstärke ein. Befinden sich diese Undichtigkeiten an der Kaltlufteintrittsseite, wie es meistens der Fall ist, so verringert sich die durch den Luftvorwärmer strömende Luftmenge, ihre Endtemperatur steigt an. Da in gleichem Maße auch ein Luftmangel eintritt, wird die Feuerung durch die eventuell auftretenden höheren Temperaturen sehr gefährdet, gleichzeitig steigt die Bildung unverbrannter Gase und die Gefahr starker Nachverbrennungen, so daß derartige Undich-

tigkeiten schließlich zur primären Ursache für die Verbrennung des Luftvorwärmers werden können. Bei laufender Beobachtung wird man eine so weitgehende Auswirkung der Korrosion immerhin leicht verhüten können.

Heizflächenverschmutzung.

Die Ursachen für die Heizflächenverschmutzung sind so mannigfaltig, daß Verallgemeinerungen der in den verschiedenen Anlagen festgestellten Erscheinungen kaum zulässig erscheinen. Grundsätzlich kann man zwei Gruppen von Verschmutzungserscheinungen feststellen:

1. solche, die auf die Natur des Brennstoffs,
2. solche, die auf Wasserzutritt bzw. Befeuchtung (Korrosionen durch Unterschreitung des Taupunktes) zurückzuführen sind.

Allgemein gesprochen sind die Verschmutzungserscheinungen von der Natur des Brennstoffs (Gehalt an flüchtigen Bestandteilen, Aschengehalt, Aschenzusammensetzung und Wassergehalt) und von der Güte der Verbrennung abhängig. Sehr gut ausgebrannter Brennstoff, besonders bei einer in einem hohen Temperaturgebiet vor sich gehenden Verbrennung, ist — selbst bei aschereichen Brennstoffen — am ungefährlichsten und bildet in der Regel keine Ansätze an den Heizflächen. Gleichzeitig ist damit, wie S. 271 bereits ausgeführt, eine Verringerung der Schwefelgefahr verbunden, da der weitaus größte Teil des Schwefels in SO_2 übergeführt wird. Feuerungen, die mit gutem Ausbrand und hohem CO_2 -Gehalt arbeiten, so z. B. besonders sorgfältig bediente und nicht überlastete Kohlenstaubfeuerungen, zeigen daher stets reine Heizflächen und die geringsten Schwefelschwierigkeiten. Ölfeuerungen und besonders Rostfeuerungen, die mit Brennstoffen mit hohem Gehalt an flüchtigen Bestandteilen arbeiten, zeigen wesentlich größere Schwierigkeiten und mitunter so starke Verschmutzungen, daß sie ohne besondere Reinigungsvorrichtungen nicht auskommen. Ganz besonders erschwerend ist der Betrieb bei sehr geringen Kesselbelastungen (auch in der Anfahr-, Abstell- und Bänkperiode), da dann die Feuerraum- wie auch die Gas-Endtemperaturen am niedrigsten, die Luftüberschüsse meist sehr groß und bei größeren Feuerungen auch sehr ungleich sind, während die Gasgeschwindigkeiten sehr klein und häufig auch noch ungleich sind. Alle Vorbedingungen für eine Verrußung und Verschmutzung der Heizflächen sind dann gleichzeitig gegeben.

Nach der Natur der Ansätze¹⁾ kann man unterscheiden:

1. Ablagerungen (besonders auf waagerechten Flächen und bei geringen Neigungswinkeln) lose
2. Anwehungen (auf vom Gasstrom senkrecht oder schräg getroffenen Flächen) fest
3. Ansinterungen locker, weich
4. Verschlackungen fest, verglast
5. Salzkondensationen und Sublimationen fest, kristallinisch

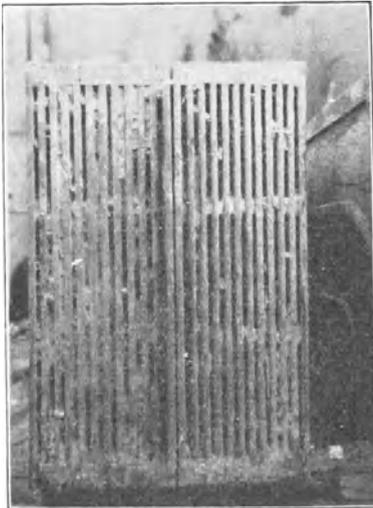


Abb. 137. Verstopfungen an einem Platten-Luftvorwärmer.

Ablagerungen oder Anwehungen auf waagerechten Flächen, z. B. auf den Lufttaschen von Platten-Luftvorwärmern oder den Rohrböden von Röhren-Luftvorwärmern, können gelegentlich durch leichte Erschütterungen oder ähnliche Ursachen in groben Stücken abreißen und in die engen Kanäle hineingelangen, wo sie festklemmen und die Ursache zu weiteren schwerwiegenden Verstopfungen bilden, wie z. B. Abb. 137 zeigt, wo sich ein Vorwärmer ganz zugesetzt hatte. Die Verrußung und die damit verursachte Verschmutzung

setzt im allgemeinen sehr langsam ein, so daß sie zunächst unbeachtet bleibt, doch kann sich im Lauf der Zeit auch daraus eine ernstere Betriebsstörung oder Beeinträchtigung ergeben (vgl. Abb. 137a). Eine Grundbedingung für jede Maßnahme zur Reinhaltung der Heizflächen ist daher die rechtzeitige Entfernung der Ansätze beim Beginn ihres Entstehens. Es ist daher empfehlenswert, selbst dort Reinigungsvorrichtungen vorzusehen, wo keine besonders schweren Verschmutzungen zu erwarten sind. Besonders gefährlich

¹⁾ Vgl. auch P. Rosin, „Verschlackung von Heizflächen“. Arch. Warmew. **12** (1931), 3, S. 81—82 und „Das Ascheproblem in der Feuerung“. Brk. **30**, (1932) 31, S. 628—645.

und durch die üblichen Reinigungsrichtungen meist überhaupt nicht zu entfernen sind diejenigen Ansätze, die durch die Mitwirkung von Wasser entstehen. Solche Verschmutzungen treten auf

1. bei Unterschreitung des Taupunktes,
2. bei Wassereinbruch in die Rauchgaswege durch Undichtigkeiten

an Kesseln und Economisern, durch Rohrreißer und ähnliche Unfälle. In solchen Fällen nimmt die Verschmutzung in ganz kurzer Zeit (mitunter innerhalb weniger Tage) so stark zu, daß der Betrieb nicht mehr aufrechterhalten werden kann. Es ist daher notwendig, nach derartigen Unfällen sofort eine Untersuchung des Reinheitszustandes der

Vorwärmerheizflächen vorzunehmen und für eine Beseitigung der primären Ursachen der Verschmutzung zu sorgen.

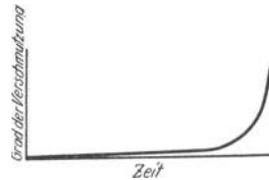


Abb. 137 a. Zunahme des Verschmutzungsgrades mit der Zeit.

Bekämpfung der Heizflächenverschmutzung.

Zur Verhütung von Heizflächenverschmutzungen gibt es zahlreiche Hilfsmittel, je nach der Natur der zu erwartenden Ansätze. In vielen Fällen scheint es schon zu genügen, wenn hohe Gasgeschwindigkeiten — bei Regenerativvorwärmern, bei welchen Gas und Luft durch dieselben Kanäle strömen, auch hohe Luftgeschwindigkeiten — angewendet werden, eine Maßnahme, die allerdings nur bei einfachen Ablagerungen Erfolg verspricht. Selbstverständlich kann man in dieser Beziehung nicht willkürlich vorgehen, da man sich ja mit den Geschwindigkeiten und Widerständen möglichst im Bereich des wirtschaftlichen Bestwertes halten muß. Hier sei bemerkt, daß allerdings nicht die Geschwindigkeit allein, sondern der Bewegungszustand des Gases überhaupt, also die Größe der Geschwindigkeit und der Turbulenz, maßgebend ist. Ein unmittelbares Maß für diese Größe ist der auftretende, meßbare Reibungswiderstand. Entgegen einer weitverbreiteten Anschauung ist daher bei gleichen Geschwindigkeiten ein enges Rohr bzw. ein engerer Kanal infolge der höheren Turbulenz besser vor der Bildung von Ansätzen geschützt als ein Rohr größeren Durchmessers oder ein weiterer Kanal. Umgekehrt allerdings sind einmal entstandene Ansätze bei

engen Querschnitten gefährlicher, da sie einen größeren Prozentsatz der verfügbaren freien Querschnitte in Anspruch nehmen. Folglich sind bei engen Querschnitten auch die vorsorglichen Maßnahmen zur Heizflächenreinigung besonders wichtig, dann aber bilden sie durchaus keine größere Gefahr als weite. Da bei schwacher Belastung besonders geringe Widerstände auftreten, ist damit die Gefährlichkeit dieses Betriebszustandes schon genügend gekennzeichnet. Man wird daher bei Anlagen, die fortgesetzt mit schwacher Belastung arbeiten müssen, auf die Heizflächenreinigung und ihre laufende Kontrolle besonderen Wert legen müssen.

Zur Reinigung der Vorwärmerheizflächen kommen in Frage für gelegentliche Säuberung:

1. Reinigen durch Bürsten und Kratzen,
2. Auswaschen mit heißem Wasser;

für betriebsmäßige Reinigung:

3. Dampf-Rußbläser,
4. Preßluft-Rußbläser.

Die zweckmäßigsten Abstände größerer Reinigungsperioden wie auch des betriebsmäßigen Abblasens der Heizfläche lassen sich nicht allgemeingültig festlegen, da die Ursachen und die Stärke der Verschmutzung allzu verschieden sind. Häufig rechnet man mit einem Abblasen je Schicht bzw. einmal je Tag und mit einer gründlicheren Reinigung im Rahmen einer allgemeineren Kesselreinigung in etwa 3 bis 6 Monaten Abstand. In einzelnen Fällen wurde eine Verlängerung der Lebensdauer durch regelmäßiges Auswaschen der Vorwärmer in Zeitabständen von 6 Wochen festgestellt¹⁾.

Rußbläser für Dampf- oder Preßluftbetrieb sind aus dem Kesselbau hinreichend bekannt, so daß einige kurze Bemerkungen zu den Sonderbauformen für Luftvorwärmer und zu den häufigsten Fehlerquellen genügen mögen.

Der wichtigste Unterschied gegenüber den in den übrigen Teilen des Kessels verwendeten Rußbläsern liegt in der Anordnung und Bewegung. Die übliche Drehung gibt keine ausreichende Gewähr für eine gute Abreinigung der Heizfläche, da es notwendig ist, die Rauchgaskanäle senkrecht zu beaufschlagen und jeden einzelnen der vielen kleinen Rauchgaskanäle zu treffen. Die üblichste Ausführungsform ist daher

¹⁾ Vgl. „Amerikanische Erfahrungen mit Luftvorwärmern“. Wärme 54 (1931), 8, S. 142 und N. E. L. A. Publ. Nr. 068 (Juni 1930), Prime Movers Committee.

ein längsbeweglicher Rußbläser, der entweder längs oder quer zu den Spalten bewegt wird. Die Düsenöffnungen sind dann entweder so angeordnet, daß über jedem Gaskanal eine Düse liegt, oder daß alle Düsen über einem Spalt liegen und durch die Bewegung über die übrigen Spalten geschoben werden können. Die Dampfzuführung erfolgt dann durch bewegliche Metallschläuche oder durch stopfbüchsenartig gedichtete Posaunenrohre. Bei Vorwärmern mit bewegten Heizflächen vereinfacht sich die Rußbläservorrichtung insofern, als man einfach feststehende Düsenrohre verwenden kann.

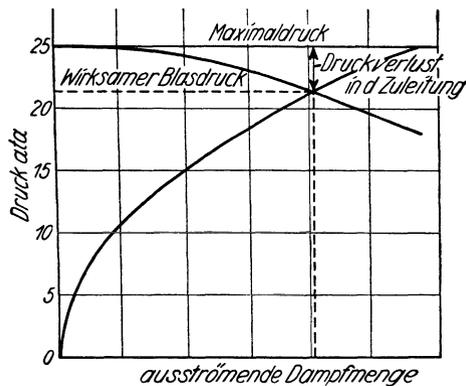


Abb. 138. Bestimmung des nutzbaren Rußbläserdruckes.

Der Konstruktion und ganz besonders dem Betrieb der Rußbläseerichtungen wird nicht immer die notwendige Sorgfalt zugewandt, es sei daher betont, daß der Schaden, der durch ungenügende und schlecht bediente Rußbläser entstehen kann, mitunter größer ist als der erwartete Nutzen. Als wesentlicher Bestandteil muß schon die Dampfzuführungsleitung angesehen werden, an der häufig Fehler gemacht werden. Die beim Rußblasen benötigten Dampfmen gen werden häufig unterschätzt und demzufolge die Rohrleitungen zu knapp bemessen. Der wirksame, vor den Ausströmdüsen zur Verfügung stehende Druck ergibt sich aus dem maximalen Anfangsdruck (Kesseldruck) abzüglich des in der Zuleitung entstehenden Druckabfalles (durch Reibung, Krümmer, Absperrorgane, Querschnittsveränderungen usw.) und aus dem Verlauf des Druckes in Abhängigkeit von der ausströmenden Dampfmenge. Man findet diesen Druck z. B.

graphisch, in dem man diese Drucke in Abhängigkeit von der Menge aufträgt (s. Abb. 138). Ist die Zuleitung falsch bemessen, so ist der Druckabfall unter Umständen so stark, daß der Blasedruck unzulässig weit absinkt und eine Reinigung nicht mehr erzielt werden kann. Den wirksamen Blasedruck hält man zweckmäßig auf mindestens 8—12 at; bei sehr hohen Kesseldrücken wird der Dampf in der Zuleitung mit Rücksicht auf den Dampfverbrauch absichtlich gedrosselt. Man verlege daher die Dampfzuleitung mit möglichst wenig unnötigen Widerständen, Abzweigen, Krümmern, Ventilen und plötzlichen Querschnittserweiterungen und möglichst in gleicher lichter Weite wie das anschließende Rußbläserrohr. Hängen mehrere Rußbläser an einer Leitung, so beachte man, ob eventuell mehrere Bläser gleichzeitig in Betrieb genommen werden, und bemesse die Leitung dementsprechend. Die lichte Weite der Rohre wählt man je nach Länge und Widerstand der gesamten Zuleitung; als Anhalt diene, daß die gleichzeitig geöffneten Düsenquerschnitte zusammen etwa 25—30 % des Zuleitungsquerschnittes ausmachen sollen. Ein weiteres wichtiges Erfordernis ist die Möglichkeit einer wirksamen Entwässerung der Zuleitungen und der Blasrohre selbst, damit kein Wasser auf die Heizflächen geblasen wird. Aus dem gleichen Grunde ist Sattdampf oder Naßdampf zu verwerfen und Heißdampf oder noch besser Preßluft vorzuziehen. Mit Rücksicht auf die niedrigen Gastemperaturen sollte die Abblasung bei nicht zu geringen Kesselbelastungen vorgenommen werden.

Die Düsenquerschnitte, Zahl, Formgebung und ihr Abstand von der zu reinigenden Heizfläche sind gleichfalls für die zu erzielende Wirkung von großer Bedeutung. Die Wirkung des Bläserstrahles wird sofort nach dem Austritt aus der Düse und beim Ausblasen in den freien Raum durch die Energiezerstreuung geschwächt¹⁾ und beträgt schon nach 1 m Weg weniger als die Hälfte der Anfangsenergie. Kommt hierzu noch der verhältnismäßig starke Reibungswiderstand in den Kanälen oder Rohren, in die der Dampf nach kurzem freien Weg hineingeblasen wird, so muß er nach 1—2 m Weg seine Durchschlagskraft weitgehend eingebüßt haben. Bei Vorwärmern großer Bauhöhe (3—4 m und mehr) muß daher auf Rußbläser ganz verzichtet werden (wobei man sich auf die Möglichkeit der Auswaschung oder anderer Reinigungs-

¹⁾ Vgl. Dr.-Ing. W. Zimm, Über die Strömungsvorgänge im freien Luftstrahl“. VDI. Forschungsarb. Nr. 234.

methoden beschränkt), oder die Heizfläche muß so unterteilt werden, daß noch Rußbläser zwischengebaut werden können.

Für besonders schwierig liegende Fälle und bei besonders fest haftenden Ansätzen dürfte das Abblasen mit Preßluft und Sand (Sandstrahl) Erfolge versprechen, wie es von Nölle und Quednau¹⁾ vorgeschlagen worden ist.

VIII. Kontrolle projektierter und ausgeführter Luftvorwärmer-Anlagen.

Garantien.

Die Kontrolle von Luftvorwärmerprojekten kann sich auf die Leistung und den Wirkungsgrad der Vorwärmer, auf die Einhaltung optimaler Werte der Gas- und Luftgeschwindigkeiten und der Gasaustrittstemperaturen, auf die Zulässigkeit der erzielten Lufttemperaturen, auf die Zug- und Druckverluste auf der Gas- und Luftseite, auf die Möglichkeit der Reinigung, die Zugänglichkeit und auf die Zweckmäßigkeit der Anordnung erstrecken. Nicht in allen Fällen werden dem Abnehmer die notwendigen Erfahrungen zur Verfügung stehen, um sich hier von vornherein genügend zu sichern; wichtiger ist daher die Forderung und Aufstellung von Garantiewerten, die dem Hersteller und Lieferer der Luftvorwärmeranlage als Bedingung auferlegt werden. Hierbei muß zunächst auf die Notwendigkeit genau festgelegter Voraussetzungen hingewiesen werden, die von sehr großem Einfluß auf die erzielbaren Ergebnisse sind. Vor allem spielt die Höhe der Gaseintrittstemperatur und das Verhältnis der Luftmenge zur Gasmenge, der x -Wert, eine große Rolle. Es besteht die Möglichkeit, Garantien auf die erreichbare Gas- und Luftaustrittstemperatur sowie auf die gas- und luftseitigen Widerstände aufzustellen und zu verlangen, vorausgesetzt, daß die Gas- und Luftmengen und die Gas- und Lufttemperatur genau festgelegt werden. Schwierig ist es dagegen, eine solche Garantie an der ausgeführten Anlage zu prüfen, da man damit rechnen muß, daß die genaue Einhaltung der vier Voraussetzungen ohne irgendwelche Verschiebung gegeneinander nur schwer erreichbar ist und wohl selten genau erzielt wird. Arbeitet z. B. eine Kesselanlage

¹⁾ Dr. H. Nölle und Dipl.-Ing. H. Quednau, „Erfahrungen und Neuerungen bei Rußblasern im Großkraftwerk Stettin“. Elektrizitätswirtsch. (1931), 24 S. 682—685.

während des Garantiever suches mit einem anderen CO_2 -Gehalt und einem anderen Kesselwirkungsgrad, als vorausgesetzt, so ändern sich bei einer gegebenen Leistung nicht nur die Brennstoffmengen, sondern auch die Gas- und Luftmengen sowie das Verhältnis der beiden zueinander und die Gastemperaturen, möglicherweise auch noch die Lufteintrittstemperaturen — je nach Jahreszeit und Tagesstunde. Eine exakte Beurteilung ist damit jedenfalls erschwert und eine Messung der erzielten Lufttemperatur kein absoluter Maßstab für die Erfüllung der geforderten Leistung. Aus diesem Grunde sei vorgeschlagen, den „mittleren Wirkungsgrad“ als Maßstab und allein maßgebenden Garantiewert anzunehmen, da er von den Abweichungen der gegebenen Voraussetzungen wenigstens in praktisch einhaltbaren Grenzen unabhängig ist. Vgl. Kap. V, S. 140¹). Es ist selbstverständlich notwendig, zur Projektierung der Anlage zunächst Gas- und Luftmengen — um Irrtümern vorzubeugen am zweckmäßigsten in kg/h — sowie die Gas- und Lufteintrittstemperaturen festzulegen; man kann sich dann jedoch darauf beschränken, den mittleren Wirkungsgrad z. B. bei Normallast als zahlenmäßigen Garantiewert festzulegen. Die Verhältnisse bei kleineren und größeren Belastungen sind damit schon eindeutig gegeben und nicht von der Güte, Größe oder Konstruktion des Vorwärmers beeinflußt (abgesehen von den etwaigen Luftverlusten). Daneben ist allerdings noch eine Festlegung der gaseitigen Zug- und der luftseitigen Druckverluste notwendig, und hier liegt insofern eine größere Schwierigkeit, als diese Werte ja nicht nur von den Gas- und Luftmengen, sondern auch noch von den Temperaturen sehr fühlbar abhängig sind, so daß es einen leicht feststellbaren und von Schwankungen der Voraussetzungen unempfindlichen Garantiewert, eine Parallele zum mittleren Wirkungsgrad, nicht gibt. Bei der Schwierigkeit genauer Vorausberechnung von derartigen Widerständen und dem starken Einfluß von Abweichungen und Schwankungen in den Geschwindigkeiten, der Rauigkeit der bestrichenen Flächen usw. ist es daher nicht nur zweckmäßig, sondern geradezu notwendig, die Zahlenwerte unter Zugrundelegung einer mittleren Gas- bzw. Lufttemperatur (besser einer Temperaturspanne, wobei der Lieferer mit der oberen Grenze dieser Spanne rechnen muß) und mit einer gewissen Toleranz von

¹) Vgl. Gumz, „Vorschlag zur Bewertung von Luftvorwärmern“. Arch. Wärmew. 11 (1930), 6, S. 195—196.

mindestens $\pm 10\%$, eventuell noch unter Angabe des Betriebszustandes (abgereinigte Heizfläche und dgl.) anzugeben. Die Toleranz für die Garantie des mittleren Wirkungsgrades kann auf etwa ± 1 — 2% eingeengt werden.

Zahlenbeispiel: Ein Luftvorwärmer soll das Rauchgas von 360° auf 161° abkühlen, die Luft von 20° auf 263° vorwärmen, der x -Wert betrage 0,82. Dann ist $\eta_g = 58,6\%$, $\eta_l = 71,4\%$ und $\eta_m = 65\%$. Die Garantie lautet auf $\eta_m = 65\%$ ($\pm 1\%$), d. h. der mittlere Wirkungsgrad darf in den Grenzen von 64,35% bis 65,65% liegen. Im Versuch sei gemessen: $t_{g_1} = 352^\circ$, $t_{g_2} = 151^\circ$, $t_{l_1} = 17^\circ$, $t_{l_2} = 253^\circ$ und $x = 0,85$. Die erwartete Lufttemperatur von 263° stellt sich nicht ein; ist der Vorwärmer garantiegemäß dimensioniert? Es ist nunmehr $\eta_g = 59,9\%$, $\eta_l = 70,5\%$ und $\eta_m = 65,2\%$; der garantierte mittlere Wirkungsgrad ist eindeutig erfüllt, der Vorwärmer würde den gestellten Bedingungen entsprechen, wenn es möglich wäre, die Voraussetzungen genau herzustellen.

Konstruktions- und Anlagemängel sind durch derartige Garantiezahlen indessen nicht zu erfassen, und es bedarf besonderer Abmachungen über Mängelbeseitigung und Betriebsfähigkeit der Anlage, wobei im allgemeinen Zusicherungen bis zur Dauer eines Jahres oder einer bestimmten Betriebsstundenzahl (5000—10000) üblich sind, da man annehmen kann, daß grundsätzliche Konstruktionsmängel innerhalb eines solchen Zeitraumes offenbar werden. Hierher gehören insbesondere auch betriebliche Mängel, die auf Taupunktunterschreitung zurückzuführen sind, da diese ja in gewissem Maße von der Konstruktion abhängen. Vgl. S. 281. Es muß dabei allerdings die Voraussetzung gemacht werden, daß dem Lieferanten und Hersteller die Betriebsbedingungen und die Art des Brennstoffes bekannt gewesen sein müssen, und daß ihm die Bestimmung der niedrigsten zulässigen Abgastemperatur vorbehalten geblieben ist.

Abnahmeprüfung.

Die Prüfung ausgeführter Luftvorwärmanlagen kann sich erstrecken auf 1. die Werkstattkontrolle, 2. die Baukontrolle nach erfolgtem Einbau und 3. die eigentlichen Abnahmeversuche unter den festgelegten Betriebsbedingungen.

Zur Werkstattkontrolle gehört die Materialprüfung, die Kontrolle der Maßhaltigkeit (besonders bei Vorwärmern, die aus zahlreichen Einzelementen aufgebaut werden) und der

Dichtigkeit der Einzelemente (Güte der Schweißnähte usw.). Derartige Kontrollen durch den Abnehmer sind indessen nicht allgemein üblich, zumal doch der Lieferer die Verantwortung für die Ausführung trägt, auch dann, wenn sich etwaige Mängel erst im Laufe längerer Betriebszeit herausstellen. Die Prüfung auf der Baustelle ist wesentlich aufschlußreicher, da ja die fühlbarsten Mängel nicht so sehr in den Einzelementen einer Vorwärmanlage liegen, sondern erst durch das Zusammensetzen vieler Elemente und durch den Anschluß an die Gas- und Luftleitungen auftreten. Noch wesentlicher ist die Frage, wie weit die im Montagezustand festgestellte Dichtigkeit im laufenden Betrieb erhalten bleibt, so daß man der endgültigen Betriebskontrolle wie auch ihrer gelegentlichen Wiederholung nach längerer Betriebszeit den größten Wert beimessen darf.

Rekuperativ-Luftvorwärmer, insbesondere solche, die aus geschweißten oder auf andere Weise hergestellten Lufttaschen bestehen, müssen nach Möglichkeit in der Werkstatt durch Abdrücken auf Dichtheit der Schweißnaht hin geprüft werden. Bei einigen Bauarten, besonders Röhren-Luftvorwärmern, ist eine derartige Prüfung in der Werkstatt nicht durchführbar, da das Dichteinwalzen der Rohre selbst auf der Baustelle geschieht, ähnlich wie bei der Montage des Kessels selbst. Diese Maßnahme ist indessen nicht als eine Wertung des Luftvorwärmers, sondern lediglich als eine Kontrolle der Werkstattarbeit anzusehen. Beim Luftvorwärmer selbst kommt es darauf an, wie sich der fertig eingebaute Luftvorwärmer im Betrieb und vor allem, wie er sich nach längerer Betriebszeit verhält. Sofern Zerstörungen irgendwelcher Art im Laufe der Betriebszeit zu erwarten sind, ist weiterhin die Frage von Wichtigkeit, wie der Schaden nachträglich einfach und mit den geringsten Kosten behoben werden kann. Für fertig montierte Vorwärmer läßt sich in einigen Fällen eine Prüfung mit Salmiaknebeln vornehmen. Wichtiger jedoch erscheint mir die Prüfung nach einer längeren Betriebszeit, wobei Prüfungsmethoden erforderlich sind, die man leicht wiederholen und zu beliebiger Zeit anwenden kann. Es kommt in erster Linie eine Kontrolle der geförderten Luftmenge sowie eine Kontrolle des CO_2 -Gehaltes vor und hinter dem Luftvorwärmer in Frage, die zweckmäßig im Rahmen eines vollständigen Kesselversuchs durchgeführt wird. Bei der Messung des CO_2 -Gehaltes ist allerdings darauf hinzuweisen, daß die Entnahme der Gasprobe an einer Stelle des

Rauchgasquerschnittes gerade für diese Zwecke vollständig verfehlt ist und oft genug negative Ergebnisse gebracht hat. Die Undichtigkeiten an Luftvorwärmern, die lokal aufzutreten pflegen, setzen voraus, daß vor der Messung eine genügende Durchmischung und Durchwirbelung des Gases stattgefunden hat, und daß außerdem der ganze Gasquerschnitt sowohl vor als hinter dem Luftvorwärmer abgetastet wird. Andernfalls besteht die Gefahr, daß die Messungen zu Fehlschlüssen Anlaß geben.

Durchführung von Abnahmeversuchen.

Abnahmeversuche an Luftvorwärmern lassen sich nur im Rahmen vollständiger Kesselversuche durchführen, da man zur Bestimmung der Gas- und Luftmengen die verfeuerten Brennstoffmengen und die CO_2 -Gehalte im Feuerraum und vor dem Luftvorwärmer kennen muß, und da die Kontrolle durch die Kesselleistung sowie durch die ausführliche Wärmebilanz der Kesselanlage vor groben Irrtümern bewahrt. Die eigentlichen Messungen, die den Luftvorwärmer berühren, sind, außer der Bestimmung der Gas- und Luftmengen, die Messung der vier Temperaturen, Gas- und Luftein- und -austrittstemperatur, und der vier Drücke bzw. der Druckdifferenzen zwischen Eintritt und Austritt auf der Gas- und Luftseite.

Die Durchführung der einzelnen Messungen, wie auch die dabei auftretenden Schwierigkeiten und die notwendigen Maßnahmen zur Erzielung einer hinreichenden Meßgenauigkeit dürfen an dieser Stelle als bekannt vorausgesetzt werden; es soll lediglich auf einige Besonderheiten, wie sie bei Luftvorwärmanlagen auftreten können, hingewiesen werden.

Mengenmessungen: Während man in den meisten Fällen auf die Errechnung der Gas- und Luftmengen aus dem Brennstoffverbrauch und der Brennstoff- und Gasanalyse zurückgreifen wird, wobei man mit den Schwierigkeiten einer richtigen Erfassung der Durchschnittsproben zu kämpfen hat, kann in einzelnen Fällen auch die Mengenbestimmung aus der Geschwindigkeitsmessung mit dem Pitotrohr, dem Prandtl'schen Staurohr und dgl. in Frage kommen. Da es sich aber stets um große Querschnitte handelt, ist es nicht nur notwendig, eine Meßstelle mit hinreichend langer Einlauf- und Auslaufstrecke zu suchen, sondern es muß unbedingt ein Abtasten des ganzen Querschnitts erfolgen. Es lassen sich dabei leider keine allgemeingültigen Normen für

die zweckmäßigste Eintauchtiefe zur Erfassung eines richtigen Mittelwertes aufstellen; es ist zu empfehlen, wo ein Abtasten beim Hauptversuch aus Mangel an Zeit, Personal oder entsprechenden Instrumenten nicht möglich ist, durch einen Vorversuch bei gleicher Kesselbelastung die Beaufschlagung des ganzen Querschnittes festzustellen, um daraus einen Anhalt für die jeweils zweckmäßigste Eintauchtiefe zu erhalten.

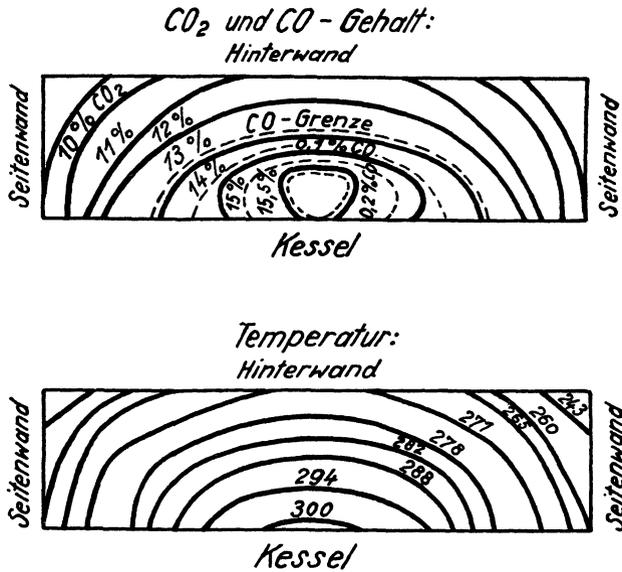


Abb. 139. Verteilung des CO₂ und CO-Gehaltes und der Temperatur über den Querschnitt eines Rauchgaskanales.

Es muß jedoch betont werden, daß die Gas- und Luftmengen großen Schwankungen unterworfen sein können, so daß die zeitliche Festlegung der Ablesungen sehr wichtig ist. Bei Handfeuerungen und ähnlichen, mit periodischer Brennstoffzufuhr arbeitenden Feuerungen entsteht z. B. beim Einbringen des frischen Brennstoffs eine sehr lebhaft e Entgasung und Vergasung, die allmählich abklingt, während gleichzeitig die Gaszusammensetzung stark wechselt, aufsteigend zu einem CO₂-Höchstwert — meist noch mit einem Auftreten unverbrannter Gase verbunden — und allmählich absinkend auf einen Mindestwert. Diese Schwankungen werden beim Betrieb mit Heißluft eher noch verstärkt, da hierbei

die Entgasung und Vergasung besonders lebhaft und vollständig ist, da ja die Gasausbeute mit wachsender Temperatur steigt. Mengenschwankungen durch CO_2 -Schwankungen kommen indessen auch, wenn auch nicht in so ausgeprägten Perioden, bei anderen Feuerungssystemen vor, wie ein Blick auf die registrierenden CO_2 -Messer an derartigen Feuerungen zeigt. Ein weiterer Impuls zu Mengenschwankungen der Gase wird durch fluktuierende Luftzufuhr und Schwankungen in der Zugstarke (Temperaturschwankungen, Windstöße und dgl.) gegeben. Schon die Ventilatoren liefern ja keinen absolut konstanten Druck, sondern eine Summe von Druckstößen, die durch die Schaufelzahl und die Umdrehungszahl bedingt sind. Besonders deutlich ist dies bei geringer Umdrehungs- und Flügelzahl bei den Schraubenventilatoren

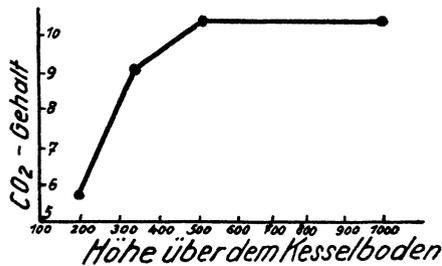


Abb. 140. Verteilung des CO_2 -Gehaltes über die Höhe eines Rauchgasfuchses.

(Propellerventilatoren) der Fall. Unempfindliche Instrumente messen in diesem Falle nicht den Mittelwert, sondern bewegen sich auf der Grenze der Höchstwerte. Endlich aber werden CO_2 - und Mengenschwankungen auch durch Qualitätsunterschiede im Brennstoff und wechselnde Luftdurchlässigkeit der Rostoberfläche (Löcherbildung und Zuschüttung im Brennstoffbett) hervorgerufen.

Gasanalyse: In gleichem Maße wie die Mengen pflegen auch die CO_2 -Gehalte im Abgas aus den oben angeführten Gründen zu schwanken. Hierzu kommen jedoch noch weitere Störungsquellen. Die Gaswege befinden sich im Unterdruck, und die Wände besitzen eine gewisse Porosität, manchmal auch gröbere Undichtigkeiten, durch welche Luft in die Kanäle eingesaugt wird, die sich jedoch unvollkommen mischt und Zonen, besonders also Randzonen, geringeren CO_2 -Gehaltes bildet. Im Verlauf der langsamen Strömung

durch lange, große Kanäle ist eine weitere Entmischung der Gase und eine Scheidung nach dem spez. Gewicht wahrscheinlich, jedenfalls ergibt die CO_2 -Messung an einem Punkt unmöglich auch nur ein annäherndes Bild über den wirklichen Mittelwert. Abb. 139 zeigt die Meßergebnisse im letzten Zug eines Kessels nach H. Håkanson¹⁾, und zwar sowohl CO_2 - und CO-Verteilung (oberes Bild) als auch die Temperaturverteilung (unteres Bild). In ungenügender Tiefe gemessen ergibt sich eine zu niedrige Temperatur und ein zu niedriger CO_2 -Gehalt, so daß eine darauf begründete Abwärmeverlustbestimmung zu großen Fehlern führen muß. Abb. 140 zeigt ein besonders krasses Beispiel der Untersuchung in einem waagrecht verlaufenden Fuchs. Offenbar drängt sich hier der leichte, heiße Rauchgaskern nach oben, während die mit Falschlufft untermischten Rauchgasbestandteile zu Boden sinken. Tritt in einem solchen Fuchs eine Befeuchtung des Bodens durch eindringendes Grundwasser auf, so findet außerdem eine starke Wärmeabfuhr am Boden statt, und die Verhältnisse verschlimmern sich noch weiter. Eine andere Störungsquelle bildet die häufig ungenügende Abdichtung bei der Einführung von Meßinstrumenten und Gasentnahmehohrren. Es folgt daraus, daß jede Meßstelle genauestens untersucht werden muß, ehe man die gewonnenen Meßergebnisse weiter verwertet, zumal bei Luftvorwärmanlagen örtliche Falschlufftzutritte und andere Meßerschwerungen dieser Art geradezu die Regel sind.

Temperaturmessungen: Die zeitlichen und örtlichen Schwankungen sind besonders bei der Temperaturmessung sehr störend. Auch hier ist eine bestimmte Eintauchtiefe nicht festzulegen, da besonders die Randstörungen durch Einsaugen kalter Luft durch die Wände, durch grobe Undichtigkeiten und mangelhafte Durchmischung sehr empfindlich sind. Abb. 139 zeigt ein Beispiel für die Temperaturverteilung, aus dem die Meßschwierigkeiten ersichtlich werden. Hinzu kommt, daß die Vorwärmer die Gastemperatur im allgemeinen nicht gleichmäßig herabsetzen und die Luft nicht gleichmäßig erwärmen, besonders dann, wenn sie im Kreuzstrom arbeiten, oder wenn sich periodische Schwankungen örtlich ausprägen, wie bei Drehregeneratoren. Außer den Randstörungen durch Wärmeabfuhr nach außen und durch Kaltlufteinbruch treten dann noch Temperaturfeldstörungen durch das Meßgerät selbst, undichte Einführung usw. auf,

¹⁾ Teknisk Tidskrift 58 (1928), Mekanik 2, S. 15—16.

so daß genaue Temperaturmessungen zu den schwierigsten Aufgaben der Meßtechnik überhaupt gehören.

Wärmeinhaltsmessungen: Aus mittlerer Temperatur, mittlerer Geschwindigkeit und eventuell mittlerem CO_2 -Gehalt läßt sich ein mittlerer Wärmeinhalt feststellen. Exaktere Werte liefert dagegen ein Übereinanderkopieren der gemessenen Geschwindigkeits-, Temperatur- und CO_2 -Felder. Besonders bilden zeitliche Verschiebungen der einzelnen

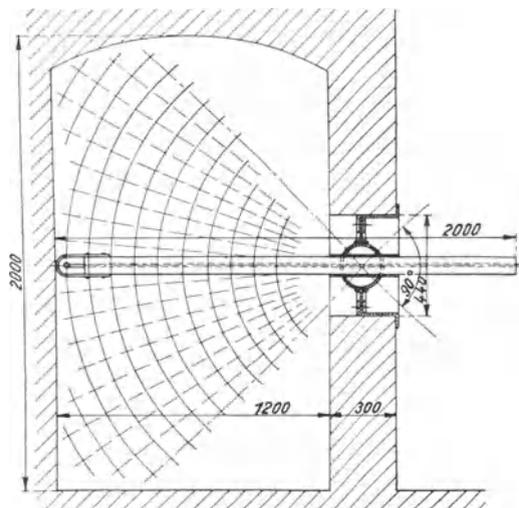


Abb. 141. Einbau eines Einheitsmeßinstrumentes in einen Rauchfuchs.

Messungen starke Fehlerquellen. Diesem Mangel etwas abzu- helfen, war der Grundgedanke zur Schaffung des „Einheits- instrumentes“ von A. Härlin und O. Stålhane¹⁾. Dieses Einheitsinstrument besteht aus einem Absaugepyrometer, einem Pitotrohr und einem wassergekühlten Gasentnahme- rohr, die zu einem Instrument zusammengebaut und mit einem gemeinsamen, verschiebbar und schwenkbar ange- ordneten Schutzrohr umschlossen sind (vgl. Abb. 141). Am anderen Ende des Instrumentes befinden sich ein Ejektor für Preßluft, ein Gasfilter und eine Gaspipette oder ein ent- sprechender Anschluß an einen Rauchgasanalysator, ein

¹⁾ Ziv.-Ing. Axel Härlin, „Ett Enhetsinstrument för rökgasmät- ning“, JVA (Ingenjörsvetenskapsakademie, Stockholm) (1930), 2, S. 22 bis 25.

Millivoltmeter, ein Thermometer an der Kaltlötstelle des eingebauten Thermoelements und ein Mikromanometer. Durch einfache Ventilbetätigung können die einzelnen Rohre, besonders das Absaugpyrometer und das Pitotrohr mit Preßluft durchgespült werden, wodurch etwaige Verrußungen oder Rauchgasschäden am Thermoelement verhütet werden.

Druckmessungen: Zur Ausschaltung der dynamischen Komponente bei Messungen statischer Drücke, Unterdrücke und Druckdifferenzen ist es zweckmäßig, die Druckmeßstelle möglichst nahe an die Vorwärmer heranzurücken, jedenfalls aber in gebührender Entfernung von den Ventilatoren. Die nötigen Vorsichtsmaßregeln sind aus den „Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren“ des Vereins deutscher Ingenieure bekannt; die Randmessung wird wohl in den meisten Fällen am empfehlenswertesten sein. Bei Vorwärmern hoher Wirkungsgrade sind die mittleren Gastemperaturen so hoch und die Bauhöhen der Apparate, mithin die Entfernung der Meßstellen vor und hinter dem Vorwärmer, unter Umständen schon so beträchtlich, daß der Einfluß dieser Höhendifferenz in Betracht gezogen werden muß. Die Differenzzugmesseranzeige bedarf einer Korrektur, sofern man Wert darauf legt, den wirklichen, durch die Strömung durch den Vorwärmer erzeugten Widerstand zu messen, der bei der Festlegung der Garantiewerte maßgebend war.

Betrage beispielsweise $t_{g_1} = 380^\circ$, $t_{g_2} = 150^\circ$, $t_{g_m} = 265^\circ$, die Lufttemperatur 25° , $\gamma_l = 1,2879$ (feucht), $\gamma_g = 1,32$, die Gesamtverluste genau 24 mm W.-S., so würde der Differenzzugmesser einen Minderbetrag von

$$4,2 \cdot 273 \left(\frac{1,2879}{298} - \frac{1,32}{538} \right) = 2,14 \text{ mm mithin } 21,86 \text{ mm W.-S.}$$

anzeigen, wenn der zweite Meßpunkt 4,2 m über dem ersten liegt, d. h. also bei einer Gasströmungsrichtung von unten nach oben. Im fallenden Gasstrom ergäbe sich der Wert 26,14 mm W.-S.

IX. Versuchsergebnisse.

In den letzten 10 Jahren sind eine so große Zahl von Kesselanlagen mit Luftvorwärmung in Betrieb genommen worden, daß man über ausreichende Erfahrungen mit dem Heißluftbetrieb und mit den Luftvorwärmern selbst verfügt.

Dennoch gibt es in der Literatur nur wenige verlässliche Mitteilungen über Untersuchungen an Luftvorwärmern. Dies ist in erster Linie darauf zurückzuführen, daß sich die Untersuchungen im praktischen Kesselbau und Betrieb meist auf die Feststellung der erzielbaren bzw. der gewährleisteten Höchstleistung und auf den Gesamtwirkungsgrad der Anlage beschränken, ja, daß häufig selbst diese Untersuchungen wegfallen, da die Kosten besonders bei großen Kessel-einheiten recht erheblich sind. So ist es zu erklären, daß nur wenig Versuchsmaterial vorliegt, und daß das meiste älteren Datums ist, da anfänglich ein größeres Interesse bestand, die Luftvorwärmer einer genaueren Untersuchung zu unterziehen.

Der Zweck derartiger Untersuchungen ist die Feststellung, ob und inwieweit der theoretische Wärmerückgewinn — am sinnfälligsten ausgedrückt durch die Brennstoffersparnis — tatsächlich erreicht oder überschritten ist, und wie die Wärmebilanz durch die Luftvorwärmung beeinflußt worden ist. Die Ergebnisse einer genauen Untersuchung, die C. W. E. Clarke¹⁾ an einem von der Underfeed Stoker Co., London, entworfenen C.-E.-Luftvorwärmer durchgeführt hat, sind in Abb. 142 dargestellt. Zu dem Gewinn durch die zusätzliche Rauchgasabkühlung (*a*) kommt der Gewinn durch die Beeinflussung des Verbrennungsvorganges (*b*) hinzu; das

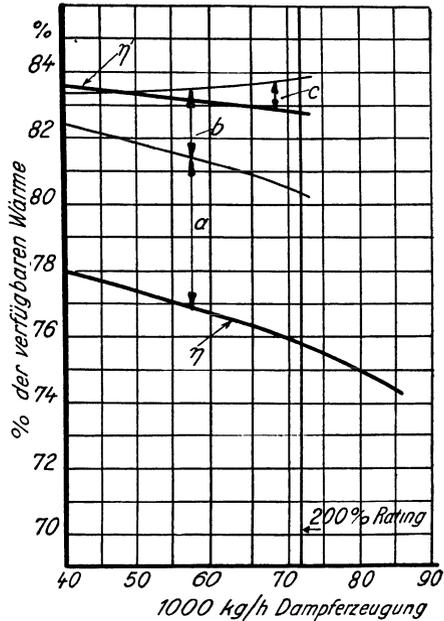


Abb. 142. Aufteilung der Wirkungsgradverbesserung nach Versuchen von Clarke.

a Rückgewinn aus dem Abgas; *b* Rückgewinn aus den Verlusten in den Herddruckständen; *c* zusätzliche Verluste durch Strahlung u. a.; η Wirkungsgrad ohne, η' Wirkungsgrad mit Luftvorwärmung.

¹⁾ C. W. E. Clarke, „Boiler Test Results with Preheated Air“. Mech. Eng. 46 (1924), 2, S. 64—72 und Transact. Am. Soc. Mech. Eng. 1923.

Zahlentafel 17.

1. Laufende Nr.		1	2	3	4	5	6
		A. B. Forenade Chokladfabri- kerna Stockholm		Holmens Brucks u. Fabriks A. B. Norrköping		Lagamills A. B. Timfors	
2. Kesselbesitzerin		mit	ohne	mit	ohne	mit	ohne
3. Luftvorwärmer		Wasserröhrenkessel					
4. Kesseltyp		106		298		443,5	
5. Heizfläche	m ²	Hand- feuerung		Kettenrost		Dano-Stoker	
6. Feuerung		2,6		9,2		4,2	
7. Rostfläche	m ²	Steinkohle		Steinkohle		schwed. Steinkohle	
8. Brennstoff							
9. Heizwert	kcal/kg	7020	6940	6470	6470	4820	4820
10. Brennstoff pro Std. . . .	kg/h	288	350	1340	1310	1406	1450
11. Rostbelastung	kg/m ² h	110	135	146	142	148	153
12. Verdampft pro Std. . . .	kg/h	2180	2100	10460	8580	7705	6506
13. Kesselbelastung	kg/m ² h	20,5	19,8	35,1	28,8	17,04	14,7
14. Speisewassertemperatur	°C	4,5	4,8	59	78	5,5	5,5
15. Dampfdruck	at	9,9	9,8	16	15	11,3	11,8
16. Dampftemperatur	°C	330	330,7	344	326	282	273
17. Rauchgas: Lufterhitzer- eintritt	°C	322	—	387	—	364	—
18. „ Lufterhitzer- austritt	°C	166	330	161	327	172	290
19. „ CO ₂ -Gehalt	%	10,5	10,0	10,4	9,3	12,5	11,5
20. Luft: Lufterhitzereintritt	°C	40	—	48	—	17	—
21. „ Lufterhitzeraustritt	°C	238	—	304	—	307	—
22. „ Eintritt in die Feuer- ung	°C	228	26	285	40	289	10
23. Wirkungsgrad	%	74,3	59,3	83,2	67,0	81,3	66,1
24. Brennstoffersparnis . . .	%	20,1	—	19,5	—	18,6	—

Restglied kann — wie in diesem Beispiel oberhalb 50 000 kg/h — auch anwachsen, besonders durch die Vergrößerung der Abstrahlung. Dabei betragen die Lufttemperaturen nur 100 bis 113°, so daß bei höheren Temperaturen mit einem entsprechend größeren Gewinn zu rechnen wäre.

Vergleiche von Kesselanlagen mit und ohne Luftvorwärmung, wie sie besonders beim nachträglichen Einbau von Luftvorwärmern in vorhandene Kesselanlagen durchgeführt werden, sind in Zahlentafel 17 zusammengestellt. Es handelt sich um Anlagen mit Ljungström-Luftvorwärmern, die vorwiegend vom Dampfkesselüberwachungs-Verein für Mittel-

Versuchsergebnisse.

1.	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
2.	Dampfer „Bur“		North Metropolitan El. Power Supply Co., London (Brimsdown Power Station)		Bjorka A. B. Lugnvik		Weberei Borås		StarPapierfabrik Feniscowles, England	
3.	mit	ohne	mit	ohne	mit	ohne	mit	ohne	mit	ohne
4.	Wasserröhrenkessel								Zweiflammrohrkessel	
5.	315		408,76		192		173		92,9	
6.	Handfeuerung		Kettenrost		autom. Planrost		Handfeuerung		Planrost, Handfeuerung	
7.	7,85		7,43		5,8		5,4		3,5	
8.	Steinkohle		Schottische Steinkohle		Holzabfall		Steinkohle		Steinkohle	
9.	6440	6510	6055	6002	2050	2200	5560	5290	6188	6188
10.	538,5	568,5	1162	1172	2500	2446	580	748	576	565
11.	74	78	156,5	157,7	430	422	107	139	159	156
12.	4905	4420	9035	8056	5770	5000	4122	3967	5290	3900
13.	15,7	14,05	22,1	19,71	30,05	26,05	23,9	22,8	56,9	42,0
14.	72	71	58,7	65,6	92,5	91,5	19	5,2	129	129,5
15.	12,1	12,1	11,53	11,42	18,5	18,5	7,8	6,5	8,6	8,5
16.	190,9	190,9	—	—	342	336,5	—	—	—	—
17.	290	—	273	—	289	—	337	—	502	—
18.	125	305	135,5	255,5	151	282	161	299	186	499
19.	9,23	10	10	10,5	14,75	14,62	9,4	8,7	11	9,6
20.	37,5	—	15,5	—	28	9	31	—	28,5	—
21.	226	—	220	—	236	—	295	—	368	—
22.	—	20	—	16,7	—	—	243	—	346	—
23.	83,1	70,5	82,3	72,8	73,0	60,4	82,0	65,8	78,4	59,0
24.	15,1	—	11,5	—	17,3	—	19,7	—	24,8	—

und Nordschweden und vom Südschwedischen Verein untersucht wurden, wobei die verschiedensten Lufttemperaturen bis zu der bei Rostfeuerungen schon als oberste Grenze anzusprechenden Temperatur von 346°C vorkommen. Wenn auch der Vergleich so verschiedenartiger Anlagen nur schwer möglich ist, da zahlreiche Faktoren, vor allem der jeweilige Bau- und Betriebszustand der mit den Vorwärmern ausgerüsteten Kesselanlagen einen Einfluß auf das erzielte Ergebnis ausüben (vgl. Gl. 11, S. 13), so gewinnt man doch einen Anhalt über den Einfluß der Höhe der Lufttemperatur. In Abb. 143 sind die Ergebnisse, die Brennstoffersparnis in Abhängigkeit

von der Lufttemperatur aufgetragen, unter Hinzuziehung weiterer, aus Platzmangel nicht aufgeführter Versuche. Dabei zeigt sich deutlich, daß die Verbesserung bei Handfeuerung größer ist als bei mechanischen Feuerungen, da hierbei der Kesselwirkungsgrad ohne Luftvorwärmung meist geringer und die Möglichkeit einer günstigen Beeinflussung der Verbrennungsvorgänge in größerem Maße gegeben ist.

Bei einigen mit Steinkohle als Brennstoff durchgeführten Versuchen wurde die theoretische, aus der Rauchgasabküh-

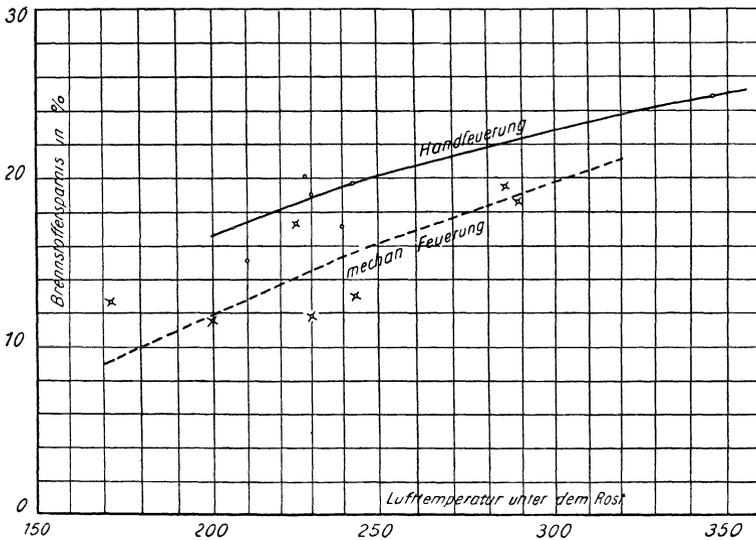


Abb. 143. Abhängigkeit der Brennstoffersparnis von der Lufttemperatur (nach den Versuchen Zahlentafel 17 u. a.).

lung ermittelte Brennstoffersparnis mit der wirklich erzielten Brennstoffersparnis verglichen. Das Ergebnis ist in Abb. 144 wiedergegeben, worin die über die Wirkung der Rauchgasabkühlung hinausgehende Brennstoffersparnis in Abhängigkeit von der Lufttemperatur dargestellt ist. Infolge der zahlreichen möglichen Nebeneinflüsse ist natürlich eine starke Streuung zu erwarten. Die zusätzliche Brennstoffersparnis steigt demnach mit wachsender Lufttemperatur, da der Einfluß auf die Verbrennungsvorgänge offensichtlich zunimmt. Die Eigenschaften des Brennstoffbettes setzen dieser Tendenz jedoch bei Rostfeuerungen eine Grenze und im Versuch

Nr. 15 (Zahlentafel 17) ergibt sich schon eine wirkliche Brennstoffersparnis von nur 24,8% gegenüber einer theoretisch erwarteten von 27,2%. Allerdings ist hierbei bereits eine Lufttemperatur verwendet, die bei Rostfeuerung ungewöhnlich hoch ist. Bei anderen Feuerungsarten fällt diese Beschränkung fort, doch kann ein ähnlicher statistischer Nachweis mangels geeigneten Versuchsmaterials nicht erbracht werden.

In Fällen, wo z. B. die Restverluste infolge überlasteter Feuerungen und starker Rußbildung ungewöhnlich hoch sind, bringt die Luftvorwärmung durch ihre Einwirkung auf die Verbrennung, vor allem auch durch die durch die Wirkungsgradverbesserung gegebene Entlastung der Feuerung, augenfällige Verbesserungen. In der von W. H. Owen¹⁾ mitgeteilten Versuchsreihe an einem Einender-Schiffskessel von 84,5 m² wurden die in Zahlentafel 18 auszugsweise wiedergegebenen Ergebnisse erzielt, und zwar Versuch 1 mit Ölf Feuerung, Versuch 6 mit Kohlefeuerung, beide mit Luftvorwärmung, und Versuch 7 mit Kohlefeuerung, jedoch ohne Luftvorwärmung. Es ergibt sich daraus bei 224° Lufttemperatur eine Brennstofferspar-

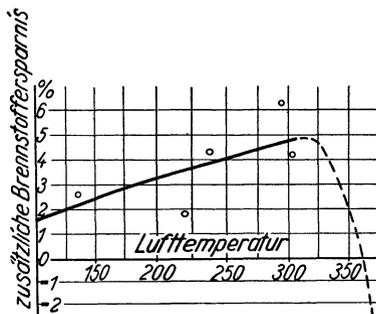


Abb. 144. Zusätzliche Brennstoffersparnis durch Einwirkung der Luftvorwärmung auf den Verbrennungsvorgang (Steinkohle).

Zahlentafel 18.

	Nr.	1	6	7
Wirkungsgrad	%	89,7	88,1	66,7
Abgasverlust (CO ₂ und N ₂)	%	2,3	2,87	8,56
Verluste durch die Feuchtigkeit des Abgases (H ₂ und Feuchtigkeit des Brennstoffes)	%	0,008	0,03	0,43
Abgasverlust durch überschüssige Luft. Verluste durch Unverbranntes in den Rückständen	%	1,61	2,31	7,17
Restglied	%	—	2,4	2,15
	%	6,39	4,29	15,52

¹⁾ Institution of Engineers and Shipbuilders in Scotland, 1924, „Tests on a Cylindrical Marine Boiler with and without preheated Air“ by W. H. Owen, M. Inst. C. E.

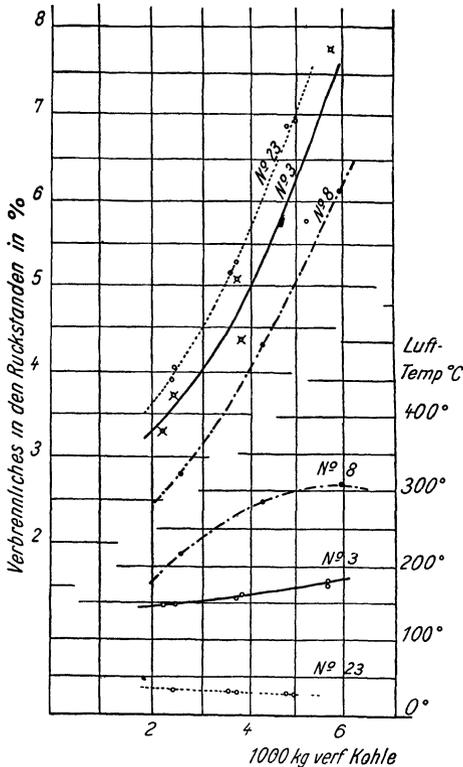


Abb. 145. Abhängigkeit des Unverbrannten von der Lufttemperatur nach Versuchen von N. E. Funk.

nis von 25 %, das ist etwa um 10 % mehr, als es dem Gewinn durch die Rauchgasmehrabkühlung entspricht. Wie man sieht, liegt die Erklärung in der starken Verringerung des Restgliedes, in welchem der Verlust durch unverbrannten Kohlenstoff enthalten ist.

Eine bemerkenswerte Zusammenstellung über den Rückgang der Verluste in den Rückständen zeigt die Veröffentlichung von N. E. Funk¹⁾. Die drei Versuchsreihen, die in Abb. 145 dargestellt sind, sind an Kesseln entstehender Abmessungen gewonnen.

So großes Interesse derartige Versuchsergebnisse auch haben mögen, so können sie doch nicht das praktische Ergebnis beim betriebsmäßigen Gang des Kessels in allen Einzelheiten richtig wiedergeben, bei welchem Belastungs-

Nr.	Heizfläche in m ²				Luftvorwärmer- type	Dampf- druck atm	Dampf- temperatur ° C
	Kessel	Über- hitzer	Ekono- miser	Luft- vorwärmer			
3	1321	240	488	2051	Röhren-Luftvor- wärmer B. & W.	18	346
8	1321	240	—	4671	—	18	346
23	1321	240	637	—	—	18	334

¹⁾ Nevin E. Funk, „Comparative Performance of Air Preheaters“, Mech. Eng. 48 (1926), 6, S. 562—566.

schwankungen, Abkühlverluste und Mängel in der Bedienung große zusätzliche Verluste bedingen können. Es seien daher in Zahlentafel 19 die von L. Marshall Joekel¹⁾ vor der „Junior Institution of Engineers“ mitgeteilten einwöchentlichen Versuchsergebnisse an einem Kessel mit Ljungström-Luftvorwärmer wiedergegeben.

Zahlentafel 19.

		mit Luft- vorwärmer	ohne Luft- vorwärmer
Versuchsdauer	h	168	168
Verdampftes Wasser	kg	1 043 389	840 838
Verfeuerte Kohle	kg	139 099	130 970
Heizwert	kcal/kg	6110	6110
Bruttoverdampfung	—	7,50	6,42
Nettoverdampfung	—	7,6	6,5
Kesselwirkungsgrad	%	79,4	67,9
Gastemperatur beim Eintritt in den Luftvorwärmer	° C	321	—
Gastemperatur beim Austritt aus dem Luftvorwärmer	° C	121	296
Lufttemperatur unter dem Rost . .	° C	235	—

Beide Kessel besaßen keine Ekonomiser. Die Verbesserung des Wirkungsgrades betrug unter Berücksichtigung des Kraftverbrauchs der Ventilatoren 13,6%.

Eine andere, sehr wichtige Bestätigung der Vorteile des Heißluftbetriebes bilden die Mitteilungen von H. A. Lundberg über seine Dauerversuche in der Zuckerfabrik Göteborg²⁾.

Einige Versuche, die der Ermittlung der Wärmedurchgangszahl dienen, sind S. 219 und 228 mitgeteilt.

Soweit noch neue systematische Versuche, die über den Rahmen gewöhnlicher Abnahmeversuche hinausgehen, durchgeführt werden, wäre besonderes Augenmerk auf den Einfluß der Lufttemperatur (von der minimal notwendigen bis zur maximal zulässigen Temperatur) auf den Verbrennungsvorgang und ihre Auswirkung auf die einzelnen Verlustgrößen des Kessels zu legen unter Einbeziehung der verschiedensten Brennstofftypen und Feuerungsarten.

¹⁾ Siehe Engineering 117 (1924), 3045, S. 608.

²⁾ H. A. Lundberg, „Några driftsresultat från ångpanneanläggningen vid sockerbruket i Göteborg“. Ing. Vetensk. Akad., Stockholm, Medd. Nr. 25, (1926).

X. Geschichtlicher Überblick.

Die Bedeutung der Anfangstemperatur für die Wirksamkeit der Wärmeübertragung ist schon seit langem bekannt und mit der Erkenntnis über das Wesen der Verbrennung und der technischen Verwendung des Feuers verknüpft. Jedoch erst spät ist der Gedanke, durch Erhöhung der fühlbaren Wärme der Luft die Verbrennungstemperatur zu erhöhen und den Verbrennungsvorgang zu beeinflussen, ausgesprochen und angewendet worden. James Watt, der Erfinder der Dampfmaschine, der auch dem Dampfkessel und seiner Feuerung die gebührende Beachtung schenkte, machte bereits 1785 den Vorschlag, daß man die Verbrennungsluft durch oder über den glühenden Brennstoff leiten müsse, damit sie sich erwärme und die Verbrennung der brennbaren Gase erfolgreich bewirkt werden könne. Nach ihm haben zahlreiche Erfinder, von denen Coad als einer der ersten genannt wird, die Verwendung warmer Luft als ein Mittel zur Durchführung einer ruß- und rauchfreien Verbrennung angegeben.

Der vom wärmewirtschaftlichen Standpunkt naheliegende Gedanke, die Erwärmung der Luft durch Abwärme zu bewirken, ist erstmalig wohl 1816 von Robert Stirling aus Edinburgh verwirklicht worden, der einen Regenerativofen und eine Regenerativmaschine (Heißluftmaschine) konstruierte und patentiert erhielt¹⁾. Insbesondere die Heißluftmaschine, die von James Stirling, dem Bruder des Erfinders, konstruktiv weiter durchgebildet wurde, sollte durch die Anregungen, die sie gab, zur vielseitigen Anwendung des Regenerativprinzips führen.

Der stärkste Anstoß zur Verwendung heißer Luft geht von James Beaumont Neilson aus, der 1828 ein Patent auf die Verwendung heißer Luft für alle solche Feuerungen und Öfen erhielt, denen die Verbrennungsluft durch Gebläse usw. zugeführt wird²⁾. Neilson³⁾, 1792 als Sohn eines Grubenmaschinisten in der Nähe von Glasgow geboren, arbeitete sich in kurzer Zeit vom Beruf seines Vaters zum leitenden Ingenieur der Glasgower Gasanstalt empor und erwarb sich durch wertvolle Erfindungen große Verdienste um die Ent-

¹⁾ Brit. Patent 4081.

²⁾ Brit. Patent 5701 (28. 2. 1828), Improved Application of Air to produce Heat in Fires, Forges and Furnaces, where Bellows or other blowing Apparatus are required.

³⁾ Vgl. Johannsen, Geschichte des Eisens.

wicklung der Gasindustrie. Die ersten Anregungen aus der Hüttenindustrie erhielt er 1824, als er von einem Hüttenbesitzer um einen Vorschlag gebeten wurde, wie man die dem Hochofen zugeführte Gebläseluft reinigen könne, da man ihren Verunreinigungen die Schuld am schlechten Gang der Öfen im Sommer zuschrieb. In Wirklichkeit war die Grenze der Ofenleistung nicht durch Luftunreinheiten, sondern durch die begrenzte Ansaugleistung der Gebläsemaschinen bedingt. Neilson suchte den Grund in der Luftfeuchtigkeit und schlug die Windtrocknung vor. In einem anderen Falle wollte er durch Erwärmung der Luft die Saugwirkung der Düsen erhöhen und fand bei Versuchen mit einer Leuchtgasflamme und an einem Schmiedefeuer, daß die Verbrennung durch die Luftvorwärmung viel intensiver wurde. Diese Erkenntnis widersprach den Anschauungen der damaligen Huttenleute, und er konnte daher den ersten Versuch nur mit 30° Lufttemperatur durchführen, der dennoch erfolgreich war. Erst später hatte er Gelegenheit, auf der Clyde-Hütte von Collin Dunlop Versuche mit höherer Lufttemperatur auszuführen und damit die Richtigkeit seiner Ideen zu beweisen. Mit dem ersten kohlebeheizten Winderhitzer, einem Kofferkessel von 1200 mm Länge, 900 mm Höhe und 600 mm Breite, wurde eine Vorwärmung auf 93° erzielt. Die Bleche waren jedoch in kurzer Zeit durchgebrannt, und der Kessel wurde durch gußeiserne Zylinder ersetzt. Die Erwärmung konnte mit diesen Apparaten bis auf 305° getrieben werden. Die Weiterentwicklung führte Neilson zu dem sog. Calder-Apparat, der zuerst auf der Calder-Hütte in Betrieb genommen und für spätere Winderhitzer vorbildlich wurde, bis man ihn zugunsten der steinernen Cowper-Apparate aufgab.

Die Erkenntnis der Wirksamkeit der Luftvorwärmung war jedoch keine allgemein anerkannte. Charles Wye Williams brandmarkte in seinem Buche „The Combustion of Coal and the Prevention of Smoke“¹⁾ alle Vorschläge und Versuche zur Verwendung heißer Luft als unverzeihliche Irrtümer, die weder praktisches noch theoretisches Interesse verdienen. Er behauptete sogar, daß zwischen dem Hochofenbetrieb und dem Verbrennungsvorgang in der Feuerung keine Analogie bestünde, und daß man, wie Sir H. Davy's Versuche gezeigt hätten, eher die Luft noch abkühlen müsse und das Gas vorwärmen solle. Er begründete seine Behauptungen

¹⁾ London 1854.

damit, daß zur Verbrennung eines Brennstoffgewichtes ein bestimmtes Luftgewicht nötig sei, und daß ein bestimmtes Volumen kalter Luft der Feuerung ein ebenso großes Luftgewicht zuführe wie ein bedeutend größeres Volumen heißer Luft. Das Luftvolumen ist jedoch durch die Zugwirkung der Feuerungsanlage begrenzt. Tatsache ist, daß bei Verwendung natürlichen Zuges eine Leistungssteigerung durch die Vorwärmung nicht erzielt werden kann, es muß vielmehr die Luftvorwärmung mit Unterwind, Saugzug oder Saugzug und Unterwind in Verbindung gebracht werden. Zu Unrecht lehnt aber C. W. Williams in seiner 1856 erschienenen Preisschrift zur Rußbekämpfung¹⁾ alle diejenigen Vorschläge von vornherein ab, die die Rußbildung durch Anwendung heißer Luft verhindern wollten, in Verkennung der Einflüsse der Vorwärmung auf den Verbrennungsvorgang.

Einen Markstein in der Verwendung vorgewärmter Luft bildet die Erfindung des Regenerativofens der Brüder Siemens. William Siemens, der seit 1844 in London lebte, lernte dort 1845 die Stirlingsche Maschine kennen, die ihn zu einer sehr eingehenden Beschäftigung mit dem Regenerativprinzip anregte. Er erfand 1847 einen Regenerativkondensator und eine Regenerativmaschine und später einen Regenerativverdampfer zum Eindampfen von Lösungen, was ihm hohe Anerkennungen, weniger geschäftliche Erfolge einbrachte. Sein Bruder und Mitarbeiter Friedrich Siemens, der ihm nach England gefolgt war, wurde 1856 in London mit einem Österreicher Lenz zusammengeführt, der das Uchatiusche Verfahren zur Stahlerzeugung in England patentieren und verkaufen wollte. Dieses Verfahren hatte den Nachteil, daß es durch die Notwendigkeit hoher Temperaturen zum Schmelzen gegenüber dem damals gerade bekannt gewordenen Bessemer-Verfahren zu teuer war, und Friedrich Siemens schlug zur Abhilfe die Verwendung vorgewärmter Luft vor. Bei der Verfolgung dieser Angelegenheit kam ihm der Gedanke, das Regenerativprinzip, mit dem sich die Brüder Siemens seit langem beschäftigten, auch in diesem Falle anzuwenden, ohne daß er aber von Stirlings Regenerativofen Kenntnis gehabt hätte. In dem Brief an seinen Bruder Werner vom 11. Dezember 1856 äußerte er sich darüber in folgenden Worten:

„— — — ich schlug ihm (Lenz) darauf vor, seine Schmelzeinrichtung so zu machen, wie ich mal in Berlin probierte

¹⁾ C. W. Williams, „Prize Essay on the Prevention of the Smoke Nuisance“. London 1856.

— mit zwei Rohren ineinander, wie Du Dich wohl noch erinnerst —, so daß die zum Verbrennen dienende Luft von der Feuerluft vorgewärmt wird. Dieser Plan gefiel ihm anfangs ungemein, und er erbot sich, das Patent auf eigene Kosten zu nehmen und die Schmelzöfen, die er hier zu bauen beabsichtigte, sogleich so einzurichten. In derselben Woche schon wollte er den Kram in Newcastle probieren. Es kam ihm aber allerlei dazwischen, er fand auch Schwierigkeiten und mußte plötzlich nach etwa 14 Tagen, ohne irgendeinen Schmelzofen eingerichtet zu haben, nach Wien abreisen. — Kurz nachdem er fort war, fiel mir ein anderer und viel vorzüglicherer Plan ein, große Hitze zu erzeugen, bei welcher Anordnung man vielleicht auch ohne Schmelztiegel auskommt, was von der allergrößten Wichtigkeit sein würde. Diese neue Idee führte ich sogleich in sehr roher

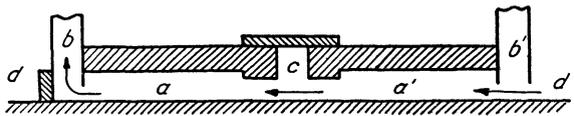


Abb. 146. Regenerativ-Prinzip nach einer Handskizze von Fr. Siemens.

Weise aus, und zwar folgendermaßen: $a a'$ ist ein Kanal aus feuerfesten Steinen, welcher auf beiden Seiten offen ist und außerdem auf jeder Seite mit einem eisernen Schornstein $b b'$ in Verbindung steht. In der Mitte des Kanals $a a'$ ist ein Loch c , um die Kohlen aufzunehmen. Zu beiden Seiten des Kohlenraumes fülle ich den ganzen Kanal $a a'$ mit kleinen Stücken aus feuerfestem Ton. Das Loch c sowohl wie beide offene Enden $d d'$ des Kanals $a a'$ können mit Steinen zugesetzt werden; die Verbindungen mit dem Schornstein sind jedoch permanent. Werfe ich glühende Kohlen in c ein und setze die Öffnungen c und d zu, so wird ein Zug in Richtung der Pfeile entstehen, und der Regenerator oder die Tonstücke in a werden erhitzt. Nach etwa einer halben Stunde nehme ich den Stein von d fort und setze d' zu, der Zug wird entgegengesetzt laufen, und der Schornstein b' wird tätig. Diesen Stein wechsele ich alle halbe Stunde und steigere dadurch die Hitze beständig; c muß natürlich immer voll Kohlen gehalten werden. Trotz des sehr geringen Zuges, den ich hatte, erhielt ich nach etwa sechsständiger Fortsetzung der Operation solche intensive Hitze, daß ich Stahlfeilen schmolz und

die allerfeuerfestesten Tiegel verbrannten. Dieser geringe Zug hat noch den bedeutenden Vorteil, daß er das Material sehr wenig angreift, wie es in den Flammöfen immer der Fall ist. Die Steine, wenn sie nicht absolut durch die Hitze zersetzt werden, bleiben rein und blank, und man sieht ihnen kaum an, daß sie im Feuer gewesen sind — — —.“

William und Friedrich Siemens nahmen am 2. Dezember 1856 ein Patent, mit welchem ihnen zwar nicht das Regenerativprinzip, aber eine Reihe wichtiger Einzelheiten, unter anderem die Verwendung von Gas usw., geschützt wurde. Das Regenerativprinzip wurde wegen der Vorbenutzung durch die Deutschordensritter in Preußen im 14. Jahrhundert als nicht mehr patentfähig angesehen.

In mehreren Deutschordensburgen, so vor allem in der Marienburg (Westpr.), wurden regenerativ arbeitende Luftheizungen zur Erwärmung von Wohnräumen und Sälen angewendet, die von K. Steinbrecht¹⁾ eingehend beschrieben worden sind. So besaß des Meisters großer Remter der Marienburg, der 1330—1340 erbaut wurde, einen solchen sog. „Erdofen“, der im Keller untergebracht war, und der heute noch zum Teil erhalten ist. Er bestand aus einem überwölbten Feuerraum, in welchem die wahrscheinlich als Heizung dienende Holzkohle verbrannt wurde, und die Rauchgase stiegen durch Schlitzte im Gewölbe in die mit Feldsteinen von Kubikfußgröße gefüllte Wärmkammer, deren Steinfüllung etwa $3,6 \times 3,6 \times 1$ m groß war, um dann zum Kamin abzufließen. Waren die Steine aufgeheizt, so wurde der am Kaminfuß gelegene „Rauchstein“ geschlossen und die zahlreichen Öffnungen im Fußboden, die sog. „Ofensteine“ geöffnet. Die Luft strömte nun über die erhitzten Steine und gelangte durch ein System von Kanälen und durch die Löcher der Ofensteine in den zu beheizenden Raum, angesaugt durch den nunmehr als Lüftungsschacht dienenden Kamin. Durch Lockfeuer konnte die Lüftungswirkung noch erhöht werden. In der Marienburg sind auch derartige Heizeinrichtungen gefunden worden, die zwei in übereinanderliegenden Stockwerken befindliche Räume beheizen konnten. Durch 1823 angestellte Heizversuche wurde die Wirksamkeit dieser Einrichtungen erprobt.

In den Jahren 1856—1861 ließen die Brüder Siemens ihrem ersten Regenerativpatent noch eine Reihe anderer

¹⁾ Prof. Dr.-Ing. Dr. K. Steinbrecht, „Die Heizanlagen in den Deutschordensburgen in Preußen“. Zentralblatt der Bauverwaltung 40 (1920), 27, S. 154—158.

Patente folgen, und Friedrich Siemens verlegte sich hauptsächlich auf den Bau von Stahl- und Glasschmelzöfen. Nach seiner Übersiedlung nach Berlin und vor allem, nachdem er 1867, nach dem Tode seines Bruders Hans, dessen Glasfabrik in Dresden übernommen hatte, fand er gute Gelegenheit, seine Ideen im eigenen Betriebe selbst auszuprobieren. In jener Zeit entwickelte er unter anderem sein „Heizverfahren mit freier Flammenentfaltung“¹⁾, in dem er noch heute gültige und heute erst in wissenschaftlicher Weise geklärte Anschauungen über das Wesen der Verbrennung und die Wärmeübertragung zur Anwendung brachte.

Ein dem Siemensschen Regenerator nachgebildeter steinerner Winderhitzer wurde Edward Alfred Cowper, der als Ingenieur bei W. Siemens tätig war, am 19. Mai 1857 patentiert und damit ein sehr wesentlicher Schritt in der Winderhitzung im Hochofenbetrieb gemacht.

Im Gegensatz zu der Praxis der Eisenhütten und des Ofenbaues wurde im Dampfkesselwesen außer den Versuchen zur Erzielung rußfreier Verbrennung von der Luftvorwärmung kaum Anwendung gemacht. Der Grund liegt vor allem darin, daß einerseits im Gegensatz zum Schmelzofenbetrieb kein Bedürfnis nach außergewöhnlich hohen Temperaturen vorlag, während andererseits die Durchbildung mechanischer Zugerzeugung erst in den Anfängen steckte.

Als eines der ersten Patente, das eine praktische Anwendung in Dampfkesselfeuerungen gefunden hat, ist das amerikanische Patent 205282²⁾ und das britische Patent 2553 aus dem Jahre 1878 zu nennen, die Obadiah Marland aus Boston auf einen mit Unterwind und Luftvorwärmung betriebenen Kessel genommen hatte. Marland schlug vor, die Wärmeübertragung nach dem Rekuperativsystem in Kanälen oder Röhren (flues, pipes or passages) zu bewirken, und sah besondere Reinigungsmöglichkeiten (durch Kratzen) vor. An einer in den Chemical Works of the Pacific Mills in Lawrence, Mass., erstellten Anlage wurden zur Erprobung der Marlandschen Einrichtung von J. C. Hoadley³⁾ 1881/82 sehr eingehende Versuche mit und ohne Luftvorwärmung durchgeführt, die eine Kohleersparnis von 10—18 % ergaben. Diese

¹⁾ Berlin 1885.

²⁾ Improvement in apparatus for combustion of fuel for generation of steam.

³⁾ J. C. Hoadley, Warm-Blast Steam-Boiler Furnace. New York 1886.

Versuche, die sich über ein Jahr erstreckten und mit den besten damals verfügbaren Mitteln durchgeführt waren, wurden zunächst an einem Heizröhrenkessel mit Unterfeuerung vorgenommen. Der Kessel von 1524 mm Durchmesser (60 Zoll) und 6096 mm Länge (20 Fuß) und etwa 9,5 mm Wandstärke war mit 65 Rauchrohren von etwa 89 mm (3,5 Zoll) Außendurchmesser ausgerüstet, die in etwa 114 mm (4,5 Zoll) Abstand eingesetzt waren. Der 1575 mm lange Rost befand sich in 508 mm (20 Zoll) Abstand unter dem Kessel. Die beiden nach Marlands Vorschlägen hergestellten Luftvorwärmer bestanden aus je 120, 6096 mm (20 Zoll) langen, konzentrisch eingesetzten Doppelrohren, von denen das innere, zweizöllige Rohr gasführend war, während die Luft in dem halbzollbreiten Ringspalt zwischen diesem und dem dreizölligen Außenrohr im Gegenstrom durchgeführt wurde. Durch eine Staffelung der äußeren Rohre wurde der Ein- und Austritt der Luft ermöglicht. Im Versuchsbericht sind die Ergebnisse mit diesem Kessel mit Warmluft „K. Nr. 1“ gekennzeichnet. Die Ergebnisse entsprachen nicht ganz den Erwartungen, weshalb die dreizölligen Außenrohre, die eine sehr unwirksame Heizfläche darstellten, entfernt wurden und der Luftvorwärmer durch die Einfügung zahlreicher Zwischenwandungen abgeändert wurde (Versuchsreihe Warmluft K. Nr. 2). Auch hier wurde das Gas durch die zweizölligen Rohre, die Luft im Kreuzstrom um die Rohre herumgeführt.

Die wichtigsten Daten des zusammenfassenden Versuchsberichtes sind in der nachstehenden Zusammenstellung (Zahlentafel 20) wiedergegeben.

Es zeigen sich in diesen Versuchen bereits alle Vorzüge der Anwendung vorgewärmter Verbrennungsluft, so daß es verwunderlich erscheint, daß man in der späteren Zeit so wenig Gebrauch davon machte und sie lange Zeit nur auf den Schiffsbetrieb beschränkte. Zerlegt man die Verluste in Abgasverlust, Unverbranntes, Strahlung und Leitung, so erkennt man deutlich die Einwirkung der Luftvorwärmung, die die Gesamtverluste verkleinert, den Abgasverlust senkt (Beeinflussung der Temperaturverhältnisse) und die Verluste durch Unverbranntes bedeutend erniedrigt (Beeinflussung des Ausbrandes), während sie die Strahlungs- und Leitungsverluste nach außen erhöht.

Als einer der bedeutendsten Pioniere auf dem Gebiete der Luftvorwärmung muß James Howden genannt werden, der sich bereits 1862 — damals aber ohne Erfolg —, später dann

Zahlentafel 20. Zusammenfassender Versuchsbericht von Hoadley (1881/82).

1. Kessel:		P	1	2	P	1
2. Brennstoff:		Anthrazit			Flammkohle	
		Ohne Luftvorwärmung	Mit Luftvorwärmung	Mit Luftvorwärmung	Ohne Luftvorwärmung	Mit Luftvorwärmung
3. Brennstoffverbrauch (netto) pro Woche	kg	7370	9210	7590	5840	6870
4. Verdampftes Wasser pro Woche	kg	66 600	81 800	71 400	55 100	65 750
5. Bruttoverdampfungs- ziffer	—	9,04	8,86	9,41	9,43	9,55
6. Mittlere Speisewasser- temperatur	° C	22,2	3,3	9,4	22,4	2,2
7. Mittlere Außenlufttem- peratur	° C	25,7	1,1	9,5	21,6	1,2
8. Mittlerer Dampfdruck	atü	3,34	3,82	2,99	3,32	4,53
9. Mittlerer Luftdruck	ata	1,02	1,03	1,03	1,03	1,03
10. Mittlerer abs. Dampf- druck	ata	4,36	4,85	4,02	4,35	5,56
11. Nettoverdampfung ¹⁾	—	(8,95)	(9,05)	(9,5)	(9,33)	(9,8)
12. Nettoverdampfung: Am Tage verdampftes Was- ser (Nutzleistung) zum Brennstoffaufwand in 24 h	—	9,34	10,0	10,77	9,22	10,72
13. Theoretische Dampf- zeugung aus 1 kg Kohle	kg	13,56	13,45	13,61	14,27	14,30
14. Wirkungsgrad (Tag und Nacht)	%	77,48	80,37	81,74	76,73	80,70
15. Wirkungsgrad (Tag)	%	79,96	87,05	87,76	76,53	84,21
16. Nutzleistung (am Tage verdampftes Wasser durch Brennstoffauf- wand Tag und Nacht)	%	68,87	74,35	79,20	64,61	74,96
17. Gesamte Verluste (= 100 — Nutzleistung)	%	31,13	25,65	20,80	35,39	25,04
18. Abgasverluste	%	17,75	15,00	12,83	17,03	14,24
19. Verluste durch unvoll- kommene Verbrennung	%	2,13	0,63	1,43	2,85	1,06
20. Strahlungs- und Rest- verluste	%	2,64	4,00	4,00	3,39	4,00
21. Gesamtverluste [= 100 — η (24 h)]	%	22,52	19,63	18,26	23,27	19,30
22. Gastemperatur hinter dem Kessel	° C	187	202	192	193	203
23. Temperatur der Ver- brennungsluft	° C	25,7	192	168	21,6	176

1) Nach der Mollier-Dampftabelle ermittelt.

[Fortsetz. S. 324]

Zahlentafel 20 (Fortsetzung).

1. Kessel:		P	1	2	P	1
2. Brennstoff:		Anthrazit			Flammkohle	
		Ohne Luftvorwärmung	Mit Luftvorwärmung	Mit Luftvorwärmung	Ohne Luftvorwärmung	Mit Luftvorwärmung
24. Abgastemperatur hinter dem Luftvorwärmer)	° C	187	87	73,3	193	91,1
25. Abkühlung des Rauchgases im Luftvorwärmer	° C	0	115	118,7	0	111,9
26. Erwärmung der Luft im Luftvorwärmer	° C	0	169	158	0	175
27. Temperatur des Dampfes (Tag)	° C	147,5	183	144	147	161,5
28. Wirkungsgrad (korrigiert nach der Außentemperatur, der Dauer der Feuerdampfung und Betriebsstillstand)	%	68,87	78,18	81,43	64,61	77,59
29. Gewinn an Wirkungsgrad	—	—	9,31	12,56	—	12,98
30. Gewinn in Prozent, bezogen auf den größten Wirkungsgrad.	%	—	11,9	15,4	—	16,7
31. Desgl., bezogen auf den kleinsten Wirkungsgrad	%	—	13,5	18,2	—	20,1
32. Kraftverbrauch des Geblases	%	—	ca. 1%		—	ca.1%

seit dem Jahre 1880 eingehend mit der Luftvorwärmung in Verbindung mit seinen bekannten und erfolgreichen Konstruktionen auf dem Gebiete der künstlichen Zugerzeugung (Howden-Zug) beschäftigte. Ihm ist dieser bedeutende Vorsprung des Schiffskesselbetriebes vor dem Landkesselbetrieb zu verdanken. Die erste Anwendung fand die Luftvorwärmung auf dem Dampfer „New York City“ von Scrutton, Sons & Co., London, im Jahre 1884¹⁾. Howden kennzeichnet in einer damaligen Veröffentlichung²⁾ das Dilemma, daß eine rußfreie Verbrennung nur mit hohen Luftüberschüssen und daher nur bei geringen Kesselleistungen möglich sei, während die Verfeuerung mit geringem Luftüberschuß zur Erzielung hoher Kesselleistung unerträglich starke Rußbildung mit sich bringe, und daß man bereits 1846 in Cornwall bessere Resul-

¹⁾ A. Macfarlane, „Combustion Efficiency in Marine Boilers“. Glasgow, James Howden & Co.

²⁾ Engineering 1884, I.

tate erzielt habe als heute (1884). In der Verknüpfung des künstlichen Zuges mit der Luftvorwärmung war das Mittel gefunden, in den kleinen, hochbelasteten Feuerräumen der Schiffskessel eine vollkommene Verbrennung zu erzielen und bei einer Minderung der Rauchbelästigung Leistung und Wirkungsgrad zu steigern. In den ortsfesten Kesselanlagen blieb dagegen der natürliche Zug vorherrschend, da kein Bedürfnis nach außerordentlichen Leistungssteigerungen vorlag, und da Kesselbau und Betrieb bis vor kurzem sehr konservativ geblieben sind, was ohne Zweifel mit dem Vorherrschen empirischer Regeln im Kesselbau zusammenhängt. Nur vereinzelt wurden Unterwindfeuerungen, die bekanntlich besonders bei hohen Belastungen zu bedeutenden Flugkoksverlusten Anlaß geben können, mit Luftvorwärmern ausgerüstet.

Eine der ersten Anlagen in Deutschland ist, soweit mir bekannt geworden ist, im Jahre 1910 von der „Gesellschaft für künstlichen Zug“, Berlin-Reinickendorf, in einem kleineren Elektrizitätswerk in Sachsen errichtet worden. Erst durch die wirtschaftlichen Voraussetzungen der Kriegs- und Nachkriegszeit, die an die Technik besonders große Anforderungen stellten, und durch die sich ablösenden Konjunkturen und Krisen (sprunghaft steigender Bedarf, Brennstoff- und Kapitalverknappung) erlangten diese Bestrebungen zum Bau von Luftvorwärmern und zum Warmluftbetrieb einen neuen Auftrieb. Der von den Vereinigten Staaten von Nordamerika durch die kriegerischen Aktionen der europäischen Industriestaaten gewonnene technische und wirtschaftliche Vorsprung und der Versuch, diese Entwicklung mit allen verfügbaren Mitteln einzuholen, ließen die erfinderische und konstruktive Tätigkeit allerorts aufleben, und damit wurde — etwa vom Jahre 1920 an — die Vielgestalt der Konstruktionen geschaffen, die heute den Markt beherrschen.

Die bis heute vorliegenden Erfahrungen über den Bau von Luftvorwärmern und über den Kesselbetrieb mit vorgewärmter Verbrennungsluft lassen die Luftvorwärmer als einen notwendigen Bestandteil moderner Kesselanlagen erscheinen, die nicht nur zur Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung sehr wesentlich beitragen, sondern die auch rückwirkend die Entwicklung der bisherigen Kesseltypen zu neuartigen Hochleistungskesseln zu fördern vermochten und weiterhin fördern werden. In diesem Sinne bilden die Luftvorwärmer nicht nur einen großen Fortschritt im Kesselbau, sondern zugleich den Keim zu neuen Fortschritten und wirtschaftlichen Erfolgen.

Namenverzeichnis.

- | | | |
|---|---|---|
| <p>Ackermann 251.
 Adra, Soc. An. 125.
 Air Preheater Corp. 128.
 Aktiebolaget Ljungstroms Ängturbin 179, 187.
 Aktiebolaget Svenska Maskinverken 67, 77.
 Allner 37.
 Altmayer 38.
 Amme 174.
 Aufhauser 36.</p> <p>Babcock & Wilcox 150, 153, 154, 155, 156, 166.
 Bahr 38.
 Bansen 254.
 Barker 272, 273.
 Batke 168.
 Baum 48.
 Becker 50, 281.
 Bergmann 58.
 Berner 262.
 Bertram 199.
 Blaw Knox 187, 188.
 Bleibtreu 93.
 Bloess 149.
 Blümel 109.
 Boese 131, 132, 134.
 Bohlander & Co. 255.
 Bone 34, 38.
 Boudouard 35, 41.
 Brandstätter 97.
 Brandt 202.
 Brill 149.
 Bruce 45.
 Burt 272.
 Burwick 278, 287.</p> <p>Caldwell 129.
 Campagne 195.
 de Casanova 185.</p> | <p>Chamberlain 187.
 Clarke 164, 309.
 D. Connelly Boiler Co. 154.
 Connery 214.
 Coutant 151.
 Coward 38.
 Cowper 321.
 Custodis 197.</p> <p>Darnele 131.
 Davy 317.
 Deinlein 57, 59.
 Derry 125, 131, 133.
 Deutsche Babcockwerke (s. auch Babcock & Wilcox) 166, 174, 176.
 Deutsche Priiformwerke 255.
 Dixon 34, 35, 37.
 Donath 48.</p> <p>Eberle 229.
 Eck 253.
 Edenhalm 170, 221, 231.
 Elektro-Metallgesellschaft 146.
 Elektrowerke A.-G. 207, 284.
 Engelhart 207.
 Erk 253.
 Essich 97.</p> <p>Farup 39.
 Fehling 52.
 Fellner & Ziegler A.-G. 163.
 Fieldner 48.
 F. Fischer 44, 54.
 J. Fischer 194.
 Föge 157, 158, 159.</p> | <p>Forssblad 167, 172, 173, 187.
 Foster Wheeler Corp. 227.
 Frank 101.
 Frambs & Freudenberg 170, 171.
 Funk 314.</p> <p>Gesellschaft für Abwärmeverwertung 166.
 Gesellschaft für künstlichen Zug 325.
 Gesellschaft für nichtrostenden Guß 146.
 Gesellschaft für Ventilatorzug 121, 127, 217.
 Gesellschaft zur Überwachung v. Dampfkesseln zu M.-Gladbach 175.
 Granberg 86.
 Green 151, 157.
 Groeber 177, 219, 220, 221, 224, 229, 249, 251, 252, 253, 277, 279.
 Guertler 146.
 Gumz 11, 44, 89, 204, 214, 259, 268, 269, 284, 300.</p> <p>Haag 195.
 E. Haber 164, 166, 167, 213, 214, 227.
 F. Haber 36, 37.
 Härilin 307.
 Harraeus 213.
 Hartmann 165, 166, 214.
 Haucke 219, 220, 221, 224, 278.</p> |
|---|---|---|

- Hausen 251.
 Haward 34.
 Heijkenskjold 176, 185.
 Heiligenstaedt 177,
 198, 236, 251.
 Henning 144.
 Hertweck 171.
 Hirshfeld 109.
 Hoadley 149, 321, 323.
 van 't Hoff 36.
 Holborn 144.
 Honigmann 161.
 Hopfeld 147.
 Howden 322, 324.
 Hume 88.
 Hüttner 113, 114, 129.
 Håkansson 46, 306.
- Jakob** 169, 223, 253.
 Joekel 315.
 JonkopingsMekaniska
 Werkstad A.-B. 172,
 229.
 Jonsson 167.
 Johannsen 316.
 Johnstone 268, 270,
 274, 276, 290, 291.
 Jürges 169, 219.
- Kabltz** 158, 187, 188.
 Kammerer 22, 110.
 Karg 126.
 Kaspar 131, 132.
 Kayser 52.
 Kignell 187.
 Kleinewefers Werke
 174.
 Kohlenscheidungs-
 gesellschaft (KSG)
 58.
 Kohler 110.
 Kritzler 167, 284.
 Fr. Krupp A.-G. 146,
 148.
- Lang** 35.
 Leek 207.
 Lesch 158.
 Levron 163.
 Liesen & Co. 174.
 Lindhagen 83, 84, 85,
 86.
 Lindmark 93.
- Lissner 176.
 Ljungström 66, 179,
 186.
 Lohrisch 249.
 Luftvorwarmer-Ge-
 sellschaft 179, 191,
 259, 269.
 Lundberg 315.
 Lysholm 65, 66, 170,
 221, 231.
- Macfarlane** 324.
 Marcard 53.
 Marland 149, 321, 322.
 Mayer 38.
 Mercier 185.
 Metallisator A.-G. 148.
 Meyer 37.
 Molinder 56.
 Moran 109.
 Münzinger 122, 167.
 Muhlert 270.
- National Electric Light**
 Association 80, 82,
 153, 154, 211, 227,
 296.
 Neilson 316, 317.
 Nernst 41.
 Noack 114, 115.
 Nolle 299.
 Nusselt 169, 219, 220,
 221, 224, 237, 249,
 251, 252, 277.
- Ostermann** 269.
 Otte 215.
 Owen 208, 313.
- Praetorius** 18.
 Perry 185.
 Petersen 149.
 Popp 87, 196.
 Prat-Daniel 163.
 Preussler 251.
 Prime Movers Com-
 mittee (NELA) 211,
 227, 296.
 Prost 48.
 van der Putten 106.
- Quednau** 299.
Quintes 282.
- de Raedt 125.
 Ramzin 86, 88.
 Reerink 48.
 Reiher 169, 249.
 Rényi 175.
 Rhead 36.
 Rheinhold & Co. 255.
 Richardt 37.
 Rosin 52, 92, 294.
 Rotator G. m. b. H.
 164, 229.
 Rozinek 88.
 Rummel 199, 251, 268.
- Samoilow** 281, 291.
 Sandberg 186.
 Sargent & Lundy 207.
 Schack 199, 221, 223,
 224, 249, 251, 268.
 Scheel 144.
 Schenk 167.
 Schlicke 263.
 Schmedler 251.
 Schmidt 223.
 Schmidt'sche Heiß-
 dampf-Gesellschaft
 128, 171.
 Schoeller-Bleckmann-
 Stahlwerke 146.
 Schoman 97.
 Schult 129.
 Schulze 220, 221, 224,
 249.
 Schwabach 184, 185.
 Scrutton Sons & Co.
 324.
 Shaw-Perkins Manuf.
 Co. 157.
 F. Siemens 318, 320.
 Fr. Siemens A.-G. 178,
 214.
 W. Siemens 318, 320,
 321.
 Siemens-Schuckert-
 werke A.-G. 94,
 128, 137, 214, 268,
 284.
 Simmon 175.
 Slooves 74, 106.
 Smulders 202.
 Société des Réchauf-
 feurs d'Air „Airéco“
 162, 163.
 Solomial 157.

Statens Vattenfalls- verk Västeras 229.	Tirage et Ventilation Mécaniques 185.	Wagner 161.
Stakin 157.	Titze 131, 135.	Walter 174.
Steinbrecht 320.	Torp 186.	Warmestelle der Mit- teldeutschen
Stemmüller 167.	Truelsen 174.	Dampfkessel-Über- wachungsvereine
Stender 200, 253.		e. V. 50.
Stierle 194, 208.	Uhde 87, 196.	Watt 316.
Stirling 316.	Ulander 45.	Wheeler 36.
Strache 33.	Underfeed Stoker Co.	Wiesmann 124, 127.
Strasburg 203.	166.	Williams 317, 318.
Strindlund 66.	Union d'Electricité	Wolf 177.
Strömberg 86.	Paris 185.	Wolfram-Guß-Gesell- schaft 147.
B. F. Sturtevant Co.	Vereinigte Ekono- miserwerke 79, 165.	Wutzkowski 101.
125, 128, 130.	Vereinigte Kessel- werke A.-G. (VKW)	Zimm 298.
Stålhane 307.	58, 215.	Zimmermann 219, 220, 221, 224, 229.
Szikla 88.	Vereinigte Stahlwerke A.-G. 147.	Zimmermann & Co. 174, 198.
Tanner 57.	Volk 158.	
Teune 48.		
Thieler 270.		
Thomas 272, 273.		

Sachverzeichnis.

Abdampfluftherhitzer 140, 195.	Anzapfdampf-Luftvorwärmung
Abdichtungen für Regeneratoren 182—183.	195.
Abgas-Luftherhitzer 140.	— -Speisewasservorwärmung 113 bis 116.
Abgastemperatur, praktisch niedrigste 262.	Asche, Schmelzverhalten der 47 bis 49.
—, wirtschaftlichste 259.	Asynchronmotore 133—135.
Abhitzekessel 201—202.	Auftrieb 232.
Abnahmeprüfung 301.	Ausdehnung 144, 145.
Abnahmeversuche 303.	Ausdehnungsstücke 168.
Abwarme-Gefälle, wirtschaftliche Aufteilung des 205, 210.	Auswaschen der Luftvorwärmer 296.
— -Verluste 11, 12.	
— -Verwertung, wirtschaftlichste 257—259.	Babcock-Platten-Luftvorwärmer 166.
Airéco-Vorwärmer 162—163.	— -Röhren-Luftvorwärmer 155.
Alitieren 148.	Backfähigkeit der Kohle 43.
Aluminieren 147—148.	Bagasse-Feuerung 87.
Amac-Luftvorwärmer 197.	Bauhöhe der Luftvorwärmer 241 bis 243, 244—245.
Anordnung der Gebläse 135—138.	Benson-Kessel 33, 137.
— der Luftvorwärmer 204—218.	Betriebsschwierigkeiten an Luft- vorwärmern 265.
Anschaffungskosten 191, 192.	Betriebsstundenzahl, Einfluß der 259.
Ansinterungen 290, 293.	
Antrieb von Ventilatoren 129.	
Anwehungen 294.	

- Bewertung von Luftvorwärmern 263.
 — wärmetechnischer Maßnahmen (Hüttner) 113—114.
 Blaw-Knox-Vorwärmer 187 bis 188.
 Blechstärke bei Platten-Luftvorwärmern 161.
 — bei Regeneratoren 179.
 Brennstoffbett, Verhalten des 60 bis 63.
 Brennstoffersparnis durch Luftvorwärmung 13—16.
 Bürsten (Reinigung der Luftwärmer) 296.

Dampfbeheizte Lufterhitzer, Berechnung 252—254.
 Diphenylather als Wärmezweischenträger 194—195.
 Distanzierung (Platten-Luftwärmer) 166—167.
 Drehregeneratoren 139, 179—185.
 Drehstrom-Kollektormotore 134.
 Druckmessung 308.

Eckausbildung (Plattenluftwärmer) 166.
 Einbau der Luftvorwärmer 215 bis 218.
 Einlagen (Strahlbleche, Füllkörper) 171—174.
 Eintritts- (und Austritts-) Verluste 231.
 Elektrischer Antrieb für Ventilatoren 130—135.
 Elementgröße 161.

Feuerraum 63—64, 100—103.
 Feuerungen, Rückwirkung der Luftwärmung auf die 110 bis 112.
 Filteranlagen 203—204.
 Flugasche-Beseitigung 295—299.
 — -Wirkungen 290.
 Flüssigkeitsumlauf 193.
 Föge-Luftvorwärmer 157, 158.
 Forssblad-Luftvorwärmer 172, 173.
 Frankonia-Luftvorwärmer 163.
 Frischdampf-Lufterhitzer 140, 170.
 Füllkörper 173, 174.

Garantien 299.
 Gasanalyse 305, 306.
 Gasfeuerungen 97.
 Gas- und Luftführung, Einfluß der — auf den Heizflächenbedarf 243—244.
 — — —, Einfluß der — auf die Stromungsverluste 233.
 Gasgeschwindigkeit, Einfluß der — auf den Wärmeübergang 245.
 —, optimale 246—248.
 Gaskühler 203—204.
 Gasrückführverfahren 67—74.
 Gasumfahrung 211—214.
 Geschichtliches 316—325.
 Geschwindigkeit s. Gasgeschwindigkeit.
 Gleichstrommotore 132.
 Grenztemperatur (Taupunktgrenze) 262.
 Gütekennzahl (Definition) 142.
 —, Einfluß auf den Heizflächenbedarf 242—243.

Haagsches Rohr 195.
 Haber-Luftvorwärmer (Rotator-Luftvorwärmer) 164—166.
 Halbgasfeuerungen 82—83.
 Hartmann-Luftvorwärmer 165.
 Heißluftleitungen 254—256.
 Heißlufttrocknung 202—203.
 Heißluftrückführung 285—286.
 Heizflächen-Beaufschlagung 224 bis 226.
 — -Bemessung und Berechnung 218.
 — -Verschmutzung 393—395.
 Hochtemperaturvorwärmer 197 bis 200.
 Holzfeuerungen 83—86.
 Isolierung 255.

Kablitz-Regenerativ-Vorwärmer (Restwarme-Ekonomiser) 188.
 — -Rippenschalen-Luftvorwärmer 158.
 — -Stromlinien- (Rohren-) Luftvorwärmer 158.
 Kalorifere 140.
 Kesselwirkungsgrad, Verbesserungen des — durch Luftwärmung 11—16.

- Kesselwirkungsgrad, Verlauf des 16—18.
 Kohlenschwefel, Einfluß des — auf den Taupunkt 270—277.
 Kohlenstaubfeuerung 89.
 —, zulässige Lufttemperatur bei der 93.
 Kohlenwasserstoffe als Wärmezwischen-träger 194.
 Kondensierender Dampf, Wärmeübergang 252—253.
 Kontrollen an ausgeführten Luftvorwarmanlagen 299—308.
 Korrosion 268—270.
 —, Folgen der 292.
 —, Vorbeugungsmaßnahmen gegen 281—289.
 Korrosionsfestes Material 291.
 Kreuzstrom-Luftvorwärmer 139.
 Kühlwirkung der Verbrennungsluft (Rost) 58, 59.
 Künstlicher Zug 117—135.
 Lamont-Kessel 33.
 Lebensdauer von Luftvorwärmern 263—264.
 Leistungssteigerung durch Luftvorwärmung 11—16, 98.
 Ljungstrom-Luftvorwärmer 179 bis 184.
 Löffler-Kessel 33.
 Luftökonomiser 138, 207, 208, 209.
 Lufterhitzer 138—140.
 Luftführung, Einfluß der — auf den Heizflächenbedarf 243 bis 244.
 —, Einfluß der — auf die Stromungsverluste 233.
 Luftgeschwindigkeit, optimale, in Leitungen 254—256.
 —, —, bei natürlichem Zug 248 bis 249.
 —, — 246—248.
 Luftkondensatoren 195.
 Luftleitungen 167—168, 254 bis 256.
 Luftvorwärmer 138.
 — -Bauarten 138—140.
 Luftzumischung (Gaskühlung) 214.
 Material 143—149.
 —, korrosionsfestes 291.
 —, legiertes 145—147.
 Material, saurefestes 145—147.
 —, zunderfreies 145—147.
 Mehrfach-Kreuzstrom 244.
 Messungen, CO₂ 304—306.
 —, Druck und Zug 308.
 —, Mengen 303.
 —, Temperaturen 306.
 —, Warmehalt 307.
 Mindestbauhöhe (Rekuperatoren) 189, 242.
 Mindestluftvorwärmung 50, 51.
 Mittlerer Wirkungsgrad (Definition) 142.
 — —, Einfluß auf den Heizflächenbedarf 242—243.
 Müllverbrennung 87.
 Nachtraglicher Einbau von Luftvorwärmern 98—106.
 Nachteile der Luftvorwärmung 108—110.
 Nachverbrennungen 266—267.
 Nadel-Luftvorwärmer 157, 159, 174—175.
 Oberflächenschutz 147—148.
 Ofenanlagen mit Luftvorwärmern 197—202.
 Ölfeuerungen 94—96.
 Optimum der Geschwindigkeiten 246—249, 254—256.
 — der Gasabkühlung 259—262.
 Parallelschaltung von Luftvorwärmern mit Ökonomieisern oder Gasvorwärmern 205 bis 207, 209—210.
 Planrost 62, 76—77.
 Plattenabstand 161.
 Platten-Luftvorwärmer 159—168.
 —, Heizflächenberechnung 235 bis 248.
 Prallsystem 170—171.
 Prallwirkung 169—170.
 Preise (von Luftvorwärmern) 191 bis 192.
 Preßlufttrüßblaser 296—299.
 Quecksilber als Warmezwischen-träger 194.
 Rauchgasleitungen 168, 255.
 Rauchgasrückführung 67—74.
 Raumheizung 191.

- Regelung der Lufttemperatur 211 bis 214.
 — der Ventilatoren 129—135.
 Regenerativvorwärmer 139, 176.
 —, Berechnung von 251, 252.
 Regenerator 139.
 Regeneratoren, Vergleich mit Rekuperatoren 188—192.
 Rekuperator 139.
 —, umlaufender 175—176.
 Restwarmeekonomiser (Kabltz) 188.
 Rippenrohrvorwärmer 157—158.
 Rippenschalenvorwärmer 158.
 Rohren-Luftvorwärmer 139, 149 bis 159.
 —, Berechnung von 249—251.
 Rostfeuerungen 56.
 Rostverschleiß 79—80.
 Rotator-Luftvorwärmer 164, 166.
 Rückschubfeuerung 63.
 Rußblaser 295—299.
 —, Störungsursachen an 297.

 Salzkondensationen 294.
 Saugzuganlagen 117—138.
 —, Vergleich mit Schornstein 117 bis 122.
 Schaltungsarten der Luftvorwärmer 204—211.
 Scheibenregeneratoren 185—186.
 Schlackenschmelzverhalten 47 bis 49.
 Schraubenventilatoren 128.
 Schubregeneratoren 139, 185.
 Schwabach-Regenerativ-Luftvorwärmer 184—185.
 Schwebefeuerungen 88—89.
 Schwefelsaure und -anhydrid 268 bis 276.
 Sekundarluft 65—66.
 Simmon-Warmezug 175.
 Spaltbreite, Einfluß der — auf die Wärmeübergangszahl 241 bis 242.
 Speicherzahl (Regeneratoren) 177.
 Speisewasservorwärmung 33, 113 bis 116.
 Staubabscheider 151, 203—204, 215.
 Staubkammer mit Luftvorwärmer 196.
 Stillstandsverlust 18.
 Strahlbleche 171—173.
 Strahlung der Flamme 25—27.
 — des Rostes 20—27.
 Strahlungskessel 112—113.
 Strahlungs-Luftvorwärmer 196 bis 197.
 Stromungsverluste durch Querschnittsverengung 231.
 — durch Reibung 229—230.
 — durch Umlenkung 231.
 Synchronmotore 132.

 Taschen-Luftvorwärmer 139, 159 bis 167.
 —, Heizflächenberechnung 235 bis 249.
 Taupunkt 268—277.
 —, Verhütung der Taupunktunterschreitung 280—289.
 Temperaturdifferenz, mittlere, bei Gegenstrom 235—236.
 —, —, bei Kreuzstrom 237.
 Temperaturmessung 306.
 Temperatursteigerung durch Luftvorwärmung 19, 20.
 Temperaturverlauf im Kessel (Konvektionsteil) 27—30.
 — — — (Strahlungsteil) 19—27.
 Temperaturwechsler 139.
 Thermix-Vorwärmer 163.
 Trocknungsanlagen 202—203.
 Turbinen als Ventilatorantrieb 120, 129—130.

 Umlaufende Regeneratoren 179 bis 185.
 — Rekuperatoren 175—176.
 Umluftverfahren 202.
 Umschaltlinie 177.
 Undichtigkeiten bei Luftvorwärmern 191, 263.
 — bei Regeneratoren 182—183, 185.
 Unterschubfeuerung 63, 78.
 Usco-Vorwärmer 166.

 Ventilatoren 124—128.
 —, Antrieb und Regelung von 129 bis 135.
 —, Verluste in 124—127.
 Ventilregenerator 140, 186—188.
 Verbrennung fester Brennstoffe 33—41.
 — flüssiger Brennstoffe 54.
 — gasformiger Brennstoffe 55, 56.

- Verbrennungstemperatur, Einfluß der Luftvorwärmung auf die 20.
 —, praktische 20—27.
 —, theoretische 19, 20.
 Verbrennungsvorgang, Beeinflussung des, durch Luftvorwärmung 33—56.
 Verdrängungskörper 173—174.
 Verkokungsvorgang 43—47.
 Verschmutzung von Heizflächen 293—295.
 — — —, Einfluß der — auf den k -Wert 225.
 Verstopfung von Luftvorwärmern 293—295.
 Verzunderung 265—268.
 Vorerwärmung der Kaltluft 284 bis 289.
 Vorschubrost 79.
 Vorteile der Luftvorwärmung 107 bis 108.
 Vorwärmer mit Flüssigkeitsumlauf 193—195.

 Wanderrost 58, 78.
 Wärmeausdehnung 144—145.
 Wärmedurchgangszahl, Einfluß der Verschmutzung auf die 225.
 — im Kessel 28—30.
 —, praktisch erzielbare, in Luftvorwärmern 224—228.
 Wärmeinhaltsmessung 307.
 Wärmeübergang durch Flammenstrahlung 25—27.
 — durch Gasstrahlung 25—27, 30.
 — von kondensierendem Dampf 252—254.
 — durch Konvektion 27—30, 218—229.

 Wärmeübergangszahl für Rauchgas 224.
 — für Luft 221—222.
 Wärmeübertragung in Platten-Luftvorwärmern 218.
 — in Regenerativ-Luftvorwärmern 251.
 — in Rohren-Luftvorwärmern 249.
 —, Steigerung der 168—175.
 Wärmezwischenträger 193.
 Wasser und Wasserdampfzusatz 75.
 Wellblecheinlagen 172—173.
 Wellblech-Heizfläche 169—173.
 Wellung der Heizfläche 169.
 Wirkungsgrad, gaseitiger 140.
 — des Kessels 11—18.
 —, luftseitiger 141.
 — der Luftvorwärmer 16, 140 bis 142.
 —, mittlerer 140—143.
 Wirkungsgradscharakteristik 16, 17.

 Zug, natürlicher 118—121.
 Zuanlagen, künstliche 117—124.
 Zugerzeugung 117.
 Zugmessung 308.
 Zugverlust 103.
 Zulässige Lufttemperaturen bei Gasfeuerungen 97.
 — — bei Kohlenstaubfeuerungen 92.
 — — bei Ölfeuerungen 96.
 — — bei Rostfeuerungen 75 bis 79,
 Zusatzbrennstoffe 86.
 Zündvorgang, Einfluß der Luftvorwärmung auf den 52, 53.
 Zweistufige Luftvorwärmung 208.
 Zweitluft 65—67.

VERLAG VON OTTO SPAMER IN LEIPZIG 05

Feuerungstechnisches Rechnen

Von

Dipl.-Ing. **Wilhelm Gumz**

Charlottenburg

(Monographien zur Feuerungstechnik, Band 12)

Mit 62 Abbildungen im Text

Geheftet RM 7.20; gebunden RM 8.10

Feuerungstechnik: Der Autor hat mit dem vorliegenden Buch eine sehr willkommene und ausgezeichnete Arbeit geleistet, die er im Vorwort bescheidenweise eine feuerungstechnische Formelsammlung nennt, die aus der Praxis entstanden, für die Praxis bestimmt ist. In Wirklichkeit geht der Inhalt des Buches weit über diese Bezeichnung hinaus und stellt eine Fülle von Hinweisen und Erläuterungen dar, die in knapper Form auf engem Raum, unter Verzicht auf jede Wattierung durch überflüssigen Text oder Abbildungen besonderer Einrichtungen zusammengedrängt sind, ohne Wesentliches auszulassen, so daß das Werkchen eine auf diesem Gebiet bisher noch fehlende Fundgrube und Anleitung für alle in feuerungstechnischen Betrieben beschäftigten Ingenieure und Techniker darstellt. — Der Inhalt ist in sieben Hauptabschnitte gegliedert und durch einen, die wichtigsten für feuerungstechnisches Rechnen erforderlichen Zahlentafeln enthaltenden Anhang ergänzt. — Der Fachmann erkennt sogleich, daß es sich hier nicht um die Schreibtischarbeit eines reinen Theoretikers handelt, daß sie aus dem praktischen Betrieb kommt und Angaben bringt, die sich im Betriebe als einwandfrei erwiesen haben. Das Buch stellt eine der besten Arbeiten dar, die bisher auf diesem Gebiete erschienen sind, und wer immer sich mit feuerungstechnischen Berechnungen zu befassen hat, wird es als nützlichen Berater und notwendiges Nachschlagewerk nicht entbehren können.

Wasser und Gas: Sein Zweck ist, als zuverlässiges Hilfsmittel bei der täglichen Arbeit des Feuerungsingenieurs zu dienen. Von dem Mittel der zeichnerischen Darstellung, dem Nomogramm, ist ausgiebig Gebrauch gemacht. Die Vorzüge dieser Darstellungsart treten deutlich und klar zutage. — Im einzelnen enthält das Buch folgende Kapitel: Brennstoffe, Verbrennung, Wirkungsgrad und Wärmeverluste, das JT-Diagramm, die Wärmeübertragung, Strömungsvorgänge und Zugerzeugung, gastechnisches Rechnen. — Es ist dem Verfasser gelungen, auf kleinem Raum alles Wesentliche übersichtlich und klar zusammenzufassen. Das Buch gibt gleichzeitig einen Überblick über das Gesamtgebiet der Feuerungstechnik.

Regeneratoren, Rekuperatoren, Winderhitzer. Die Wärmerückgewinnung in industriellen Ofenanlagen. Von Dr.-Ing. **Werner Heiligenstaedt.** (Der Industrieofen in Einzeldarstellungen, Band V. Herausgeber: Ober-Ing. **L. Litinsky.**) Geh. RM 29.70, geb. RM 32.40.

Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure: Wohl selten ist ein technisches Gebiet mit allen Hilfsmitteln der Wissenschaft so eingehend behandelt worden, wie das über Regeneratoren und Rekuperatoren. Schon deswegen ist es begrüßenswert, wenn planmäßig die gesamten Forschungsergebnisse einmal zusammengetragen und nach dem heutigen Stand unserer Erkenntnisse entwickelt werden. Es ist aber noch mehr zu begrüßen, daß dieses Buch der verfaßt, der auf diesem Gebiete führend mitgearbeitet hat. Heiligenstaedt hat den gesamten Umfang dieses so wichtigen wärmetechnischen Forschungsgebietes in einheitlichem Aufbau unter Berücksichtigung aller rechnerischen, meßtechnischen und baulichen Eigenheiten zusammengefaßt. — Das Buch zeigt eine überlegene Beherrschung des Stoffes in theoretischer Hinsicht und stellt auch die Anwendung solcher Berechnungen in praktischen Beispielen geschickt dar. Es ist daher für den Warmetheoretiker wie für den Ofenbau-Fachmann von großem Wert.
Prof. Diepschlag.

Stahl und Eisen: Das Werk bringt mehr, als der Titel besagt. Wenn auch die Einrichtungen für die Wärmerückgewinnung in industriellen Ofenanlagen den Kern bilden, so hat doch der Verfasser fast luckenlos die feuerungstechnischen Berechnungsgrundlagen für den ganzen Ofenbau in einer für die Praxis greifbaren Form zusammengestellt. Die Darstellung fußt auf physikalischen Grundlagen, bringt also statt empirischer Faustwerte streng wissenschaftliche Rechenverfahren. Sie bauen sich auf langjähriger Betriebsforschung auf und haben durch Betriebsergebnisse ihre Feuerprobe bestanden. — Bereits die Einleitung und die ersten Abschnitte breiten geschickt das ganze Gebiet aus und lassen den Einfluß von Gas- und Luftvorwärmung bei den verschiedenen Brennstoffen und Ofenbauarten auf Wirtschaftlichkeit und Leistung erkennen. Die Erläuterungen sind so eingehend, daß es jedem ein leichtes ist, das ganze Gebiet zu erfassen. Die schwierigen Fragen des Wärmeüberganges sind mit seltener Klarheit umfassend dargestellt. Die schwierigen Ableitungen kann der eilige Leser überschlagen. In mustergültigen Rechnungsbeispielen findet er eine Anleitung zur Berechnung von Regeneratoren für Koksofen, Siemens-Martin-Öfen, Winderhitzer, für steinerne und eiserne Rekuperatoren. Auch hier macht der Verfasser nicht bei der engen Aufgabe der Heizflächenbestimmung halt, sondern führt durch anschauliche Rechnungsbeispiele tief in die Beziehungen zwischen Wärmerückgewinnung und Heiz- und Arbeitsverfahren, Speichervorgänge, Gasersetzung, Falschluff usw. ein. Eine wertvolle Ergänzung sind die Abschnitte über Zug- und Druckverluste in den Ofenbauarten als Grundlage für die Berechnung von Querschnitten und über die bauliche Ausbildung von Rekuperatoren und Regeneratoren. — Alles in allem gibt uns der Verfasser ein Lehrbuch von hohem Wert, wie es selten anzutreffen ist.
Hugo Bansen.

Das Wasser in der Dampf- und Wärmetechnik. Ein Lehr- und Handbuch für Theorie und Praxis von **C. Blacher**, Dr. h. c., Ingenieur-Chemiker, ord. Prof. an der lettländischen Universität, ehemals an der Technischen Hochschule zu Riga. (Monographien zur Feuerungstechnik, Heft 7.) Mit 45 Abbildungen im Text. Geheftet RM 14.85, gebunden RM 16.20.

Gesundheits-Ingenieur: Das Buch zeichnet sich durch ebenso gründliche wie klare und übersichtliche Behandlung des Stoffes aus, und sein Gebrauchswert als Handbuch ist dadurch erhöht, daß es alle für die Theorie und die Betriebspraxis der Verwendung des Wassers in der Dampf- und Wärmetechnik wichtigen Konstanten und Tabellen sowie auch sehr vollständige Literaturnachweise enthält, die es dem Benutzer ermöglichen, sich über Sonderfragen weiter zu unterrichten.

Feuerungstechnik: Der Verfasser hat es meisterhaft verstanden, dem Nicht-Chemiker einen guten Überblick über das gesamte Gebiet der Speisewasserfragen zu geben, Studierenden und Betriebsingenieuren eine systematische Einführung in diesen praktisch so bedeutungsvollen Wissenszweig und dem Chemiker ein Kompendium der Wasseruntersuchung, zugleich eine wahre Bibliographie der Wasserliteratur zu bieten. Verständlichkeit und Grundlichkeit sind in nachahmenswerter Weise vereinigt. Der Wert als Nachschlagewerk wird durch ein ausführliches Sach- und Namenregister noch erhöht.

Wärmetechnische Grundlagen der Industrieöfen. Eine Einführung in die Wärmelehre und gedrängte Übersicht über die verschiedenen Arten von Brennstoffen und ihre Verwertung. Von Professor **Hans v. Jüptner**. (Der Industrieofen in Einzeldarstellungen, Band I.) Mit 25 Figuren im Text. Geheftet RM 18.—, gebunden RM 20.70.

Glückauf: Das ausgezeichnete Buch verdient uneingeschränkte Empfehlung und wird jedem Ingenieur, der sich mit feuerungstechnischen Aufgaben zu befassen hat, gute Dienste leisten.

Sparwirtschaft: Der Aufbau des Buches verrät gründlichste Literaturkenntnis in den behandelten Fragen sowie enge Fühlung mit dem praktischen Ofenbau.

Sprechsaal: Der Verfasser hat in seinem Buche die Grundlagen der Wärmetechnik für Industrieöfen in vorbildlicher Weise und Kurze zusammengestellt, deren Kenntnis für den rationellen Betrieb der Industrieöfen nötig ist. — Das Buch ist streng wissenschaftlich geschrieben und infolgedessen ein ausgezeichnetes Lehrbuch zur Einführung in die Wärmelehre und zu ihrer praktischen Anwendung. Viele Tabellen und Zeichnungen dienen mit dem Namen- und Sachregister der Vervollständigung.

VERLAG VON OTTO SPAMER IN LEIPZIG 05

FEUERUNGSTECHNIK

Zeitschrift für den Bau und Betrieb feuerungstechnischer Anlagen

Schriftleitung:

WA. OSTWALD

Erscheint seit 1912 / Preis vierteljährlich RM 4.50

Nach dem Ausland RM 5.50

Die „Feuerungstechnik“ soll eine Sammelstelle sein für alle technischen und wissenschaftlichen Fragen des Feuerungswesens, also: Brennstoffe (feste, flüssige, gasförmige), ihre Untersuchung und Beurteilung, Beförderung und Lagerung, Statistik, Entgasung, Vergasung, Verbrennung, Beheizung. — Bestimmt ist sie sowohl für den Konstrukteur und Fabrikanten feuerungstechnischer Anlagen wie auch für den betriebsführenden Ingenieur, Chemiker und Besitzer solcher Anlagen.

Probenummern kostenlos vom Verlag!

FEUERFEST

ZEITSCHRIFT FÜR GEWINNUNG, BEARBEITUNG, PRÜFUNG UND
VERWENDUNG FEUERFESTER STOFFE SOWIE INSBESONDERE
FÜR

OFENBAU

Schriftleitung: **OBER-ING. L. LITINSKY**

Erscheint seit 1925 monatlich einmal / Vierteljährlich RM 4.50

Nach dem Ausland RM 5.50

Die Zeitschrift stellt sich die Aufgabe, ein Bindeglied zwischen Verbrauchern und Erzeugern zu sein. Da jede Industrie, jeder Fabrikationsprozeß an das feuerfeste Material besondere Ansprüche stellt, so ist für dieses Industriegebiet ein Fachorgan ein tatsächliches Bedürfnis, um den modernen Methoden der Gewinnung, der Bearbeitung, der Prüfung und der Verwendung nachfolgen zu können. Das Programm der Zeitschrift umfaßt einerseits die Gewinnung und Aufbereitung der Rohstoffe, die Bearbeitung dieser Stoffe zu feuerfesten Steinen, die Anforderungen der verschiedensten Industriezweige, die charakteristischen Eigenschaften einzelner Fabrikationsprozesse in ihren typischen Wechselwirkungen, die Prüfung und Beurteilung der feuerfesten Stoffe und schließlich Normalisierungsfragen; andererseits wird auch das Gebiet des Industrieofenbaues behandelt, wobei nicht nur Ofenkonstruktionen, sondern auch Fragen, die mit der wirtschaftlichen Seite der Ofenbauprobleme zusammenhängen, berücksichtigt werden.

Probenummern kostenlos vom Verlag