

Monographien zur Feuerungstechnik
Band 9

DIE LUFTVORWÄRMUNG
IM DAMPFKESSELBETRIEB

VON
WILHELM GUMZ



SPRINGER-VERLAG BERLIN HEIDELBERG GMBH

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

Die Luftvorwärmung im Dampfkesselbetrieb

Von

Dipl.-Ing. Wilhelm Gumz
Charlottenburg

*

Mit 89 Abbildungen im Text und auf zwei Tafeln
sowie 16 Zahlentafeln



SPRINGER-VERLAG BERLIN HEIDELBERG GMBH
1927

ISBN 978-3-662-33668-7

ISBN 978-3-662-34066-0 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-662-34066-0

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

© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1927

Ursprünglich erschienen bei Otto Spamer, Leipzig 1927

Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1927

Vorwort.

Obwohl die Luftvorwärmung als ein kleines Teilgebiet des Dampfkesselwesens scheinbar nur wenig Interessantes bietet, so enthüllen sich bei näherer Betrachtung doch eine ganze Reihe feuerungstechnischer Fragen, die in der vorliegenden Schrift geklärt oder doch angeschnitten und diskutiert werden sollen. Es sei damit zugleich angeregt, die vielen noch ungeklärten Fragen durch genaue Untersuchungen an ausgeführten Anlagen neu zu beleuchten und Material zu schaffen, welches für die Konstruktion und den Betrieb von Dampfkesselanlagen von größtem Wert sein kann. Der Dampfkesselbau wird, je mehr die neuere Entwicklung die alten Kesseltypen verdrängt, desto mehr genötigt sein, seine Konstruktionen auf theoretische Rechnungen zu gründen. Zugleich soll dieses Büchlein Anregungen geben zur rechnerischen Behandlung der auftretenden feuerungstechnischen Probleme und die konstruktive Ausgestaltung der Luftvorwärmer selbst zeigen. Aus diesem Grunde schien es angebracht, in der Darstellung etwas weiter auszuholen, um die Zusammenhänge zwischen Luftvorwärmung, Verbrennungstemperatur und Verbrennungsvorgang zu beleuchten, wobei auf einige in der „Feuerungstechnik“ veröffentlichte Studien zurückgegriffen ist.

Die Verbrennung mit Luftüberschuß ergibt in der Betrachtungsweise der Mischung von theoretischem Rauchgas mit der überschüssigem Luft äußerst einfache Beziehungen, die graphische Ermittlung der Verbrennungstemperatur führt auf einfachen Wegen zu exakten Ergebnissen und ist selbst bei der Berücksichtigung der Brennstoff- und Luftvorwärmung, der Dissoziationserscheinungen und der Abstrahlung

einfach zu handhaben, während analytische Methoden, wenn überhaupt, so mit weit größerem Arbeitsaufwand zum Ziele führen. Bei der Wichtigkeit der Einwirkung der Luftvorwärmung auf den Verbrennungsvorgang wurde diesem Kapitel der gebührende Raum gewidmet.

Bei der Beschreibung der einzelnen Luftvorwärmer-Bauarten sowie bei der Auswahl des Bildmaterials wurden die einzelnen, vielfach auch anderen Fabrikaten eigenen Merkmale — um Wiederholungen zu vermeiden — nur an einem Beispiel gezeigt, je nach dem zur Verfügung stehenden Bildmaterial.

Allen Firmen, die mich durch Überlassung von Unterlagen unterstützt haben, spreche ich an dieser Stelle meinen besten Dank aus.

Charlottenburg, im Juli 1926.

W. Gumz.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Brennstoffe	7
II. Verbrennung	13
Theoretische Verbrennung	13
Zahlenbeispiel.	16
Verbrennung mit Luftüberschuß	17
Zahlenbeispiel	20
Unvollkommene Verbrennung	22
III. Verbrennungstemperatur	22
Theoretische Verbrennungstemperatur	22
Wirkliche Verbrennungstemperatur	38
Zahlenbeispiel.	45
Einfluß der Luftvorwärmung auf die Verbrennungstemperatur	46
IV. Der Verbrennungsvorgang und seine Beeinflussung durch die Temperatur	53
Verbrennung fester Brennstoffe.	54
Einfluß der Luftvorwärmung.	61
Verbrennung von Kohlenstaub	62
Verbrennung flüssiger Brennstoffe	64
Verbrennung gasförmiger Brennstoffe	65
Zusammenfassung	66
V. Kesselleistung und Wirkungsgrad	67
VI. Schwierigkeiten des Heißluftbetriebes	78
VII. Kesselonderbauarten für hohe Luftvorwärmung	81
VIII. Luftvorwärmer - Bauarten	90
Rekuperatoren	90
Röhrenluftvorwärmer	92
Plattenluftvorwärmer	96
Direkt befeuerte Lufterhitzer.	110
Dampfbeheizte Luftvorwärmer und Luftkondensatoren	112
Regeneratoren	114
Anordnung der Luftvorwärmer	130
Schornsteine als Luftvorwärmer	134
Künstliche Zugerzeugung	135
IX. Bemessung und Leistung der Luftvorwärmer	137
Lufttemperatur	137
Regelung der Lufttemperatur	138
Bemessung des Luftvorwärmers	139

	Seite
Temperaturgefälle	140
Druckverlust	142
Heizfläche und Wärmedurchgangszahl.	144
Zahlenbeispiel.	148
Röhrenluftvorwärmer	150
Regenerativluftvorwärmer	152
Abdampfbeheizte und direkt befeuerte Lufterhitzer . .	153
X. Versuchsergebnisse	153
Versuchsberichte	153
Wirtschaftlichkeit der Luftvorwärmung	161
XI. Geschichtlicher Überblick	163
Namenverzeichnis	176
Sachverzeichnis	177

Die Verwendung vorgewärmter Luft in der Feuerung eines Dampfkessels übt mannigfaltige Wirkungen aus, die in ihrer Gesamtheit den Erfolg oder Mißerfolg der Luftvorwärmung ausmachen. Die wichtigsten sind die Beeinflussung des Verbrennungsvorganges, der Wärmeübertragung, der Zugverhältnisse, der Temperaturen und der Wärmeverteilung, die in der Wärmebilanz des Kessels ihren Ausdruck finden. Daß dem Rauchgas am Ende des Kessels eine bestimmte Wärmemenge entzogen und dem Wärmeübertragungsprozeß von neuem wieder zugeführt wird, bedeutet noch keine Veränderung des Wirkungsgrades, erst die Beeinflussung der Temperatur, die — der Spannung des elektrischen Stromes vergleichbar — den Qualitätsfaktor der Wärmeenergie darstellt, führt zur Steigerung der Leistung und des Wirkungsgrades, zur Erweiterung des nutzbaren Temperaturgefälles und damit zum sichtbaren Erfolg der Luftvorwärmung. 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. Es soll daher zunächst auf die Verbrennung und die Wärmeübertragung im Dampfkessel kurz eingegangen werden, wobei in den meisten Fällen schon die rechnerische Behandlung alle Fragen beantworten kann, die für den Praktiker von Wichtigkeit sind.

I. Brennstoffe.

Für die Auswahl eines Brennstoffes kommen im wesentlichen drei Hauptgesichtspunkte in Frage. Diese sind

1. Beschaffungsmöglichkeit,
2. Preis,
3. Verwendbarkeit.

Die Beschaffungsmöglichkeit hängt von der Lage des Verbrauchers zu den Kohlen- und Ölbezirken und den Zentren der Gaserzeugung (Kokereien, Hochofenwerke), ferner von den Verkehrsmöglichkeiten und der Tarifpolitik der Ver-

kehrseinrichtungen (Eisenbahn, Schifffahrt) ab. Hinzu treten in Ausnahmefällen Rücksichten auf Interessengemeinschaften und politische und wirtschaftliche Verhältnisse. Damit steht der Preis in Zusammenhang, wobei jedoch der Wärmepreis ausschlaggebend ist. Als Drittes kommt die Verwendbarkeit hinzu, die besonders in Hinblick auf die vorhandenen Betriebseinrichtungen zu prüfen ist, da ja der Übergang auf einen anderen Brennstoff, auch wenn er große wirtschaftliche Vorteile zu bieten verspricht, meist nicht ohne kostspielige Änderung der Feuerungseinrichtungen durchzuführen ist. Daneben kann die Verwendbarkeit einer Kohle durch zahlreiche Eigenschaften, wie Wassergehalt, Aschengehalt, Gasgehalt, Körnung, erzielbarer Luftüberschuß, Aschenzusammensetzung, Aschenschmelzpunkt, Lagerfähigkeit, Selbstentzündlichkeit u. a. begrenzt werden.

Der Wert des Brennstoffes kann nach seinem Heizwert, seinem Gehalt an brennbarer Substanz und an flüchtigen Bestandteilen und endlich nach seinem eigentlichen Gebrauchswert beurteilt werden. Die letzte Zahl, die angibt, mit welchem theoretischen Wirkungsgrad ein Brennstoff verfeuert werden kann, ist die eigentliche Vergleichsbasis für verschiedenartige Brennstoffe. Bei der Verfeuerung in einer vorhandenen Anlage ist selbstverständlich der Wirkungsgrad ausschlaggebend, der mit einem bestimmten Brennstoff in ihr erzielt werden kann.

Heizwert besitzt nur die brennbare Substanz, während die Asche (mineralische Beimengungen) den Wärmepreis und die Frachtkosten erhöht, den Ausbrand hindert und zu ihrer Entfernung als Verbrennungsrückstände zusätzliche Betriebskosten verursacht und das Wasser die Verbrennungstemperatur senkt, die Wärmeausnützung verringert, die Unvollkommenheit der Verbrennung und die Verschmutzung der Heizflächen begünstigt, die Mahlbarkeit beeinträchtigt und ebenfalls Wärmepreis und Frachtkosten erhöht. Der Vorteil, daß sowohl der Wasserdampf als auch die Aschenpartikel besonders in Kohlenstaubfeuerungen die Wärmestrahlung erhöhen, wiegt die großen Nachteile nicht im geringsten auf. Der Heizwert der brennbaren Substanz ergibt sich aus ihrem Gehalt an den

Elementarbestandteilen Kohlenstoff, Wasserstoff $\left(\text{disponibler oder verfügbarer Wasserstoff } H - \frac{O}{8} \right)$ und Schwefel und steht

in einem annähernd gesetzmäßigen Zusammenhang mit dem Gehalt an flüchtigen Bestandteilen. Diese Beziehung kann

man umgekehrt dazu benutzen, um aus der Bestimmung des Gehaltes an Wasser, Asche und flüchtigen Bestandteilen, der sog. Immediatanalyse, den Heizwert zu ermitteln, wobei man im Gebiet der Steinkohlen bis etwa 30% flüchtiger Bestandteile (bezogen auf die brennbare Substanz) sehr gute Übereinstimmung mit kalorimetrischen Messungen erzielt¹⁾ (Abb. 1).

Von besonderer praktischer Bedeutung ist der Gehalt des Brennstoffes an mineralischen Bestandteilen. Bei Verwendung vorgewärmter Verbrennungsluft rückt dieser Gesichtspunkt

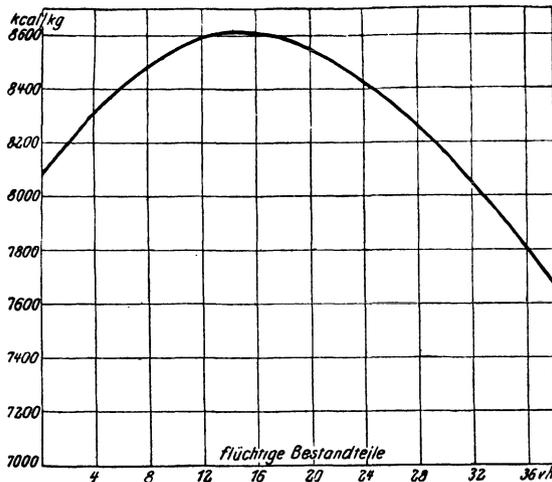


Abb. 1. Unterer Heizwert der brennbaren Substanz von Steinkohle nach Ebel.

der Kohlenbeurteilung etwas stärker in den Vordergrund²⁾. Außer dem Gehalt an Asche, der den Wert des Brennstoffes herabsetzt, ist besonders der Aschenschmelzpunkt für das Verhalten in der Feuerung von Wichtigkeit. Entsprechend der Entstehungsweise der anorganischen Brennstoffbeimengungen können in einem Flöz sowohl Aschengehalt, als auch Aschenzusammensetzung und Aschenschmelzpunkt ver-

¹⁾ Vgl. Arch. f. Wärmewirtsch. 6, Nr. 11, S. 295—298 und Zement 15, Nr. 24—27, S. 430—433, 446—449, 463—464 und 481—482 (1926).

²⁾ Ausführliche Behandlung mit vielen Literaturangaben siehe Strache - Lant: Kohlenchemie, Leipzig 1924, Akad. Verlagsgesellschaft m. b. H., ferner Broche, Schmelzpunkt von Kohlenaschen, Arch. f. Wärmewirtsch. 7, Nr. 4, S. 99 (1926).

schieden sein, und die Angabe des genauen Aschenschmelzpunktes bereitet daher große Schwierigkeiten, obwohl sie als Anhaltszahl von großer praktischer Bedeutung ist. In den 4 durch Trennung nach dem spez. Gewicht und durch mikroskopische Untersuchung unterscheidbaren Kohlebestandteilen finden sich im Clarain und Vitrain (Glanzkohle) hauptsächlich diejenigen anorganischen Bestandteile, die der Muttersubstanz (den Pflanzen) entstammen, in dem Durain die anorganischen Substanzen aus dem Liegenden und aus den Ablagerungen, die während des Inkohlungsprozesses entstanden sind, und in dem porösen Fusain die anorganischen Bestandteile späterer Infiltrationen. Das erklärt die Verschiedenheit, die hinsichtlich Menge, Zusammensetzung und Schmelzpunkt der Aschen in den einzelnen Bestandteilen ermittelt worden sind. Für den praktischen Betrieb ist natürlich nur der Schmelzpunkt der wirklichen Kohle von Bedeutung, zugleich die Temperatur, die mit dem betreffenden Brennstoff in der Feuerung erzielt wird.

Die Methoden zur Schmelzpunktsermittlung gehen in zwei Richtungen, die einen versuchen Rückschlüsse aus der Aschenzusammensetzung zu ziehen, die anderen versuchen auf experimentellem Wege ihr Ziel zu erreichen unter mehr oder weniger großer Annäherung an die wirklichen Betriebszustände. Von den ersteren seien als Beispiele aufgeführt:

1. Die Teunesche Charakteristik. Der Schmelzpunkt liegt erfahrungsgemäß um so höher, je größer die Summe der sauren und je kleiner die Summe der basischen Bestandteile ist, d. h., je größer der Ausdruck

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

wird. Die nachstehende Zusammenstellung typischer Kohlenaschen nach Simmersbachs „Kokschemie“ zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Schmelzpunkt und dem Teuneschen Kriterium, die jedoch nicht immer festzustellen ist.

2. E. Donath¹⁾ schlägt den erweiterten Ausdruck

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

vor, da die Einwirkung des FeO-Gehaltes auf den Schmelzpunkt nachgewiesen ist.

¹⁾ Dr. techn. h. c. Ed. Donath, „Die Verfeuerung der Mineralkohlen“. Dresden und Leipzig 1924. Verlag von Th. Steinkopff.

Zahlentafel 1.

Aschenanalysen.

	leicht schmelzbar bei ca. 1169° C	schmelzbar bei ca. 1350° C	schmelzbar bei ca. 1450-1500° C	schwer schmelzbar
SiO ₂	48,60	47,20	43,95	49,46
Al ₂ O ₃	23,43	29,58	32,0	33,28
Fe ₂ O ₃	14,68	6,96	8,45	5,50
CaO	3,08	6,52	6,00	2,76
MgO	2,88	4,66	2,07	6,78
SO ₃	6,96	3,33	1,45	1,50
P ₂ O ₅	1,85	0,50	1,60	1,42
Alkalien	4,52	3,20	3,14	3,83
Diverses	—	0,97	1,29	1,47
	100,00	100,00	100,00	100,00
K	3,49	4,23	4,60	5,50

3. Nach Prost¹⁾ gibt der Quotient $a : b$ eine geeignete Kennziffer zur Beurteilung des Aschenschmelzpunktes an, wenn mit b das Verhältnis von Sauerstoffgehalt der Kieselsäure zum Sauerstoffgehalt der Tonerde und mit a das Verhältnis von Sauerstoffgehalt der Tonerde zu der Summe der Sauerstoffgehalte von Fe₂O₃, CaO und MgO bezeichnet wird. Dieser Quotient soll bei Schmelztemperaturen von ca. 1200° kleiner sein als 1, bei 1350° 1 bis 2, bei 1450° 1,5 bis 3 und bei 1500° größer als 3 sein. Der Vergleich mit Schmelzversuchen ergibt allerdings eine erhebliche Streuung der Werte, wie überhaupt die Beurteilung des Schlackenschmelzpunktes nach allen diesen Kennziffern nur sehr unsicher ist.

Genauere Ergebnisse liefert der Versuch. Die beste und zuverlässigste Methode ist die versuchsweise Verfeuerung unter dem Dampfkessel, die jedoch zeitraubend und teuer ist und bei sehr ungeeigneter Kohle den Rost oder das Mauerwerk in Mitleidenschaft ziehen kann. An Laboratoriumsuntersuchungen wären zu nennen:

1. Die Segerkegelmethode. Mit Hilfe eines Bindemittels (Dextrin od. dgl.) werden aus der zu untersuchenden Asche kleine Pyramiden von ca. 15 mm Seitenfläche des Grunddreiecks und 40 mm Höhe geformt und in der Hitze mit gewöhnlichen Segerkegeln verglichen. Die Methode ist ziemlich roh, ungenau und erfordert große Aschenmengen.

2. Die belgische Methode. In einem Platintiegel wird eine Aschenschmelze gemacht und die Temperatur des Schmelzbades gemessen. Die Methode gibt den Schmelzpunkt, nicht,

¹⁾ Vgl. Comptes rendus du Congrès du Chauffage Industriel, Bd. 1, S. 14—20.

wie die erste, den praktisch wichtigeren Erweichungspunkt und daher bis zu 200° höhere Temperaturen an als diese.

3. Der Versuchsofen nach Roszak¹⁾ versucht die Betriebsverhältnisse nachzuahmen, indem er den Brennstoff in einem kleinen gemauerten Ofen auf einem Rost mit vorgewärmter Luft verbrennt und die Temperatur mit einem in die Brennstoffschicht hineinragenden Thermometer mißt.

4. Die Untersuchung im elektrischen Ofen. Es werden hierzu nur kleine Aschenmengen benötigt, und die Temperaturen können sehr genau eingeregelt werden. Als Beispiel

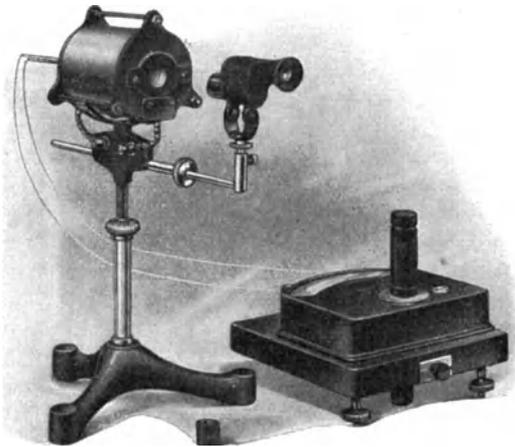


Abb. 2. Apparat zur Schmelzpunktbestimmung von W. C. Heraeus, Hanau.

sei ein von W. C. Heraeus, Hanau, herausgebrachter Schmelzpunkt-Bestimmungsapparat beschrieben. Die pulverisierte Aschenprobe wird mit destilliertem Wasser angefeuchtet und mit einem Pinsel auf ein Platinblech aufgetragen. Dieses wird in einen kleinen, einseitig offenen Röhrenofen mit besonders starker Platinbewicklung eingebracht, der am anderen Ende ein Metallröhrchen mit den beiden 0,4 mm starken, mittels Kapillaren aus Marquardtscher Masse isolierten Drähten eines Platin-Platinrhodium-Thermoelementes zum genauen Ablesen der im Ofen herrschenden Temperatur trägt (Abb. 2). Mit einer mit dem Stativ des Ofens verbundenen,

¹⁾ Siehe Congrès du Chauffage Industriel a. a. O.

verschiebbaren Zeißschen Fernrohrlupe wird der kleine Aschenkegel bis zu seinem Niederschmelzen beobachtet und zu gleicher Zeit das Millivoltmeter des Thermoelementes abgelesen. Die Stromzufuhr wird so geregelt, daß nach langsamem Anheizen eine gleichmäßige Temperatursteigerung erzielt wird, die maximal bis auf 1500° getrieben werden kann. Dieser hohen Temperatur soll der Ofen jedoch zu seiner Schonung nur so kurz wie möglich ausgesetzt werden. Aschen, deren Schmelzpunkt dann noch nicht erreicht ist, können für den Feuerungsbetrieb als ungefährlich angesehen werden.

Lassen sich auch generelle Angaben über das Verhalten der Aschen von Kohlen verschiedener Herkunft nicht machen, und zeigen sich auch in denselben Flözen und den einzelnen Bestandteilen Fusain, Durain, Clarain und Vitrain der Kohle große Verschiedenheiten, so geben die angeführten Methoden, besonders die Untersuchung im elektrischen Ofen, einen für praktische Zwecke genügenden Anhalt, der eine wertvolle Ergänzung zur Angabe der Kohlenqualität darstellt. Im allgemeinen zeigen Feinkohlen größere Aschengehalte und größere Schwierigkeiten beim Verfeuern als stückige, gut gewaschene Kohle, weshalb unter Umständen ein Übergang zur besseren Kohlensorte, trotz des höheren Preises, wirtschaftliche Vorteile bringen kann. Ein Anfeuchten des Brennstoffes oder Dampfzusatz lockert zwar das Kohlenbett und senkt die Verbrennungstemperatur, macht aber damit die Vorteile einer Luftvorwärmung zum größten Teil illusorisch und sollte nur mit Vorsicht angewendet werden.

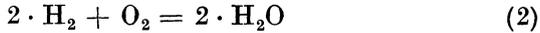
II. Verbrennung.

Theoretische Verbrennung.

Zur rechnerischen Untersuchung der Verbrennung geht man von der Elementarzusammensetzung des Brennstoffes aus, indem man annimmt, daß die Verbrennung mit der theoretisch erforderlichen Sauerstoff- bzw. Luftmenge durchgeführt würde. Die 3 Grundgleichungen der Verbrennung fester und flüssiger Brennstoffe lauten:



$$1 \text{ Mol} + 1 \text{ Mol} = 1 \text{ Mol}$$



Da 12 kg C (Gewicht eines Mol) in ein Mol $\text{CO}_2 = 22,4 \text{ m}^3$ (0° , 760 mm) CO_2 , 4 kg H_2 in ein Mol $\text{H}_2\text{O} = 22,4 \text{ m}^3$ H_2O und 32 kg S in ein Mol $\text{SO}_2 = 22,4 \text{ m}^3$ SO_2 übergeführt worden sind unter einem Verbrauch von je 1 Mol Sauerstoff = $22,4 \text{ m}^3$ O_2 , da ferner der Luftsauerstoff $\frac{79}{21} \cdot O_{\min} \text{ m}^3$ Stickstoff mitführt, wenn unter O_{\min} der theoretische Sauerstoffbedarf verstanden wird, und 18 kg H_2O im Brennstoff in $22,4 \text{ m}^3$ (0° , 760 mm) H_2O -Dampf im Rauchgas verwandelt worden sind, ergeben sich folgende Mengen an Sauerstoffbedarf und Rauchgasvolumen:

Zahlentafel 2.

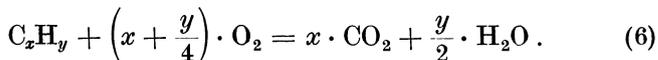
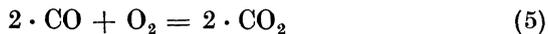
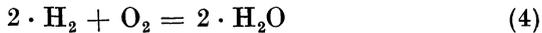
Ausgangsprodukt	O_{\min}	V	Verbrennungsprodukt
C	$\frac{22,4}{12} \cdot \text{C} = 1,866 \cdot \text{C}$	$\frac{22,4}{12} \cdot \text{C} = 1,866 \cdot \text{C}$	CO_2
S	$\frac{22,4}{32} \cdot \text{S} = 0,7 \cdot \text{S}$	$\frac{22,4}{32} \cdot \text{S} = 0,7 \cdot \text{S}$	SO_2
H_2	$\frac{22,4}{4} \cdot \text{H}_2 = 5,6 \cdot \text{H}_2$	$\frac{2 \cdot 22,4}{4} \cdot \text{H}_2$	} $1,244 \cdot (9\text{H} + \text{H}_2\text{O})$ H_2O
H_2O	—	$\frac{22,4}{18} \cdot \text{H}_2\text{O}$	
O_2	$-\frac{22,4}{32} \cdot \text{O}_2 = -0,7 \cdot \text{O}_2$	—	—
N_2	—	$\frac{79}{21} \cdot O_{\min} = 3,762 \cdot O_{\min}$	N_2

Für je 32 kg im Brennstoff vorhandenen Sauerstoff, die in $22,4 \text{ nm}^3$ O_2 übergeführt und zur Verbrennung herangezogen sind, wurden $\frac{22,4}{32} \cdot \text{O}_2 \text{ nm}^3$ vom Sauerstoffbedarf abgezogen, wie das Minuszeichen in der Zusammenstellung andeutet. Bei festen und flüssigen Brennstoffen ist die Brennstoffzusammensetzung in Gewichtsprozenten angegeben, das Ergebnis obiger Rechnung ergibt das Sauerstoffminimum und

das Rauchgasvolumen in Normalkubikmetern (nm^3), bezogen auf 0° Gastemperatur bei 760 mm Barometerstand. Bei der Angabe des Stickstoffes ist der elementare, dem Brennstoff entstammende Stickstoff vernachlässigt worden. Um die Verbrennungsluftmenge zu erhalten, multipliziert man O_{\min}

mit $\frac{100}{21} = 4,762$.

Gase enthalten an brennbaren Bestandteilen in erster Linie CO, H_2 und Kohlenwasserstoffe von der allgemeinen Formel C_xH_y . Die Verbrennung vollzieht sich — unter Weglassung aller Zwischenprodukte der Verbrennung — nach folgendem Schema: —



Daraus ergeben sich Sauerstoffbedarf und Rauchgasvolumen folgendermaßen:

Zahlentafel 3.

Ausgangsprodukt	O_{\min}	v	Verbrennungsprodukt
CO	$0,5 \cdot \text{CO}$	CO	} CO_2
CO_2	—	CO_2	
C_xH_y	$\left(x + \frac{y}{4}\right) \cdot \text{C}_x\text{H}_y$	$x \cdot \text{C}_x\text{H}_y$	
H_2	$0,5 \cdot \text{H}_2$	$\frac{y}{2} \cdot \text{C}_x\text{H}_y$	} H_2O
H_2O	—	H_2	
	—	H_2O	} N_2
	—	N_2	
N_2	—	$79 \cdot O_{\min}$	
		21	

Die Summe der in der Spalte „ O_{\min} “ stehenden Werte gibt wie vorher den theoretischen Sauerstoffbedarf an, wobei wieder auf den mit negativem Vorzeichen versehenen Betrag O_2 (etwaiger Sauerstoffgehalt des Frischgases) zu achten ist, und die Verbrennungsluftmenge wird durch Multipli-

kation mit 4,762 in Normalkubikmetern erhalten. Da bei Gasen die Zusammensetzung des Brennstoffes in Volumprozent angegeben ist, erhalten die Verbrennungsgleichungen eine besonders einfache Form. Eine Umrechnung der in Gewichtsprozent angegebenen festen und flüssigen Brennstoffe in wirkliche oder gedachte Volumina, wie es neuerdings von A. B. Helbig vorgeschlagen worden ist, bringt zwar alle Brennstoffe auf eine einheitliche und einfache Form, vermag jedoch die Rechenarbeit nicht zu vereinfachen.

Zahlenbeispiel.

Zur Erläuterung der Schemata sei ein Zahlenbeispiel durchgerechnet. Brennstoff: Steinkohle von der Zusammensetzung

74,0%	C
4,6%	H ₂
9,0%	O ₂
1,0%	N ₂
1,0%	S
3,8%	H ₂ O
6,6%	Asche

Unterer Heizwert 7000 kcal/kg.

$$\begin{aligned} O_{\min} &= 1,866 \cdot C + 5,6 \cdot H_2 + 0,7 \cdot (S - O_2) \\ &= 1,866 \cdot 0,74 + 5,6 \cdot 0,046 - 0,7 \cdot 0,08 = 1,5824 \text{ nm}^3, \\ L &= 4,762 \cdot 1,5824 = 7,5352 \text{ nm}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V &= 1,866 \cdot C + \frac{79}{21} \cdot O_{\min} + 0,7 \cdot S + 1,244 \cdot (9 \cdot H_2 \\ &\quad + H_2O) \\ &= 1,866 \cdot 0,74 + 3,762 \cdot 1,5824 + 0,7 \cdot 0,01 + 1,244 \\ &\quad \cdot 0,452 \\ &= 7,9033 \text{ nm}^3, \end{aligned}$$

$V' = 7,3408 \text{ nm}^3$ ist das trockene Rauchgasvolumen, welches nach Abzug des letzten Gliedes erhalten wird. Es ist insofern von Wichtigkeit, als die meisten Rauchgasanalytoren, die mit nassen Filtern, Wasserabschlüssen, längeren Rauchgasleitungen u. dgl. arbeiten, den CO₂-Gehalt des trockenen Rauchgases angeben, da der Wasserdampf vor seinem Eintritt in den eigentlichen Meßapparat kondensiert wird. Von besonderer Bedeutung ist noch der Wert $C = \frac{L}{V} = \frac{7,5352}{7,9033} = 0,9534$ und entsprechend $C' = \frac{L}{V'} = 1,0265$, eine unbenannte Zahl, die für den Brennstoff charakteristisch ist. Die Gaszusammensetzung des Rauchgases kann nach

der obigen Rechnung ermittelt werden, indem man jedes Glied der Gleichung durch die Summe dividiert, und man erhält:

$$\begin{array}{r} 1,3808 \text{ nm}^2 \text{ CO}_2 = 17,47\% \text{ CO}_2 \\ 5,9530 \text{ nm}^2 \text{ N}_2 = 75,32\% \text{ N}_2 \\ 0,0070 \text{ nm}^2 \text{ SO}_2 = 0,09\% \text{ SO}_2 \\ 0,5625 \text{ nm}^2 \text{ H}_2\text{O} = 7,12\% \text{ H}_2\text{O} \\ \hline 100,00\% \end{array}$$

Bezogen auf trockenes Rauchgas ist der CO_2 -Gehalt (CO_2 -Anzeige) 18,81%.

Verbrennung mit Luftüberschuß.

Diese einfache rechnerische Verfolgung des theoretischen Verbrennungsvorganges genügt, um mit Hilfe einiger sehr einfacher Gleichungen alle Angaben über Rauchgasmenge, Rauchgaszusammensetzung, spez. Volumen und Gewicht, Wärmeinhalt der Rauchgase usw. bei irgendeinem Luftüberschuß angeben zu können. Man braucht sich dabei nur zu vergegenwärtigen, daß die brennbaren Bestandteile des Brennstoffes unter Verbrauch der theoretischen Sauerstoffmenge nur zu den soeben errechneten Verbrennungsprodukten verbrennen können, und daß sich der Luftüberschuß unverändert, dem theoretischen Rauchgas zugemischt, wiederfinden muß. Das Rauchgas bei Luftüberschuß vom Volumen V_n wird also als eine Mischung des theoretischen Rauchgasvolumens V mit dem Luftüberschuß $(n - 1) \cdot L$ aufgefaßt, und sein Volumen ist eine lineare Funktion von der Luftüberschußzahl n nach der Gleichung

$$V_n = V + (n - 1) \cdot L \quad (7a)$$

oder, um den in allen Gleichungen wiederkehrenden, für den Brennstoff und die betreffende Luftüberschußzahl n charakteristischen Wert

$$C_n = (n - 1) \cdot \frac{L}{V}, \quad (8)$$

der seinerseits eine lineare Funktion von n ist, einzuführen:

$$V_n = V(1 + C_n). \quad (7b)$$

Enthält das theoretische Rauchgas $k\%$ CO_2 und sieht man von dem geringen Kohlensäuregehalt der Luft ab, wie dies bei feuerungstechnischen Rechnungen üblich ist, so bleibt

bei jedem beliebigen Luftüberschuß das Kohlensäurevolumen $\frac{k}{100} \cdot V$ konstant, während der Prozentgehalt nach einer hyperbolischen Kurve auf k_n sinkt. Aus der Beziehung

$$\frac{k_n}{100} = \frac{k}{V_n} \cdot V$$

und Gleichung (7b) ergibt sich

$$k_n = \frac{k}{1 + C_n}. \quad (9)$$

Ist außerdem ein konstanter Betrag an CO_2 , z. B. bei Gasen, vorhanden, so wird die Gleichung (9) nur auf die aus der Verbrennung stammende Kohlensäure angewendet und der konstante Betrag jeweils addiert. In gleicher Weise wird der Prozentgehalt der anderen Gasbestandteile ermittelt; z. B. ergibt sich der Gehalt an Wasserdampf, wenn man die Luftfeuchtigkeit vernachlässigt, zu

$$w_n = \frac{w}{1 + C_n}. \quad (10)$$

Der CO_2 -Gehalt, bezogen auf trockenes Rauchgas, der, wie erwähnt, vom Rauchgasprüfer angegeben wird, wird aus der Beziehung

$$k'_n = \frac{k_n \cdot V_n}{V_n - w_n \cdot V_n},$$

$$k'_n = \frac{k_n}{1 - w_n} \quad (11)$$

gefunden. Umgekehrt kann man aus den Gleichungen (7b) und (9) die zu einem bestimmten CO_2 -Gehalt gehörige Luftüberschußzahl ermitteln zu

$$n = 1 + \frac{\left(\frac{k}{k_n} - 1\right)}{\left(\frac{L}{V}\right)} \quad (12a)$$

oder den Luftüberschuß in Prozent zu

$$L_{\bar{u}} = \frac{\frac{k}{k_n} - 1}{\left(\frac{L}{V}\right)} \cdot 100. \quad (12b)$$

Bei den Bestandteilen, die von der Überschlußluft mitgebracht werden ($0,79 \cdot N_2 + 0,21 \cdot O_2$), ist zu beachten, daß hier auch

der Betrag des absoluten Volumens im Rauchgas verändert wird. Beim Stickstoff z. B. wird zu dem Stickstoffvolumen $\frac{N_2}{100} \cdot V$ (wenn N_2 den Stickstoffprozentgehalt im theoretischen Rauchgas bedeutet) das Volumen $0,79(n-1) \cdot L$ addiert, woraus sich der Stickstoffgehalt bei der Luftüberschußzahl n unter Berücksichtigung der Gleichung (7b) zu

$$N_{2n} = \frac{N_2 + 79 \cdot C_n}{1 + C_n} \quad (13)$$

und der Sauerstoffgehalt analog zu

$$O_{2n} = \frac{21 \cdot C_n}{1 + C_n} \quad (14)$$

ergibt. Analog wie bei der Kohlensäure wird mit solchen Beträgen an Stickstoff und Sauerstoff verfahren, die aus dem Brennstoff (bei Gasen) stammen.

Der Wärmeinhalt des theoretischen Rauchgases ist bei der Temperatur t

$$(C_{pm})_0^t \cdot V \cdot t,$$

der Wärmeinhalt der überschüssigen Luft

$$J_l = (C_{pl})_0^t \cdot (n-1) \cdot L \cdot t;$$

daraus ergibt sich wieder unter Berücksichtigung der Gleichung (7b):

$$J_n = [(C_{pm})_0^t + (C_{pl})_0^t \cdot C_n] \cdot t. \quad (15)$$

Für die Rechnung ist es in einzelnen Fällen bequemer, den Wärmeinhalt des theoretischen Rauchgases J und der theoretischen Luftmenge J_l bei einer bestimmten Temperatur t und den Wärmeinhalt bei der Luftüberschußzahl n zu ermitteln aus

$$J_n = J + (n-1) \cdot J_l. \quad (16)$$

Das spez. Gewicht und der reziproke Wert, das spez. Volumen $v = \frac{1}{\gamma}$, kann aus der allgemeinen Zustandsgleichung der Gase ermittelt werden. In dieser Gleichung

$$p \cdot v = R T$$

ist $p = 1 \text{ atm} = 10\,330 \text{ kg/m}^2$,

$T = t + 273$, die absolute Temperatur und

$R = \frac{848}{\sum v \cdot m}$, die Gaskonstante, die durch Division der

Zahl 848 durch die Summe aller Volumina der Einzelbestand-

teile des Gases mal ihrem Molekulargewicht gefunden wird. Es ist also

$$\gamma_{0^{\circ}, 1 \text{ atm}} = \frac{10\,330}{273} \cdot \frac{1}{R} = \frac{37,84}{R} \quad (17)$$

das spez. Gewicht des theoretischen Rauchgases bei 0° und 1 atm, und wenn γ_l das spez. Gewicht der Luft unter denselben Bedingungen bedeutet, so wird das spez. Gewicht des Rauchgases beim Luftüberschuß n nach dem Mischungsgesetz:

$$\gamma_n = \frac{\gamma + C_n \cdot \gamma_l}{1 + C_n}. \quad (18)$$

Bei einer beliebigen absoluten Temperatur T ist

$$\gamma_{nT} = \gamma_n \cdot \frac{273}{T}. \quad (19)$$

Damit sind alle Größen durch wenige sehr einfache Gleichungen bei allen Luftüberschüssen bekannt und können, nachdem man die Brennstoffcharakteristik

$$C = \frac{L}{V}$$

und

$$C_n = (n - 1) \cdot \frac{L}{V}$$

einmal ermittelt hat, durch wenig Rechenarbeit gefunden werden.

Zahlenbeispiel.

Für ein Zahlenbeispiel, Steinkohle von 7000 kcal/kg unterem Heizwert, erhält man folgende Werte, die in Abb. 3 zusammengestellt sind:

Zahlentafel 4.

n	C_n	V_n	CO ₂ -Gehalt %	O ₂ -Gehalt %	H ₂ O-Gehalt %	CO ₂ -Gehalt % bez. auf trocknes Gas
1,0	0	7,903	17,47	0	7,12	18,81
1,1	0,0953	8,657	15,95	1,83	6,50	17,06
1,2	0,1907	9,410	14,67	3,36	5,98	15,60
1,4	0,3814	10,917	12,65	5,80	5,15	13,34
1,6	0,5720	12,424	11,11	7,64	4,53	11,64
1,8	0,7628	13,932	9,91	9,09	4,04	10,33
2,0	0,9534	15,439	8,94	10,25	3,64	9,28
2,2	1,1441	16,946	8,15	11,21	3,32	8,43
2,4	1,3348	18,453	7,48	12,01	3,05	7,72
2,6	1,5254	19,960	6,92	12,68	2,82	7,12
2,8	1,7162	21,467	6,43	13,27	2,62	6,50
3,0	1,9068	22,974	6,01	13,78	2,45	6,16

Die hyperbolische Abnahme des Wassergehaltes mit wachsendem Luftüberschuß bewirkt eine entsprechend zunehmende Annäherung der CO_2 -Gehalte auf trockenes und auf nasses Rauchgas bezogen.

Zahlentafel 5.
Spez. Gewicht.

n	$\gamma_{0,780}$
1	1,344
2	1,319
3	1,311

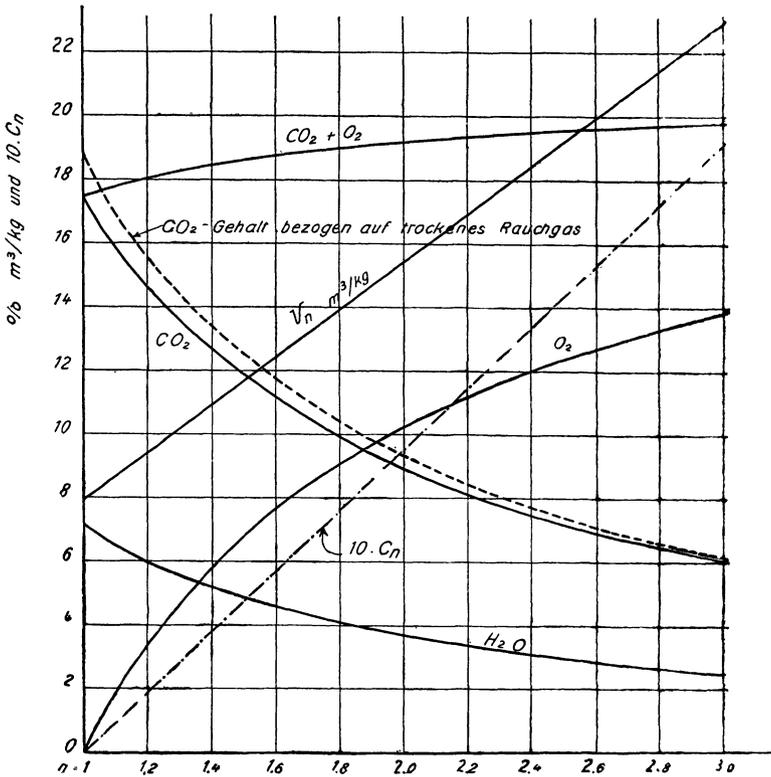


Abb. 3. Charakteristische Kurven einer Steinkohle von $H_u=7000$ kcal/kg.

Unvollkommene Verbrennung.

Tritt unvollkommene Verbrennung ein, d. h. erscheint ein Teil a des Kohlenstoffes, der nicht zu CO_2 , sondern nur zu CO verbrannt oder reduziert ist, als CO im Abgas und bleibt ein anderer Teil b des vorhandenen Kohlenstoffes als Kohlenstoff (Ruß, Flugkoks und in den Herdrückständen) bestehen, so vermindert sich die entsprechende CO_2 -Menge um das Maß (in nm^3)

$$(a + b) \cdot 1,866 \cdot C. \quad (20)$$

Die entstehende CO -Menge beträgt in nm^3

$$a \cdot 1,866 \cdot C \quad (21)$$

und der Sauerstoffminderverbrauch

$$\frac{1,866}{2} \cdot a \cdot C + 1,866 \cdot b \cdot C = 1,866 \cdot C \left(\frac{a}{2} + b \right). \quad (22)$$

Um das entsprechende Maß verkleinert sich die Luftmenge, oder aber bei Zuführung der theoretisch zur vollkommenen Verbrennung notwendigen Sauerstoffmenge vergrößert sich der Luftüberschuß. Am CO_2 -Gehalt der Abgase lassen sich diese Verhältnisse nicht erkennen, CO kann durch Absorption oder Verbrennung nachgewiesen werden, der C-Verlust jedoch nicht¹⁾.

III. Verbrennungstemperatur.

Theoretische Verbrennungstemperatur.

Zur Ermittlung der Verbrennungstemperatur geht man davon aus, daß die im Brennstoff als Heizwert gebundene Wärme H_u in fühlbare Wärme, den Wärmehalt des entstehenden Rauchgases, übergeführt wird. Nimmt man als Ausgangstemperatur die Temperatur t_i der umgebenden Luft, so ergibt sich aus

$$H_u = V(C_{pm})'_u (t - t_i) \quad (23)$$

oder die gesuchte Verbrennungstemperatur, ausgehend von $t_1 = 0$

$$t = \frac{H_u}{V \cdot (C_{pm})'_b}. \quad (24)$$

¹⁾ Vgl. Feuerungstechn. XV. Jg. Heft 7. Aufsatz „Kohlenstoffverlust“.

Da die mittlere spez. Wärme C_{p_m} eine Funktion der Temperatur ist, ergibt die Auflösung dieser Gleichung nach t eine ziemlich umfangreiche quadratische Gleichung¹⁾, oder man begnügt sich mit geringer Genauigkeit und schätzt die zu erwartende Temperatur t , berechnet damit $(C_{p_m})_t^t$ und kontrolliert mit Gleichung (24) die angenommene Temperatur. In der Regel führt dieses Verfahren zu einer langwierigen Rechnung, da die mittlere spez. Wärme aus den spez. Wärmen der Komponenten des Rauchgases zusammengesetzt werden muß. Bei einem bestimmten Luftüberschuß ändert sich sowohl das Volumen V als auch seine Zusammensetzung und daher auch C_{p_m} , weshalb die Rechnung von neuem durchgeführt werden muß.

Häufig findet man zur Temperaturerrechnung die Formel

$$t = \frac{\eta \cdot H_u}{V (C_{p_m})_0^t} \quad (25)$$

angegeben. Der Beiwert η , auch als Feuerungswirkungsgrad bezeichnet, soll die Verluste in der Feuerung erfassen, insbesondere den Rostdurchfall und das Verbrennliche in den Feuerungsrückständen. Es darf dabei jedoch nicht übersehen werden, daß diese Verluste, in erster Linie Kohlenstoffverluste, zwar ihren Heizwert nicht in fühlbare Wärme umsetzen, daß sie daher aber auch kein Gas liefern, und daß also beim Auftreten von derartigen Verlusten der Wert V ebenfalls verkleinert wird. Die Durchrechnung eines Zahlenbeispiels²⁾ hat ergeben, daß diese Verluste keinen Einfluß auf die Höhe der Verbrennungstemperatur ausüben. Der Grund liegt darin, daß das Verhältnis des entfallenden Volumens des verlorengehenden Kohlenstoffes zum gesamten Gasvolumen dem Verhältnis des nicht entbundenen Heizwertanteiles zum gesamten Heizwert nahezu proportional ist. Es ist also nicht notwendig, auf Gleichung (25) zurückzugreifen, bei der häufig noch der Fehler gemacht wird, daß die Verkleinerung von V nicht berücksichtigt wird, sondern Gleichung (24) liefert dasselbe Ergebnis. Die damit verknüpfte Rechenarbeit kann jedoch durch graphische Lösung der Gleichung (23) eingeschränkt werden, womit zugleich ein mathematisch exaktes Ergebnis erzielt wird. Beide Seiten dieser Gleichung stellen einen Wärmeinhalt dar, der auf 1 kg Brennstoff (bzw. 1 m³) bezogen ist,

¹⁾ Siehe Mitt. Nr. 60 der Wärmestelle Düsseldorf.

²⁾ Siehe Feuerungstechn. XV. Jg., Heft 7. Aufsatz „Kohlenstoffverlust“.

von denen die linke konstant, die rechte eine Funktion der Temperatur t ist. Die graphische Lösung ergibt ein Jt -Diagramm, das den zu jeder Temperatur gehörigen Wärmeinhalt des Rauchgases abzulesen gestattet, das daher bei allen Berechnungen von Temperaturen, Feuerungen, Kesseln usw. gute Dienste leistet. Unter Zuhilfenahme der einfachen Beziehung zwischen dem Wärmeinhalt der Rauchgase und der Luftüberschußzahl n bzw. der Brennstoffcharakteristik C_n , die im Abschnitt II abgeleitet wurde, wird die Temperatur auch bei jedem beliebigen Luftüberschuß ohne viel Rechnung auf graphischem Wege gefunden.

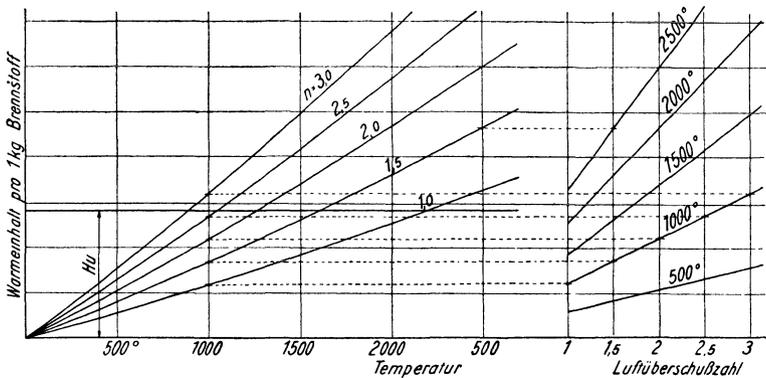


Abb. 4. Entstehung des Jt -Diagrammes.

Die Konstruktion ist in Abb. 4 dargestellt. Der Wärmeinhalt des theoretischen Rauchgases wird für verschiedene Temperaturen, zweckmäßig von 500° zu 500° , höchstens aber von 250° zu 250° , ausgerechnet nach

$$J = V \cdot (C_{pm})'_0 \cdot t$$

und über $n = 1$ aufgetragen. Sodann kann man den Wärmeinhalt der theoretischen Luftmenge

$$J_l = L \cdot (C_{pl})'_0 \cdot t$$

für dieselben Temperaturen und damit nach Gleichung (16) den Wärmeinhalt des Rauchgases bei einem beliebigen, jedoch möglichst hohen Luftüberschuß, beispielsweise für $n = 3$, errechnen und über der betreffenden Luftüberschußzahl auftragen. Verbindet man die Punkte gleicher Temperatur geradlinig miteinander, so kann man den zu jedem Luft-

überschuß gehörigen Wärmeinhalt der Rauchgase abgreifen, da dieser eine lineare Funktion von n ist. Diese Wärmeinhalte, über der betreffenden Temperatur im Jt -Diagramm aufgetragen (s. Abb. 4), ergeben eine Schar von Wärmeinhaltskurven für verschiedene Luftüberschüsse. Sie werden von der im Abstand H_u gezogenen Parallelen zur t -Achse in der theoretischen Verbrennungstemperatur geschnitten, die auf der Abszissenachse abgelesen werden kann. Trotz der Einführung des oberen Heizwertes empfiehlt sich für diesen Anwendungsfall die Benutzung des unteren Heizwertes, da sonst die Jt -Kurven bei 100° eine Unstetigkeit aufweisen müßten, indem sie an dieser Stelle um die Verdampfungswärme des im Rauchgas enthaltenen Wassers nach oben rücken. Das Endergebnis wird hiervon selbstverständlich nicht beeinflusst.

Der Wärmeinhalt des Brennstoffes, der eigentlich der fühlbaren Wärme hinzuzuaddieren wäre, kann vernachlässigt werden, solange dieser nicht vorgewärmt ist. Für Steinkohlen z. B. hat Coles¹⁾ die spez. Wärme in Abhängigkeit vom Wassergehalt zu 0,26 bis 0,35 kcal/kg gefunden zwischen 2 und 15% Wassergehalt. Anders liegen die Verhältnisse bei den meisten Gas- und Ölfeuerungen, bei denen mitunter, besonders bei Industrieofenfeuerungen, sehr hohe Brennstoffvorwärmungen angewendet werden. In diesem Falle müßte der Wärmeinhalt des Brennstoffes strenggenommen von der fühlbaren Wärme des Rauchgases abgezogen werden, da diese Wärmemenge nicht mehr vom Heizwert aufgebracht werden muß, worin der wärmetechnische Vorteil der Vorwärmung liegt. Das Ergebnis bleibt jedoch dasselbe, wenn man um der Einfachheit der zeichnerischen Darstellung willen den Wärmeinhalt des Brennstoffes nicht von der entbundenen Wärme abzieht, sondern zur gebundenen Wärme (= Heizwert) addiert (s. Abb. 5).

Dasselbe gilt für die Vorwärmung der Verbrennungsluft, jedoch mit dem Unterschied, daß mit wachsendem Luftüberschuß die Luftmenge und daher auch der Wärmeinhalt der Luft, bezogen auf die Gewichts- oder Raumeinheit des Brennstoffes, zunimmt und daß diese Wärmemenge, zum Heizwert addiert, keine achsenparallele Gerade mehr, sondern eine gegen die Ordinatenachse hin ansteigende Kurve ergibt. Zur Erleichterung der Aufzeichnung benutzt man das früher zur Ermittlung des Rauchgaswärmeinhaltes verwendete Hilfsdiagramm, verschiebt darin jedoch die Nulllinie um den

¹⁾ Siehe Feuerungstechn. XIV, Nr. 11, S. 125.

Wert H_u nach oben, trägt sodann die Wärmehalte der Luft bei verschiedenen Temperaturen, etwa von 100° zu 100° , über zwei verschiedene Luftüberschüsse ab und verbindet diese Punkte geradlinig. Die gefundenen Werte können dann in einfacher Weise in das Jt -Diagramm übertragen werden, indem man sie auf der zum jeweiligen Luftüberschuß gehörigen Rauchgas- Jt -Kurve markiert. Die theoretische Verbrennungstemperatur kann dann auf der Abszissenachse abgelesen werden; sie ist stets kleiner als die Summe der theoretischen Verbrennungstemperaturen ohne Vorwärmung und der Lufttemperatur. Bezogen auf eine Außentemperatur $> 0^\circ$ ist

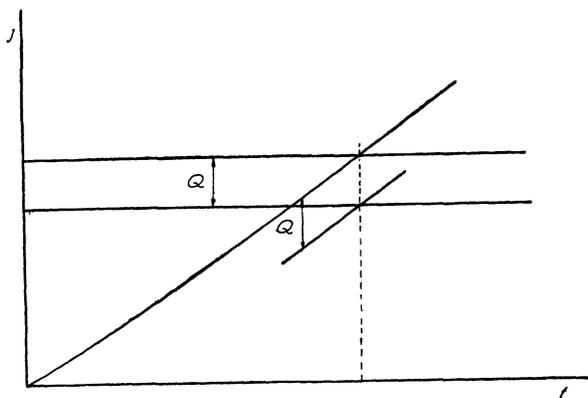
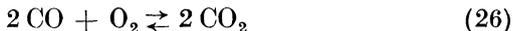


Abb. 5. Jt -Diagramm mit Brennstoff-Vorwärmung.

diese Temperatur (nicht die Heißlufttemperatur) zu der gefundenen Verbrennungstemperatur hinzuzuaddieren.

Bei der Verfeuerung mit kleinen Luftüberschüssen und bei hoher Luftvorwärmung wird bereits ein Temperaturgebiet erreicht, in welchem der Zerfall der Kohlensäure und des Wasserdampfes die einfache Gesetzmäßigkeit der Temperatureinstellung stört. Diese Dissoziationserscheinung beginnt bereits bei etwa 1500° einzusetzen und übt bei hohen Vorwärmungen von Brennstoff (Gas, Öl) und Verbrennungsluft immerhin so große Einflüsse aus, daß sie nicht ohne weiteres vernachlässigt werden darf. Der Zerfall der Kohlensäure und des Wasserdampfes ist durch die Umkehrbarkeit der Reaktionen



bedingt. Bestand also vorher die im Heizwert gebundene und bei der Verbrennung entbundene Wärmemenge in dem bei allen Temperaturen konstanten Betrag H_u , so bleibt nunmehr nach Eintritt der Dissoziation ein Teil dieser Wärme im Heizwert der Dissoziationsprodukte CO und H_2 gebunden, und zwar ein mit steigender Temperatur wachsender Betrag. Das Jt -Diagramm besteht also nicht mehr aus der Funktion des Wärmehaltes der Rauchgase in Abhängigkeit von der Temperatur und einer achsenparallelen Geraden, sondern diese Gerade wird vom Gebiete von etwa 1500° an ebenfalls eine Funktion der Temperatur, und die Aufgabe, die theoretische Verbrennungstemperatur zu ermitteln, ist darauf zurückgeführt, den zu jeder Temperatur gehörigen Wärmehalt und den entsprechenden Betrag an wirklich entbundener Wärme zu ermitteln und diese beiden Jt -Kurven miteinander zum Schnitt zu bringen. Hierzu ist es notwendig, die Größe der Dissoziation, die vom Teildruck des Gases und seiner Temperatur beeinflußt wird, zahlenmäßig festzustellen.

Jede chemische Reaktion verläuft mit einer gewissen Geschwindigkeit, die abhängig ist von der räumlichen Konzentration ($c_1, c_2 \dots$) der beteiligten Stoffe (1, 2 \dots) und einem Geschwindigkeitskoeffizienten

$$v = k \cdot c_1 \cdot c_2 \quad (28)$$

Sind n_1 Moleküle des Stoffes 1, n_2 Moleküle des Stoffes 2 usw. vorhanden, so ist

$$v = k \cdot c_1^{n_1} \cdot c_2^{n_2} \dots \quad (29)$$

da sich z. B. bei $n_1 = 2$ und $n_2 = 1$ der Ausdruck v zusammensetzt aus den Faktoren $k \cdot c_1 \cdot c_1 \cdot c_2 = k \cdot c_1^2 \cdot c_2$. Für den in umgekehrter Richtung verlaufenden Prozeß gilt entsprechend

$$v' = k' \cdot c_1^{n_1'} \cdot c_2^{n_2'} \dots \quad (30)$$

Da die Reaktion in beiden Richtungen möglich ist, so tritt ein Gleichgewichtszustand nur dadurch ein, daß der von rechts nach links verlaufende Vorgang den im umgekehrten Sinne verlaufenden gerade aufhebt, oder die Reaktionsgeschwindigkeit

$$V = v - v' = k \cdot c_1^{n_1} \cdot c_2^{n_2} \dots - k' \cdot c_1^{n_1'} \cdot c_2^{n_2'} \dots = 0, \quad (31)$$

woraus die Gleichgewichtskonstante gefunden wird zu

$$K = \frac{k}{k'} = \frac{c_1^{n_1'} \cdot c_2^{n_2'} \dots}{c_1^{n_1} \cdot c_2^{n_2} \dots} \quad (32)$$

Für Gase wird die Gleichgewichtskonstante

$$K_p = \frac{p_1'^{n_1'} \cdot p_2'^{n_2'} \cdot \dots}{p_1^{n_1} \cdot p_2^{n_2} \cdot \dots}, \quad (33)$$

da nach dem Avogadro'schen Gesetz der Partialdruck ($p_1, p_2 \dots$) nur von der Molekülzahl (direkt proportional) abhängt. Also für das Dissoziationsgleichgewicht der Kohlensäure z. B.

$$K_p = \frac{p_{\text{CO}}^2 \cdot p_{\text{O}_2}}{p_{\text{CO}_2}^2}. \quad (34)$$

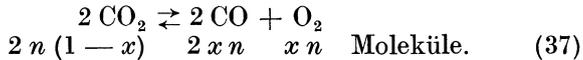
Die Konstanten K_p und K sind durch die Zustandsgleichung

$$p \cdot v = n \cdot R \cdot T \quad (35)$$

miteinander verknüpft. Die Abhängigkeit der Gleichgewichtskonstanten von der Temperatur für die Dissoziationsgleichgewichte der Kohlensäure und des Wasserdampfes sind von Nernst, v. Wartenberg, Bjerrum u. a. empirisch ermittelt. Der Einfluß des Druckes des reagierenden Systems

$$P = p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}} + p_{\text{O}_2} \quad (36)$$

geht aus folgender Betrachtung hervor. Von $2n$ Molekülen CO_2 sind nach der Dissoziation von x Molekülen vorhanden:



Die Gesamtzahl der Moleküle ist auf $(2+x)n$ gestiegen. Setzt man nun das Verhältnis des Partialdrucks der einzelnen Komponenten zum Gesamtdruck des reagierenden Systems gleich dem Verhältnis der entsprechenden Molekülzahlen, löst die erhaltenen 3 Gleichungen nach dem Partialdruck der reagierenden Komponenten auf, so erhält man die 3 Gleichungen

$$\frac{p_{\text{O}_2}}{P} = \frac{xn}{(2+x)n}, \quad (38)$$

$$\frac{p_{\text{CO}}}{P} = \frac{2xn}{(2+x)n} \quad (39)$$

und

$$\frac{p_{\text{CO}_2}}{P} = \frac{2n(1-x)}{(2+x)n} \quad (40)$$

und daraus

$$p_{\text{O}_2} = \frac{x \cdot P}{2+x}, \quad (41)$$

$$p_{\text{CO}} = \frac{2xP}{2+x}, \quad (42)$$

$$p_{\text{CO}_2} = \frac{(2-2x)P}{2+x}. \quad (43)$$

Setzt man diese Ausdrücke in Gleichung (34) ein, so erhält man durch Ausmultiplizieren das Ergebnis

$$K_p = \frac{p_{\text{CO}}^2 \cdot p_{\text{O}_2}}{p_{\text{CO}_2}^2} = \frac{P \cdot x^3}{(2+x)(1-x)^2} \quad (44)$$

und einen analog aufgebauten Ausdruck für die Wasserdampfdissoziation. Da

$$K = \frac{K_p}{R T} \quad (45)$$

gesetzt werden kann, ergibt sich

$$K = \frac{1}{R T} \cdot \frac{P \cdot x^3}{(2+x)(1-x)^2}. \quad (46)$$

Dieser Ausdruck läßt die Abhängigkeit der Dissoziation von Druck und Temperatur erkennen und gestattet bei bekannter Funktion $K = f(T)$ die Dissoziationsgrade zu ermitteln. Menzel¹⁾ hat diese Werte im Bereich von $t = 1500^\circ$ bis 2800° und $p = 0,1$ bis $1,0$ at errechnet und tabellarisch und in Diagrammen in eine praktisch leicht zu handhabende Form gebracht.

Die Abhängigkeit des Dissoziationsgrades vom Gesamtdruck des reagierenden Systems hat zur Folge, daß eine Beimengung eines Dissoziationsproduktes (unter Volumzunahme) den Gesamtdruck des reagierenden Systems steigert, die Dissoziation also zurückdrängt. Das Eintreten einer Dissoziation, welches Zunahme des Druckes verursacht, wirkt also in diesem Sinne auf die Dissoziation ein, ebenso beeinflussen sich Wasserdampf- und Kohlensäuredissoziation, wenn sie, wie dies praktisch fast immer der Fall ist, gemeinsam auftreten, und zwar wirkt die Dissoziation der Kohlensäure, da sie bei gleicher Temperatur größer ist als die Wasserdampfdissoziation, stärker auf diese ein als umgekehrt. Diese Einflüsse, die an dem durchgeführten Zahlenbeispiel und den Abb. 6 und 7 leicht erkannt werden können, müssen bei der Ermittlung der Dissoziationsgrade sehr wohl berücksichtigt werden.

Die Beimengung eines indifferenten Gases (z. B. Stickstoff) ist im Grunde genommen ohne direkten Einfluß auf

¹⁾ Dr.-Ing. H. Menzel, Die Theorie der Verbrennung. Dresden und Leipzig 1924, Th. Steinkopff.

das Dissoziationsgleichgewicht, sie verschiebt jedoch den Gesamtdruck des reagierenden Systems, der nunmehr ein Partialdruck des Gases geworden ist, nach der Seite der kleineren Drücke und der höheren Dissoziationsgrade. Verbrennung mit Luftüberschuß bedeutet, daß sowohl ein Überschuß an reagierenden Komponenten (O_2) auftritt, der die Disso-

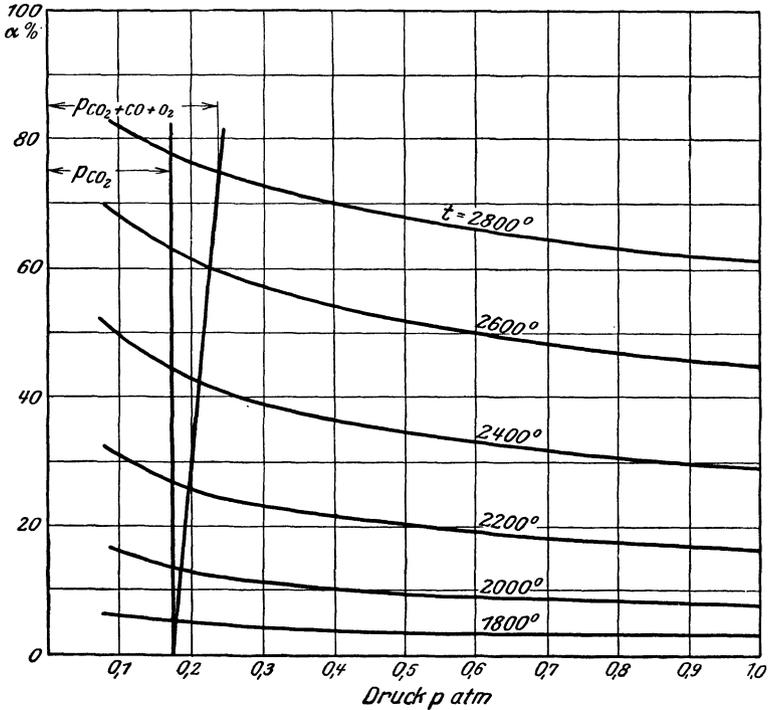


Abb. 6. Dissoziationsgrade der Kohlensäure in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. (Nach Dr.-Ing. H. Menzel.)

ziation zu verringern sucht, als auch eine Beimengung eines indifferenten Gases (N_2), welches die Dissoziation vergrößert. Als Endergebnis dieser doppelten Beeinflussung findet man im unten durchgeführten Zahlenbeispiel eine unwesentliche Verringerung der Dissoziation. Das Gegeneinanderarbeiten beider Einflüsse hält die Verschiebung der Dissoziationsgrade jedoch in so engen Grenzen, daß man bei den praktisch auftretenden Luftüberschüssen keine Rücksicht darauf zu nehmen braucht. Stärker wirkt sich ein Gasüberschuß (Luft-

mangel) aus, da hier nur die Wirkung eines gesteigerten Druckes der reagierenden Komponenten (CO , H_2) ohne die Gegenwirkung indifferenten Gase in Erscheinung tritt.

Die Durchführung der graphischen Temperaturermittlung soll im folgenden an Hand des Zahlenbeispiels eines aus Braunkohlenbrikett erzeugten Generatorgases erläutert wer-

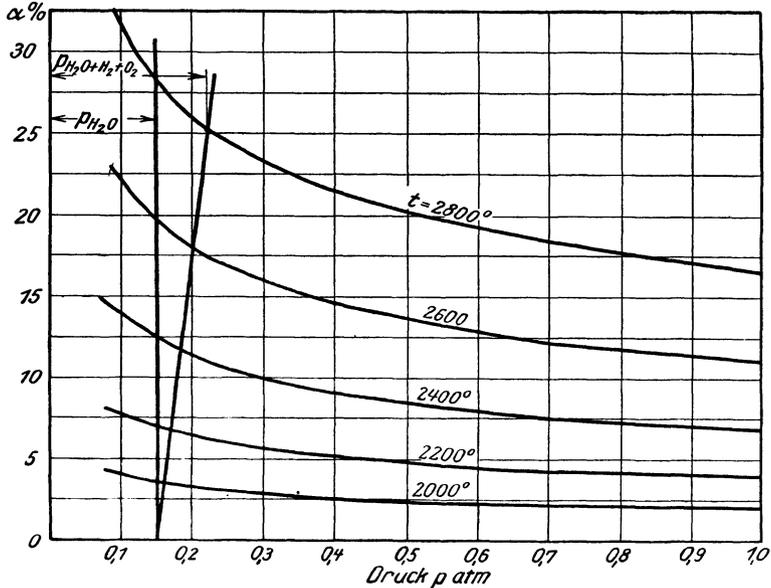


Abb. 7. Dissoziationsgrade des Wasserdampfes in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. (Nach Dr.-Ing. H. Menzel.)

den, welches, bezogen auf nasses Gas, folgende Zusammensetzung aufweist:

26,2%	CO
13,8%	H_2
2,5%	CH_4
5,2%	CO_2
38,4%	N_2
13,9%	H_2O
100,0%	

entsprechend einem Wassergehalt von 130 g/cbm trockenen Gases. Der untere Heizwert beträgt 1220 kcal/m³. Die theoretische Verbrennungstemperatur ohne Berücksichtigung der Dissoziation findet man, indem man im Jt -Diagramm die im Abstand $H_u = 1220$ gezogene Parallele zur t -Achse

zum Schnitt bringt mit der J -Kurve, die den Wärmeinhalt der Verbrennungsprodukte von 1 m^3 verbranntem Frischgas darstellt. Da der Wärmeinhalt der Rauchgase für eine bestimmte Temperatur eine lineare Funktion der Luftüberschußzahl n ist, genügt es, die Werte für J für verschiedene Luftüberschußzahlen zu ermitteln, die geradlinig miteinander verbunden werden (s. Abb. 2), um das Jt -Diagramm für alle Luftüberschüsse aufzeichnen zu können. Wird die Verbrennungsluft und das Frischgas vorgewärmt, so muß der Wärmeinhalt der Luft (Q_l) und des Gases (Q_g) zu H_u addiert werden. Q_l ist ebenfalls eine Funktion der Luftüberschußzahl, hierfür verschiedene Lufttemperaturen ($t_l = 0, 400, 800, 1200^\circ$ usw.) in ähnlicher Weise wie beim Rauchgas ermittelt wird. Zweckmäßig legt man die Abszissenachse $t_l = 0$ in die Höhe von H_u , damit man beim Aufzeichnen gleich die Strecke ($H_u + Q_l$) abgreifen kann. (Vgl. Abb. 8 und 9, Tafel I).

Greifen wir zur Untersuchung des Dissoziationsinflusses zunächst den extremsten und daher wichtigsten Fall der vollständigen Verbrennung mit theoretischer Luftmenge heraus. Tritt Dissoziation ein, so ändert sich sowohl die Zusammensetzung, als auch das Volumen des Rauchgases. Die Kohlensäure und Wasserdampfbestandteile, die eine größere spez. Wärme (C_p) haben als ihre Zerfallskomponenten CO bzw. H_2 und O_2 , bewirken eine Verkleinerung der mittleren spez. Wärme und des Wärmeinhaltes, die durch die Dissoziation hervorgerufene Volumzunahme eine Vergrößerung des Wärmeinhaltes derart, daß beide Einflüsse sich aufheben und die J -Kurve für das undissoziierte und das dissoziierte Rauchgasvolumen von 1 m^3 verbranntem Frischgas Gültigkeit hat. Z. B. ergibt sich für $t = 2000^\circ$ und $n = 1$ bei undissoziiertem Gas und für $t = 2000^\circ$, $n = 1$ und die entsprechenden Dissoziationsgrade $\alpha_{\text{CO}} = 13,2\%$ und $\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 3,4\%$, deren Ermittlung später gezeigt werden soll, folgender Wärmeinhalt (Rauchgasvolumen \times mittlere spez. Wärme \times Temperatur):

	Undissoziiert	Dissoziiert
Gaszusammensetzung . . .	17,03% CO_2	14,58% CO_2
	—	2,22% CO
	—	1,39% O_2
	—	0,55% H_2
Rauchgasvolumen	16,43% H_2O	15,65% H_2O
	66,54% N_2	65,61% N_2
	1,9905 nm^3	2,9186 nm^3
mittlere spez. Wärme . . .	0,4060	0,4002
Temperatur	2000°	2000°
Wärmeinhalt	1616 kcal	1616 kcal

Additional material from *Die Luftvorwärmung im Dampfkesselbetrieb*,
ISBN 978-3-662-33668-7 (978-3-662-33668-7_OSFO1),
is available at <http://extras.springer.com>



Zur Ermittlung des Dissoziationsgrades aus den Tabellen oder Kurven, die α als Funktion von t und P darstellen, setzen wir zunächst in erster Annäherung

$$p_{\text{CO}_2} + \text{CO} + \text{O}_2 = p_{\text{CO}_2}$$

und

$$p_{\text{H}_2\text{O}} + \text{H}_2 + \text{O}_2 = p_{\text{H}_2\text{O}}$$

eine Annahme, die einer Korrektur bedarf, da mit steigender Temperatur der Gesamtdruck des reagierenden Systems wächst, und da der entstehende Sauerstoff der einen Dissoziation die andere beeinflusst. Für $n = 1$ beträgt der CO_2 -Gehalt 17,03%, und wenn wir den Gesamtdruck allgemein gleich 1 at setzen, ist $p_{\text{CO}_2} = 0,1703$ at und bei $t = 2800^\circ$ $\alpha_{\text{CO}_2} = 78\%$, der H_2O -Gehalt 16,43%, $p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1643$ at und $\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 27\%$. Rechnen wir mit diesen Dissoziationsgraden, so ergäbe sich bei $t = 2800^\circ$ folgende Gaszusammensetzung:

	Raumteile	Prozent
$V_{\text{CO}_2} \cdot \alpha_{\text{CO}_2} = 17,03 \cdot 0,78 = 13,28$	CO	= 12,20
$V_{\text{CO}_2} (1 - \alpha_{\text{CO}_2}) = 17,03 - 13,28 = 3,75$	CO ₂	= 3,44
$\frac{V_{\text{CO}_2} \cdot \alpha_{\text{CO}_2}}{2} + \frac{V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \alpha_{\text{H}_2\text{O}}}{2} = 6,64 + 2,22 = 8,86$	O ₂	= 8,14
$V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 16,43 \cdot 0,27 = 4,44$	H ₂	= 4,08
$V_{\text{H}_2\text{O}} (1 - \alpha_{\text{H}_2\text{O}}) = 16,43 - 4,44 = 11,99$	H ₂ O	= 11,01
	<u>V_{N₂} = 66,54</u>	<u>N₂ = 61,13</u>
	109,89 RT	100,00%

Der Druck $p_{\text{CO}_2} + \text{CO} + \text{O}_2$ ist bei 2800° auf 0,2378 at angewachsen gegenüber $p_{\text{CO}_2} = 0,1703$ at bei undissoziiertem Gas, ebenso $p_{\text{H}_2\text{O}} + \text{H}_2 + \text{O}_2 = 0,2323$ at bei 2800° gegenüber $p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1643$ at bei undissoziiertem Gas. Man erkennt hieraus auch, daß die Beeinflussung der H_2O -Dissoziation durch die CO_2 -Dissoziation größer ist als umgekehrt. Dem vergrößerten Druck des Kohlensäure- und Wasserdampfsystems sind nun kleinere Dissoziationsgrade zugeordnet, als vorher angenommen worden waren, und eine zweite Korrektur im gleichen Sinne könnte vorgenommen werden. Die dadurch bedingte Verschiebung der Teildrücke und Dissoziationsgrade ist jedoch ganz gering und ohne jeglichen Einfluß auf das Ergebnis, so daß sich diese zweite Korrektur erübrigt.

Dieselbe Korrekturberechnung könnte nun auch für andere Temperaturen, z. B. $t = 2400^\circ$ usw., vorgenommen werden, für die praktische Rechnung genügt jedoch die Kenntnis zweier Punkte ($t = 0^\circ$ und $t = 2800^\circ$), die man geradlinig

miteinander verbinden kann. Diese von p_{CO_2} bei 0° zu $p_{\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{O}_2}$ bei 2800° verlaufende Gerade (oder Kurve) schneidet die α -Kurven in den gesuchten Punkten (Dissoziationsgraden), die der weiteren Rechnung zugrunde zu legen sind (Abb. 6 und 7).

Die Aufgabe, die entbundene Wärme des Heizwertes in Abhängigkeit von der Temperatur zu ermitteln, wird nun dadurch gelöst, daß die im Heizwert der Zerfallsprodukte gebundene Wärme Q' vom Heizwert in Abzug gebracht wird (Abb. 8). Im Gebiet der tiefen Temperaturen bis zu 1500° , wo die Dissoziation noch nicht in Erscheinung tritt, ist die entbundene Wärme gleich dem Heizwert, also von der Temperatur unabhängig, oberhalb 1500° verkleinert sie sich um den Betrag

$$Q' = V_{\text{CO}_2} \cdot \alpha_{\text{CO}_2} \cdot H_{u_{\text{CO}}} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \alpha_{\text{H}_2\text{O}} \cdot H_{u_{\text{H}_2}} \text{ kcal}$$

und ist durch die Dissoziationsgrade auch eine Funktion der Temperatur. In unserem Zahlenbeispiel wird

$$Q = 0,339 \cdot 3050 \cdot \alpha_{\text{CO}_2} + 0,327 \cdot 2560 \cdot \alpha_{\text{H}_2\text{O}},$$

woraus sich folgende Werte ergeben:

$t^\circ \text{C}$	$\alpha_{\text{CO}_2} \%$	$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} \%$	Q_{CO} kcal	Q_{H_2} kcal	$Q' = Q_{\text{CO}} + Q_{\text{H}_2}$
1500	1,0	0,3	10,3	2,5	12,8
1800	5,5	1,7	56,9	14,2	71,1
2000	13,2	3,4	136,5	28,5	165,0
2200	25,9	6,6	267,8	55,3	323,1
2400	43,2	11,3	447,0	94,6	541,6
2600	60,8	17,6	629,0	147,6	776,6
2800	74,8	24,9	773,0	208,3	981,3

Daraus ergibt sich die in Abb. 8 eingetragene Q' -Kurve. Man ersieht, daß mit steigender Temperatur die Abweichungen zwischen t , den Temperaturen mit Berücksichtigung und t' , den Temperaturen ohne Berücksichtigung der Dissoziation, schnell zunehmen, wie es auch aus Abb. 10 deutlich hervorgeht. Hier sind die theoretischen Verbrennungstemperaturen mit (ausgezogene Kurve) und ohne Berücksichtigung der Dissoziation (gestrichelte Kurve) in Abhängigkeit von der Vorwärmung dargestellt, und zwar sollen, wie das in Regenerativfeuerungen der Fall zu sein pflegt, Gas und Luft bis auf die betreffende Temperatur vorgewärmt sein. Man ersieht aus der darunter gezeichneten Fehlerkurve, die den Fehler in Prozenten des richtigen Wertes angibt, daß die Vernach-

lässigkeit der Dissoziation die Verbrennungstemperatur bei 1600° Vorwärmung von Gas und Luft um 22,1% zu hoch angibt. Es folgt daraus, daß im Bereich der Temperaturen über 1500° bei der Berechnung der Verbrennungstemperatur die Dissoziationserscheinungen unbedingt berücksichtigt werden müssen.

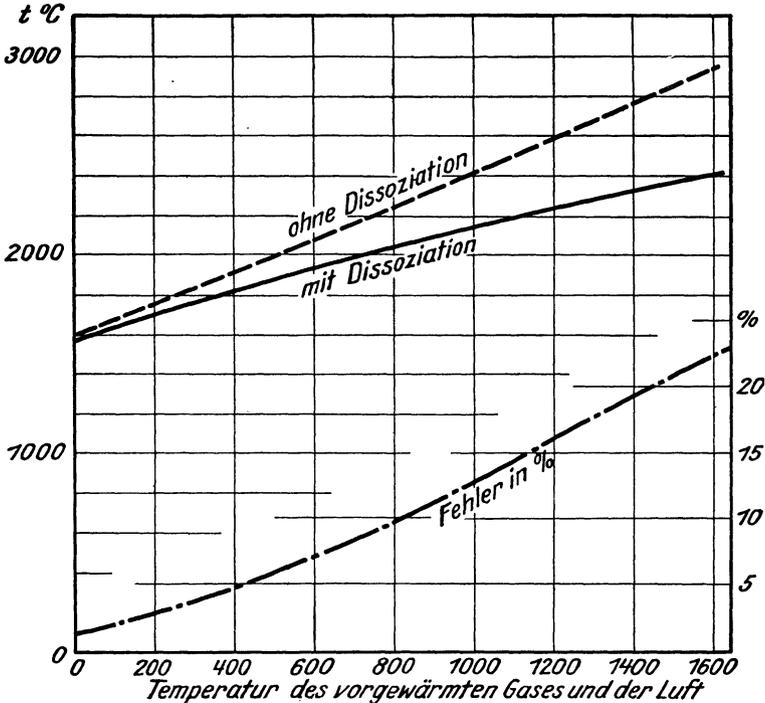


Abb. 10. Verbrennungstemperatur von Generatorgas mit und ohne Berücksichtigung der Dissoziation.

Bei der Verbrennung mit Luftüberschuß wird die Ermittlung der Dissoziationsgrade in ganz gleicher Weise vorgenommen wie bei $n = 1$. Zunächst stellt man die Gaszusammensetzung fest und sucht die zu $p_{\text{CO}_2 + \text{O}_2}$ und $p_{\text{H}_2\text{O} + \text{O}_2}$ gehörigen Dissoziationsgrade (1. Annäherung) auf und ermittelt den Einfluß der Dissoziation auf die Gaszusammensetzung. Es ist z. B. für $n = 2$ (100% Luftüberschuß) und $t = 2800^\circ$ das Rauchgas folgendermaßen zusammengesetzt:

Undissoziiert	Dissoziiert
10,66% CO ₂	2,43% CO ₂
—	7,68% CO
7,86% O ₂	12,61% O ₂
—	2,64% H ₂
10,28% H ₂ O	7,11% H ₂ O
71,20% N ₂	67,53% N ₂

Bei $t = 2800^\circ$ ist in erster Annäherung $\alpha_{\text{CO}_2} = 75,2\%$, $\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 27\%$. Die Teildrücke verlaufen von $p_{\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{O}_2} = 0,1852$ at undissoziiert (0 bis 1500°) nach $p_{\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{O}_2} = 0,2272$ at bei 2800° und von $p_{\text{H}_2\text{O} + \text{O}_2} = 0,1814$ undissoziiert nach $p_{\text{H}_2\text{O} + \text{H}_2 + \text{O}_2} = 0,2236$ at bei 2800° . Daraus ergeben sich die folgenden Wärmemengen, die in den Dissoziationsprodukten gebunden werden:

$t^\circ\text{C}$	$\alpha_{\text{CO}_2}\%$	$\alpha_{\text{H}_2\text{O}}\%$	Q_{CO} kcal	Q_{H_2} kcal	$Q' = Q_{\text{CO}} + Q_{\text{H}_2}$
1500	0,9	0,24	9,3	1,8	11,1
1800	5,2	1,48	53,8	11,4	65,2
2000	12,9	3,4	133,4	26,1	159,5
2200	26,2	6,6	270,9	50,7	321,6
2400	43,5	11,3	449,8	86,8	536,6
2600	62,0	18,0	641,1	138,1	779,2
2800	75,0	25,5	775,5	195,8	971,3

Gegenüber den Werten für $n = 1$ zeigen die Werte der Zusammenstellung geringe Abweichungen nach unten, und zwar beträgt die Abweichung beispielsweise bei $t = 2400^\circ$, $541,6 - 536,6 = 5$ kcal oder $0,9\%$. Man kann daraus den Schluß ziehen, daß es sich bei der Genauigkeit, die von diesen Rechnungen gefordert werden darf, als vollkommen ausreichend erweist, die Q' -Werte, die für $n = 1$ ermittelt wurden, für alle anderen Luftüberschüsse zu benutzen, da das Gegeneinanderwirken von Sauerstoffüberschuß und Stickstoffüberschuß, wie es eingangs gekennzeichnet wurde, einen ganz unbedeutenden Einfluß auf das Endergebnis der Temperaturermittlung ergibt. Die Verbrennungstemperaturen bei Luftüberschuß und Luft- und Gasvorwärmung unter Berücksichtigung der Dissoziation sind für das im Beispiel behandelte Generatorgas in Abb. 11 dargestellt.

Gasüberschuß (Luftmangel), bei dem kein hinzutretender Stickstoff den Einfluß des $\text{CO}_2 + \text{CO}$ -Partialdrucks kompensiert, macht sich entsprechend stärker auf die Dissoziationsgrade, besonders der Kohlensäuredissoziation, bemerkbar. Jedoch wird die Verbrennungstemperatur insofern kaum davon beeinflusst, als steigender CO - und H_2 -Gehalt im Abgas den entbundenen Heizwert und damit die Ver-

brennungstemperatur so weit absenkt, daß sie dem Gebiet der Dissoziation fast gänzlich entzogen wird. Aus rein praktischen Gründen, wegen der Gefahr der Nachverbrennung

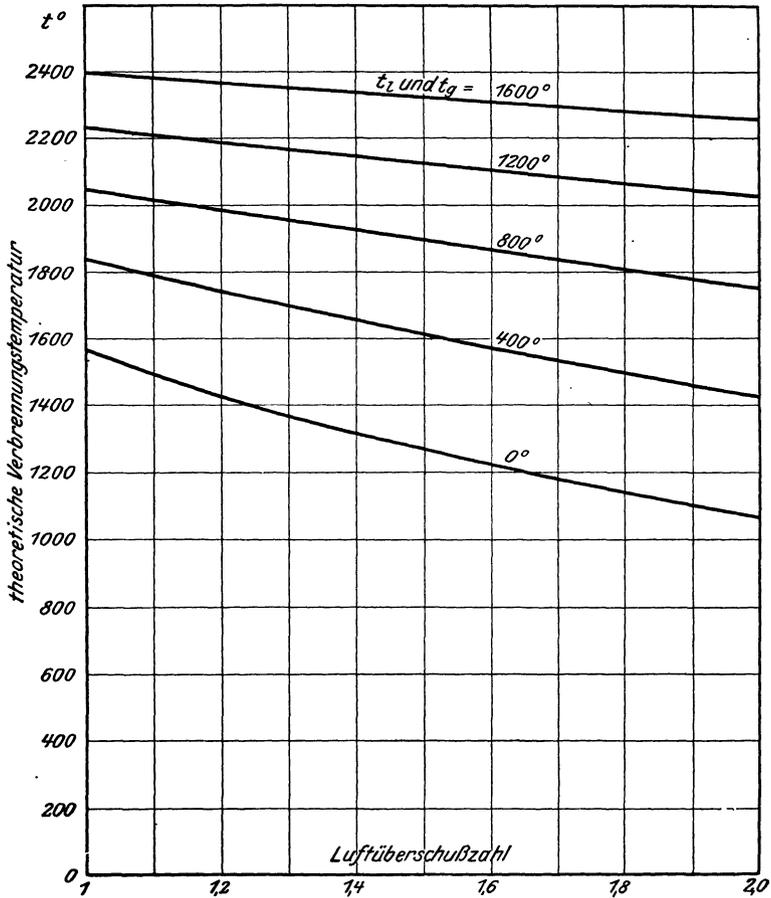


Abb. 11. Verbrennungstemperaturen von Generatorgas in Abhängigkeit von Luftüberschuß, Luft- und Gasvorwärmung.

beim Hinzutreten von Luft durch Undichtigkeiten, Ofentüren, Mauerwerksporen usw., wird man auch niemals Gasüberschüsse irgendwelchen pyrometrischen Effekten zuliebe anwenden.

Ein übersichtlicheres und für den praktischen Gebrauch bequemer Diagramm erhält man, wenn man nicht den Wärmeinhalt, der an den Heizwert der Dissoziationsprodukte gebunden ist, vom Heizwert abzieht, sondern, was auf dasselbe Ergebnis hinausläuft, dem Wärmeinhalt der Rauchgase hinzuaddiert. Man behält auf diese Weise für den Heizwert die achsenparallele Gerade bei, zu der Wärmeinhalt der Luft, des Brennstoffes usw. bequemer hinzuaddiert werden kann, während die Jt -Kurven des Rauchgases von etwa 1500° von ihrer Gesetzmäßigkeit abweichen und stärker nach oben abbiegen, wobei sie die Heizwertlinie um diejenige Strecke eher erreichen, die die Temperatursenkung durch die Dissoziation ausmacht. In der Abb. 12 (Tafel II) ist das Jt -Diagramm in dieser Weise entworfen, und zwar sind stärker ausgezogen die Jt -Kurven mit Berücksichtigung der Dissoziation und dünn ausgezogen dieselben ohne Berücksichtigung der Dissoziation eingezeichnet. Zur Aufzeichnung ist in bekannter Weise das rechte Hilfsdiagramm verwendet worden. Der Wärmeinhalt der Luft ist zweckmäßig mit H_u als Nulllinie eingezeichnet, daß man die entsprechenden Werte bei Luftvorwärmung in das Hauptdiagramm übertragen kann.

Abb. 13 zeigt das Jt -Diagramm für die im früheren Zahlenbeispiel (S. 16) behandelte Steinkohle von 7000 kcal/kg unterem Heizwert. Die Jt -Kurven ohne Berücksichtigung der Dissoziation sind für $n = 1, 2, 3$ dünn ausgezogen eingetragen. Die gestrichelt ausgezogenen Kurven geben den Wärmeinhalt einschließlich der vorgewärmten Verbrennungsluft an und lassen in ihren Schnittpunkten mit den Jt -Kurven die theoretische Verbrennungstemperatur bei Luftvorwärmung auf der Temperaturachse (Abszisse) ablesen. Ein Blick auf dieses Diagramm zeigt, daß die Einflüsse der Dissoziation sich auch in Dampfkesself Feuerungen, besonders in Kohlenstaubfeuerungen, die mit niedrigem Luftüberschuß (20 bis 25%) und hoher Luftvorwärmung arbeiten, bemerkbar machen.

Wirkliche Verbrennungstemperatur.

Für den Entwurf und den Betrieb einer Feuerungsanlage ist jedoch nicht so sehr die theoretische, als vielmehr die wirkliche Verbrennungs- bzw. Feuerraumtemperatur von Bedeutung. Einer direkten Messung setzen die Temperaturen bekanntlich infolge der vielfachen Fehlerquellen große

Additional material from *Die Luftvorwärmung im Dampfkesselbetrieb*,
ISBN 978-3-662-33668-7 (978-3-662-33668-7_OSFO2),
is available at <http://extras.springer.com>



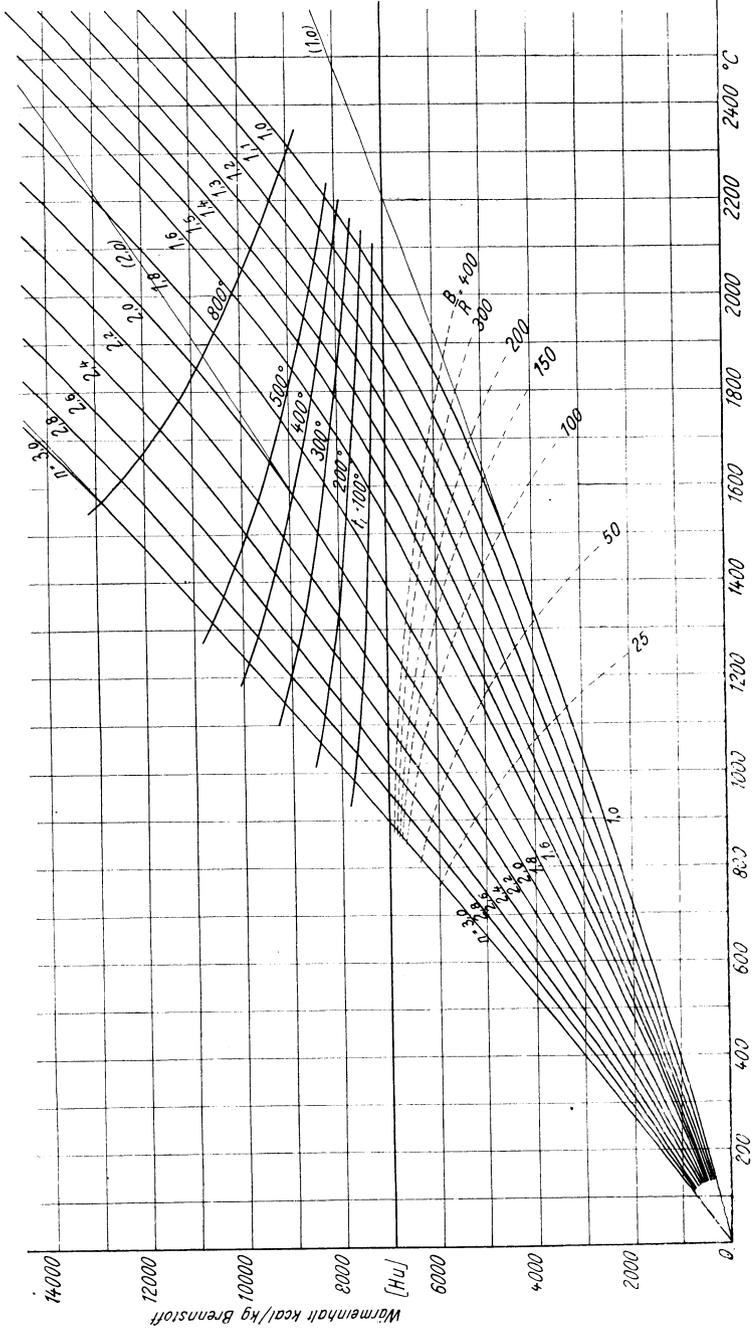


Abb. 13. $T-t$ -Diagramm für Steinkohle für $H_u = 7000$ kcal/kg unter Berücksichtigung der Dissoziation.

Schwierigkeiten entgegen, so daß man häufig auf rechnerischem Wege besser zum Ziele kommt. Aber auch hier muß man sich unbedingt vor Augen halten, daß die Rechnung nur mit einer Reihe vereinfachender Annahmen möglich ist, und daß sich praktisch im Feuerraum leicht Temperaturdifferenzen herausbilden können durch ungleichen Luftüberschuß an den verschiedenen Teilen des Rostes und des Feuerraumes, durch ungleiche Schichthöhe, ungleiche Verteilung, hoch- und minderwertige Brennstoffbestandteile, durch die durch die Entgasung herbeigeführte Trennung in flüssige Bestandteile und Koks usw., Einflüsse, die einer Rechnung ohne willkürliche Annahmen nicht zugänglich sind. Andererseits streben Temperaturunterschiede stets einem Ausgleich zu, so daß man dennoch den errechneten Temperaturen einiges Vertrauen schenken darf.

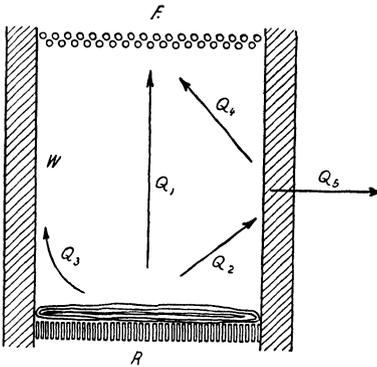


Abb. 14. Wärmeübertragung im Feuerraum.

Die Einstellung der wirklichen Verbrennungstemperatur wird dadurch bedingt, daß sofort ein Teil der entbundenen Wärme zu den kälteren Heizflächen und Feuerraumwänden abgestrahlt wird. Betrachtet man z. B. einen Feuerraum, wie er in Abb. 14 schematisch dargestellt ist. Von dem mit glühendem Brennstoff bedeckten Rost wird (unter der Annahme, daß der gesamte Heizwert des

Brennstoffes unmittelbar auf dem Rost entbunden würde, was besonders bei gasreichen Brennstoffen nicht genau zutrifft) die Wärmemenge Q_1 der Heizfläche F direkt zugestrahlt, die Wärmemenge Q_2 wird der Wand W zugestrahlt, die außerdem die allerdings verhältnismäßig sehr kleine Wärmemenge Q_3 durch Berührung erhält, während sie die Wärmemenge Q_4 durch Strahlung an die Heizfläche abgibt und durch Leitung und die Wärmeabgabe der Außenwand die Wärmemenge Q_5 verliert. Hinzu kommt noch der Verlust des Rostes nach unten, der in dieser Betrachtung vernachlässigt werden soll. Von der ursprünglich vorhandenen und auf dem Rost entbundenen Wärmemenge Q gelangt der Betrag

$$Q_y = Q - (Q_1 + Q_2 + Q_3) \quad (47)$$

in Form der fühlbaren Wärme des Rauchgases zur Heizfläche F . Im Jt -Diagramm läßt sich durch rechnerische Ermittlung der Beträge $Q_1 + Q_2 + Q_3$ in einfacher Weise Qg bestimmen und damit die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase die Heizfläche F erreichen. Für die Heizflächenbemessung ist die Kenntnis dieser Temperatur außerordentlich wichtig.

Die von der Rostfläche R direkt zur Heizfläche abgestrahlte Wärmemenge beträgt

$$Q_1 = R \cdot \varphi_{12} \cdot C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/h.} \quad (48)$$

Darin bedeutet

T_1 die absolute Temperatur der eben und an allen Stellen gleich temperierten, 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

$$Q_2 = R \cdot \varphi_{13} \cdot C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \quad (49)$$

und

$$Q_3 = W \cdot \varphi_{32} \cdot C \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (50)$$

da

$$R \cdot \varphi_{12} = F \cdot \varphi_{21} \quad (51)$$

ist

$$\varphi_{21} = \frac{R}{F} \cdot \varphi_{12}, \quad (52)$$

$$\varphi_{23} = 1 - \varphi_{21} = 1 - \frac{R}{F} \cdot \varphi_{12}, \quad (53)$$

$$F \cdot \varphi_{23} = W \cdot \varphi_{32}, \quad (54)$$

$$\varphi_{32} = \frac{F}{W} \cdot \varphi_{23} = \frac{F}{W} \left(1 - \frac{R}{F} \varphi_{12} \right) = \left(\frac{F}{W} - \frac{R}{W} \cdot \varphi_{12} \right) \quad (55)$$

und ebenso

$$\varphi_{13} = 1 - \varphi_{12} \text{ ist,} \quad (56)$$

können die Gleichungen (49) und (50) auch geschrieben werden:

$$Q_2 = R(1 - \varphi_{12}) \cdot C \cdot f(T_1, T_3) \quad (49a)$$

und

$$Q_4 = (F - R \cdot \varphi_{12}) \cdot C \cdot f'(T_3, T_2), \quad (50a)$$

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

$$Q_3 = W \cdot \alpha (t_1 - t_3) \quad (57)$$

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

$$Q_4 = W \cdot k' (t_3 - t_i) \quad (58)$$

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

$$Q_2 + Q_3 = Q_4 + Q_5 \quad (59)$$

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 Feuerraumes gegeben ist.

Die gesamte, d. h. direkt und indirekt eingestrahelte Wärmemenge erhält man aus Gleichungen (48) und (50).

Darin kommt jedoch die mittlere Wandtemperatur vor, deren Ermittlung häufig weniger interessiert. Kammerer¹⁾ hat daher einen Ausdruck für das Winkelverhältnis der Ge-

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

samtstrahlung vorgeschlagen, den man durch Elimination von t_3 erhält zu

$$\varphi = \frac{\mu - \varphi_{12}^2}{1 + \mu - 2\varphi_{12}}. \quad (60)$$

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 sei, daß die Strahlungszahlen für den Wärmeaustausch zwischen Rost und Heizfläche, Rost und Wand und Wand und Heizfläche gleich seien, daß die 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 Gleichung (49a) und (50a) nach Ausklammern von R und Einführung des Ausdruckes $\mu = \frac{F}{R}$ geschrieben werden:

$$\begin{aligned} R \cdot C (1 - \varphi_{12}) \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \\ = R \cdot C (\mu - \varphi_{12}) \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \end{aligned} \quad (61)$$

Daraus erhält man durch einfache Umformung

$$\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 = \frac{(1 - \varphi_{12}) \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + (\mu - \varphi_{12}) \left(\frac{T_2}{100} \right)^4}{1 + \mu - 2\varphi_{12}}. \quad (62)$$

Eingesetzt in die aus

$$Q = Q_1 + Q_4$$

durch Ausmultiplizieren erhaltene Gleichung

$$Q = R \cdot C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \varphi_{12} \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - (1 - \varphi_{12}) \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \quad (63)$$

gelangt man zu dem Endergebnis

$$Q = R \cdot C \frac{\mu - \varphi_{12}^2}{1 + \mu - 2\varphi_{12}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (64)$$

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

Die Temperatur T_2 war zunächst geschätzt worden, es ist nunmehr möglich, eine Kontrollrechnung auszuführen. Durch Strahlung erhalten die Rohre nach Gleichung (60) und (64) die Wärmemenge

$$Q = R \cdot C \cdot \varphi \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (65)$$

durch Konvektion

$$Q' = F \cdot \alpha_1 (t_1 - t_2) \text{ kcal} \quad (66)$$

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

$$Q'' = k' (t_2 - t_w), \quad (67)$$

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

Trägt man nun den mit dem angenommenen T_2 errechneten Wert für Q und Q' über der Ordinaten T_2 als Kurve auf und bringt sie mit der Geraden $Q'' = f(T_2)$ zum Schnitt, so erhält man auf der Abszisse den richtigen Wert, mit dem evtl. 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 Gleichungen (64) oder (66) erhaltene abgestrahlte Wärmemenge in das Jt -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,

$$q = \frac{R}{B} \cdot \varphi \cdot C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (68)$$

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 betreffenden Temperatur vom Heizwert bzw. bei Luftvorwärmung von dem Ausdruck

$$H_u + L \cdot C_{pu} (t_l - t_v) \quad (69)$$

ab und erhält als Schnittpunkt mit den Jt -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.

Zahlenbeispiel.

In der Feuerung eines Wasserrohrkessels, in welchem $\varphi_{12} = 0,22$ und $\mu = \frac{F}{R} = 0,957$ und daher φ nach der Gleichung (60)

$$\varphi = \frac{0,957 - 0,22^2}{1 + 0,957 - 2 \cdot 0,22} = 0,6$$

sei, werde die im Zahlenbeispiel S. 16 und im Jt -Diagramm Abb. 13 behandelte Steinkohle verbrannt. Die Außentemperatur der Rohre sei $t_2 = 250^\circ$ und $\left(\frac{T_2}{100}\right) = 748$. Zur Erleichterung der Rechnung sind die Ausdrücke $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ in Zahlentafel 6 zusammengestellt.

Zahlentafel 6.

Tabelle der Werte $\left(\frac{T}{100}\right)^4$.

$t^\circ \text{C}$	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	$t^\circ \text{C}$	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	$t^\circ \text{C}$	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$
0	55,5	800	13 255,6	1600	123 071,4
50	108,8	850	15 904,4	1650	136 746,9
100	193,5	900	18 932,2	1700	151 537,9
150	320,1	950	22 372,6	1750	167 496,0
200	498,4	1000	26 261,8	1800	184 670,8
250	748,0	1050	30 636,4	1850	203 142,9
300	1 077,8	1100	35 536,7	1900	222 968,4
350	1 506,2	1150	41 001,8	1950	244 205,9
400	2 051,2	1200	47 076,0	2000	266 931,3
450	2 720,2	1250	53 802,5	2100	317 100,0
500	3 571,1	1300	61 224,3	2200	374 008,3
550	4 587,8	1350	69 387,1	2400	510 500,0
600	5 808,1	1400	78 343,3	2600	681 333,3
650	7 257,7	1450	88 138,0	2800	891 740,0
700	8 962,8	1500	98 820,0	3000	1 147 631,6
750	10 952,8	1550	110 448,6		

Für verschiedene Rostbelastungen und verschiedene Anfangstemperaturen erhält man die in der folgenden Zusammen-

stellung aufgeführten Beträge an abgestrahlter Wärme, bezogen auf 1 kg Brennstoff:

$\frac{B}{R} =$	25	50	100	150	200	300	400
$t_1 = 800^\circ$	1200	600	300	200	150	100	75
1000°	2448	1224	612	408	306	204	103
1200°	4448	2224	1110	740	550	370	278
1400°	7448	3724	1862	1240	931	620	466
1600°	—	5878	2939	1960	1470	980	735
1800°	—	—	4410	2940	2205	1470	1103
2000°	—	—	6390	4250	3185	2125	1543

In das Diagramm übertragen, erhält man die für $t_1 = 0$ gestrichelt eingezeichneten Kurvenscharen, die folgende Ergebnisse abzulesen gestatten (s. auch Abb. 15):

Wirkliche Verbrennungstemperatur bei $t_1 = 0^\circ$

$\frac{B}{R} =$	25	50	100	150	200	300	400
$n = 1,0$	1131	1316	1511	1612	1684	1765	1817
1,2	1090	1257	1429	1519	1577	1645	1685
1,4	1048	1200	1345	1420	1466	1524	1556
1,6	1012	1142	1265	1329	1363	1405	1430
1,8	970	1088	1190	1240	1266	1300	1317
2,0	935	1040	1125	1162	1184	1207	1225
3,0	758	816	851	864	870	875	884

Einfluß der Luftvorwärmung auf die Verbrennungstemperatur.

Bei Luftvorwärmung ist der Rechnungsgang derselbe. Es wird die abgestrahlte Wärmemenge jedoch nicht von H_u , sondern von $(H_u + Q_1) = \text{Heizwert} + \text{Wärmeinhalt der Verbrennungsluft}$ abgetragen. Es ist dabei jedoch zu beachten, daß $(H_u + Q_1)$ für einen bestimmten Luftüberschuß eine achsenparallele Gerade ist, daß diese Gerade aber bei höheren Luftüberschüssen weiter nach oben rückt, da zu einer größeren Luftmenge auch ein größerer Wärmeinhalt gehört. In den Diagrammen sind nur die Schnittpunkte dieser Geraden mit den dazugehörigen Luftüberschußkurven eingetragen und miteinander verbunden. Durch diese Punkte sind zur Ermittlung der wirklichen Verbrennungstemperatur bei bestimmten Luftüberschüssen diese Geraden hindurchzulegen. Das Ergebnis der graphischen Ermittlung für 2 Werte $t_1 = 200^\circ$ und 400° ist in Abb. 16 und 17 niedergelegt. Ver-

gleicht man alle diese Darstellungen miteinander, so kommt man zu folgendem Schluß. Die Zusammenstellung der theoretischen Verbrennungstemperatur ohne Berücksichtigung der Dissoziation, Abb. 18, lehrt, daß die Erhöhung der Luft-

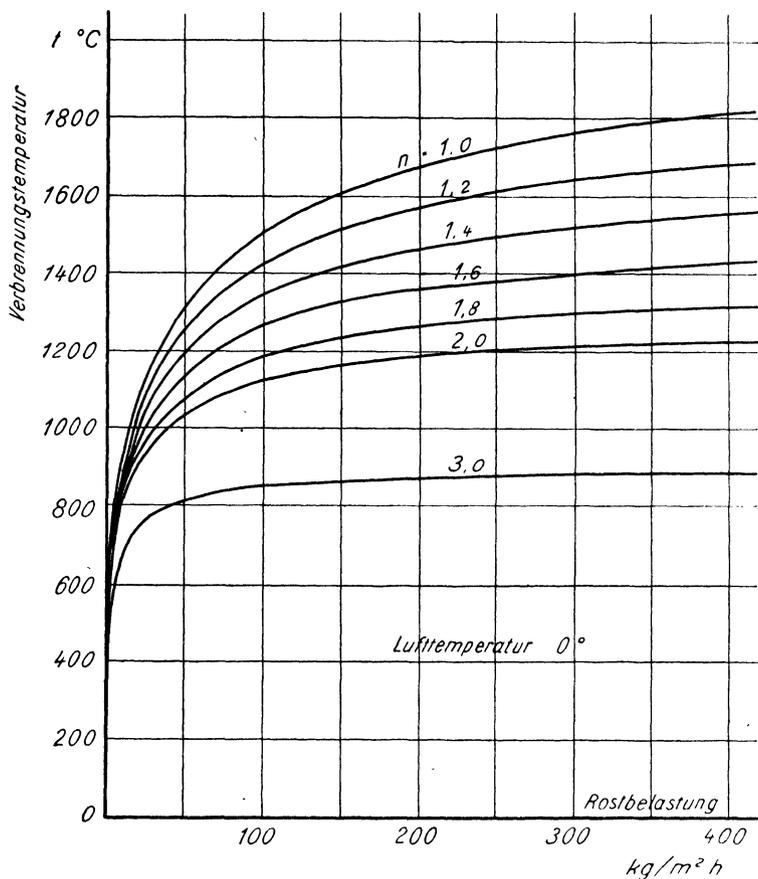


Abb. 15. Wirkliche Verbrennungstemperatur von Steinkohle bei 0° Lufttemperatur.

temperatur um einen Betrag keine ebenso große Erhöhung der Verbrennungstemperatur hervorruft, daß andererseits die Veränderung des Luftüberschusses weit größere Temperaturveränderungen bewirken kann. Es würde z. B. eine

Kohle von 7000 kcal/kg unterem Heizwert mit 50% Luftüberschuß ($n = 1,5$) und 0° Lufttemperatur verbrannt eine theoretische Verbrennungstemperatur von 1630° ergeben, eine Verringerung des Luftüberschusses auf $n = 1$ würde eine

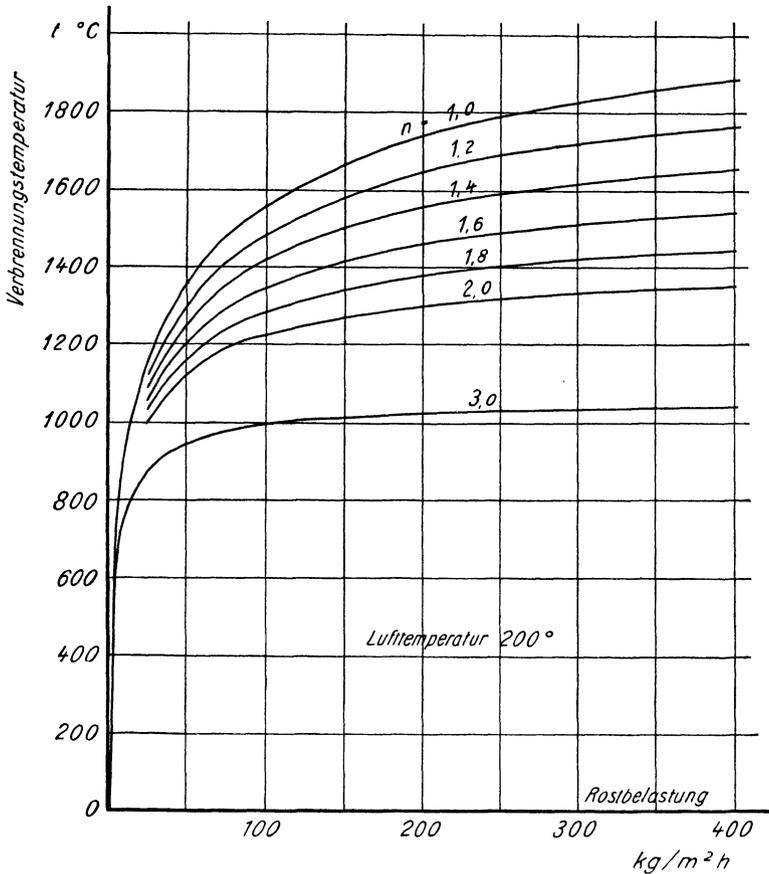


Abb. 16. Wirkliche Verbrennungstemperatur von Steinkohle bei 200° Lufttemperatur.

Steigerung auf 2240° bedeuten, die durch Luftvorwärmung erst mit 800° Lufttemperatur hätte erzielt werden können. Der Einfluß der Dissoziation bringt jedoch eine Abweichung in die Gesetzmäßigkeit der Temperatureinstellung, wie sie Abb. 19 zeigt. Die theoretische Verbrennungstemperatur bei

$n = 1,5$ würde bei $t_1 = 0^\circ$ nur ca. 1600° , bei $t_1 = \text{ca. } 800^\circ$ 2050° sein, d. h. den 800° Temperatursteigerung der Luft entsprechen sogar nur 450° Erhöhung der Verbrennungstemperatur, und bei $n = 1$ und $t_1 = 0^\circ$ wäre $t = 2020^\circ$.

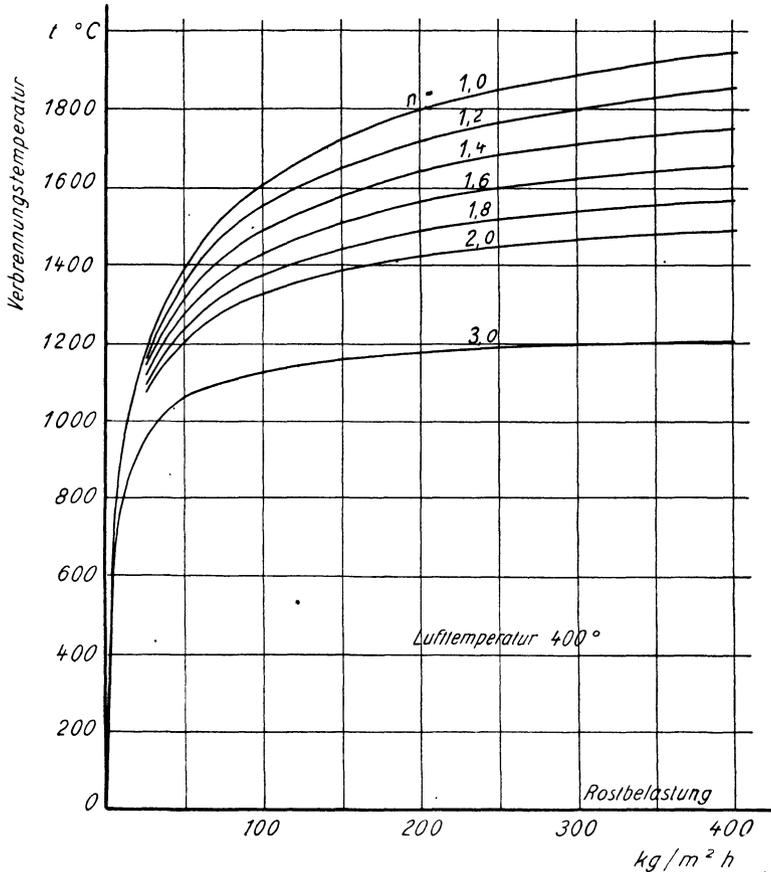


Abb. 17. Wirkliche Verbrennungstemperatur von Steinkohle bei 400° Lufttemperatur.

Endlich aber gleichen sich unter praktischen Betriebsbedingungen die Unterschiede noch viel stärker aus, da die abgestrahlte Wärmemenge mit der Differenz der 4. Potenzen der absoluten Temperaturen von strahlendem und bestrahltem Körper anwächst. Das Ergebnis kann unmittelbar aus dem

Vergleich der Abb. 16 und 17 abgelesen werden, und es besagt, daß die Temperaturerhöhung in allen Fällen in praktisch leicht beherrschbaren Grenzen bleibt.

Will man die Temperatur noch weiter herunterdrücken, so ergibt sich als einfachster Weg die Erhöhung der abgestrahlten Wärmemenge durch die Vergrößerung des Winkelverhältnisses. In Abb. 20 sind beispielsweise für $n = 1,5$

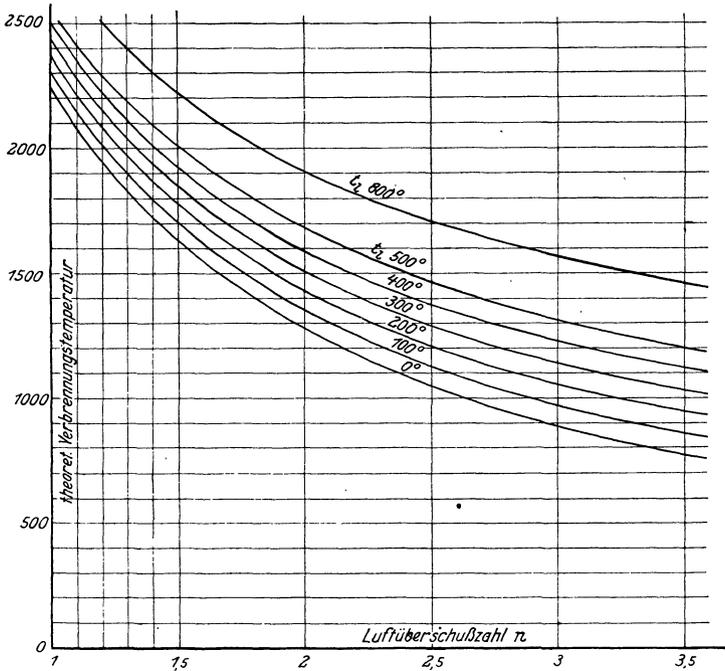


Abb. 18. Theoretische Verbrennungstemperatur in Abhängigkeit von Luftüberschuß und Luftvorwärmung.

und die bisher als Beispiel behandelte Steinkohle von 7000 kcal/kg die 3 Temperaturebenen für 0° , 200° und 400° Lufttemperatur in Abhängigkeit von der Rostbelastung und dem Winkelverhältnis dargestellt. Um die Gesetzmäßigkeiten stärker hervortreten zu lassen, ist von der Berücksichtigung der Dissoziation in dieser Darstellung abgesehen worden. Der Einfluß des Winkelverhältnisses wird ganz besonders bei kleinen Belastungen außerordentlich groß und ist in allen

Fällen immerhin so beträchtlich, daß Kesselbauarten, bei denen $\varphi = 1$ gemacht ist, für hohe Lufttemperaturen besonders geeignet sind. Ihre Eigenart liegt nur in der Anordnung der bestrahlten Heizfläche, durch die die Rauchgastemperatur

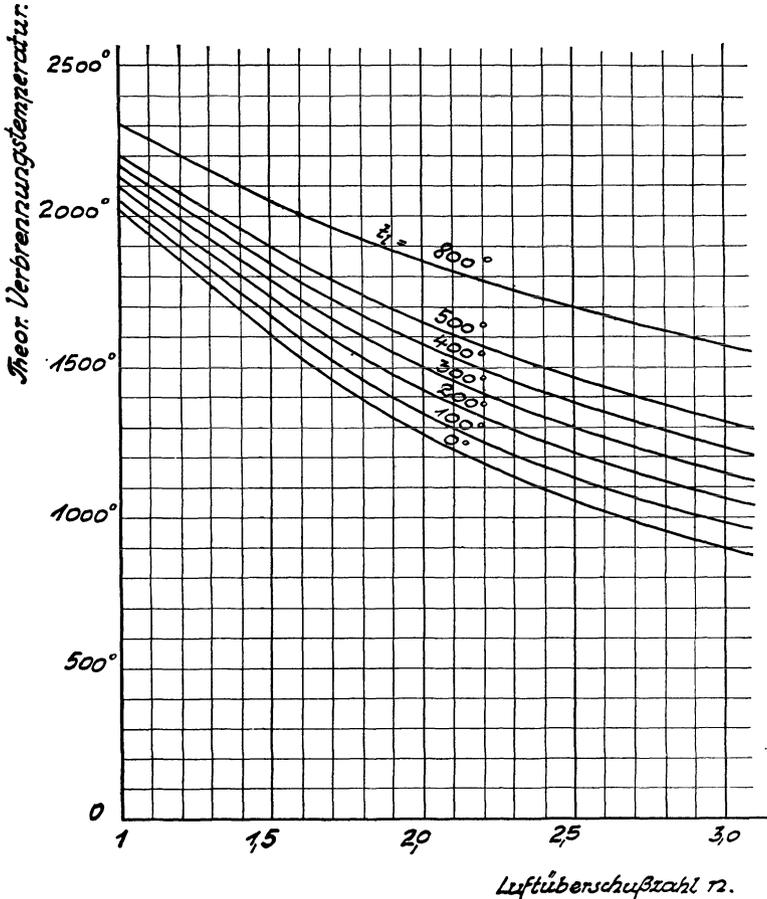


Abb. 19. Theoretische Verbrennungstemperatur von Steinkohle unter Berücksichtigung der Dissoziation.

so weit gesenkt wird, daß die konvektive Heizfläche unter normalen Bedingungen arbeitet (vgl. S. 81).

Die Erhöhung der Temperatur wird um so wirksamer, je tiefer die Verbrennungstemperatur bei kalter Verbrennungs-

luft liegt, d. h. bei minderwertigen Brennstoffen, die eine geringe Verbrennungstemperatur ergeben, sind die Möglichkeiten einer Wirkungsgradverbesserung und Leistungssteigerung am höchsten. Ist die Minderwertigkeit durch großen Wassergehalt bedingt, so ergibt sich eine zweite Abwärmeverwertungsmöglichkeit durch Brennstoffvortrock-

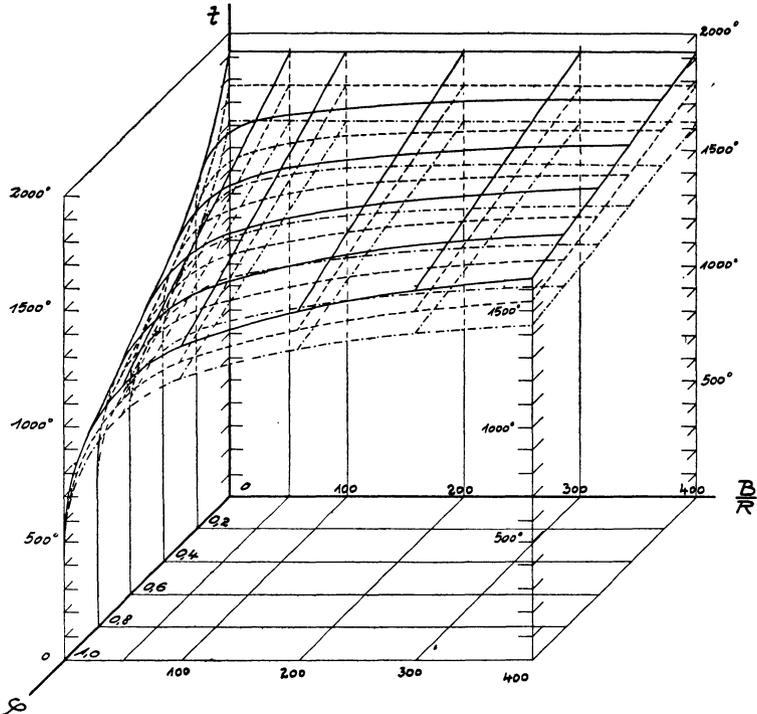


Abb. 20. Der Einfluß des Winkelverhältnisses (bzw. der Abstrahlung) auf die Verbrennungstemperatur von Steinkohle.

nung; eine Berechnung¹⁾ zeigt, daß Vortrocknung und Luftvorwärmung bei Rohbraunkohle zwei ungefähr gleichwertige Mittel zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit darstellen, daß sie, gemeinsam angewendet, eine zweifache Verbesserung ergeben. Ob und wieweit die eine oder andere oder beide Möglichkeiten angewendet werden sollen, hängt von den örtlichen

¹⁾ Siehe „Die Feuerung“ 2 (1926), 7, S. 51.

Verhältnissen ab; als eine besonders aussichtsreiche Kombination erscheint die Trocknung und Mahlung am Gewinnungsort, die Verfrachtung als brennfertiger Staub in Spezialwagen und die Verfeuerung in der Kohlenstaubfeuerung mit hoch vorgewärmter Verbrennungsluft.

IV. Der Verbrennungsvorgang und seine Beeinflussung durch die Temperatur.

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 z. B. 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 CO₂ 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.

Verbrennung fester Brennstoffe.

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 Zündgewölbes 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. Theoretisch läßt sich der Verlauf dieser Kurven aus 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 denen 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 ergäben. 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 Kohlen säure nach Versuchen von Rhead und Wheeler bei 850° etwa 166 mal so schnell verläuft wie der Vorgang



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 Kokeses, 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

¹⁾ Thermodynamik technischer Gasreaktionen.

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 Kräften 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 CO_2/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 CO_2 und CO treten in der Brennstoffschicht H_2 und CH_4 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 Methanspaltung 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 Ein-

wirkung eine große Rolle, obwohl die Methanzersetzung 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 CO_2/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 ausscheidende Kohlenstoff ist von graphitischer Modifikation, hart und metallisch glänzend, und der charakteristische Glanz des Kokssofenkokes wird auf solche Methanzersetzung 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 CO_2/CO -Gleichgewichtes eine unvollkommene, die Verbrennung erschwert oder die Brennzeit verlängert. Nach Dr. H. Bähr¹⁾ beträgt z. B. 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 CO_2/CO -Gleichgewichtes 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 mitzuerwärmenden 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 Far up $3 \cdot 10^6$ 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

¹⁾ Stahl und Eisen 1924, 1 u. 2.

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 vermischen; die tröpfchenförmigen, metallisch glänzenden Graphitabscheidungen der Zersetzung der Kohlenwasserstoffe, die matte Rußabscheidung der CO_2 -Reduktion, die verschie-

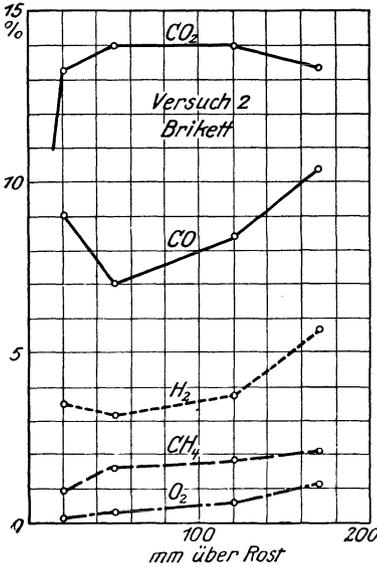


Abb. 21. Gaszusammensetzung in der Brennstoffschicht. Versuch 2: Brikett.

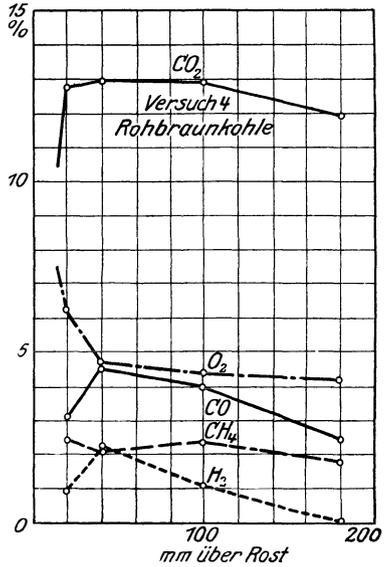


Abb. 22. Gaszusammensetzung in der Brennstoffschicht. Versuch 4: Rohbraunkohle.

denen Flammenlängen und Farben und die Lockerung des Gefüges, Rissebildung, Aufblähen, Teigigwerden und Zerfall lassen sich sehr gut mit dem Auge verfolgen.

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

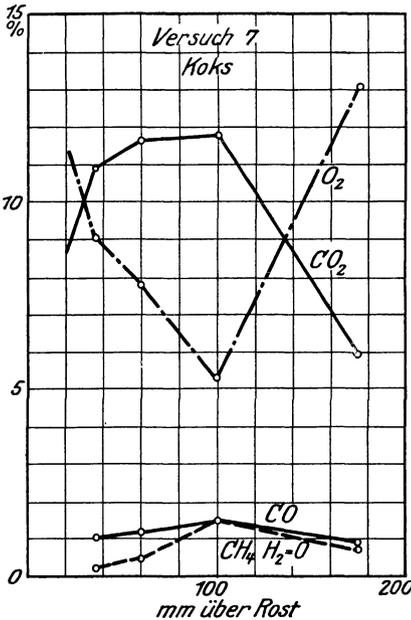


Abb. 23. Gaszusammensetzung in der Brennstoffschicht. Versuch 7: Koks.

Rußen der Flamme, wenn diese schwerer verbrennlichen Kohlenstoffsuspensionen nicht verbrannt werden können. Dieselbe Wirkung hat eine vorschnelle Abkühlung der Flamme, wie dies z. B. 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 Verbrennungstemperatur 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. 21 bis 23 einige Beispiele aus den Versuchsergebnissen wiedergegeben sind. Zum Studium des Verbrennungsvorganges wurden mit einem von unten her in den Ofen geschobenen kaltwarmen 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 Einstellung 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.“ Es ist demnach bei Anwendung vorgewärmter Luft durch die Steigerung der Verbrennungstemperatur eine kürzere Brennzeit und eine vollkommene Verbrennung zu erwarten als bei kalter Luft. Hemmende Einflüsse, wie z. B. die Kohlenstoffmodifikation, können gleichfalls 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 Feuerraum 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 Teerab-

¹⁾ Theoret. Chemie, Kapitel Thermochemie.

scheidung 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 Feuerraum in dieser Weise günstig beeinflusst wird.

Es kann aus diesen Gründen ein bedeutend besserer Ausbrand erwartet werden, wie es auch fast alle mit vorgewärmter Luft ausgeführten Versuche zeigen, es sei denn, daß die Kohle ungeeignet ist und durch die einsetzende Verschlackung die Verbrennung unter Umständen noch verschlechtert und die Roste gefährdet.

Zu erwähnen bleibt noch, daß in demselben Maße wie die Verbrennungsvorgänge auch die einleitenden Reaktionen der Zündung durch die Temperaturhöhe beschleunigt werden. Es folgt daraus, daß die Zündgewölbe je nach der Temperatur der Luft bedeutend verkleinert werden, sogar bis auf ziemlich kleine Zündflächen zusammenschrumpfen können. Der Wegfall eines Teiles der Gewölbe vergrößert die wirksame Rostfläche und die Wärmestrahlung, steigert damit die Leistung der ersten Heizfläche und setzt die Temperatur auf dem Rost weiter herab.

Verbrennung von Kohlenstaub.

Im Gegensatz zur Verbrennung auf dem Rost, bei welcher der Koks auf dem Rost mit der frischen Primärluft und darüber die Entgasungsprodukte mit der übrigbleibenden Primärluft, also mit geringerem Luftüberschuß oder mit besonders zugegebener Sekundärluft verbrannt werden, brennen in der Kohlenstaubfeuerung die Entgasungs- und Vergasungsprodukte zunächst in der Primärluft ab, während sich der Koks in einem sauerstoffärmeren Medium befindet. Es ist

daher ein besonderes Erfordernis, daß dem Brennstoff an geeigneter Stelle seitlich oder von unten (bei abwärts gerichteter Flamme) genügend Sekundärluft zugeführt wird, damit die Verbrennung des Gases nicht mit zu großem, die des Kokes nicht mit zu geringem Luftüberschuß vor sich geht. Da der Brennstoff mit einer von der Gasgeschwindigkeit nur sehr wenig verschiedenen Geschwindigkeit durch den Feuerraum getragen wird, besteht die Gefahr, daß bei zu kurzen Wegen die Verbrennung des Kokes noch nicht vollendet ist, wodurch große Flugkoksverluste entstehen können, die an der Rauchgasanalyse nicht zu erkennen sind. Der Verbrennungsvorgang erfolgt in ganz derselben Weise wie bei allen Verfeuerungsarten fester Brennstoffe — Trocknung, Entgasung (Verschmelzung), Vergasung und Verbrennung erfolgen hintereinander und, da die Verbrennung eine Oberflächenreaktion ist, bei der feinen Vermahlung und der ungeheuren Vergrößerung der Brennstoffoberfläche entsprechend schnell und vollkommen, so daß es möglich ist, mit entsprechend geringen Luftüberschüssen auszukommen.

Da das Verhältnis von Oberfläche zu Gewicht $\left(\frac{F}{G}\right)$ ein Maß dafür darstellt, eine wie große Sauerstoffmenge an ein bestimmtes Brennstoffgewicht herangeführt werden kann, läßt sich die Brennzeit in Funktion dieses Ausdruckes darstellen. Dr.-Ing. P. Rosin hat für die Brennzeit von Braunkohlenstaub die Formel

$$z = \frac{1000}{\left(\frac{F}{G}\right)^{1,8}} \quad (82)$$

aufgestellt. Es gibt demnach 3 Mittel, die Brennzeit zu verkürzen, d. h. die Reaktion zu beschleunigen, die Belastung der Brennkammern zu steigern und die Anlage zu verbilligen:

1. kann das Verhältnis $\left(\frac{F}{G}\right)$ verkleinert werden, d. h. die Mahlfineinheit vergrößert werden; eine Grenze ist jedoch dadurch gesetzt, daß mit der feineren Vermahlung der Kraftbedarf der Mühlen erheblich steigt.

2. kann durch künstliche Mittel ein schnelleres Heranführen des Sauerstoffes erstrebt werden, indem man mehrere Brennstoffdüsen derartig gegeneinander richtet, daß die vorhandene Turbulenz durch technische Turbulenz unterstützt, das entstehende Gas vom Brennstoffteilchen wegblasen und

neuer Sauerstoff zugeführt wird.' Die Düsen können in bestimmten Winkeln oder direkt aufeinandergerichtet sein oder gemeinsam auf einen bestimmten Punkt des Feuerraums blasen, oder Luft kann unterhalb der Brennerdüsen (als Sekundärluft) in irgendeinem Winkel (schräg, senkrecht, exzentrisch oder von unten entgegen) auf oder in die Flamme gerichtet werden. In allen Fällen ist jedoch darauf zu achten, daß die entstehenden Wirbel den im Verschwelen begriffenen Staub nicht seitlich ausschleudern, sei es durch ein direktes Auftreffen eines Strahles auf eine Wand, die wegen der Stichflammenwirkung ganz zu verwerfen ist, sei es durch seitliches Ablösen von Wirbeln, die den in ihnen enthaltenen Staub auszuschleudern versuchen.

3. endlich kann die Brennzeit wie jede Reaktionsdauer durch die Temperaturhöhe beeinflusst werden. Die Verwendung vorgewärmter Verbrennungsluft bedeutet also außer dem Vorteil, daß die Aufheizung der Luft nicht durch die hochwertige Wärme des Feuerraums erfolgt, sondern mit geringwertigerer Abwärme, die Verkürzung der Brennzeit, damit in gleicher Weise die Verkürzung der Flammenlänge und die Verkleinerung der Brennkammer erreicht wird, deren Belastung außerdem noch gesteigert werden kann. Dazu kommt, daß infolge der höheren Temperatur der Wärmeübergang durch Strahlung, der in der Kohlenstaubfeuerung, bei welcher die als strahlende Körper wirkenden Kohlenstäubchen an der Heizfläche vorbeiziehen (wenn auch unter Verminderung ihrer Zahl und Größe infolge fortschreitenden Abbrandes), eine ganz überragende Rolle spielt, bedeutend erhöht wird. Trotz der Verkleinerung der Brennkammer wird also durch die höhere Belastung der Heizfläche die Leistung der Kammer noch vergrößert, nicht etwa herabgesetzt.

Die schnellere und bessere Verbrennung des schwelenden Koksens vermindert die Gefahr, daß große Rußverluste entstehen, außerdem gewährt die Luftvorwärmung eine schnelle und sichere Zündung, was besonders bei geringen Belastungen von Bedeutung ist, da ein Abreißen der Flamme die Gefahr einer Explosion der vom Brenner weiter in den Feuerraum hineingespeisten Kohle mit sich bringt.

Verbrennung flüssiger Brennstoffe.

Ganz ähnlich liegen die Verhältnisse bei der Verbrennung der flüssigen Brennstoffe, und die Erfahrungen der Kohlenstaubfeuerung können in gewissem Sinne auf die Ölfeuerung

übertragen werden, und umgekehrt. 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 Wärmemenge sonst an einer Stelle entzogen wird, wo sie die 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 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

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

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. 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 (leitschaukelartige 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.

Zusammenfassung.

Es zeigt sich, daß bei der Verschiedenheit des Verbrennungsvorganges fester Brennstoffe auf dem Rost oder in der Staubfeuerung und der flüssigen und gasförmigen Brennstoffe allen gemeinsam ist, daß die Verwendung vorgewärmter Luft eine bedeutende Reaktionsbeschleunigung hervorruft, die gestattet, die Verbrennung in kurzer Zeit und vollkommen zu bewirken. Das bedeutet eine Vergrößerung der Belastbarkeit der Roste und Feuerräume (oder bei gleicher Leistung eine Verkleinerung der Feuerung) und auf der anderen Seite die Möglichkeit, mit kleineren Luftüberschüssen (größerem CO_2 -Gehalt) auszukommen. Damit wird nicht nur außer der teilweisen Rückgewinnung der Abwärme der Abgasverlust durch den geringen Luftüberschuß verringert, sondern es wird zugleich eine Steigerung der Verbrennungstemperatur erreicht, da ja — wie aus der Darstellung der Abhängigkeit der Verbrennungstemperatur vom Luftüberschuß (s. S. 50) hervorgeht — die Temperatur hierdurch sehr merklich beeinflußt

wird. Die Zunahme des CO_2 -Gehaltes hängt von der Höhe der Lufttemperatur, von der Art des Brennstoffes und der Sorgsamkeit der Betriebsüberwachung ab und wurde zu etwa 1 bis 3% festgestellt.

Ferner gibt die höhere Feuerraumtemperatur etwa mitgerissenem Flugkoks, der jedoch bei ausgeglichenem Zug, wie ihn viele mit Luftvorwärmern ausgerüstete Kessel besitzen, kaum entstehen dürfte, und den Rußausscheidungen der Flamme Gelegenheit zu vollkommener Verbrennung und vermindert den Anteil des Verbrennlichen in den Rückständen. Zeigt das Ergebnis der Feuerungsuntersuchung, daß das Verbrennliche in den Rückständen sogar gestiegen ist, so kann meist auf eine Kohle von zu niedrigem Aschenschmelzpunkt geschlossen werden, und die Erfolge der Luftvorwärmung sind illusorisch¹⁾. In einem solchen Falle ist das beste Mittel, zu einer anderen Kohlensorte überzugehen, da man selbst bei kalter Verbrennungsluft und niedrigem Luftüberschuß auf Mißerfolge gefaßt sein muß. Es empfiehlt sich daher eine genaue Betriebsüberwachung der Feuerung, die sich auch auf den Aschenschmelzpunkt der Kohle und vor allem auf das Verbrennliche in den Rückständen erstreckt.

Endlich gewährt die Einhaltung hoher Verbrennungstemperaturen und die Zugabe heißer Sekundärluft eine vollkommene Verbrennung, so daß unverbrannte Gase, insbesondere Kohlenoxyd, im Abgas nicht auftreten.

V. Kesselleistung und Wirkungsgrad.

Der Temperaturverlauf im Dampfkessel mit Rostfeuerung stellt sich durch die Art der Wärmeabfuhr folgendermaßen ein: Die Wärmeentwicklung erfolgt auf, oder kurz über dem Rost, wo sich zugleich das Temperaturmaximum einstellt, das jedoch durch die Größe der Abstrahlung zu der Heizfläche auf direktem Wege oder dem Umwege über die Feuerraumwände begrenzt ist. Die Strahlungsverhältnisse werden jedoch dadurch ganz besonders verwickelt, daß der von den Wärmestrahlen zu durchmessende Raum mit den Feuergasen erfüllt ist, die einerseits feste Partikel in Form von mit-

¹⁾ Vgl. L. Kammerer und L. Kohler, Résultats d'une série d'Essais de Vaporisation. Influence inattendue du chauffage de l'air dans un cas particulier. Chaleur et Industrie 4 (40), 689ff. Comptes Rendus du Congrès du Chauffage Industriel, II.

gerissenem Staub, Koks, vor allem in Form sehr fein verteilter Rußsuspensionen, durch die das Leuchten der Flamme hervorgebracht wird, enthalten, die andererseits in der Kohlensäure und dem Wasserdampf (sowie in dem etwa vorhandenen Kohlenoxyd und den Kohlenwasserstoffen) selektiv strahlende Gase mit sich führen, d. h. Gasbestandteile, die die Wärmestrahlung gewisser Wellenbezirke zu absorbieren und zu emittieren vermögen. Es wird demnach ein Teil der Wärmestrahlung absorbiert und an anderer Stelle von neuem emittiert werden. Es stellt sich nunmehr ein Temperaturgleichgewichtszustand ein zwischen Rost, Heizfläche, Wand und allen an der Wärmeübertragung beteiligten gasförmigen oder festen Körpern, die den Feuerraum erfüllen. Bei der Berechnung der Abstrahlung zur Ermittlung der Verbrennungstemperatur konnten diese Umstände nicht in Rechnung gezogen werden, sondern es mußte mit dem idealisierten Fall gerechnet werden, daß die Wärmeentbindung vollständig auf dem Rost stattfindet und daß der Feuerraum strahlendurchlässig gedacht ist. Vom Standpunkt der übertragenen Wärmemenge dürfte damit auch eine genügend große Annäherung an die Wirklichkeit erreicht sein; anders liegen nur die Verhältnisse der Wärmeverteilung. Da ein Teil der Strahlung von den Gasen absorbiert und wieder emittiert wird, wird vor allem die Temperaturverteilung der Wand eine andere, als sie die idealisierte Rechnung ergibt, und zwar eine gleichmäßigere, in der geringe Temperaturdifferenzen in verschiedenen Höhenlagen auftreten. Ebenso kann das Verhältnis zwischen direkt und indirekt eingestrahelter Wärmemenge meist zugunsten der letzteren verschoben werden.

Sobald das Gas in die Heizfläche eintritt, wird es durch die Wärmeabgabe durch Leitung und Berührung abgekühlt und strebt nach einem Abkühlungsgesetz von der Form

$$\tau = \tau_a \cdot e^{-\mu \cdot k \cdot F} \quad (83)$$

einem Ausgleich seiner Temperaturdifferenz τ (zwischen Gas und Kesselinhalt) zu, wenn τ_a die anfängliche Temperaturdifferenz, F die Heizfläche, k die Wärmedurchgangszahl und μ einen Koeffizienten darstellt, der den Wasserwert der wärmeaustauschenden Medien einbezieht. Bei Verdampfung — im Gegensatz zum Wärmeaustausch in Überhitzern, Ekonomisern oder Luftvorwärmern — ist die Temperatur der Wasserseite konstant und der Wärmeübergang von der Wand an das verdampfende Wasser so gut, daß als ausschlag-

gebender Faktor nur der Wärmeübergang vom Gas an die Heizfläche in Rechnung zu ziehen ist. Dieser ist neben der Form der Heizfläche (Durchmesser und Anordnung der Rohre) in erster Linie von den physikalischen Eigenschaften des Gases und von seiner Geschwindigkeit abhängig. Die physikalischen Eigenschaften (Massendichte, Zähigkeit, Wärmeleitfähigkeit) sind wiederum von der Temperatur abhängig und bewirken mit steigenden Temperaturen eine Abnahme der Wärmeübergangszahl, während das Gasvolumen und damit die Gasgeschwindigkeit wächst und eine Erhöhung der Wärmeübertragung und dadurch nicht nur einen Ausgleich, sondern zugleich einen mäßigen Anstieg der Wärmeübergangszahl mit der Temperatur herbeiführt. Dem Temperaturverlauf entsprechend stellt sich die Leistung des Kessels ein, da ja jeder Temperatur ein ganz bestimmter Wärmeinhalt zugeordnet ist und jeder Temperaturänderung eine ganz bestimmte Leistung, sofern man von dem Wärmeverlust nach außen und dem Eindringen von Falschluff absieht, die Temperatursenkung ohne Leistung hervorrufen. Die Leistung der direkt bestrahlten Heizfläche ist, an der spez. Dampf-erzeugung gemessen, die wichtigste, und die Leistungsvergrößerung durch die Luftvorwärmung macht sich ganz besonders hier bemerkbar, wie es schon bei Berechnung der Verbrennungstemperaturen gezeigt worden ist. Aus dem Vergleich der Abb. 16 und 17 ergibt sich, daß selbst bei hoher Vorwärmung der Verbrennungsluft die Erhöhung der Verbrennungstemperatur nur geringfügig ist, da bei der erhöhten theoretischen Verbrennungstemperatur die abgestrahlte Wärmemenge bedeutend erhöht, die Leistung der direkt bestrahlten Heizfläche entsprechend gesteigert worden ist. Zugleich ist damit der letzte Teil der Kesselheizfläche, der am unwirksamsten ist und den großen Baustoffaufwand am wenigsten lohnt, durch die billigere Lufterhitzerheizfläche ersetzt und die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Rauchgas und Kesselinhalt erhöht und somit auch eine Erhöhung der spez. Leistung der konvektiven Heizfläche erreicht. In welcher Größenordnung die Heizflächenbelastungen der direkt bestrahlten Heizflächen liegen, ergibt sich leicht aus der Größe der abgestrahlten Wärmemenge, die bei bekannter Verbrennungstemperatur aus dem It-Diagramm ermittelt werden kann, und aus der Größe der mittleren Heizflächenbelastung und der direkt bestrahlten Heizfläche. Die Form dieser Fläche ist dabei von nebensächlicher Bedeutung, es

wird lediglich die Projektion der wirklichen Fläche (z. B. der dem Rost zugekehrten Teile der beiden ersten Rohrreihen) auf die sie tangierend gedachte bestrahlte Fläche in Rechnung gezogen, und die Zahlenangaben spez. Leistungen treffen aus diesem Grunde bei Rohren nur für die Rohrscheitel der unteren Rohrreihe zu. In einem 500 m²-Kessel mit 15 m² bestrahlter (projizierter) Fläche mit einer mittleren Heizflächenleistung von 25 kg/m²h werden bei Verwendung kalter Verbrennungsluft $\sigma = 23\%$ der gesamten verfügbaren Wärme (Heizwert) abgestrahlt; das ergibt eine spez. Leistung der direkt bestrahlten Heizfläche von

$$\frac{0,23 \cdot 500 \cdot 25}{15} = 191,5 \text{ kg/m}^2\text{h};$$

bei 200° bzw. 400° Lufttemperatur erhöht sich σ auf 28% bzw. 35%, und die mittlere Heizflächenleistung soll auf 30 bzw. 35 kg/m²h gestiegen sein. Die Belastung der direkt bestrahlten Heizfläche erhöht sich dann bei 200° Luftvorwärmung auf

$$\frac{0,28 \cdot 500 \cdot 30}{15} = 280 \text{ kg/m}^2\text{h},$$

bei 400° Luftvorwärmung auf

$$\frac{0,35 \cdot 500 \cdot 35}{15} = 408 \text{ kg/m}^2\text{h}.$$

Das bedeutet, daß auf der direkt bestrahlten Heizfläche im ersten Falle nicht ganz 50%, im zweiten Falle über 100% Mehrleistung erzielt wurde, während dadurch zugleich die Verbrennungstemperaturen derart herabgemindert werden, daß eine Gefährdung der Feuerungsanlagen nicht eintritt. Die außerdem eintretende Leistungserhöhung der konvektiven Heizfläche ist zum Teil der Erhöhung der Wärmeübergangszahl vom Gas an die Heizfläche durch die Steigerung der Gasgeschwindigkeit, zum Teil der Erhöhung der mittleren Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wasser zuzuschreiben.

Es ist damit der Temperaturverlauf von der theoretischen Verbrennungstemperatur bis zum Austritt aus dem Kessel ins Auge gefaßt, da nur auf diese Art die Vergrößerung der Wärmeeinstrahlung deutlich gemacht werden kann. Aus der Betrachtungsweise, die die Temperatursenkung von der praktischen Verbrennungstemperatur in der Feuerung bis zum Austritt der Rauchgase aus dem Lufterhitzer verfolgt, kann

zwar auch durch die Erhöhung der Wärmeausnutzung auf die Leistungssteigerung veranschaulicht werden, es zeigt sich jedoch hier schon aus der gleichzeitigen Erhöhung der praktischen Verbrennungstemperatur, daß eine einfache Addierung der wiedergewonnenen Wärmemenge zu dem vorher nutzbar gemachten Wärmegefälle kein genaues Bild ergeben kann. Beim Vergleich von Luftvorwärmern mit Ekonomisern hat man zugunsten der Ekonomiser geltend gemacht, daß die wiedergewonnene Abwärme einen direkten Gewinn darstellt, während ein gleichgroßer Wiedergewinn bei Luftvorwärmern, bei welchen sich die wiedergewonnene Wärme zunächst erst auf der Gasseite befindet, noch mit dem Kesselwirkungsgrad multipliziert werden müsse. Diese arithmetische Behandlung der Abwärmefrage ist jedoch ganz unzulänglich, da sie weder auf die Verschiebung der Temperaturverhältnisse noch auf die Erhöhung des Gütegrades der Verbrennung Rücksicht nimmt, die in der Verminderung von Unverbranntem in den Herdrückständen, der Vermeidung von Rußbildung und Flugkoksverlusten, der vollkommenen Verbrennung der Gase und der Verminderung des Luftüberschusses (Erhöhung des CO_2 -Gehaltes) ihren Ausdruck findet.

Die Leistungssteigerung ist durch die Zugerzeugungsanlage begrenzt. Ist ein Unterwindventilator in Verbindung mit einem Saugzugventilator vorhanden, wie es für normale Verhältnisse bei Luftvorwärmung das Zweckmäßigste ist, da hier weder enge Leistungsgrenzen gezogen sind, noch die bei einfachen Unterwind- oder Saugzuganlagen möglichen Verluste (besonders Kohlenstoffverluste) auftreten, so liegt die Leistungserhöhung ganz in der Hand des Konstrukteurs, da die Ventilatoranlage danach bemessen werden kann. Die Rechnung vermag hier schon sehr genau über das zu erwartende Rauchgas- und Luftvolumen und seine Temperatur Aufschluß zu geben, während andererseits die Druckverluste im Lufterhitzer mit seiner Wärmeleistung zu einem wirtschaftlichen Optimum abzugleichen sind. Hierbei ist die Betriebsstundenzahl nicht ohne Einfluß, und es wird für kurze große Spitzen eine Anordnung, ähnlich der in Abb 24 gezeigten, die Anwendung einer Zugverstärkungsanlage mit Luftvorwärmung sehr empfehlenswert sein.

Bei natürlichem Zug oder bei Anwendung von Heißluft mit Unterwindventilator und natürlichem Zug ist zu beachten, daß eine bestimmte Endtemperatur zur Aufrechterhaltung des Zuges notwendig ist, daß andererseits der

Widerstand des Luftherhitzers auf der Gasseite bzw. auf der Gas- und Luftseite als zusätzlicher Widerstand hinzukommt, so daß eher mit einer Leistungsminderung und nur mit einer eng begrenzten Verbesserung des Wirkungsgrades zu rechnen ist. Luftvorwärmung bedingt die Anwendung künstlichen Zuges und setzt eine hohe Entwicklung der künstlichen Zug-

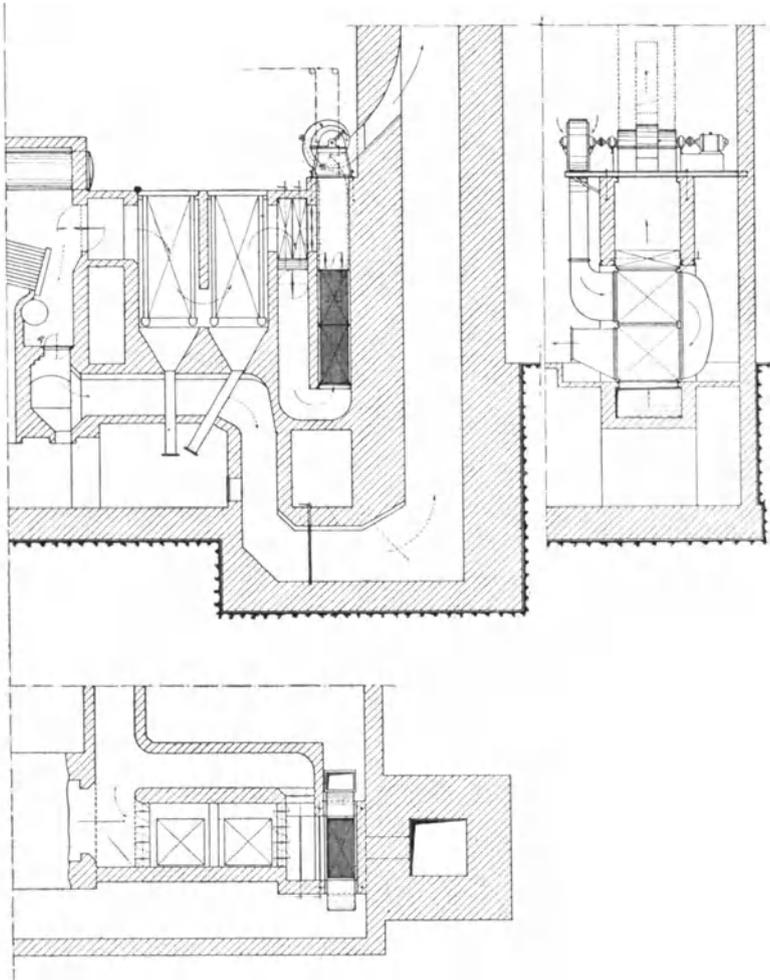


Abb. 24. Ekonomiser und Luftvorwärmer mit Zugverstärkung
(Ges. f. Ventilatorzug m. b. H., Charlottenburg).

erzeugung voraus. Manche Mißerfolge aus den Anfängen des Luftvorwärmerbaues gehen nur zu Lasten der Zusanlagen, und die meisten Einwände gegen die Luftvorwärmung treffen auf Luftvorwärmanlagen mit natürlichem Zug zu (vgl. S. 165).

Da die Leistungserhöhung die direkte Folge einer Verbesserung des Kesselwirkungsgrades ist oder gemeinsam mit einer Wirkungsgraderhöhung auftritt, soll diese Größe kurz betrachtet werden. Der Kesselwirkungsgrad, der Werte im Bereiche von 50 bis 90% annehmen kann, ist abhängig von der Belastung des Kessels, von der Kesselgröße, vom Brennstoff und von der Güte der Verbrennung. In der Wärmebilanz erscheinen gewöhnlich nur die hauptsächlichen Verluste: Abgasverlust, Verlust durch unverbrannte Gase und Verlust durch Unverbranntes in den Rückständen, während sich alles übrige in den Restverlusten findet, von denen der Wärmeverlust des Kessels an die Umgebung einen großen Teil ausmacht.

Um besonders den Einfluß der Kesselbelastung zu verdeutlichen, haben Funk und Ralston¹⁾ in folgender Weise diese Abhängigkeit in die Form einer mathematischen Gleichung gekleidet. Ausgehend von der Bilanzkurve, die den Wärmearaufwand in Abhängigkeit von der Wärmeleistung darstellt, gelangt man theoretisch, d. h. ohne Einbeziehung irgendwelcher Verluste, bei gleichen Maßstäben für den Wärmearaufwand (y) und die Wärmeleistung (x) zu einer geraden, unter 45° verlaufenden Linie (D in Abb. 25)

$$y = x. \quad (84)$$

Hierzu kommt ein konstanter Verlust

$$y = c, \quad (85)$$

der sog. Leerlaufverlust, der unter anderem auch die Ventilatorenarbeit und sonstige mechanische Antriebe im Leerlauf enthält. Als drittes sind diejenigen Verluste anzuführen, die mit wachsender Belastung ansteigen, so z. B. die Vergrößerung des Strahlungsverlustes, die Erhöhung der Abgastemperatur, die Steigerung des Verbrennlichen in der Asche, der wachsende Kraftverbrauch der Ventilatoren usw., Verluste, die mit wachsender Belastung stärker als linear zunehmen nach einem Gesetz von der Form

$$y = a \cdot x^b, \quad (86)$$

¹⁾ N. E. Funk und Farly C. Ralston, „Boiler Plant Economics“ Transactions Am. Soc. Mech. Eng. 1923, 45, 607.

worin $b > 1$ ist. Endlich ergeben sich, besonders bei sehr geringen Belastungen, Verluste durch die Schwierigkeit in der Aufrechterhaltung geringer Brennstoff-Schichtdicken durch

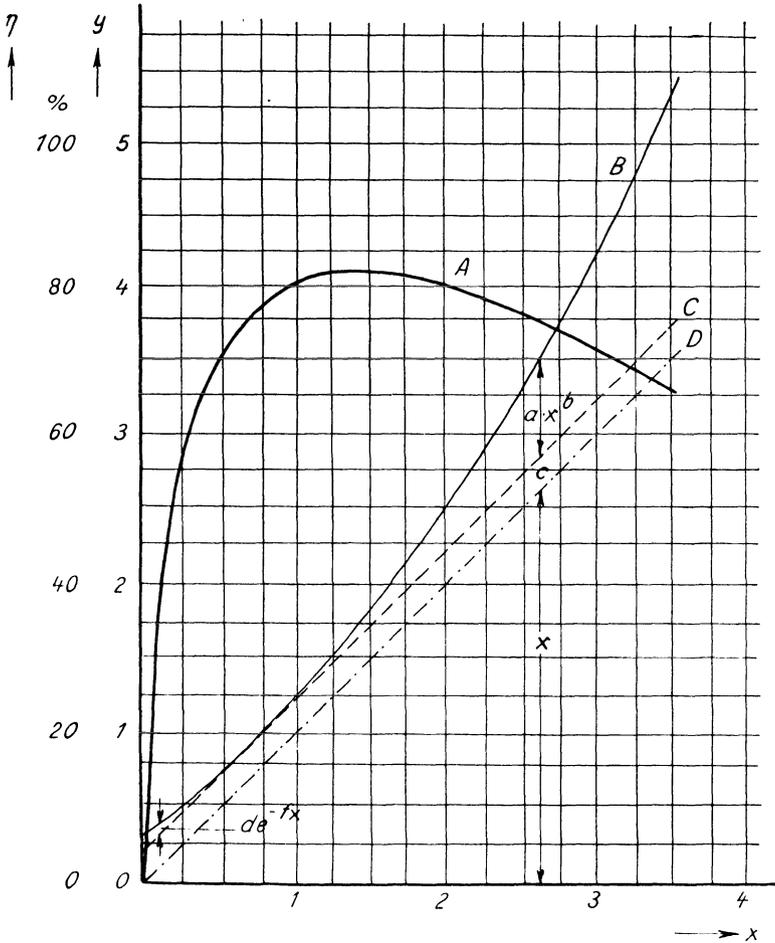


Abb. 25. Bilanz und Wirkungsgradkurve eines Dampfkessels.

die geringe Luftgeschwindigkeit und die niedrige Verbrennungstemperatur, die sich in die Form

$$y = d \cdot e^{-fx} \quad (87)$$

bringen lassen. Diese vier Größen addiert ergeben die Bilanzkurve (B in Abb. 25), die sich aus der Kesseluntersuchung ergibt, zu

$$y = x + a \cdot x^b + d \cdot e^{-fx} + c, \quad (88)$$

und daraus wird der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{x}{y} \quad (89)$$

für jede gewünschte Belastung ermittelt. Zur Zergliederung der experimentell gefundenen Bilanzkurve bildet man

$$z = y - x = a \cdot x^b - c, \quad (90)$$

was unter Vernachlässigung des Gliedes $d \cdot e^{-fx}$ den Gesamtverlust darstellt. Wählt man drei Punkte x_1 , x_2 und x_3 auf der Bilanzkurve so, daß $\frac{x_2}{x_1} = \frac{x_3}{x_2}$ wird, so wird

$$c = z_0 = \frac{z_2 - \frac{z_2 - z_1}{z_3 - z_2} \cdot z_3}{1 - \frac{z_2 - z_1}{z_3 - z_2}} \quad (91)$$

und für $x = 1$

$$z = a + c, \quad (92)$$

so daß die Berechnung von b übrigbleibt. Um die Größenordnung der Beiwerte zu zeigen, sei erwähnt, daß Funk und Ralston als Zahlenbeispiel für den von ihnen untersuchten Kessel angeben

$$y = x + 0,02 \cdot x^{3,46} + 0,27. \quad (93)$$

Darin ist $x = 100\%$ rating = 1 gesetzt¹⁾.

Die Einwirkung der Luftvorwärmung ändert nichts an dem Leerlaufverlust des Kessels, sondern wirkt sich nur an dem Glied

$$y = a \cdot x^b \quad (86)$$

besonders durch die Verkleinerung des Koeffizienten b aus. Die Erhöhung der Temperatur und die dadurch bedingte Reaktionsbeschleunigung ermöglicht auch bei hohen Belastungen guten Ausbrand, Vermeidung von Rußverlusten und unverbrannten Gasen, der Luftüberschuß kann gesenkt und damit die Ventilatorenarbeit entsprechend verkleinert

¹⁾ Die amerikanische Kesselleistungsangabe 100% rating bedeutet 16,4 kg/m²h.

werden; außerdem tritt durch die tiefe Abkühlung im Lufterhitzer, dessen Leistung im gleichen Sinne wie die Kesselleistung steigt, ein kleineres Volumen in die Ventilatoren ein als bei kalter Luft, dafür sind die Widerstände in dem Lufterhitzer und in den Leitungen oder Kanälen mit zu überwinden. Außerdem ist als erhöhter Verlust die Wärmeabstrahlung nach außen zu buchen, da die mittlere Gastemperatur höher liegt, ein Nachteil, der durch geeignete Konstruktion, besonders durch die Anwendung großer Strahlungsheizflächen, in sehr kleinen Grenzen gehalten werden kann.

Die Auswirkung der Luftvorwärmung zeigt sich in dem langsamen Anwachsen der Verluste mit der Belastung.

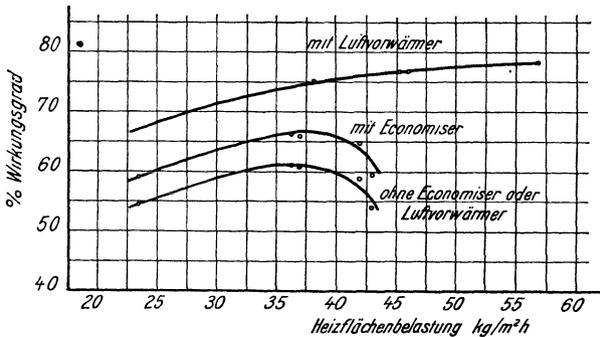


Abb. 26. Versuchsergebnisse an Flammrohrkesseln mit und ohne Luftvorwärmer (Ljungström).

Leistung und Wirkungsgrad werden nicht nur gesteigert, sondern der Verlauf der Wirkungsgradskurve wird zugleich flacher, d. h. das Maximum an Wirkungsgrad wird nicht nur an einem Punkt, sondern auf einem weiten Belastungsgebiet erzielt. Leistungssteigerung vor allem bringt keinen starken Wirkungsgradsabfall mit sich, wie es bei Anwendung kalter Luft immer der Fall ist, sondern eine Kesselanlage kann mit größten Überlastungen sehr wirtschaftlich arbeiten, die Ausnutzung des investierten Kapitals wird bedeutend gesteigert. Ein drastisches Beispiel ist in Abb. 26 dargestellt: Versuche mit und ohne vorgewärmte Luft (300 bis 360° Lufttemperatur) an einem Zweiflammrohrkessel mit Luftvorwärmer Bauart Howden-Ljungström¹⁾. Die guten Ergebnisse sind

¹⁾ Star paper Mill. Feniscowles.

besonders darauf zurückzuführen, daß der hoch beanspruchte handgefeuerte Kessel ohne Luftvorwärmer sehr unwirtschaftlich arbeitete, und daß man in richtiger Erkenntnis der Wirksamkeit hoher Luftvorwärmung die Lufttemperatur auf das für heutige Verhältnisse hohe Maß von 360° bei Höchstlast gebracht hat. In anderer Darstellung sind diese Ergebnisse in Abb. 27 eingetragen. Wie bei der Wirkungsgradskurve die Anschmiegung an die Hyperbel, ist in dieser Bilanzkurve die Anlehnung an die Diagonale der Gütemaßstab.

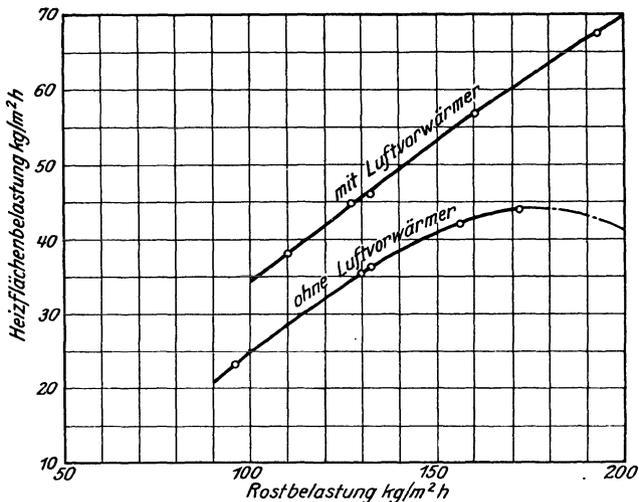


Abb. 27. Abhängigkeit der Heizflächenbelastung von der Rostbelastung. Versuche ohne und mit Luftvorwärmer (Bauart Ljungström).

Der wirtschaftlich wichtigste Gesichtspunkt bei Verwendung vorgewärmter Luft ist die erzielbare Brennstoffersparnis. Da mit der Wirkungsgradssteigerung zugleich eine Leistungssteigerung verbunden ist, so muß zur Berechnung der Brennstoffersparnis, die auf gleiche Leistung zu beziehen ist, eine kleine Umrechnung vorgenommen werden. Werden ohne Luftvorwärmung G kg Brennstoff vom Heizwert H_u verfeuert und ergeben den Wirkungsgrad η , so beträgt die erzielte Leistung

$$L = G \cdot H_u \cdot \eta. \quad (94)$$

Werden bei Anwendung der Luftvorwärmung G' kg Kohle vom Heizwert H'_u verbrannt und dabei der Wirkungsgrad η' und die Leistung

$$L' = G' \cdot H'_u \cdot \eta' \quad (95)$$

erzielt, so ist bei gleicher Leistung

$$G \cdot H_u \cdot \eta = G' \cdot H'_u \cdot \eta', \quad (96)$$

oder der Brennstoffminderverbrauch $(G - G')$ und die Ersparnis

$$\varepsilon = \frac{G - G'}{G} \quad (97)$$

in Prozenten.

Aus Gleichung (96) ergibt sich danach

$$\varepsilon = 1 - \frac{G'}{G} = 1 - \frac{\eta'}{\eta}, \quad (98)$$

oder bei ungleich großen Heizwerten

$$\varepsilon = 1 - \frac{H_u \cdot \eta}{H'_u \cdot \eta'}. \quad (99)$$

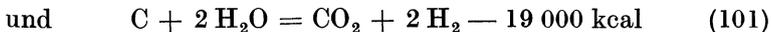
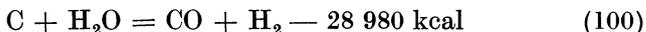
Wegen der starken Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Kesselbelastung ist diese Umrechnung nur dann anwendbar, wenn die beiden Vergleichsversuche bei annähernd gleichen Belastungsverhältnissen vorgenommen worden sind.

VI. Schwierigkeiten des Heißluftbetriebes.

Die Erhöhung der Verbrennungstemperatur wird vielfach als größtes Hindernis angesehen, das sich der Einführung des Heißluftbetriebes entgegensetzt. In vielen Fällen allerdings ist es nur das Ungewohnte, das den konservativen Betriebsleiter von Neuerungen abschreckt, während gezeigt wurde, daß durch Verbesserung des Luftüberschusses weit größere Temperatursteigerungen erzielt werden können als durch mäßige Luftvorwärmung. Andererseits muß zugegeben werden, daß manche ältere Kesselkonstruktionen für hohe Luftvorwärmung wirklich wenig geeignet sind. Bei Neuanlagen hingegen, bei denen auf veränderte Betriebsbedingungen Rücksicht genommen werden kann, sind unbedenklich die höchsten Luftvorwärmungen anwendbar. Als besonders gefährdet werden die Roste angesehen, und zwar be-

sonders die schmiedeeisernen und bewegten Teile daran. Gußeisen, das höchsten Temperaturen gewachsen ist, auch durch Kalorisierung, Chrom- oder Aluminiumüberzug verbessertes Roststabmaterial ist ohne Schwierigkeiten im Handel zu haben. Wirkliche Gefahr liegt nur dann vor, wenn die Kohlenasche zum Schmelzen kommt und als dünnflüssige Schlacke durch das Kohlenbett auf den Rost tropft. In diesem Falle ist das beste Mittel der Übergang zu einer geeigneteren Brennstoffsorte und die Verfeuerung dieser Kohle in der Staubfeuerung, in der die Schlacke flüssig abgezogen oder granuliert werden kann. Bedingung ist dabei eine weitgehende Auskleidung des Feuerraums mit Wasserrohren. Sodann gelten als besonders gefährdet die feuerfesten Materialien der Feuerraumwandungen. Auch hier gilt als einfachstes Mittel die intensive Kühlung durch Wasserrohre, durch Abstrahlung zur Heizfläche und durch Verkleinerung der Wandfläche, wozu S. 83 ein konstruktiver Weg gewiesen ist. Bei der Einführung der Kohlenstaubfeuerung traten dieselben Schwierigkeiten auf. Die ersten Konstruktionen waren vollkommen unzumutbare, konservative Anlehnungen an die bestehenden Kesseltypen, in welchen den Feuerraumwänden thermische, chemische und mechanische Belastungen zugemutet wurden, die das beste Material nicht vertragen kann. Erst auf dem Umweg über maßlose Überdimensionierung der Feuerräume gelangte man zur Rohrauskleidung und damit wieder zur Belastungssteigerung der Brennkammern, bis man schließlich unter Preisgabe der veralteten Kesseltypen zur steinarmen oder steinlosen Brennkammer gelangen wird.

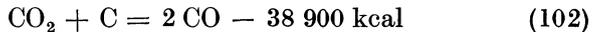
Bei Rostfeuerungen, insbesondere dann, wenn bestehende Anlagen mit Luftvorwärmung ausgerüstet werden, lassen sich die Gefahren zu hoher Rosttemperaturen durch geeignete Mittel umgehen. Hier wären vor allem zu nennen: Dampfsatz und Rauchgasrückführung. Wird Dampf unter den Rost geblasen, so wirkt die Brennstoffschicht wie ein Mischgasgenerator, der kaltgeblasen wird, d. h. der Wasserdampf tritt nach den Gleichungen



mit dem Kohlenstoff in Reaktion, indem er dem Brennstoffbett Wärme entzieht und dafür CO und H₂ als brennbare Gase liefert, die oberhalb der Brennstoffschicht abbrennen, wo sie dem Rost keine Gefahr bringen können. Wenig

empfehlenswert ist es, an Stelle des Wasserdampfes Wasser in die Brennstoffschicht einzuführen, etwa durch Anfeuchten des Brennstoffs, da in diesem Falle das Wasser zunächst verdampft werden müßte, was einen zusätzlichen Wärmezug bedeutet, der keine brennbaren Bestandteile liefert. Diese Entziehung hochwertiger Wärme würde die Vorteile der Luftvorwärmung u. U. vollständig zunichte machen.

Ein anderes, noch wirksameres Mittel ist die Rauchgasrückführung. Die Kohlensäure des Abgases tritt mit dem Kohlenstoff des Brennstoffbettes in Reaktion nach der Gleichung



d. h. die Wärmeentwicklung wird vom Rost hinweg in den Feuerraum verlegt, die Gasmenge durch die Vergasung nach Art eines Luftgasprozesses erhöht und damit ein Schutz des Rostes vor zu hohen Temperaturen erreicht. Entsprechend der höheren Gasausbeute, die schon durch die Erhöhung der Verbrennungslufttemperatur und außerdem durch diese Gasrückführung erreicht wird, muß der Feuerung eine entsprechend große Sekundärluftmenge zur vollständigen Verbrennung zugeführt werden.

Diese Rauchgasrückführung ist von der A. B. Ljungströms Ängturbin, Stockholm, mehrfach angewendet worden und hat zu guten Erfolgen geführt. Beispielsweise wurden die Betriebsschwierigkeiten der elektrischen Zentrale Vlissingen durch eine Rauchgasrückführung von 5% vollständig behoben. Lufterhitzerbauarten, wie z. B. alle Regenerativlufterhitzer, denen häufig das Hineintragen von Rauchgas in die Verbrennungsluft als „Undichtigkeit“ vorgeworfen wird, zeigen damit gerade eine für den Betrieb von Dampfkesselfeuerungen sehr günstige Eigenschaft, die man je nach Bedarf durch weiteren Rauchgaszusatz in ihrer Wirksamkeit unterstützen wird.

Nach einem Vorschlage von H. Dow¹⁾ werden die hohen Temperaturen dadurch vermieden, daß die Verbrennung zweistufig vorgenommen wird. Zunächst wird ein Teil des Brennstoffs mit der ganzen, hoch erhitzten Luft (425°), also mit sehr großem Luftüberschuß verbrannt, und sodann wird, nachdem die Feuergase beim Durchströmen des ersten Röhrenbündels des Kessels entsprechend abgekühlt worden sind, der restliche Brennstoff in einer zweiten Brennkammer

¹⁾ Mechanical Engineering, August 1926.

aufgegeben, wodurch die Gastemperatur wieder auf ihre frühere Höhe gebracht wird. Tatsächlich wird dadurch, wenn auch nicht mit einfachsten Mitteln, erreicht, daß infolge des hohen Luftüberschusses in der ersten Brennkammer, infolge des Aufheizens der bereits abgekühlten Gase in der zweiten Brennkammer und durch die geringe Belastung beider Brennkammern die Temperatur in erträglichen Grenzen gehalten wird.

Für das Verhalten der Lufterhitzer selbst im Betriebe sind drei Punkte im Auge zu behalten:

- die Beeinflussung der Zugverhältnisse,
- die Verschmutzung und
- die Korrosionsgefahr.

Über die zusätzlichen Widerstände des Lufterhitzers auf der Gas- und Luftseite wird an anderer Stelle zu sprechen sein. Die Gefahr großer Verschmutzung durch Rußansatz und die Anfressung durch den Säuregehalt stark unterkühlter Rauchgase besteht besonders im Augenblicke des Anfeuerns, wenn das unvollkommen verbrannte Gas durch die noch kalten Züge des Kessels und Lufterhitzers streicht. Es ist daher zu empfehlen, den Lufterhitzer durch eine Umföhrung auszuschalten und erst in Betrieb zu nehmen, wenn sich genügend hohe Temperaturen eingestellt haben.

VII. Kesselonderbauarten für hohe Luftvorwärmung.

Die Gefahren, die die Luftvorwärmung dem Kesselbetrieb dadurch bringen kann, daß die Temperaturen im Brennstoffbett oder in der Kohlenstaubflamme so hoch werden, daß der Aschenschmelzpunkt der verfeuerten Kohle erreicht wird, können durch die bereits erwähnten Mittel umgangen werden. Der Weg konstruktiver Vorkehrungen ist die intensive Kühlung des Brennstoffbettes und der Feuerraumwandungen bzw. der Flamme. Drei Möglichkeiten sind hier gegeben:

1. Kühlung durch Luft,
2. Kühlung durch Wasserrohre,
3. Kühlung durch Abstrahlung zum Kessel.

Die dritte Möglichkeit fällt mit der zweiten in gewissem Sinne zusammen, wenn die Kühlrohre in den Wasserumlauf des Kessels eingeschaltet sind.

Bei Rostfeuerungen führte die Entwicklung des Kesselbaues von kleinen, in den meisten Fällen für eine wirtschaftliche Verbrennung viel zu kleinen Feuerräumen zu immer größeren Brennkammern, die in den modernen amerikanischen Stokerfeuerungen wohl ihr Maximum erreicht haben dürften. In den alten Unterfeuerungen der Walzen- und Röhrenkessel und in den Innenfeuerungen der Flammrohrkessel wurde eine sehr intensive, oft unerwünscht große Kühlung des Brennstoffbettes erreicht, die Flamme wurde jedoch so schnell mit den kalten Kesselteilen in Berührung gebracht, daß eine unvollkommene Verbrennung und starke Rußbildung die unausbleibliche Folge war. Die Einführung der mechanischen Roste, insbesondere der bei uns vorherrschenden

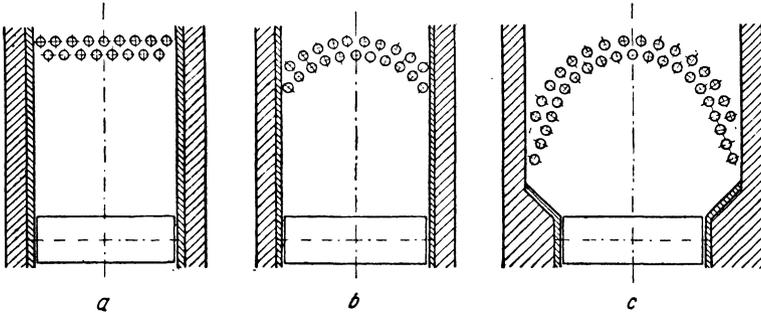


Abb. 28. Schnitt durch den Feuerraum eines Kessels bei verschiedener Rohranordnung (schematisch).

den Wanderroste, und die Leistungssteigerung der Kessel und Feuerungen machten die Vergrößerung notwendig und führten zu den Feuerräumen von den heutigen Ausmaßen, die etwa einen mittleren Höhenabstand zwischen der untersten Wasserrohrreihe und dem Rost von 2—4 m besitzen. Wird ein solcher Kessel, etwa ein normaler Sektional-Schräghrohrkessel, mit Unterwind und vorgewärmter Luft betrieben, so wird im allgemeinen die Rohrbelastung erheblich gesteigert werden können, was mitunter einen größeren, vor allem höheren Feuerraum notwendig macht. Ergibt die Rechnung oder der praktische Betrieb, daß die Temperatur auf dem Brennstoffbett und den Feuerraumwänden zu hoch ansteigt, so steht die Erhöhung der abgestrahlten Wärmemenge als der erfolgreichste Weg zur Abhilfe offen. Und zwar handelt es sich darum, konstruktive Maßnahmen zur Vergrößerung des Win-

kelverhältnisses φ zu finden. Eine Lösung stellt die Abb. 28b und c dar. Die die Wärmestrahlen aufnehmende Heizfläche des Kessels, die unterste Rohrreihe, die normalerweise geradlinig angeordnet ist, wie es der schematische Schnitt durch den Feuerraum in Abb. 28a zeigt, kann dadurch vergrößert werden, daß man den Rost durch die Heizfläche hallenartig überdacht, wenn man die seitlichen Sektionen der Wasserkammer etwas heruntersetzt, die mittlere etwas nach oben rückt. Konstruktiv bietet diese Lösung keine besonderen

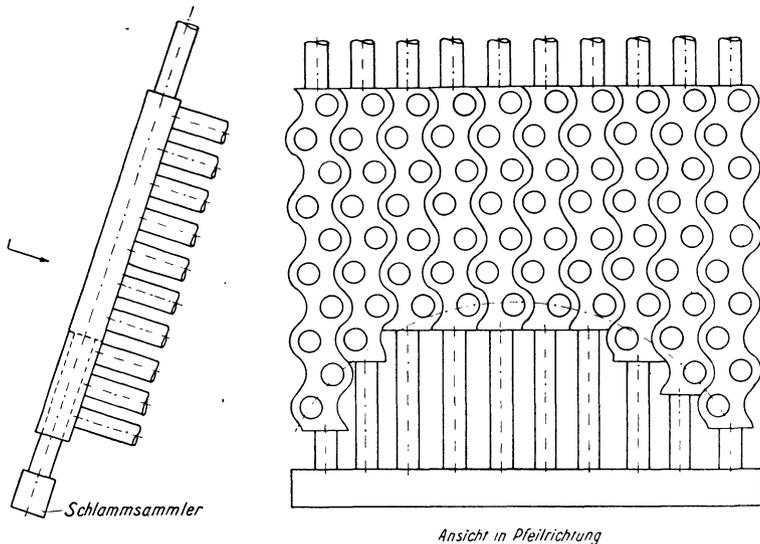


Abb. 29. Wasserkammer eines Sektionalkessels bei hallenartiger Rohranordnung nach Abb. 28b.

Schwierigkeiten. Der Schlamm-sammler, der unter der Kammer angeordnet wird, muß dann durch verschieden lange Rohre mit den einzelnen Sektionen verbunden werden¹⁾. Bei gepreßten Wasserkammern dürfte eine entsprechende Formgebung in einfacher Weise möglich sein. Mit dieser Anordnung sind eine Reihe beachtenswerter Vorteile verknüpft. Bei der normalen Anordnung (Abb. 28a) beträgt φ_{12} ungefähr 0,20 bis 0,23. Gemäß der Formel (60) wird dann das Winkelverhältnis für die Gesamtstrahlung ca. 0,60 bis 0,65 (direkte Strahlung des Brennstoffbettes und indirekte

¹⁾ Siehe Abb. 29.

Strahlung der Wand). Die Wand wird in einem Raumwinkel von 80 bis 77% der Halbkugel bestrahlt, woraus, Gleichgewicht vorausgesetzt, ihre mittlere feuerseitige Temperatur und aus ihrer Wärmeleitfähigkeit, dem Wärmeübergang an der Außenseite und der Temperatur der Umgebung der Wärmeverlust des Feuerraums nach außen annähernd berechnet werden kann. Die direkte Wärmestrahlung verteilt sich außerdem so, daß die mittleren Rohre am intensivsten bestrahlt werden, wo außerdem durch die Geschwindigkeitsverteilung der Feuergase im Querschnitt des Feuerraums der Wärmeübergang durch Konvektion am größten ist. Durch die Anordnung nach Abb. 28 b wird die wärmeaufnehmende Fläche nicht nur vergrößert, sondern durch das Herunterziehen der seitlichen Rohre zu einer gleichmäßigen gemacht werden, das Winkelverhältnis wird etwa 0,26 bis 0,28, und gleichzeitig wird das Verhältnis $\mu = \frac{F}{R}$ vergrößert, so daß φ auf etwa 0,70 bis 0,75 anwächst. Damit wird nicht nur die Temperatur des Brennstoffbettes verringert, ohne daß seine Leistung beeinträchtigt wird, sondern die Wandtemperatur wird durch die verbesserte Abstrahlungsmöglichkeit zur Heizfläche herabgesetzt, ein Teil wird außerdem von den Rohren vollständig abgeschirmt, so daß der Wärmeverlust nach außen wesentlich gemindert wird. Der Feuerraum kann dabei trotz der günstigen Abstrahlungsmöglichkeit die für den vollständigen Ausbrand der Flamme notwendige Größe und Höhe erhalten, insbesondere da es für die nach der Mitte hinschlagenden Flammen vor allem auf die Höhe über der Rostmitte ankommt. Bei der leicht variierbaren Form der unteren Rohrreihe kann man bei Doppelrosten die hallenartig angeordnete Heizfläche über der mittleren Trennmauer ein wenig, an den Außenseiten der Roste stärker herunterziehen und gelangt so zu einer doppelt geschwungenen Form. Wo es möglich ist, die Kesselbreite zu vergrößern, kann man die Rohre noch stärker nach außen ziehen, wobei die Wandflächen mehr oder weniger Neigung und damit eine ganz intensive Kühlung durch Abstrahlung erhalten. Der Feuerraum ähnelt damit mehr und mehr einem in Wasserrohre aufgelösten Flammrohr, und der Kessel bietet nahezu die Vorteile des Flammrohrkessels, während trotzdem mechanische Feuerungen und beliebig breite und große Roste untergebracht werden können. Entsprechend den verbesserten Abstrahlungsbedingungen können bei ge-

eignetem Brennstoff Lufttemperaturen von 250 bis 350° angewendet werden, insbesondere steht einer Anwendung noch heißerer Oberluft nichts im Wege.

Eine ähnliche Anordnung, die allerdings auf die Möglichkeit einer gleichmäßigen Wärmeverteilung auf die einzelnen Rohre verzichtet, ist von Dr.-Ing. H. Thoma vorgeschlagen worden¹⁾; hierbei werden nur die beiden äußeren Sektionen nach unten hin verlängert.

Eine andere, besonders für Steilrohrkessel geeignete Rohranordnung hat Dr.-Ing. W. Otte²⁾ angegeben, welche durch entsprechende Ausbiegung der Rohre einen dreifachen Zweck erreichen soll:

1. wird die Strahlung aufnehmende Heizfläche vergrößert (Vorteil gegenüber der Anordnung 2 in Abb. 30);

2. erhält das Rohrbündel größere Elastizität und Ausdehnungsmöglichkeit (Vorteil gegenüber Anordnung 2);

3. wird trotzdem eine vorzeitige, für den Kessel und die Verbrennung schädliche Berührung der Flammen mit den Wasserrohren vermieden (Vorteil gegenüber der Anordnung 1).

Der Vorteil der höheren Elastizität wird jedoch mit dem Nachteil der Verwendung gebogener Rohre erkauft, deren Reinigung naturgemäß etwas schwieriger ist.

Das Ideal, den Feuerraum ganz mit Heizfläche auszukleiden und so ein Maximum und Optimum der Abstrahlung zu erhalten, das in der Anordnung der Abb. 28c schon mit großer Annäherung erreicht worden ist, läßt sich bei Kohlenstaubfeuerungen erheblich leichter durchführen. Damit ist zugleich das Endglied und erstrebenswerte Ziel im Bau kohlenstaubgefeuerter Kessel gekennzeichnet. Die Möglichkeit,

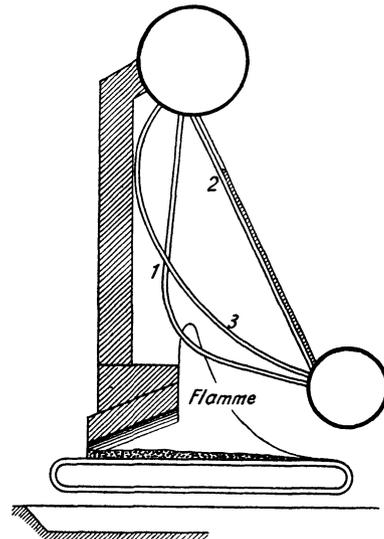


Abb. 30. Rohranordnungen für Steilrohrkessel („3“-Anordnung nach Otte).

¹⁾ „Hochleistungskessel“, Berlin: Julius Springer 1921.

²⁾ Z. bayr. Rev.-V. 28 (3 und 4) (1924).

bei genügend fein gemahlenem Brennstoff mit ganz geringem Luftüberschuß die höchsten theoretischen Verbrennungstemperaturen zu erreichen oder, mit anderen Worten, mit Feuergasen von höchster Qualität zu arbeiten, die den steilsten Temperaturabfall im Kessel, die niedrigste Abgastemperatur bei richtig bemessenen Heizflächen und somit die höchste Leistung bei höchstem Wirkungsgrad ergeben, bewirkt die Überlegenheit der Kohlenstaubfeuerung. Als wesentlich tritt noch hinzu, daß mit zunehmender Auskleidung der Feuerraumwandungen mit Wasserrohren mit dem Abnehmen oder gar dem vollständigen Verschwinden des Mauerwerks im Kessel die feuerseitige Elastizität so weit gesteigert wird, daß ein schnelles Aufsteigen und ein fast momentanes Absenken der Kesselleistung ohne Wärmeverluste möglich wird. Diese Vorteile werden sich besonders in einem über große Zeiträume gemessenen Betriebsdauerwirkungsgrad bemerkbar machen, der den Dauerwirkungsgrad eines normalen Rostkessels um mindestens 15 bis 30% zu übertreffen vermag. Der Kessel gleicht damit mehr und mehr einer Dampferzeugungsmaschine, die, automatisch reguliert, momentane Anpassungsfähigkeit an die geforderte Leistung besitzt, und deren Wasserinhalt die Rolle des Schwungrades übernimmt. Höchstdruckkessel können mit zusätzlichen „Schwungmassen“, d. s. Speiseraum und Dampfspeicher — etwa einem Ilgner-Umformer vergleichbar — ausgerüstet werden. Der ideale Kohlenstaubkessel besitzt einen oder ein System von Brennern, das durch die Brenneranordnung, die Art der Brennstoffaufgabe, die Zumessung der Träger, Primär- und Sekundärluft, endlich durch eine möglichst hoch vorgewärmte Verbrennungsluft eine vorzügliche Durchwirbelung der Brennstoffteilchen mit der Verbrennungsluft erreicht, ohne daß der Staub ausgeschleudert wird, wodurch eine kurze und sehr intensive Flamme erzielt wird. Um diese Flamme herum gruppieren sich die Wasserrohre, indem sie den für den vollständigen Ausbrand der maximal verfeuerten Kohlenmenge notwendigen Feuerraum bilden, ohne daß unverbrannte Gase, Ruß oder Flugkoks aus dem Feuerraum, in dem sie durch die entsprechend angeordnete Zufuhr der Sekundärluft den zur Verbrennung notwendigen Sauerstoff und die notwendige Zeit finden sollen, ausgetragen werden. Erst die restlos ausgebrannten Feuergase, die durch Strahlung auf eine Temperatur heruntergekühlt worden sind, bei der die Wärmeübertragung durch Konvektion die Wärme-

strahlung übertrifft, dürfen mit den Rohren in direkte Berührung gebracht werden, während die durch Gasumkehr oder Geschwindigkeitsverzögerung ausgetragenen Aschenbestandteile auf kalten Granulierrohren ihren Wärmeinhalt abgeben und damit eine für pneumatische oder Spülentaschung geeignete Form angenommen haben. Die Wasserrohre können je nach den konstruktiven Möglichkeiten, die das Kesselsystem zuläßt, ein- oder mehrreihig angeordnet werden mit verschiedenen Abständen bis zum extremsten Fall der dicht gesetzten Rohrwand. In einem solchen Falle kann die Luftvorwärmung bis auf eine durch die Festigkeitseigenschaften und die Lebensdauer der Konstruktionselemente gezogene Grenze gesteigert werden, die m. E. bei 400 bis 450° liegt, so daß der ganze Prozeß der Wärmeübertragung in ein höheres Temperaturgebiet verlegt und die spez. Heizflächenleistung ganz erheblich gesteigert werden kann. Bei dem niedrigen Preis der Luftvorwärmerheizflächen wird der Kesselpreis und damit zugleich der Dampfpreis ganz wesentlich herabgesetzt werden können, und der wirtschaftliche Radius der Dampfkraftanlagen dürfte selbst in den Domänen der Gas- und Ölmaschinen bedeutend erweitert werden.

Beispiele solcher Kesselkonstruktionen bilden die Rundkessel, wie z. B. der bekannte Bettington-Kessel, der allerdings in seinen ringförmigen Trommeln ungewöhnliche und daher teure Preßteile enthält, so daß die erbauende Firma, die Linke-Hofmann-Lauchhammer A.-G., Breslau, zu einer ähnlichen Konstruktion eines Spezial-Kohlenstaubkessels übergegangen ist, die nur normale, gerade Trommeln enthält. Der Brennstoff wird, wie aus Abb. 31 ersichtlich ist, von unten her in den Feuerraum eingeführt; die senkrecht nach oben gerichtete Flamme kehrt im Verbrennungsraum um, und das Abgas steigt seitlich durch die teils von Rohrheizfläche, teils von den Überhitzern eingenommenen Züge hoch, um oben nach Durchstreichen eines Röhrenluftvorwärmers in den auf dem Kessel befindlichen Blechschornstein abgezogen zu werden. Die in der heißesten Zone liegenden Rohre sind mit einer dünnen, feuerfesten Schicht abgedeckt.

Eine noch stärkere Besetzung mit Rohren ohne Abdeckung besitzt der viereckige Feuerraum des „Dampferzeugers der Combustion Engineering Corporation (Wood-Kessel)“, in welchem alle vier Wände aus Röhren gebildet werden, während nur in den Ecken geringe Überbleibsel von Mauerwerk zu

finden sind. Die vier in den Ecken angebrachten Brennerblasen mit sehr hohen Einblasegeschwindigkeiten derartig an die Peripherie eines kleinen Kreises, daß ein zyklonartiger

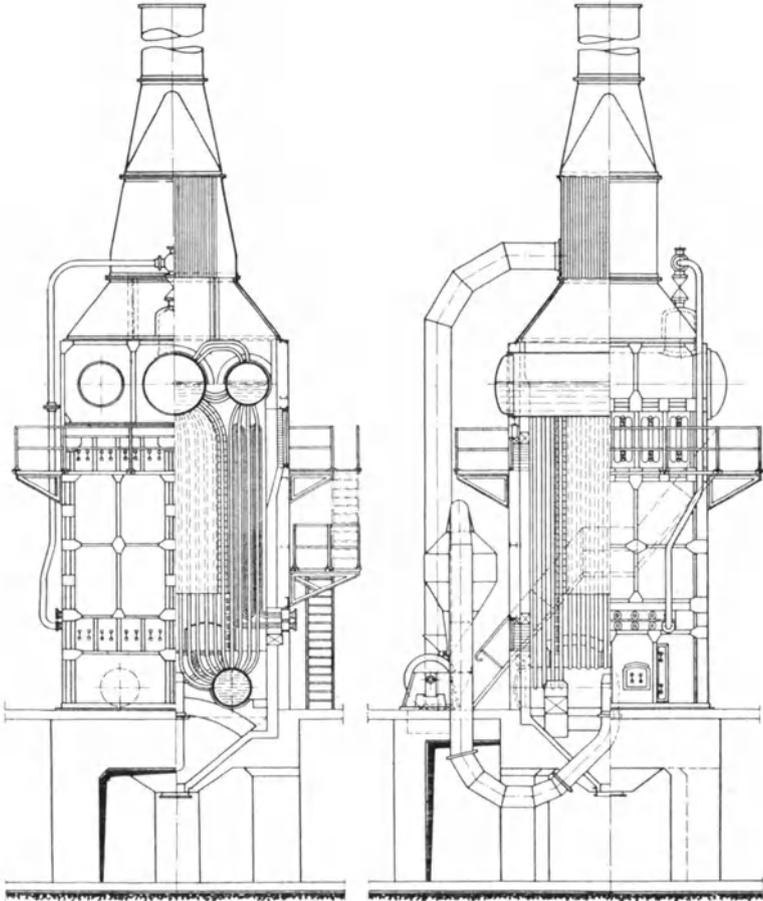


Abb. 31. Kohlenstaubkessel der Linke - Hofmann - Lauchhammer - A.-G., Breslau.

Feuerwirbel entsteht, was zu einer schnellen und vollständigen Verbrennung des Staubes führen soll.

Während in diesen Kesseln die Verwendung von möglichst geraden Trommeln und die Rücksichten auf guten Wasser-

umlauf dem Konstrukteur einige Beschränkung auferlegen, gibt der Benson-Dampferzeuger die Möglichkeit, jede beliebige Form und Größe des Feuerraums und der Heizfläche anzuwenden. Dieses Verfahren der Dampferzeugung besteht bekanntlich darin, daß das Speisewasser von der Speisepumpe auf oder über den kritischen Druck des Wassers (225 at) gebracht und in einem Röhrensystem erhitzt wird, wobei es am kritischen Punkt (225 at 374 °) ohne Verdampfungserscheinung in Dampf (Heißdampf) übergeht. Bei einer Temperatur von etwa 400 ° wird der Dampf auf einen Druck gedrosselt, der um das Maß des Druckabfalles im nachfolgenden Überhitzer über dem gewünschten Gebrauchsdruck (200 bis 100 at) liegt, der den durch Drosselung gekühlten Dampf auf die gewünschte Endtemperatur (400 bis 500 °) bringen soll. Da weder Verdampfungserscheinungen auftreten, die Trommeln, Ausdampfoberflächen oder dergleichen notwendig machen, noch auf Wasserumlauf, der hier durch die Pumpe ein zwangläufiger ist, Rücksicht genommen zu werden braucht, ist jede Formgebung möglich. Als sehr günstig erweist sich die Rundkesselanordnung unter Wegfall jeglichen Mauerwerks und unter Anwendung sehr hoher Luftvorwärmung, die bei der denkbar günstigsten Abstrahlungsmöglichkeit ($\varphi = \infty 1$) keine Schwierigkeiten bereitet und den Zündvorgang gut unterstützt.

Endlich seien die Schiffskessel, wie Schulz-Tornicroft-, Normand- und Yarrow-Kessel, in denen bereits mit großen Winkelverhältnissen gearbeitet wird, erwähnt, wie ja auch die Luftvorwärmung lange vor dem stationären Kesselbetrieb im Schiffsbetrieb vereinzelt Eingang gefunden hat.

Von der zweiten Kühlmöglichkeit, der Luftkühlung, wird in vielen Kohlenstaubkammern in Verbindung mit Wasserkühlung Gebrauch gemacht, indem drei oder vier Raumwände mit Wasserkühlung ausgestattet werden, während an der vierten die Verbrennungsluft außen entlanggeführt und an geeigneter Stelle als Sekundärluft in die Kammer geleitet wird. Luftkühlung allein kommt im Dampfkesselbau kaum noch vor, wohl aber im Ofenbau, wo auf die Delbag-Druckfeuerung als eine der bekanntesten Ausführungsformen hingewiesen sei. In dieser Feuerung tritt die Verbrennungsluft durch dünne, nur wenige Millimeter große Löcher durch den Stein, der auf diese Weise gut gekühlt wird. Der geringe Überdruck der Luft genügt, um das Loch in dem Falle, daß die äußerste Steinschicht durch die intensive Hitze zum Erweichen und Abtropfen kommt, dauernd offen zu halten.

VIII. Luftvorwärmer-Bauarten.

Rekuperatoren.

Die Bauarten der Luftvorwärmer lassen sich nach dem Prinzip des Wärmeaustausches, das sie verwirklichen, in zwei Gruppen einteilen: Rekuperatoren und Regeneratoren.

Rekuperatoren sind Wärmeaustauscher, die aus zwei, durch eine Zwischenwand getrennten Kanälen bestehen, von denen der eine nur Gas, der andere nur Luft führt. Die Wärme der heißeren Gase wird durch Konvektion und Leitung 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. Die Wärmeübergangszahlen vom Gas an die Wand und von der Wand an die Luft sind bei den gewöhnlich angewendeten Gas- und Luftgeschwindigkeiten von 5 bis 20 m/sec von der Größenordnung 20 bis 60 kcal/m²h °C, demgegenüber die Wärmeleitahlen beim Durchleiten durch die Trennwände vollkommen zurücktreten. Wandstärke und -material können daher nach Festigkeitsrücksichten, fabrikatorischen und sonstigen Gesichtspunkten ausgewählt werden. Bezüglich der Wandstärken ist zu beachten, daß mit einem Angriff von schwefliger Säure und Salpetersäure, die dem Rauchgas entstammen, gerechnet werden muß, so daß ein gewisser Sicherheitszuschlag für etwaige Korrosionen gemacht werden muß. Als Material wird am häufigsten Schmiedeeisen verwendet. In einigen Sonderfällen, wo es sich um besonders hoch beanspruchte Apparate handelt, kommen auch legierte Stähle in Frage, die jedoch des Preises wegen in den meisten Fällen unwirtschaftlich sein dürften. Von besonderem Oberflächenschutz, wie Chromatisierung usw., ist bisher noch kein Gebrauch gemacht worden. Korrosionsfest und für hohe Temperaturen geeignet ist Gußeisen als Baustoff, das von einigen Firmen bereits zu diesem Zweck verwendet wird. Insbesondere kommen hier Hämatit und Guß von perlitischem Gefüge in Frage. An dieser Stelle wären noch die Spezialgußsorten Alferon der Fa. Meier & Weichelt und der „Krupp-Sonderguß“ zu nennen, die als besonders temperaturbeständig gelten.

Da die Wärmeübertragung mit ungefähr der 0,8ten Potenz der Geschwindigkeit wächst, ist eine hohe Geschwindigkeit von Gas und Luft zur Steigerung der Heizflächenleistung

erstrebenswert. Da ferner der Einfluß der Wärmeleitung durch die Trennwand in dem Augenblick unangenehm fühlbar wird, wo sich die Heizfläche mit einer Rußschicht belegt, so ist zur Vermeidung von Ruß- und Flugstaubansätzen die reinigende Wirkung hoher Gasgeschwindigkeiten sehr erwünscht. Andererseits jedoch wächst der Druckverlust (Zugverlust) mit ungefähr der 1,75ten Potenz der Geschwindigkeit und kann bei dem kleinen hydraulischen Radius der meist sehr engen Kanäle beträchtliche Werte annehmen. Die Wahl der Geschwindigkeiten ist daher, wenschon in weiten Grenzen variierbar, nicht willkürlich, sondern Heizflächenleistung, Heizflächengröße und Anschaffungspreis müssen mit dem Druckverlust bzw. Zugverlust und der Ventilatorarbeit, d. h. den Betriebskosten, zu einem wirtschaftlichen Optimum abgeglichen werden. Weitere Zugverluste entstehen in den Kanälen, die zum Luftvorwärmer hin und von ihm weg führen, besonders wenn sie scharfe Krümmungen, Verengungen u. dgl. enthalten, und beim Ein- und Austritt des Luftvorwärmers, weshalb eine möglichst zweckmäßige Formgebung der Ein- und Austrittskanten, die eine Düsenform erhalten sollen, bevorzugt wird. Gegebene räumliche Verhältnisse und Begrenzung der zulässigen Zugverluste — insbesondere, wenn der Kessel und der Luftvorwärmer mit natürlichem Zug arbeiten und dabei eine bestimmte, durch die Schornsteinleistung begrenzte Höchstleistung erzielen soll — können daher von großem Einfluß auf die Abmessungen der Kanalquerschnitte und der Heizflächenleistung sein. Es ist aus diesen Gründen nicht berechtigt, aus der Heizflächenleistung auf die Güte eines Vorwärmers zu schließen, da bei gleichen Geschwindigkeiten bei allen Fabrikaten ungefähr gleiche Leistung erzielt werden kann. Von praktischer Bedeutung ist der Einbau unter weitgehender Vermeidung von Zugverlusten, die Ausbildung der Eintrittskanten, die Dichtigkeit im Betriebe, Korrosionsschutz und die Vermin- derung der Heizflächenverschmutzung, die die Wärmeleistung beeinträchtigt und durch die Verengung der Kanäle die Druckverluste weiter steigert bzw. den Gasdurchlaß verringert.

Die Gas- und Luftführung kann im Gegenstrom, Gleichstrom oder Kreuzstrom erfolgen. Am vorteilhaftesten ist der Gegenstrom, während der Kreuzstrom besonders einfache Gas- und Luftführung ergibt und Richtungsänderungen im Vorwärmer vermeidet, also für Gas und Luft einen „geraden

Durchblick“ ergibt. Bei der Kombination mehrerer, im Kreuzstrom arbeitender Vorwärmerelemente wird jedoch auch hier eine Richtungsänderung erforderlich.

Röhrenluftvorwärmer.

Engste Anlehnung an die Ekonomiser führte zum Bau der Röhrenluftvorwärmer. Sie gestatten, verhältnismäßig leicht defekte Rohre auszuwechseln, und lassen sich in sehr großen Rohrlängen herstellen. Die Rohrdurchmesser liegen etwa in den Grenzen von 50 bis 100 mm Durchmesser, in Längen bis zu 6 m und mehr. Die Rohre werden in Blechplatten von 5 bis 10 mm Stärke eingewalzt.

Die älteren Luftvorwärmer waren meist Röhrenluftvorwärmer. Marland verwendete beispielsweise in seinem 1880 in Lawrence, Mass., aufgestellten Luftvorwärmer 2- und 3 zöllige Rohre, die konzentrisch ineinander gesteckt und ca. 6 m lang waren. Das Gas wurde durch die 2 zölligen 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 33zölligen Außenrohre fortfielen und die Luft durch geeignete Leitbleche im Kreuzstrom um die Rohre herumgeführt wurde.

Die Anordnung kann so erfolgen, daß entweder die Luft durch die Rohre und das Gas um die Rohre herumströmt oder umgekehrt. In allen Fällen werden die Rohre möglichst dicht und versetzt angeordnet. Nach einem Vorschlag von Petersen und Brill²⁾ können die Rohre derartig versetzt werden, daß die Rohre einer Reihe unter sich parallel liegen, mit den Rohren der dahinterliegenden Reihe jedoch mit den Rohrachsen einen spitzen Winkel einschließen. F. W. Green³⁾ will durch Einlage schraubenförmiger Leitbleche, die außerdem zur Erhöhung der Turbulenz schräge Leitplatten, Vorsprünge u. dgl. erhalten, den Wärmeübergang in den Rohren verbessern, wobei jedoch mit einer bedeutenden Erhöhung des Druckverlustes gerechnet werden muß. Einen eigenartigen Vorschlag zur Rohrbefestigung, die ein bequemes Auswechseln bezweckt, enthält D.R.P. 416 746 von W. Bloess. Die mit Falzdichtung in die obere Rohrwand eingreifenden

¹⁾ Siehe S. 170.

²⁾ D.R.P. 347 480, Kl. 24, K. 4.

³⁾ D.R.P. 199 848, Kl. 24, K. 4.

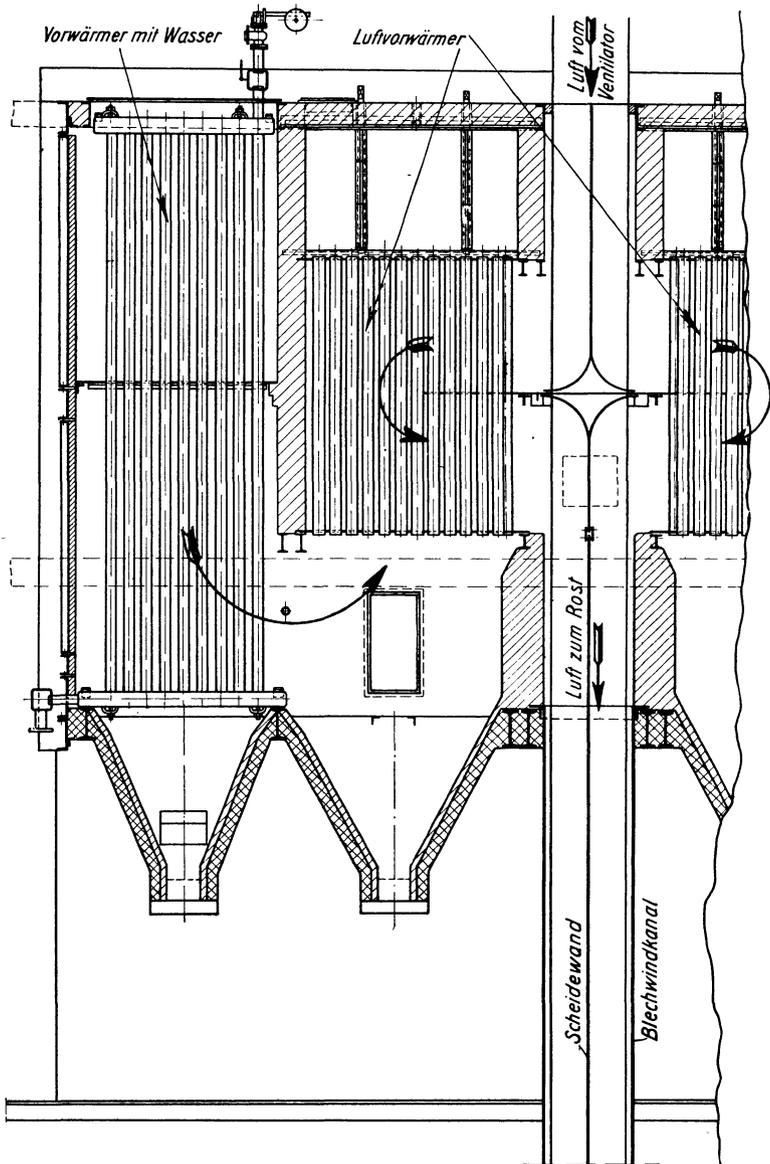


Abb. 32. Röhrenluftvorwärmer (Babcock und Wilcox).

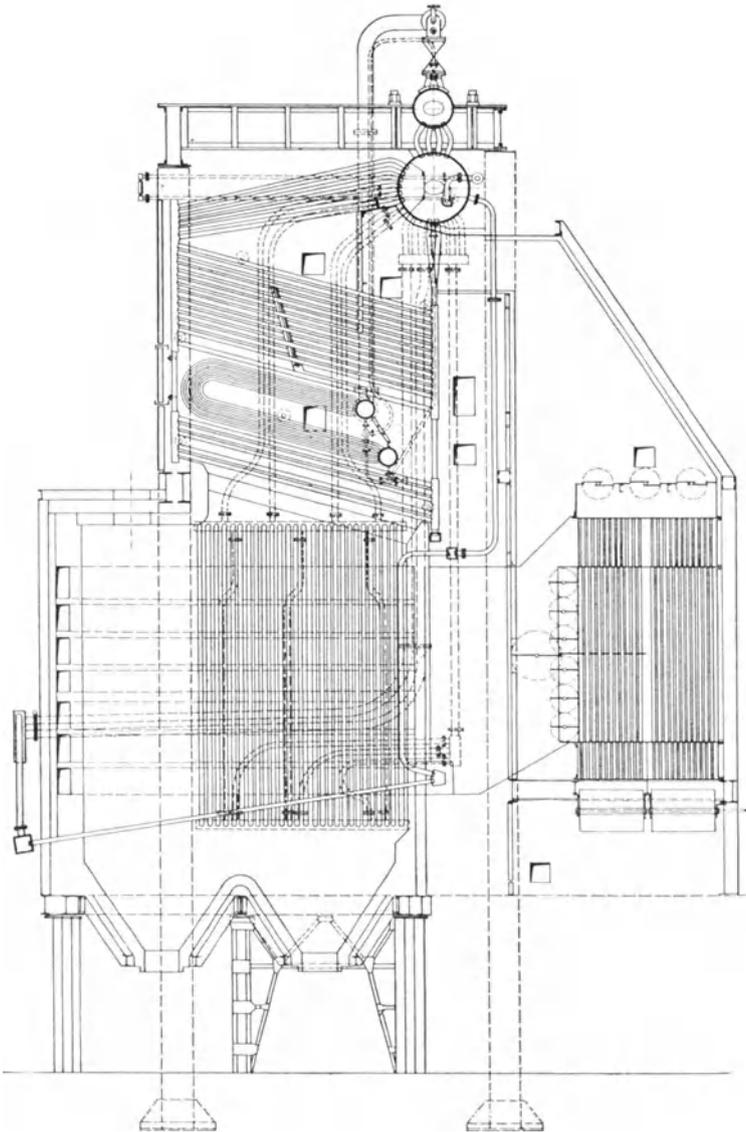


Abb. 33. Kohlenstaubkessel der Deutschen Babcock und Wilcox-Dampfkesselwerke A.-G. mit Röhrenluftvorwärmer.

Rohre sind unten mit keilförmigen Randleisten nach Art eines Bajonettverschlusses befestigt.

Ausführungsbeispiele von Röhrenluftvorwärmern zeigen Abb. 32 und 33, in welchen Konstruktionen der Deutschen Babcock und Wilcox - Dampfkesselwerke, Oberhausen, dargestellt sind. Die Röhrenluftvorwärmer Abb. 32 enthalten 576 Rohre von 108 mm Durchmesser und 2560 mm Länge und 430 m² Heizfläche. Die Heißluftkanäle beider Vorwärmer sind durch eine Blechscheidewand getrennt, so daß im Notfalle auch ein Vorwärmer allein betrieben werden kann. Abb. 33 zeigt einen Babcock-Kohlenstaubkessel mit wasser- und luftgekühlter Brennkammer von bekannter Bauart. Der Luftvorwärmer besteht aus konzentrischen Rohren von 78 und 108 mm

Durchmesser, in welchen die von vorn kommende kalte Luft unten eintritt, durch den Ringspalt zwischen den beiden konzentrischen Rohren emporsteigt und sich erwärmt, um dann von oben an einer oder beiden Seiten des Kessels zu der Vorderwand der

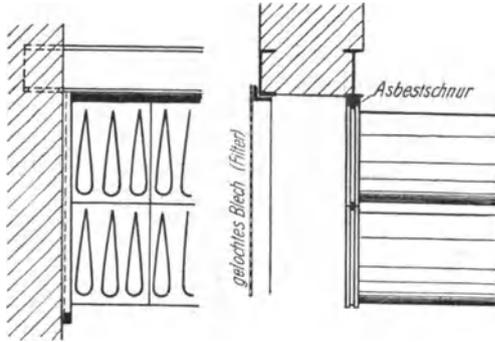


Abb. 34. Röhrenlufterhitzer, Bauart Föge.

Brennkammer geführt zu werden. Das Rauchgas kommt zum Teil durch die inneren Rohre hindurch, zum Teil um die äußeren Rohre, im Kreuzstrom geführt, herum, so daß die Heizfläche beider Rohre gleichmäßig beansprucht ist und die in 15 mm Schichtdicke strömende Luft von innen und außen beheizt wird.

Um hohe Gasgeschwindigkeiten anwenden zu können und dennoch den Druckverlust auf ein Minimum heruntzudrücken zu können, wendet Dipl.-Ing. Föge, Hannover, Rohre von tropfenförmigem Querschnitt an, die, mit dem dicken Ende dem Gasstrom entgegengestellt, bekanntlich den geringsten Druckverlust beim Umströmen ergeben. Die Rohre werden in Elementen von je 3 Rohren mit je einem viereckigen Flansch zu beiden Seiten zusammengefaßt und können so in einem Rahmen zu einem Vorwärmer zusammengesetzt werden (Abb. 34). Dadurch ist allerdings für die in

den Rohren strömende Luft der hydraulische Radius ungünstiger als bei normalen runden Rohren. Immerhin läßt sich, ehe nicht eingehende Versuche vorliegen, kein abschließendes Urteil bilden, ob diese Rohre, die offenbar teurer herzustellen sind als normale Rohre, durch ihre Vorteile den normalen Röhrenluftvorwärmern in wirtschaftlicher Hinsicht gleichkommen oder sie übertreffen. Neben dieser Konstruktion werden von der Firma (Wärmefang und Ventilatorenbau, Dipl.-Ing. H. Föge, Hannover) in ähnlicher Weise Röhrenluftvorwärmer mit runden und ovalen Rohrprofilen in Gußeisen und Schmiedeeisen ausgeführt.

Rohre von rechteckigem Querschnitt verwendet der gußeiserne Luftvorwärmer Bauart Green. Je 4 Rohre von 762 mm Länge mit rechteckigen Flanschen und 4 Schrauben

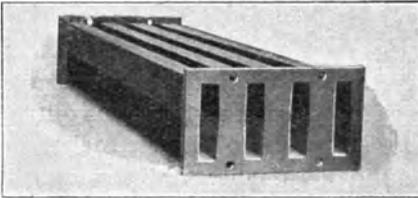


Abb. 35. Element des Greenschen Luftvorwärmers.

bilden ein Element von $0,88\text{m}^2$ Heizfläche (außen gemessen) und 36 kg Gewicht. Die Elemente können in jeder gewünschten Weise über- und hintereinander geschaltet 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 der Abb. 35 ersieht, ist bei der Formgebung der Kanäle auch bereits auf Verringerung des Widerstandes Rücksicht genommen. Gußeiserne Vorwärmer haben gegenüber den schmiedeeisernen bedeutend höheres Gewicht, sie sind indessen den Anfressungen säurehaltiger Rauchgase und hohen Temperaturen besser gewachsen, so daß mit größerer Lebensdauer zu rechnen ist. Die Wärmeübertragung wird durch das Material nicht beeinflusst.

Plattenluftvorwärmer.

Platten- oder Taschenluftvorwärmer suchen den Gas- und Luftstrom in möglichst dünne Schichten aufzuteilen, um dadurch die für den Wärmeübergang günstigen Geschwindigkeiten zu erzielen und auf möglichst kleinem Raum eine große Heizfläche unterzubringen. Zwischen je 2 Gaskanälen kommt dann ein Luftkanal zu liegen, während man die äußeren

Kanäle zur Luftführung benutzt, um Strahlungsverluste nach außen zu vermeiden. Für den Gasweg wählt man mit Vorliebe den geraden Durchgang, während die Luft von der einen oder anderen Seite herangeführt beim Eintritt und beim Austritt einen Richtungswechsel erfährt oder im Kreuzstrom, dann ebenfalls mit geradem Durchgang, durch den Apparat geleitet wird. Daraus ergibt sich eine sehr große Zahl von Möglichkeiten der Gas- und Luftführung, des Einbaues, der Lage, senkrecht, wagerecht, schräg usw., so daß im allgemeinen bei Kesselkonstruktionen Lage des Gasaustrittes, verfügbarer Raum und zweckmäßigste, d. h. verlustfreieste Gas- und Luftführung für die Form und Anlage ausschlaggebend sein wird.

Gas- und Luftquerschnitte werden gewöhnlich 10 bis 25 mm breit gemacht, je nachdem, welche Geschwindigkeiten erreicht werden sollen. Eine weitere Verengung scheint im allgemeinen nicht sehr ratsam, da sonst leicht ein Zusetzen der Kanäle, starke Querschnittsverengungen, durch geringen Rußansatz und geringes Ausbeulen der Bleche bei der Erwärmung unerwartet hohe Druckverluste und damit eine Herabminderung der Gasdurchsatzmenge und der Gesamtleistung hervorrufen können. Der Querschnitt ergibt sich nach der Berechnung je nach dem verfügbaren Raum, der verfügbaren oder gewünschten Höhe und der mit den Zug- und Druckverlusten zu einem wirtschaftlichen Optimum abzugleichenden Heizflächenbelastung und fällt bei verschiedenen Ausführungen verschieden aus, weshalb viele Firmen keinen bestimmten Plattenabstand einhalten, sondern diesen den jeweiligen Bedürfnissen anpassen. Die meisten Ausführungen liegen bei 10 bis 20 mm Plattenabstand, wobei der Luftquerschnitt meist etwas kleiner gewählt wird als der Gasquerschnitt unter Verwendung von 3 mm starken Blechen.

Die Platten werden entweder zu einzelnen Taschen oder größeren Elementen oder zu ganzen Vorwärmerkörpern vereinigt. Als Verbindung kommen in Frage Schichtung, meist in Verbindung mit besonderen Klemmvorrichtungen, Nietung, Schraubenverbindung mit durchgehenden Bolzen und Schweißung.

Lose gestapelte Bleche nach dem Vorschlag von L. Hönigmann¹⁾ als Austauscher zu verwenden, die lediglich in eine Nut der seitlichen Anschlußstücke eingreifen, dürfte wenig praktischen Erfolg haben, zudem können nur horizontal

¹⁾ D.R.P. 314 782, Kl. 24, K. 4.

liegende Kanäle gebildet werden, der Vorwärmer besäße also nicht die ihm sonst eigene Anpassungsfähigkeit an alle gegebenen Raumverhältnisse.

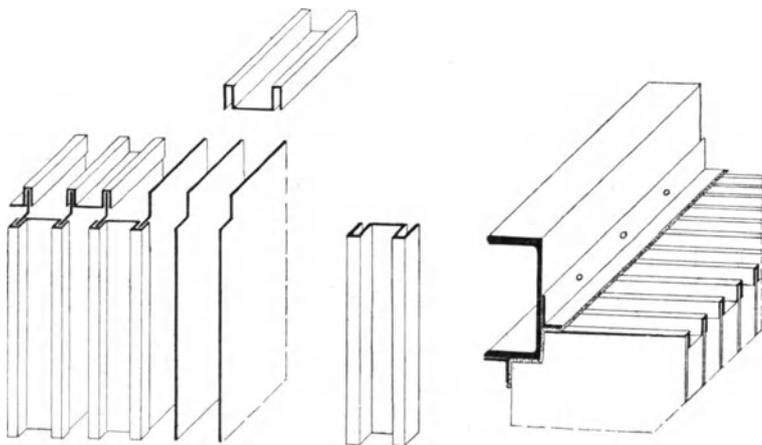


Abb. 36. Luftvorwärmer „Airéco“.

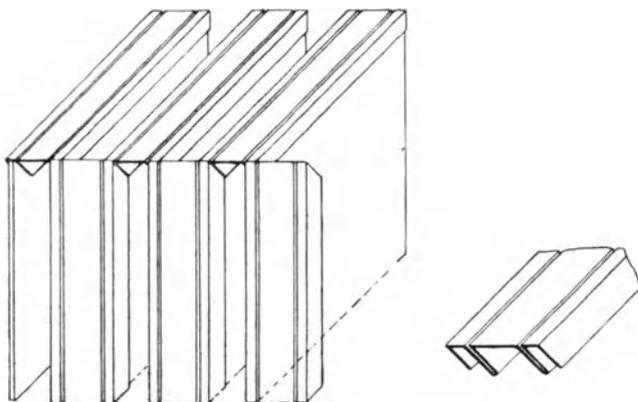


Abb. 37. Luftvorwärmer „Airéco“.

Lose nebeneinander gestellte Bleche, die durch die horizontalen und vertikalen Seitenabschlüsse im gewünschten Abstand gehalten und gedichtet werden und die in den äußeren Rahmen des Vorwärmers eingespannt werden, weist

die französische Konstruktion „Airéco“ auf. Abb. 36 und 37 zeigen zwei verschiedene Ausführungsmöglichkeiten. Bei der einen sind die vier Ecken der Bleche so ausgeschnitten, daß sich unter Zwischenlage einer Asbestdichtung die Rahmenträger als Abdichtung einfügen und die daran befestigten Winkel die entsprechend gefalteten Distanzhalter und Seitenabschlüsse in ihrer Lage festhalten. In der zweiten Form ist das Ausschneiden der Bleche vermieden, die Profilbleche stoßen mit ihren um 45° abgeschragten Köpfen direkt zusammen.

In dem Luftvorwärmer „Thermix“ von Emile Prati-Daniel, Paris, wird die Abdichtung der Platten und Taschen gegeneinander dadurch bewirkt, daß starke Schraubenfedern

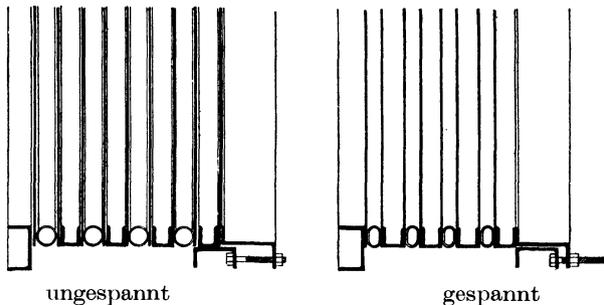


Abb. 38. Luftvorwärmer „Thermix“.

von $\frac{3}{16}$ '' bis $\frac{1}{4}$ '' Durchmesser mit etwa einer Wendung pro Zoll abwechselnd mit U-Eisen in die Kanäle eingelegt werden, und daß durch außenliegende Bolzen das ganze Blechpaket stark zusammengepreßt wird (Abb. 38). 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. Clarke ¹⁾ untersuchte einen Luftvorwärmer der Colfax Station der Duquesne Light Comp., den die Co m-

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

bustion Engineering Corp., New York, nach Entwurf der Underfeed Stoker Comp., Ltd., London, gebaut

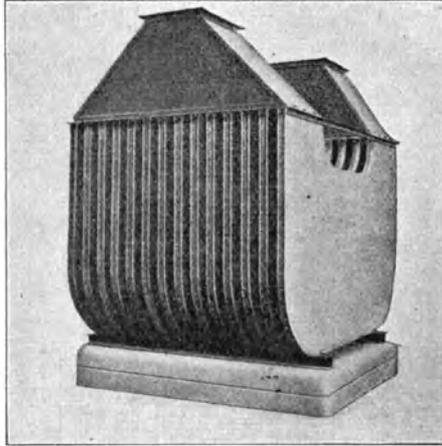


Abb. 39. Gefa-Lufterhitzer (Gesellschaft für Abwärmeverwertung, Berlin-Reinickendorf).

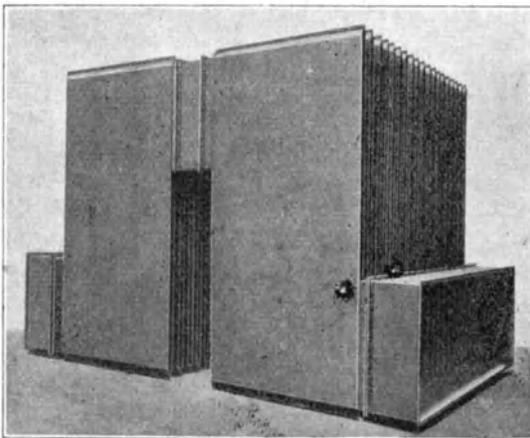


Abb. 40. Abas-Taschenlufterhitzer (Abwärme-Ausnutzung und Saugzug G. m. b. H., Berlin).

hatte, und der durch Nieten und Verstemmen gedichtet war. Durch das Verwerfen der Bleche war der Vorwärmer so un-

dicht geworden, daß der CO_2 -Gehalt im Luftvorwärmer um ca. $1\frac{1}{2}$ bis 2% abgenommen hatte. Die damit verbundene Temperatursenkung der Rauchgase konnte daher nicht ohne

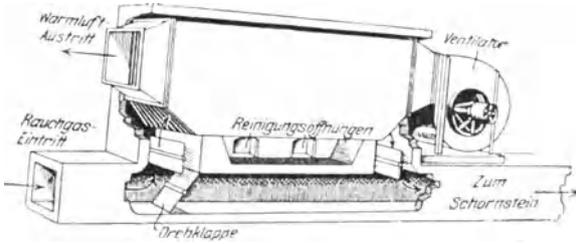


Abb. 41. Einbau eines Luftvorwärmers (Abas).

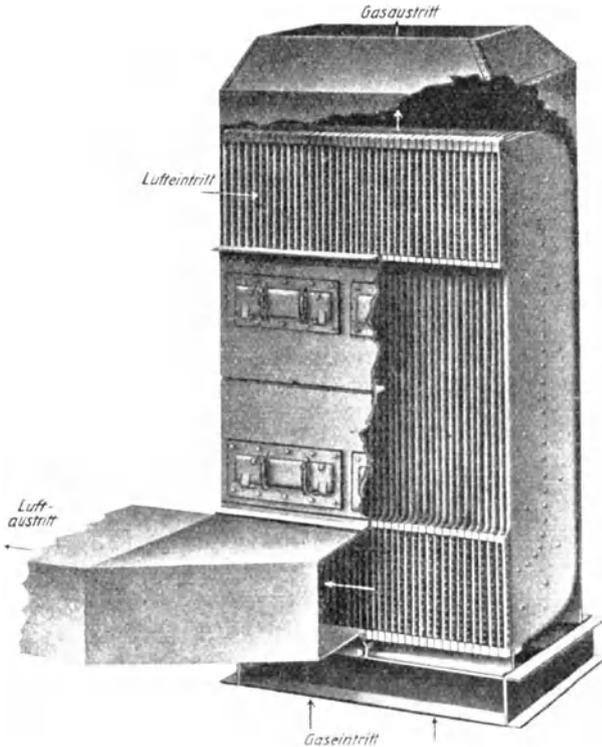


Abb. 42. Luftvorwärmer „Usco“ der Underfeed Stoker Comp., Ltd., London.

schädliche Wirkung auf die Leistung des Vorwärmers sein. Die neueren Ausführungen der beiden genannten Firmen sind daher vollständig verschweißt. Zu der heute gebräuchlichsten Art der Verbindung gehört Verschweißung, die vollkommene Dichtigkeit gewährleistet, solange für die nötigen Ausdehnungsmöglichkeiten gesorgt ist. Zur Erhöhung der Stabilität dienen außerdem besondere Schrauben, Bolzen oder Nieten, die bei großen Breiten notwendig sind und gleichzeitig die Distanz-

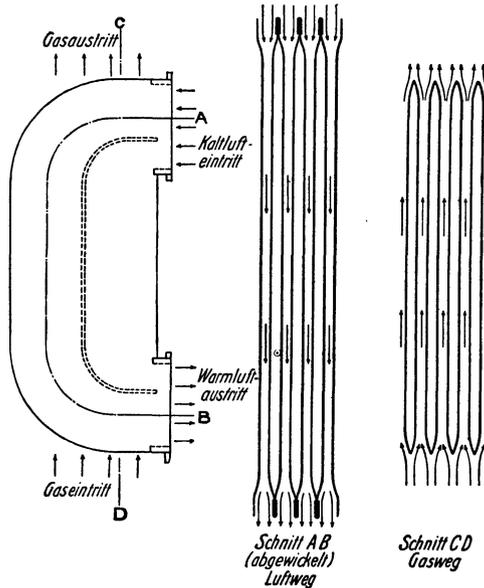


Abb. 43. Gas- und Luftweg des „Usco“-Luftvorwärmers.

ringe, -Stücke oder -Streifen in ihrer Lage halten sollen. Bei der Wahl der Beispiele können bei der Unzahl von Konstruktionen nur wenige ausgewählt werden, um daran einzelne Züge zu erläutern, die häufig mit geringen Änderungen bei anderen Konstruktionen wiederkehren. Ausführungsbeispiele stellen Abb. 39—42 dar. Der Luftvorwärmer „Usco“ der Underfeed Stoker Comp., Ltd., London, mit geradem Gasweg und Luftführung im Gegenstromprinzip besitzt vollkommen verschweißte Taschen. Die Konstruktionseinzelheiten gehen aus der Abb. 42 und dem Schema Abb. 43 hervor. Großer Wert ist auf die Ausbildung der Ein- und Austrittskanten gelegt,

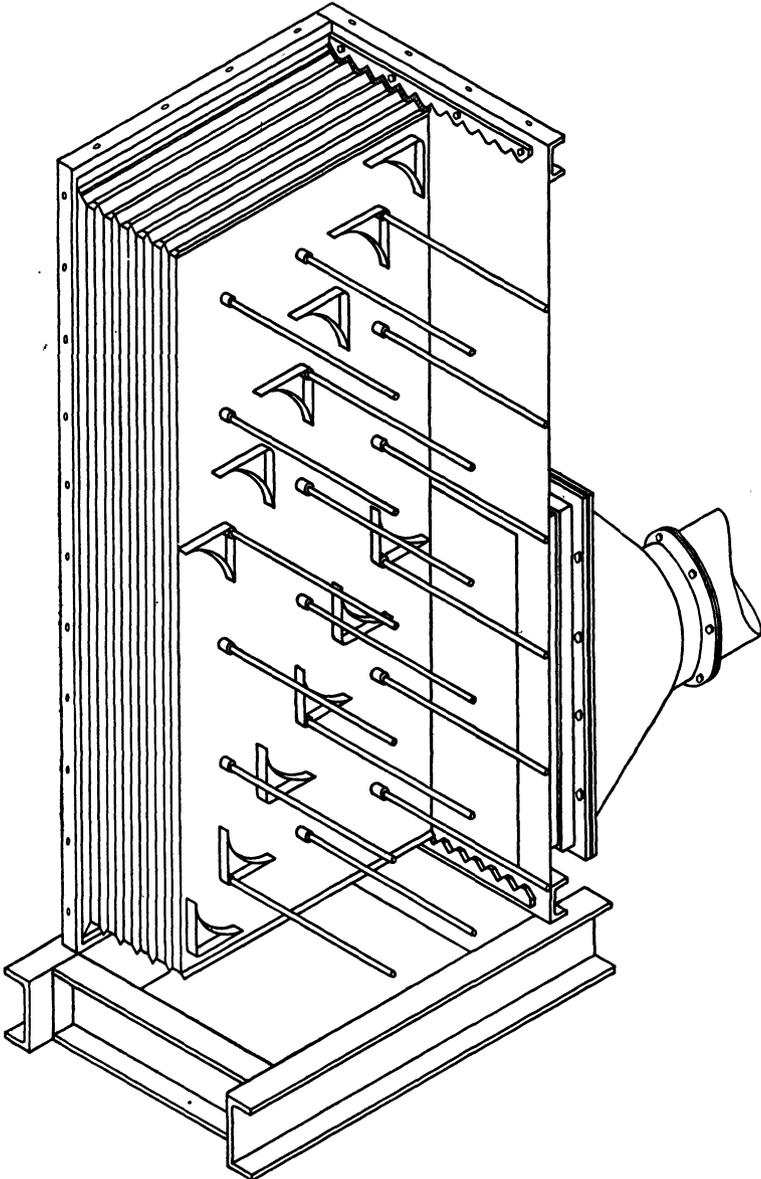


Abb. 44. Luftvorwärmer von Max und Ernst Hartmann, Freital. Sa.

die Düsenform besitzen und somit einen möglichst geringen Widerstand ergeben.

Zur Vermeidung allzu vieler Schweißnähte kann man die Taschen aus U-förmig gebogenen Blechen herstellen und nur an einem Ende an entsprechenden U-Eisen o. dgl. befestigen; auf diese Weise wird gleichzeitig eine gute freie Ausdehnungsmöglichkeit erreicht. (Siehe z. B. D.R.P. 264 945, 24, K. 4 und 427 080 (AEG. und Dr. Münzinger.)

Zur genauen Einhaltung des Blechabstandes werden verschiedene Mittel verwendet, die meist gleichzeitig zur Gas-

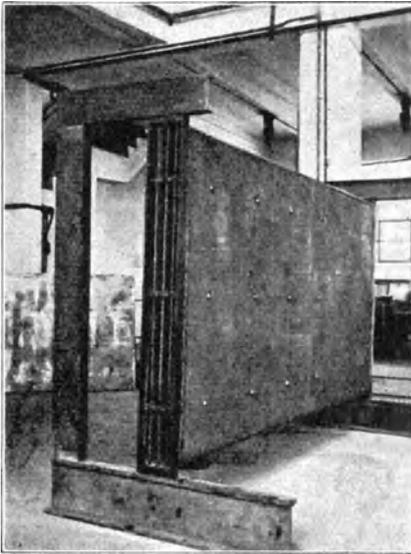


Abb. 45. Element des Hartmann-Lufterhitzers.

und Luftführung dienen. Die einfachste Distanzierung wird bei Vorwärmern, die von Bolzen durchzogen sind, durch Ringe erreicht, die beim Zusammenbau mit den Blechen auf die Bolzen aufgefädelt werden. Abb. 44 stellt beispielsweise einen Luftvorwärmer der Maschinenfabrik Max und Ernst Hartmann, Freital i. Sa., dar. Wie man erkennt, wird der Abstand der Bleche einerseits durch Ringe, andererseits durch Umlenkeinbauten erreicht. Die Vorwärmer aus Elementen von je 8 Platten mit bearbeiteten Kopfstücken sind wie die Register eines Economisers

in der erwünschten Größe zusammengebaut. Ein solches Element ist in Abb. 45 dargestellt.

Zur vollkommenen Gas- und Luftführung durch den ganzen Vorwärmer können Flach- oder besser Winkeleisen verwendet werden in der Form, wie es an einer Lufterhitzertasche des C.-E.-Vorwärmers der Combustion Engineering Corp. dargestellt ist (Abb. 46). Diese Maßnahme ist empfehlenswert, da das Gas (oder die Luft), besonders wenn Umlenkung stattfindet, das Bestreben hat, die Tasche auf

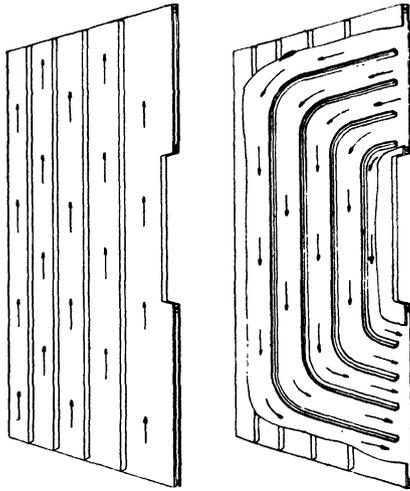


Abb. 46. C.-E.-Lufterhitzer. Gas- und Luftführung.

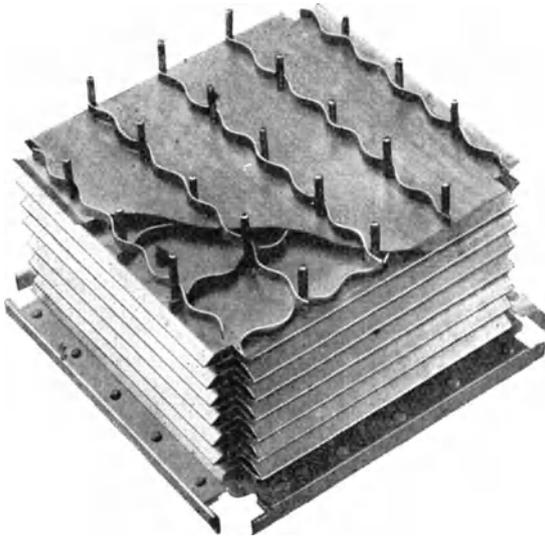


Abb. 47. Rotator-Lufterhitzer.

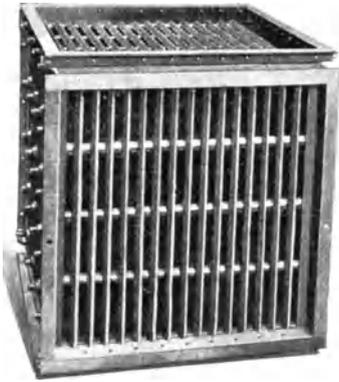


Abb. 48. Rotator-Lufterhitzer.
Ansicht eines Elementes.

dem kürzesten Wege zu durchstreichen, wobei sich tote Ecken ausbilden und die Heizfläche schlecht und ungleich ausgenützt wird.

Bei dem in Kreuzstrom arbeitenden Rotator-Lufterhitzer (System Haber) der „Rotator“-Maschinen-Fabrik und Apparatebau G. m. b. H., Charlottenburg, wird die Distanzierung und Gas- und Luftführung durch Wellblecheinlagen erreicht, wie aus den Abb. 47 und 48 hervorgeht, die die wesentlichsten Konstruktionseinzelheiten dieser Bauart erkennen lassen. Diese Wellblechstreifen bedürfen, da der ganze Vorwärmer, um ein Verziehen zu verhindern, von Bolzen durchgezogen ist, keiner besonderen Befestigung. Gleichzeitig sind sie geeignet, die Turbulenz der Gase etwas zu verstärken.

Eine andere Möglichkeit zur Distanzierung bietet die Anbringung eingepreßter Beulen, die nur eine geringe Verengung der Querschnitte bedingt, wie sie z. B. bei dem amerikanischen Connery-Lufterhitzer angewendet wird, oder das Gegen-einanderstoßen zweier derartiger Ausbeulungen (Rotator, D.R.P. 414 269), (Abb. 49).

Die Wahl der Gas- und Luftgeschwindigkeit wird durch den zulässigen Druckabfall bedingt. Die meisten Ausführungen zeigen gasseitig 3 bis 8 mm, luftseitig 20 bis 30 mm Druckverlust, d. h., es werden nur mäßige



Abb. 49. Distanzierung durch Ausbeulung.

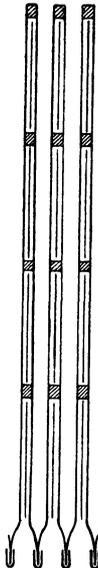


Abb. 50. Zwischenbleche („Usco“-Vorwärmer).

Geschwindigkeiten verwendet und daher entsprechend niedrige Wärmeübergangszahlen von 9 bis 12 kcal/m² h °C erreicht. In vielen Fällen dürfte damit das wirtschaftliche Optimum noch nicht erreicht sein, wie überhaupt mit der Steigerung von Temperaturhöhe, Heizflächenbelastung und Druckverlust meist zu ängstlich gezögert wird. Ein anderer Grund legt die Anwendung hoher Gasgeschwindigkeit nahe: die Selbstreinigung der Kanäle. Eine starke Verlegung der Heizfläche, die sofort eine weitere Geschwindigkeitssteigerung zur Folge hätte, und die damit abnehmende Leistung mit wachsender Betriebsstundenzahl wird auf diese Weise wirksam verhindert.

Der mit der Abkühlung der Gase eintretenden Verkleinerung von Volumen, Geschwindigkeit und Wärmeabgabe könnte durch konische Ausgestaltung der Kanäle entgegengewirkt werden, eine Maßnahme, von der wegen der konstruktiven Unbequemlichkeit kein Gebrauch gemacht wird. Auf den Einbau von Wirbeleinrichtungen (Rotator, Green) wurde bereits hingewiesen. Nach D.R.P. 228 441 schlägt die Underfeed Stoker Comp., London, den Einbau von Zwischenblechen zur Verbesserung der Wärmeübertragung vor (Abb. 50).

Welche Vergrößerung der Wärmeübertragung hiermit erzielt werden kann, soll eine kurze Rechnung zeigen.

Annahmen: mittlere Gasgeschwindigkeit	5 m/sec
„ Luftgeschwindigkeit	10 m/sec
„ Temperaturdifferenz	150°
„ Gastemperatur	$t_1 = 275^\circ$
„ Lufttemperatur	$t_3 = 125^\circ$
Wärmeübergangszahl von Gas an Wand	$\alpha_g = 21,8$
Wärmeübergangszahl von Wand an Luft	$\alpha_l = 37$
Wärmedurchgangszahl	$k = 13,7$

Ohne Blecheinlage beträgt die pro Quadratmeter Heizfläche übertragene Wärmemenge

$$Q = F \cdot k \cdot (t_1 - t_3) = 13,7 \cdot 150 = 2055 \text{ kcal/h} \quad (103)$$

die Wandtemperatur

$$t_2 = t_1 - \frac{Q}{\alpha_g} = 180,5^\circ \text{ C.} \quad (104)$$

Mit Blecheinlage lassen sich folgende Beziehungen aufstellen: Die vom Gas an die Wand übertragene Wärmemenge ist gleich der von der Wand an die Luft übertragenen Wärmemenge + der durch Strahlung von der Wand an die Zwischen-

wand übertragenen Wärmemenge, andererseits muß die von der Wand an die Zwischenwand gestrahlte Wärmemenge gleich der von der Zwischenwand an die Luft übertragenen sein. Da die Fläche F und das Winkelverhältnis $\varphi = 1$ gesetzt werden können, ergeben sich die beiden Gleichungen

$$Q_3 + Q_2 = Q_1, \quad (105a)$$

$$\alpha_l(t_2 - t_3) + C \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_4}{100} \right)^4 \right] = \alpha_g(t_1 - t_2), \quad (105b)$$

$$Q_2 = Q_4, \quad (106a)$$

$$C \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_4}{100} \right)^4 \right] = \alpha_l(t_4 - t_3). \quad (106b)$$

Die Lösung wird graphisch so durchgeführt, daß man zunächst nach Gleichung (106b)

$$t_4 = f(t_2) \quad (107)$$

darstellt und sodann nach Gleichungen (105b) und (106b):

$$Q_1 = \alpha_g(t_1 - t_2) = f(t_2) \quad (108)$$

und

$$Q_2 + Q_3 = \alpha_l(t_2 + t_4 - 2 \cdot t_3), \quad (109)$$

wobei das zu t_2 gehörige t_4 aus der Darstellung der Gleichung (107) entnommen werden kann. Die Lösung wird dann durch den Schnittpunkt

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (110)$$

gegeben und liegt bei

$$t_2 = 173^\circ, \quad t_4 = 137^\circ.$$

Daraus ergibt sich Q zu 2222 kcal/h, oder die Heizfläche für 1000 kcal/h

ohne Einlage zu	0,487 m ²
mit „ „	0,450 m ² .

Der Gewinn an Heizfläche beträgt nur 7,6%, während das Gesamtgewicht, wenn man 3 mm Blechstärke für die Heizfläche, 2 mm für die Einlage zugrunde legt, um ca. 25% größer ausfällt. Der Einbau erweist sich demnach als verfehlt und wird tatsächlich in der neueren Ausführung der Patentinhaberin nicht verwendet. Die Gründe liegen vor allem darin, daß die Einbauten im wesentlichen ihre Wärme durch Strahlung erhalten, die in dem Temperaturgebiet, in dem die Luftvorwärmer arbeiten, zu gering ist.

Bei Einbau des Luftvorwärmers ist auf genügende Ausdehnungsmöglichkeit Rücksicht zu nehmen. Entweder wird der Rahmen fest eingespannt und den Blechen Bewegungsmöglichkeit gelassen, wie beim Thermix-Vorwärmer, oder der ganze Vorwärmer wird durch ein System von Bolzen vollständig versteift und erhält nach einer oder zwei Seiten genügendes Spiel. Die Luftzuführungen, die der Bewegung des Luftvorwärmers elastisch nachgeben müssen, werden von der Combustion Eng. Corp. z. B. durch aufgesetzte Bälge, die aus einfachen, einen spitzen Winkel einschließenden Blechstreifen bestehen, gebildet. Es lassen sich in dieser Art alle möglichen Profilformen verwenden, von denen einige in

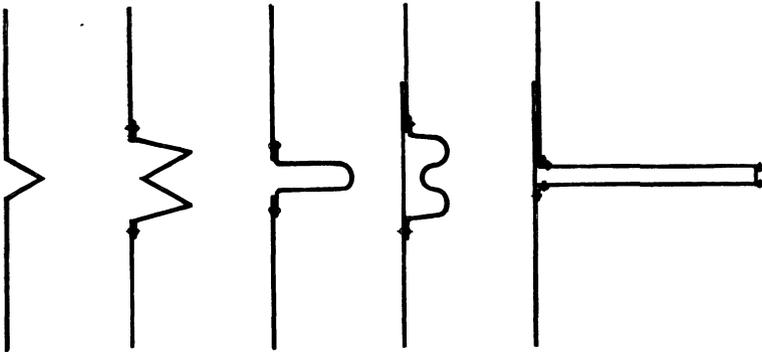


Abb. 51. Ausgleichstücke für Blechkanäle und Leitungen.

Abb. 51 dargestellt sind, die teilweise als Ausgleichsstücke für Gasleitungen großen Durchmessers gebräuchlich sind.

Da im Betriebe immer mit einer Verschmutzung der Heizfläche gerechnet werden muß, sind entsprechende Reinigungsmöglichkeiten vorzusehen. Die Meinungen darüber gehen auseinander. Nach einigen Quellen erübrigt sich eine Reinigung, da die fegende Wirkung der mit ziemlicher Geschwindigkeit durch den Vorwärmer streichenden Gase, andererseits die Vibration der meist sehr großen Blechplatten eine Selbstreinigung bewirkt. Im allgemeinen wird man jedoch nicht ganz ohne Reinigungsvorrichtung auskommen. Von Einfluß ist natürlich auch die Art des Kessels, der Feuerung und des Brennstoffes. Ein kleiner Feuerraum eines handbeschickten Kessels, der mit langflammiger Kohle beheizt wird, kann so starke Verrußung hervorrufen, daß eine

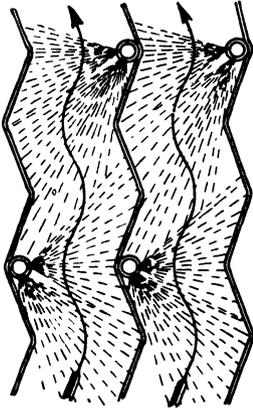


Abb. 52. Reinigungsmöglichkeit durch Abblasen durch hohle Stehbolzen (Rotator, Charlottenburg).

stündliche Reinigung notwendig wird. Als Reinigungsmittel kommen Kratzer oder Blasrohre für Dampf oder Preßluft in Frage, die entweder zu gelegentlicher Reinigung beweglich oder fest eingebaut sein können nach Art der bei Röhrenkesseln gebräuchlichen Rußblätersysteme. Für gelegentliche Reinigung muß der Vorwärmer entsprechende Klappen erhalten, wie sie z. B. in Abb. 42 (Üsco) zu sehen sind. Eine besondere Art der Blasrohranordnung sind die hohlen Bolzen des Rotator-Lufterhitzers, bei denen der Dampf durch die Versteifungsbolzen eingeblasen werden soll (s. Abb. 52). Zur Erleichterung der Reinigung können die ganzen Vorwärmer auf Rollen oder Gleitschienen gelagert, zum Herausziehen eingerichtet werden.

Direkt befeuerte Lufterhitzer.

Im Dampfkesselbetrieb ist der abgasbeheizte Luftvorwärmer vorherrschend und in den meisten Fällen die einzige wirtschaftliche Lösung. Direkt befeuerte Lufterhitzer, die zur Trocknung u. a. große Bedeutung haben können, sind jedoch in einigen Sonderfällen auch hier zweckdienlich. Handelt es sich darum, ein großes Kesselaggregat von beispielsweise mehr als 1000 m² oder einen Kohlenstaubkessel anzuzünden und schnell auf hohe Leistung zu bringen, so wird als nachteilig empfunden, daß die zum sicheren Zünden und schnellen Aufheizen geeignete hohe Lufttemperatur nicht zur Verfügung steht, sondern sich erst langsam einstellt. Der Luftvorwärmer wird sogar meist ganz ausgeschaltet sein, bis genügend hohe Abgastemperaturen erreicht worden sind. Hier kann ein kleiner, getrennt befeuerter Lufterhitzer eine sehr wesentliche Erleichterung für die Inbetriebnahme und Ersparnis an unverbrannt abziehendem Kohlenstaub oder an der teuren Zündölmenge bieten. Für die Berechnung kommen bei einem solchen Apparat, der entweder fahrbar gemacht oder durch ein entsprechendes Kanalsystem für alle Kessel einer Anlage verwendbar sein muß, infolge seiner geringen Betriebsdauer natürlich ganz andere Gesichtspunkte in Frage als bei normalen Lufterhitzern. Die Betriebskosten dürfen

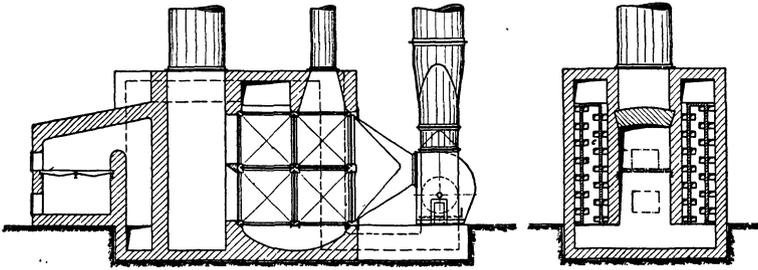


Abb. 53. Kombierter Luftheritzer für direkte Beheizung (Rotator, Charlottenburg).

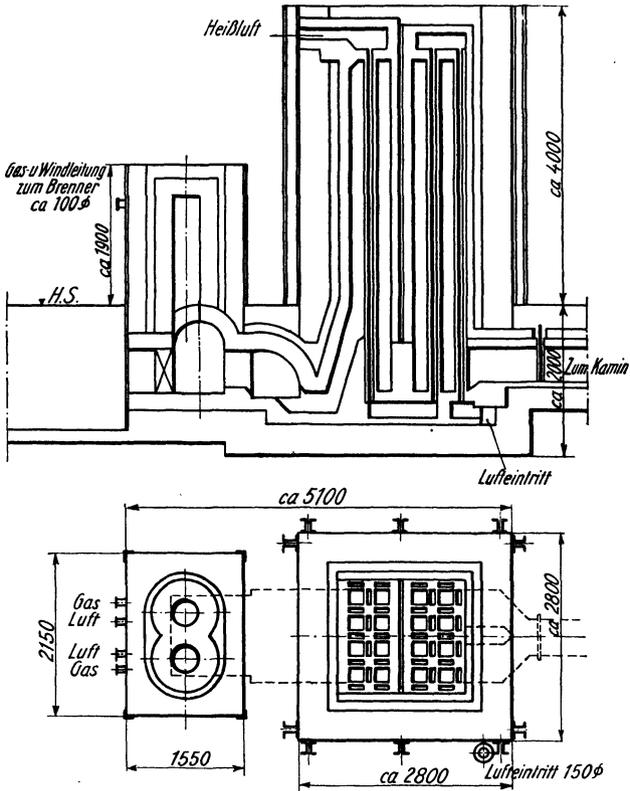


Abb. 54. Rekuperator, Bauart Hecker.

hoch, die Anlagekosten müssen möglichst niedrig sein, d. h., die Heizflächenleistung muß unter Zulassung hoher Druckverluste durch die Anwendung sehr hoher Gas- und Luftgeschwindigkeiten um ein Vielfaches höher sein als bei normalen Luftvorwärmern.

Als Baustoff kommt in erster Linie ein hochfeuerfestes Gußeisen und Schamottmaterial in Frage. Oder aber es können normale Lufterhitzer hinter steinerne Wärmeübertragungseinrichtungen geschaltet werden; dann sind auch gewöhnliche Blechapparate verwendbar. Eine solche Anlage mit Rotator-Luftvorwärmer ist in Abb. 53 dargestellt.

Einen ganz in Stein ausgeführten Lufterhitzer, den Rekuperator Bauart Hecker (Bender & Främbs G. m. b. H., Hagen i. Westf.), zeigt Abb. 54. Sein Anwendungsgebiet ist hauptsächlich der Industrieofen, wo er zur Erzeugung von Heißwind bis zu 900° Temperatur dient. Dem wärmeaus-tauschenden Kanalsystem sind zwei Verbrennungsräume vorgeschaltet, in denen das Heizgas mit kalter Luft verbrannt wird. Von dort strömt Verbrennungsgas dann in die weiteren Kanäle des Systems, während die durch einen Ventilator eingeblasene Luft (ca. 60 bis 100 mm WS.) parallel dazu im Gegenstrom geführt wird. (Druckabfall im Rekuperator etwa 20 bis 40 mm). Das Kanalsystem wird aus den Luftkanalsteinen, die auf einer hydraulischen Presse hergestellt werden, so aufgebaut, daß dabei die größeren Gaskanäle gebildet werden (s. Grundriß Abb. 54).

Dampfbeheizte Luftvorwärmer und Luftkondensatoren.

In Fällen, wo Abgas nicht zur Verfügung steht, kann die Beheizung durch Dampf, Frischdampf, Zwischendampf oder Abdampf erfolgen. Die Apparate, die als Großraumluftheizkörper vielfach Verwendung finden, sind meistens als Röhrenluftvorwärmer ausgebildet (s. Abb. 55). Die Konstruktion bietet an sich nichts Bemerkenswertes. Wo die Abwärmequellen nicht ausreichen, lassen sich leicht Verbindungen von Abgas- und Abdampfheizungen herstellen¹⁾. Nach Art der Anzapfvorwärmung des Speisewassers eine Luftvorwärmung durch Anzapfdampf vornehmen zu lassen, ergibt thermisch einen geringeren Effekt als Anzapf-Speisewasservorwärmung mit Abgaslufterhitzer und eine Komplikation der Anlage. Außerdem sind die erreichbaren Temperaturen begrenzt.

¹⁾ Vgl. z. B. Wärme 1925, Nr. 31.

Luftkondensatoren (Abb. 56) bieten den Vorteil, daß in Fällen, wo für die Warmluft Verwendungsmöglichkeit (Heizung, Trocknung, Feuerung) unter Begnügung mit geringerem Vakuum der gesamte, sonst im Kühlwasser ab-

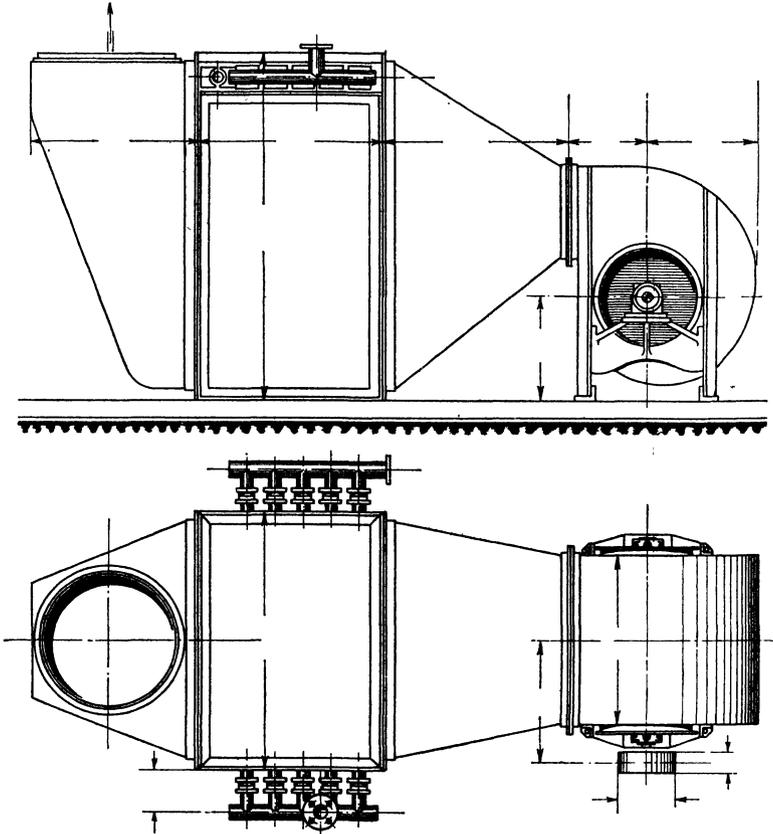


Abb. 55. Dampfbeheizter Luftvorwärmer (Abwärmeausnutzung und Saugzug-G. m. b. H., „Abas“, Berlin).

geführten Kondensationsverlust nutzbar gemacht werden kann, während die teuren Anlagen der Rückkühlanlagen in Fortfall kommen. Auch hier sind die Lufttemperaturen eng begrenzt. Bei den besonders für Fahrzeugantriebe gemachten Vorschlägen, die die im Luftkondensator 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 Wiederver-

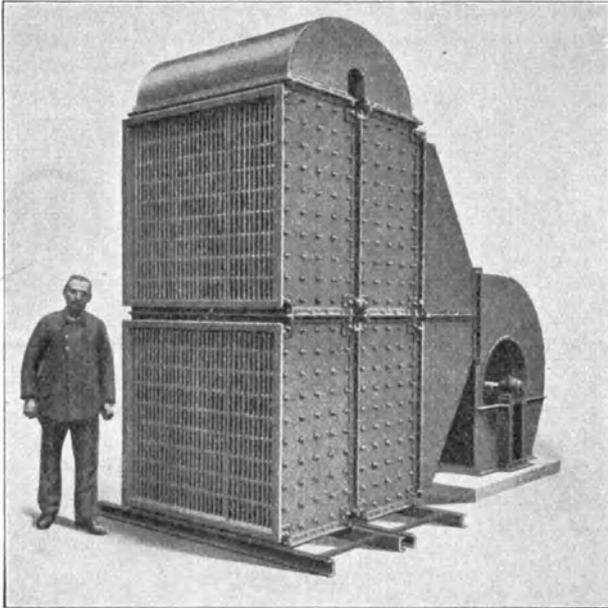


Abb. 56. Luftkondensator (Rotator, Charlottenburg).

wendung entzogen wird. Durch Kombination des Luftkondensators mit einem Abgasluftheritzer lassen sich jedoch auch hier die gewünschten höheren Temperaturen erzielen.

Regeneratoren.

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 anders-

artigen 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 unterbrochene 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.

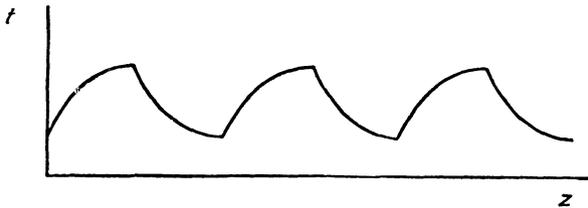


Abb. 57. Umschaltlinie.

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 Umschaltlinie Abb. 57. 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. Gröber²⁾ verwiesen, worin eine mathematische Behandlung dieser Fragen durchgeführt ist. Nach Dr.-Ing.

¹⁾ Nomographisches Verfahren zur Lösung wärmetechnischer Probleme sowie mathematisch verwandter Aufgaben, Wiss. Veröffentl. a. d. Siemens-Konzern 3, 77 bis 93.

²⁾ Julius Springer 1926.

W. Heiligenstaedt¹⁾ 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.

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 Dampfkesselbetrieb unter Verwendung von Metallplatten als Speichermaterial und kontinuierlicher Umschaltung.

Nach einem Patent von Friedrich Siemens²⁾ 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

¹⁾ Mitt. d. Wärmestelle Düsseldorf Nr. 73 und Arch. Wärmewirtsch. 7, 59 (1926).

²⁾ D.R.P. 312 075, Kl. 24c, 6 (1917).

einerseits, durch die Abgase des Regenerators andererseits. Gegenüber getrennt gefeuerten Luftherhitzern 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 Luftherhitzern ergibt jedoch den Nachteil, daß der Luftherhitzer 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 Verbrennungsvorganges erzielt werden können. Die praktische Bedeutung dieses Systems ist daher doch beschränkt.

Zur zweiten Art der Regenerativ-Luftvorwärmer gehören die Bauarten Ljungström, Schwabach, Dabeg, Blaw-Knox und Perry, von denen als die älteste und am besten durchkonstruierte Bauart der Ljungström-Luftvorwärmer als typisches Beispiel näher besprochen werden soll.

Der Luftvorwärmer Bauart Ljungström¹⁾ (Abb. 58 bis 65) besitzt als Ausgitterung der Regenerativkammer Bleche von etwa 0,6 mm Stärke, die so angeordnet sind, daß zwischen je zwei gerade Bleche ein Wellblech zu liegen kommt, wodurch eine Unzahl Kanäle von dreieckigem Querschnitt entsteht (Abb. 59 und 60). Durch die Wahl eines Materials von hohem Wasserwert, durch die geringe Wandstärke der Bleche und durch die Auflösung in sehr viele parallele Kanäle ist eine gute Ausnützung der Heizfläche und mit verhältnismäßig geringen Gewichten und geringem Raumbedarf eine hohe Speicherwirkung und damit auch eine hohe Leistung gewährleistet. Der Auflösung in immer kleinere Kanäle ist durch die Möglichkeit schneller Verschmutzung und durch die wachsenden Druckverluste eine Grenze gesetzt, und zwar ist eine Größe von 6 mm Durchmesser des in die von den Wellblechen gebildeten Dreiecke eingeschriebenen Kreises und eine mittlere Gas- und Luftgeschwindigkeit von ca. 4,5 bis 5 m/sec für normale Verhältnisse gewählt worden.

Soll unter Verzicht auf die größtmögliche Abkühlung der Rauchgase der Luftvorwärmer leichter und billiger werden, so werden unter Beibehaltung aller äußeren Abmessungen die Wellen des Bleches entsprechend vergrößert bis auf den zwei- und dreifachen Wert. Damit ist ein einfaches Mittel an die

¹⁾ In Deutschland: Donnersmarckhütte-Balcke, Verkaufszentrale für Ljungströmvorwärmer, Berlin W 15, Lietzenburger Str. 51.

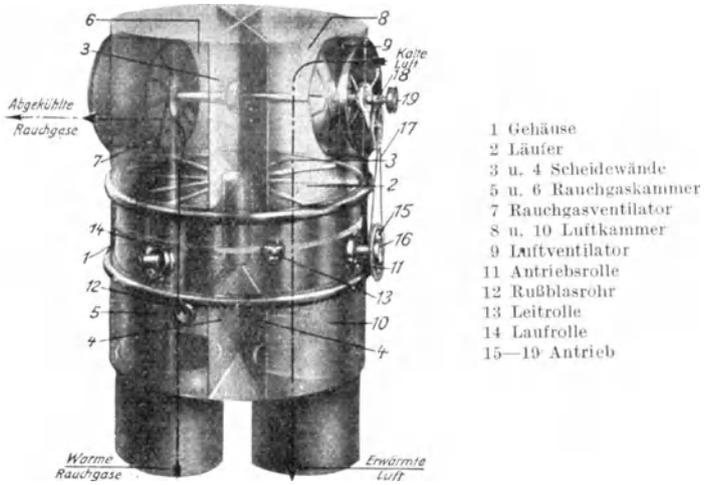


Abb. 58. Schemabild der Bauart „C“ eines Ljungström-Luftvorwärmers.

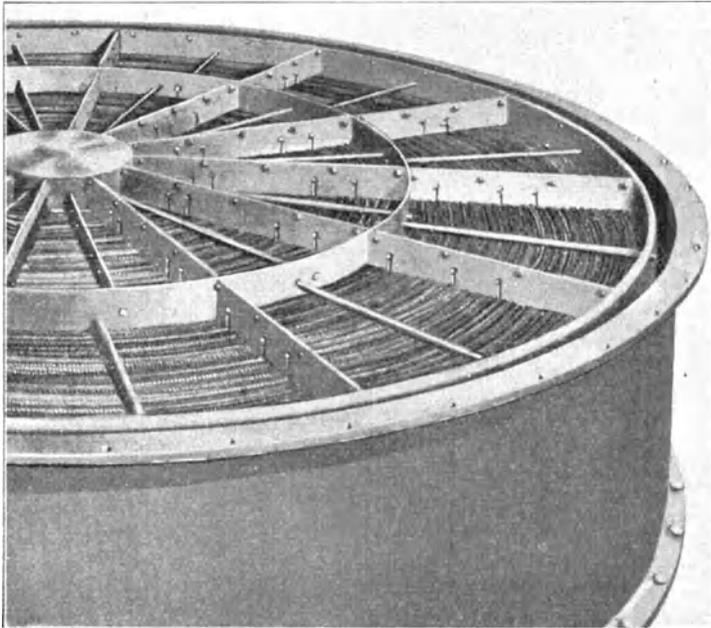


Abb. 59. Läufer mit Heiz-Elementen.

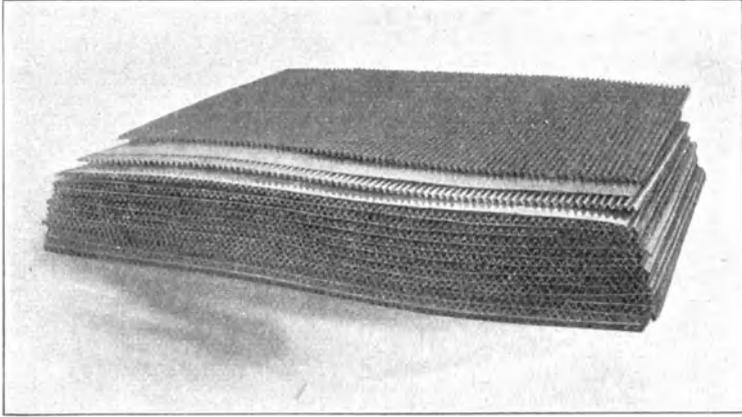


Abb. 60. Heiz-Elemente des Ljungström-Luftvorwärmers.

Hand gegeben, Leistung (Schluckfähigkeit) und Wirkungsgrad gegeneinander zu verschieben.

Das Umstellen der Regenerativkammern wird dadurch bewirkt, daß die Ausgitterung in einem drehbaren Gehäuse sitzt, welches mit ganz geringer Drehzahl (etwa 2 bis 4, höchstens 6 Umdr./min) umläuft, wodurch die von dem in

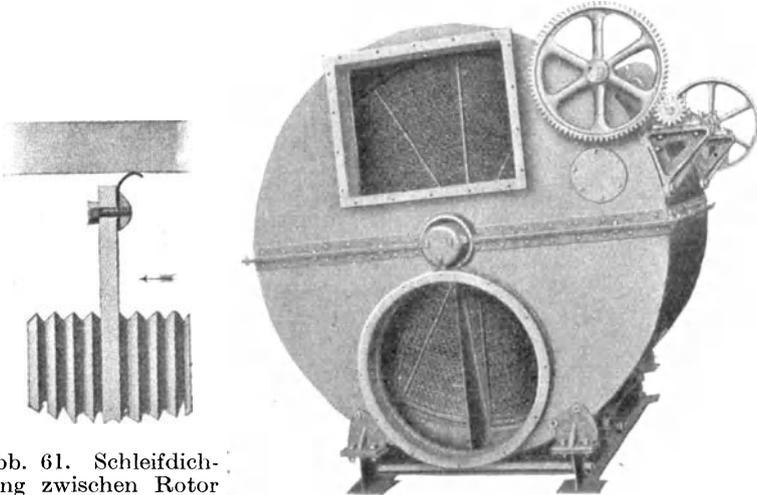


Abb. 61. Schleifdichtung zwischen Rotor und Ober- und Unterteil des Gehäuses.

Abb. 62. Ausführung „Gefia“, Wien.

einer Richtung durchströmenden Gas aufgeheizten Elemente in den in umgekehrter Richtung geleiteten Luftstrom hineingedreht und dort abgekühlt werden. Auf der abgewickelten

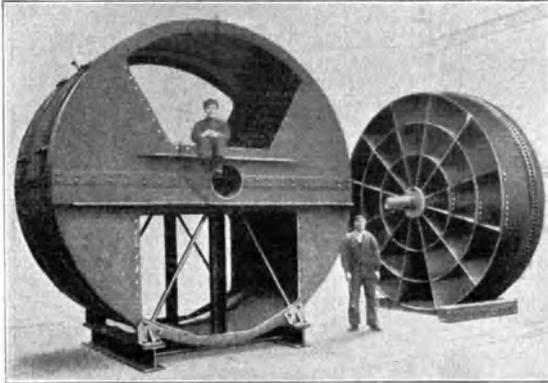


Abb. 63. Gehäuse und Rotor ohne Heizelemente.

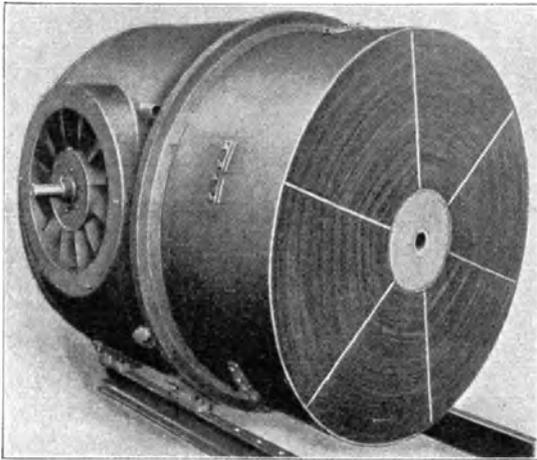
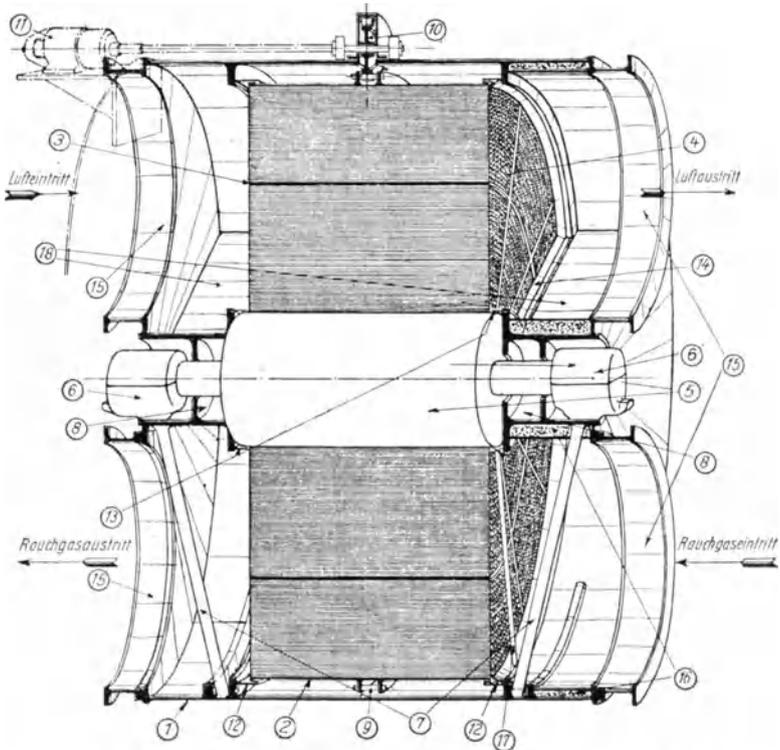


Abb. 64. Ljungström-Luftvorwärmer mit eingebauten Ventilatoren und Heizelementen.

Bahn eines Punktes der Heizfläche könnte demnach die Temperatur in Funktion des Weges (oder der Zeit) als Umschaltlinie (s. Abb. 57) festgestellt werden.

Der Aufbau des Vorwärmers (s. Abb. 58 und 65) gestaltet sich demnach folgendermaßen: Das runde, aus Blech elektrisch zusammengeschweißte Gehäuse besteht aus drei Teilen.



- | | |
|------------------------------------|---|
| 1 Gehäuse des Vorwärmers | 12 Schleifdichtungsringe am Umfang des Läufers |
| 2 Läufergehäuse | 13 Dichtungsringe am Umfang d. Läuferwelle |
| 3 Versteifungswände im Läufer | 14 Schleifdichtungsbleche an den Trennungswänden |
| 4 Heizelemente | 15 Anschlüsse für Luft- und Rauchkanäle |
| 5 Läuferwelle | 16 Isoliermaterial bei Rauchgaseintritt und Luftausstritt |
| 6 Lagerung | 17 Rußausblaserohr |
| 7 Lagerunterstützung | 18 Trennungswände der Rauchgas- und Luftkammern |
| 8 Lagergehäuse | |
| 9 Zahnkranz auf dem Lagergehäuse | |
| 10 Zahnrad zum Antrieb des Läufers | |
| 11 Antriebsmotor für den Läufer | |

Abb. 65. Ljungström-Luftvorwärmer, Type CH.

Der mittlere Teil enthält den auf Rollen gelagerten und durch seitliche Rollen geführten Läufer, in den zwischen den speichenartigen Blechen die Heizelemente eingefügt sind.

Im oberen Teil befinden sich auf gemeinsamer Welle sitzend die propellerartigen Ventilatoren, die die kalte Luft in den Apparat hineindrücken und die abgekühlten Rauchgase absaugen. Die Lagerung liegt im kalten Luftstrom, ist also sehr gut gekühlt, während Zwischenwände den Raum in eine sektorartige Gas- und Luftkammer teilen und dünne, schleifende Stahlbleche als Abdichtung ein direktes Überkriechen von Gas oder Luft verhindern (s. Abb. 61). Die Ventilatorflügel sind einstellbar und dem gewünschten Verhältnis zwischen Gas- und Luftmenge anzupassen, das damit bei gleichbleibenden Temperaturen konstant gehalten wird, während der Zug im Feuerraum ausgeglichen ist, d. h. auf ± 0 mm WS. eingestellt werden kann. Die damit verbundenen Vorteile, insbesondere durch Vermeidung der Flugkoksverluste, sind bekannt. Daß bei der Drehung jeweils eine kleine Gas- oder Luftmenge in die Luft- bzw. Gaskammer getragen wird, ist belanglos, da sie nur wenige Prozent der gesamten Gasdurchsatzmenge ausmacht. Ein geringer Rauchgaszusatz in der Verbrennungsluft ist praktisch sogar sehr erwünscht. Der untere, gut isolierte Teil des Gehäuses, der im gleichen Sinne wie der obere geteilt ist, enthält die Rauchgaszuführung und die Warmluftabfuhr. Ein Rußbläser, der nur aus einem Blasrohr besteht, sorgt für die Freihaltung der Durchtrittsquerschnitte des Rotors. Der über ihm vorbei bewegte Läufer kann somit während einer einzigen Umdrehung gereinigt werden. Die Wärmeübertragung wird beim Regenerativsystem durch eine Verlegung der Heizflächen nicht beeinflußt, so daß praktisch unabhängig von der Betriebsstundenzahl immer dieselbe Endtemperatur erreicht werden kann, jedoch muß durch die Reinigung der Zunahme der Druckverluste und der Ventilatorenarbeit entgegengewirkt werden. Die Häufigkeit der Reinigung ist von der Art des verfeuerten Brennstoffes, von der Kessel- und Feuerungsbauart und der Betriebsführung abhängig und kann von einmal täglich bei sehr schlecht handgefeuerten Kesseln auf einmal stündlich steigen. Luftherhitzer nach dem Rekuperativsystem dürften in solchen Fällen gänzlich unbrauchbar sein.

Der Antrieb erfolgt meist durch Elektromotoren, wobei die Bewegung des Rotors durch Zahn- und Kettenradgetriebe von der Ventilatorenwelle abgenommen wird. Der Kraftbedarf für das Drehen des Rotors ist naturgemäß außerordentlich gering, während Saugzug und Unterwind bei Luftvor-

wärmern in den weit- aus meisten Fällen ohnehin erforderlich sind. Über Abmessungen und Kraftbedarf des Vorwärmers Bauart C mit stehender Welle und eingebauten Ventilatoren gibt die Tabelle 7 einen ungefähren Anhalt.

Wo die örtlichen Verhältnisse es verlangen, kann der Vorwärmer auch liegend mit wagerechter Welle eingebaut werden (Bauart CHV), s. Abb. 62 bis 64. Dabei geschieht der Antrieb des Läufers durch ein gekapseltes Zahnrad- und Schneckengetriebe von der Ventilatorenwelle aus. Eine besonders einfache Führung der Gas- und Luftkanäle wird bei der liegenden Bauart mit getrennt aufgestellten Ventilatoren (Bauart CH) erreicht. Die Drehung des Läufers erfolgt durch einen Spezialmotor von 40 Umdr./min, der mit einem Ritzel in den Zahnkranz des Läufers eingreift (Abb. 65).

Wo es auf besonders niedrige Bauhöhe ankommt, kann eine Gas- und Luftführung nach Abb. 66 verwen-

Zahlentafel 7. Abmessungen der Ljungsström-Luftvorwärmer.

Luftvorwärmer Type C.	Zahlentafel 7. Abmessungen der Ljungsström-Luftvorwärmer.										
	1/4	3/4	5/4	7/4	9/4	11/4	13/4	15/4	17/4	19/4	21/4
Heizfläche des Kessels bei einer stündlichen Dampferzeugung von	30 24 20	43,8 35 29,2	65,7 52,6 43,8	98,8 79 65,9	150 120 100	228 182 152	347 278 232	537 430 358	826 661 551	1240 992 827	2280 1820 1520
Außendurchmesser des Vorwärmers mm	760	895	1065	1310	1550	1890	2270	2775	3350	4100	5500
Durchmesser des Rauchgasanschlusses	325	395	480	580	705	800	975	1180	1465	1790	2420
Gesamthöhe bei Anschluß von unten mm	1255	1380	1535	1750	2010	2350	2745	3200	3850	4650	6050
Gesamthöhe bei Anschluß von der Seite	1150	1220	1355	1540	1680	1980	2300	2655	3200	3825	4800
Höhe des Rotors	480	480	480	500	500	630	665	700	800	900	1000
Gesamtheizfläche des Luftvorwärmers m ²	116	174	261	390	578	912	1360	2004	3020	4550	8370
Querschnitt der Rauchgaskanäle . m ²	0,102	0,152	0,227	0,340	0,508	0,760	1,120	1,670	2,500	3,750	6,900
Querschnitt der Heißluftkanäle . m ²	0,085	0,128	0,190	0,285	0,425	0,632	0,940	1,400	2,100	3,150	5,800
Geschwindigkeit der Gebläse Umdreh./min	3860	3160	2590	2110	1730	1420	1160	935	780	567	
Kraftbedarf PS.	0,75	1,1	1,75	2,5	3,75	7,50	11,0	16,5	23,5	37	68
Ungefähres Gewicht kg	800	1125	1600	2400	3550	5300	7850	11300	16500	25000	45500

det werden, indem man den Läufer ringförmig ausbildet und ihn in Richtung senkrecht zur Achse durchströmen läßt.

Bezüglich der Anordnung bietet der Ljungström-Vorwärmer den Vorteil großer Anpassungsfähigkeit an gegebene örtliche Verhältnisse. Er kann je nach der Lage des Gas-

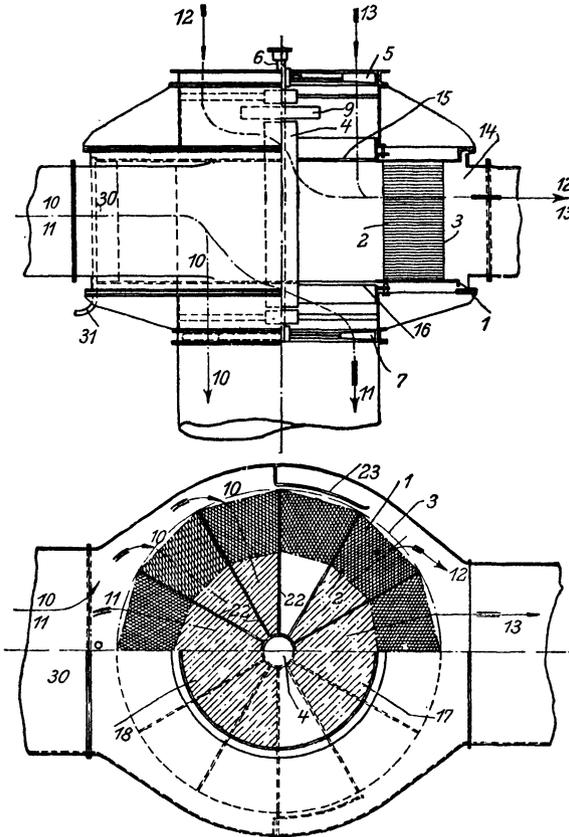


Abb. 66. Ljungström-Vorwärmer mit radialen Gas- und Luftwegen.

austritts aus dem Kessel in oder auf den Rauchkanälen, neben oder hinter dem Kessel, auf oder unter dem Kessel stehen, wichtig ist nur, daß für den Fall, daß der Kessel ohne Luftvorwärmer betrieben werden soll, z. B. in der Anheiz- und Abstellperiode des Kessels, der Gasstrom entsprechend um-

geleitet werden kann. Eine für Neuanlagen besonders empfehlenswerte Anordnung ist der in Abb. 67¹⁾ dargestellte Einbau unter dem Kessel, bei welchem die Gas- und Luftkanäle sehr kurz sind und innerhalb des Kesselmauerwerkes liegen, so daß ein Wärmeverlust überhaupt nicht eintritt. Die Raumausnutzung ist besonders günstig, da der Vorwärmer keinerlei zusätzliche Bodenfläche beansprucht. Die Rauchgase, die bei ausgeschaltetem Luftvorwärmer vom Rost (7) in Richtung

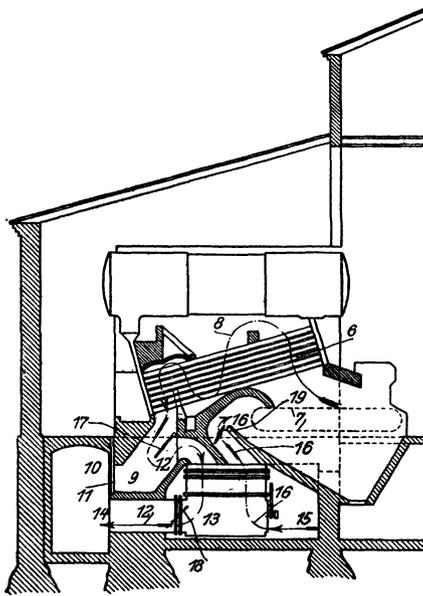


Abb. 67. Anordnung des Ljungström-Luftvorwärmers.

des Pfeiles (8) durch den Kanal (9) zum Fuchs (10) streichen, werden durch Schließen des Schiebers (11) und Öffnen der Klappen (17) und (18) in Richtung des Pfeiles (12) durch den Luftvorwärmer (13) und Kanal (14) geleitet. Die Luft, die aus dem Raum (15) gesaugt wird, wird in Richtung des Pfeiles (16) an der Regelklappe (19) vorbei durch den Vorwärmer unter den Rost gedrückt.

Als eine Sonderanwendung wäre noch der Regenerativ-Luftvorwärmer im Schiffsbetrieb²⁾ zu erwähnen. Es wird

¹⁾ D.R.P. 407 350, Kl. 24, K. 4.

²⁾ Allein-Lizenznehmer James Howden & Co., Ltd., Glasgow.

dieselbe Type benutzt wie bei stationären Anlagen; die Konstruktion wird lediglich zur Anpassung an die stärkere Beanspruchung etwas kräftiger gehalten (Abb. 68).

Von der Umstellung, die durch Bewegung der wärmeaufnehmenden Heizfläche getätigt wird, machen auch die Systeme Schwabach, Dabeg und Perry Gebrauch.

Luft- und Gasführung der Bauart Schwabach (Gesellschaft für künstlichen Zug, Berlin-Reinickendorf) gehen aus Abb. 69 hervor. Als Sonderheit ist bei dieser Bauart zu erwähnen, daß die Drehung des Rotors schrittweise erfolgt

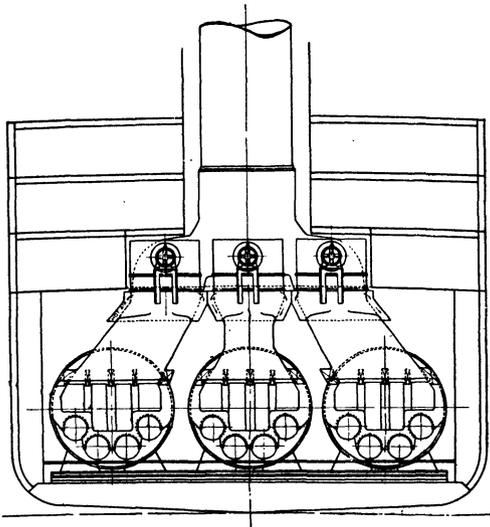


Abb. 68. Schiffskessel mit Howden-Ljungström-Luftvorwärmer.

durch einen ruckartigen, durch einen Wassermotor bewirkten Antrieb, womit das Festsetzen von Ruß und Flugasche vermieden werden soll.

Der Luftvorwärmer der „Dabeg“-Maschinen-Fabrik A.-G., Wien, besteht aus einer Anzahl kreisförmiger Platten, die als Wärmeüberträger dienen und durch Bürsten sauber gehalten werden. Da hier die gesamte Heizfläche schleifend gedichtet wird, dürfte der Kraftverbrauch das übliche Maß erheblich überschreiten und die Schwierigkeiten in der Unterbringung großer Heizflächen groß sein.

Im Gegensatz zu den genannten Apparaten macht die Heizfläche des Perry-Luftwärmehitzers (The Perry Preheater Co., London) eine geradlinige Bewegung. Wie aus Abb. 70 hervorgeht, ist die Heizfläche, die aus Wellblechen von 0,5 mm Stärke, die auf einem Bolzen aufgereiht sind (Abb. 72), besteht, in zwei kräftigen Rahmen untergebracht, die über eine Rolle miteinander verbunden eine gegenläufige, auf- und abgehende Bewegung durch motorischen Antrieb ($\frac{3}{4}$ PS) aus-

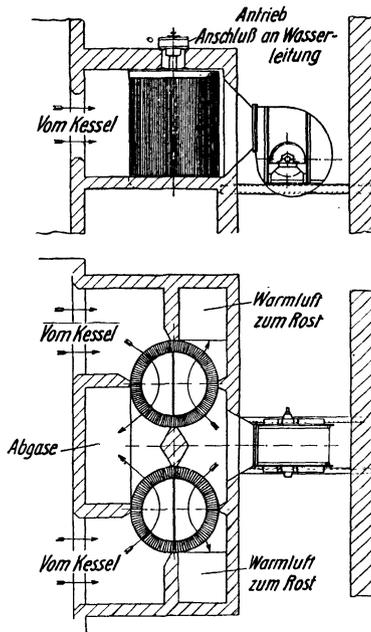


Abb. 69. Luftvorwärmer, Bauart Schwabach.

führen können. Die Antriebswelle macht ca. 3 bis 4 Umdr./min und wird durch einen ähnlichen Mechanismus umgesteuert, wie er beim Antrieb der Rußkratzer an Ekonomisern bekannt ist. Die Luft wird durch den mittleren Teil des Apparates hindurchgeführt, während das Gas im Gegenstrom geleitet oben eintritt, über und unter dem Luftkanal durch die Heizfläche streicht und unten abgezogen wird. Da durch das Anheben während des halben Hubes der Raum unter dem Rahmen freigegeben wird, durch den das Gas

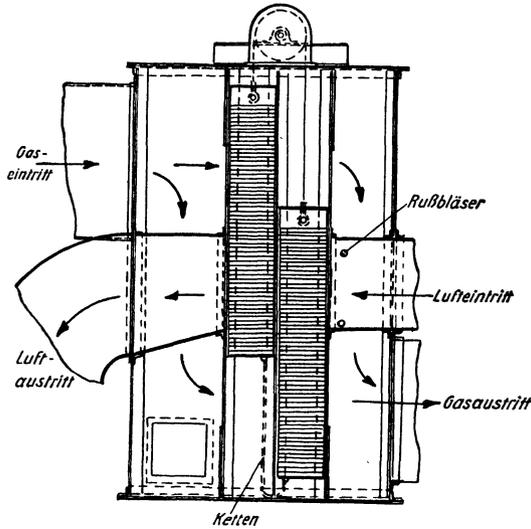


Abb. 70. Schnitt durch den Perry-Lufterhitzer.

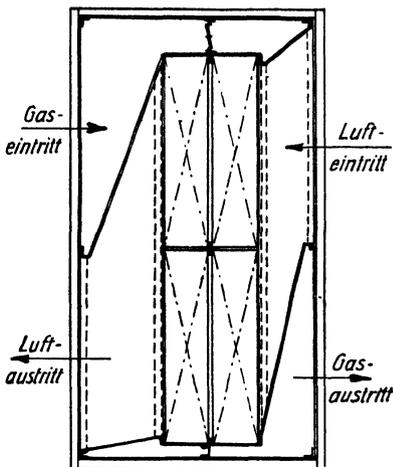


Abb. 71. Grundriß des Perry-Lufterhitzers (zu Abb. 70).

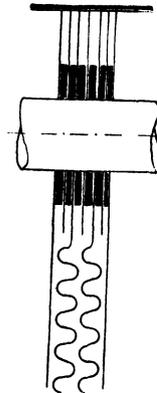


Abb. 72. Heizfläche des Perry-Lufterhitzers.

trotz der davor und dahinter angebrachten Leitbleche seinen Weg nehmen würde, ist an dieser Stelle eine aus herabhängenden Ketten gebildete Matte angebracht, die denselben

Durchgangswiderstand besitzt wie die Heizfläche, womit zugleich eine stoßweise Gasströmung verhindert werden soll. Im Lufteintrittskanal sind für die Reinigung der Heizfläche Rußabblaserohre angebracht.

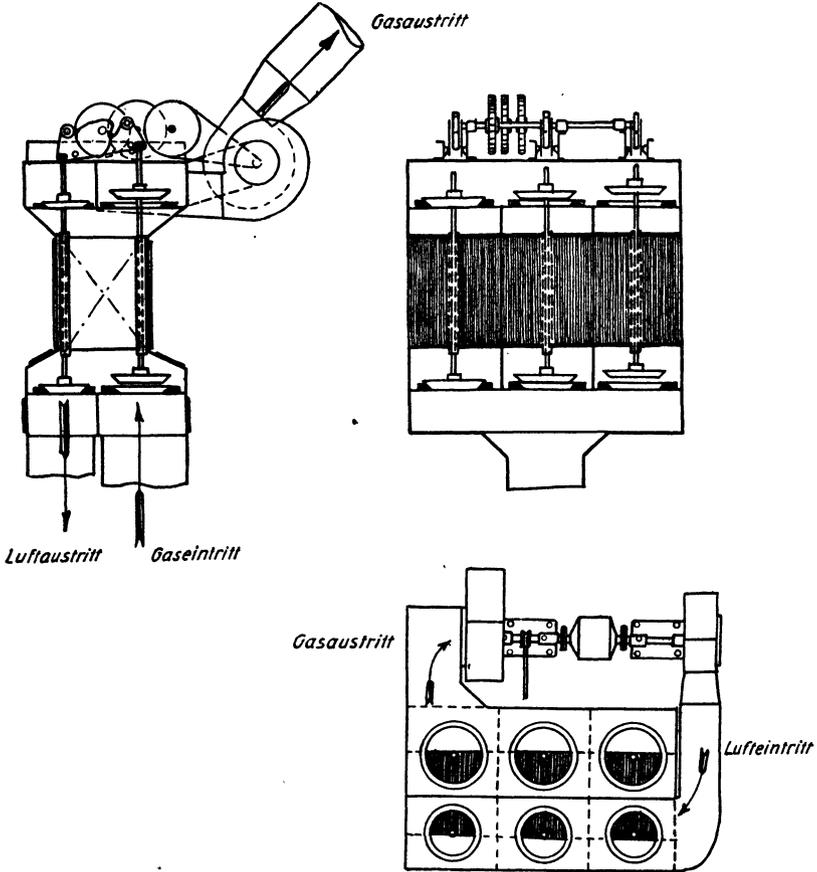


Abb. 73. Blaw-Knox Regenerativ-Luftvorwärmer.

In engerer Anlehnung an die gebräuchlichen Regeneratoren der Öfen besitzt der amerikanische Blaw-Knox-Lufterhitzer eine feststehende Heizfläche und zur Gas- und Luftumstellung ein System von Ventilen, das von einer Nockenwelle aus betätigt wird. Der in Abb. 73 dargestellte

Apparat besteht zum Ausgleich der Schwankungen aus 3 Elementen mit 3 Ventilsätzen zu je 4 Ventilen. Ein- und Austrittsventil sind durch eine gemeinsame Spindel verbunden, und jede Kammer erhält einen Satz Gas- und einen Satz Luftventile. Die Wirkungsweise geht aus der Abb. 73 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.

Anordnung der Luftvorwärmer.

Dampfkessel, Überhitzer, Ekonomiser und Luftvorwärmer bilden zusammen ein Dampferzeuger-Aggregat, bei welchem in bezug auf die Anordnung des Luftvorwärmers großer Spielraum gelassen ist. Lage (stehend, liegend, schräg), Abmessung und Gas- und Luftführung kann in weiten Grenzen den jeweiligen Bedürfnissen angepaßt werden. Der Einbau wird nach Möglichkeit so vorgenommen, daß wenig Umlenkungen der Luft und vor allem des Gases stattfinden, daß Gas- und Luftführungen möglichst kurz werden und daß gute Zugänglichkeit und Reinigungsmöglichkeit erhalten bleibt, ohne daß Kanäle und Rohrleitungen im Kesselhaus störend wirken. Diese Forderungen lassen sich nicht in allen Fällen gleichzeitig erfüllen.

Beim Anfahren des Kessels führen die Rauchgase große Rußmengen durch die Feuerzüge, ebenso treffen die stark gekühlten Rauchgase auf die kalten Luftvorwärmerwandungen, so daß gerade während dieser Periode der Vorwärmer der stärksten Verrußung und Anfressung und Rost- und Säureangriff am heftigsten ausgesetzt ist. Aus diesem Grunde ist es sehr ratsam, Umföhrungskanäle anzuordnen, durch die die Gase solange geleitet werden, bis sie die notwendige hohe Temperatur haben und weniger rußführend sind. Ähnliche Erscheinungen zeigen sich beim Abstellen des Kessels oder bei Betriebsbereitschaft. Bedingung ist jedoch, daß die Umföhrungen dichtschießende Abschlußorgane besitzen, so daß im normalen Betrieb die Gase wirklich nur durch den Luftvorwärmer strömen können. Ein weiterer Vorteil dieser Kanäle liegt darin, daß beim Anfahren und bei sehr schwachem Betrieb, wo es ja ohnehin auf guten Wirkungsgrad nicht so sehr ankommt, der Zugwiderstand des Lufterhitzers aus-

geschaltet ist, außerdem kann die Umführung zur Regelung der Heißlufttemperatur herangezogen werden.

Eine gebräuchliche Anordnung der Klappen zeigt Abb. 74, einen Luftvorwärmer der Gesellschaft für Ventilatorzug, Charlottenburg, darstellend. Durch die Verstellung der Klappen *a* kann der Ventilator Warm- oder Kaltluft unter den Rost blasen, während der Gasweg durch Betätigung der Klappen *b* eingestellt wird.

Besitzt der Kessel Rauchgasspeisewasservorwärmer, so ist die normale Lage des Luftvorwärmers hinter dem Ekono-

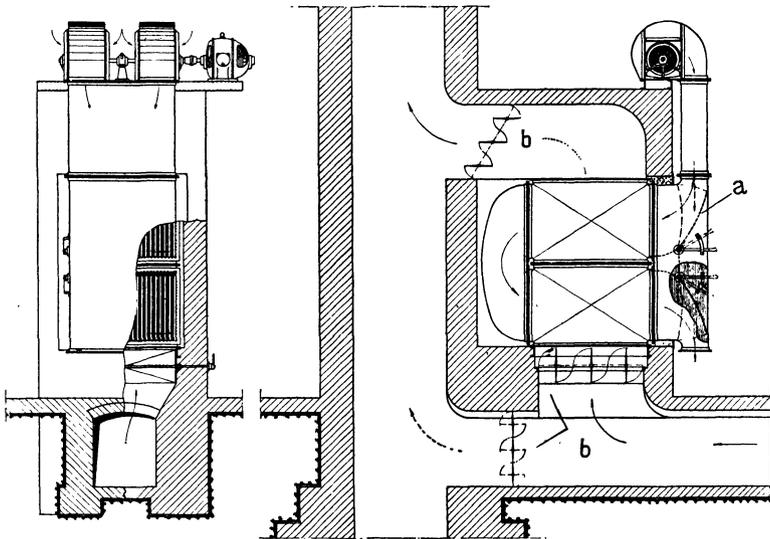


Abb. 74. Luftvorwärmer mit Umführung (Ges. f. Ventilatorzug m. b. H., Charlottenburg).

miser, da gerade sein besonderer Vorteil darin liegt, daß er die Rauchgasabwärme bis zu sehr tiefen Temperaturen ausnützen kann. Die Heizfläche wird wegen der geringen Temperaturdifferenzen entsprechend groß, oder es muß bei Anwendung größerer Geschwindigkeiten ein größerer Druckverlust in Kauf genommen werden.

Wird der Luftvorwärmer vor den Ekonomiser gelegt, so kann infolge des höheren Temperaturgefalles die Heizfläche kleiner oder die Geschwindigkeit und der Druckabfall kleiner gewählt werden. Diese etwas ungewöhnliche Anordnung

kann besonders dann in Frage kommen, wenn gasseitig mit natürlichem Zug gearbeitet wird, wo eine zur Zugerzeugung genügend hohe Abgastemperatur nötig ist, die gleichzeitig die Leistungssteigerung des Kessels eng begrenzt, da der zusätzliche Zugverlust durch den Luftvorwärmer hindernd im Wege steht. Es ist also hier notwendig, die Widerstände der Gasseite auf das allergeringste Maß zu bringen. Bei einem derartigen Projekt wird die Frage zu prüfen sein, ob nicht die Anwendung von Saugzug und Unterwind vorzuziehen ist, da doch mit natürlichem Zug nur eine geringe Steigerung des

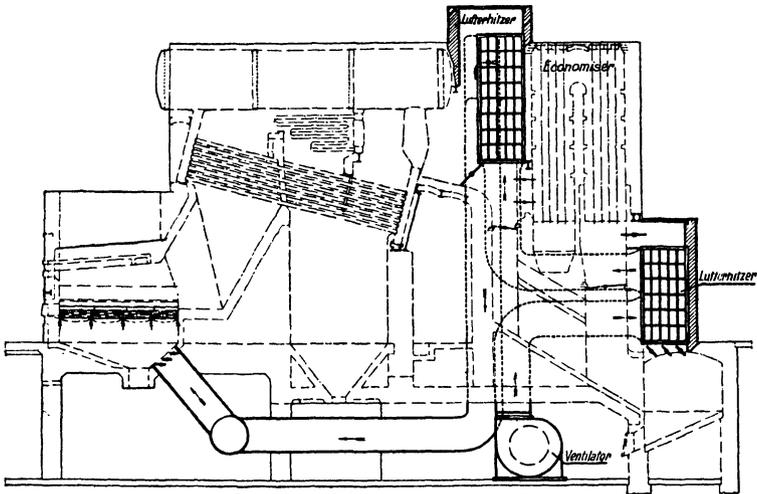


Abb. 75. Einbau des Luftvorwärmers vor und hinter dem Economiser (Fränkel & Viebahn, Holzhausen bei Leipzig).

Wirkungsgrades und keine oder nur eine ganz geringe Leistungssteigerung erzielt werden kann.

Eine Kombination beider Anordnungen zeigt Abb. 75; hier ist ein Luftvorwärmer vor, ein anderer hinter dem Economiser aufgestellt. Die Luft durchstreicht im Gegenstrom beide Vorwärmer, die auch einzeln abgeschaltet werden können. Es können somit sowohl hohe Lufttemperaturen, als auch eine gute Abwärmeausnützung erzielt werden.

Endlich können Luftvorwärmer und Economiser ganz oder teilweise parallel geschaltet werden, wie es in Abb. 76, ein Ausführungsbeispiel der Firma Fränkel & Viebahn, Holzhausen b. Leipzig, dargestellt ist.

Soll eine hohe Luftvorwärmung erzielt werden, so nimmt der Luftvorwärmer das ganze Wärmegefälle, das in den heutigen Anlagen vom Ekonomiser ausgenützt wird, für sich in Anspruch. Der Ekonomiser kann damit ganz in Wegfall kommen, wodurch bedeutende Ersparnisse an Platz und Anschaffungskosten gemacht werden. Ein gleichwertiger Rauchgasspeisewasservorwärmer besitzt ein Vielfaches an Gewicht und daher auch an Preis gegenüber einem Luftvorwärmer.

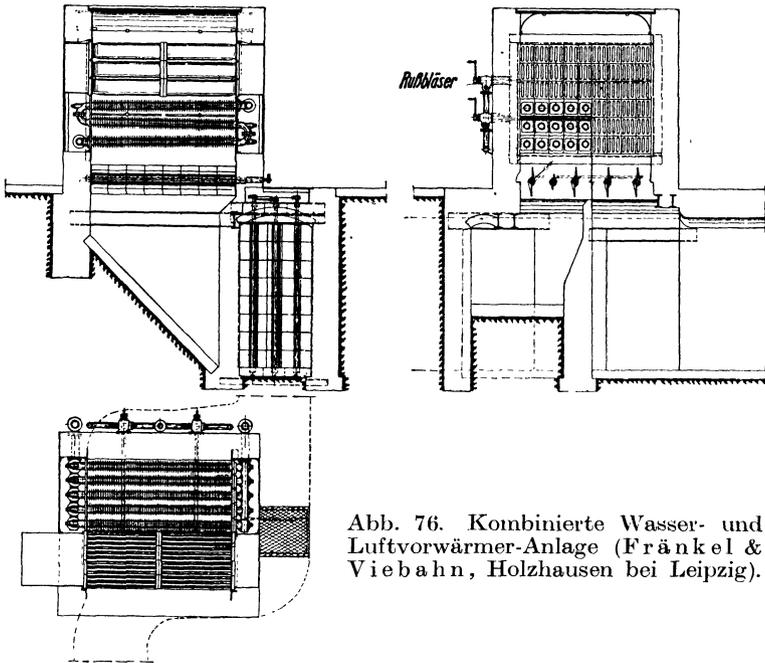


Abb. 76. Kombinierte Wasser- und Luftvorwärmer-Anlage (Fränkel & Viebahn, Holzhausen bei Leipzig).

Er muß für einen Druck gebaut werden, der um einige Atmosphären höher liegt als der Kesseldruck, und erfordert im Betriebe dauernd mehr Wartung und mehr Reparatur- und Unterhaltungskosten als der Luftvorwärmer, der, vom Kesseldruck unbeeinflusst, geringe Wartung und wenig Unterhaltungskosten beansprucht. Ganz besonders bei steigenden Dampfdrücken von 30 bis 60 at und mehr werden die Aufgaben des Ekonomiserbaues immer schwieriger, der Betrieb unsicherer und die Kosten höher; hier bietet sich dem Luftvorwärmer ein besonders großes Anwendungsgebiet. Wird

zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades Anzapf-
vorwärmung angewendet, so bietet der Luftvorwärmer, wenn
man von einem etwaigen Wärmebedarf zur Brennstoffvor-
trocknung und Vorwärmung absieht, die einzige und beste
Möglichkeit der Abwärmeverwertung. Hier liegt das zweite
große Anwendungsgebiet für Rauchgasluftheritzer.

Schornsteine als Luftvorwärmer.

Da die Lage des Luftvorwärmers beliebig ist, kann er
auch an oder in dem Schornstein Platz finden, oder endlich
kann der Schornstein direkt als Luftvor-
wärmer ausgebildet werden. Legt man z. B.
um einen Blechschornstein einen zweiten,
konzentrischen Mantel, so daß die Verbren-
nungsluft durch den engen Ringspalt gesaugt
wird, so erhält man zwar wegen der geringen
Heizfläche, die der Schornsteinmantel bietet,
eine nur sehr geringe Vorwärmung, zugleich
jedoch wird die Wärmeabgabe nach außen von
der vorbeistreichenden Luft aufgenommen
und dem Kessel wieder zugeführt. Diese
Maßnahme läßt sich auch auf den ganzen
Kessel ausdehnen, was besonders bei Rund-
kesseln gut anwendbar ist. Vorschläge dieser
Art bezwecken durch geeignete Um- und
Einbauten auch auf diesem Wege höhere
Luftvorwärmungen zu erzielen.

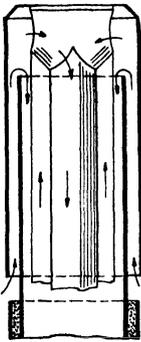


Abb. 77. Luft-
vorwärmerschlot
nach Schlemm.

So zeigt z. B. D.R.P. 94819 von A. Klönne,
Dortmund, einen solchen Schornstein mit
Regenerativkammern.

Nach einem Vorschlag von R. Schlemm,
Chicago¹⁾, wird der obere Teil des Schorn-
steins, der bis dahin mit Asbest oder Scha-
mottesteinen abisoliert ist, als Lufteintritt
ausgebildet, jedoch so, daß kein Eindringen des Rauchgases
in die Luftöffnungen möglich ist (s. Abb. 77). Der Schornstein
ist zur Vergrößerung der Heizfläche mit zwei innen eingesetz-
ten konzentrischen Wellblechmänteln versehen. Außen und
im Kern strömt die Luft abwärts im Gegenstrom zu dem im
Ringraum befindlichen Rauchgase, so daß das Ganze einen
einrohrigen Röhrenluftvorwärmer darstellt.

¹⁾ Power 57, 841 (1923).

Eine andere Lösung stellt der Vorwärmerkamin von Sturtevant dar, der ungefähr quadratischen Querschnitt erhält und durch Zwischenbleche in einen Taschenluftvorwärmer aufgelöst ist.

Künstliche Zugerzeugung.

Die durch die Einfügung zusätzlicher Widerstände in die Gas- und Luftwege bedingten geringen Aussichten der Luftvorwärmung bei natürlichem Zug lassen die Anwendung von Saugzug und Unterwind als erstrebenswert erscheinen. Nur dann ist es möglich, genügend hohe Luftvorwärmung anzuwenden, um die Vorteile der Luftvorwärmung, die in der Leistungssteigerung bei gleichzeitiger Erhöhung des Wirkungsgrades liegen, voll in Erscheinung treten zu lassen. Die Saugzug- oder Unterwindventilatoren bilden somit einen sehr wesentlichen Bestandteil der Luftvorwärmanlage. Gegenüber den Saugzug- oder Unterwindanlagen bietet die Kombination Saugzug, Unterwind und Luftvorwärmer den großen Vorteil, daß erstens im Feuerraum neutrale Zugverhältnisse geschaffen und damit die bei Forcierung des Betriebes sehr beträchtlichen Verluste durch Unverbranntes (Flugkoks) vermieden werden, und daß außerdem die guten Verbrennungsbedingungen und die hohen Temperaturen etwaigen Flugkoksteilchen Gelegenheit geben, zu verbrennen, ehe sie die Heizfläche erreicht haben. Die Schaffung neutraler Zugverhältnisse im Feuerraum wird am besten dadurch erreicht, daß beide Ventilatoren (Saugzug- und Unterwindventilator) auf einer Welle sitzen und von einem Motor aus angetrieben werden. Ausführungsbeispiele zeigen der Luftvorwärmer Bauart Ljungström (s. Abb. 58), bei dem außerdem von dem gemeinsamen Antrieb die Drehbewegung des Läufers abgeleitet wird, und der Luftvorwärmer der „Gesellschaft für Ventilatorzug m. b. H.“, Charlottenburg (s. Abb. 78). Durch eine direkte Kupplung der Regulierung für beide Ventilatoren wird die genaue Beherrschung der Zugverhältnisse bei allen Belastungen erreicht. Bei größeren Einheiten läßt sich diese Anordnung allerdings meist nicht mehr durchführen, und es muß zu einer getrennten Aufstellung der Ventilatoren gegriffen werden.

Zu vorübergehender oder dauernder Leistungssteigerung von Kesseln mit natürlichem Zug bietet die bekannte Zugverstärkung in Verbindung mit dem Lufterhitzer gute Möglichkeiten. Die Zunahme der Leistung wird auf diese Weise

durch die verbesserte Verbrennung und das vergrößerte Temperaturgefälle einerseits, durch die erhöhte Zugwirkung andererseits herbeigeführt, während die Zunahme des Wir-

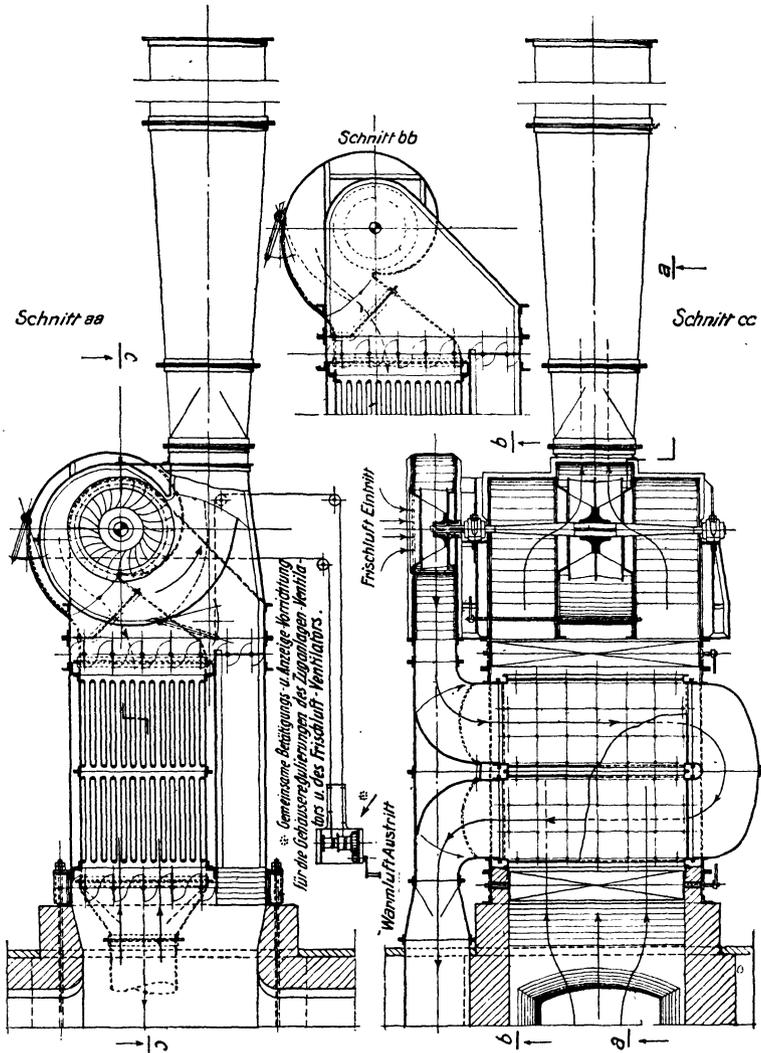


Abb. 78. Lufterhitzer mit kombinierter Saugzug-Unterwind-Anlage.
(Ges. f. Ventilatorzug m. b. H., Charlottenburg.)

kungsgrades die aufzuwendende Arbeit mehr als reichlich deckt. Durch die momentane Steigerung der Kesselleistung ist damit die Erhöhung der Elastizität des Kesselhauses in sehr wirtschaftlicher Weise möglich.

IX. Bemessung und Leistung der Luftvorwärmer.

Lufttemperatur.

Die Frage, wie hoch soll die Luft vorgewärmt werden, kann im allgemeinen beantwortet werden: Möglichst hoch! Gewisse Beschränkungen sind gegeben:

1. durch ungünstigen Brennstoff,
2. durch die Rostkonstruktion,
3. durch die Kesselkonstruktion.

Im allgemeinen können diese Fragen schon durch die vorbereitende Rechnung genügend geklärt werden. Bei dem Brennstoff spielt die Beurteilung des Schlackenschmelzpunktes eine große Rolle, wie weit jedoch durch geeignete Maßnahmen, wie Rauchgaszusatz, Verbesserung der Abstrahlung usw. eine Besserung herbeigeführt werden kann, wurde bereits an anderer Stelle erwähnt. Bei den Rosten sind es nicht die Roststäbe selbst, die z. B. bei Planrosten schon Lufttemperaturen bis 350° anstandslos ausgehalten haben, Schwierigkeiten machen in erster Linie die schmiedeisernen Teile der mechanischen Feuerungen. Die zulässigen Temperaturen liegen bei mechanischer Feuerung bei 250 bis 300° , bei Planrosten (Innenfeuerung) bei 350° , bei Kohlenstaubkesseln mit vollkommen mit Rohren ausgekleideten Kammern bei 350 bis 420° . Darüber hinaus erfordern die Luftvorwärmer ein besonderes Material, im allgemeinen dürfte man damit auch an der Grenze des Erreichbaren angelangt sein. Die Entwicklung scheint hier in der Richtung zu gehen, daß man bestrebt ist, einen möglichst großen Teil der Heizfläche als billige Luftvorwärmerheizfläche auszubilden und die eigentliche Kesselheizfläche entsprechend hoch zu belasten.

Es dürfte auch in absehbarer Zeit eine stärkere Anpassung der Feuerungsfirmer an die Bedürfnisse des Heißluftbetriebes zu erwarten sein. Bereits heute erklären amerikanische Firmen, Stoker-Feuerungen, die für Lufttemperaturen bis 400° geeignet sind, bauen zu können.

Regelung der Lufttemperatur.

Da der Vorwärmer für eine bestimmte Belastung berechnet wird, ist in solchen Fällen, wo die zulässige Temperatur nicht überschritten werden darf, eine Regelung der Temperatur notwendig.

Das gebräuchlichste Mittel ist die Anordnung eines Umföhrungskanals (Bypass), durch den ein mehr oder weniger großer Teil der Gasmenge geleitet wird. Für das Anfahren und Abstellen ist, wie gezeigt wurde, diese Umföhrung ohnehin sehr zu empfehlen. Die dabei gebräuchlichen Absperrorgane (Drosselklappen, Deflektoren) halten jedoch wenig dicht, so daß mit einem dauernden Gasverlust durch diese Umföhrungen gerechnet werden muß, wenn nicht mehrere sorgfältig dichtende Klappen hintereinander angeordnet werden.

Ein anderes Mittel zur Senkung der Temperatur ist die Zumischung kalter Luft, entweder zu der Heißluft hinter dem Luftvorwärmer, wobei man zweckmäßig vom Luftventilator eine Zweigleitung in den Heißluftkanal führt, in welchem als Regulierorgan eine handbetätigte oder durch einen durch Thermostaten gesteuerten Antrieb bewegte Klappe sitzt, oder aber durch Zumischung der kalten Luft zu den Rauchgasen, wenn damit gleichzeitig der Vorwärmer vor hohen Temperaturen geschützt werden soll.

Diese Einrichtungen gestatten lediglich ein Herunterregulieren unter einen gewissen Grenzwert. Tritt der umgekehrte Fall ein, daß die gewünschte Temperatur nicht mehr erreicht wird, sei es, daß die Rauchgasmenge zu gering oder ihre Temperatur zu niedrig ist, so kann eine Zumischung heißer Gase erfolgen, die man an geeigneter Stelle den Kesselzügen entnimmt. Diese Maßnahme kann besonders dann von Bedeutung sein, wenn stark wassergekühlte Kohlenstaubfeuerungen so schwach belastet sind, daß ein Verlöschen der Flamme befürchtet werden muß oder die Zündung versagt.

Besitzt eine Feuerung Zonenregulierung, so kann es unter Umständen angebracht sein, in den einzelnen Zonen verschieden hohe Lufttemperaturen einzuregeln, z. B. höhere in der Zündzone, um die nutzbare Länge des Rostes zu vergrößern, um damit auch das Zündgewölbe zu verkürzen und die Wärmeeinstrahlung vergrößern zu können, und geringere in der letzten Zone, die mit den schlackigen Rückständen bedeckt ist.

Da man im allgemeinen dem Feuerraum bedeutend höhere Temperaturen zumuten kann als dem Rost, da andererseits durch die stärkere Vergasung des Brennstoffes eine größere Sekundärluftmenge notwendig ist als gewöhnlich, schlägt W. H. Owen in D.R.P. 403 949, Kl. 24, K. 4, stufenweise Luftvorwärmung vor. Der Rost erhält eine Primärluft von niedrigerer Temperatur als die Temperatur der Sekundärluft, die in den Feuerraum eingeblasen wird. Der Luftvorwärmer ist damit gewissermaßen in zwei Apparate aufgelöst, von denen der zweite einen Teil der Warmluft weiter überhitzt. Die Temperatur der Sekundärluft kann bei Innenfeuerungen dann unbedenklich auf 400 und mehr Grad gehalten werden. Für den Schiffsbetrieb, wo mit besonders kleinen Feuerräumen gerechnet werden muß, scheint diese Art zweistufiger Lufterhitzer zur Durchführung eines wirtschaftlichen Kesselbetriebes sehr bedeutungsvoll zu sein.

Bemessung des Luftvorwärmers.

Nachdem die zu erreichende Lufttemperatur festgelegt ist, bleibt noch die Bestimmung der Luftmenge. Im allgemeinsten Fall wird die gesamte Verbrennungsluft vorgewärmt. Es ist also zunächst genau zu prüfen, wie der betr. Kessel belastet und mit welchem Luftüberschuß er betrieben werden soll und kann. Bei gas- und ölgefeuerten Kesseln rechnet man mit Luftüberschußzahlen von $n = 1,1$ bis $1,2$, bei Rostkesseln mit mechanischer Feuerung $1,3$ bis $1,5$ und mehr, bei Planrosten $1,5$ bis 2 , bei Kohlenstaubfeuerungen $1,2$ bis $1,5$ je nach der Bauart der Brennkammer. Bei vorhandenen Kesseln ist zu beachten, daß nach Einbau der Luftvorwärmer die Belastung, also auch der Luftbedarf, entsprechend gesteigert wird oder werden soll, während andererseits der Luftüberschuß etwas gesenkt werden kann entsprechend einer Erhöhung des CO_2 -Gehaltes um 1 bis 3% . Wird ein im Betriebe festgestellter CO_2 -Gehalt zugrunde gelegt, so ist es wichtig zu wissen, an welcher Stelle er gemessen wurde, da im Umlauf durch den Kessel die Gasmenge durch das Einsaugen von Falschluff durch Poren und Risse des Kesselmauerwerkes, durch schlecht oder aus Unachtsamkeit gar nicht gedichtete Öffnungen (z. B. Schaulöcher, Rußblaseöffnungen, häufig an den Herausführungen der Kesseltrommeln, Einsteigetüren und Reinigungsklappen), ferner durch unvermeidliche Durchbrechungen, wie die Durchführung der Rußkratzerketten an **Ekonomisern**, die

Gasmenge vergrößert und der CO_2 -Gehalt entsprechend verkleinert wird. Aus zwei gleichzeitigen Messungen des CO_2 -Gehaltes im Feuerraum oder ersten Zug und hinter dem Kessel läßt sich die hinzugetretene Luftmenge berechnen und die Dichtigkeit des Mauerwerkes prüfen. Grobe Undichtigkeiten lassen sich durch Ableuchten der verdächtigen Stellen mit einer Kerze oder einem Streichholz feststellen. Empfehlenswert ist es, für genaue Berechnungen einen Zuschlag von 10 bis 20% für die unvermeidliche Verdünnung durch Falschluf auf die Gasmenge zu machen.

In einigen Fällen, besonders bei Kohlenstaubfeuerungen, wird die Forderung gestellt, daß die Trägerluft (15 bis 20% der Luftmenge) kalt bleibt, damit ein Verschwelen des Staubes in der Zuleitung vermieden wird, oder daß der kalten Trägerluft an einer Stelle Heißluft zugemischt wird, wo Trocknung und Verschwelung beginnen darf; auf die entsprechende Verkleinerung der Luftmenge ist dann zu achten. Umgekehrt kann auch ein Teil der Rauchgasmenge für andere Zwecke, z. B. zur Trocknung in der Kohlenstaubmühle oder dergl., abgezapft werden, so daß nur eine verringerte Abgasmenge zur Verfügung steht.

Bei der stufenweisen Luftvorwärmung ist die Unterteilung in Unter- und Oberluft von der Kohle und ihrem Gasgehalt sowie von der Höhe der Luftvorwärmung abhängig, da diese die Vergasung beeinflußt.

Temperaturgefälle.

Nachdem aus Luftmenge und Lufttemperatur der Wärmebedarf ermittelt worden ist, den man aus dem Jt -Diagramm unmittelbar abgreifen kann, und nachdem ein gewisser Zuschlag für den Wärmeverlust im Luftheritzer und in den Heißluftleitungen oder Kanälen (je nach der Größe der Kesseleinheit 2 bis 5%) gemacht worden ist, können die Gas- und -Austrittstemperaturen bestimmt werden. Die Gasaustrittstemperatur wird bei natürlichem Zug durch die geforderte Schornsteinleistung festgelegt, wobei zu beachten ist, daß durch den Luftvorwärmer selbst und die eventuelle Leistungssteigerung der Zugbedarf vergrößert wird. Bei künstlichem Zug kann die Temperatur zwischen 120 und 200° gewählt werden, je nachdem, ob man einen möglichst hohen Wirkungsgrad des Kessels oder einen möglichst billigen Kessel (kleinere Heizflächen durch höhere Temperaturdifferenzen) und besonders einen billigen Luftvorwärmer anstrebt. Im

allgemeinen wird man in beiden Richtungen ein Optimum suchen und 150 bis 180° als Austrittstemperaturen wählen. Eine noch so geringe Verkleinerung des Luftüberschusses ist wichtiger und wirksamer als eine mit teuren Mitteln und

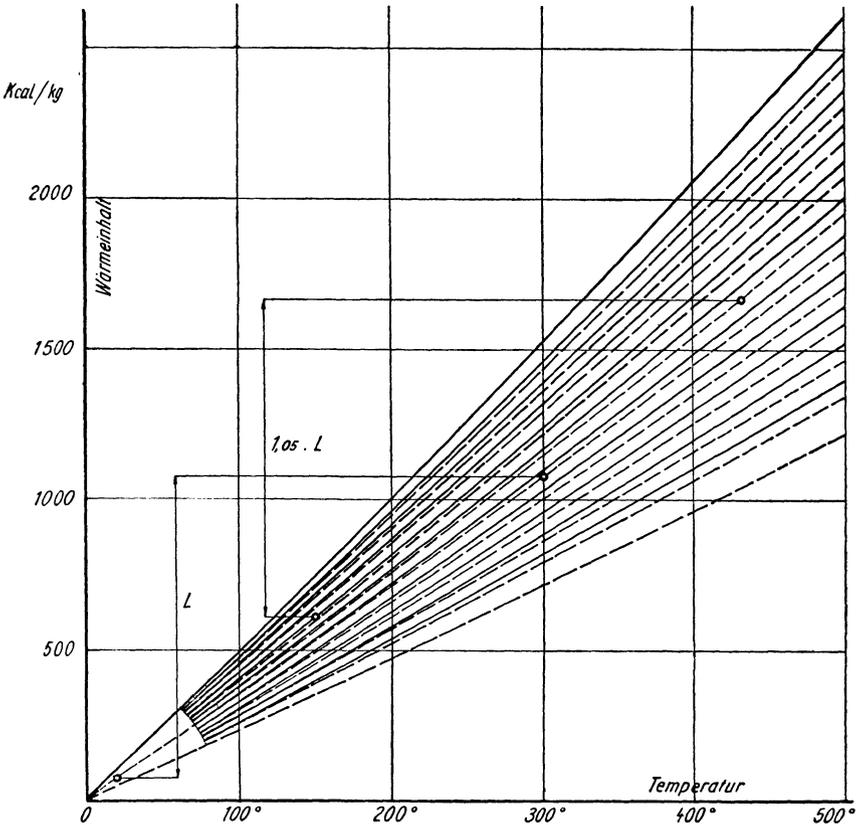


Abb. 79. *Jt*-Diagramm (Steinkohle 7000 kcal/kg) im Gebiet der niedrigen Temperaturen.

betrieblichen Unannehmlichkeiten (Anfressungen usw.) erkaufte Temperatursenkung unter diese Werte. Wie das *Jt*-Diagramm verdeutlicht, wird die Abgasausnutzung um so unwichtiger, je kleiner der Luftüberschuß ist, da die *Jt*-Kurven immer flacher verlaufen (s. Abb. 13).

Die Addition des auf 1 kg (oder 1 m³) Brennstoff bezogenen Wärmebedarfs des Luftvorwärmers zu dem Wärmeinhalt des Abgases ergibt im *Jt*-Diagramm die notwendige Gaseintrittstemperatur. In Abb. 79 ist der im Temperaturgebiet des Luftvorwärmers liegende Teil des *Jt*-Diagramms S. 39 für Steinkohle von 7000 kcal/kg wiedergegeben. Die ausgezogenen Linien zeigen den Wärmeinhalt des Rauchgases, die gestrichelten den der Luft. Die ganze Luft werde bei 50% Luftüberschuß auf 300° vorgewärmt. Die Austrittstemperatur der Gase werde zu 150° festgelegt, der Luftüberschuß sei durch Falschlufteinsaugung auf 60% gestiegen. Zu dem abgegriffenen Wärmeinhalt der Luft Q_1 wird ein Zuschlag von 5% gemacht und die vergrößerte Wärmemenge Q'_1 zu dem Abgasverlust Q_v hinzuaddiert. Die Eintrittstemperatur des Gases in den Luftvorwärmer muß dann 430° werden.

Druckverlust.

Der Druckverlust durch Reibung, ausgedrückt als Druckabnahme pro Längeneinheit $\frac{p_1 - p_2}{l}$ (kg/m² oder mm WS je m), läßt sich wegen der vielfältigen Einflüsse der Eigenschaften des strömenden Mediums, der Strömungsgeschwindigkeit, der Beschaffenheit der Wand usw. nicht ohne weiteres als eine Funktion dieser Größen ausdrücken. Wohl aber kann man durch Zusammenfassen verschiedener Größen zu Kennziffern zu einfacheren mathematischen Funktionen kommen, wenn man die Kenngröße

$$\frac{p_1 - p_2}{l} \cdot \frac{d}{w^2 \cdot \rho}$$

als Funktion der sog. Reynoldsen Zahl

$$\frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu}$$

darstellt. Darin bedeutet $(p_1 - p_2)$ den Druckabfall in kg/m² oder mm WS zwischen zwei Bezugspunkten, die 1 m entfernt liegen, d den Durchmesser in m, w die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in m/sec, $\rho = \frac{\gamma}{g}$ in kg · sec²/m⁴ die Massendichte und μ in kg · sec/m² die Zähigkeit.

Benutzt man die nach Versuchen von Saph und Schoder von Blasius berechneten Werte, so erhält man durch Auflösung

$$\frac{p_1 - p_2}{l} = 0,158 \left(\frac{\mu}{w \cdot d \cdot \rho} \right)^{0,25} \cdot \frac{w^2 \rho}{d} \quad (110a)$$

$$= 0,158 \cdot \mu^{1/4} \cdot \rho^{3/4} \cdot d^{-5/4} \cdot w^{7/4} \cdot 1) \quad (110b)$$

Diese Formel gilt für glatte Rohre mit kreisrundem Querschnitt, für andere Querschnittsformen wird der Vergleichsdurchmesser

$$d' = \frac{4 \cdot F}{U} \quad (111)$$

bei rechteckigen Querschnitten von der Größe $a \cdot b$ daher

$$d' = \frac{2ab}{a+b} \quad (112)$$

eingeführt. Wie weit, besonders bei den flachen Kanälen der Taschenluftheritzer, diese Umformung zulässig ist, ist bisher noch nicht nachgeprüft worden, wie überhaupt genaue Studien über den Druckabfall in flachen Kanälen oder an ausgeführten Luftheritzern bisher nicht bekannt geworden sind.

Von Einfluß auf den Druckverlust ist ferner die Rauigkeit der Wandung, und zwar die relative Rauigkeit, eine Zahl, die das Verhältnis der Rauigkeit zum Durchmesser angibt. Die Kanäle der Luftvorwärmer sind im allgemeinen so groß, die relative Rauigkeit daher so klein, daß sie nur eine geringe Rolle spielt.

Vorstehende Nietköpfe und Blechkanten, Schraubenbolzen und sonstige Einbauten in die Kanäle erhöhen den Druckverlust bedeutend. Die Einzelwiderstände, die Krümmungen, plötzliche Querschnittsveränderungen usw. verursachen, werden in der Formel

$$z = \xi \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \quad (113)$$

dargestellt. γ ist bei Luft für 20° mit rund 1,2 eingesetzt, für andere Gase oder höhere Temperaturen wird der Wert z mit $\left(\frac{\gamma}{1,2} \right)$ multipliziert.

1) Vgl. Dr.-Ing. H. Gröber, Einf. in die Lehre von der Wärmeübertragung, Berlin: Julius Springer 1926.

Nach Rietschel-Brabbée können für Durchmesser von 50 bis 500 mm folgende ξ -Werte eingesetzt werden:

Knie 90° scharf, runder oder quadratischer Querschnitt	1,5
desgl., rechteckiger Querschnitt	2,0
desgl., abgerundet	1,0
Knie 135°	0,5
Bogen 90°	0,3

plötzliche Querschnittserweiterung $\xi = \left(\frac{f}{f_1} - 1\right)^2$ (114a)

bezogen auf w ,

plötzliche Querschnittserweiterung $\xi = \left(1 - \frac{f_1}{f}\right)^2$ (114b)

bezogen auf w_1 (s. Abb. 80).

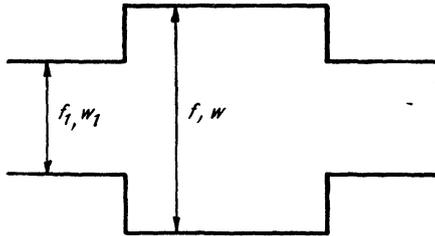


Abb. 80. Querschnittsänderung.

Ein solcher Widerstand liegt beispielsweise bei scharf ausgeführten Ein- und Austrittskanten der Luftvorwärmer vor, wobei $\frac{f_1}{f}$ meist den Wert $\frac{1}{2}$ annimmt.

Heizfläche und Wärmedurchgangszahl
(Plattenluftvorwärmer).

Die Heizfläche wird in bekannter Weise berechnet nach

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_m},$$

wenn F die Heizfläche in Quadratmetern, Q die stündlich zu übertragende Wärmemenge in kcal/h, k die Wärmedurchgangszahl und Δt_m die mittlere Temperaturdifferenz bedeutet. Ist die Temperaturdifferenz am Eintritt = τ_a , am Austritt = τ_e , so ist

$$\Delta t_m = \frac{\tau_a - \tau_e}{\ln \frac{\tau_a}{\tau_e}}. \tag{115}$$

In vielen Fällen genügt es jedoch schon, mit dem Mittelwert

$$\Delta t_m = \frac{\tau_a + \tau_e}{2} \quad (116)$$

zu rechnen.

Die Wärmedurchgangszahl k wird bestimmt durch die Wärmeübertragung vom Gas an die Wand, von der Wand an die Luft und von der Leitung durch die Wand. Der letzte Wert verschwindet vollkommen gegenüber den beiden ersten, sodaß er in der Rechnung unberücksichtigt gelassen werden kann, ob es sich um Schmiedeeisen oder Gußeisen, um 3,5 oder 10 mm starke Wände handelt. Er wird erst von Bedeutung, wenn die Wand mit einem starken Flugaschen- oder Rußpelz verlegt ist. Es ist allgemein

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (117)$$

während bei reinen Heizflächen gerechnet werden kann mit

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (118)$$

Die Wärmeübergangszahlen α_1 und α_2 können nach der bekannten Nusseltschen Gleichung berechnet werden, die nach Groeber¹⁾ in der Form

$$\alpha = 22,5 \cdot z^{-0,05} \cdot d^{-0,16} \cdot w^{0,79} \cdot \frac{\lambda}{a^{0,79}} \quad (119)$$

geschrieben werden kann. Diese Formel gilt jedoch für Rohre mit verhältnismäßig kleinen Durchmessern, so daß es bedenklich erscheint, sie unter Einführung des äquivalenten Durchmessers

$$d' = \frac{2ab}{a+b} \quad (120)$$

für die großen flachen Kanäle der Luftvorwärmer zu verwenden.

Es sollen daher die Versuchswerte von Nusselt und Jürges²⁾ über die Abkühlung einer ebenen Wand durch einen Luftstrom den Berechnungen der Taschenluftvorwärmer zugrunde gelegt werden, obwohl die Versuche nur mit maximalen Wandtemperaturen von 50° und mit Luft von 20° vorgenommen wurden.

¹⁾ a. a. O.

²⁾ Gesundheitsing. 45, (52), 641 (1922) und Beihefte z. Gesundheitsing. Reihe 1, Nr. 19 (1924).

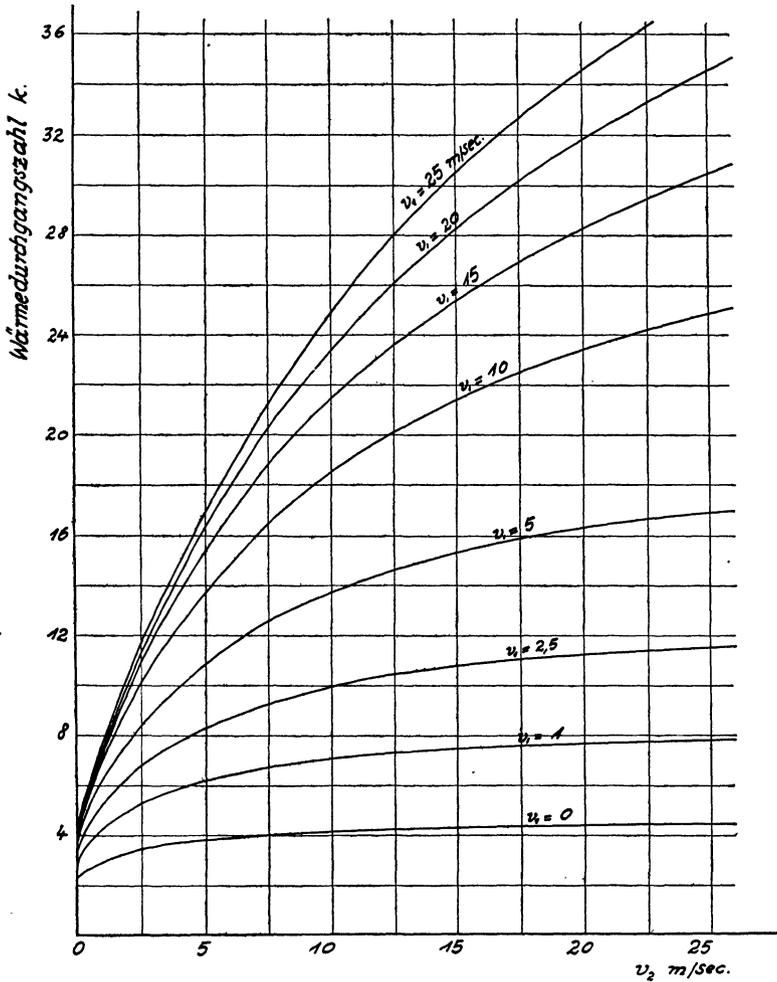


Abb. 81. Wärmedurchgangszahlen für Plattenluftvorwärmer.

Nach diesen Versuchen gilt bei gewalzter Oberfläche

$$\alpha = 6,14 \cdot w^{0,780} + 4,60 \cdot e^{-0,6 \cdot w} \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \quad (121)$$

oder im Bereich der Geschwindigkeiten ≥ 5 m/sec

$$\alpha = 6,14 \cdot w^{0,78} \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}. \quad (122)$$

In erster Annäherung sind diese für Luft geltenden Werte auch für das Rauchgas eingesetzt, woraus sich, in Abhängigkeit von Luft- und Gasgeschwindigkeit, die in Abb. 81 dargestellten Wärmedurchgangszahlen ergeben, die den großen Einfluß der Luft- und Gasgeschwindigkeiten erkennen lassen. Obwohl Luft und Gas nach einem Abkühlungsgesetz ihrer Endtemperatur zustreben, ist es wegen der geringen Temperaturhöhe zulässig, als Mittelwert das arithmetische Mittel zu benutzen und mit dieser mittleren Temperatur das wirk-

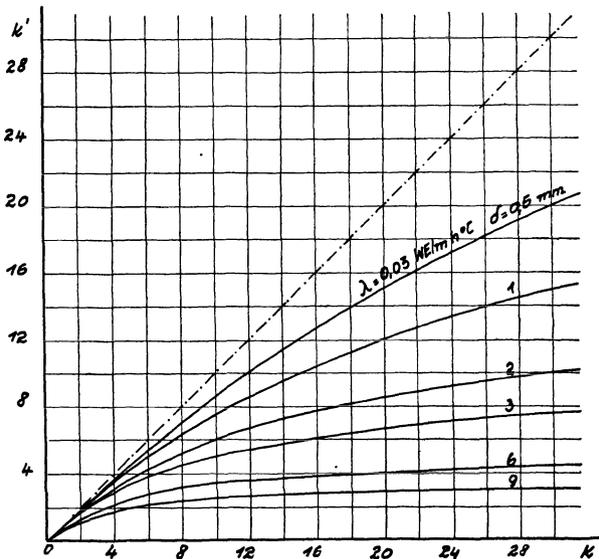


Abb. 82. Einfluß der Heizflächenverschmutzung auf den Wärmedurchgang in Plattenluftvorwärmern.

liche mittlere Volumen zu bestimmen, welches zur Errechnung des Kanalquerschnittes bei einer gewünschten Geschwindigkeit bekannt sein muß. Die Zahlen der Abb. 81 gelten jedoch nur für reine Heizflächen, so daß man für den praktischen Gebrauch je nach der zu erwartenden Verschmutzung (die wiederum von der Art des Betriebes und des verfeuerten Brennstoffes abhängig ist), den k -Wert etwas geringer wählen muß. Der Einfluß einer Rußschicht von der Dicke δ mm ist in Abb. 82 dargestellt, wobei jedoch λ , die Wärmeleitzahl des Rußes, mit 0,03 eingesetzt ist, die eigent-

lich für eine feste Rußschicht, nicht jedoch für die flockigen Ansätze der Verrußung, gültig ist. Immerhin zeigen diese Kurven die große Bedeutung der Heizflächenreinheit, die sich auf die Leistung des Luftvorwärmers sehr fühlbar bemerkbar macht.

Nachdem für eine bestimmte Wärmeleistung Q kcal/h, durch die Festlegung der Temperaturen und Geschwindigkeiten, die Heizfläche und der Kanalquerschnitt gegeben, daneben meist noch eine dritte Größe, z. B. Höhe, Breite oder der Plattenabstand, konstruktiv bedingt ist, können die übrigen Abmessungen des Luftvorwärmers nicht mehr beliebig gewählt werden.

Bezeichnet man mit F die Heizfläche in Quadratmetern, mit a die Breite [ohne Berücksichtigung der Blechstärken also = $\sum (d + d')$], mit b die Tiefe, mit h die Höhe, mit d und d' die Breite eines Gas- und Luftkanals in Metern¹⁾, mit f und f' den Gas- und Luftquerschnitt in Quadratmetern und mit z die Zahl der Kanäle, so gelten folgende Beziehungen:

Es sei gegeben h, a, F, f und f'

$$F = z \cdot b \cdot h, \quad (123)$$

$$a \cdot b = f + f', \quad (124)$$

$$d = \frac{2 \cdot f}{z \cdot b} = \frac{2 \cdot f \cdot h}{F}, \quad (125a)$$

$$d' = \frac{2 f' \cdot h}{F}, \quad (125b)$$

$$b = \frac{f + f'}{a}, \quad (126)$$

$$z = \frac{F}{b \cdot h} \quad \text{oder} \quad \frac{2a}{d + d'}. \quad (127a \text{ und } b)$$

Ähnliche einfache Beziehungen lassen sich aufstellen, wenn andere Bestimmungspunkte gegeben sind.

Zahlenbeispiel.

Ein Kessel von 500 m² Heizfläche mit 35 kg/m²h Heizflächenbelastung und 17 500 kg Dampflieferung pro Stunde (bei 640 kcal/kg) = 11 200 000 kcal/h werde mit Kohle von 7000 kcal/kg befeuert. Bei einem Kesselwirkungsgrad von 80% ist die stündlich verfeuerte Kohlenmenge 2000 kg/h,

¹⁾ Gebräuchlicher Plattenabstand siehe S. 97.

die Belastung des 20 m² großen Rostes 100 kcal/m²h. Es soll mit einem Luftüberschuß von 50% gerechnet werden und die Verbrennungsluft von 20 auf 200° vorgewärmt werden, d. h. es sollen vom Luftvorwärmer (aus dem Diagramm abzugreifen) 750 kcal/kg Kohle = 1 500 000 kcal/h geleistet werden, bzw. unter Einrechnung eines Wärmeverlustes von 5% für Luftvorwärmer und Heißluftkanäle

$$1\,575\,000 \text{ kcal/h oder } 787 \text{ kcal/kg.}$$

Um $k = 20$ zu erreichen, werde die Gasgeschwindigkeit zu 16 m/sec, die Luftgeschwindigkeit zu 10 m/sec gewählt (danach $k = 22$, so daß für Verschmutzung eine gewisse Sicherheit vorhanden ist). Bei einer Luftvorwärmung von 20 auf 200° und ca. 400° Gaseintritts-, 180° Gasaustrittstemperatur und Gegenstrom ist die Temperaturdifferenz am Anfang 200°, am Ende 160°, im Mittel $\frac{200 - 160}{\ln 1,25} = 179^\circ$. Die Heizfläche ist demnach

$$F = \frac{1\,575\,000}{20 \cdot 179} = 440 \text{ m}^2.$$

Das Gas- und Luftvolumen ermittelt sich aus den S. 13—21 abgeleiteten Beziehungen zu $V = 11,63 \text{ m}^3$ (0°, 760 mm) und $L = 11,25 \text{ m}^3$, (0°, 760 mm), bezogen auf 1 kg Brennstoff. Bei $\frac{2000}{3600}$ kg Kohlenverbrauch pro Sekunde und bei der mittleren Gastemperatur von 290° ($T = 290 + 273 = 563^\circ$) und der mittleren Lufttemperatur $t = 110^\circ$ ($T = 383^\circ$) ist

$$V = \frac{11,63 \cdot 2000}{3600} \cdot \frac{563}{273} = 13,35 \text{ m}^3/\text{sec},$$

$$L = \frac{11,25 \cdot 2000}{3600} \cdot \frac{383}{273} = 8,76 \text{ m}^3/\text{sec}.$$

Infolge der unvermeidlichen Undichtigkeiten sei die Gasmenge auf 15 m³/sec aufgerundet. Dann ergeben sich die Kanalquerschnitte für Gas

$$f = \frac{15}{10} = 0,938 \text{ m}^2$$

und für Luft

$$f' = \frac{8,76}{10} = 0,876 \text{ m}^2.$$

Wird ferner festgelegt $h = 3 \text{ m}$, $a = 3 b$, so ergeben sich alle übrigen Abmessungen:

$$b = \frac{t + t'}{a} = \frac{t + t'}{3} = 0,778 \text{ m.}$$

$a = 3 \cdot b = 2,334 \text{ m}$ (ohne Berücksichtigung der Blechstärke).

$$d = \frac{2f \cdot h}{F} = 0,0128 \text{ m.}$$

$$d' = \frac{2f' \cdot h}{F} = 0,0120 \text{ m.}$$

$$z = \frac{F}{b \cdot h} = 189 = 94 \text{ Gas- und } 95 \text{ Luftkanäle.}$$

Röhrenluftvorwärmer.

Für die Berechnung der Röhrenluftvorwärmer liegt genaueres Versuchsmaterial vor. Für ein Beispiel sind die in Abb. 83 wiedergegebenen Kurven in Abhängigkeit der Gas- und Luftmenge durchgerechnet worden, und zwar ist angenommen worden, daß in den 4 m langen Röhren von 50 mm Durchmesser die Luft von einer mittleren Temperatur $t = 100^\circ$ ströme, während das Rauchgas von 300° mittlerer Temperatur das Rohrbündel im Kreuzstrom bestreife. Für den Wärmeübergang im Rohr ist mit der Nusseltschen Gleichung in der Fassung von Groeber

$$\alpha = 22,5 \cdot z^{-0,05} d^{-0,16} \cdot w^{0,79} \cdot \frac{\lambda}{a^{0,79}} \quad (119)$$

und für die Gasseite mit der von Reiher¹⁾ aufgestellten Beziehung

$$\alpha = 0,131 \frac{\lambda_m}{d} \left(\frac{w_{\max} \cdot d \cdot \varrho_m}{\mu_m} \right)^{0,69}, \quad (128)$$

die für ein fünfreihtiges Röhrenbündel mit versetzten Röhren gilt, gerechnet worden. Liegen andere Temperaturen, Gas- und Lüftwege usw. vor, so lassen sich die entsprechenden Kurven für die veränderten Verhältnisse an Hand der Lite-

¹⁾ Dr.-Ing. H. Reiher, Wärmeübergang von strömender Luft an Rohre und Röhrenbündel im Kreuzstrom. Forschungsheft V. d. I. Nr. 269.

ratur leicht aufstellen, es sollte hier lediglich ein Beispiel, welches die Größenordnung der k -Werte zeigt, dargestellt werden. Die Abstimmung zwischen Querschnitten, Heizfläche und verfügbarem Raum läßt sich durch Variationen

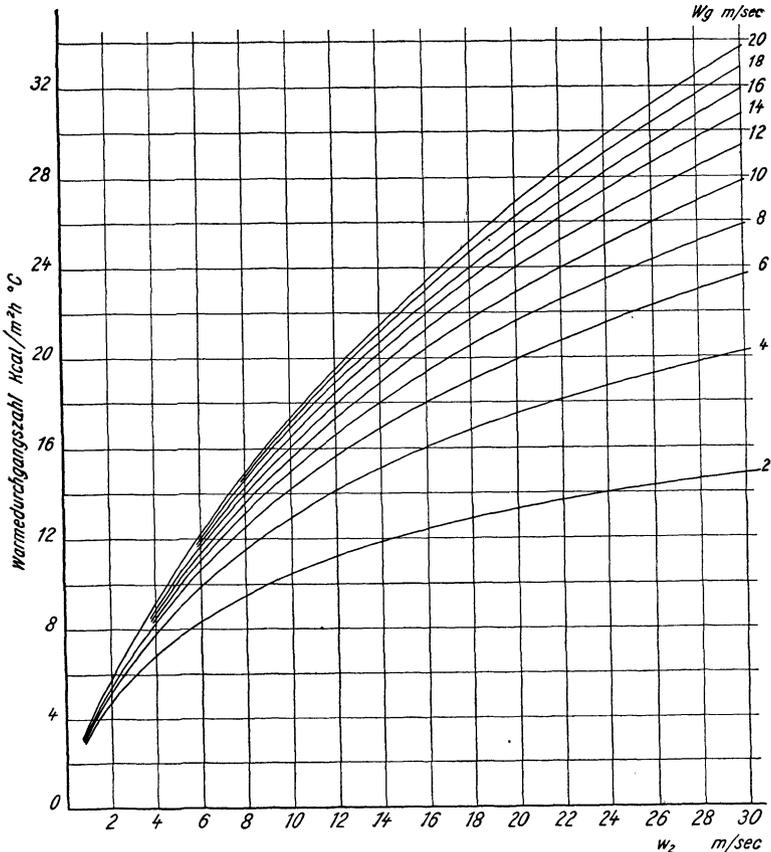


Abb. 83. Wärmedurchgangszahlen für einen Röhrenluftvorwärmer.

im Rohrdurchmesser und der Rohrzahl leicht erreichen. Guter Wärmeübergang erfordert möglichst kleine Rohrdurchmesser, der Druckverlust läßt große Durchmesser günstiger erscheinen. Rechnung und Versuch entscheiden über die wirtschaftliche Dimensionierung.

Regenerativluftvorwärmer.

Für eine überschlägliche Berechnung der Regenerativluft-erhitzer kann man sich an die Berechnung der Rekuperatoren anlehnen. Es besteht jedoch hier der Unterschied, daß die Wärmeübertragung vom Gas an die Wand und von der Wand an die Luft räumlich und zeitlich getrennt vor sich gehen. Es folgt daraus, daß die Regeneratoren ungefähr dieselbe Heizfläche erhalten wie die Rekuperatoren mit dem Unterschied, daß diese, da eventuelle Anfressungen oder gar Zerstörungen ebenso wie Rußbelag keinen merklichen Einfluß auf die Wärmeübertragung ausüben, entsprechend dünner gehalten werden kann. Ungefähr die halbe Heizfläche befindet sich jeweils im Gasstrom, die andere Hälfte im Luftstrom, während in beiden Fällen die Wärmeübertragung den doppelten Wert annimmt gegenüber dem Wärmedurchgang beim Rekuperator. Tatsächlich wurde durch zahlreiche Versuche bei den im Ljungström-Vorwärmer üblichen Gasgeschwindigkeiten von 4,5 bis 5 m/sec $\alpha = 19,7 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ \text{C}$ gefunden in guter Übereinstimmung mit den Messungen von Nusselt und Jürges. Ferner besteht der grundlegende Unterschied, daß das Temperaturgefälle beim Aufladen der Heizfläche dauernd abnimmt, während es bei der Kühlung zunimmt. Es ist tatsächlich auf der Gasseite zu Anfang größer, gegen Ende der Aufheizzeit (bzw. des Aufheizweges der Heizfläche) kleiner als das Temperaturgefälle Gas/Wand bei Rekuperatoren. In dem Maße, in dem das Temperaturgefälle von dem Temperaturgefälle der Rekuperatoren abweicht, sind die Heizflächen beider Apparate verschieden. Die Unterschiede dürften jedoch praktisch nur gering sein. Einer genauen mathematischen Behandlung setzt die Speicherfrage große Schwierigkeiten entgegen¹⁾. Über den Wirkungsgrad und den Temperaturverlauf in der Drehkammer haben Dipl.-Ing. Håkanson und Zander, Stockholm, in der Z. d. V. d. J. 1926, S. 471, Mitteilung gemacht. Als Näherungsformeln für den Wirkungsgrad werden angegeben:

$$\eta = \frac{1,34 \cdot x}{1 + x} \text{ für die Gasseite} \quad (129)$$

und

$$\eta = \frac{1,34}{1 + x} \text{ für die Luftseite.} \quad (130)$$

¹⁾ Es sei hingewiesen auf die Arbeiten von Groeber, Z. d. V. d. J. 1925, S. 705 sowie Einf. in die Lehre v. d. Wärmeübertragung, Berlin. Julius Springer 1926, sowie Heiligenstaedt, „Die Speicherung der Wärme in Regeneratoren“, Mitt. 73 der Wärmestelle Düsseldorf, V. dt. Eisenhüttenleute, Düsseldorf 1925.

x bedeutet darin das Verhältnis vom Wasserwert der Luft zum Wasserwert des Gases

$$x = \frac{L \cdot C_{p_l}}{V \cdot C_{p_g}}. \quad (131)$$

Der Gültigkeitsbereich der Formeln (129) und (130) erstreckt sich über das Gebiet $0,6 < x < 1,2$.

Abdampfbeheizte und direkt befeuerte Lufterhitzer.

Bei der Beheizung mit Zwischendampf oder Abdampf und besonders bei Luftkondensatoren tritt der Wärmeübergang auf der Dampfseite fast völlig zurück, während die Luftseite allein ausschlaggebend ist. Der Einfluß der Wandstärke und der Wärmeleitzahl des Rohrmaterials tritt damit etwas stärker in Erscheinung, weshalb man bei derartigen Apparaten auch Kupferrohre verwendet hat. Für die Berechnung des Wärmeübergangs strömenden Heißdampfes gibt die Literatur genügenden Anhalt¹⁾. Wird der Dampf zur Kondensation gebracht, so kann der Einfluß der Dampfseite ganz vernachlässigt werden, die k -Werte erreichen dann ungefähr die doppelte Höhe und die Apparate werden entsprechend klein.

Bei getrennt befeuerten Lufterhitzern wird in ähnlicher Weise vorgegangen wie bei der Berechnung der Dampfkessel, d. h. es ist besonders die Wärmeübertragung durch direkte und indirekte Strahlung und die Strahlung des Gases und der leuchtenden Flammen (Rußsuspensionen) zu berücksichtigen und aus den früher dargelegten Gründen eine meist beträchtliche Luftgeschwindigkeit zu wählen, womit gleichzeitig eine möglichst gute Kühlung der Rohre erreicht werden soll. Bei steinernen Apparaten ist der Wärmedurchgang durch die Heizfläche von Bedeutung.

X. Versuchsergebnisse.

Die Versuche an ausgeführten Anlagen bestätigen das theoretisch zu erwartende Ergebnis. Von Einfluß ist dabei natürlich die Höhe der Lufttemperatur und die Art des

¹⁾ Vgl. ten Bosch, „Die Wärmeübertragung“, Berlin: Julius Springer 1922.

Brennstoffs und der Beanspruchung des Kessels. Eine Zusammenstellung von Versuchsergebnissen, die an Anlagen mit Ljungström-Luftvorwärmern gewonnen worden sind, zeigt die Zahlentafel 8. Die Versuche Nr. 1 bis 4, 7, 8, 11 und 12 wurden vom Dampfkesselüberwachungsverein für Mittel- und Nordschweden, Nr. 5 und 6 vom Südschwedischen Verein durchgeführt. Die Untersucher bestätigen in ihren Berichten, daß die Versuchs- und Betriebsdurchführung keine Schwierigkeiten ergab, und daß die Roste und Feuerungseinmauerungen den auftretenden Temperaturen gut standhielten. Bemerkenswert ist die Höhe der Lufttemperaturen, die zwischen 220° und 346° liegen, und die damit erzielten Brennstoffersparnisse von über 10 bis 20%. Hierbei kann man zwei Einflüsse unterscheiden: die Verbesserung des Wirkungsgrades steigt mit wachsender Lufttemperatur und liegt bei Handfeuerung durchweg höher als bei mechanischen Feuerungen, da diese bereits einen höheren Wirkungsgrad besitzen und keine so hohe Steigerung mehr zulassen. In Abb. 84 sind die Versuche der Zahlentafel 8 unter Hinzuziehung einiger nicht angeführter Versuchsreihen zusammengestellt, wobei die Brennstoffersparnis in Abhängigkeit von der Lufttemperatur unter dem Rost dargestellt ist. Wo diese nicht angegeben ist, ist von der Temperatur am Luftvorwärmeraustritt ein Abzug von 10 bis 20° als Temperaturverlust bis zum Rost gemacht worden.

Wie sich die Verbesserung des Wirkungsgrades aufteilt in die Verminderung des Abgasverlustes einschließlich der unverbrannten Gase, in die Verluste durch Unverbranntes in den Rückständen usw., zeigen die von C. W. E. Clarke an einem C.-E.-Luftvorwärmer (nach Entwürfen der Underfeed Stoker Co., London, erbaut) gemachten Versuche, deren Ergebnis in Abb. 85 dargestellt ist¹⁾. Die Einwirkung der erhöhten Abstrahlung des Kessels ist deutlich zu erkennen. Dabei wurden nur Lufttemperaturen von 100 bis 113° angewendet, so daß man bei höheren Temperaturen und einer Kesseltype, bei der die Erhöhung der Abstrahlung wenig oder gar nicht ins Gewicht fällt, noch weit günstigere Ergebnisse erzielen könnte.

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.

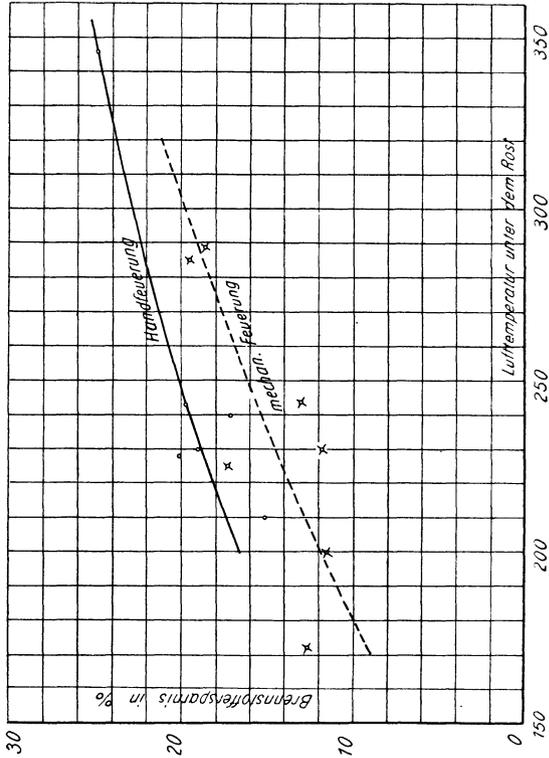
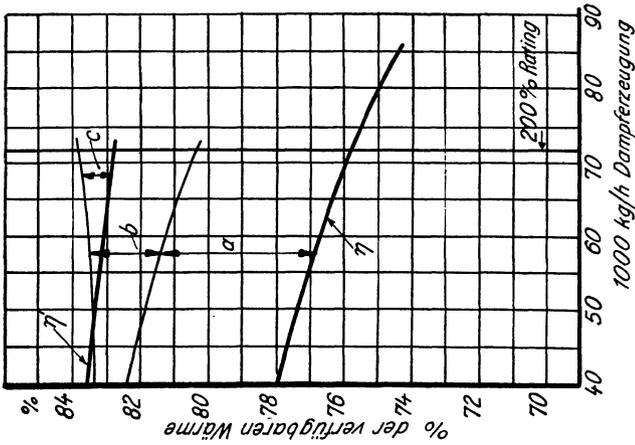


Abb. 84. Brennstoffersparnis und Lufttemperatur.
(Nach Zahlentafel 8.)



a = Brückengewinn aus dem Abgas
 b = Brückengewinn aus den Verlusten in den Herd rückständen
 c = Zusätzliche Verluste durch Strahlung u. a.
 η = Wirkungsgrad ohne η mit Luftvorwärmung
 Abb. 85. Aufteilung der Wirkungsgrads-
 verbesserung nach Versuchen von Clarke.

Zahlentafel 8.

1. Laufende Nr.		1		2		3		4		5		6	
		A. B. Förenade Chokladfabrikerna, Stockholm		Holmens Brucks u. Fabriks A. B. Norr- köping		Lagamills A. B. Timfors							
2. Kesselbesitzerin		mit	ohne	mit	ohne	mit	ohne	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	WE/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	—						

Bei Abnahmeversuchen im E. W., Rotterdam (Luftvorwärmer Bauart Ljungström), wurden beispielsweise folgende Ergebnisse erzielt:

Zahlentafel 9.

	Ohne Luft- vorwärmung %	Mit Luft- vorwärmung %
Wirkungsgrad	76,4	87,4
Abgasverlust	13,6	7,0
Verluste in den Rückständen	4,0	1,0
Verluste durch Strahlung und unverbrannte Gase	6,0	4,6

Versuchsergebnisse.

1.	7	8	9		10		11		12		13	14		15	
2.	Dampfer „Bur“		North Metropolitan El. Power Supply Co., London (Brimsdown Power Station)				Björka A. B. Lugnvik		Clemensnäs Ursviken (Sägewerk)		Star Papierfabrik Feniscowles, England				
3.	mit	ohne	mit	ohne	mit	ohne	mit	ohne	mit		mit	ohne			
4.	Wasserröhrenkessel											Zweiflammröhrenkessel			
5.	315		408,76				192		274		92,9				
6.	Handfeuerung		Kettenrost				autom. Planrost		Schrägrrost		Planrost, Handfeuerung				
7.	7,85		7,43				5,8		13,5		3,6				
8.	Steinkohle		schottische Steinkohle				Holzabfall		Holzabfall mit 56,1% H ₂ O		Steinkohle				
9.	6440	6510	6055	6002	2050	2200	1660	6188	6188						
10.	538,5	568,5	1162	1172	2500	2446	4390	576	565						
11.	74	78	156,5	157,7	430	422	325	159	156						
12.	4905	4420	9035	8056	5770	5000	8140	5290	3900						
13.	15,7	14 05	22,1	19,71	30,05	26,05	29,6	56,9	42,0						
14.	72	71	58,7	65,6	92,5	91,5	45	129	129,5						
15.	12,1	12,1	11,53	11,42	18,5	18,5	16,6	8,6	8,5						
16.	190,9	190,9	—	—	342	336,5	343	—	—						
17.	290	—	273	—	289	—	252	502	—						
18.	125	305	135,5	255,5	151	282	166	186	499						
19.	9,23	10	10	10,5	14,75	14,62	14,2	11	9,6						
20.	37,5	—	15,5	—	28	9	43	28,5	—						
21.	226	—	220	—	236	—	230	368	—						
22.	—	20	—	16,7	—	—	—	346	—						
23.	83,1	70,5	82,3	72,8	73,0	60,4	77,8	78,4	59,0						
24.	15,1	—	11,5	—	17,3	—	—	24,8	—						

Eine bemerkenswerte Zusammenstellung über den Rückgang der Verluste in den Rückständen zeigt die Veröffentlichung

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	Röhrenluftvor- wärmer B. & W.	18	346
8	1321	240	—	4671	—	18	346
23	1321	240	637	—	—	18	334

	Nr.	1	2
1. Versuch	h	4	4
2. Dauer	—	vorgewärmt	vorgewärmt
3. Verbrennungsluft	—	Öl	Öl
4. Brennstoff	kg/cm ²	13,08	13,11
5. Dampfdruck	—	0,984	0,986
6. Dampfsättigung	kg/h	206,275	206,615
7. Brennstoffverbrauch	kcal/kg	9 674	9 688
8. Heizwert	kg/h	3 040,481	2 977,884
9. Verdampfte Wassermenge	—	14,74	14,41
10. Bruttoverdampfung	kg/m ² h	31,25	38
11. Heizflächenbelastung	kg/m ² h	28,8	34,6
12. Desgl., Normaldampf	mm WS	4,57	15,23
13. Druck der Luft beim Eintritt in den Kessel	° C	224	240
14. Lufttemperatur beim Eintritt in den Kessel	° C	98,3	95,5
15. Gastemperatur am Schornsteinfuß	%	13,63	14,1
16. CO ₂ -Gehalt (Rauchkammer)	%	89,7	87
17. Kesselwirkungsgrad			

lichung von N. E. Funk¹⁾. Die drei Versuchsreihen, die in Abb. 86 dargestellt sind, sind an Kesseln vorstehender Abmessungen gewonnen (siehe Tabelle S. 157 unten).

Eine Versuchsreihe an einem Schiffskessel mit Luftvorwärmer Bauart Howden-Ljungström von W. H. Owen²⁾ an einem Kessel folgender Abmessung ist in Zahlentafel 10 wiedergegeben.

Einender-Kessel.

Außendurchmesser	2896 mm
Gesamte Länge	3353 mm
Flammrohre	2
Kleinster Durchmesser der Wellrohre	809 mm
Länge der Roststäbe	1372 mm
Rauchrohre, ä. Durchm.	63,5 mm 2286 mm lang
Zahl der Rauchrohre	146
Schornsteindurchmesser	914 mm
Schornsteinhöhe	16 510 mm

¹⁾ Nevin E. Funk, „Comparative Performance of Air Preheaters“, Mech. Eng. 48 (1926), 6, S. 562—566.

²⁾ 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.

Tafel 10.

1.	3	4	5	6	7
2.	2,95	2	3	4	5
3.	vorgewärmt	vorgewärmt	vorgewärmt	vorgewärmt	nat. Zug
4.	Öl	Öl	Öl	Kohle	Kohle
5.	13,10	13,08	12,94	13,01	12,65
6.	0,985	0,987	0,987	0,979	0,979
7.	198,178	198,223	193,234	286,765	199,584
8.	9688	9722	9684	7348	7887
9.	28 845,785	28 951,020	27 775,289	31 670,352	17 775,718
10.	14,55	14,6	14,37	11	8,89
11.	30	30,1	28,85	37,5	21
12.	27,6	27,6	26,4	34,4	19,35
13.	25,4	14,73	63,5	8,38	—
14.	255	230	232	224	—
15.	100	93,3	103	111	280
16.	11,7	12,56	8,19	13	10
17.	88,2	88,5	87,4	88,1	66,17

Heizfläche in m ²	bei Kohlefeuerung	bei Ölfueuerung
Rauchrohre	66,5	66,5
Flammrohre	7,5	17,0
Verbrennungskammer	10,5	12,8
Zusammen	<u>84,5</u>	<u>96,3</u>
Inhalt der Flammrohre	2,403 m ³	
Inhalt der Brennkammer	2,265 m ³	
Zusammen	<u>4,668 m³</u>	
Wasserraum	11,129 m ³	
Dampfraum	3,341 m ³	
Wasseroberfläche	2,379 m ²	

Die Wärmebilanz der Versuche Nr. 1, 6 und 7 gibt folgendes Bild:

Zahlentafel 11.

	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	%	1,61	2,31	7,17
Verluste durch Unverbranntes in den Rückständen	%	—	2,4	2,15
Restglied	%	6,39	4,29	15,52

Das sehr hohe Restglied der 7. Versuchsreihe mit kalter Luft läßt auf sehr große Verluste durch Flugkoks oder Ruß schließen, die durch die Luftvorwärmung (Nr. 6) ganz vermieden sind.

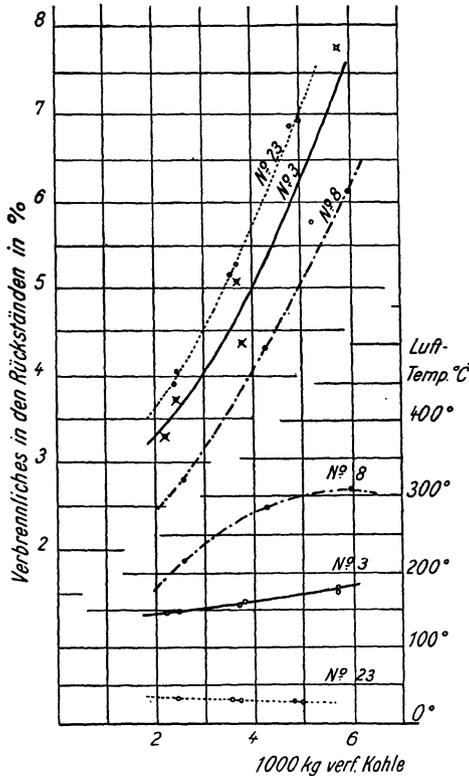


Abb. 86. Lufttemperatur und Unverbranntes nach Versuchen von E. Funk.

So großes Interesse Versuchsresultate auch haben mögen, so können sie doch nicht in allen Einzelheiten das praktische Ergebnis beim betriebsmäßigen Gang des Kessels wiedergeben, bei welchem Belastungsschwankungen und Mängel in der Bedienung große zusätzliche Verluste bedingen können. Es seien daher in Zahlentafel 12 die von L. Marshall Joe kel¹⁾

¹⁾ Siehe Engineering 117 (1924), 3045, S. 608.

vor der „Junior Institution of Engineers“ mitgeteilten einwöchentlichen Versuchsergebnisse an einem Kessel mit Ljungström-Luftvorwärmer wiedergegeben.

Zahlentafel 12.

		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%.

Wirtschaftlichkeit der Luftvorwärmung.

Kurz zusammengefaßt liegen die wirtschaftlichen und betriebstechnischen Vorteile der Luftvorwärmung in folgendem: Die Abwärme des Kessels wird regeneriert, indem sie dem Verbrennungsprozeß im Kreislauf wieder zugeführt wird, die Abgastemperatur kann dabei sehr weitgehend gesenkt werden. Zur Erhitzung der Luft wird nicht die hochwertige Wärme dem Brennstoffbett entzogen, sondern die Abwärme verwertet, der ganze Wärmeübertragungsprozeß spielt sich in einem höheren Temperaturniveau und bei größeren Temperaturdifferenzen ab, wodurch die Kesselheizfläche verkleinert und durch Lufterhitzerheizfläche ersetzt wird. Da die Kesselheizfläche mindestens dreimal so teuer ist wie die Lufterhitzerheizfläche (bei höheren Drücken noch mehr), so verbilligt sich die Gesamtanlage. Der Platzbedarf ist außerordentlich gering, der Bedarf an Grundfläche in vielen Fällen sogar gleich Null, was zur Senkung der Gebäudekosten und zur Leistungssteigerung, auf die bebaute Grundfläche bezogen, beiträgt. Die Rauchgasgeschwindigkeit und die Wärmedurchgangszahl k im Kessel werden vergrößert. Der Wirkungsgrad wird erheblich gesteigert, die Kohlenkosten der

Krafterzeugung entsprechend gesenkt. Die Leistung wird gesteigert und zugleich bei allen Belastungen, besonders bei starker Überlastung, noch gute Wirkungsgrade erzielt, die Kohlenersparnis wird demnach nicht nur beim Paradeversuch erscheinen, sondern sich im Betriebszustand noch besser bemerkbar machen. Die Rückwirkung der heißen Luft auf den Verbrennungsvorgang ergibt einen höheren CO_2 -Gehalt, somit zusammen mit der tiefen Abgastemperatur einen geringen Abgasverlust, keine Verluste durch unverbrannte Gase, Flugkoks, Rußbildung, und vermindert den Gehalt der Herdrückstände an unverbranntem Kohlenstoff. Die Entgasung und Vergasung des Brennstoffs wird gefördert, dadurch die Roste entlastet und die Feuerräume gut ausgenützt, sofern genügend Sekundärluft zur Verfügung steht. Die Verfeuerung minderwertiger und feuchter Brennstoffe ist in sehr wirtschaftlicher Weise möglich. Demgegenüber steht die Anschaffung eines Luftvorwärmers, der nur einfache Konstruktionselemente besitzt, der sich durch geringes Gewicht und geringen Preis, große Betriebssicherheit und geringe Bedienungs- und Reparaturkosten auszeichnet, und der von der Höhe des Kesseldruckes in keiner Weise abhängig ist.

Im Vergleich mit Ekonomisern ist zu bemerken, daß auch der Ekonomiser eine Abwärmeausnutzung bis auf ziemlich tiefe Temperaturen ermöglicht, daß er jedoch den Verbrennungsvorgang in keiner Weise beeinflusst, daß er im Gewicht und daher im Preis bedeutend höher liegt und einen großen Raum, meist auch eine große Grundfläche beansprucht. Mit steigendem Druck wächst die Betriebsunsicherheit, die Wahrscheinlichkeit kostspieliger Reparaturen und der Preis. Ein Ekonomiser für 25 at kostet bereits 50% mehr, ein Ekonomiser für 30 at 75% mehr als der Ekonomiser für 15 at. Bei noch höheren Drücken wachsen die Konstruktionsschwierigkeiten derartig, daß man lieber ganz auf den Ekonomiser verzichtet. Im Gebiet sehr niedriger Dampfdrucke ist der Ekonomiser, der etwa 60 bis 75 M/m^2 kostet, mit dem Luftvorwärmer, der heute etwa 20 bis 35 M/m^2 kostet, konkurrenzfähig, und die Kombination der Ekonomiser mit Luftvorwärmer ergibt wirtschaftlich günstige Aussichten. Mit steigendem Kesseldruck verschieben sich die Verhältnisse sehr zu ungunsten der Ekonomiser, und bei Anzapfvorwärmung des Speisewassers werden diese ganz überflüssig.

In diesen Fällen addieren sich die Vorteile, die die Regenerierung durch Zwischendampf und die Vorwärmung bringen,

und so ergeben sich besonders in Verbindung mit der Anwendung von Hochdruckdampf, der eine weitgehende Regenerierung durch mehrstufige Anzapfvorwärmung zuläßt, bedeutende Vorteile, die die sprunghafte Entwicklung der Krafterzeugung in den letzten Jahren erklärt.

XI. 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.

¹⁾ Brit. Patent 4081.

zugeführt wird¹⁾. Neilson²⁾, 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 Entwicklung 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 Hüttenleute, 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

¹⁾ 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.

²⁾ Vgl. Johannsen, Geschichte des Eisens.

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 verdienten. 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 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 Rußbekämpfung²⁾ 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

¹⁾ London 1854.

²⁾ C. W. Williams, Prize Essay on the Prevention of the Smoke Nuisance. London 1856.

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 — 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

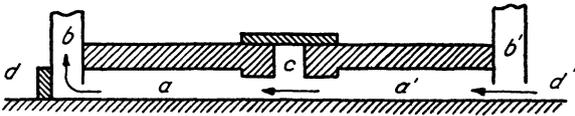


Abb. 87. Regenerativprinzip einer Handskizze von Friedrich Siemens.

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 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 Tönstücke 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 zwar nicht das Regenerativprinzip, aber eine Reihe von wichtigen Einzelheiten, unter anderem die Verwendung von Gas usw., geschützt waren. Diesem folgten in den Jahren 1856 bis 1861 noch eine Reihe anderer Patente, und Friedrich 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 u. a. 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,

¹⁾ Berlin 1885.

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 205 282¹⁾ 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. Hoadley²⁾ 1881/82 sehr eingehende Versuche mit und ohne Luftvorwärmung durchgeführt, die eine Kohlenersparnis von 10 bis 18% ergaben. Diese 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 ca. 9,5 mm Wandstärke war mit 65 Rauchrohren von ca. 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 Eintritt der Luft ermöglicht (s. Abb. 88). 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

¹⁾ Improvement in apparatus for combustion of fuel for generation of steam.

²⁾ J. C. Hoadley, Warm-Blast Steam-Boiler Furnace. New York 1886.

wurden und der Luftvorwärmer durch die Einfügung zahlreicher Zwischenwandungen in die in Abb. 89 dargestellte Form gebracht wurde (Versuchsreihe Warmluft K. Nr. 2). Auch hier wurde das Gas durch die zweizölligen Rohre, die Luft im Kreuzstrom um die Rohre herum geführt.

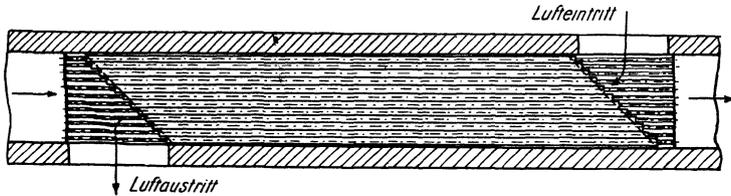


Abb. 88. Luftvorwärmer nach Marland.

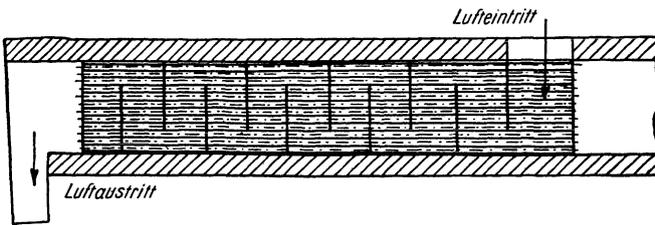


Abb. 89. Luftvorwärmer nach Marland-Hoadley.

Die bei den Versuchen verfeuerten Kohlen sind durch folgende Analysen (Mittelwerte) gekennzeichnet.

Zahlentafel 13.

	Ohne Luftvorwärmung		Mit Luftvorwärmung	
	Anthrazit	Flammkohle	Anthrazit	Flammkohle
C	82,43	81,03	81,51	81,71
H ₂	1,86	3,84	1,89	3,79
O ₂	} 2,81	4,49	} 2,28	4,91
N ₂		2,00		2,00
S ₂		0,82		0,82
Asche	10,12	7,19	11,83	5,75
Wasser	2,78	0,63	2,49	1,02

Die wichtigsten Daten des zusammenfassenden Versuchsberichtes sind in der nachstehenden Zusammenstellung wiedergegeben.

Zahlentafel 14.

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-Er- 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

¹⁾ Nach der Mollier-Dampftabelle ermittelt.

Zahlentafel 14 (Fortsetzung).

1. Kessel:		P	1	2	P	1
2. Brennstoff:		Anthrazit			Flammkohle	
		Ohne Luftvorwärmung	Mit Luftvorwärmung	Mit Luftvorwärmung	Ohne Luftvorwärmung	Mit Luftvorwärmung
23. Temperatur der Verbrennungsluft	° C	25,7	192	168	21,6	176
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 Feuerdämpfung 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 Gebläses	%	—	ca. 1%		—	ca. 1%

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. Eine Berichtigung der Hoadleyschen Angaben auf Grund unserer heutigen genaueren Kenntnis des Wärmehaltes des Dampfes und der spez. Wärme der Gase erübrigt sich wohl, da die Angaben keine großen Abweichungen zeigen. 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.

Von besonderem Interesse ist der von Hoadley für einen Versuch mit Flammkohle angegebene Temperaturverlauf, wenn auch die Untersucher die Schwierigkeiten der Temperaturmessung scheinbar nicht ganz überwunden haben.

Die Temperaturen wurden von Hoadley folgendermaßen angegeben:

Zahlentafel 15.

	Ohne Luft- vorwärmung °C	Mit Luft- vorwärmung °C
Flammentemperatur	1367	1534
An der Feuerbrücke	727	871
Vor den Rauchrohren	480	565
Hinter dem Kessel (Rauchkammer) . .	190	190
Lufttemperatur (unter dem Rost) . .	0	167
Dampf und Wasser im Kessel	149	
Abgastemperatur im Kamin	190	72
Außenluft	0	0
Gastemperatur hinter dem Luftvorwär- mer	—	213
Lufttemperatur hinter dem Luftvor- wärmer	—	149

Als einer der bedeutendsten Pioniere auf dem Gebiete der Luftvorwärmung muß James Howden genannt werden, der bereits 1862 — damals aber ohne Erfolg —, später im Jahre 1882 einen Luftvorwärmer für einen kleinen Schiffskessel ausführte, den er bereits 1880 entworfen hatte. Howden, der auf dem Gebiete des künstlichen Zuges Hervorragendes geleistet hat, kennzeichnet in einer Veröffentlichung (1884)¹⁾ 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 Resultate 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

¹⁾ Engineering 1884, I.

natürliche Zug vorherrschend, da kein Bedürfnis nach außerordentlichen Leistungssteigerungen vorlag, und da Kesselbau und Betrieb bis heute 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 mit der Steigerung der Dampfdrücke, die die Kesselabgastemperatur erhöhen, die Economiser verteuern und betriebsunsicherer machen, mit den Wirtschaftskrisen, die Wirkungsgradsteigerungen mit einfachen Mitteln geboten erscheinen lassen, und mit der Anwendung der Abzapfvorwärmung, die den Rauchgasvorwärmer entbehrlich macht, ist der Luftvorwärmung ein neues und sehr großes Arbeitsfeld eröffnet.

Etwa um 1920 leben die Bestrebungen des Luftvorwärmerbaues mit der neuesten Entwicklung im Bau großer Kraftwerke allerorten auf und bringen die Vielgestalt der Konstruktionen, die heute den Markt beherrschen.

Von besonderem Interesse sind in diesem Zusammenhang die Versuche, die an der ersten Ausführung des Ljungström-Vorwärmers von K. J. Herbold und A. Blomquist, Mitglieder des mittel- und nordschwedischen Dampfkesselvereins, durchgeführt wurden, die gewissermaßen den Grundstein des Erfolges dieser heute am weitesten verbreiteten Konstruktion darstellen (vgl. umstehende Zahlentafel 16 und 17).

Die bis heute gemachten Erfahrungen lassen die Luftvorwärmer als einen notwendigen Bestandteil moderner Kesselanlagen erscheinen, die zur Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung sehr wesentlich beitragen und rückwirkend die Weiterentwicklung der bisher gebauten Kesseltypen zu neuartigen Hochleistungskesseln zu fördern vermögen. In diesem Sinne bilden die Luftvorwärmer — welche Konstruktion man auch bevorzugen möge — nicht nur einen großen Fortschritt im Dampfkesselbau, sondern zugleich den Keim zu neuen Fortschritten.

Zahlentafel 16. (Versuchsbericht.)

A. B. Ljungströms Ängturbin, Gåshaga, Lidینگön.

		Nr. I Ohne Luftvorwärmer	Nr. II Mit Luftvorwärmer
Datum		9. 5. 1921	10. 5. 1921
Dauer	h	4,67	5,15
Kessel Nr.		3929	
Kesselbauart		Röhrenkessel mit Unter- feuerung	
Heizfläche	m ²	66,3	
Feuerung		Planrost	Handfeuerung
Rostfläche	m ²	0,6	

Brennstoff:

		Kohle	
Sorte			
Heizwert Ho	kcal/kg	7670	7840
Heizwert Hu	kcal/kg	6740	6920
Feuchtigkeit	%	8,4	8,0
Aschengehalt	%	5,7	4,1
Verfeuerte Menge	kg	500	350
Rostbelastung	kg/m ² h	179	113,2

Rauchgas:

Temperatur am Schieber	° C	257	—
Temperatur vor dem Luftvorwärmer	° C	—	222
Temperatur hinter dem Luftvorwärmer	° C	—	123
Temperatur der Luft beim Eintritt in den Luftvorwärmer	° C	26	29
Desgl. beim Austritt aus dem Luftvorwärmer	° C	—	135
CO ₂ -Gehalt	%	9,8	10,5
Brennbare Gase	%	0,6	0,3

Zug:

Am Schieber	mm WS	6	3
Druck in der Luftkammer		—	16
Zug in der Gaskammer		—	11

Dampf:

Druck	kg/cm ²	8,2	7,4
Sattdampftemperatur	° C	175	172

Speisewasser:

Temperatur im Sammelbehälter	° C	8	9
Verdampfte Wassermenge	kg	3439	2874
Heizflächenbelastung	kg/m ² h	11,2	8,45
Bruttoverdampfung	kg/kg	6,87	8,21
Kesselwirkungsgrad	%	66,9	77,6

Aus dem Versuch ergibt sich folgende Wärmebilanz:

Zahlentafel 17.

	Ohne Luftvorwärmer		Mit Luftvorwärmer	
	kcal	%	kcal	%
Wirkungsgrad	4509	66,9	5370	77,6
Abgasverlust	1031	15,3	401	5,8
Verlust durch unverbrannte Gase .	243	3,6	125	1,8
Restverlust	957	14,2	1025	14,8
	<u>6740</u>	<u>100,0</u>	<u>6920</u>	<u>100,0</u>

Namenverzeichnis.

- A. B. Ljungströms Ängturbin 80, 173, 174.
Abwärmeausnutzung und Saugzug G. m. b. H. „Abas“ 100, 101, 113.
Allner 57.
Altmayer 57.
Aufhäuser 56.
Babcock & Wilcox Dampfkesselwerke A.-G., Deutsche 93, 94, 95.
Bähr 58.
Balcke, Maschinenfabrik 117.
Bender & Främbs, G. m. b. H. 111, 112.
Benson 89.
Bettington 87
Blasius 143.
Blaw-Knox 117, 129.
Bloess 92.
Blomquist 173.
Bone 53, 57.
ten Bosch 153.
Boudouard 55.
Brabbée 144.
Brill 92.
Broche 9.
Clarke 99, 154, 155.
Coad 163.
Coles 25.
Combustion Engineering Corporation, International 87, 100, 104, 105, 109.
Coward 57.
Cowper 164, 167.
Dabeg Maschinenfabriks-A.-G. 117, 126.
Davy 165.
Delbag 89.
Dixon 53, 55, 56.
Donath 10.
Donnersmarckhütte 117.
Dow 80
Farup 58.
Fischer 65.
Föge 95, 96.
Fränkel & Viebahn 132, 133.
Funk 73, 75, 158.
Gesellschaft für Abwärmeverwertung 100.
Gesellschaft für künstlichen Zug m. b. H. 173.
Gesellschaft für Ventilatorzug m. b. H. 72, 131, 135, 136.
E. Green & Son, Ltd. 92, 96, 107.
Gröber 115, 143, 145, 150, 152.
Haber 56, 57.
Håkanson 152.
Hartmann, Maschinenfabrik, Max & Ernst 103, 104.
Haward 53.
Hecker 111, 112.
Heiligenstaedt 116, 152.
Helbig 16.
W. C. Heraeus G. m. b. H. 12.
Herbold 173.
Hoadley 92, 168, 172.
Honigmann 97.
Howden 76, 125, 158, 172.
Joekel 160.
Johannsen 164.
Jürges 145, 152.
Kammerer 42, 67.
Klönne 134.
Kohler 67.
Krupp 90.
Lang 55.
Lant 9.
Lenz 165.
Linke - Hofmann - Lauchhammer-A.-G. 87, 88.
Ljungström 76, 77, 117—125, 135, 154, 156, 157, 161, 173, 174.
Marland 92, 168, 169.
Mayer 57.
Meier & Weichelt 90.
Menzel 29, 30, 31.
Meyer 56.
Münzinger 104.
Neilson 163, 164.
Nernst 28, 61.
Norn and 89.
Nusselt 145, 150, 152.
Otte 85.
Owen 139.
Perry 117, 127, 128.
Petersen 92.
Prat-Daniel 99.
Prost 11.
Ralston 73, 75.
Reiher 150.
Rhead 56.
Richardt 57.

Rietschel 144.
 Rosin 63.
 Roszak 12.
 „Rotator“ Maschinenfabrik und
 Apparatebau G. m. b. H. 105,
 106, 107, 110, 111, 112, 114.
 Saph 143.
 Schlemm 134.
 Schoder 143.
 Schulz 89.
 Schwabach 117, 126, 127.
 Siemens, F. 116, 165, 166, 167.
 Siemens, W. 165, 167.
 Simmersbach 10.
 Stirling, J. 163.
 Stirling, R. 163.
 Strache 9, 53.

Teune 10.
 Thoma 85.
 Tornicroft 89.
 Underfeed Stoker Co. 100, 101,
 102, 106, 107, 154.
 Wärmefang u. Ventilatorbau,
 Dipl.-Ing. H. Föge 95, 96.
 Wärmestelle Düsseldorf 23, 116,
 152.
 Watt 163.
 Wheeler 56.
 Wieland 53.
 Williams 164, 165.
 Wolf 115.
 Wood 87.
 Yarrow 89.
 Zander 152.

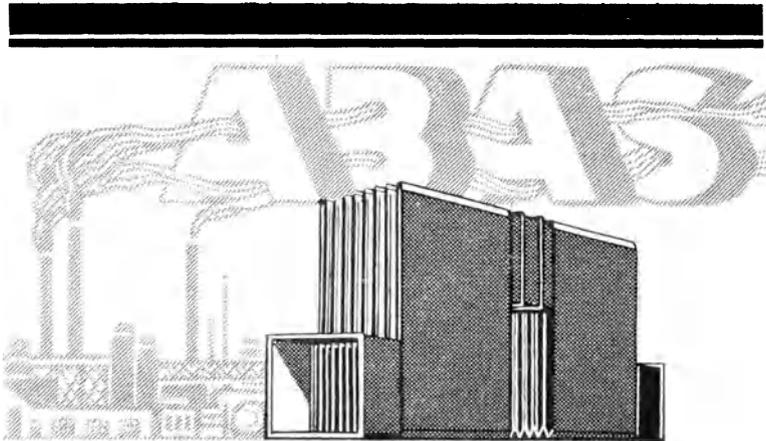
Sachverzeichnis.

Abdampfbeheizte Luftvorwärmer
 112.
 Abkühlungskurven 115.
 Abmessungen der Luftvorwärmer
 144.
 Alferon 90.
 Anordnung der Luftvorwärmer
 130.
 Anschaffungskosten der Luftvor-
 wärmer 162.
 Anzapfdampf-Luftvorwärmung
 112.
 Äquivalenter Durchmesser (Hy-
 draulischer Radius) 143, 145.
 Aschenanalysen 11.
 Aschenschmelzpunkt 9.
 —, Bestimmung des 10.
 Ausdehnungsmöglichkeit der
 Luftvorwärmer 109.
 Austrittstemperatur 140.
 Babcock-Kohlenstaubkessel 94.
 Baustoffe für Luftvorwärmer 90.
 Beeinflussung, gegenseitige, der
 CO_2 - und H_2O -Dissoziation 29.
 Bemessung der Luftvorwärmer
 137.
 Benson-Kessel 89.
 Bettington-Kessel 87.
 Bilanzkurve des Kessels 74.
 Brennstoffe 7.
 Brennstoffersparnis bei Luftvor-
 wärmung 78, 155.
 Brennstofftrocknung 52.

Brennstoffvorwärmung 25.
 Brennzeit von Kohlenstaub 63.
 Calder-Apparat 164.
 Cowper-Apparat 164, 167.
 Dampfbeheizte Luftvorwärmer
 112, 153.
 Dampfzusatz zum Brennstoff 79.
 Delbag-Druckfeuerung 89.
 Direkt befeuerte Lufterhitzer 110,
 153.
 Dissoziation 26.
 — bei Luftüberschuß 30.
 Dissoziationsgleichgewicht 27, 28.
 Distanzhalter für Plattenluftvor-
 wärmer 102.
 Druckverlust im Luftvorwärmer
 142.
 Eintritts- und Austrittskanten
 der Luftvorwärmer 102.
 Einzelwiderstände 144.
 Ekonomiser, Anschaffungskosten
 der 162.
 —, Vergleich von — mit Luftvor-
 wärmern 162.
 Entwicklung des Luftvorwärmer-
 baues 163.
 Falschluff 139.
 Feuerungen für hohe Luftvor-
 wärmungen 81.
 Gas- und Luftführung im Luft-
 vorwärmer 91, 130.
 Gebrauchswert der Brennstoffe 8.
 Geschichtlicher Überblick 163.

- Heizflächenanordnung, Hallen-**
 artige 82—84.
 — nach Otte 85.
 — nach Thoma 85.
Heizfläche, Leistung der direkt
 bestrahlten 70.
 — der Luftvorwärmer 144, 150,
 152.
Heizwert der Brennstoffe 9.
Howden-Zug 172.
Indifferente Gase, Einwirkung
 der — auf die Dissoziation 29,
 30.
Jt-Diagramm 24.
 — für Generatorgas Tafel I, II.
 — für Steinkohle 39.
 — mit Berücksichtigung der Dis-
 soziation 38.
Kesselleistung und Wirkungsgrad
 67.
Kohlenoxydverbrennung 53.
Kohlensäuregehalt der Rauch-
 gase 18, 20, 21.
Kohlenstaubkessel 85—89, 94.
Kohlenstoffmodifikation 58.
Kohlenstoffverlust 22.
Krupp-Sonderguß 90.
Künstliche Zugerzeugung 71, 135,
 136.
Kühlung des Feuerraums durch
 Abstrahlung 82—89.
 — durch Luft 89.
 — durch Wasserrohre 81.
Leistungssteigerung, Begrenzung
 der 71, 165.
Luft- und Gasführung im Luft-
 vorwärmer 91.
Luftkondensatoren 113.
Lufttemperatur 137.
Luftvorwärmer „Airéco“ 98.
 —, Bemessung und Leistung der
 137.
 — Bauart A. E. G. und Dr. Mün-
 zinger 104.
 — — Babcock & Wilcox 95.
 — — Blaw-Knox 117, 129.
 — — Combustion Eng. Corp. (C.
 E.) 104.
 — — Connery 106.
 — — Dabeg 117, 126.
 — — Föge 95.
 — — Fränkel & Viebahn 132, 135.
 — — Gesellschaft für Ventilator-
 zug 72, 131, 136.
- Luftvorwärmer, Bauart Green** 96.
 — — Hartmann 104.
 — — Hecker 112.
 — — Hoadley-Marland 92, 168
 bis 172.
 — — Howden - Ljungström 76,
 125.
 — — Klönne 134.
 — — Ljungström 76, 77, 117
 bis 125, 154—161, 173.
 — — Marland 92, 168, 169.
 — — Perry 117, 127, 128.
 — — Fr. Siemens 116.
 — — Schlemm 134.
 — — Sturtevant 135.
 — — Schwabach 117, 126, 127.
 — — Underfeed Stoker Co. 102,
 107.
 — Bauarten 90.
 — Heizfläche der 144, 150, 152.
 — Regelung der 138.
 — „Rotator“ 106, 110—112.
 — „Thermix“ 99.
 — „Usco“ 102, 107.
 — zweistufige 139.
Luftvorwärmung, Einfluß der —
 auf die Verbrennungstempera-
 tur 46.
 —, Einfluß der — auf den Ver-
 brennungsvorgang 61, 66.
 —, Einfluß der — auf den Wir-
 kungsgrad 75, 154, 155.
 —, Höhe der 137.
Nietverbindung für Plattenluft-
 vorwärmer 99.
Plattenabstand 97.
Plattenluftvorwärmer 96.
 —, Heizfläche der 144.
 —, Wärmedurchgangszahl in 146.
Rauchgasrückführung 80.
Rauchgasvolumen 14—17.
Regelung der Lufttemperatur 138.
Regenerativluftvorwärmer 114,
 152.
 — Prinzip (Siemens) 165.
 — Prinzip (Stirling) 163.
Regeneratoren 114.
Reinigung der Luftvorwärmer
 110.
Rekuperator Bauart Hecker 112.
Rohrbefestigung 92.
Rohreinlagen 92.
Röhrenluftvorwärmer 92.
 —, Heizfläche der 150.

- Sauerstoffgehalt der Rauchgase 19, 20, 21.
 Schornsteine als Lufterhitzer 134.
 Schweißverbindung der Luftvorwärmer 102.
 Schwierigkeiten des Heißluftbetriebes 78.
 Sonderbauarten von Kesseln für hohe Luftvorwärmung 81.
 Spez. Gewicht der Rauchgase 20, 21.
 Stickstoffgehalt der Rauchgase 19—21.
 $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ -Werte 45.
 Taschenluftvorwärmer 96.
 —, Heizfläche der 144.
 —, Wärmedurchgangszahl in 146.
 Teilstromregenerator 116, 117.
 Temperaturgefälle im Luftvorwärmer 140.
 Temperaturverlauf im Kessel 67, 68.
 Trägerluft 140.
 Trocknung des Brennstoffes 52.
 Umföhrungskanäle 81.
 Umschaltlinie 115.
 Unvollkommene Verbrennung 22.
 Verbrennung 13.
 — fester Brennstoffe 54.
 — flüssiger Brennstoffe 64.
 — von Gasen 65.
 — von Kohlenstaub 62.
 — des Kohlenstoffes 56.
 — mit Luftüberschuß 17.
 Verbrennungsgleichungen 14, 15.
 Verbrennungstemperatur 22.
 —, Einfluß der Luftvorwärmung auf die 46.
 — von Steinkohle 47—51.
 Verbrennungstemperatur, wirkliche 38.
 Verbrennungsvorgang 53.
 Verluste eines Dampfkessels 73 bis 75.
 Versuche von Hoadley 168—172.
 Versuchsergebnisse 153, 170, 173.
 Vorwärmung des Brennstoffes 25.
 — der Luft 25.
 Wärmehalt der Rauchgase 19, 24.
 Wärmestrahlung 40—44.
 Wärmeübergang an ebene Wände 145.
 — an Rohrbündel 150.
 Wärmeübertragung im Kessel 68 bis 70.
 — im Luftvorwärmer 144, 150.
 — in Regeneratoren 152.
 Wärmeverluste des Luftvorwärmers 142.
 Wassergehalt der Rauchgase 18, 20, 21.
 Wasserzusatz zum Brennstoff 13, 80.
 Winkelverhältnis 41.
 Winkelverhältnis. Vergrößerung des 82—84.
 Wirkungsgrad des Kessels 75.
 Wirtschaftlichkeit der Luftvorwärmung 161.
 Wood-Kessel (C. E. C.) 87.
 Zugerzeugungsanlage 71, 72, 135.
 Zugverhältnisse, Beeinflussung der 71, 72, 135, 165.
 Zugverstärkung 71, 72, 135.
 Zwischenbleche für Plattenluftvorwärmer 107, 108.
 Zweistufiger Luftvorwärmer 139.
 Zweistufige Verbrennung 80.



Rauchgas-Taschenluftherhitzer

für Vorwärmung von Verbrennungsluft, Heizungs- und
Trocknungs-Anlagen

Rauchgas-Wassererhitzer D. R. P.

mit turbulenter Strömung für Kessel- und Ofenabgase

Abdampf-Luftherhitzer

zur Ausnutzung des Abdampfes und Vakuum-Dampfes

Saugzug - Anlagen, Unterwind - Anlagen

Ventilatoren für alle Zwecke

Man verlange Prospekt 101 L

Abwärme-Ausnutzung und Saugzug

G. m. b. H.

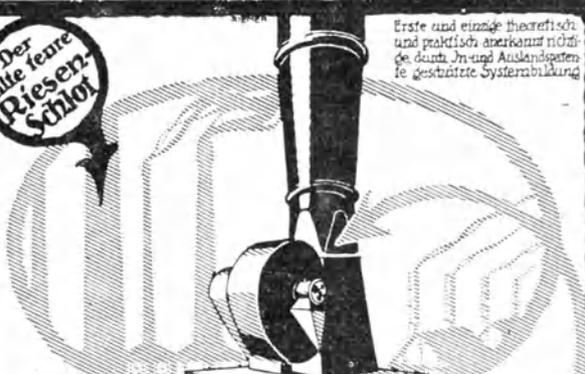
BERLIN W 57

A B A S

BÜLOWSTR. 27

Der
alte feine
Pieser-
Schlot

Erste und einzige theoretisch
und praktisch anerkannt in Öst-
erreich, Deutschland und Auslandspaten-
te gestützte Systembildung



Die neue vollkommene
Ventilatorzuganlage

mit Gehäuseregulierung
System Finsterbusch * D. R. P.

Höchste Leistung

Geringster Kraftverbrauch * Genaueste Regulierung

Volle Betriebssicherheit * Kleinster Platzbedarf

weitere Spezialität:
Rauchgas-Luftvorwärmer

Informationen und Prospekte durch

Gesellschaft für Ventilatorzug mbH

Charlottenburg 4 Wilmersdorferstr. 76

Donnersmarckhütte-Balcke

Verkaufszentrale für Ljungström - Luftvorwärmer

Berlin W 15, Lietzenburger Straße 51

Telephon: Oliva Nr. 4122

Der Ljungström- Luftvorwärmer

ist der einzige Luftvorwärmer mit kontinuierlicher regenerativer Wärmeübertragung und vollständig durchgeführtem Gegenstromprinzip! Größte Heizfläche bei geringem Raum! In Lebensdauer und gleichbleibend hohem Wirkungsgrad unerreicht! Der einzigste Luftvorwärmer, der sich während des Betriebes einfach und vollkommen reinigen läßt!

Bisher 415 Anlagen
ausgeführt!

Alleinige Hersteller für Deutschland:

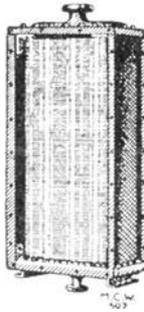
**Vereinigte Oberschlesische Hüttenwerke A.-G.,
Abteilung Donnersmarckhütte, Hindenburg in
Oberschlesien / Maschinenbau Aktien-
gesellschaft Balcke, Bochum**



Lufterhitzer

(Lamellenkalorifer)

für



Lüftung

Trocknung

Heizung

Entneblung

Im Vollbade innen und außen feuerverzinkt.

Größte Wirtschaftlichkeit im Betrieb infolge bester Ausnützung des Heizmittels und geringsten Luftwiderstandes

Geeignet für jeden Wasser- oder Dampfdruck.

Man verlange Vorschläge und Angebot

Maschinenfabrik **Carl Wiessner** Kommand.-Ges.
Telegramme: Cewless **GÖRLITZ** Fernruf 590 und 1726
Zittauer Straße Nr. 51 a

Meier & Weichelt

Eisen- und Stahlwerke

Feuerbeständiger Guß „Alferon“

Höchste Widerstandsfähigkeit gegen Verbrennung. Bei stärkster Betriebsbeanspruchung keinerlei Veränderung weder in der äußeren Form, noch in der chemischen Zusammensetzung, noch im mikroskopischen Feingefüge. Verbürgt vervielfachte Lebensdauer der dem Feuer ausgesetzten Teile.

*

Grauguß

jeder Art in zweckdienlicher Material-Beschaffenheit, durch Gleichmäßigkeit und Sauberkeit ausgezeichnet; vorwiegend als Massenartikel auf Formmaschinen sowie in Einzel-Anfertigung durch Handformerei.

*

Temperguß

Material von höchster Festigkeit und Dehnung, in sauberster Ausführung und gleichmäßiger, weicher Beschaffenheit. In Siemens-Martin-Öfen oder Tiegel-Öfen erschmolzen.

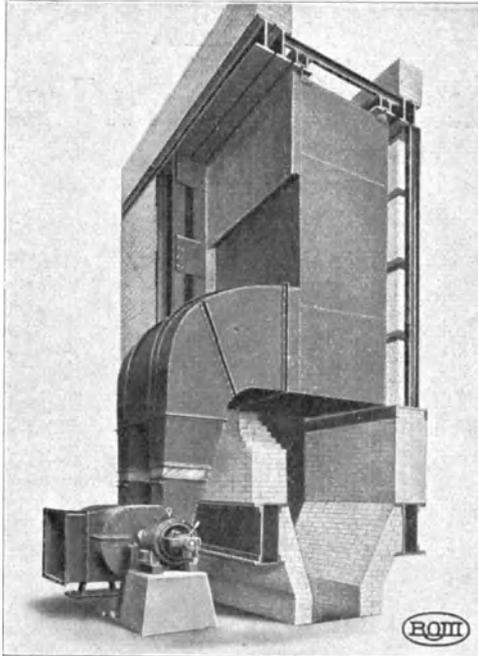
*

Stahl-Formguß

Flußeisenformguß und Flußstahlguß nach dem Siemens-Martin- und Bessemer-Verfahren, in jeweils gewünschter Härte und Zähigkeit.

Leipzig  **Lindenau**

R O M



TASCHENLUFTVORWÄRMER

BAUART DR. MÜNZINGER

MEHRERE DEUTSCHE REICHSPATENTE

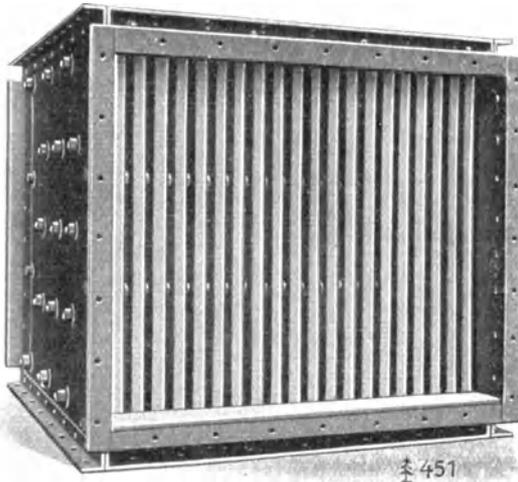
RUD. OTTO MEYER

HAMBURG · BERLIN · BREMEN · KIEL · FRANKFURT/M.
DÜSSELDORF · STUTTGART · BEUTHEN (O.-S.) · LÜBECK

(U. a. wurden 14 Kessel des Großkraftwerkes Rummelsburg
mit R · O · M - Taschenluftvorwärmern versehen)



Rauchgasluftvorwärmer



Ventilatoren

Luftkondensatoren

Blechrohrleitungen

Maschinenfabrik Gg. Kiefer

Feuerbach-Stuttgart 88.

HEISSLUFT

erzeugt unter bestmöglicher Ausnutzung der Abgase der

Topfsche Hochleistungs-Lufterhitzer.

Bei Mechanisierung des Dampfkesselbetriebes durch die

Topfsche KÜMA- oder Talpa-Feuerung

und bei Verwendung vorgewärmter Verbrennungsluft erzielen Sie

unübertroffene Wirkungsgrade bei höchster Dampfleistung

*

Ausführliche Vorschläge, Projekte u. Rentabilitätsberechnungen kostenlos und unverbindlich. Nahezu 50jähr. feuerungstechnische Erfahrungen.



J. A. TOPF & SÖHNE · ERFURT
MASCHINENFABRIK · FEUERUNGSTECHN. BAUGESCHÄFT

SEYBOTH

Rauchgas-Lufterhitzer

*

Vorschubtreppenroste und Wanderroste

für vorgewärmte Verbrennungsluft

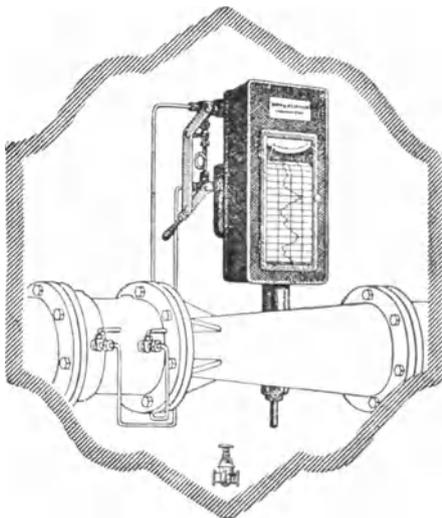
liefert

Zwickauer Fahrzeugfabrik

vormals **Schumann** Akt.-Ges.

Abteilung :

SEYBOTH-FEUERUNGEN



BETRIEBS- KONTROLLE durch „Reuther“

Kesselspeise-Heißwassermesser

Kondensatwassermesser

Dampf- und Preßluftmesser

Venturimesser

Meßflanschen,

Venturi-Anzeige, Registrier-

und Summierungsapparate

D. R. P.

Elektrische

Fernregistrar-Einrichtungen

*

BOPP & REUTHER

G. m. b. H.

MANNHEIM-WALDHOF

Man verlange Drucksache 112

FRIEDRICH VON HADELN

HANNOVER



HAMBURG

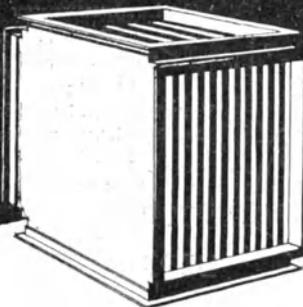
TELEGRAMM-ADR.:

KAMINHADELN



**Ausführung
zeitgemäßer Kesselanlagen
Schornsteinbau / Kesseleinbau
Flugaschenfänger D. R. P.**

PLATTENLUFTVORWÄRMER

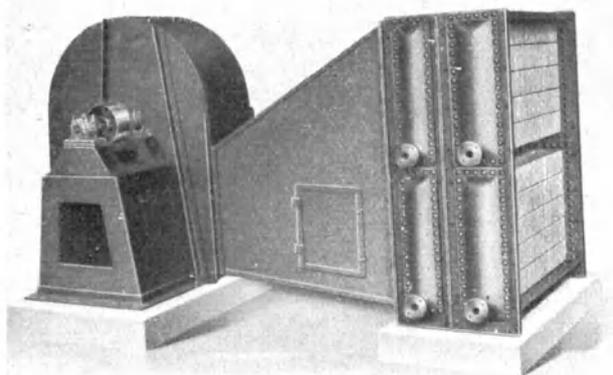


„Dabeg“

„DABEG“ MASCHINENFABRIKS A. G.

WIEN VI.,

WALLGASSE 39. — TEL. 9497.



L U F T E R H I T Z E R

zur Erwärmung von Frischluft bis zu 150° C
durch Warmwasser, Frischdampf, Abdampf

Prof. Junkers Lamellenkalorifere
in Verbindung mit Zentrifugalventilatoren
für größte Leistungen

(Oberes Bild)

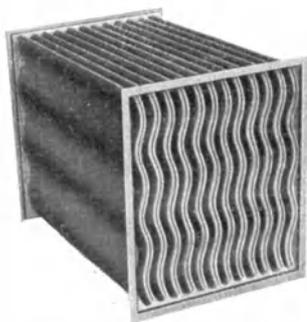
Ausnutzung der Wärme von Rauchgasen durch

WÄRMEAUSTAUSCHKÖRPER

(Gaslufterhitzerelemente)

(Unteres Bild)

Geringster Wider-
stand, da Rauchgase
gerade Strömungs-
richtung / Höchste
Heizflächenausnutzung,
da Luft wellenförmige
Strömungsrichtung /
Keine Schweißwasser-
bildung / Kein Rosten /
Geringer Platzbedarf



KALORIFERWERK HUGO JUNKERS · DESSAU

Piedboeuf-Kessel

in jeder Bauart und bis
zu den höchsten Drücken.

*

Jacques Piedboeuf G. m. b. H.

Dampfkesselfabriken

Düsseldorf und Aachen

FRÄNKEL & VIEBAHN

HOLZHAUSEN BEI LEIPZIG

bauen

RAUCHGAS-LUFTERHITZER

außerdem :

Einfache und halbmechanische Muldenroste

Vorschub-Muldenroste * Kohlenstaub-Feuerungen

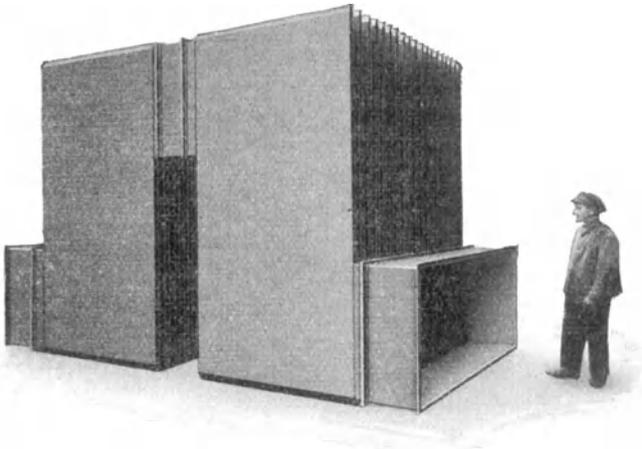
Rauchgas-Speisewasser-Vorwärmer

Entschungs-Anlagen

Rußbläser

DAQUA

Luftvorwärmer und Ventilatoren



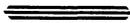
Unterwindventilatoren für Rostfeuerungen

Ölfeuerungsgebläse

Kohlenstaubeinblasventilatoren

Kohlenstaubtransportventilatoren

Gebläse für Gasdruckerhöhung



Luftvorwärmer für Rauchgasbetrieb

Luftvorwärmer für Dampfbetrieb

DANNEBERG & QUANDT

Abteilung 2

BERLIN W 35

SPRINGER-VERLAG BERLIN HEIDELBERG GMBH

MONOGRAPHIEN ZUR FEUERUNGSTECHNIK

Bisher erschienene Bände:

Band 1: DIE CHEMIE DER BRENNSTOFFE VOM STANDPUNKT DER FEUERUNGSTECHNIK. Von *Hugo Richard Trenkler*. 2. Auflage. Mit 2 Figuren im Text und 2 Tafeln. Geheftet RM 1.—

Band 2: BEITRÄGE ZUR GRAPHISCHEN FEUERUNGSTECHNIK. Von *Wa. Ostwald*. Mit 39 Abbildungen im Text und 3 Tafeln. Geheftet RM 3.50; gebunden RM 4.—

Glückauf: Die Sammlung der in Zeitschriften verstreuten Aufsätze wird freudig begrüßt werden und wertvolle Anregungen zur Anwendung schaubildlicher Verfahren auch in solchen Fällen geben, in denen bisher ausschließlich rechnermäßig gearbeitet worden ist.

Band 3: VEREINFACHTE SCHORNSTEINBERECHNUNG. Von *O. Hoffmann*. Geheftet RM 0.75

Zentralblatt für das deutsche Baugewerbe: Der Zweck der hier vorliegenden Arbeit ist, auf der Basis theoretischer Grundlage eine einheitliche Berechnungsweise für Fabrikschornsteine zu schaffen, die es dem in der Praxis stehenden Ingenieur ermöglicht, unter Benutzung weniger Merzkiffern Schornsteindurchmesser und Schornsteinhöhe für alle vorkommenden Fälle rasch und sicher zu bestimmen. Die hierzu nötigen Merzkiffern sind überaus einfach und dem Gedächtnis leicht einzuprägen, so daß sie bald Allgemeingut werden dürften. Das kleine Werkchen ist allen Interessenten zu empfehlen.

Band 4: TROCKENE KOKSKÜHLUNG MIT VERWERTUNG DER KOKSGLUT. Von *L. Litinsky*. Mit 18 Abbildungen und 7 Tabellen im Text. RM 1.—

Chaleur et Industrie: M. Litinsky expose très complètement l'état actuel de la question. Après avoir évalué la quantité d'énergie disponible sous forme de chaleur sensible dans le coke il passe en revue tous les procédés qui ont été employés pour refroidir le coke sans perdre cette chaleur. Il décrit avec détails ceux qui ont été effectivement utilisés avec succès.

Band 5: WÄRMEWIRTSCHAFTSPRAGEN. Von *L. Litinsky*. Mit 40 Abbildungen und 17 Tabellen. Geheftet RM 4.70, gebunden RM 5.50

Inhalt: Wärmetechnische Berechnung eines Gaskammerofens zum Brennen von Schamottewaren — Wärmebilanz eines Glasschmelzofens — Erfahrungen mit Holzgeneratoren — Regenerator oder Rekuperator — Einzelgenerator oder Zentralgenerator in Gaswerken — Ermittlung des Wärmeverbrauchs für die Kohlendestillation — Zur Beurteilung der Wärmeverluste im Schornstein nach dem CO₂-Gehalt der Abgase — Trockne oder nasse Löschweise des Kokes.

Haustechnische Rundschau: Die wärmetechnisch interessierten Fachkreise werden in dem Buche viel Anregendes und in den ausgerechneten Beispielen nützliche Hinweise finden, die sich auch in anderen als den behandelten Sonderfällen vorteilhaft verwerten lassen dürften. Verfasser verfügt offenbar über weitreichende Kenntnisse und Erfahrungen auf feuerungs- und gastechnischem Gebiete, die ihn befähigen, wärmewirtschaftliche Fragen in ihren Einzelheiten zu klären und diese in leichtverständlicher Form dem Verständnis des Lesers nahezubringen.

MONOGRAPHIEN ZUR FEUERUNGSTECHNIK

Bisher erschienene Bände:

Band 6: GROSSGASVERSORGUNG. Technik und Wirtschaft der Fernleitung der Gase unter hohem Druck als Grundlage für eine Großgasverwertung der Kohlenenergie in Deutschland mit zentraler Gaserzeugung in den Steinkohlen- und Braunkohlen-Revieren. Von *Rich. F. Starke*. Mit 6 Abbildungen im Text und auf 1 Tafel. Geheftet RM 10.—, gebunden RM 11.50

Das Gas- und Wasserfach: . . . Die Starkesche überaus fleißige und dankenswerte Arbeit. . .

Zeitschrift für angewandte Chemie: Das verdienstvolle Werk Starkes gibt in theoretischer, technischer und wirtschaftlicher Hinsicht unter Anlehnung an die bisherigen Erfahrungen und Fortschritte der Praxis grundlegende Werte und Rechnungsbeispiele für den Bau und Betrieb, die Ausgestaltung und Unterhaltung sowie die Wirtschaftlichkeit der Großgasversorgung. Ausführliche Behandlung typischer Förderfälle unter Berücksichtigung aller für den Einzelfall maßgebenden Verhältnisse gibt einfache Vergleiche für die Praxis an die Hand. Wenn auch die Großgasfernversorgung in Deutschland heute noch vereinzelt dasteht, bietet für ihren zukünftigen Großausbau das Starkesche Buch einen zuverlässigen Führer und die theoretische wie praktische Grundlage. Dem Gasfachmann wie dem Leitungs konstrukteur, dem Kokerei- und Hütten-Ingenieur, dem Werksleiter, überhaupt allen Betrieben und Unternehmungen, die mit großer Gaserzeugung, großem Gasbedarf oder -verbrauch zu rechnen haben, wird das besprochene Werk vielfache Anregung und Ausblicke auf ein neues Gebiet zukünftiger Energieversorgung Deutschlands durch Großgaswerke geben.

Band 7: DAS WASSER IN DER DAMPF- UND WÄRME-TECHNIK. Ein Lehr- und Handbuch für Theorie und Praxis. Von *C. Blacher*. Mit 45 Abbildungen im Text. Geheftet RM 16.50, gebunden RM 18.—

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.

Band 8: GAS, DAMPF UND FLÜSSIGKEIT. Von Hofrat Prof. Ing. *Hans von Jüptner*. Mit 7 Abbildungen und 34 Tabellen im Text. Geheftet RM 5.—

Glastechnische Berichte: Der Zweck der vorliegenden Arbeit ist, die Erscheinungen in dem Grenzgebiet auf Grund der bisher zur Verfügung stehenden Versuchsergebnisse der Klärung näherzubringen und zu einer Erweiterung der Studien, insbesondere auf jenem Gebiet anzuregen, welches zwischen der kritischen Temperatur und der Grenze liegt, bei der die Entstehung von Kondensationskeimen beginnt. Als Beitrag zu diesem interessanten und wichtigen Problem der Physik ist die vorliegende kleine Monographie zu begrüßen.

Die Sammlung wird fortgesetzt!

VERLAG VON OTTO SPAMER
IN LEIPZIG-REUDNITZ

**ENTROPIE
DES
WASSERDAMPFES**

in elementarer Ableitung
Von

FRITZ BÜRK

Mit 11 Figuren und 4 Tabellen
im Text.

Geheftet RM 2.—, geb. RM 2.60

Braunkohle: In den meisten Lehrbüchern über Entropie wird dieser Begriff, der als der schwierigste der Wärmelehre gilt, nicht einfach genug entwickelt und erläutert und ist infolgedessen oft unverständlich geblieben. Zweck des vorliegenden Schriftchens, das die Grundzüge der Thermodynamik als bekannt voraussetzt, ist, den Begriff Entropie in leichtverständlicher Form abzuleiten, was als gelungen bezeichnet werden muß.

EMIL OSCHATZ

Fabrik für
schmiedeeiserne und gußeiserne Economiser,
schmiedeeiserne **Lufftherizer,**
Dampfüberhitzer,
Feuerungsanlagen für jedes
Brennmaterial,
Sicherheitskessel für **hohen**
Druck, aufstellbar **unter**
bewohnten Räumen,
Unterwind- und Saugzug-
anlagen,
Heizungsanlagen,
Rohrleitungen

MEERANE/SA.
AMBAHNHOF · FERNRUF Nr. 18

VERLAG VON OTTO SPAMER IN LEIPZIG-REUDNITZ

FEUERUNGSTECHNIK

Zeitschrift für den Bau und Betrieb feuerungstechnischer
Anlagen

Schriftleitung: Dipl.-Ing. Dr. P. WANGEMANN

Erscheint monatlich zweimal. Vierteljährlich RM 4.—

Für das Ausland Zuschlag für Porto usw.

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 als auch für den betriebsführenden Ingenieur, Chemiker und Besitzer solcher Anlagen.