

März 1942

H V G - Mitteilung Nr. 473  
-----

Berechnung von Regenerativ-Kammern.

Bei der Begutachtung von Schmelzöfen lässt sich immer wieder die Erfahrung machen, dass der Ausbildung der Regenerativ-Kammern nicht genügend Aufmerksamkeit geschenkt wird. Vielfach ist die Forderung nicht erfüllt, dass der gesamte Querschnitt möglichst gleichmässig durchströmt und damit ausgenutzt werden soll. Ausserdem wird in vielen Fällen die Abgaswärme nicht weit genug verwertet. Auch wenn die Endtemperatur des Abgases bei dem normalen Wert von  $400^{\circ}$  liegt, kann nicht ohne weiteres eine restlose Nützbarmachung der Abwärme vorausgesetzt werden. Hierzu ist es nämlich ausserdem notwendig, dass den Abgasen kein unnötiger Luftballast beigemischt ist. Von vollständiger Abwärmeausnutzung kann also nur gesprochen werden, wenn der Ofen mit dem geringstmöglichen Luftüberschuss arbeitet, der Falschlufteintritt in den Kammern weitgehend verhindert ist und trotzdem die Abgastemperatur am Kammerende etwa  $400^{\circ}$  beträgt.

Die Kammern werden im allgemeinen nach Erfahrungsgrundsätzen bemessen, wobei Bezugswerte zwischen Kammerheizfläche und Herdfläche des Ofens oder ähnliche Werte im Gebrauch sind, die jedoch als Durchschnittswerte aus Anlagen verschiedenster Art keine allgemeine Gültigkeit beanspruchen können. Z.B. vernachlässigen sie vollständig den Einfluss, den die Geschwindigkeit der Stoffe innerhalb des Gitters und die Art der Ausgitterung auf den Wärmeübergang und damit auf die Wirksamkeit der Kammern haben.

Es ist deshalb zu empfehlen, die Betriebserfahrungen durch Berechnungen zu ergänzen. Entsprechende Rechenverfahren sind um 1925 zum ersten Mal vorgeschlagen worden. Es fehlte jedoch damals an einer genügenden Kenntnis der Wärmeübergangsverhältnisse. Nachdem diese durch gründliche Versuche der "Wärmestelle Düsseldorf des VDEh" gewonnen waren, konnten die Rechenverfahren auf eine einwandfreie Grundlage gestellt werden. Trotzdem schafften sie sich nur langsam Eingang in die Praxis, weil die Formeln unhandlich und unübersichtlich waren. Eine Zusammenfassung der

für die praktische Anwendung wichtigsten Rechnungsgänge bringt die anliegende Arbeit von Bourgraff<sup>1)</sup>. Die Anwendung auf ein praktisches Beispiel zeigt hierbei bereits, welchen praktischen Nutzen diese Rechenverfahren bringen können.

Im Glashütten-Handbuch sind die gleichen Rechnungsgänge im Abschnitt K 44 "Regeneratoren - Rekuperatoren", S. 7 ff. angegeben. Dabei ist für die Hauptformel ein Schaubild gebracht. Die Wärmeübergangszahlen sind in Tabellenform gegeben, wobei eine ausreichende Annäherung erzielt wird. Die Anwendung der Rechnungsgänge erfordert, besonders in Einzelheiten, z.B. der Wandverlustrechnung, eine gewisse Einarbeitung in die notwendigen Gedankengänge, ein schematisches Arbeiten ist auf diesem Gebiet bei der Mannigfaltigkeit der Zusammenhänge und Bauweisen nicht möglich.

Nachstehend eine ausführliche Schrifttumsübersicht :

Mitteilung d. Wärmestelle Düsseldorf (WD) 238, Arch.Eisenhüttenw. 10 (1936/37), S. 233/42

Heiligenstaedt, W., Wärmetechnische Rechnungen für Industrieöfen, 2. Aufl. Verl. Stahleisen (1941)

Mitteilung WI 121, Arch.Eisenhüttenw. 2 (1928/29), S. 473

Mitteilung WI 122, Arch.Eisenhüttenw. 2 (1928/29), S. 481

Mitteilung WD 147, Arch.Eisenhüttenw. 4 (1930/31), S. 367/74

Mitteilung WD 163, Stahl u. Eisen 52 (1932), S. 559/62

Mitteilung WD 184, Arch.Eisenhüttenw. 7 (1933/34), S. 25/36

Mitteilung WD 191, Arch.Eisenhüttenw. 7 (1933/34), S. 301/04

Mitteilung WI 197, Arch.Eisenhüttenw. 7 (1933/34), S. 547/49

-----  
1) Bourgraff, R. Wärmetechnische Überlegungen beim Bau von Regeneratoren, Glastechn.Ber. 20 (1942), S. 11.

Anlage .  
Sonderdruck Bourgraff

## Wärmetechnische Ueberlegungen beim Bau von Regeneratoren.

Von R. BOURGGRAFF, Stolberg.  
(Eingegangen am 4. 12. 1941.)

Der wärmetechnische Charakter der Regeneratoren ist gekennzeichnet durch:

1. die Ausnutzung der Abgaswärme,
2. die Erhöhung der fühlbaren Wärme von Gas und Luft.

Die wirtschaftliche Forderung an jeden thermischen Betrieb ist die weitgehendste Ausnutzung der von ihm verbrauchten Brennstoffe. Die Verdrängung der festen Brennstoffe durch die gasförmigen, sowie ihre Vergasung in getrennten Aggregaten, hat zur Entwicklung der Abgaswärmerückgewinnung in Verbindung mit der Vorwärmung von Gas und Luft geführt.

Die Schmelzöfen der Metall- und der Glasindustrie erfordern eine Arbeitstemperatur, die naturgemäß über der Temperatur liegt, in welcher sich die Umwandlungsprozesse abspielen.

In den Schachtöfen ist eine Wärmerückgewinnung der Herdabgaswärme durch Vorwärmung und Vorbereitung der zu schmelzenden Stoffe gegeben. In elektrisch geheizten Öfen ist die Abgasmenge auf die durch die Beschickung abgegebenen Gase beschränkt, weshalb in den meisten Fällen von ihrer Wärmerückgewinnung abgesehen werden kann.

Bei Wannenöfen ist eine unmittelbare Ausnutzung des Wärmeinhaltes der Abgase nicht durchführbar, weil die Flamme den gesamten Heizraum bestreicht und die Abgase den Ofen mit der Arbeitstemperatur verlassen. So liegen z. B. die Abgastemperaturen von Siemens-Martin-Öfen bei 1700° C und bei Glasschmelzen bei 1400° C.

Die von den Abgasen nicht auf den Heizraum übertragbare Wärme wird in den Wärmeaustauschern bis zu einem gewissen Grade regenerativ oder rekuperativ dem Heizgas und der Verbrennungsluft wieder zugeführt. Die in der Glasindustrie beinahe ausschließlich verwendeten Wärmeaustauscher sind die Regeneratoren, die ein mehr oder weniger regelmäßiges Umschalten erfordern und daher auch als Umschaltwärmespeicher bezeichnet werden.

Bis vor wenigen Jahren war der Ofenbauer gezwungen, den Entwurf der Wärmespeicher rein empirisch vorzunehmen. Auf Grund der Erfahrungen wurden die Kammerabmessungen, die Steinstärke und die Kanalweite festgelegt. Beim Bau einer, in ihrer Leistung von den vorhergehenden abweichenden Wanne, wurden die neuen Kammern vergleichsmäßig erstellt.

Die zahlreichen strömungs- und wärmetechnischen Arbeiten<sup>1)</sup> haben die in den Regeneratoren sich abspielenden Vorgänge zahlenmäßig zu erfassen versucht, sodaß es nunmehr möglich ist, die Wirkungsweise eines

<sup>1)</sup> Werner HEILIGENSTAEDT, „Wärmetechnische Rechnungen für Industrieöfen“, 2. Aufl. Düsseldorf: Verlag Stahl u. Eisen, 1941. (Bespr. Glastechn. Ber., 19 (1941), H. 8, S. 280.)

<sup>2)</sup> Alfred SCHACK, „Der industrielle Wärmeübergang“, 2. Aufl. Düsseldorf: Verlag Stahl u. Eisen, 1940. (Bespr. Glastechn. Ber., 19 (1941), H. 2, S. 79.) Hier weitere Schriftumsangaben.

Wärmeaustauschers in der betrieblich günstigsten Art zu gestalten.

Die die Regeneratoren durchströmenden Abgase geben einen Teil ihres Wärmeinhaltes an das Gitterwerk durch Konvektion und für verschiedene Gase auch durch Strahlung ab.

Die zwischen Heizmittel und Heizfläche übertragene Wärmemenge ist:

$$Q = \alpha (t_1 - t_2) F z \text{ kcal,}$$

worin bedeuten:

$$\alpha = \text{Wärmeübergangszahl (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}$$

$$t_1 = \text{Temperatur des Heizmittels (}^\circ\text{C)}$$

$$t_2 = \text{Temperatur der Heizfläche (}^\circ\text{C)}$$

$$F = \text{Fläche (m}^2\text{)}$$

$$z = \text{Zeit (h)}$$

Die Wärmeübergangszahl ist abhängig von den Stoffwerten sowohl als von dem Strömungszustand der Gase.

Für den konvektiven Wärmeübergang im technisch rauhen Rohr ist

$$\alpha = 20,9 \cdot c_p^{0,77} \cdot \lambda^{0,23} \cdot \frac{W_0^{0,75}}{d^{0,25}} \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Setzt man die Werte für  $c_p$  und  $\lambda$  ein, so ist für

$$\text{Luft } \alpha_c = \left( 3,55 + 0,168 \frac{t}{100} \right) \frac{W_0^{0,75}}{d^{0,25}} \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\text{Abgas } \alpha_c = \left( 3,60 + 0,22 \frac{t}{100} \right) \frac{W_0^{0,75}}{d^{0,25}} \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\text{Frischgas } \alpha_c = \left( 5,20 + 0,55 \frac{t}{100} \right) \frac{W_0^{0,75}}{d^{0,25}} \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Der Wärmeübergang durch Konvektion von Luft und Abgas in versetzter und nicht versetzter Rostpackung ist von H. KISTNER<sup>3)</sup> und K. SCHUMACHER<sup>4)</sup> untersucht worden. Danach ist in nicht versetzter Rostpackung

$$\alpha_c = 7,5 \frac{\sqrt{W_0}}{\sqrt[3]{d}} \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C.}$$

Bei versetzter Rostpackung ist die Wärmeübergangszahl 16% höher

$$\alpha_c = 8,6 \frac{\sqrt{W_0}}{\sqrt[3]{d}} \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C.}$$

Es bedeuten

$$c_p = \text{spezifische Wärme der Volumeneinheit, bezogen auf Betriebszustand Kcal/m}^3\text{ }^\circ\text{C}$$

$$\lambda = \text{Wärmeleitfähigkeit Kcal/m h}^\circ\text{C}$$

$$W_0 = \text{Geschwindigkeit des Normalvolumens m/s}$$

$$d = \text{Rohrdurchmesser m}$$

Die Wärmeübergangszahl durch Strahlung errechnet sich für Kohlensäure und Wasserdampf nach den Formeln

$$\alpha_{\text{SCO}_2} = S \cdot \sqrt[3]{p \cdot s} [0,0513 (tg + tw) - 30,25] \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{\text{SH}_2\text{O}} = S \cdot p^{0,8} \cdot s^{0,6} [0,107 (tg + tw) - 46,5] \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

<sup>3)</sup> H. KISTNER, „Bestimmung der Wärmeübergangszahlen und Druckverluste bei doppelt versetzter und nicht versetzter Rostpackung“, Arch. Eisenhüttenw., 3 (1929/30), S. 751—68. (Vgl. Ref. Glastechn. Ber., 8 (1930), S. 301.)

<sup>4)</sup> K. SCHUMACHER, „Steinausnutzungsgrad und Verlauf der Steinoberflächentemperatur“, Arch. Eisenhüttenw., 4 (1930/31), S. 63—74. (Vgl. Ref. Glastechn. Ber., 8 (1930), S. 429.)

Es bedeuten:

- S = Schwärzegrad (1)
- p = Partialdruck (at)
- s = Schichtdicke (m)
- tg = Temperatur des Gases (°C)
- tw = Temperatur der Wand (°C)

Die Wärmeübertragung durch Leitung ist durch das FOURIERSche Wärmeleitungsgesetz bestimmt:

$$Q = \lambda F \frac{dt}{ds} \text{ Kcal/h}$$

In dieser Gleichung ist:

- $\lambda$  = die Wärmeleitfähigkeit (Kcal/m h °C)
- F = der von der Wärmemenge durchflossene Querschnitt (m<sup>2</sup>)

$$\frac{dt}{ds} = \text{das Temperaturgefälle } \frac{^\circ\text{C}}{\text{m}}$$

Nach W. HEILIGENSTAEDT<sup>5)</sup> ist die Wärmeübertragung in Regeneratoren durch

$$dQ = \alpha (\vartheta - \vartheta') dF \alpha \text{ Kcal/Per gegeben.}$$

$\vartheta$  und  $\vartheta'$  sind die Gas- und Windtemperaturen.  
 $\alpha$  ist die Wärmedurchgangszahl bezogen auf eine Periode und wird als Wärmeaustauschzahl bezeichnet.

Angenähert ist

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{\alpha t} + \frac{1}{\alpha' t'} + \left(\frac{1}{t} + \frac{1}{t'}\right) \frac{s}{6\lambda}} \text{ Kcal/m}^2 \text{ Per } ^\circ\text{C}$$

t und t' = die Dauer der Heiz- und Kühlperiode.

Ein Vergleich der Wärmeaustauschformel mit der Wärmedurchgangsgleichung

$$Q = KF (t_g - t_1) \text{ Kcal/h}$$

in welcher

t<sub>g</sub> = die Temperatur des wärmeabgebenden (°C)

t<sub>1</sub> = die Temperatur des wärmeaufnehmenden Mittels (°C)

K = die Wärmedurchgangszahl (Kcal/m<sup>2</sup>h °C)

sind, zeigt die Analogie der beiden Gleichungen, die sich nur durch ihren zeitlichen Bezugswert, 1 Periode bzw. 1 Stunde, unterscheiden.

Die Austrittstemperatur der Abgase:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 - (\vartheta_1 - \vartheta'_1) \frac{W'}{W} \left[ 1 - \frac{1 - \frac{W}{W'}}{1 - \frac{W}{W'} e^{-\frac{\alpha F}{W} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}} \right] ^\circ\text{C}$$

Die Austrittstemperatur von Gas und Luft:

$$\vartheta'_2 = \vartheta'_1 - (\vartheta_1 - \vartheta'_1) \frac{1 - \frac{W}{W'}}{1 - \frac{W}{W'} e^{-\frac{\alpha F}{W} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}}$$

Diese Gleichungen geben eine mittlere Temperatur der aus den Kammern austretenden Gase (Abgas, Luft und Frischgas) ohne den zeitlichen Temperaturverlauf während der Periode zu kennzeichnen. Bekanntlich treten die Abgase zu Beginn der Aufheizperiode kälter aus dem Regenerator aus als nach erfolgter Wärmespeicherung am Ende der Periode. Während der Entheizperiode tritt ein

<sup>5)</sup> W. HEILIGENSTAEDT, „Die Speicherung der Wärme in Regeneratoren“. Mitt. Nr. 73 (1925) Wärmestelle Ver. Dtsch. Eisenhüttenleute (Ref. Glastechn. Ber., 3 (1925/26), S. 234.); „Berechnung von Wärmespeichern“. Arch. Eisenhüttenw., 2 (1928/29), S. 217—22.

Temperaturabfall der aus den Kammern strömenden Gase ein, der in der Entspeicherung des Gitters seine Ursache hat.

Diese Gleichungen gelten für sämtliche Arten der Wärmeaustauscher, unabhängig davon ob der Wärmeaustausch regenerativ oder rekuperativ, im Gegenstrom oder im Gleichstrom vor sich geht.

Die Ableitungen der Formeln sind von SCHACK<sup>2)</sup> in übersichtlicher Form zusammengestellt.

Der Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{W}{W \min} \frac{1 - e^{-\frac{\alpha F}{W} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}}{1 - \frac{W}{W'} e^{-\frac{\alpha F}{W} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}}$$

kennzeichnet das Verhältnis der übertragenen Wärme zur maximal übertragbaren Wärme. Er kann gewissermaßen als wärmetechnische Gütezahl der Wärmeaustauscher angesprochen werden, weil er die Annäherung an den Regenerator mit unendlicher Heizfläche kennzeichnet.

Die zeitliche Temperaturänderung:

$$\Delta \vartheta' = \frac{q' t'}{W_s \left(1 + \frac{W'}{\alpha' F t'}\right)} ^\circ\text{C/Per}$$

Der Wasserwert der Heizfläche

$$W_s = \frac{s}{2} c \gamma \vartheta'$$

ist gleich derjenigen Wassermenge, die denselben Wärmeinhalt hat.

Der Ausnutzungsgrad des Steines

$$\psi = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{t} + \frac{1}{t'}\right) \frac{s^2}{12 \alpha_t}}$$

ist das Verhältnis der vom Stein aufgenommenen oder abgegebenen Wärmemenge zu der, die bei unendlich großer Wärmeleitfähigkeit aufgenommen oder abgegeben würde.

Die Temperatur der Heizfläche

$$\vartheta_s = \frac{t \alpha \vartheta + t' \alpha' \vartheta'}{t \alpha + t' \alpha'}$$

unter Vernachlässigung des Wärmeleitwiderstandes ist das Mittel während der Heiz- und der Entheizperiode. Diese Gleichung gibt die Steintemperatur an einer beliebigen Stelle des Gitters.

Der Ausdruck:

$$\frac{1 - \frac{W}{W'}}{1 - \frac{W}{W'} e^{-\frac{\alpha F}{W} \left(1 - \frac{W}{W'}\right)}}$$

ist von den beiden Werten W/W' und  $\alpha F/W$  abhängig. Er ist in einer Kurvenschar darstellbar<sup>2)</sup>, wodurch die Berechnung vereinfacht wird.

Es bedeuten in den obigen Formeln:

- $\vartheta, \vartheta'$  = Gas- oder Windtemperatur (°C)
- $\vartheta_2, \vartheta'_2$  = Austrittstemperaturen (°C)
- $\vartheta_1, \vartheta'_1$  = Eintrittstemperaturen (°C)
- W, W' = Wasserwerte je Periode (Kcal/Per °C)
- q' = Heizflächenbelastung (Kcal/Per m<sup>2</sup>)
- $\alpha_t$  = Temperaturleitfähigkeit (m<sup>2</sup>/h)

An Hand dieser Formeln ist es möglich, die Wirtschaftlichkeit eines Regenerators zu prüfen und zweckentsprechende Verbesserungen anzustreben.

In folgendem Beispiel sind zwei Regeneratorbauarten durchgerechnet (Bild 1 und 2), wodurch gezeigt werden soll, wie eine Erhöhung der Wirtschaftlichkeit unter Beibehaltung desselben Bauraumes erfolgen kann.

Eine Glaswanne hat 6 Brenner zur Beheizung der Schmelzzone. Die beiden letzten Brenner sind meistens außer Betrieb. Als Heizgas wird Braunkohlenbrikettgas verwendet. Gas und Luft werden regenerativ vorgewärmt. Die vorhandenen Regeneratoren werden senkrecht von den Gasen durchströmt und sind mit einer nicht versetzten Rostpackung ausgegittert. Die Kenndaten der Kammern sind:

	Gaskammern	Luftkammern
Heizfläche m <sup>2</sup> . . . . .	1000	1150
Steingewicht kg . . . . .	57000	65500
Steinstärke m . . . . .	0,08	0,08
Kanaldurchmesser m <sup>6)</sup> . . . . .	0,165	0,165
Freier Querschnitt m <sup>2</sup> . . . . .	11,30	13,50
Gas-Luftmenge m <sup>3</sup> /h . . . . .	6000	7900
Abgasmenge m <sup>3</sup> /h . . . . .	6100	7200

Durch das Schließen der beiden letzten Brenner wird ein entsprechender Teil der Kammergitterung stillgelegt, was eine mangelhafte Ausnutzung des Gitters zur Folge hat. Die auf 4 Brennern arbeitenden Regeneratoren sind durch folgende Zahlen gekennzeichnet:

	Gaskammern	Luftkammern
Heizfläche m <sup>2</sup> . . . . .	650	760
Steingewicht kg . . . . .	37000	43000
Freier Querschnitt m <sup>2</sup> . . . . .	7,50	8,70

Die Berechnung der Regeneratoren mit 6 bzw. 4 geöffneten Brennern führt zu den Werten:

	6 Brenner		4 Brenner	
	Gas-kammern	Luft-kammern	Gas-kammern	Luft-kammern
Geschwindigkeit Gas/Luft m/s . . . . .	0,15	0,17	0,22	0,25
Geschwindigkeit Abgas m/s . . . . .	0,15	0,15	0,23	0,23
Wärmeübergangszahl Gas/Luft Kcal m <sup>2</sup> /h °C . . . . .	17,02	5,73	20,62	6,94
Wärmeübergangszahl Abgas Kcal m <sup>2</sup> /h °C . . . . .	30,47	29,10	34,32	32,37
Wärmeaustauschzahl Kcal/m <sup>2</sup> °C . . . . .	5,47	2,39	6,45	2,86
Abgastemperaturen °C . . . . .	608	508	662	605
Vorwärmungstemperaturen °C . . . . .	1210	928	1150	842
Wirkungsgrad . . . . .	0,795	0,687	0,748	0,610
Zeitliche Temperaturänderung Gas/Luft °C . . . . .	90		120	
Zeitliche Temperaturänderung Abgas °C . . . . .	61		88	
Steintemperaturen am heißen Ende . . . . .	1340	1340	1305	1325
am kalten Ende . . . . .	535	392	567	457

<sup>6)</sup> Bei einer beliebigen Querschnittsform der Kanäle wird der hydraulische Durchmesser eingesetzt

$$d = \frac{4f}{U} \text{ (m)}$$

d = hydraulischer Durchmesser (m), f = Querschnitt des Stromes (m<sup>2</sup>), U = Umfang, durch den der Wärmeaustausch vor sich geht (m).

In obigen Berechnungen sind die Wandverluste berücksichtigt. Es ist zu bemerken, daß:

1. die geringen Gas- und Luftgeschwindigkeiten die Wärmeübertragung durch Konvektion ungünstig beeinflussen,
2. die Strahlung von CO<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O besonders in den Abgasen die Gesamtwärmeübertragung stark erhöht,
3. der Unterschied der Abgastemperaturen sowie der Steintemperaturen am kalten Ende zwischen Gas- und Luftkammern auf die Einströmungstemperatur des Frischgases mit 400° C zurückzuführen ist, wohingegen die Luft mit nur 100° C in die Kammern eintritt.

Vergleicht man die Ergebnisse bei 6 geöffneten Brennern mit denjenigen bei 4 geöffneten Brennern, so sieht man, daß:

1. die durch die Querschnittverminderung erhöhten Gas-Luft- und Abgasgeschwindigkeiten eine Vergrößerung der gesamten Wärmeübertragung durch Steigerung des konvektiven Wärmeübergangs zur Folge haben,
2. trotz der erhöhten Wärmeaustauschzahl beim 4-Brenner-Betrieb die Abgastemperaturen ansteigen und die Vorwärmungstemperaturen abfallen,
3. der Kammerwirkungsgrad entsprechend dem Anstieg der Abgastemperaturen fällt,
4. die zeitliche Temperaturänderung beim 4-Brenner-Betrieb sich um 39% vergrößert.

Vom wärmewirtschaftlichen Standpunkt ist mithin an dieser Art der Kammerausführung zu beanstanden:

1. die geringe Gas-Luft- und Abgasgeschwindigkeit, weil hierdurch der konvektive Wärmeübergang zu gering ist,
2. daß beim Schließen eines Brenners der entsprechende Kammerabschnitt nicht beaufschlagt wird.

Vom Standpunkt des Betriebes gesehen ist zu bemängeln, daß der am stärksten beanspruchte Kammerteil in erster Linie der Verstaubung und Verschlackung ausgesetzt ist. Dies ist insbesondere für die beiden ersten Brenner der Schmelze der Fall, weil der beim Einlegen sich entwickelnde Gemengestaub mit den Abgasen in die Gitterung gerissen wird.

Im Laufe einer Ofenreise läßt sich kaum vermeiden, daß ein Stein oder eine gebrochene Schieberplatte auf das Gitterwerk fällt. Bei der senkrechten Gitterung hat dies eine Verlagerung von Gas und Luft von einem Brenner zum anderen zur Folge, gleichzeitig schließen sich eine entsprechende Anzahl von Kanälen und kommen für den Wärmeaustausch in Fortfall.

Soll die Arbeitsweise der Regeneratoren günstiger gestaltet werden, so sind die Gas- und Luftgeschwindigkeiten zu vergrößern, was nur durch Erhöhung des Schlankheitsgrades zu erreichen ist. Ferner darf die Verteilung von Gas und Luft auf die einzelnen Brenner nicht innerhalb der Kammern erfolgen, um zu vermeiden, daß beim Schließen eines Brenners gleichzeitig ein Teil des Gitters ausgeschaltet wird.

Geht man von der vertikalen Schichtung zur horizontalen über, so daß die aus den Brennern abziehenden Gase sich in einem zwischen Brenner und Kammer liegenden Kanal sammeln und das Gitterwerk in seiner Längsrichtung durchstreichen, so erhält man einen normalen

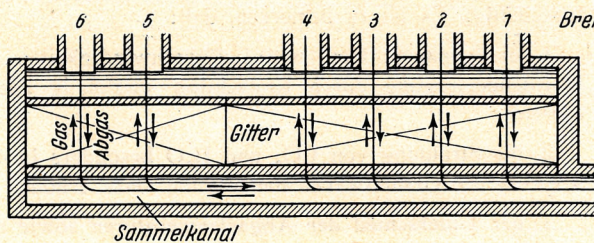


Bild 1.

Regenerator mit senkrechter Gasführung.

waagerechten Regenerator, der durch folgende Daten gekennzeichnet ist:

	Gaskammern	Luftkammern
Heizfläche m <sup>2</sup> . . . . .	1000	1150
Steingewicht kg . . . . .	57000	65500
Steinstärke m . . . . .	0,08	0,08
Kanaldurchmesser m . . . . .	0,165	0,165
Freier Querschnitt m <sup>2</sup> . . . . .	2,86	3,26

Die Berechnung dieses Regenerators ergibt die Werte unter I:

	Regenerator mit horiz. Gasführung			
	I		II	
	Gas	Luft	Gas	Luft
Geschwindigkeit Gas/Luft m/s . . . . .	0,580	0,675	0,580	0,675
Geschwindigkeit Abgas m/s . . . . .	0,600	0,610	0,600	0,610
Wärmeübergangszahl Gas/Luft Kcal/m <sup>2</sup> h °C . . . . .	24,60	11,15	24,10	10,80
Wärmeübergangszahl Abgas Kcal/m <sup>2</sup> h °C . . . . .	38,32	36,37	37,92	36,02
Wärmeaustauschzahl Kcal/° per °C . . . . .	7,70	4,35	7,35	4,15
Abgastemperaturen °C . . . . .	574	385	540	335
Vorwärmtemperaturren °C . . . . .	1235	1060	1270	1105
Wirkungsgrad . . . . .	0,835	0,770	0,875	0,825

	Regenerator mit horiz. Gasführung			
	I		II	
	Gas	Luft	Gas	Luft
Zeitliche Temperaturänderung Gas/Luft °C . . . . .	104		97	
Zeitliche Temperaturänderung Abgas °C . . . . .	73		67	
Steintemperaturen am heißen Ende . . . . .	1340	1340	1350	1350
am kalten Ende . . . . .	510	284	488	248

Der Vergleich der Berechnung des vertikal geschichteten Regenerators mit derjenigen des Regenerators mit horizontaler Gasführung unter I zeigt, daß zwei Regeneratoren mit gleicher Heizfläche, gleichem Steingewicht, gleicher Steinstärke und gleichem Kanaldurchmesser bei vollkommen identischen Betriebsverhältnissen ungleich arbeiten, wenn der von den Gasen durchströmte Querschnitt verschieden ist. Die Verringerung des Durchströmquerschnittes hat den Vorteil einer Steigerung der Wärmeübergangszahl und hieraus folgend eine Vergrößerung des Wärmeaustausches.

Die Abgastemperaturen fallen:

- in den Gaskammern von 608° C auf 574° C
- in den Luftkammern von 508° C auf 385° C,

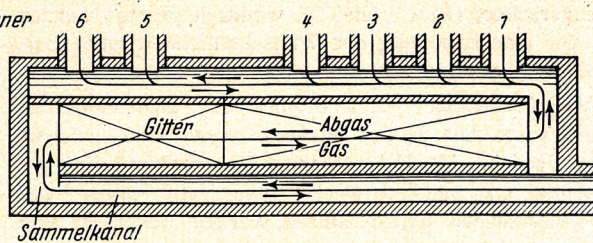


Bild 2.

Regenerator mit waagerechter Gasführung.

während die Vorwärmung

- des Gases von 1210° C auf 1235° C
- der Luft von 928° C auf 1060° C

ansteigt.

Zum weiteren Vergleich ist ein Regenerator mit horizontaler Gasführung gekennzeichnet durch folgende Daten:

	Gas	Luft
Heizfläche m <sup>2</sup> . . . . .	1240	1420
Steingewicht kg . . . . .	75000	86000
Steinstärke m . . . . .	0,05	0,05
Kanaldurchmesser m . . . . .	0,184	0,184
Freier Querschnitt m <sup>2</sup> . . . . .	2,86	3,26

in obenstehender Zahlentafel unter II durchgerechnet.

Diese Kammergitterung gestattet, durch günstige Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Raumverhältnisse eine Erhöhung der Heizfläche und eine Vergrößerung des Steingewichtes. Dies hat zur Folge, daß die Abgastemperaturen

- in den Gaskammern von 574° C auf 540° C und
- in den Luftkammern von 385° C auf 335° C abfallen,

während

die Gasvorwärmtemperaturen von 1235° C auf 1270° C und die Luftvorwärmtemperaturen von 1060° C auf 1105° C ansteigen.

Vom betriebstechnischen Standpunkt gesehen hat die horizontale Gasführung den Vorteil, daß das Reinigen der einzelnen Schichtungen während des Betriebes erfolgen kann. Eine Verschlackung des am heißesten gehenden Kammerteils kann ohne Stillstand durch Entfernen des Kammerkopfes behoben werden.

Steine oder Platten, die u. a. beim Bruch einer Schieberplatte in den Sammelkanal zwischen Brenner und Kammer fallen, beeinflussen im allgemeinen den Ofengang nicht, da der dem Gasdurchgang zur Verfügung stehende Querschnitt nicht merklich geschmälert wird. Sollten hierdurch jedoch unerwünschte Widerstände auftreten, so ist die Möglichkeit ihrer Entfernung durch den Kammerkopf gegeben.

**Zusammenfassung.**

Die Berechnungen zeigen, daß zwei Regeneratoren bei gleichem Steingewicht, gleicher Anordnung des Gitters und gleicher Belastung je nach dem von den Gasen beaufschlagten freien Querschnitt und der hierdurch bedingten Geschwindigkeit verschieden arbeiten. Eine Gitterausführung, die in ihrem Wirkungsgrad von der Brennereinstellung abhängig ist, ist nicht vorteilhaft dort anzuwenden, wo mit dem starken Abdrosseln und dem Schließen eines oder mehrerer Brenner zu rechnen ist, weil in diesen Fällen die entsprechenden Kammerteile nur teilweise oder nicht ausgenutzt werden.

Die Zugängigkeit des Gitterwerkes während des Betriebes, besonders des am stärksten beanspruchten Teiles, ist anzustreben. (15 069)