

Wärmetechnische Messungen an Kammergitterungen

Von Hansjürgen Barklage-Hilgefort, Frankfurt (Main)

(Vortrag vor dem Fachausschuß II der DGG am 25. Oktober 1984 in Würzburg)

(Mitteilung aus der Hüttentechnischen Vereinigung der Deutschen Glasindustrie (HVG), Frankfurt (Main))

(Eingegangen am 22. Januar 1985)

Verbesserungen an den Regeneratoren waren neben Isolationsmaßnahmen ein Mittel zur Verringerung des Energieverbrauchs bei der Glasherstellung. Die Erhöhung der Luftvorwärmung war darüber hinaus eine wesentliche Voraussetzung für die bei erhöhten Schmelzleistungen notwendigen hohen Ofentemperaturen. Für die rechnerische Ermittlung des Einflusses von weiteren Verbesserungen an Regeneratoren ist die Kenntnis der Wärmeübergangskoeffizienten eine wesentliche Voraussetzung. An arbeitenden Glasschmelzöfen werden an eigens präparierten Regeneratoren wärmetechnische Messungen und Strömungsmessungen durchgeführt, um Auskunft über die Wärmeübertragung in

Kreuzsteingitterungen zu erhalten, über die bisher keine Literaturdaten vorlagen. Der Vergleich mit einer ebenfalls durchgemessenen Korbflechtgitterung läßt den Schluß zu, daß bei ähnlichen geometrischen Daten und Strömungsverhältnissen Korbflecht- und Kreuzsteingitterungen hinsichtlich des konvektiven Wärmeübergangs durchaus vergleichbar sind. Bei den Strömungsmessungen wird in allen untersuchten Anlagen eine gleichmäßige Abgas- und Luftverteilung vorgefunden. Diesbezügliche Ungleichmäßigkeiten haben einen vergleichsweise geringen Einfluß auf den Energieverbrauch von Glasschmelzöfen.

Heat technological measurements on regenerator chamber packings

Improvements in regenerators as well as the use of insulation have been a means of reducing energy consumption in glass manufacture. An increase in air preheating, moreover, has been an essential requirement for the essentially higher combustion space temperatures involved in increased melting efficiency. To be able to compute the effects of further improvements in regenerators knowledge of the heat transfer coefficient is an essential requirement. Heat and flow measurements have therefore been made on specially prepared regenerators attached to an operating glass tank

to allow evaluation of the heat transfer in cruciform packing, for which up to now no data have existed in the literature. Comparisons between data also measured for basket weave packing led to the conclusion that, for similar geometric data and flow conditions both types of packing behave very similarly so far as convective heat transfer is concerned. Flow measurements give homogeneous waste gas and air distributions in all the installations tested. Heterogeneities have a comparatively small influence on the energy consumption of glass tank furnaces.

Mesures thermiques sur des empilages

Des améliorations sur les régénérateurs sont, en plus des mesures d'isolation, un moyen pour réduire la consommation d'énergie lors de la fabrication du verre. Il faut, en outre, augmenter la quantité d'air à préchauffer pour atteindre les hautes températures de la superstructure du four nécessaires à l'obtention de tirées élevées. Pour calculer l'influence d'autres améliorations sur les régénérateurs, on suppose comme essentielle la connaissance des coefficients de transfert de chaleur. On effectue des mesures thermiques et des mesures d'écoulement sur des régénérateurs de fours de fusion du verre spécialement préparés pour cela, afin d'obtenir des renseignements sur le transfert de chaleur

dans les empilages cruciformes, sur lesquels on ne possédait jusqu'à présent aucune donnée publiée. La comparaison avec un empilage en tressage de panier également soumis à ces mesures, montre que pour des données géométriques et des proportions d'écoulement semblables, les deux types d'empilage sont tout à fait comparables en ce qui concerne le transfert de chaleur convectif. Lors des mesures d'écoulement, on a trouvé dans toutes les installations étudiées une répartition d'air et de fumée régulière. Les irrégularités rencontrées ont relativement une faible influence sur la consommation d'énergie des fours de fusion du verre.

1. Einleitung

Die Preisentwicklung auf dem Energiemarkt während der letzten Jahre hat dazu geführt, daß durch gezielte Maßnahmen der auf die erzeugte Glasmenge bezogene Energieverbrauch erheblich verringert werden konnte [1 und 2]. Verbesserungen an den Regeneratoren der meist regenerativ beheizten Glasschmelzöfen waren neben Isoliermaßnahmen ein wichtiges Mittel zur Reduzierung des Energieverbrauchs; sie sind durch eine Vergrößerung der Speicherkapazität und die Steigerung der Wärmeübertragung erreichbar. Besonders in Fällen, in denen auf Grund der Rahmenbedingungen eine

Vergrößerung des Regeneratorvolumens nur mit erheblichem Aufwand möglich ist, kann durch eine Optimierung der Setzweise mit dem Ziel, eine möglichst große Heizfläche bei gleichermaßen guten Wärmeübergangskoeffizienten zu erhalten, der Wirkungsgrad des Regenerators unter Umständen deutlich zunehmen.

Die Wirkungsgrade der Regeneratoren liegen heute in der Größenordnung von 50 bis 70 %. Eine Erhöhung des Wirkungsgrades der Regeneratoren hat zwar einen erheblichen Einfluß auf den Brennstoffverbrauch eines Glasschmelzofens [3], doch muß dies vor dem Hintergrund des für die Wirkungsgrad-

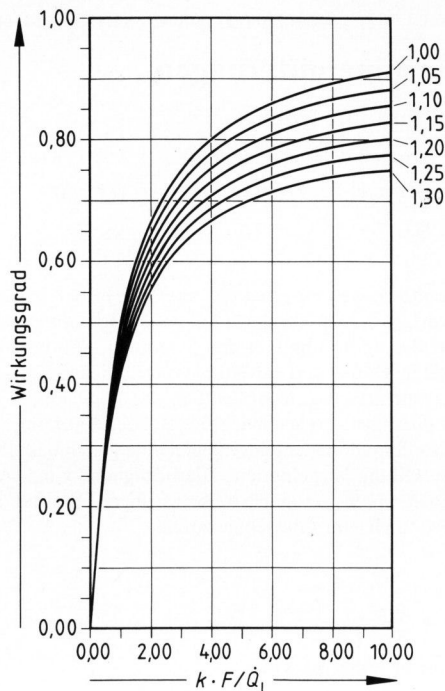


Bild 1. Wirkungsgrad von Regeneratoren in Abhängigkeit vom $k \cdot F$ -Wert für $\dot{Q}_a/\dot{Q}_l = 1,0$ bis $1,3$.

steigerung notwendigen Aufwandes gesehen werden. Bild 1 dokumentiert, welchen Einschränkungen die Wirkungsgradverbesserung unterliegt. Aufgetragen ist der Wirkungsgrad eines Regenerators als Funktion des $k \cdot F$ -Wertes (Produkt aus Wärmedurchgangszahl und Heizfläche), wobei in der hier gewählten dimensionslosen Darstellung der $k \cdot F$ -Wert durch den Kapazitätsstrom der Luft (Produkt aus Volumenstrom und spezifischer Wärmekapazität) dividiert wurde. Als Parameter sind verschiedene Werte für den Kapazitätsstrom des Abgases, ebenfalls dividiert durch den Kapazitätsstrom der Luft, angegeben. Mit zunehmendem $k \cdot F$ -Wert wird nach einem zunächst steilen Anstieg des Wirkungsgrades ein allmähliches Abflachen, dem eine asymptotische Annäherung an einen Grenzwert folgt, beobachtet.

In der Glasindustrie werden im allgemeinen Kapazitätsstromverhältnisse Abgas/Luft von 1,2 bis 1,3 vorgefunden. Die Ursache hierfür ist der abhängig vom verwendeten Brennstoff um etwa 10 % höhere Volumenstrom des Abgases und die ebenfalls um etwa 10 % höhere spezifische Wärmekapazität des Abgases. Hinzu kommen je nach Scherbenanteil und spezifischem Wärmeverbrauch unterschiedliche Mengen an Gemengegasen. Hierdurch wird der Wirkungsgrad eines unendlich großen Regenerators auf etwa 80 % begrenzt. Mit anderen Worten: Würde die Luft auf die Abgaseintrittstemperatur vorgewärmt werden, so würden hierdurch nur 80 % der im Abgas enthaltenen Wärme ausgenutzt werden. Bei Betrachtung der entsprechenden Kurvenzüge in Bild 1 erkennt man, daß Verbesserungen, d. h.

Vergrößerungen des $k \cdot F$ -Wertes sich zunächst sehr stark auswirken, dann aber zunehmend an Einfluß verlieren. Hierdurch stellt sich sofort die Frage nach der Rentabilität von unter Umständen sehr teuren Verbesserungsmaßnahmen, die je nach Ausgangslage deutlich spürbare, aber auch geringe Auswirkungen haben können.

Während die Wärmetauschfläche im allgemeinen sehr einfach aus den geometrischen Gegebenheiten berechnet werden kann, muß zur Bestimmung der dazu gehörenden Wärmedurchgangszahl k ein höherer Aufwand getrieben werden. In der Literatur gibt es verschiedene Verfahren zur Berechnung der Wärmedurchgangszahl [z. B. 4 bis 6]. Hausen [6] gibt für die Wärmedurchgangszahl k die folgende Gleichung an:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha'} + 2 \frac{\delta}{\lambda_s} \Phi(\delta, T, a_s) \quad (1)$$

mit

$$\Phi = \frac{1}{6} - 0,00556 \frac{\delta^2}{a_s T} \quad (2)$$

In Gleichung (1) sind α und α' die Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Abgas bzw. Luft und Steinmaterial, T die Periodendauer, δ die Steindicke, λ_s die Wärmeleitfähigkeit des Besatzmaterials, Φ eine Hilfsfunktion und a_s die Temperaturleitfähigkeit des Besatzmaterials.

Auch für andere Rechenverfahren, bei denen keine Wärmedurchgangszahl ermittelt wird, sondern eine direkte mathematische Modellierung der Vorgänge im Regenerator erfolgt [7], werden die Wärmeübergangskoeffizienten benötigt.

Die Wärmedurchgangszahl eines Regenerators hängt von den Wärmeübergangszahlen α zwischen Abgas und Steinmaterial und α' zwischen Luft und Steinmaterial sowie von den wärmetechnischen Daten des Besatzmaterials λ_s , δ , a_s und der Periodendauer T ab. Die Wärmeübergangskoeffizienten α und α' werden in jedem Fall, auch bei Verwendung anderer Rechenverfahren als nach Gleichung (1), zur Beschreibung des wärmetechnischen Verhaltens von Regeneratoren benötigt und sind somit wesentliche Parameter bei der Vorausberechnung des wärmetechnischen Verhaltens von Regeneratoren.

Zum Wärmeübergang in glattschicht- und rostgitterartigen Setzweisen sind Messungen von Kistner [8], Rummel [9], Langhans [10] und Yazicizade [11] bekannt, die teilweise an großen Versuchskammern, teilweise aber auch an verkleinerten Modellen durchgeführt wurden. Über die Korbgeflechtsetzweise, die technisch in großem Maßstab angewendet wird, sind nur Wärmeübergangsdaten aus Modellversuchen bekannt. Über die in den letzten Jahren in zunehmendem Maße eingesetzten Formgittersteine aus

Tabelle 1. Konstruktionsdaten der untersuchten Regeneratoren von drei Querbrennerwannen

Regenerator Nr.	1	2	3
Anzahl der Brennerpaare	4	3	3
präparierter Regenerator	3 links	2 rechts	2 rechts
Höhe der Gitterung in m	5,0	8,58	4,18
Breite × Tiefe in m	1,91 × 1,63	2,64 × 2,00	1,93 × 1,93
Besatzart	Kreuzstein	Kreuzstein	Korbgeflecht
Kanalweite in mm	170	140	175
Steindicke in mm	40	40	76
Schenkel- bzw. Steinlänge in mm	165	120	375
Steinhöhe in mm	250	330	124
Anzahl der Kanäle	8 × 7 = 56	14 × 10 = 140	7 × 7 = 49
Anzahl der Steinlagen	20	26	34
Lage der Meßlinien in Steinlage	2., 12. Lage (je 2 Meßlinien)	4., 12., 23. Lage	3., 16., 23. Lage

Schmelzgußmaterial (Kreuzsteine), über die von Krings u. a. berichtet wird [12], liegen keine Meßdaten vor. Ziel der in der vorliegenden Arbeit beschriebenen Messungen war daher die Ermittlung von Wärmeübergangszahlen in Kreuzstein- und Korbgeflechtgitterungen, die bekanntlich zu einem sehr ähnlichen Schachtaufbau führen.

2. Durchführung der Messungen

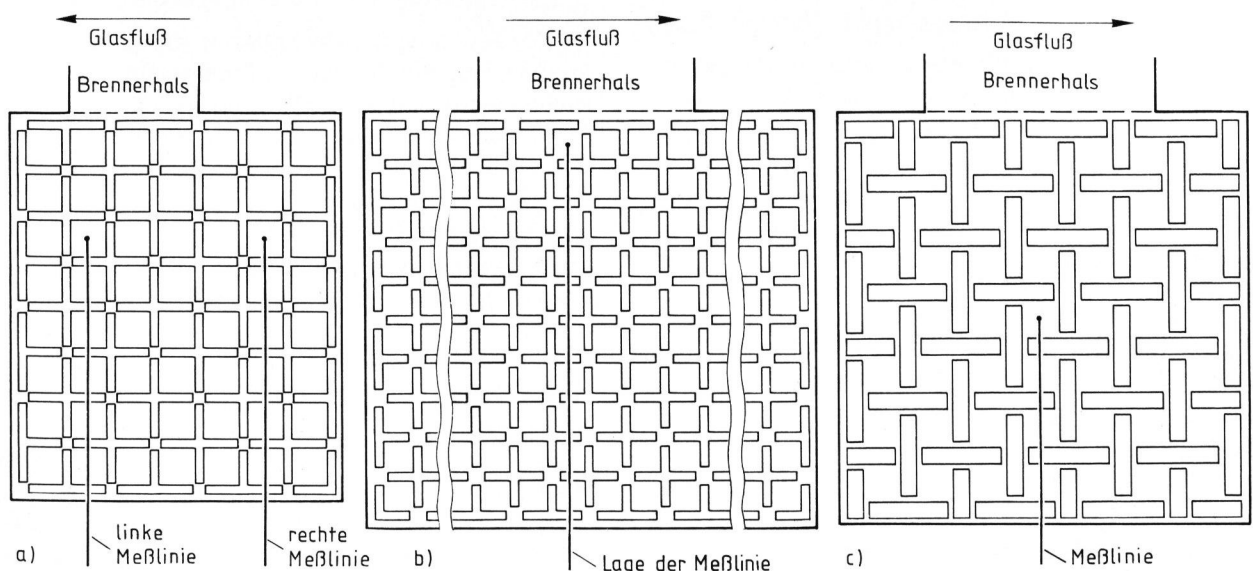
2.1. Präparation der Regeneratoren

Zur Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten ist die Messung der Temperaturen von Abgas, Luft und Besatzmaterial notwendig. Darüber hinaus ist es erforderlich, die zugehörigen Strömungsgeschwindigkeiten der Abgase bzw. Luft zu messen. Um innerhalb der Gitterung diese Messung durchführen zu können, wurden in den Kammern die Steine einer Schachtreihe jeweils in verschiedenen Steinlagen quer zur Wannensängsachse mit Bohrungen von 60 mm Durchmesser versehen. In der Außenwandung wurde eine entsprechende Öffnung

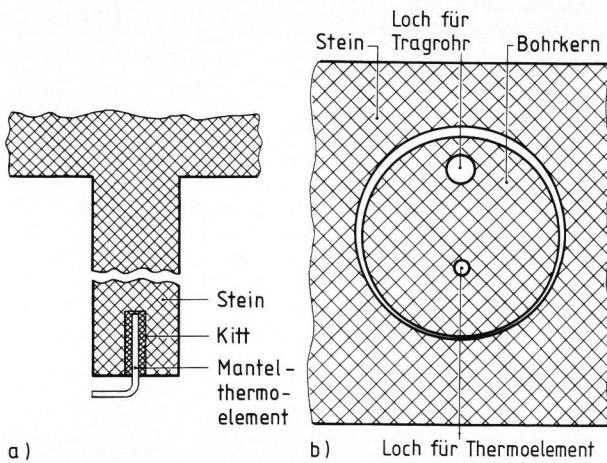
freigelassen. Tabelle 1 gibt einen Überblick über die untersuchten Regeneratoren und die Meßlinien, die in diesen eingerichtet wurden. Die Bilder 2a bis c geben schematisch den Grundriß und die Lage der Meßlinien der einzelnen Kammern an.

Neben den üblichen Kreuzsteinvarianten wurde eine Kammer mit Korbgeflechtgitterung ausgewählt, die in ihrem Aufbau als typische Vertreterin dieser Bauweise gelten kann.

Entlang der durch die Bohrungen festgelegten Meßlinien innerhalb der jeweiligen Steinlagen konnten Sonden zur Temperaturmessung, zur Entnahme von Gasproben und zum Einleiten von Impfgasen in den jeweils gewünschten Kanal eingeführt werden. Auf die Durchführung dieser Messungen wird im folgenden noch genauer eingegangen. Allgemein wurde versucht, im unteren, mittleren und oberen Bereich der Gitterung je eine Meßlinie anzuordnen. Beim Regenerator Nr. 1 wurden nur in zwei Steinlagen (im folgenden immer kurz als Lage bezeichnet), dafür aber je zwei Meßlinien, und zwar in der 2. und



Bilder 2a bis c. Schematische Darstellung der Grundrisse der drei untersuchten Regeneratoren und Angabe der Meßlinien; a) Regenerator Nr. 1: 2. und 12. Steinlage; b) Regenerator Nr. 2: 4., 12. und 23. Steinlage; c) Regenerator Nr. 3: 3., 16. und 23. Steinlage.



a) Bilder 3a und b. Schematische Darstellung des Einbaus von Thermoelementen; a) Kreuzformgitterstein mit Mantelthermoelement, das vor der Inbetriebnahme des Regenerators eingebaut wurde; b) Besatzstein mit nachträglich eingesetztem Thermoelement.

6. Schachtreihe (in Wannenlängsachse gesehen) eingerichtet, wobei in dieser Richtung insgesamt sieben Schachtreihen zur Verfügung standen. Hierdurch bestand die Möglichkeit, etwaige Einflüsse der hier vorliegenden asymmetrischen Brenneranordnung zu ermitteln. Darüber hinaus befanden sich Meßöffnungen in der Prallwand, die zur Temperaturmessung von Abgas und Luft direkt über der Gitterung dienten. Diese Öffnungen waren fluchtend mit den zu den einzelnen Meßlinien gehörenden Öffnungen angeordnet. Ebenfalls befanden sich Meßöffnungen am unteren Ende der Regeneratoren unter den Tragbögen. Für die Ermittlung von Wärmeübergangszahlen genügt allerdings die Luft- und Abgastemperaturmessung im Schacht auf der Höhe des mit Thermoelementen beschickten einzelnen Steins.

2.2. Temperaturmessungen

2.2.1. Messungen der Abgas- und Lufttemperaturen

Die Messungen der Abgas- und Lufttemperaturen erfolgten in üblicher Weise mit Absaugethermoelementen, die in mehreren Ausführungen zum Einsatz kamen.

Oberhalb der Gitterung konnten wassergekühlte Absaugelemente benutzt werden. In heißeren Bereichen oberhalb von 1000 °C war in der Gitterung der Einsatz von keramischen Absaugethermoelementen notwendig, bei niedrigeren Temperaturen wurde eine Ausführung aus hitzebeständigem Stahl (Thermax) benutzt. Die Absaugethermoelemente wurden je nach zu erwartendem Temperaturbereich mit NiCr-Ni- oder Pt-Elementen (Pt 10 DIN, Pt 18) bestückt.

2.2.2. Messung der Steintemperaturen

Die Messung der Steintemperaturen ist mit größeren Schwierigkeiten verbunden als die Messung

der Abgas- und Lufttemperaturen. Auf den ersten Blick ist der Einbau von Thermoelementen an ausgewählten Meßstellen eines neugebauten Regenerators der direkte und einfachste Weg, der auch im ersten Versuch beschränkt wurde. Bild 3a zeigt die Bestückung eines Kreuzformgittersteins mit einem NiCr-Ni-Mantelthermoelement. In ein Loch mit 8 mm Durchmesser, das in die schmale, nicht dem Kanal zugewandte Seite gebohrt wurde, wurde an insgesamt 12 Steinen des Regenerators Nr. 1 je ein 3 mm dickes NiCr-Ni-Mantelthermoelement eingekittet. Die Thermoelemente wurden durch die Fugen zwischen den Steinen hindurch nach außen verlegt. Allerdings ließ die Haltbarkeit der Thermoelemente zu wünschen übrig, so daß kurz nach dem Abschluß des Antemperns der Anlage alle Elemente ausgefallen waren.

Kurz vor dem Ausfall der letzten zwei Elemente konnte in einem Schacht eine simultane Messung von Abgas- bzw. Luft- und Steintemperaturen durchgeführt werden. Während dieses Zeitraumes wurde zum Vergleich eine weitere Methode eingesetzt, die schematisch in Bild 3b dargestellt ist. Ein Bohrkern mit Thermoelement wird während des Betriebes in einen Stein mittels eines Tragrohres eingesetzt. Das Tragrohr wird nach dem Einsetzen entfernt. Die mit diesem Verfahren erzielten Ergebnisse stimmen sehr gut mit dem Verfahren nach Bild 3a überein, so daß bei den späteren Messungen an den Regeneratoren Nr. 2 und 3 auf den stationären Einbau von Thermoelementen verzichtet wurde. Bei Regenerator Nr. 2 wurde das Verfahren nach Bild 3b in der Weise abgewandelt, daß das Thermoelement nicht mit einem Bohrkern eingesetzt wurde, sondern die Thermoelemente direkt in den untersuchten Steinen in Bohrungen, die bis in die Steinmitte ragten, plaziert wurden.

2.2.3. Messung der Strömungsgeschwindigkeit

Die Strömungsgeschwindigkeit wurde über eine Impfmessung mit Helium als Impfgas ermittelt. Das Helium wurde mit Keramikröhrchen eingimpft und entnommen. Vorteil der Impfmessung ist, daß auch Queraustauscheffekte zwischen verschiedenen Kanälen erfaßt werden können. Bild 4 zeigt schematisch den Ablauf der Impfmessung.

Wesentliche Voraussetzung für die Durchführung präziser Impfmessungen ist eine zeitlich konstante Impfgaszufuhr. Diese wurde im vorliegenden Fall mit einem Rotameter überwacht, die gesamte zugeführte Impfgasmenge wurde bei jeder Messung, die in der Regel etwa die Zeit einer Wechselperiode dauerte, mit einem Experimentiergaszähler (Fa. Elster AG, Mainz) ermittelt.

Der Nachweis der Heliumkonzentration im entnommenen Meßgas erfolgte mit einem Gaschromatografen (Fa. Beckman, GC2A) oder einem als Massenspektrometer ausgeführten Helium-Leck-

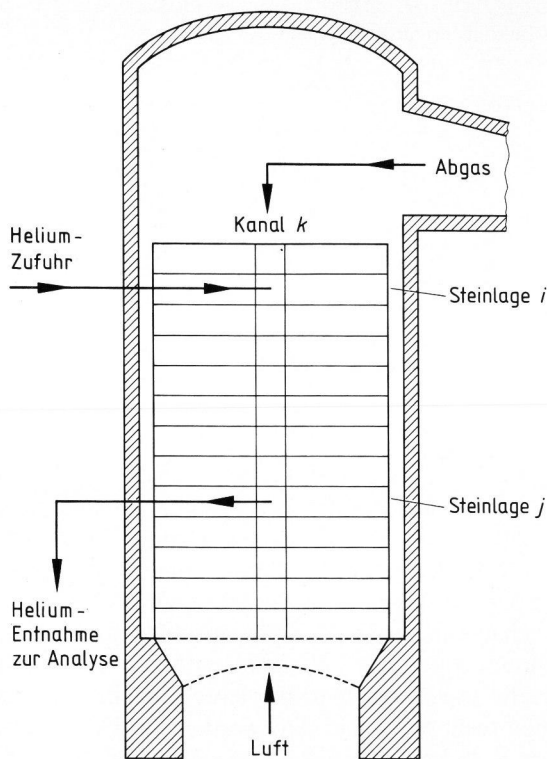


Bild 4. Schematische Darstellung der Impfmethode.

suchgerät (Fa. Alcatel, ASM 10) mit Meßgasaufbereitung (Kühler zur Kondensatabscheidung, anschließende Filterung). Gaschromatograf und Massenspektrometer müssen mit Eichgasen geeigneter Zusammensetzung geeicht werden.

3. Ergebnisse der Messungen

3.1. Ergebnisse der Temperaturmessungen

3.1.1. Steintemperaturen

Bild 5 gibt als Beispiel die an 12 Meßstellen der Kammer, die vom Regenerator Nr. 1 durchgemessen wurde, erhaltenen Temperaturwerte wieder. In der 2. und 12. Lage waren je sechs Mantelthermoelemente gemäß Bild 3a installiert. Die hier gezeigten Temperaturkurven wurden während des Antempers der Anlage aufgenommen und sind auf einen stationären Betriebszustand nicht übertragbar. Da jedoch bei Erreichen des stationären Betriebszustandes sämtliche Mantelthermoelemente ausgefallen waren, können hierfür keine entsprechenden Daten vorgelegt werden. Insbesondere stellte sich in der 2. Lage später allgemein eine niedrigere Temperaturhysterese von etwa 50 K über die Periodendauer an Stelle der hier gezeigten 70 K ein. Trotzdem können aus der gezeigten Darstellung die folgenden Schlüsse gezogen werden:

- Die Steintemperaturen innerhalb einer Lage weichen um bis zu etwa 50 K voneinander ab.
- Es können Unterschiede in der Temperaturhysterese auftreten.

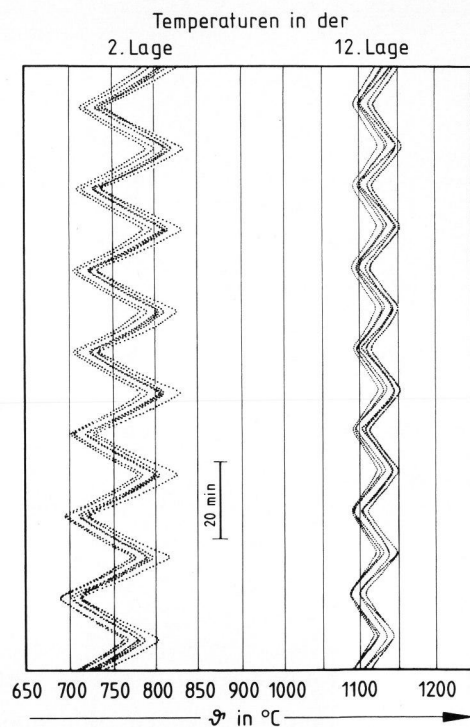


Bild 5. Steintemperaturmessung an Regenerator Nr. 1 mit je sechs Meßstellen in der 2. und 12. Steinlage.

c) Der zeitliche Temperaturverlauf in der Mitte des Steins ist innerhalb einer Wechselferode weitgehend linear.

Für die Ermittlung von Wärmeübergangskoeffizienten ist insbesondere Punkt c) von großer Wichtigkeit, da hierdurch erhebliche Vereinfachungen bei der mathematischen Behandlung möglich sind. Die Punkte a) und b) sind insofern von Bedeutung, als Abgastemperatur- und Lufttemperaturmessungen für die Ermittlung von Wärmeübergangskoeffizienten in dem Kanal durchgeführt werden müssen, an dem auch der mit Thermoelementen bestückte Stein angrenzt.

Der aufwendige Einbau von 12 Thermoelementen in eine Regeneratorkammer, wie sie für die Ermittlung der in Bild 5 dargestellten Ergebnisse notwendig ist, wurde bei den folgenden Messungen nicht wiederholt. Hier beschränkte man sich auf die Installation einer Steintemperaturmeßstelle, wie sie in Bild 3b gezeigt wird.

Die eben genannten drei Feststellungen konnten bei allen späteren Steintemperaturmessungen bestätigt werden. Die an den einzelnen Anlagen gemessenen Steintemperaturen, die für die Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten benutzt werden, sind zusammen mit den zugehörigen Temperaturen von Abgas und Luft in Tabelle 2 wiedergegeben. Angegeben sind jeweils die Temperatur bei Periodenmitte und die zugehörige Temperaturhysterese. Bei Abgas und Luft wurde die Hysterese aus dem zeitlichen Temperaturanstieg bzw. Temperaturabfall ermittelt,

Tabelle 2. Zusammenstellung der Besatz-, Abgas- und Lufttemperaturen innerhalb der Gitterung

Regenerator Nr.	Lage	Besatzmaterial		Abgas		Luft	
		ϑ_m in °C	$\Delta\vartheta$ in K	ϑ_m in °C	$\Delta\vartheta$ in K	ϑ_m in °C	$\Delta\vartheta$ in K
1	12	1049 (1049)	40 (50)	1163 (1111)	28 (34)	645 (740)	36 (53)
	2	641 (660)	50 (85)	756 (788)	48 (28)	261 (260)	30 (40)
2	23	1301	65	1376	40	1032	50
	12	903	79	1030	48	682	58
	4	605	87	703	54	296	61
3	23	1435	36	1493	78	1047	52
	16	1301	48	1376	36	992	18
	3	1189	50	1245	50	697	30

Erläuterung: Die in Klammern angegebenen Werte beziehen sich auf die Messung nach zwei Jahren Laufzeit.

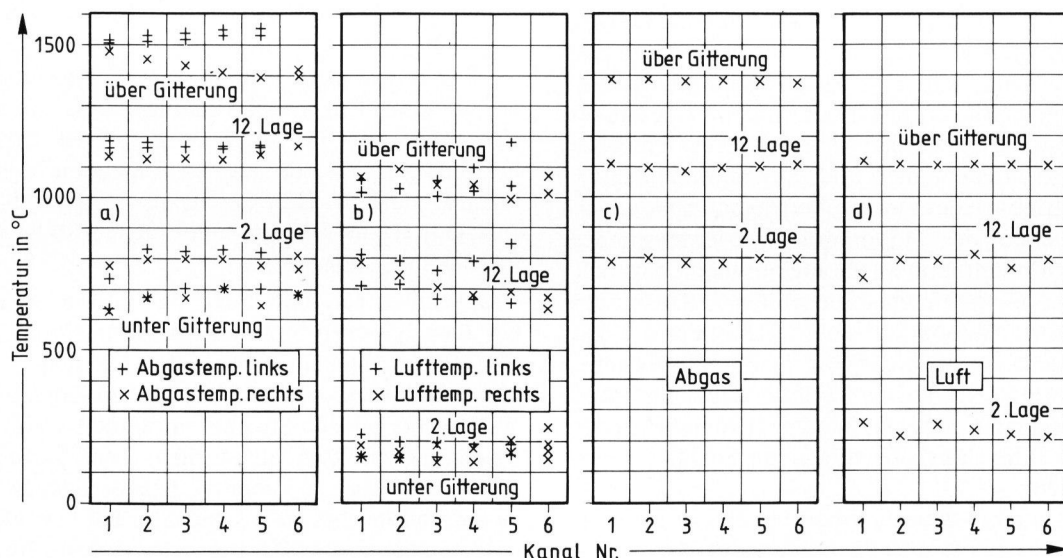
da mit den verwendeten Absaugthermoelementen erst nach einer gewissen Ausgleichszeit in der Größenordnung von Minuten der korrekte Wert gemessen wird.

3.1.2. Temperaturen von Abgas und Luft

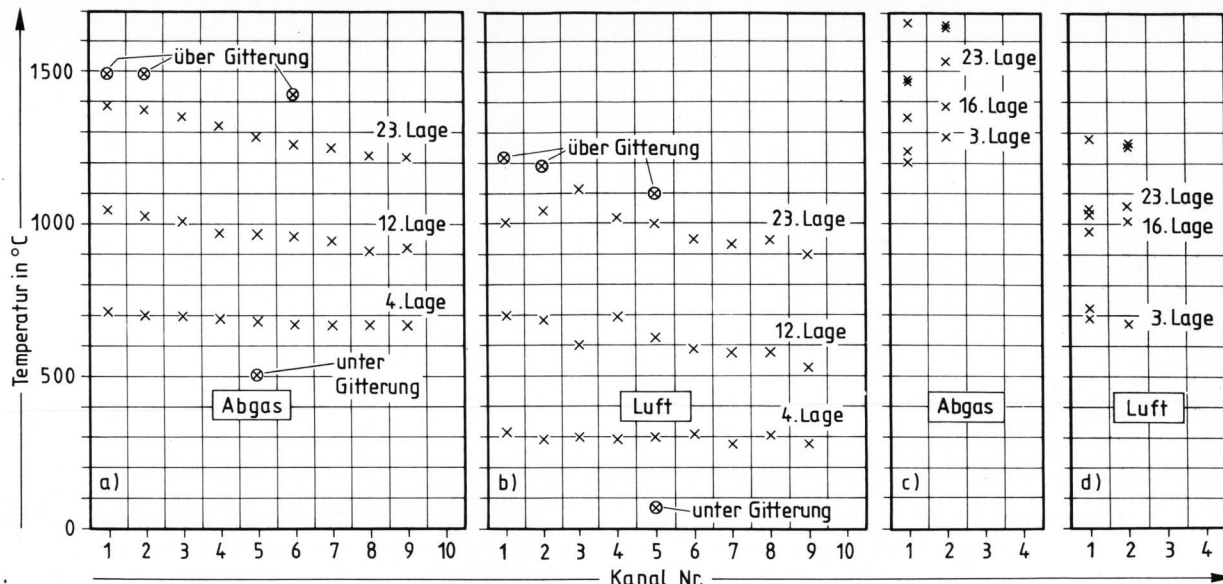
Die Bilder 6a und b geben ein Bild über die Temperaturen von Abgas und Luft, die an Anlage Nr. 1 in den Kanälen entlang der beiden Meßlinien gemessen wurden (linke Meßlinie in der 2. und rechte Meßlinie in der 6. Schachtreihe (siehe Bild 2a)). Die Kanalnummer (Abszisse) wird jeweils von der Außenwand der Kammer aus gezählt. Neben den in der Gitterung gemessenen Werten sind auch die Eintritts- bzw. Austrittstemperaturen von Luft und Abgas über und unter der Gitterung angegeben.

Die Abgastemperaturen über der Gitterung weisen entlang der beiden Meßlinien relativ große Unterschiede auf. Während im Bereich der Außenwand (Kanal Nr. 1) die Temperaturen mit 1480 bzw. 1500 °C relativ wenig voneinander differieren, wer-

den im inneren Bereich der Kammer (Kanal Nr. 5) mit etwa 1535 in der linken Meßlinie gegenüber 1380 °C in der rechten Meßlinie überraschend große Temperaturunterschiede vorgefunden. Da die Brennerschachtöffnungen bezogen auf die Mittellinie der Kammer quer zur Wannenlängsachse nach links versetzt war, kann hiermit dieser Temperaturunterschied recht einfach erklärt werden: Im Einströmbe- reich, d. h. im Bereich der linken Meßlinie, treten die Abgase mit hoher Temperatur ein und werden dann von einer Strömungswalze aufgenommen, die in waagerechter Ebene über der Gitterung liegt. Bis zum Erreichen des Kanals Nr. 5 in der rechten Meßlinie geben die dorthin gelangenden Abgasteilströme bereits einen Teil ihrer Wärmeenergie ab. Innerhalb der Gitterung sind die Temperaturunterschiede zwischen den einzelnen Meßlinien mit etwa 50 K nicht mehr ganz so hoch, aber immer noch erheblich. Die Abgasaustrittstemperaturen unterhalb der Schlitzbögen sind, bezogen auf den Vergleich rechts/links, sehr gleichmäßig. Allerdings werden in den äußeren Bereichen (Kanäle Nr. 1 und 2 in beiden



Bilder 6a bis d. Im Regenerator Nr. 1 gemessene Abgas- und Lufttemperatur, a) und b) entlang der linken und rechten Meßlinie unmittelbar nach der Inbetriebnahme der Anlage, c) und d) entlang der rechten Meßlinie nach einer Laufzeit der Anlage von zwei Jahren.



Bilder 7a bis d. In den Regeneratoren Nr. 2 und 3 gemessene Abgas- und Lufttemperaturen; a) und b) Meßwerte vom Regenerator Nr. 2, c) und d) Meßwerte vom Regenerator Nr. 3.

Meßlinien) relativ niedrige Temperaturen vorgefunden.

Die in Bild 6b zusammengefaßten Werte für die Lufttemperaturen sind im unteren Bereich, d. h. in der 2. Lage und unter den Schlitzbögen, noch sehr gleichmäßig. In der 12. Lage und über der Gitterung ergeben sich erhebliche Ungleichmäßigkeiten in den Lufttemperaturen. Diese können z. T. mit den Ungleichmäßigkeiten in der Abgastemperatur erklärt werden, jedoch können auch Unterschiede der Strömungsverteilung bei Luft und Abgas eine Rolle spielen.

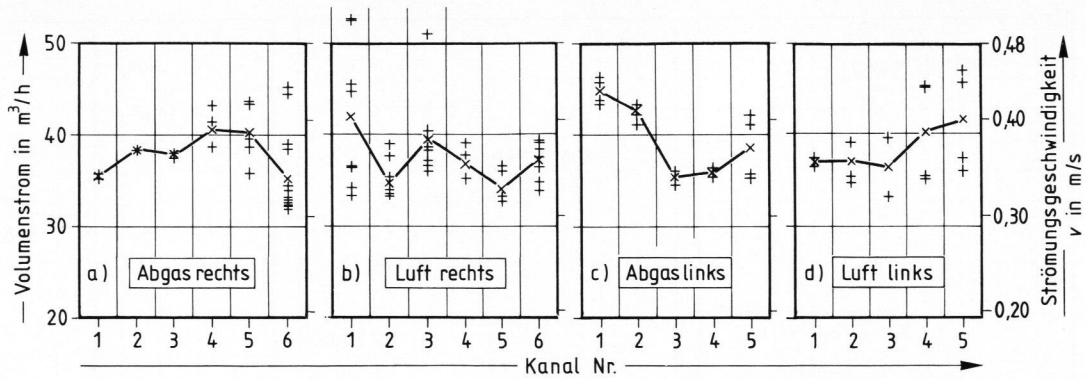
Die Messungen wurden an Anlage Nr. 1 nach einem Zeitraum von zwei Jahren mit reduziertem Meßaufwand wiederholt. Die bei der Wiederholungsmessung ermittelten Werte entlang der rechten Meßlinie sind in den Bildern 6c und d wiedergegeben. Die Abgastemperaturen oberhalb der Gitterung sind sehr gleichmäßig, auch innerhalb der Gitterung werden, verglichen mit der ersten Messung, geringe Temperaturunterschiede entlang einer Meßlinie gefunden. Die Luftvorwärmtemperaturen sind, verglichen mit den Daten der rechten Meßlinie in Bild 6b, um etwa 50 K höher. Schon die Temperaturmessungen lassen den Schluß zu, daß der Regenerator Nr. 1 bei der Wiederholungsmessung sich in einem erheblich stabileren Betriebszustand befand als bei der ersten Messung. Ein negativer Einfluß der Ablagerungen, die in Anbetracht des hergestellten Bleiglas als sehr gering zu bezeichnen waren, wurde nicht festgestellt. Die Kanäle waren frei, die Ablagerungsschicht betrug maximal etwa 1 cm, wobei nur in der kälter gehenden 2. Lage derartige Erscheinungen beobachtet wurden.

Bild 7a zeigt die am Regenerator Nr. 2 gemessenen Abgastemperaturen. Oberhalb der Gitterung

ergibt sich von der Außenseite bis zum Kanal Nr. 6 ein Temperaturabfall von knapp 1500 bis auf 1425 °C. Die Abnahme der Abgastemperatur von den äußeren Bereichen nach innen hin setzt sich auch innerhalb der Gitterung fort: In der 23. Lage sinkt die Temperatur von 1386 °C in Kanal Nr. 1 auf 1219 °C in Kanal Nr. 9, in der 12. Lage von 1045 auf 923 °C, in der 4. Lage von 712 auf 669 °C. Von oben nach unten ergibt sich bei der Durchströmung mit Abgas (im folgenden immer kurz als abgasseitig bezeichnet) also allgemein eine Vergleichmäßigung der Abgastemperaturen.

Für die Durchströmung mit Luft (im folgenden immer kurz als luftseitig bezeichnet) kann dieses Ergebnis zumindest teilweise bestätigt werden. Zu erwarten ist, daß in Bereichen mit hohen Abgastemperaturen der Gitterung mehr Energie in Form von Wärme zugeführt wird, die dann wiederum an die Luft abgegeben wird. Die in Bild 7b gezeigten Lufttemperaturen entsprechen weitgehend den in Bild 7a dargestellten Abgastemperaturen. Auch hier sind in den äußeren Bereichen die Temperaturen allgemein höher als in den inneren Bereichen. Lediglich in Kanal Nr. 3 in der 23. Lage und den Kanälen Nr. 1 und 3 in der 23. Lage ergeben sich Abweichungen, die nicht dem sonst vorgefundenen Trend entsprechen. Schon aus den Bildern 7a und b kann geschlossen werden (siehe auch Abschnitt 3.2.), daß in den Außenbereichen des Regenerators das Verhältnis der Volumenströme Abgas/Luft größer ist als in den Innenbereichen.

Die Messung am Regenerator Nr. 3 wurde auf die Kanäle Nr. 1 und 2 entlang der Meßlinie begrenzt, um zuverlässig den Wärmeaustausch zwischen den an die Kanäle Nr. 1 und 2 angrenzenden Meßsteinen (Bild 3b) und den hindurchströmenden Gasen erfassen zu können.



Bilder 8a bis d. Im Regenerator Nr. 1 unmittelbar nach der Inbetriebnahme der Anlage gemessene Volumenströme bzw. Strömungsgeschwindigkeiten für Abgas und Luft (+ : Meßwerte, x : Mittelwerte), a) und b) entlang der rechten Meßlinie, c) und d) entlang der linken Meßlinie.

sen zu können. Da in dieser Wanne ein Spezialglas mit sehr hohen Qualitätsanforderungen erschmolzen wird, sind auch die Temperaturen in den Regeneratoren im Vergleich zu den anderen Anlagen sehr hoch. Zwischen den Kanälen Nr. 1 und 2 werden teilweise sehr hohe Temperaturunterschiede vorgefunden, die bis zu 50 K betragen können. Da insbesondere abgasseitig immer in Kanal Nr. 1 die niedrigeren Temperaturen auftraten, ist hier ein Einfluß von Wandwärmeverlusten nicht auszuschließen (Bilder 7c und d). Für die Bestimmung von Wärmeübergangszahlen kommt letztlich nur das Einsetzen gemittelter Temperaturwerte in Betracht.

Tabelle 2 enthält die für die Ermittlung von Wärmeübergangszahlen notwendigen Temperaturen. Die Abgas- und Lufttemperaturen wurden jeweils in den Schächten gemessen, an die der für die Temperaturmessung präparierte Stein angrenzte.

3.2. Ergebnisse der Impfmessungen

Bei den Impfmessungen wurde mit einem Helium-Volumenstrom von $16,67 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$, d. h. 1 l/min, gearbeitet. Da abhängig von der untersuchten Anlage mit Abgas- bzw. Luftmengen von etwa $0,5 \text{ m}^3/\text{min}$ für den einzelnen Kanal zu rechnen ist, ergeben sich somit Konzentrationen in der Größenordnung von 0,1 bis 0,2 %, die mit den eingesetzten Nachweisgeräten mit einem Fehler von etwa 1 bis 2 % problemlos zu messen sind.

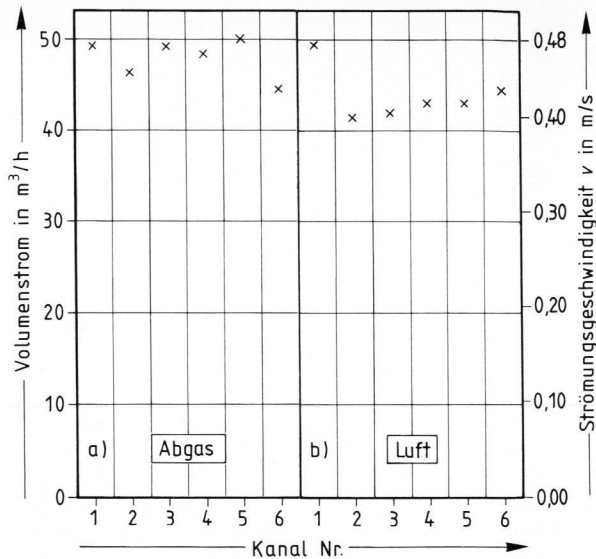
In den Bildern 8a und c sind die an Anlage Nr. 1 bei der ersten Messung ermittelten Abgasmengen über die Tiefe der Kammer aufgetragen, wobei entlang der rechten Meßlinie geimpft und auch die Probe entnommen wurde. Die Bilder 8b und d zeigen die entsprechenden Luftmengen. Als rechte Ordinate ist bei den Bildern 8a bis d die Strömungsgeschwindigkeit in m/s angegeben, wobei auf den sogenannten Normalzustand (20°C , 1013 mbar) umgerechnet wurde. Nennenswerte Queraustauschereffekte konnten bei diesem Aggregat nicht nachgewiesen werden.

Die Ungleichmäßigkeiten im Volumenstrom bzw. in der Strömungsgeschwindigkeit sind entlang der rechten Meßlinie relativ niedrig (Bilder 8a und b); die Ergebnisse schwanken abgasseitig mit einer Streubreite von etwa 15 % um einen Mittelwert von $37,1 \text{ m}^3/\text{h}$ bzw. $0,357 \text{ m/s}$ gegenüber dem luftseitigen von $35,97 \text{ m}^3/\text{h}$ bzw. $0,346 \text{ m/s}$. Entlang der linken Meßlinie ergaben sich die in den Bildern 8c und d dargestellten Werte. Als Mittelwert ergeben sich abgasseitig $39,39 \text{ m}^3/\text{h}$ bzw. $0,379 \text{ m/s}$ und luftseitig $38,59 \text{ m}^3/\text{h}$ bzw. $0,371 \text{ m/s}$. Hier fällt auf, daß in der Nähe der Außenwand, d. h. in den Kanälen Nr. 1 und 2, abgasseitig wesentlich höhere Strömungsgeschwindigkeiten als in den übrigen Bereichen der Kammer gemessen wurden. Hieraus kann geschlossen werden, daß die Strömung an der Kammeraußenwand anliegt. Es sei daran erinnert, daß die Brennerschachttöffnung in Richtung zur linken Meßlinie versetzt angeordnet ist, so daß in der rechten Meßlinie, die im Windschatten des Mauerwerks liegt, dieser Effekt, auf den von Trier [13] bereits 1956 hingewiesen wurde, hier weniger stark ausgeprägt ist.

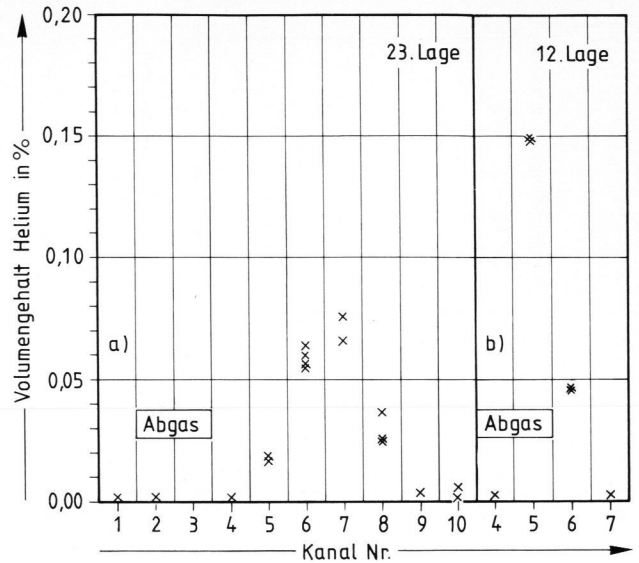
Die Bilder 9a und b zeigen die bei der Wiederholungsmessung am Regenerator Nr. 1 ermittelten Volumenströme von Abgas und Luft. Die Messung wurde hier nur entlang der rechten Meßlinie durchgeführt. Die Volumenströme sind bei dieser Messung um etwa 15 bis 20 % höher als bei der ersten Messung. Abgasseitig ergeben sich ein mittlerer Volumenstrom von $47,96 \text{ m}^3/\text{h}$ und eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit von $0,461 \text{ m/s}$ sowie luftseitig von $43,93 \text{ m}^3/\text{h}$ und $0,422 \text{ m/s}$. Auch bei dieser Messung ist die Schwankung der Volumenströme bzw. Strömungsgeschwindigkeiten um die genannten Mittelwerte sehr gering.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß bei allen Messungen am Regenerator Nr. 1 relativ gleichmäßige Strömungsverhältnisse vorgefunden wurden. Ein Queraustausch zwischen den einzelnen Kanälen konnte nicht nachgewiesen werden.

Ein völlig anderes Verhalten zeigte in strömungstechnischer Hinsicht zumindest abgasseitig die am Regenerator Nr. 2 durchgemessene Kammer. Hier



Bilder 9a und b. Im Regenerator Nr.1 entlang der rechten Maßlinie nach einer Laufzeit der Anlage von zwei Jahren gemessene Volumenströme bzw. Strömungsgeschwindigkeiten für a) Abgas, b) Luft.



Bilder 10a und b. Abgasseitige Strömungsverhältnisse mit Queraustauscheffekten an Regenerator Nr. 2; a) Helium-Einimpfung in Kanal Nr. 5 und 23. Lage, Probenentnahme in der 12. Lage; b) Helium-Einimpfung in Kanal Nr. 5 und 12. Lage, Probenentnahme in der 4. Lage.

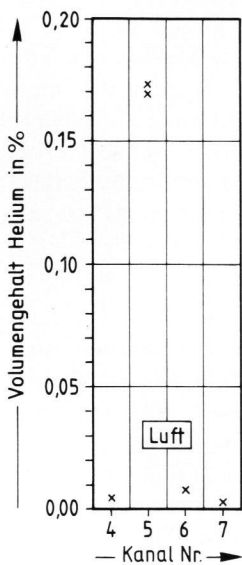


Bild 11. Luftseitige Strömungsverhältnisse an Regenerator Nr. 2, Helium-Einimpfung in Kanal Nr. 5 und 4. Lage, Probenentnahme in der 12. Lage.

wurden sehr ausgeprägte Queraustauscheffekte nachgewiesen. Ein eindrucksvolles Beispiel hierfür geben die Bilder 10a und b. Bei Bild 10a wurde das Helium in der 23. Lage eingepflegt und die Probe in der 12. Lage entnommen, bei Bild 10b wurde in der 12. Lage eingepflegt und in der 4. Lage die Probe entnommen. In beiden Fällen erfolgte die Einimpfung im 5. Kanal von der Außenwand aus gesehen. Aufgetragen ist jeweils die Heliumkonzentration als Funktion der Kanalnummer. Bei der Impfung in der 23. Lage wird die größte Heliumkonzentration in Kanal Nr. 7 vorgefunden. In Kanal Nr. 6 wird eine fast gleich hohe Konzentration wie in Kanal Nr. 7 gemessen, in Kanal Nr. 8 ist die Heliumkonzentration höher als in Kanal Nr. 5. Es liegen hier also

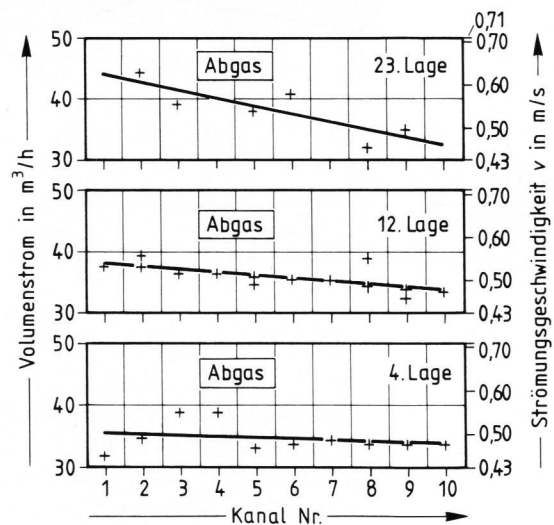


Bild 12. Im Regenerator Nr. 2 für Abgas gemessene Volumenströme bzw. Strömungsgeschwindigkeiten.

erhebliche Queraustauscheffekte vor. In der unteren Hälfte des Regenerators sind die Queraustauscheffekte nicht ganz so ausgeprägt, doch werden auch hier, wie Bild 10b zeigt, in den innenseitigen Nachbarkanälen z. T. erhebliche Heliummengen nachgewiesen. Luftseitig wurden keine nennenswerten Queraustauscheffekte festgestellt. Ein Beispiel für eine luftseitige Impfmessung ist in Bild 11 gezeigt. Das Helium wurde in der 4. Lage in Kanal Nr. 5 eingepflegt; in der 12. Lage werden in den benachbarten Kanälen Nr. 4 und 6 nur sehr geringe Heliummengen, die in der Größenordnung der Nachweisbarkeitsgrenze liegen, gemessen.

Bild 12 zeigt die abgasseitig mit der Impfmessung für Regenerator Nr. 2 ermittelten Geschwindigkeits-

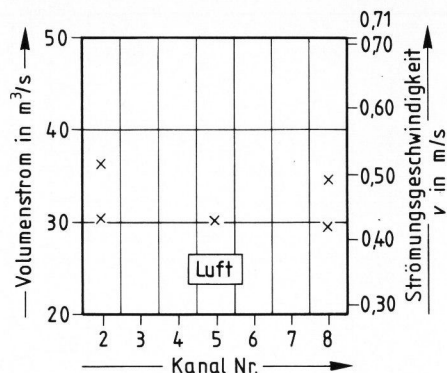


Bild 13. Im Regenerator Nr. 2 für Luft gemessene Volumenströme bzw. Strömungsgeschwindigkeiten.

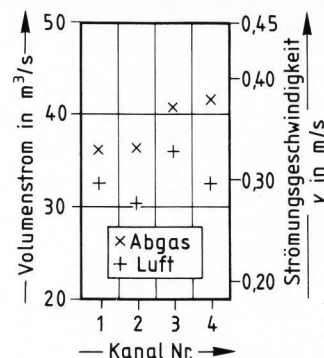


Bild 14. Im Regenerator Nr. 3 für Abgas und Luft gemessene Volumenströme bzw. Strömungsgeschwindigkeiten.

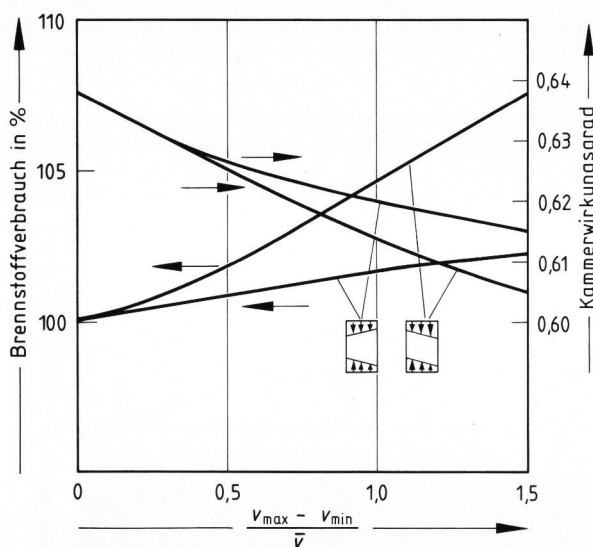


Bild 15. Abhängigkeit des Kammerwirkungsgrades und des Brennstoffverbrauches von Ungleichmäßigkeiten der Durchströmung.

verteilungen. Für die 12. Lage sind Werte sowohl aus Impfmessungen von der 23. Lage nach der 12. Lage als auch aus Impfmessungen von der 12. Lage nach der 4. Lage angegeben. In der 23. Lage von insgesamt 26 Lagen, also noch in der Nähe des Einstrombereichs der Abgase, liegt die Strömung an der Außenwand des Regenerators an. Durch die genannten Queraustauscheffekte findet bis zur 12. Lage eine Vergleichmäßigung des Strömungsprofils statt. Dieser Effekt setzt sich in der unteren Hälfte des Regenerators in allerding abgeschwächter Form fort. Da auch bei Queraustauscheffekten der Abgasvolumenstrom eine Erhaltungsgröße sein muß und die den außenliegenden Kanälen entzogenen Abgasanteile ersetzt werden müssen, kann man davon ausgehen, daß die eigentliche Transportströmung in Entnahmerichtung von zwei sich gegensinnig drehenden Strömungswalzen überlagert wird. Die Berührungsebene dieser Strömungswalzen liegt in der Mitte des Regenerators, in der auch die einzelnen Meßlinien liegen. Hier ist die Strömungsrichtung der beiden Walzen von der Außenwand in Richtung zur Wanne gerichtet.

Luftseitig ergab sich eine sehr gleichmäßige Strömungsverteilung, so daß hier nur in drei Kanälen Impfmessungen durchgeführt wurden. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Bild 13 zusammengefaßt.

Bild 14 zeigt die an der Kammer von Regenerator Nr. 3 ermittelte Strömungsverteilung. Abgasseitig wird in den weiter außen liegenden Kanälen Nr. 1 und 2 ein starker Abfall der Geschwindigkeit beobachtet. Luftseitig tritt eine Streubreite von $\pm 10\%$ auf. Da bei dieser Anlage die drei Meßlinien relativ nahe beieinander lagen (Bild 2c), wurden die Impfmessungen nur an der oberen und unteren Meßlinie durchgeführt. Die mittlere Meßlinie wurde hierbei nicht benutzt, da ohnehin keine Queraustauscheffekte nachgewiesen wurden. Erst bei Queraustauscheffekten der Größenordnung, wie sie bei Anlage Nr. 2 beobachtet wurden, hätte eine Notwendigkeit hierzu bestanden.

In Bild 15 sind die rechnerisch ermittelten Auswirkungen von Ungleichmäßigkeiten der Durchströmung auf den Kammerwirkungsgrad und den Brennstoffverbrauch angegeben. Bei der Rechnung wurde so vorgegangen, daß die Kammer in fünf abgas- und luftseitig unterschiedlich durchströmte Sektionen unterteilt wurde. Über eine einfache Bilanzrechnung wurde der Brennstoffverbrauch solange in einer Iteration variiert, bis im Oberofen das für eine gleichmäßige Durchströmung ermittelte Energieangebot erzielt wurde. Es wurde eine Fallunterscheidung in der Art durchgeführt, daß einmal die Sektionen mit großem Luftangebot mit relativ geringen Abgasmenigen beaufschlagt wurden (gegenläufiger Fall) und einmal in Sektionen mit großem Luftangebot auch ein entsprechend hohes Abgasangebot vorlag (gleichläufiger Fall).

In allen Fällen wurde ein linearer Verlauf der Luft- und Abgasverteilung über die Tiefe des Regenerators vorausgesetzt. Die beiden unterschiedlichen Fälle sind in Bild 15 entsprechend gekennzeichnet. Als Abszisse dient das Verhältnis aus der Differenz von maximaler und minimaler Strömungsgeschwindigkeit zur mittleren Strömungsgeschwindigkeit. Es

zeigt sich, daß im gegenläufigen Fall die Auswirkungen der ungleichmäßigen Durchströmung auf den Kammerwirkungsgrad deutlich höher sind als im gleichläufigen Fall, aber auch, daß die meßtechnisch nachgewiesenen Schwankungen von etwa 15 %, was in Bild 15 einem Abszissenwert von etwa 0,3 entspricht, mit einem Brennstoffmehrverbrauch von etwa 2 % im ungünstigen Fall vergleichsweise geringe Auswirkungen auf den Brennstoffverbrauch haben. Hinsichtlich der Gleichmäßigkeit der Durchströmung bereiten die heutigen Regeneratorkonstruktionen somit keine gravierenden Probleme.

4. Ermittlung von Wärmeübergangskoeffizienten

Aus den Ergebnissen der Temperaturmessungen (Tabelle 2) können Wärmeübergangszahlen ermittelt werden, wobei zusätzlich zu den Temperaturen die Wärmeleitfähigkeit λ_s , die Dichte ρ und die spezifische Wärmekapazität c_p des Steins bekannt sein müssen.

Da die Steintemperaturen in der Steinmitte gemessen wurden und die Wärmeübergangskoeffizienten auf die Steinoberflächentemperaturen zu beziehen sind, muß die Differenz zwischen Steinoberfläche und Steinmitte rechnerisch ermittelt werden.

Nach Hausen [6] gilt folgende Beziehung für die Steintemperatur ϑ_s :

$$\begin{aligned} \vartheta_s = & \vartheta_{ma} + \frac{2 \alpha}{\rho c_p \delta} (\vartheta_G - \vartheta_O) t - \\ & - \frac{\alpha \delta}{\lambda_s} (\vartheta_G - \vartheta_O) \left\{ \frac{y}{\delta} \left(1 - \frac{y}{\delta} \right) - \frac{1}{6} + \right. \\ & \left. + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{(n \pi)^2} \frac{g_n(t) \cos(2 n \pi \frac{y}{\delta})}{1 + g_n(T)} \right\} \end{aligned} \quad (3)$$

mit

$$g_n(t) = \exp \left\{ - \left(\frac{2 n \pi}{\delta} \right)^2 a_s t \right\}. \quad (4)$$

In Bild 16 ist die Steintemperatur in der Steinmitte und an der Steinoberfläche für eine Abgas- und eine Luftperiode als Funktion der Zeit dargestellt.

Zu erkennen ist, daß zur Periodenmitte sich ein konstanter Temperaturunterschied eingestellt hat. Die Fourier-Reihe in Gleichung (3) kann in der Periodenmitte somit vernachlässigt werden, da dann die Exponentialterme $g_n(t)$ vernachlässigbar klein sind. Für die Steinoberflächentemperatur ϑ_O ($y = 0$) ergibt sich damit:

$$\vartheta_O = \vartheta_{ma} + \frac{2 \alpha}{\rho c_p \delta} (\vartheta_G - \vartheta_O) t + \frac{\alpha \delta}{\lambda_s} (\vartheta_G - \vartheta_O) \frac{1}{6} \quad (5)$$

und für die Temperatur ϑ_m in der Steinmitte ($y = \frac{\delta}{2}$):

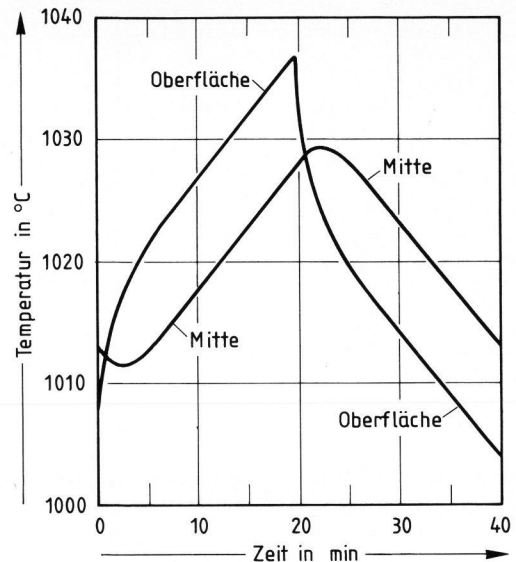


Bild 16. Nach Hausen [6] berechneter zeitlicher Temperaturverlauf für die Steinoberfläche und Steinmitte. (Wärmeübergangskoeffizient in $W/(m^2 K)$: 15,00; Periodendauer in min: 20,000; Steindicke in mm: 76,00; Wärmeleitfähigkeit des Steins in $W/(m K)$: 4,60; spezifische Wärme in $kJ/(kg K)$: 0,98; Dichte des Steins in kg/m^3 : 3500,00; Temperaturdifferenz Gas/Stein in K : 150,0.)

$$\begin{aligned} \vartheta_m = & \vartheta_{ma} + \frac{2 \alpha}{\rho c_p \delta} (\vartheta_G - \vartheta_O) t - \\ & - \frac{\alpha \delta}{\lambda_s} (\vartheta_G - \vartheta_O) \left(\frac{1}{4} - \frac{1}{6} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

Als Differenz zwischen den Temperaturen an der Steinoberfläche und in der Steinmitte ergibt sich somit:

$$\vartheta_O - \vartheta_m = \frac{\alpha \delta}{\lambda_s} (\vartheta_G - \vartheta_O) \frac{1}{4}. \quad (7)$$

Der zeitlich lineare Anstieg a_0 kann aus der Steintemperaturmessung ermittelt werden (siehe hierzu Bild 5). Da die zeitliche Abhängigkeit unter den hier geschilderten Bedingungen für alle Teile des Steins gleich ist, gilt für a_0 nach Gleichung (3) bzw. (4)

$$a_0 = 2 \alpha (\vartheta_G - \vartheta_O) / (\rho c_p \delta) \quad (8)$$

oder

$$\alpha (\vartheta_G - \vartheta_O) = \frac{a_0}{2} \rho c_p \delta. \quad (9)$$

Hiermit kann das Produkt $\alpha (\vartheta_G - \vartheta_O)$ in Gleichung (7) ersetzt werden, es gilt für die Differenz zwischen der Temperatur in der Mitte des Steins und an der Oberfläche:

$$\vartheta_O - \vartheta_m = \frac{a_0}{2} \frac{\delta^2 \rho c_p}{\lambda_s}. \quad (10)$$

Die so aus dem linearen Anstieg a_0 der Steintemperatur und den Werkstoffdaten ermittelte Tempera-

Tabelle 3. Stoffdaten der Besatzmaterialien

Regenerator Nr.	Lage	λ_s in W/(m K)	c_p in kJ/(kg K)	ρ in kg/m ³	s_a in mm
1	2	4,10	0,98	3500	41,2
	12	4,60	0,98	3500	
2	4	4,10	0,98	3500	41,7
	12	4,60	0,98	3500	
	23	7,58	1,13	3400	
3	3	2,20	1,06	3190	84,6
	16	1,74	1,30	1795	
	23	1,74	1,30	1795	

turdifferenz muß nur der gemessenen Steinmittentemperatur zugeschlagen werden, um die auf die Steinoberflächentemperatur bezogenen Wärmeübergangskoeffizienten berechnen zu können. Zugrunde gelegt werden die bei Periodenmitte gemessenen Temperaturen.

In Tabelle 3 sind die für die Berechnung von Wärmeübergangszahlen notwendigen Stoffdaten der Besatzsteine zusammengestellt. Bei Anlage Nr. 1 tritt ein Unterschied zwischen der 2. und 12. Lage nur durch die Temperaturabhängigkeit der Werkstoffdaten ein. Bei Anlage Nr. 2 gilt das gleiche wie für die 4. und 12. Lage, in der 23. Lage war hier ein anderes Material eingesetzt worden. Bei Anlage Nr. 3 war in der 3. Lage ein anderes Material verwendet worden.

In der letzten Spalte von Tabelle 3 ist die äquivalente Steindicke angegeben, die nach den folgenden Gleichungen berechnet wurde, wobei δ die wahre Steindicke und l die Steinlänge bzw. beim Kreuzformgitterstein die Schenkellänge ist:

$$\text{Korbgeflecht: } s_{\bar{a}} = \delta + \delta^2 / (2l - \delta), \quad (11)$$

$$\text{Kreuzformgittersteine: } s_{\bar{a}} = \delta (2l + 0,25 \delta) / 2l. \quad (12)$$

In Tabelle 4 sind die aus mehreren Temperaturmessungen ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten angegeben.

Die abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten in Tabelle 4 unterliegen teilweise beträchtlichen Schwankungen. Luftseitig wird dagegen allgemein eine wesentlich bessere Reproduzierbarkeit beobachtet. Bei Anlage Nr. 1 fällt auf, daß bei der Messung im Neuzustand (Werte ohne *) die Wärmeübergangskoeffizienten erheblich kleiner sind als nach einer Laufzeit von zwei Jahren. Da die NiCr-Ni-Mantelthermoelemente zum Zeitpunkt der ersten Messung bereits einige Wochen in Betrieb waren, sind Vergiftungserscheinungen nicht auszuschließen. In diesem Zusammenhang wird an den schon in Abschnitt 3.1.1. erwähnten Umstand erinnert, daß nach dem Ende der Anfahrphase die Temperaturhysterese des Steinmaterials wesentlich geringer war. Bei der Wiederholungsmessung nach zwei Jahren wurden wieder höhere Temperaturhysteresen festgestellt (siehe Tabelle 2).

Die Streuung der abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten ist bei Anlage Nr. 3 besonders groß. Auch werden hier z. T. außerordentlich hohe Werte ermittelt, wobei die für diese Werte bestimmten Abgastemperaturen durchweg in Kanal Nr. 1 gemessen wurden. In Kanal Nr. 1 sind nach Bild 14 hier die Strömungsgeschwindigkeiten des Abgases niedriger als in den übrigen Bereichen des Regenerators. Da jedoch die Steine untereinander in starkem Strahlungsaustausch stehen, wird die Steintemperatur nicht nur vom Abgas bestimmt. Erschwerend kommt hinzu, daß bei Anlage Nr. 3 die höchsten Temperaturen gemessen wurden. Auch das Absaugthermoelement steht bei hohen Temperaturen in starkem Strahlungsaustausch mit dem Steinmaterial, so daß sich die Frage stellt, ob eine korrekte Abgastemperaturmessung bei Temperaturen von 1250 bis 1500 °C überhaupt möglich ist.

Zu der Beeinflussung der Meßwerte durch den Strahlungsaustausch kommt noch ein anderer

Tabelle 4. Wärmeübergangskoeffizienten (in W/(m² K) zwischen Abgas bzw. Luft und Steinmaterial

Regenerator Nr. 1			Regenerator Nr. 2			Regenerator Nr. 3		
Lage	Abgas	Luft	Lage	Abgas	Luft	Lage	Abgas	Luft
			23	58,6 53,7	16,85 15,66	23	(119,3) (180,3) 44,5	9,54 10,03 9,68
12	20,87 60,26* 82,95*	6,54 9,67* 11,84*	12	43,3 39,3	19,78 20,23	16	60,82 77,93 (127,2)	15,21 12,24 13,32
2	26,73 40,26* 37,21*	8,16 13,13* 11,57*	4	55,13 51,56	15,43 16,03	3	(205,2) 65,03	11,00 10,62

Erläuterungen: Die mit * markierten Werte beziehen sich auf die Messung nach zwei Jahren Laufzeit.

Die in Klammern angegebenen Werte sind Fehlmessungen auf Grund einer zu geringen Temperaturdifferenz zwischen Abgas und Steinmaterial.

Tabelle 5. Daten zur Ermittlung von Nußelt- und Reynolds-Zahlen

Regenerator Nr.	Lage	ϑ_1 in °C	v in m/s	d in m	ρ in kg/m ³	α' in W/(m ² K)	$\eta \cdot 10^5$ in kg/(m s)	$\lambda \cdot 10^2$ in W/(m K)	Re	Nu
1	2	261	0,380	0,17	1,29	8,16	2,75	4,18	3030	33,2
	2*	260	0,437			12,35	2,75	4,18	3485	50,23
	12	645	0,380			6,54	3,97	6,35	2099	17,51
	12*	740	0,437			10,76	4,23	6,81	2266	26,86
2	4	296		0,14	1,29	15,73	2,88	4,40	2960	50,05
	12	682	0,472			20,01	4,07	6,53	2094	42,90
	23	1032				16,23	4,93	8,01	1729	28,37
3	3	697		0,175	1,29	10,81	4,12	6,60	1710	28,7
	16	992	0,312			13,59	4,84	7,87	1455	30,2
	23	1047				9,75	4,97	8,08	1417	21,1

Erläuterung: Die Werte für die mit * markierten Steinlagen sind Messungen nach zwei Jahren Laufzeit.

Umstand hinzu, der zu einer erheblichen Verfälschung der Meßwerte führen kann: Mit dem Absaugthermoelement werden erhebliche Abgas- bzw. Luftmengen aus dem jeweils untersuchten Schacht entnommen. Die Strömungsgeschwindigkeit im Strahlungsschutzstein beträgt etwa 100 m/s, so daß bei einem freien Querschnitt von etwa 1 cm² die entnommene Abgas- bzw. Luftmenge eine ähnliche Größenordnung annimmt wie die durch einen Kanal hindurchströmende Menge. Die so erzeugte Senke wird erhebliche Auswirkungen auf das Strömungsverhalten des Regenerators haben. Die entnommenen Abgasanteile strömen schneller durch den untersuchten Schacht, ein Rückstrom und das Ansaugen von Abgasanteilen aus den Nachbarschächten können ebenfalls nicht ausgeschlossen werden.

In der einschlägigen Literatur ist es allgemein üblich, die Wärmeübergangszahlen in dimensionsloser Darstellung als Nußelt-Zahlen in Abhängigkeit vom jeweils herrschenden Strömungszustand, der durch die Reynolds-Zahl gekennzeichnet ist, darzustellen. Im vorliegenden Fall ist dies nur auf der Luftseite sinnvoll, da abgasseitig zum konvektiven Anteil der Wärmeübertragung noch ein erheblicher Strahlungsanteil hinzukommt.

In Tabelle 5 sind die Daten für die Ermittlung der Reynolds- und Nußelt-Zahlen zusammengefaßt. Die Reynolds-Zahl ist gegeben durch

$$Re = \frac{\rho d v}{\eta} \tag{13}$$

(mit ρ , η : Dichte und Viskosität des strömenden Gases, d : Kanalweite, v : Strömungsgeschwindigkeit), und die Nußelt-Zahl lautet:

$$Nu = \frac{\alpha' d}{\lambda}, \tag{14}$$

wobei α' der Wärmeübergangskoeffizient und λ die Wärmeleitfähigkeit der Luft sind. In Bild 17 sind die Nußelt-Zahlen aus Tabelle 5 als Funktion der ent-

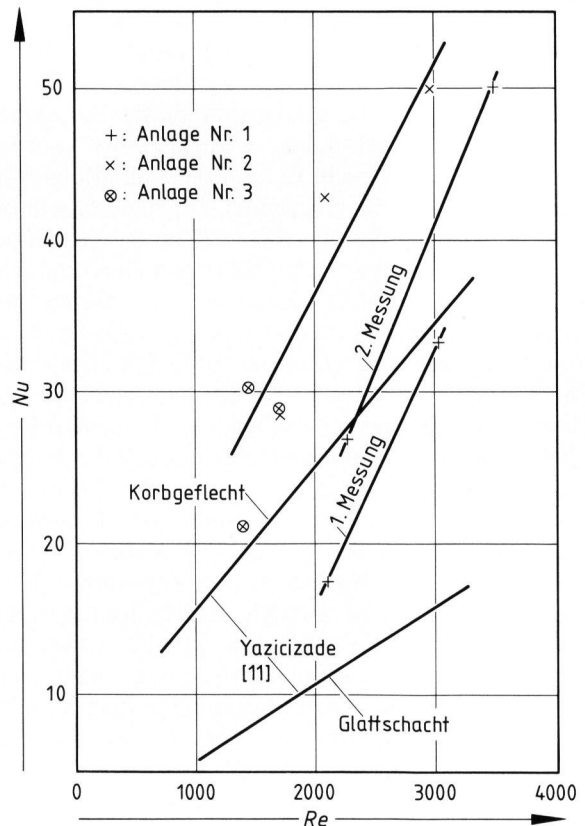


Bild 17. Abhängigkeit der Nußelt-Zahlen von den Reynolds-Zahlen.

sprechenden Reynolds-Zahlen aufgetragen. Auffallend ist der allgemein sehr steile Kurvenverlauf. Die bei Anlage Nr. 2 (Kreuzstein mit 140 mm Kanalweite, offene Fuge 20 mm) erhaltenen Werte liegen erwartungsgemäß deutlich höher als bei Anlage Nr. 1 (Kreuzstein mit 170 mm Kanalweite, offene Fuge 5 mm). Bei Anlage Nr. 1 ergibt sich bei der zweiten Messung eine Parallelverschiebung der Nußelt-Funktion zu höheren Werten. In Anbetracht des möglicherweise noch nicht stabilen Betriebszustandes und der möglichen Alterungserscheinungen der Thermolemente bei der ersten Messung der Anlage Nr. 1

dürften bei der zweiten Messung an Anlage Nr. 2 zutreffendere Ergebnisse gewonnen worden sein.

Die an Anlage Nr. 3 gewonnenen Nußelt-Reynolds-Wertepaare liegen teilweise auffallend nahe an denen von Anlage Nr. 2, obwohl die zugrundegelegten Daten teilweise stark differieren. Dies ist insofern bemerkenswert, als das Verhältnis von offener Fuge zur geschlossenen Kanalweite in beiden Fällen fast gleich ist: bei Anlage Nr. 2 ergeben sich 20 mm/140 mm, bei Anlage Nr. 3 25 mm/175 mm. In beiden Fällen beträgt der Anteil der offenen Fuge 1/7 der Kanalweite. Es ist somit der Schluß zulässig, daß sich Korbgeflecht- und Kreuzsteingitterung bei gleichem Fugenteil an der Kanalweite wegen des sehr ähnlichen Schachtwandaufbaus (Fuge abwechselnd rechts und links) auch in wärmetechnischer Hinsicht ähnlich verhalten. Der Vergleich mit den zusätzlich eingetragenen Daten, die von Yazicizade [11] für Glattschacht- und Korbgeflechtgitterungen angegeben werden, führt allerdings zu erheblichen Diskrepanzen, was auf die zu Beginn dieses Abschnitts diskutierten Störeinflüsse zurückgeführt werden kann. Bei aller Vorsicht ist aber die Schlußfolgerung zulässig, daß bereits ein kleiner Fugenteil wie bei Anlage Nr. 1 (5 mm von 170 mm) gegenüber geschlossenen Glattschachtpackungen eine deutliche Verbesserung bewirkt. Zwischen den Daten von Anlage Nr. 2 bzw. Nr. 3 und denen von Anlage Nr. 1 besteht ein kleinerer relativer Unterschied als zwischen den von Yazicizade für Korbgeflecht und Glattschacht angegebenen Daten. Bei gleichen Reynolds-Zahlen bewirkt eine Vergrößerung des Fugenteils von 1/34 (entspricht Anlage Nr. 1) auf 1/7 (entspricht den Anlagen Nr. 2 und 3) der Kanalweite eine Vergrößerung der zugehörigen Nußelt-Zahl um etwa 25 bis 35 %. Hierbei wurden für Anlage Nr. 1 die Ergebnisse der zweiten Messung zugrundegelegt. Abgasseitig werden erwartungsgemäß wesentlich höhere Wärmeübergangskoeffizienten gemessen. Der gesamte abgasseitige Wärmeübergangskoeffizient setzt sich additiv aus dem luftseitig alleine wirksamen konvektiven Anteil und dem auf dem H₂O- und CO₂-Gehalt des Abgases beruhenden Strahlungsanteil zusammen.

Bei kleinen Temperaturdifferenzen zwischen Abgas und Stein kann nach Hausen [6] der Strahlungsanteil α_s nach Gleichung (15) berechnet werden:

$$\alpha_s = \frac{4 C_S}{100} \bar{\epsilon}_g \left(\frac{\Theta_m}{100} \right)^3, \quad (15)$$

Θ_m ist hierbei die mittlere absolute Temperatur in K, C_S die Strahlungszahl des Schwarzen Körpers und $\bar{\epsilon}_g$ das Emissionsverhältnis des Abgases. Die Voraussetzung kleiner Temperaturdifferenzen ist hier laut Tabelle 2 erfüllt, wobei zu berücksichtigen ist, daß in Tabelle 2 die in der Steinmitte gemessenen Temperaturen angegeben sind. Die Steinoberflächentempe-

raturen, die im vorliegenden Fall maßgeblich sind, werden noch näher an der Abgastemperatur liegen. Nach Gleichung (10) kann für die Anlagen Nr. 1 und 2 (40 mm Steindicke) mit etwa 10 K höheren, für Anlage Nr. 3 (76 mm Steindicke) etwa 40 K höheren Steinoberflächentemperaturen gerechnet werden. Rechnet man nach Gleichung (15) den Strahlungswärmeübergangskoeffizienten aus, wobei für $\bar{\epsilon}_g$ ein Wert von 0,1 und eine mittlere Temperatur Θ_m von 1273 K eingesetzt werden, so erhält man einen Wert von 47,6 W/(m² · K) (1573 K : 89,8 W/(m² · K)).

Da nach Hausen [6] die in der Literatur angegebenen Meßdaten zum Emissionsverhältnis von H₂O und CO₂ mit erheblichen Unsicherheiten behaftet sind, kann auf dem Wege der Rechnung nur ein ungefährender Strahlungswärmeübergangskoeffizient ermittelt werden. Die Differenz zwischen den abgas- und luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten in Tabelle 4 kann durch obige Abschätzung aber ohne weiteres bestätigt werden. Da sich wegen der kleinen Temperaturdifferenzen zwischen Abgas und Steinoberfläche Temperaturmeßfehler durch die bereits diskutierten Einflußgrößen sehr stark auswirken, ist es fraglich, ob eine genauere Bestimmung der abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten durch Messungen an arbeitenden Anlagen überhaupt möglich ist.

Da jedoch in der Kette abgasseitige Wärmeübertragung – Wärmespeicherung – luftseitige Wärmeübertragung die luftseitige Wärmeübertragung das schwächste Glied ist, sollte auch bei Berechnungen der möglichst exakten Bestimmung der luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten die größere Bedeutung beigemessen werden. Berechnet man den k -Wert eines Regenerators nach Gleichung (1) und geht von abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von 50 W/(m² · K), einem luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von 15 W/(m² · K), einer Steindicke von 0,04 m und einer Wärmeleitfähigkeit des Steins von 4,5 W/(m² · K) aus, so erhält man einen k -Wert von 11,2 W/(m² · K). Eine 20%ige Veränderung des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten bewirkt eine Veränderung des k -Wertes um etwa 15 %, während die gleiche prozentuale Veränderung des abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten den k -Wert nur um 5 % verändert.

5. Zusammenfassung

An drei arbeitenden Glasschmelzöfen wurden nach entsprechender Präparation jeweils einer Regeneratorkammer die Temperaturen von Abgas, Luft und Steinmaterial gemessen. Mit einem Impfvfahren wurden die Volumenströme von Abgas und Luft ermittelt. Die vorgefundenen Ungleichmäßigkeiten in der Durchströmung haben nur geringe Auswirkungen auf den Energieverbrauch der Glasschmelzöfen.

Aus den Temperaturmessungen wurden die Wärmeübergangskoeffizienten Abgas/Besatz und Luft/Besatz ermittelt. Es zeigt sich, daß bei Messungen an arbeitenden Industrieanlagen mit erheblichen Schwankungen zu rechnen ist. Dennoch können die aus Modellmessungen bekannten Abhängigkeiten bestätigt werden. Einen erheblichen Einfluß auf die konvektive Wärmeübertragung in Korbgeflecht- und Kreuzsteingitterungen hat der Anteil der offenen Fuge an der gesamten Kanalweite. Durch die Verbesserung des Wärmeübergangs bei Vergrößerung

der Fuge wird der entsprechende Heizflächenverlust mehr als ausgeglichen.

Der Autor dankt der Arbeitsgemeinschaft Industrieller Forschungsvereinigungen e.V. (AIF), Köln, und der Hüttentechnischen Vereinigung der Deutschen Glasindustrie e.V. (HVG), Frankfurt (Main), für die Bereitstellung der finanziellen Mittel. Den beteiligten Glashütten gilt Dank für die Bereitschaft zur Präparation ihrer Anlagen für die Messungen und die gute Zusammenarbeit. Weiterhin dankt der Autor Herrn K. W. Mergler für seine Hilfe bei der Vorbereitung und Durchführung der Messungen.

6. Literatur

- [1] Trier, W.: Entwicklung des Energieverbrauchs der deutschen Glasindustrie. Glastech. Ber. **52** (1979) Nr. 10, S. 227–228.
- [2] Schulte-Kellinghaus, H.: Energieeinsatz und Energienutzung in einer Hohlglashütte mit Regenerativwannen. Glastech. Ber. **52** (1979) Nr. 10, S. 211–220.
- [3] Voss, H. J.: Mathematisches Modell zur Abschätzung des Energiehaushaltes von Glasschmelzwannenöfen. Glastech. Ber. **48** (1975) Nr. 9, S. 190–206.
- [4] Schack, A.: Der industrielle Wärmeübergang. 7. Aufl. Düsseldorf: Verl. Stahleisen 1969. [Ref. Glastechn. Ber. **43** (1970) S. 31.]
- [5] Heiligenstaedt, W.: Wärmetechnische Rechnungen für Industrieöfen. 4. Aufl. Düsseldorf: Verl. Stahleisen 1966. [Ref. Glastech. Ber. **40** (1967) S. 32.]
- [6] Hausen, H.: Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1976. [Ref. Glastech. Ber. **50** (1977) Nr. 11, 77R1949.]
- [7] Barklage-Hilgefort, H.: Berechnung von Regeneratoren mit einem neuen numerischen Verfahren. Vortrag vor dem Fachausschuß II der DGG am 10. 4. 1981 in Würzburg. [Ref. Glastech. Ber. **54** (1981) Nr. 8, 81R1172.]
- [8] Kistner, H.: Großversuche an einer zu Studienzwecken gebauten Regenerativkammer. Teil 2. Bestimmung der Wärmeübergangszahlen und Druckverluste bei doppelt versetzter und nicht versetzter Rostpackung. Arch. Eisenhüttenwes. **3** (1929/30) S. 751–768.
- [9] Rummel, K.: Die Berechnung der Wärmespeicher. Arch. Eisenhüttenwes. **4** (1930/31) S. 367–374.
- [10] Langhaus, W. U.: Wärmeübergang und Druckverlust in Regeneratoren mit rostgitterartiger Speichermasse. Arch. Eisenhüttenwes. **33** (1962) S. 347–353; 441–451. [Ref. Glastech. Ber. **37** (1964) S. 440.]
- [11] Yazicizade, A. Y.: Untersuchung der Wärmeübertragung und des Druckabfalls in Regeneratoren mit körniger oder schachtartig aufgebauter Speichermasse. Glastech. Ber. **39** (1966) Nr. 4, S. 203–217.
- [12] Krings, A.; Gardiol, M.; Roux, J. M.: Erfahrungen mit Kreuzsteinen aus schmelzgegossenem Material in Regeneratoren. Glastech. Ber. **51** (1978) Nr. 8, S. 203–211.
- [13] Trier, W.: Regeneratoren von Glasschmelzöfen: Wärmetechnik und Konstruktion. Glastech. Ber. **29** (1956) Nr. 11, S. 432–441.