

Minimierung der strukturbedingten Wärmeverluste von Industrieöfen

Der Fakultät für Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik

der Technischen Universität Bergakademie Freiberg

eingereichte

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

Dr.-Ing.

vorgelegt

von Dipl.-Math. Andrea Dög

geboren am 11.12.1965 in Jena

Freiberg, den 27. Mai 2004

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während und im Anschluss an meine Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Institut für Wärmetechnik und Thermodynamik der TU Bergakademie Freiberg.

Zu jeder Dissertation gehört eine eidesstattliche Erklärung über die selbständige Erstellung der Arbeit. Glücklicherweise bedeute „selbständig“ nicht „völlig allein“, denn ohne die Hilfe Anderer wäre diese Arbeit nie zustande gekommen.

Mein besonderer Dank gilt meinem wissenschaftlichen Betreuer Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Gerd Walter für seine Unterstützung bei der Anfertigung dieser Arbeit, seine nahezu unendliche Geduld und seine stete Bereitschaft zur Diskussion. Ihm gebührt die Bezeichnung „Doktor-Vater“ im wahrsten Sinne des Wortes.

Ganz besonders möchte ich mich auch bei allen Kolleginnen und Kollegen bedanken, die mich während meiner Tätigkeit am Institut für Wärmetechnik und Thermodynamik und auch nach Beendigung meines Arbeitsverhältnisses begleitet und angespornt haben, die mich ermutigten, wenn die Kraft nachließ und die mir viele fachliche, rechentechnische oder menschliche Unterstützung gewährten. So empfand ich meinen Arbeitsplatz während der ganzen Zeit als zweites Zuhause.

Diese Arbeit ließ sich nicht ohne Beeinträchtigung des Familienlebens bewerkstelligen und so danke ich vor allem meinen beiden Kindern Hannah und Justus, die oft zurückstecken und eine leibhaftige Mutter gegen eine Telefonstimme eintauschen mussten, für ihre Geduld. Und auch allen Freunden und Bekannten, den Hortnerinnen und Lehrern gebührt Dank, dass die Beiden meine häufige Abwesenheit trotz aller Selbständigkeit kaum als Nachteil empfanden, da immer jemand für sie da war.

Ein spezieller Dank geht an meine Eltern für ihre Erziehung und Förderung schon in der Kindheit, denn ohne sie wäre ich nicht die geworden, die ich heute bin und es wäre mir niemals möglich gewesen, diese Arbeit zu erstellen.

Der Forschungsgemeinschaft Industrieofenbau e.V. (FOGI) in Frankfurt möchte ich für die finanzielle Förderung dieser Arbeit danken. Ich danke dem projektbegleitenden Arbeitskreis und insbesondere seinem Obmann Herrn Dipl.-Ing. F. Becker für die konstruktive Mitarbeit. Nicht zuletzt möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Woelk sowie Herrn Dr.-Ing. Beneke für ihre Bereitschaft zur Begutachtung danken.

Inhalt

INHALT	2
1 AUSGANGSSITUATION UND ZIELSETZUNG	7
2 KENNTNISSTAND.....	9
2.1 Arten von Wanddurchbrüchen	9
2.2 Mechanismen der Wärmeübertragung.....	11
2.2.1 Wärmeleitung.....	11
2.2.2 Konvektion.....	12
2.2.3 Strahlung	12
2.3 Finite-Elemente-Methode.....	15
3 VORGEHENSWEISE	16
3.1 Auswahl der Wanddurchbrüche.....	16
3.2 Modellerstellung und Vereinfachungen	16
3.3 Auswertung und Ergebnisvalidierung	18
3.4 Verallgemeinernde Betrachtungen.....	18
4 AUSWERTUNG DER NUMERISCHEN BERECHNUNGEN.....	20
4.1 Rollendurchführungen.....	20
4.1.1 Theoretische Vorbetrachtungen.....	20
4.1.2 Modellerstellung.....	22

.1.3	Ergebnisse	24
4.1.4	Spannungsberechnungen	31
4.1.5	Diskussion der Ergebnisse	32
4.2	Thermoelementdurchführungen	33
4.2.1	Theoretische Vorbetrachtungen.....	33
4.2.2	Modellerstellung.....	34
4.2.3	Ergebnisse	37
4.2.4	Diskussion der Ergebnisse	42
4.3	Schaulöcher	43
4.3.1	Theoretische Vorbetrachtungen.....	43
4.3.2	Modellerstellung.....	43
4.3.3	Ergebnisse	46
4.3.4	Diskussion der Ergebnisse	50
4.4	Brenner	52
4.4.1	Theoretische Vorbetrachtungen.....	52
4.4.2	Modellerstellung.....	53
4.4.3	Ergebnisse	59
4.4.4	Diskussion der Ergebnisse	64
5	ERGEBNISVALIDIERUNG	66
5.1	Versuchsöfen	66
5.2	Varierte Parameter	67
5.3	Auswertungsmethode, Probleme.....	67
5.4	Ergebnisse	68
6	AUSWIRKUNGEN AUF DEN ENERGIEVERBRAUCH	71

7	VERALLGEMEINERUNG	73
7.1	Der „Kurzschluss“	73
7.2	Das „Loch“	77
8	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	81
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	88
	TABELLENVERZEICHNIS	92

Formelzeichen und Indizes

lateinische Formelzeichen

lateinische Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
a	Temperaturleitfähigkeit	m^2/s
A	Fläche	m^2
c_p	spezifische Wärmekapazität	$\text{kJ}/(\text{kg K})$
E	Elastizitätsmodul	N/mm^2
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
\dot{Q}	Wärmestrom	W
$\dot{Q}_{i,\text{em}}$	emittierter Wärmestrom einer Zone i	W
$\dot{Q}_{i\leftarrow}$	einfallender Wärmestrom auf eine Zone i	W
$\dot{Q}_{i\rightarrow}$	effektiver Wärmestrom einer Zone i	W
\dot{Q}_i	resultierender Wärmestrom einer Zone i	W
\dot{q}	Wärmestromdichte	W/m^2
R_λ	Wärmeleitwiderstand	K/W
R_α	Wärmeübergangswiderstand	K/W
s	Weg	m
T	thermodynamische Temperatur	K

griechische Formelzeichen

griechische Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² K)
α	mittlerer Längenausdehnungskoeffizient	1/K
α_i	Absorptionsgrad der Flächenzone i	-
ε	Emissionsgrad, Emissivität	-
ε_{i-j}	resultierender Emissionsgrad von der Fläche i zur Fläche j	-
ϑ	Celsius-Temperatur	°C
ϑ_U	Umgebungs-Temperatur	°C
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m K)
ρ	Dichte	kg/m ³
φ_{i-j}	Einstrahlzahl von der Fläche i zur Fläche j	-
Φ_{i-j}	Gesamteinstrahlzahl von der Fläche i zur Fläche j	-

1 Ausgangssituation und Zielsetzung

Der Endenergieeinsatz in allen Industrieöfen in der Bundesrepublik Deutschland beträgt pro Jahr ca. 870 PJ, davon entfallen 90 % auf Brennstoffe (überwiegend Erdgas) und etwa 10 % auf Elektroenergie /Radgen98/. Das sind ungefähr 40 % des Endenergieeinsatzes der Industrie. Die Verringerung des spezifischen Energieeinsatzes in Industrieöfen ist deshalb eine vordringliche und ständig weiterzuführende Aufgabe.

Der spezifische Energieeinsatz für Thermoprozesse in Industrieöfen wird durch drei hauptsächliche Posten der Energiebilanz maßgeblich bestimmt:

- die Nutzenergie,
- den Abgasverlust,
- die Wandverluste und andere strukturbedingte Wärmeverluste.

Die spezifische **Nutzenergie** wird durch solche Maßnahmen verringert, die wie z. B. das Absenken von Prozesstemperaturen, der Wärmeinsatz von Wärmegütern oder die Verringerung der Wanddicke von Sintergütern den Prozess oder den Prozessgegenstand selbst verändern, s. z. B. /Woelk82/.

Zur Verringerung des spezifischen **Abgasverlustes** wurden und werden Maßnahmen ergriffen, die die Abgasmenge oder die Abgastemperatur verringern. Dazu zählen die Verringerung des Luftüberschusses, die Intensivierung der Wärmeübertragung an das Gut, die Luft- und die Gutvorwärmung mit Abgas und vieles andere. Die Zusammenhänge sind sehr gut bekannt, s. z. B. /Bitt90/.

Die **Wandverluste** sind durch die Entwicklung von hochwärmedämmenden Materialien (Leichtsteinen, Fasermaterialien, mikroporösen Materialien) auch für den Hochtemperatureinsatz in den zurückliegenden Jahrzehnten mehr und mehr verringert worden und dadurch in den Hintergrund getreten. Durch aktuelle Forschungsprojekte wurden Einsatzrisiken solcher Materialien weiter abgebaut (u. a. /Heuer98/) und das mögliche Einsatzfeld weiter ausgebaut. Dazu haben auch die Fortschritte in der verlässlicheren Bestimmung von wärmetechnischen Stoffeigenschaften beigetragen. Schließlich ist durch leicht handhabbare PC-Software die Auslegung und Nachrechnung der Temperaturfelder und der Wärmeströme in Ofenwänden zu einer Routine-Aufgabe mit zuverlässigem Ergebnis geworden /Walter95/.

Durch diese Entwicklungen hat die relative Bedeutung der **strukturbedingten Wärmeverluste** zugenommen. In jüngster Zeit besteht zudem ein Trend zu einer wachsenden Zahl von Einbauten und Durchbrüchen durch die Ofenwände. Wesentliche Triebkräfte für diesen Trend sind das Streben nach

- höherer Flexibilität des Betriebes der Industrieöfen,
- höherer und gleichmäßigerer Qualität des Prozessergebnisses,
- höherem Anlagen-Durchsatz und
- verringertem spezifischem Gesamt-Energieeinsatz.

Die Folge ist, dass die strukturbedingten Wärmeverluste gegenüber dem Wärmeverlust durch die „ungestörte“ Wand in zahlreichen Fällen auch absolut zunehmen.

Das Hauptziel dieser Arbeit besteht darin, die Wärmeverluste von Wanddurchbrüchen und Wandeinbauten in Industrieöfen quantitativ zu ermitteln und zu ihrer Verringerung beizutragen. Dazu werden zunächst für typische Vertreter der Wandeinbauten durch Vorbetrachtungen plausible Parameter für die Minderung der Wärmeverluste bestimmt. Durch Parametervariation in Verbindung mit numerischer Simulation wird der tatsächliche Einfluss dieser Parameter auf die Wärmeverluste ermittelt. Daraus lassen sich Grundprinzipien für firmenspezifische Konstruktionen zur Erreichung minimaler strukturbedingter Wärmeverluste ableiten.

Neben der Verringerung der Wärmeverluste spielt jedoch auch der Aspekt der **Temperaturvergleichmäßigung** eine Rolle. Wanddurchbrüche mit einem örtlich erhöhten Wärmeverlust stellen auch Stellen verminderter Temperatur innerhalb des Ofenraumes dar. Der Einfluss einer optimierten Struktur auf die Temperaturen in unmittelbarer Nähe des Wanddurchbruches soll quantifiziert werden.

An einem Beispiel soll die Herleitung einer spezifischen Lösung demonstriert werden. An diesem Beispiel soll gleichzeitig das Verfahren validiert werden.

Die möglichen Gesamteinsparungen für einen Ofen mit allen untersuchten Wandeinbauten werden anhand der maximalen Anzahl dieser Strukturen abgeschätzt und eine mögliche Energieeinsparung für den Gesamtofen wird prognostiziert.

Eine abschließende theoretische Verallgemeinerung abstrahiert von den konkreten praktischen Wandeinbauten und untersucht allgemeine axialsymmetrische Grundstrukturen. Die zusammengestellten Diagramme und Formeln erlauben dem Ingenieur, Wandverluste spezieller hier nicht untersuchter Einbauten oder Einsparungen durch vorgesehene konstruktive Veränderungen an ihnen abzuschätzen.

2 Kenntnisstand

2.1 Arten von Wanddurchbrüchen

Folgende Arten von Wanddurchbrüchen verursachen in Industrieöfen zusätzliche Wärmeverluste:

- Rollendurchführungen,
- Thermolemente und andere Sensoren,
- Türen, Arbeitsöffnungen und Schaulöcher,
- Eindüsen und Absaugungen,
- Brennerdurchführungen sowie
- Hängedecken-Halteanker.

Ausgehend von der Fliesenindustrie und der Feinkeramik hat das Transportsystem **Rollenofen** einen Siegeszug auch in andere Anwendungsbereiche angetreten. Zu seinen Vorzügen gehört neben vielen anderen die Möglichkeit zu drastischen Energieeinsparungen durch Wegfall von wärmespeichernden Herdwagen und durch Verringerung bis zur völligen Eliminierung des Hilfsbesatzes in verschiedenen Branchen der Keramikindustrie. Es wird möglich, Brennprozesse zu verwirklichen, deren Energiebedarf dem theoretischen Optimum /Jung91/ sehr nahe kommt. Auch aus der Wärmebehandlung und Erwärmung von Stahl und anderen Metallen ist der Rollenofen nicht wegzudenken. Die Lagerung und der Antrieb der Rollen befinden sich stets außerhalb des Ofenraumes, so dass jede Rolle zwei Durchbrüche durch die Ofenwand erfordert. Erhöhte Wärmeverluste entstehen vor allem durch die Rollen selbst, die meist aus Stahl, dichter Oxidkeramik oder Siliziumcarbidkeramik bestehen, also aus Materialien mit einer im Vergleich zu modernen Wandmaterialien hohen Wärmeleitfähigkeit. Auch die Strahlung in den Rollen und im Ringspalt um die Rollen führt zu erhöhten Wärmeverlusten. Schließlich werden für die Rollendurchführung häufig spezielle Formsteine mit gegenüber wärmedämmenden Wandmaterialien erhöhter Wärmeleitfähigkeit verwendet.

Eine vergrößerte Zahl von Temperatur-Regelgruppen erfordert auch eine im gleichen Maß erhöhte Zahl von **Temperaturmessstellen** im Ofenraum. Jede Temperaturmessstelle bedingt einen Durchbruch durch die Ofenwand. Durch die erhöhte Wärmeleitfähigkeit der Materialien, aus denen Sensoren (Thermolemente, aber auch Strahlungspyrometer) sowie auch Messlochsteine bestehen, entsteht ein zusätzlicher Wärmeverlust. Die Wärmestrahlung längs eines mit Luft oder Abgas gefüllten Spaltes zwischen Sensor und Messlochstein erhöht bei

entsprechenden Temperaturen und Materialien ebenfalls den Wärmeverlust. Auch die Zahl anderer **Sensoren** im Ofenraum, insbesondere von Sensoren, die der Gasanalyse dienen, ist im Bestreben nach höherer und reproduzierbarer Qualität in den vergangenen Jahren erhöht worden. Bezüglich der Wärmeverluste gilt das gleiche wie für die Temperatursensoren.

Nach wie vor stellen **Türen und Arbeitsöffnungen** Strukturen mit erhöhten Wärmeverlusten dar. Da bei Türen und Arbeitsöffnungen jedoch die prozessabhängige Funktionalität (Dichtheit, Leichtgängigkeit des Bewegungsmechanismus bei veränderlichen Temperaturen, Kollisionssicherheit, Verschleißarmut etc.) dominiert und firmenspezifische Detaillösungen einen hohen Stellenwert haben, bestehen Möglichkeiten für firmenunabhängige allgemeine Prinziplösungen nur in eingeschränktem Maße. **Schaulöcher** tragen ebenfalls zu den strukturbedingten Wärmeverlusten bei.

Das Bestreben nach Temperaturvergleichmäßigung hat dazu geführt, dass in unbeheizten Zonen oder bei Chargenöfen in unbeheizten Abschnitten kalte oder vorgewärmte Luft eingedüst wird, um Totgebieten der Strömung und Strahlenbildung durch intensive Vermischung entgegenzuwirken. Weitere Gründe für **Eindüsen** sind die örtliche Bereitstellung von Oxidations- oder Reaktionsmittel. Die notwendigen Düsen, ob aus dichter Keramik oder aus Stahl, stellen ebenfalls Strukturen mit erhöhtem Wärmeverlust dar.

Durch den Einsatz von Wandmaterialien mit sehr geringer Rohdichte und von speicherprogrammierbaren Steuerungen ist es möglich geworden, auch in Öfen vom Grundtyp „Durchlauföfen“ ohne nennenswerte Betriebsunterbrechung unterschiedliche Temperatur-Zeit-Kurven oder Leistungen zu verwirklichen. Eine Voraussetzung für das schnelle Umsteuern ist eine große Zahl von feinfühlig reagierenden Regelgruppen, d. h. auch eine feingestufte Aufteilung der Brennerleistung auf eine **große Zahl von Brennern**. Insbesondere sind dafür Rekuperatorbrenner und Strahlheizrohre hervorragend geeignet. Da bei diesen Brennern das Abgas den Ofen am Ort seiner Entstehung verlässt, ist die gegenseitige Beeinflussung der Regelgruppen verringert und die Freiheitsgrade für Wechsel der Temperatur-Zeit-Kurven und der örtlichen Leistung sind groß. Diese Freiheitsgrade werden allerdings durch eine vergrößerte Zahl von Durchbrüchen mit erhöhtem Wärmeverlust erkauft. Bei Rekuperatorbrennern und Strahlheizrohren wird dies allerdings dadurch entschärft, dass der erhöhte Wandverlust aus dem Abgas gedeckt wird, so dass nur der potentiell rekuperierbare Anteil ein tatsächlicher Verlust der Gesamt-Ofenanlage ist. Neben den genannten Gründen führt auch das Bestreben nach Temperaturvergleichmäßigung durch Vermischung mittels Abgasstrahlen mit hohem Impuls zu einer Vergrößerung der Brenneranzahl bezogen auf die Gesamtleistung. Dies gilt sowohl für Durchlauföfen als auch für Chargenöfen.

Ofenräume werden in jüngerer Zeit vielfach breiter und weniger hoch gestaltet. Damit ist das Bestreben gewachsen, den Ofenraum auch nach oben eben, d. h. durch Hängedecken abzuschließen. Die Möglichkeiten dafür sind durch leichte und gut wärmedämmende Materialien (Steine, Fasermaterialien, Massen) gestiegen. Die notwendigen Halteanker aus Materialien mit hoher Wärmeleitfähigkeit führen jedoch gegenüber einem Gewölbe zu erhöhten

Wärmeverlusten. Auch Wände werden nicht selten mit Halteankern stabilisiert, was natürlich auch hier die strukturbedingten Wärmeverluste ansteigen lässt.

Diese Vielzahl verschiedener Einbauten werden in Abhängigkeit von bestimmten Prozessanforderungen wie

- Temperaturniveau,
- Prozessatmosphäre und
- Druckbereich

sowie nach Firmenerfahrungen unterschiedlich gestaltet. Die daraus resultierende Vielfalt und die Geringfügigkeit des einzelnen Wärmeverlustes haben dazu geführt, dass diese Einbauten bezüglich ihrer Wärmeverluste bisher nicht im Mittelpunkt des Interesses sowohl der Ofenbauunternehmen als auch der Forschung gestanden haben. Durch die zum Teil sehr große Zahl der Einbauten summieren sich jedoch die Wärmeverluste zu bedeutenden Beträgen.

2.2 Mechanismen der Wärmeübertragung

Wärme kann durch drei verschiedene Vorgänge übertragen werden, die zwar meist gemeinsam vorkommen, aber unterschiedlich behandelt werden: durch Wärmeleitung, Konvektion oder Strahlung. Die Ursache eines jeden Wärmestromes ist ein Temperaturunterschied, wobei in jedem Falle die Wärmeübertragung in Richtung fallender Temperaturen erfolgt. Die Gesetze aller Arten der Wärmeübertragung sind in der Literatur hinreichend beschrieben, z. B. in /Baehr96/, /Elsner93/, /Gröber88/, /Incro02/ oder /VDI-WA94/.

2.2.1 Wärmeleitung

Die Materialien, aus denen die Einbauten bestehen (Stahl oder Stahlguss, andere Metalle, Keramik) haben meist eine höhere Wärmeleitfähigkeit als Leichtsteine und andere wärmedämmende Ofenwandmaterialien. Man spricht deshalb auch von „Wärmebrücken“. Über diese Wärmebrücken erfolgt der Wärmetransport infolge von Wärmeleitung. Bei der Wärmeleitung wird Wärme nur zwischen direkt benachbarten Teilchen fester Körper oder ruhender Fluide übertragen. Der auf die Fläche bezogene Wärmestrom \dot{Q} , die Wärmestromdichte \dot{q} , ist dabei dem Betrag des Temperaturgradienten proportional. Dieser Zusammenhang wird mit dem Fourierschen Gesetz (1) beschrieben:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = -\lambda \text{ grad } \vartheta \quad (1)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ ist ein temperaturabhängiger Stoffwert, der auch den Wärmeleitwiderstand R_λ entlang des Weges s bestimmt:

$$R_{\lambda} = \frac{s}{\lambda A} . \quad (2)$$

Neben der Literatur zu allen drei Arten der Wärmeübertragung wird in /Grigull90/ insbesondere die Wärmeleitung ausführlich behandelt.

2.2.2 Konvektion

Konvektion ist der Wärmeübergang zwischen materiellen Teilchen, die sich in ihrem Umgebungsmedium bewegen und die Wärme durch ihre Bewegung und Kontakt mit anderen Teilchen von der Stelle der Wärmeaufnahme wegführen. Man unterscheidet dabei zwischen freier oder natürlicher Konvektion, die durch Dichteunterschiede verursacht wird, sowie erzwungener Konvektion infolge Strömungsantrieb von außen. Der über den Querschnitt A transportierte Wärmestrom \dot{Q} wird nach Newton gemäß

$$\dot{Q} = \alpha A (\vartheta_o - \vartheta_U) \quad (3)$$

mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α und einer treibenden Temperaturdifferenz zwischen überströmter Materialoberfläche und Umgebung bestimmt.

Analog dem Wärmeleitwiderstand R_{λ} wird der Wärmeübergangswiderstand R_{α} definiert:

$$R_{\alpha} = \frac{1}{\alpha A} . \quad (4)$$

Es gibt zahllose Werke in der Literatur, die sich mit den Gesetzen der freien und erzwungenen Konvektion ausführlich beschäftigen. Erwähnt seien an dieser Stelle als weiterführende Lektüre beispielsweise /Hanel90/, /Merker87/, /Merker99/ oder /Wilde78/.

2.2.3 Strahlung

Im Gegensatz zu Leitung und Konvektion ist der Energietransport durch Strahlung an kein Trägermedium gebunden. Die Energie wird durch elektromagnetische Vorgänge transportiert. Die Temperatur- oder Wärmestrahlung findet hauptsächlich im Wellenlängenbereich zwischen 0,1 und ca. 100 μm statt und umfasst damit auch den Bereich der sichtbaren Strahlung (0,4 – 0,7 μm). Die emittierte Strahlungsdichte verteilt sich nach dem Planck'schen Gesetz über die Wellenlängen und ist von der thermodynamischen Temperatur abhängig. Mit höherer Temperatur des strahlenden Körpers verschiebt sich das Maximum der ausgesandten Strahlungsenergie zu kleineren Wellenlängen, der sichtbare Anteil der Strahlung wird größer. Das Stefan-Boltzmannsche Gesetz sagt aus, dass die in den Halbraum emittierte Energiestromdichte des Schwarzen Strahlers mit der 4. Potenz der thermodynamischen Temperatur zunimmt und dass alle Körper mit einer Temperatur über 0 K Strahlung emittieren. Für reale Strahler wird dieses Gesetz modifiziert zu:

$$\dot{q}_{\text{em}} = \varepsilon \sigma T^4, \quad (5)$$

wobei ε den Emissionsgrad des Körpers und $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$ die Stefan-Boltzmann-Konstante bezeichnen. Als Standardwerke zu den Grundlagen der Strahlung schwarzer und realer Oberflächen seien hier /Modest93/, /Siegel88/ sowie /Siegel92/ genannt.

Stehen zwei beliebige Körper beliebiger Lage miteinander im Strahlungsaustausch, so kann der resultierende Wärmestrom gemäß (6) bestimmt werden:

$$\dot{Q}_{1-2} = \varepsilon_{1-2} \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4), \quad (6)$$

wobei der resultierende Emissionsgrad ε_{1-2} sowohl von den Oberflächeneigenschaften der Einzelkörper als auch von den geometrischen Verhältnissen und der Lage der Körper zueinander abhängig ist. Die räumliche Anordnung zweier am Wärmeaustausch beteiligter Körper 1 und 2 wird durch die Einstrahlzahl φ_{1-2} beschrieben. Diese wird in der Literatur auch als Formfaktor, Winkel-, Austausch- oder Konfigurationsfaktor bezeichnet, wobei auch das Symbol F_{1-2} häufig Verwendung findet /Siegel91/.

Im Fall einer beliebigen Anordnung der beiden jeweils isothermen Flächen bestimmt sich der resultierende Emissionsgrad ε_{1-2} nach (7):

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{\varphi_{1-2}}{1 + \varphi_{1-2} \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) + \varphi_{2-1} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}. \quad (7)$$

Eine wirksame Vereinfachung bei der Untersuchung des Strahlungsaustausches zwischen Flächen besteht darin, dass alle Oberflächen als schwarz angenommen werden. In diesem Fall braucht keine reflektierte Strahlung berücksichtigt zu werden, und die gesamte emittierte Energie ist diffus, d. h. unabhängig von der Richtung. In diesem Fall vereinfacht sich der resultierende Emissionsgrad gemäß (7) zum Zahlenwert der Einstrahlzahl φ_{1-2} .

Sind nicht nur zwei, sondern endlich viele Flächenzonen am Strahlungsaustausch beteiligt, und bilden diese Flächen eine vollständige Umhüllung, so ergibt die Summe aller Energieanteile, die von einer Oberfläche ausgehen und die Oberflächen der Umhüllung erreichen, Eins. Für den Fall schwarzer Oberflächen bedeutet das, dass der effektive Wärmestrom einer Fläche gleich dem emittierten Wärmestrom ist und sich der einfallende Wärmestrom auf die Fläche A_i mit Hilfe der Formel (8) darstellen lässt.

$$\dot{Q}_{i \leftarrow} = \sum_{k=1}^N \dot{Q}_{k, \text{em}} \varphi_{k-i} \quad (8)$$

Wird die Idealvorstellung schwarzer Oberflächen aufgegeben, so kennt man in der Literatur zwei Methoden, um den resultierenden Wärmestrom einer jeden beteiligten Oberfläche (oder Zone) zu ermitteln /Walter02/. Die **klassische Zonenmethode** nutzt die Einstrahlzahlen φ_{i-j} ,

um ein Gleichungssystem aufzustellen, aus dem sich die effektiven Wärmeströme jeder Zone bestimmen lassen:

$$\dot{Q}_{i \rightarrow} = \dot{Q}_{i,em} + (1 - \alpha_i) \sum_{k=1}^N \dot{Q}_{k \rightarrow} \varphi_{k-i}. \quad (9)$$

Nach Lösung des Gleichungssystems kann der einfallende Wärmestrom auf eine Zone i entsprechend

$$\dot{Q}_{i \leftarrow} = \sum_{k=1}^N \dot{Q}_{k \rightarrow} \varphi_{k-i} \quad (10)$$

und daraus der resultierende Wärmestrom einer Zone i ermittelt werden:

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{i \leftarrow} - \dot{Q}_{i \rightarrow}. \quad (11)$$

Die **Resolventen-Zonenmethode** dagegen bedient sich der Einführung von Gesamteinstrahlzahlen Φ_{i-j} , die verdeutlichen, welcher Anteil der von der Zone A_i ausgesendeten Strahlung auf irgendeinem Weg (ob direkt oder durch Reflexion) die Zone A_j erreicht:

$$\Phi_{i-j} = \varphi_{i-j} + \sum_{k=1}^N (1 - \alpha_k) \varphi_{i-k} \Phi_{k-j}. \quad (12)$$

Ist das Gleichungssystem für die unbekanntenen Gesamteinstrahlzahlen Φ_{i-j} gelöst, so lässt sich daraus der resultierende Wärmestrom einer Zone i ermitteln:

$$\dot{Q}_i = \alpha_i \sum_{k=1}^N \dot{Q}_{k,em} \Phi_{k-i} - \dot{Q}_{i,em}. \quad (13)$$

Ähnliche Gesetzmäßigkeiten lassen sich herleiten, wenn sich zwischen den Flächenzonen ein nichtreflektierendes Gas (etwa Abgas aus einem Verbrennungsprozess) befindet.

Dass sowohl Wärmeleitung, Konvektion als auch Wärmestrahlung zur Beschreibung der Vorgänge in Industrieöfen untersucht werden müssen, wurde in den Standardwerken der Industrieofentechnik und Thermoprozess-Technik deutlich herausgearbeitet (/Brun94/, /Stein87/ oder /Kramer02/). Die Wärmeübertragung durch Strahlung und Konvektion beeinflussen sich gegenseitig nicht, beide addieren sich in ihrer Wirkung und können daher getrennt betrachtet werden. In Hohlräumen in den Einbauten oder zwischen diesen und der Ofenwand spielt die Wärmeübertragung durch Strahlung eine wichtige Rolle. Außerdem kann in solchen Hohlräumen ein gesteigerter Energietransport durch freie Konvektion auftreten. Im Ofenraum und in dem Teil der Strukturen, die mit der Umwelt in Beziehung stehen, wird Wärme durch Strahlung sowie durch freie und erzwungene Konvektion übertragen. Da in Industrieöfen für verschiedene Prozesse äußerst unterschiedliche Prozesstemperaturen herrschen, kann die Wärmeübertragung durch Strahlung infolge der hohen Temperaturabhängigkeit sowohl eine

untergeordnete Rolle für die strukturbedingten Wärmeverluste spielen als auch diese dominieren.

2.3 *Finite-Elemente-Methode*

Allgemeine einfache Gestaltungsprinzipien zur Verminderung von Wärmeverlusten sind aus den Gesetzen der Wärmeübertragung herleitbar. Diese sind jedoch überwiegend nur für eindimensionale Fälle analytisch gelöst und so aufbereitet, dass sie vom Entwickler und Konstrukteur unmittelbar zur Gestaltung und Dimensionierung genutzt werden können z. B. /Walter95/, /Woelk66/. Für wenige mehrdimensionale Fragestellungen sind entsprechende Verallgemeinerungen bekannt. So hat z. B. JANUSKIEWICZ den Wärmestrom an den Kanten eines kubischen Ofenraumes mit einschichtigen Wänden allgemein dargestellt /Janus88/. Für die Untersuchung zwei- und dreidimensionaler Temperaturfelder, die durch Wärmeleitung, Strahlung und Konvektion bestimmt sind, bietet sich die Simulation mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) an. Kommerzielle FEM-Programme, von denen es inzwischen weltweit mehr als 1000 verschiedene gibt, haben in der Gegenwart eine hohe Leistungsfähigkeit erreicht. Am Lehrstuhl für Hochtemperaturanlagen der TU Bergakademie Freiberg wird für Aufgaben der hier vorliegenden Art mit gutem Erfolg das FEM-Programm ANSYS eingesetzt. Dieses Programm eignet sich nicht nur für strukturmechanische Berechnungen, sondern ist auch ein ausgezeichnetes Werkzeug zur Bestimmung stationärer sowie instationärer Temperaturfelder oder von Temperaturspannungen. Es stellt mehrere Methoden für die Analyse von Wärmestrahlung zur Verfügung /Groth00/:

- mit Hilfe spezieller Oberflächenelemente kann die Strahlung zwischen einer Oberfläche und dem umgebenden Raum, der durch einen Punkt repräsentiert wird, abgebildet werden;
- mit Hilfe linienförmiger Punkt-zu-Punkt-Strahlungselemente kann bei einfachen Problemen die Strahlung zwischen Punktpaaren modelliert werden;
- für allgemeine Strahlungsprobleme, an denen mehrere Oberflächen und/oder die Umgebung beteiligt sind, ist ein Generator für Strahlungsmatrizen implementiert, der sich auch für große Modelle mit vielen Elementen und Knoten oder für den Fall, dass die Formfaktoren unbekannt sind und nicht per Hand einfach berechnet werden können, anbietet.

3 Vorgehensweise

3.1 Auswahl der Wanddurchbrüche

In enger Zusammenarbeit mit Ofenbauunternehmen aus der Praxis wurde für jede einzelne verlust erhöhende Struktur deren Maximalzahl in Industrieöfen der Firmen ermittelt, die Auswahl eines typischen Vertreters jedes Wanddurchbruches vorgenommen und die möglichen konstruktiven Parameter zur Verringerung der Wärmeverluste festgelegt. Tabelle 1 zeigt einen Überblick über die sehr stark variierende Anzahl solcher Einbauten in Industrieöfen.

Tabelle 1: Anzahl von Wanddurchbrüchen in Industrieöfen

Art	bis
Brennerdurchführungen	300
Thermoelemente und andere Sensoren	80
Rollendurchführungen	2000
Eindüsungen, Absaugungen	80
Hängedecken-Halteanker	1500
Türen, Arbeitsöffnungen, Schaulöcher	100

In der vorliegenden Arbeit wird auf vier dieser Wandeinbauten im Detail eingegangen. Die konkreten Angaben zu dem jeweils ausgewählten Vertreter der interessierenden Bauteilgruppen sind in den einzelnen Abschnitten des Kapitels 4 zu finden.

3.2 Modellerstellung und Vereinfachungen

Nach Festlegung aller interessierenden Parameter wurde das Modell für die Parametervariationsrechnungen mit dem Programmpaket ANSYS erstellt und die Berechnungen durchgeführt. Dabei mussten für jedes Modell folgende wesentliche Punkte geklärt werden:

- Erstellung der Geometrie,
- Bestimmung der zu variierenden Parameter und des Variationsbereiches,
- Festlegung der Randbedingungen,

- Festlegung der Stoffwerte.

Während die konkrete Beschreibung der Besonderheiten jedes Modells in den einzelnen Abschnitten von Kapitel 4 zu finden ist, soll an dieser Stelle auf die Gemeinsamkeiten sowie die getroffenen Vereinfachungen bei allen Modellen eingegangen werden.

Bei der **Geometrie** handelt es sich in jedem Fall um einen zweischichtigen Wandaufbau gegebenenfalls mit einem zusätzlichen Stahlmantel an der Ofenaußenseite. Die innere Materialschicht ist in jedem Falle ein Feuerfestmaterial mit einer Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = 1$ W/(m K) und einer Emissivität von $\varepsilon = 0,8$. Die äußere Materialschicht ist immer ein Dämmmaterial (Leichtsteine, Fasern) mit einer Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = 0,3$ W/(m K) und einer Emissivität von $\varepsilon = 0,7$. Beide Wandschichten sind jeweils 120 mm dick. Wurde noch ein Stahlblechmantel modelliert, so ist dieser jeweils 6 mm dick und besitzt die Stoffwerte $\lambda = 50$ W/(m K) und $\varepsilon = 0,8$. Die untersuchten Strukturen ließen sich in jedem Fall so modellieren, dass ein zweidimensionales axialsymmetrisches Modell entstand.

Ein **zu variierender Parameter** war für jedes Modell die Ofenraumtemperatur. Die anderen Parameter werden in den entsprechenden Abschnitten von Kapitel 4 aufgeführt. Einheitlich in der Vorgehensweise war jedoch, dass für jedes Modell eine Grundvariante festgelegt wurde und die jeweiligen Parametervariationsrechnungen immer nur Abweichungen eines einzelnen Parameters gegenüber der Grundvariante vorsahen. Erst nach Bestimmung der wesentlichen und unwesentlichen Einflussgrößen für den Wärmeverlust wurden auch Rechnungen mit Variationen mehrerer wesentlicher Einflussparameter durchgeführt.

Auf die Modellierung der **Randbedingungen** wurde große Sorgfalt verwendet, wobei versucht wurde, den tatsächlich auftretenden Bedingungen so nahe wie möglich zu kommen. Alle Mechanismen der Wärmeübertragung (Wärmeleitung, Konvektion und Festkörperstrahlung) wurden berücksichtigt. **Nicht** modelliert wurde konvektiver Wärmetransport durch Spalten in der Ofenwand, da dies ein komplett anderes FEM-Modell erfordern würde und damit den Rahmen des Forschungsthemas gesprengt hätte. Zur Modellierung der Festkörperstrahlung innerhalb des Ofens oder innerhalb der Strukturen wurde in jedem Fall die Strahlungsmatrix-Methode mit dem Strahlungsmatrix-Generator AUX12 verwendet, da es sich bei den Modellen immer um große Modelle mit vielen Elementen handelte und oft auch mehrere Oberflächen am Strahlungsaustausch beteiligt waren. Im Bereich der äußeren Ofenwand wurde ein temperaturabhängiger Gesamtwärmeübergangskoeffizient α gemäß der Formel

$$\alpha = 7,4 + 0,054 \cdot \vartheta_0 \quad \text{gültig für } 50 \text{ °C} < \vartheta_0 < 300 \text{ °C}, \quad (7)$$

benutzt [Walter02]. Dieser berücksichtigt sowohl Strahlung als auch Konvektion.

Die **Stoffwerte** wurden für die Parametervariationsrechnungen temperaturunabhängig angenommen, da jedes einzelne in der Praxis verwendete Material andere Eigenschaften hat, die Berechnungen aber allgemeine Tendenzen aufzeigen sollen. Die Modelle erlauben es außerdem, ohne größeren Aufwand sowohl konkrete temperaturabhängige Stoffwerte als auch reale geometrische Abmessungen zu implementieren.

3.3 Auswertung und Ergebnisvalidierung

Nach Beendigung der Parametervariationsrechnungen wurden für jede Rechnung der Wärmestrom sowie die Wärmestromdichten des Wandgebietes mit der eingebauten Struktur ermittelt. Die Ergebnisdateien ermöglichen weiterhin die Bestimmung der Wärmestromdichte einer „ungestörten Wand“, das heißt, einer Wand ohne zusätzliche Einbauten. Unter dem „zusätzlichen Wärmeverlust“ wird die Differenz zwischen dem Wärmeverlust der eingebauten Struktur und ihrer Umgebung sowie dem Wärmeverlust eines gleich großen Gebietes ungestörter Wand bezeichnet. Dieser Wärmeverlust ist in den Diagrammen jeweils absolut (in W) angegeben, da dieser Wert nur in Verbindung mit dem „zusätzlichen Wärmeverlust“ der jeweiligen Grundvariante Schlüsse auf die mögliche Minimierung der strukturbedingten Wärmeverluste zulässt. Die Ergebnisdateien erlauben weiterhin die Darstellung der Temperaturverteilung in der gesamten modellierten Wand oder entlang ausgesuchter Pfade. Diese Darstellungen werden einerseits für Aussagen über die Vergleichmäßigung des Temperaturfeldes im Ofeninneren als auch für die Ergebnisvalidierung benutzt.

Die Ergebnisse der Parametervariationsrechnungen konnten für eine untersuchte Struktur (zylindrische Rollendurchführung einer Rolle aus SiSiC in einem Versuchsofen des Institutes) validiert werden. Die Beschreibung des Versuchsofens sowie die Ergebnisauswertung dieser Validierungsmessungen sind in Kapitel 5 zu finden.

Um die Auswirkungen auf den Gesamtenergieverbrauch eines konkreten Ofens abschätzen zu können, werden die einzelnen maximal möglichen Energieeinsparungen je Wanddurchbruch mit den Maximalzahlen der Wanddurchbrüche multipliziert, so dass ein konkretes auf die Grundvariante des Ofens bezogenes Einsparungspotenzial sichtbar wird. Die Annahmen für diese Hochrechnungen und deren Resultate können in Kapitel 6 nachgelesen werden.

3.4 Verallgemeinernde Betrachtungen

Eine anschließende theoretische Verallgemeinerung in Kapitel 7 abstrahiert von den konkreten praktischen Wandeinbauten und untersucht allgemeine axialsymmetrische Grundstrukturen. Zu diesen Grundstrukturen lassen sich alle untersuchten Fälle zusammenfassen. Gebiete, in denen unterschiedlichen Mechanismen der Wärmeübertragung dominieren, werden durch jeweils eine Struktur verkörpert. Für den Fall von Wärmeleitung mit einer gegenüber der Umgebung vergrößerten Wärmeleitfähigkeit wird der Fall des „Kurzschlusses“ betrachtet, beim Auftreten von Festkörperstrahlung in einem Hohlraum wird die Grundstruktur des „Loches“ formuliert. Kombinationen von „Kurzschluss“ und „Loch“ sind denkbar.

Für die untersuchten Grundstrukturen werden allgemeine Zusammenhänge hergeleitet, Diagramme und Formeln zusammengestellt. Diese Ergebnisse bestätigen einerseits rückblickend die Ausführungen in Kapitel 4 zu jeder konkreten wanddurchbrechende Struktur, auf der anderen Seite erlauben sie dem Ingenieur, Wandverluste spezieller hier nicht

untersuchter Einbauten oder Einsparungen durch vorgesehene konstruktive Veränderungen an ihnen abzuschätzen.

Ein abschließendes siebentes Kapitel fasst die wesentlichen Aussagen für die konkreten praktischen Wandeinbauten zusammen und stellt noch einmal heraus, dass der Untersuchung strukturbedingter Wärmeverluste bisher zu Unrecht nur eine geringe Bedeutung beigemessen wurde. Für weiterführende Untersuchungen wird auf die Schwachstelle des hier genutzten Modells hingewiesen.

4 Auswertung der numerischen Berechnungen

4.1 Rollendurchführungen

4.1.1 Theoretische Vorbetrachtungen

Rollenöfen werden sowohl in der Fliesenindustrie und der Fein- sowie Grobkeramik als auch zur Wärmebehandlung von Stahl und anderen Metallen eingesetzt. Dabei werden sowohl Tragrollen aus Stahl, dichter Oxidkeramik als auch Siliziumcarbidkeramik verwendet. Die Lagerung und der Antrieb der Rollen befinden sich stets außerhalb des beheizten Ofenraumes, so dass jede Rolle zwei Durchbrüche durch die Ofenwand erfordert. Man unterscheidet zwischen zylindrischen Rollen mit verhältnismäßig kleinen Durchmessern (ca. 20 bis 100 mm), die aus allen oben genannten Materialien bestehen können und Rollen mit konischen Übergangsteilen mit Durchmessern von über 200 mm, die bevorzugt aus Stahl gefertigt und in Wärmebehandlungsöfen bei Prozesstemperaturen bis zu 1000 °C eingesetzt werden. Bild 1 zeigt schematisch und vereinfacht den Fall der Durchführung einer hohlzylindrischen sowie einer konischen Rolle durch eine Ofenwand, die im Beispiel aus zwei Schichten feuerfester und/oder wärmedämmender Materialien und einem Blech besteht.

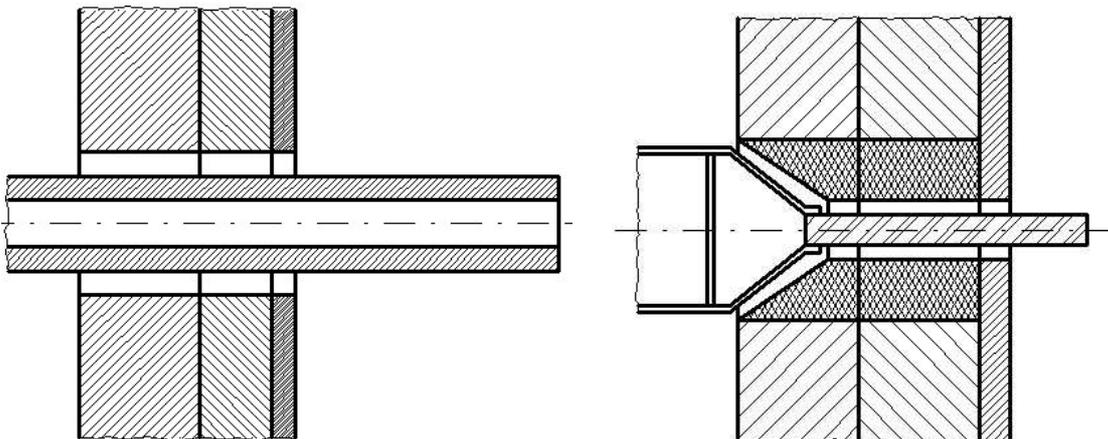


Bild 1: Prinzipskizzen zylindrischer und konischer Rollen mit Wanddurchführung (schematisch)

Im Rahmen der Parametervariationsrechnungen wurden zylindrische Transportrollen für die Untersuchung der strukturbedingten Wärmeverluste ausgewählt. Zylindrische Rollen werden in der Regel in großer Stückzahl und dicht nebeneinander eingebaut (vgl. Bild 2).



Bild 2: Einbausituation für zylindrische Rollen

Die Prinzipskizze der hohlzylindrischen Rolle durch eine Ofenwand in Bild 1 bietet keine nennenswerten Freiheitsgrade zur Verringerung der Wärmeverluste. Möglichkeiten zur Verringerung der Verluste ergeben sich erst durch modifizierte Strukturen (vgl. Bild 3). Die Rolle weist wegen ihrer vergleichsweise hohen Wärmeleitfähigkeit im Bereich der inneren Wandfläche eine geringere Temperatur als die umgebende Wand, im Bereich der äußeren Wandfläche eine höhere Temperatur als die umgebende Wand auf. Infolgedessen hat der Wärmeverluststrom in der Wand in der Umgebung der Rolle radiale Komponenten. Eine mit geringem Aufwand mögliche Dämmmaßnahme besteht deshalb darin, den Ringspalt mit einer vom übrigen Wandaufbau abweichenden Wärmedämmschicht zu umgeben. Der Aufwand ist deshalb gering, weil man aus Gründen des Toleranz- und Wärmedehnungsausgleiches und der Auswechselbarkeit ohnehin die Rollenumgebung gesondert gestalten muss. Die Dicke dieser Dämmschicht, die Wahl des Materials, möglicherweise die Aufteilung auf zwei Materialien und das Aufteilungsverhältnis sind variabel. Die Idee, die Rolle auch außerhalb der Wand zu dämmen scheidet aus, weil die Rolle auf kurzem Wege außerhalb des Ofens soweit abgekühlt sein soll, dass die metallischen Lager- und Antriebsteile nicht in ihrer Funktion gefährdet werden. Dagegen ist eine zusätzliche ringförmige Dämmung der Außenwand denkbar.

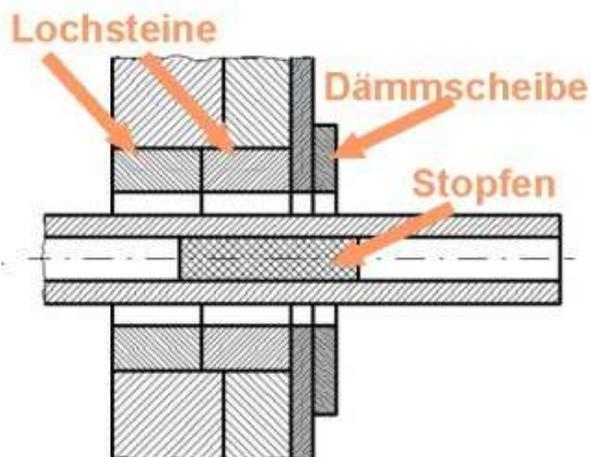


Bild 3: Modifizierte Rollendurchführung durch eine Ofenwand (schematisch)

Eine weitere im Bild 3 angedeutete wärmedämmende Maßnahme besteht darin, die Längsstrahlung in der Rolle durch einen Stopfen aus Dämmmaterial zu „bremsen“. Auch dies wird gegenwärtig schon getan, ohne allerdings zu wissen, wo der wirkungsvollste Bereich der Ausstopfung liegt.

4.1.2 Modellerstellung

Modelliert wurde ein axialsymmetrisches Modell einer offen gelagerten zylindrischen Rolle aus Al_2O_3 . Zunächst wurde nur eine einzelne Rolle, in deren Umgebung sich keine weitere Rolle befindet, betrachtet. Die in der Praxis üblichen Öfen mit geringen Rollenabständen lassen sich aus diesem Modell durch geringe Änderungen der Geometrie herleiten.

Grundvariante

Die Grundvariante der Variationsrechnungen zeichnet sich durch die in Tabelle 2 angegebene Geometrie aus (vgl. Bild 3):

Tabelle 2: Abmessungen der Grundvariante

Ofenraumtemperatur	1400 °C
Rollenmaterial	Al_2O_3
Rollendurchmesser	0,06 m
Wanddicke der Rolle	0,005 m
freie Länge der Rolle außerhalb des Ofens	0,2 m
Wanddicke des Ofens	0,24 m
Dicke der Außendämmscheibe	0 m
Spaltweite	0,005 m
Stopfenlänge	0,12 m
Abstand des Stopfens von der Wandaußenkante	0 m
Wärmeleitfähigkeit des Stopfens	0,3 W/(m K)

Ein spezieller Lochstein wurde in der Grundvariante nicht modelliert, die Materialien des Lochsteins entsprechen dem Wandaufbau.

Variationsparameter

Die im letzten Abschnitt in Bild 3 vorgeschlagenen Modifikationen bilden die Grundlage für die Auswahl der im Modell verwirklichten zu variierenden Parameter. Ihr Variationsbereich ist in

Tabelle 3 dargestellt, wobei die Parameter der Grundvariante jeweils fett hervorgehoben wurden:

Tabelle 3: Variationsbereich der Parameter

Temperatur des Ofens	400; 600; 800; 1000; 1200; 1400 °C
Durchmesser der Dämmscheibe	0,1; 0,2 m
Dicke der Dämmscheibe	0 ; 0,01; 0,02; 0,025; 0,035; 0,05; 0,1 m
Stopfenlänge	0,06; 0,12 ; 0,24 m
Stopfenabstand von der Wandaußenkante	-0,15; -0,1; 0 ; 0,1; 0,15 m
Spaltweite	0,001; 0,003; 0,005 ; 0,01 m
Wärmeleitfähigkeit der Lochsteinmaterialien	wie Wandaufbau ; beide 0,3; 1 W/(m K)
Durchmesser der Rolle	0,03; 0,06 m
Material der Rolle	Al₂O₃ , RSiC, Stahl
freie Länge der Rolle	0,05; 0,1; 0,2 m

Materialdaten

Wie in Abschnitt 3.2 erläutert, wurden für die Parametervariationsrechnungen ausschließlich temperaturunabhängige Stoffwerte benutzt. Einen Überblick über die verwendeten Materialdaten gibt Tabelle 4:

Tabelle 4: Stoffwerte für die Parametervariationsrechnungen

Material	Wärmeleitfähigkeit λ	Emissivität ϵ
Al ₂ O ₃	2 W/(m K)	0,65
RSiC	25 W/(m K)	0,9
Stahl	15 W/(m K)	0,8
Feuerfestmaterial (innere Wandschicht)	1 W/(m K)	0,8
Leichtsteine, Fasern (äußere Wandschicht, Stopfen)	0,3 W/(m K)	0,7

Randbedingungen

Die Randbedingungen wurden so gewählt, dass sie die tatsächlich auftretenden Verhältnisse möglichst genau wiedergeben. Das heißt, die Mechanismen der Wärmeübertragung

Festkörperstrahlung sowie konvektiver Wärmeübergang wurden entsprechend der Darstellung in Bild 4 modelliert:

- Innerhalb der Rolle im Ofenraum wurde Festkörperstrahlung modelliert.
- Innerhalb des Ofenraums wurde an der Rollenaußenseite sowie der Wandinnenseite ein konvektiver Wärmeübergang mit $\alpha \approx 20 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ und Festkörperstrahlung angesetzt.
- Im Spalt zwischen Rolle und Wand wird nur Festkörperstrahlung berücksichtigt. Eine Gasströmung zwischen Rolle und Wand wurde im Rahmen der Arbeit nicht betrachtet.
- Außerhalb des Ofenraums wurde an allen Oberflächen Strahlung mit einer Umgebungstemperatur von 20 °C und Konvektion modelliert. Dabei wurde im Wandbereich ein temperaturabhängiger Gesamtwärmeübergangskoeffizient α gemäß der Formel $\alpha = 7,4 + 0,054 \cdot \vartheta_0$ für $50 \text{ °C} < \vartheta_0 < 300 \text{ °C}$, verwendet. Dieser berücksichtigt sowohl Strahlung als auch Konvektion gemäß [Walter02]. Im Bereich der Rolle und des Stopfens wurden beide Wärmeübertragungsmechanismen wegen der konkaven Oberfläche getrennt modelliert.

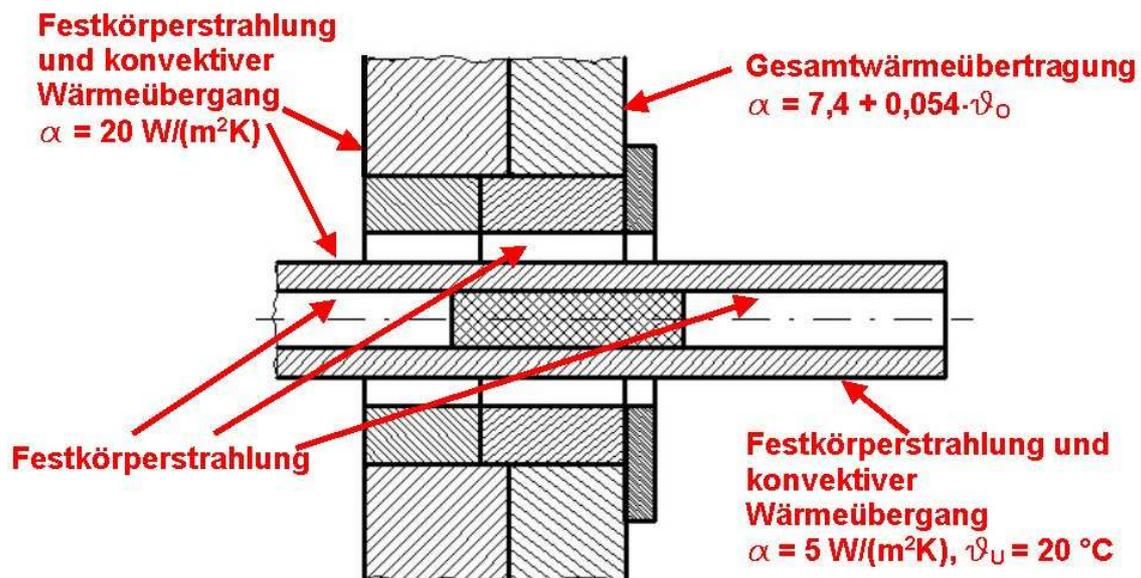


Bild 4: Randbedingungen für die Simulationsrechnungen

4.1.3 Ergebnisse

Ausgehend von der Grundvariante einer Rolle aus Al_2O_3 bei einer Ofentemperatur von 1400 °C wurden die Parametervariationsrechnungen durchgeführt. Bild 5 zeigt das Temperaturfeld für Ofenwand, Rolle und Stopfen für diese Grundvariante sowie Lage und Länge des Stopfens.

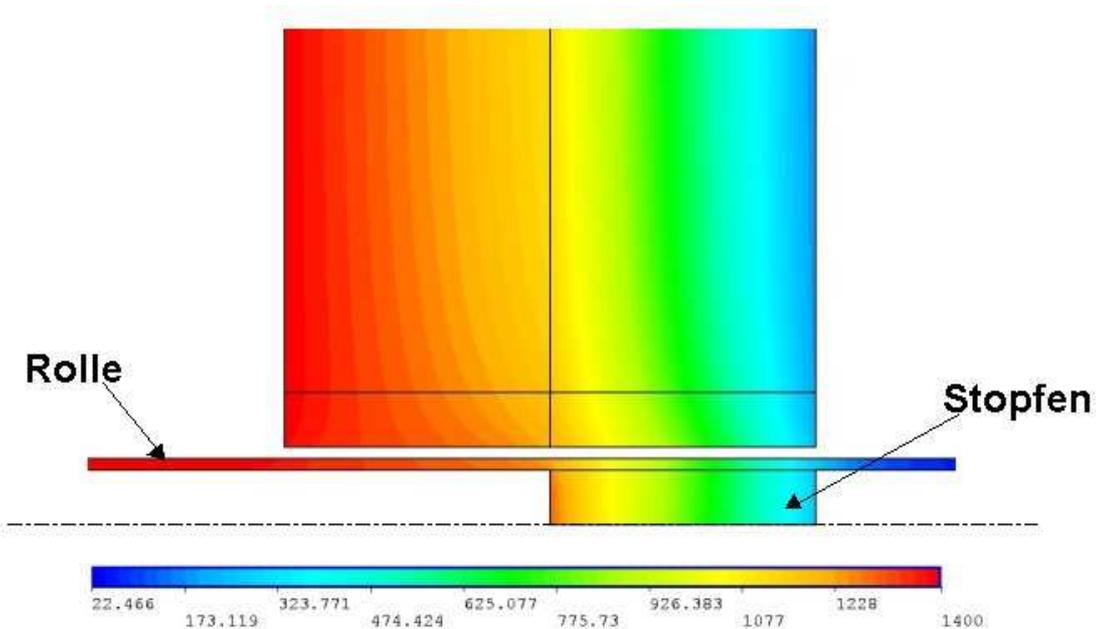


Bild 5: Temperaturfeld in der Umgebung einer Tragrolle aus Al_2O_3 bei einer Ofentemperatur von 1400 °C

Der Temperaturverlauf entlang der Rollenoberfläche ist für die Ergebnisse der Grundvariante in Bild 6 dargestellt. Da die Rollenoberfläche im Ofenraum bereits wenige Zentimeter von der Ofenwand entfernt eine Temperatur besitzt, die um weniger als 3 K von der Ofentemperatur abweicht, wird in Bild 6 nur der interessierende Bereich der Rolle in der Ofenwand, außerhalb des Ofens und ein Teil des Ofenraumes dargestellt. Man erkennt bereits beim Temperaturverlauf an der Rollenoberfläche deutlich den zweischichtigen Wandaufbau (jede Schicht ist 120 mm dick).

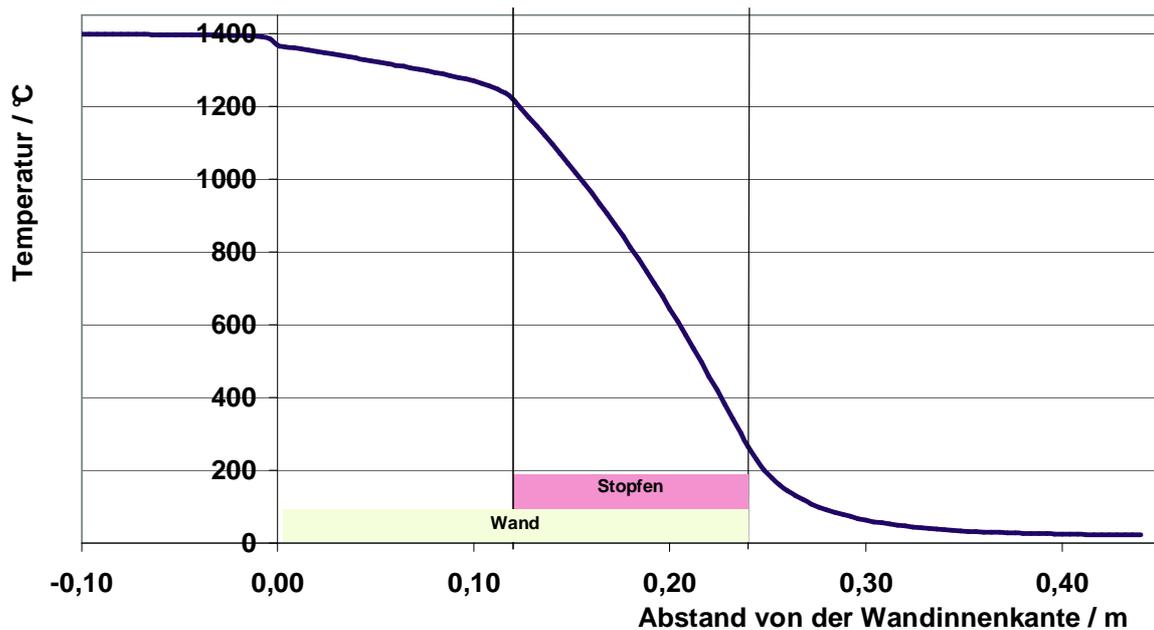


Bild 6: Temperaturverlauf an der Rollenoberfläche einer Tragrolle aus Al_2O_3 bei einer Ofentemperatur von 1400 °C

Neben der Temperatur an der Rollenoberfläche ist auch die Temperatur sowie die Wärmestromdichte an der äußeren Ofenwand in der Umgebung einer Rollendurchführung von Interesse. Diese sind in Bild 7 ebenfalls für die berechnete Grundvariante grafisch dargestellt. Die ablesbaren asymptotischen Werte entsprechen der äußeren Wandtemperatur (165,2 °C) sowie der Wärmestromdichte (2370 W/m²) der untersuchten zweischichtigen Wand ohne Einbauten bei einer Ofentemperatur von 1400 °C.

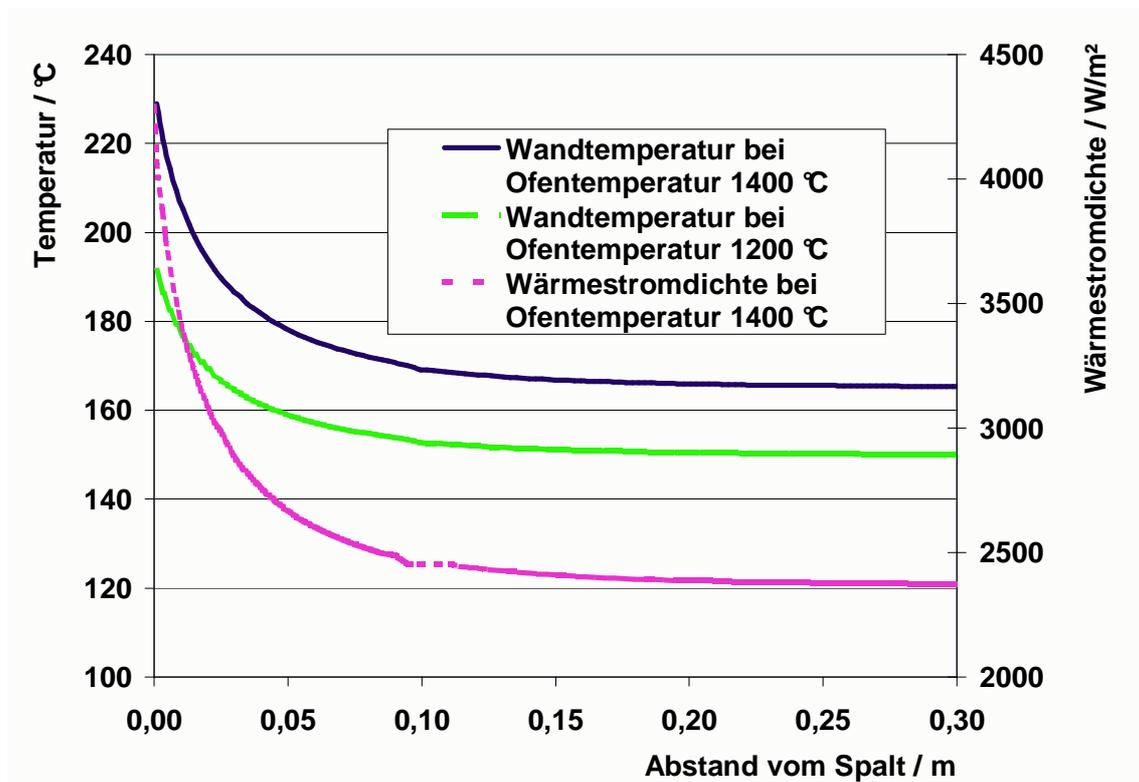


Bild 7: Temperaturverlauf und Wärmestromdichte an der Außenwand des Ofens in der Umgebung der Rollendurchführung einer Rolle aus Al₂O₃

Im Folgenden werden die Ergebnisse der verschiedenen Parametervariationsrechnungen grafisch dargestellt. Dabei wird in jedem Falle auf der Ordinatenachse der „zusätzliche Wärmeverlust“ gegenüber der ungestörten Wand abgetragen. Unter dem „zusätzlichen Wärmeverlust“ wird die Differenz zwischen dem Wärmeverlust der Rollendurchführung und ihrer Umgebung sowie dem Wärmeverlust eines gleich großen Gebietes ungestörter Wand bezeichnet.

Ofentemperatur und Rollenmaterial

Den Einfluss der Ofentemperatur sowie des Rollenmaterials auf die zusätzlichen Verlustwärmeströme verdeutlicht Bild 8. Es wird bestätigt, dass durch Rollen aus Materialien mit einer hohen Wärmeleitfähigkeit auch höhere zusätzliche Verlustwärmeströme verursacht werden. Auch die Erwartung, dass durch den größeren Einfluss der Strahlung im oberen Temperaturbereich der Anstieg der Kurve mit wachsenden Temperaturen zunimmt, wird bestätigt.

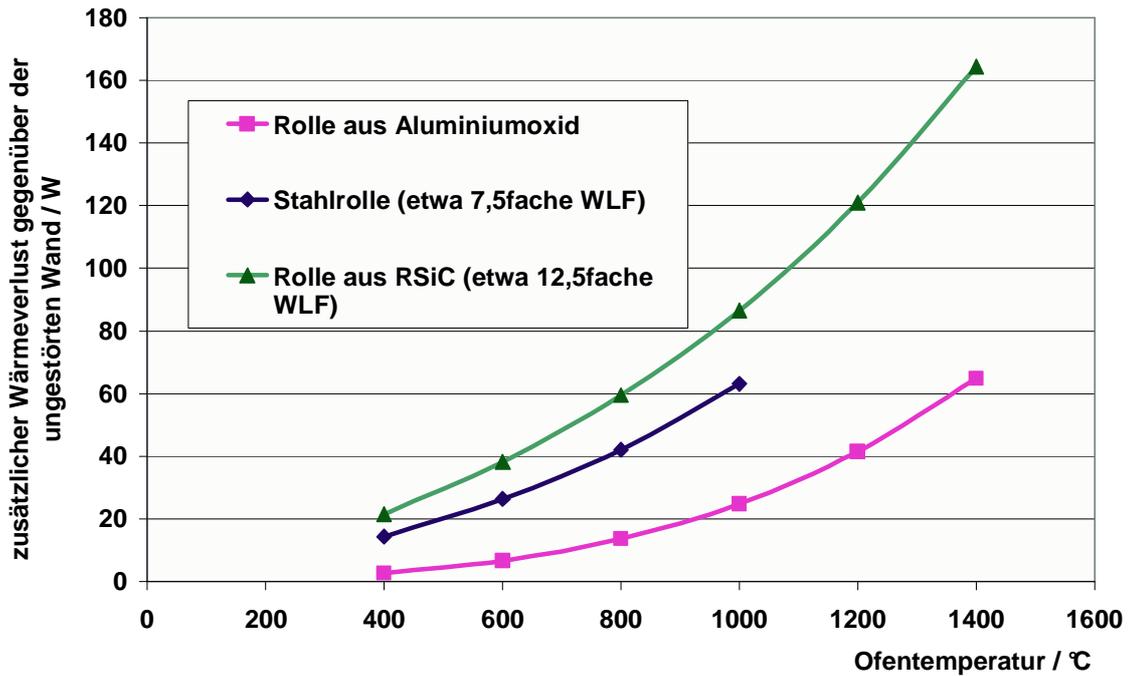


Bild 8: Wärmeverluste für verschiedene Rollenmaterialien und verschiedene Temperaturen, Geometrie entsprechend Tabelle 2

Bild 9 verdeutlicht, dass die Aufteilung der zusätzlichen Verlustwärmeströme auf Rolle, Stopfen, Spalt sowie Wand nicht für jedes Rollenmaterial gleich ist. Der prozentuale Anteil der zusätzlichen Verlustwärmeströme durch den Stopfen sowie durch die Rolle selbst nehmen mit wachsender Wärmeleitfähigkeit des Rollenmaterials ebenfalls zu. Wegen der Vergleichbarkeit wurden für alle drei Rollenmaterialien die Ergebnisse bei 1000 °C Ofentemperatur dargestellt.

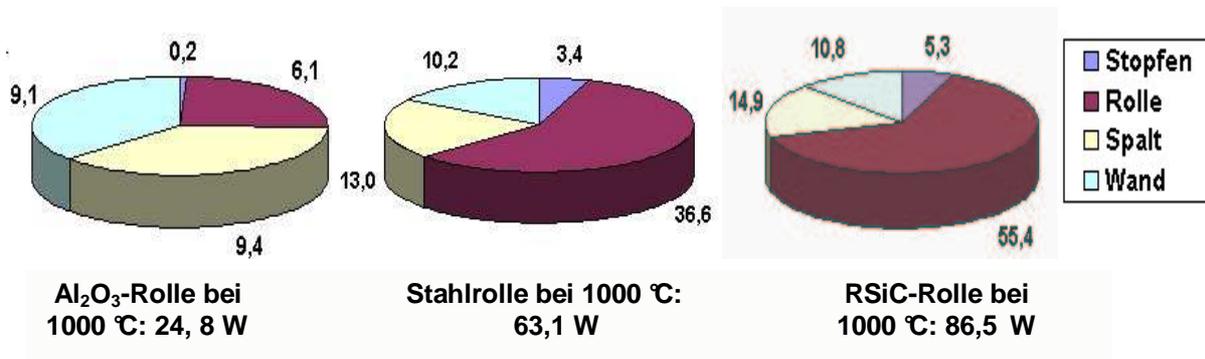


Bild 9: Aufteilung der Wärmeverluste für verschiedene Rollenmaterialien bei einer Ofentemperatur von 1000 °C

Außendämmung und Stopfen

Bei vorgegebener Ofentemperatur und vorgegebenem Rollenmaterial ist durch Variation der Parameter der Dämmscheibe an der Außenwand (vgl. Bild 10) einerseits als auch derjenigen des Stopfens (vgl. Bild 11) eine wesentliche Beeinflussung der strukturbedingten Wärmeverluste möglich.

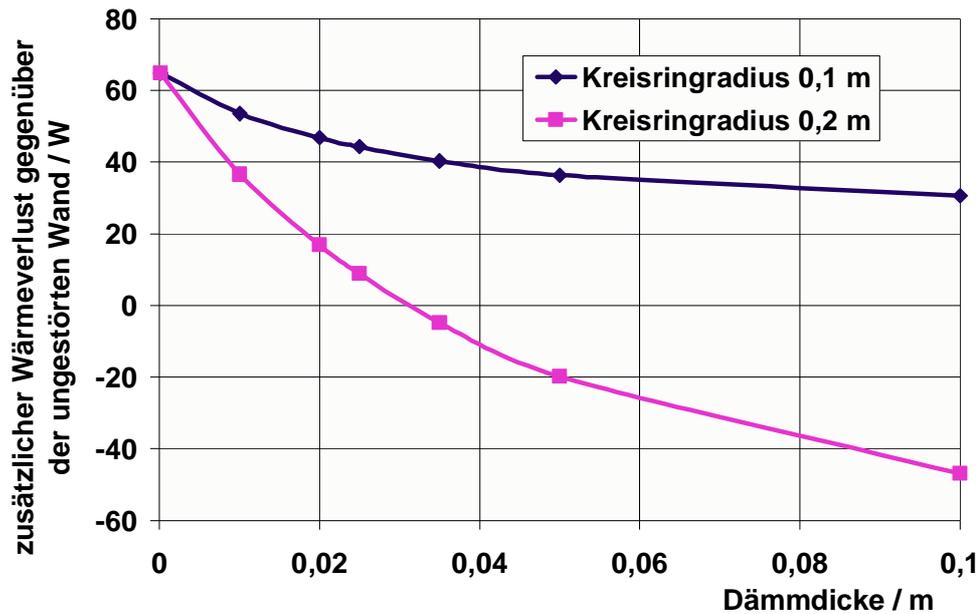


Bild 10: Abhängigkeit der Wärmeverluste von Dicke und Durchmesser einer äußeren Dämmscheibe (Rollmaterial Al_2O_3 , Ofentemperatur 1400 °C , Stopfenlänge 120 mm)

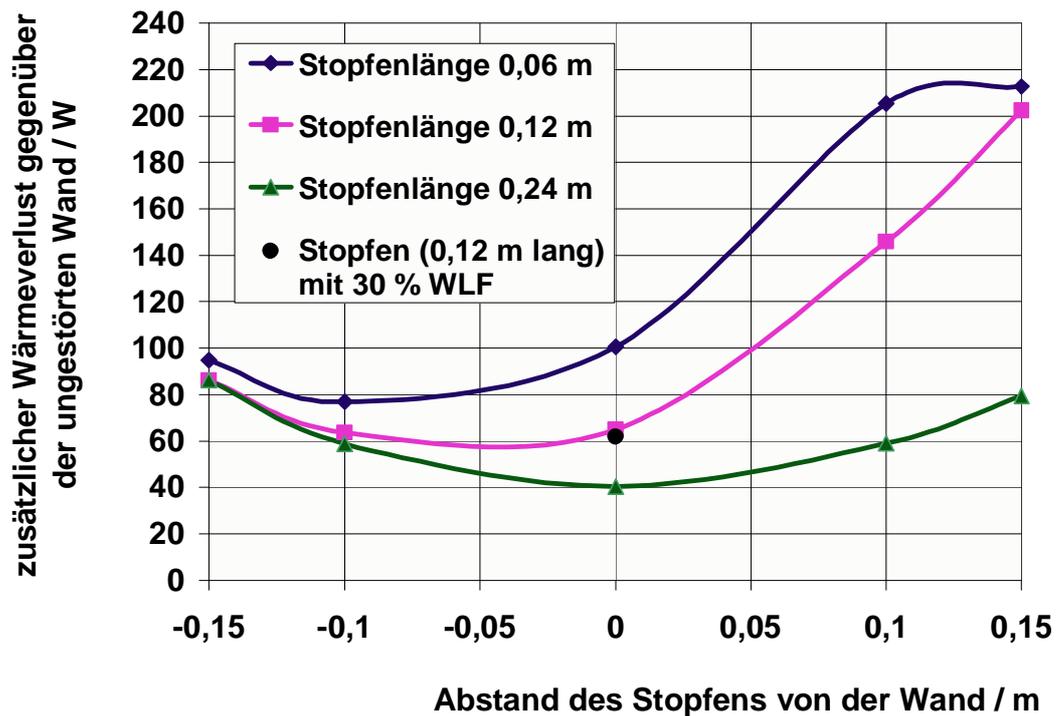


Bild 11: Abhängigkeit der Wärmeverluste von Lage und Länge des Stopfens (Rollmaterial Al_2O_3 , Ofentemperatur 1400 °C , keine Dämmscheibe)

Da sowohl die Dicke und der Durchmesser der Außendämmung als auch die Lage und Länge des Stopfens einen großen Einfluss auf die Wärmeverluste der Rollendurchführung haben, wurde in zusätzlichen Rechnungen der Einfluss beider verlustmindernder Maßnahmen gemeinsam untersucht. Die entsprechenden Ergebnisse sind in Tabelle 5 aufgeführt:

Tabelle 5: Einfluss von Außendämmung und Stopfen

	zusätzlicher Wärmeverlust bei einer Ofentemperatur von		
	1400 °C	1200 °C	1000 °C
Geometrie Grundvariante (Stopfen 120 mm, keine Dämmscheibe)	64,9 W	41,5 W	24,8 W
Stopfen 240 mm, keine Dämmscheibe	40,4 W	25,9 W	15,6 W
Dämmscheibe mit Radius 100 mm, Höhe 50 mm	36,4 W	18,6 W	7,2 W
Stopfen 240 mm und Dämmscheibe wie oben	15,6 W	5,4 W	-0,7 W

Das Anbringen einer zusätzlichen Außendämmscheibe entspricht einer lokalen Verstärkung der Ofenwand, so dass sogar geringere Wärmeverluste als bei einer Wand ohne Rollendurchführung erzielt werden, da sich der Wert der „ungestörten Wand“ immer auf die ursprüngliche Wanddicke bezieht.

Spalt

Bild 12 verdeutlicht den Einfluss der Weite des Spaltes um die Rolle herum auf die zusätzlichen Wärmeverluste.

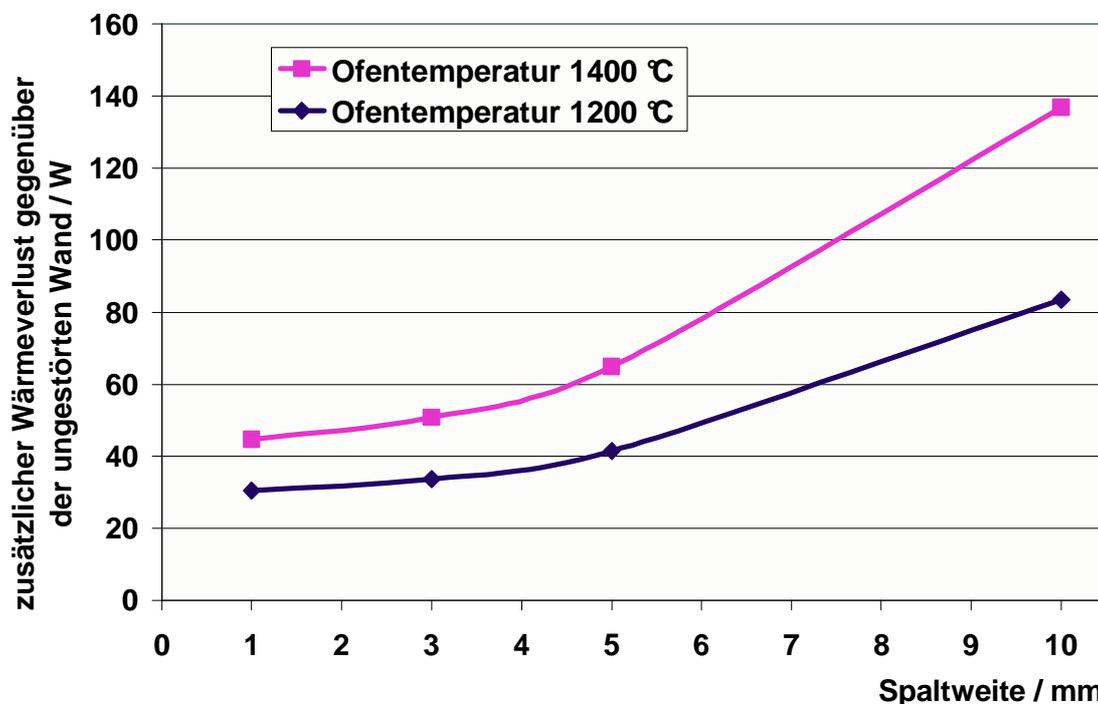


Bild 12: Abhängigkeit der Wärmeverluste von der Spaltweite (Rollmaterial Al_2O_3 , Stopfenlänge 120 mm, keine Außendämmscheibe)

Man erkennt am größeren Anstieg des Graphen bei 1400 °C Ofentemperatur ebenfalls wieder den Einfluss der Strahlung auf die Wärmeverluste.

Lochstein und Rollenparameter

Einen geringen Einfluss auf die durch die Rollendurchführung verursachten zusätzlichen Wärmeverluste hat die freie Länge der Rolle außerhalb des Ofens (vgl. Bild 13). Ist die freie Länge der Rolle größer oder gleich ihrem Durchmesser, so trägt sie nicht zur Erhöhung der Wärmeverluste bei. Eine Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit des Lochsteinmaterials im Bereich der äußeren Wandschicht auf das 3,3fache erhöht die Wärmeverluste um 45 %. Die Wärmeleitfähigkeiten der Lochsteinmaterialien der Grundvariante sind dabei entsprechend dem Wandaufbau gewählt worden. Bei Halbierung des Rollendurchmessers verringern sich die zusätzlichen Wärmeverluste der Rollendurchführung auf 42,5 %.

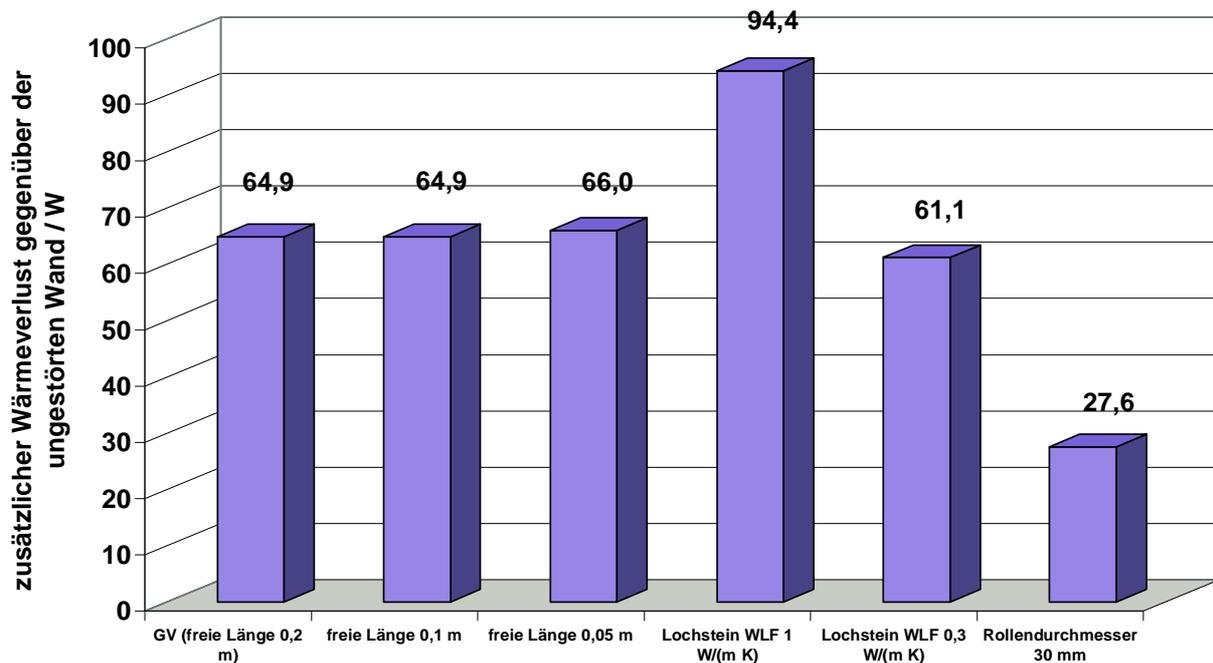


Bild 13: Abhängigkeit der Wärmeverluste vom Lochsteinmaterial und den Rollenparametern (Rollenmaterial Al_2O_3 , Ofentemperatur 1400 °C, Stopfenlänge 120 mm, keine Außendämmscheibe)

Zur Untersuchung des Einflusses der Ofenwanddicke und der Wärmeleitfähigkeit der Wandmaterialien wurde eine Rechnung mit jeweils halbiertes Wärmeleitfähigkeit der Wandmaterialien bei Beibehaltung der Geometrie durchgeführt. Diese ergab einen etwa viermal so großen zusätzlichen Verlustwärmestrom (Steigerung von 65 auf 241 W bei Ofentemperaturen von 1400 °C bzw. von 41 W auf 173 W bei 1200 °C). Das heißt, infolge der immer besseren Wärmedämmwirkung der modernen Ofenbaumaterialien erhöht sich der Anteil der strukturell bedingten Wärmeverluste auch absolut.

4.1.4 Spannungsberechnungen

Gemäß den Empfehlungen der Ofenbaufirmen wurden zusätzlich Berechnungen der in der Rolle auftretenden Thermospannungen durchgeführt. Die dabei verwendeten Stoffwerte sind Tabelle 6 zu entnehmen. Die Ergebnisse der Spannungsberechnungen wurden jeweils für Rollen ohne Stopfen im Inneren sowie ausgestopfte Rollen miteinander verglichen. Damit konnte festgestellt werden, ob die Ausstopfung von Transportrollen mit keramischem Fasermaterial zu unzulässig hohen Thermospannungen innerhalb der Rolle führt.

Tabelle 6: Stoffwerte für die Spannungsberechnungen

Material	λ in W/(m K)	ρ in kg/m ³	c_p in J/(kg K)	E in kg/(m s ²) =Pa	α in 1/K
Al ₂ O ₃	2	3 10 ³	1000	3,5 10 ¹¹	7 10 ⁻⁶
RSiC	25	2,6 10 ³	1000 (900)	2,4 10 ¹¹	4,8 10 ⁻⁶
Stahl	15	7,8 10 ³	480	1,9 10 ¹¹	13 10 ⁻⁶
Feuerfestmaterial	1	2 10 ³	1000	7 10 ⁹	6 10 ⁻⁶
Leichtsteine, Fasern	0,3	2,6 10 ³	1000 (900)	2,4 10 ¹¹	4,8 10 ⁻⁶

In Bild 14 sind die berechneten *VON MISES*-Vergleichsspannungen im Bereich des Stopfens für eine Rolle aus Al₂O₃ bei einer Ofentemperatur von 1400 °C (Grundvariant e) dargestellt. Man erkennt deutlich ein Spannungsmaximum in der Stopfenmitte.

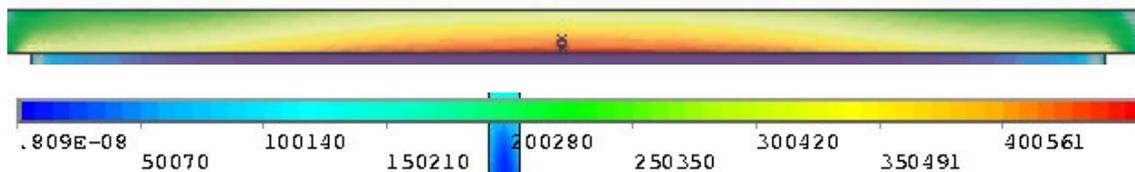


Bild 14: Berechneter Spannungsverlauf in der Rolle im Bereich des Stopfens

Bild 15 verdeutlicht die Thermospannungen in Form eines Diagramms. Es ist zu sehen, dass durch den Einsatz von Stopfen aus Fasermaterial keine zu hohen Spannungen innerhalb der Rolle auftreten. Die Thermospannungen in der Rolle treten in erster Linie im Bereich des Stopfens auf, mit einem Maximum in der Stopfenmitte. Ein weiterer Spannungspeak ist an der Stelle zu verzeichnen, wo die Rolle in den Ofen eintritt. Die Rolle ohne Stopfen weist ebenfalls zwei deutliche Spannungsmaxima auf, und zwar an den Stellen des Eintritts und des Austritts aus der Ofenwand. Der Absolutbetrag dieser Spannungen ist sogar wesentlich höher als im Fall einer ausgestopften Rolle.

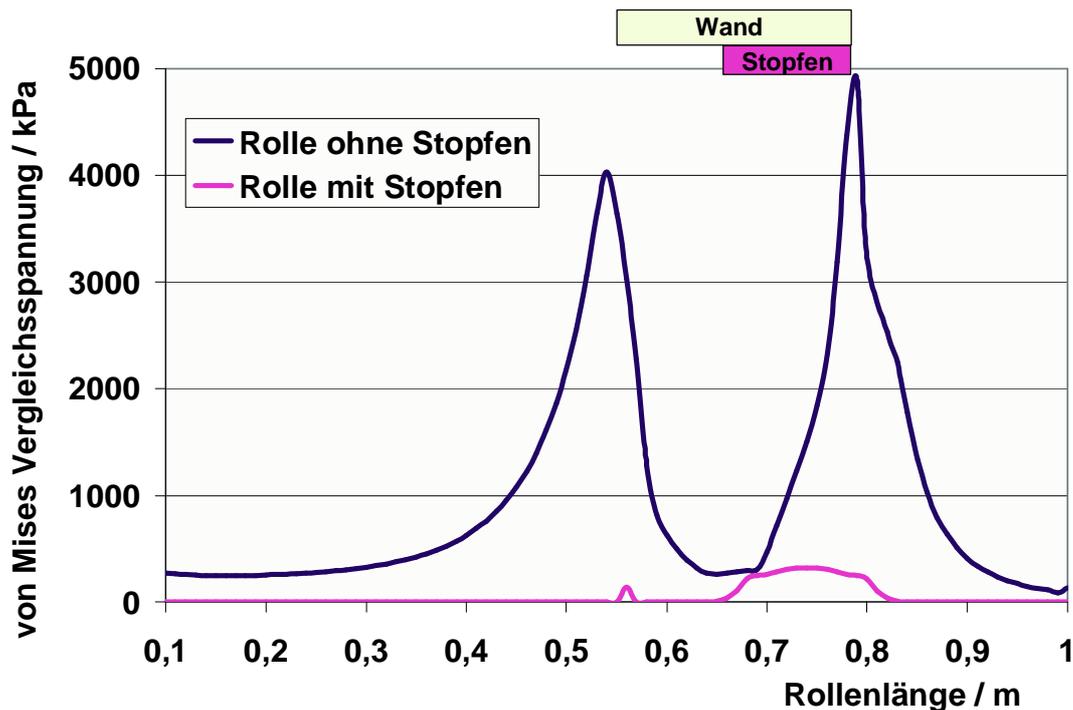


Bild 15: VON MISES-Vergleichsspannungen in Transportrollen (Vergleich mit und ohne Stopfen)

4.1.5 Diskussion der Ergebnisse

Die in diesem Abschnitt gewonnenen Erkenntnisse zur Beeinflussung der Wärmeverluste durch Transportrollen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Durch eine günstige Wahl der Dimension der Außendämmscheibe können die Wärmeverluste der herausragenden Rolle vollständig kompensiert werden.
- Die günstigste Position des Stopfens ist abhängig von der Stopfenlänge. Stimmt die Stopfenlänge mit der Wanddicke überein, so sollte die Stopfenaußenkante an der Wandaußenkante liegen. Bei kürzeren Stopfen sollte die Stopfenaußenkante geringfügig in die Wand hinein verschoben werden (etwa doppelter Rolleninnendurchmesser).
- Veränderungen der Wärmeleitfähigkeit des Stopfenmaterials im Bereich üblicher Faserdämmmaterialien haben einen vernachlässigbaren Einfluss auf die strukturbedingten Wärmeverluste.
- Die beiden Maßnahmen Ausstopfung sowie Anbringen einer Außendämmscheibe gemeinsam bewirken eine nahezu addierte Verlustminderung.
- Ist die freie Länge der Rolle größer oder gleich ihrem Durchmesser, so trägt dies nicht zur Erhöhung der Wärmeverluste bei.

- Erhöht sich die Wärmeleitfähigkeit des Lochsteinmaterials im Bereich der äußeren Wandschicht, so erhöhen sich auch die Wärmeverluste der Rollendurchführung. Eine Verringerung der Wärmeleitfähigkeit des Lochsteinmaterials im Bereich der inneren Wandschicht hat einen geringen Einfluss auf die Wärmeverluste.
- Die Wärmeverluste steigen erwartungsgemäß bei größeren Rollendurchmessern, Rollen aus besser wärmeleitenden Materialien sowie höheren Ofenraumtemperaturen.

4.2 Thermoelementdurchführungen

4.2.1 Theoretische Vorbetrachtungen

Thermoelemente dienen neben Widerstandsthermometern oder Pyrometern der Temperaturmessung im Ofenraum. Jede Temperaturmessstelle bedingt einen Durchbruch durch die Ofenwand. Das Thermoelement basiert auf dem von *SEEBECK* entdeckten Prinzip der Thermospannung. Es besteht aus zwei verschiedenen Metalldrähten, deren Enden an einer Seite miteinander verlötet oder verschweißt sind. Erwärmt man die Verbindungsstelle, so kann man an den freien Enden eine niedrige Gleichspannung abnehmen. Die Thermospannung steigt mit der Temperatur. Die am häufigsten verwendeten Thermopaare (Metallkombinationen) sind z. B. Fe-Konstantan, Ni-CrNi, PtRh-Pt. Zur Anwendung kommen die verschiedensten Thermoelemente. Man unterscheidet Mantelthermoelemente, ungeschützte Elemente sowie Schutzroherelemente. Bezüglich der Bauform können Thermoelemente in gerade sowie Winkelthermoelemente unterschieden werden, bezüglich der Art des Einbaus in Einschraub-Thermoelemente, Eintauch-Thermoelemente sowie Folienthermoelemente. Thermoelemente können mittels Flansch befestigt oder verschraubt werden. Im Rahmen der Parametervariationsrechnungen wurden gerade Thermoelemente mit Schutzrohr für die Untersuchung der strukturbedingten Wärmeverluste ausgewählt. Ein solches Thermoelement ist in Bild 16 dargestellt.

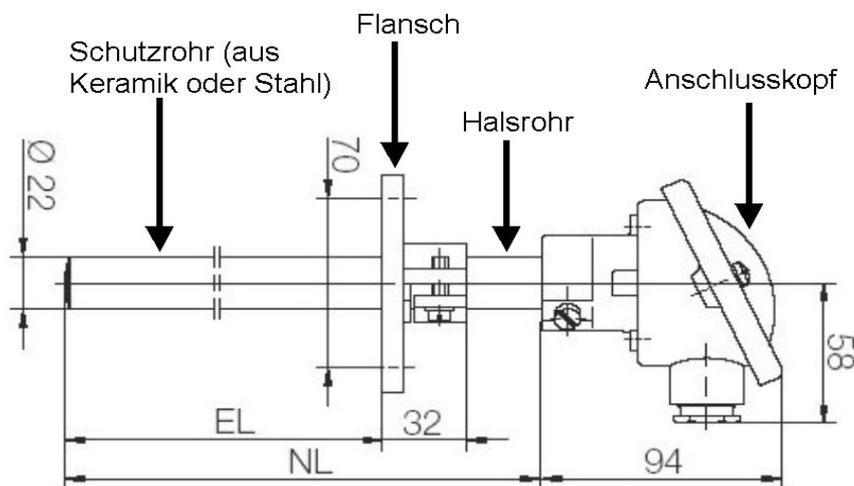


Bild 16: gerades Thermoelement mit Schutzrohr

4.2.2 Modellerstellung

Modelliert wurde ein axialsymmetrisches Modell eines geraden Thermoelementes mit Schutzrohr. Die nicht maßstäbliche idealisierte Wanddurchführung ist in Bild 17 dargestellt. Der zweischichtige Wandaufbau entspricht der Ofenwand der Parametervariationsrechnungen für Rollendurchführungen. Zusätzlich wurde ein Blechmantel an der Ofenaußenseite vorgesehen.

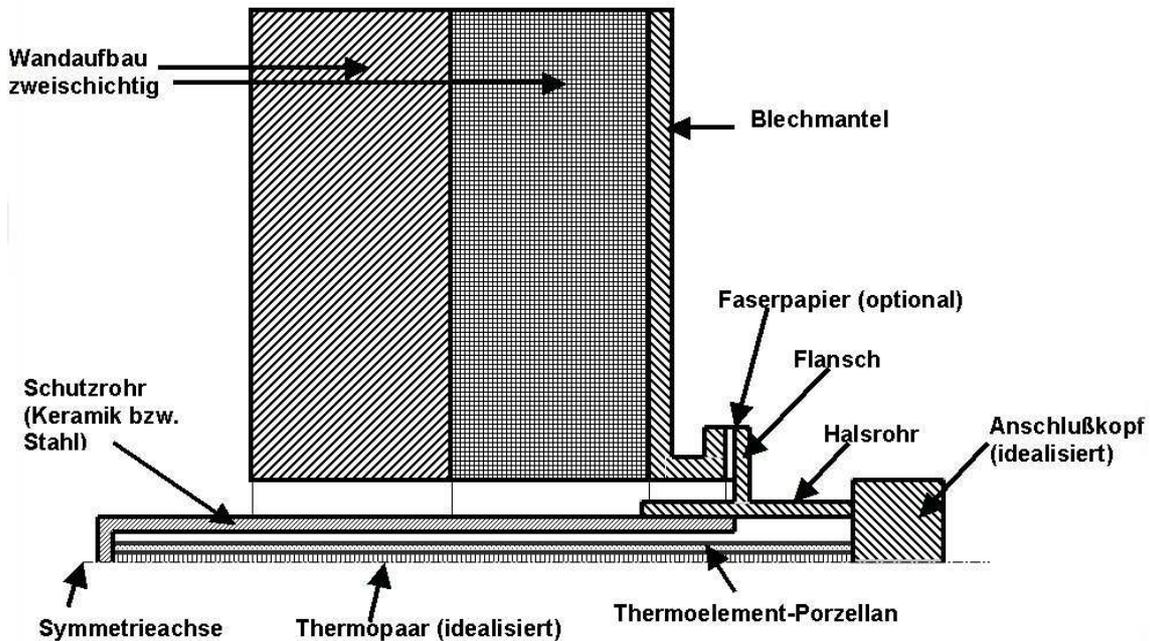


Bild 17: idealisierte Wanddurchführung (nicht maßstäblich) eines geraden Thermoelementes

Das Thermopaar wurde dabei so idealisiert, dass die beiden Thermodrähte durch einen konzentrischen Draht mit der gleichen Querschnittsfläche und mittleren Stoffwerten ersetzt wurden. Diese Idealisierung ist in Bild 18 grafisch dargestellt.

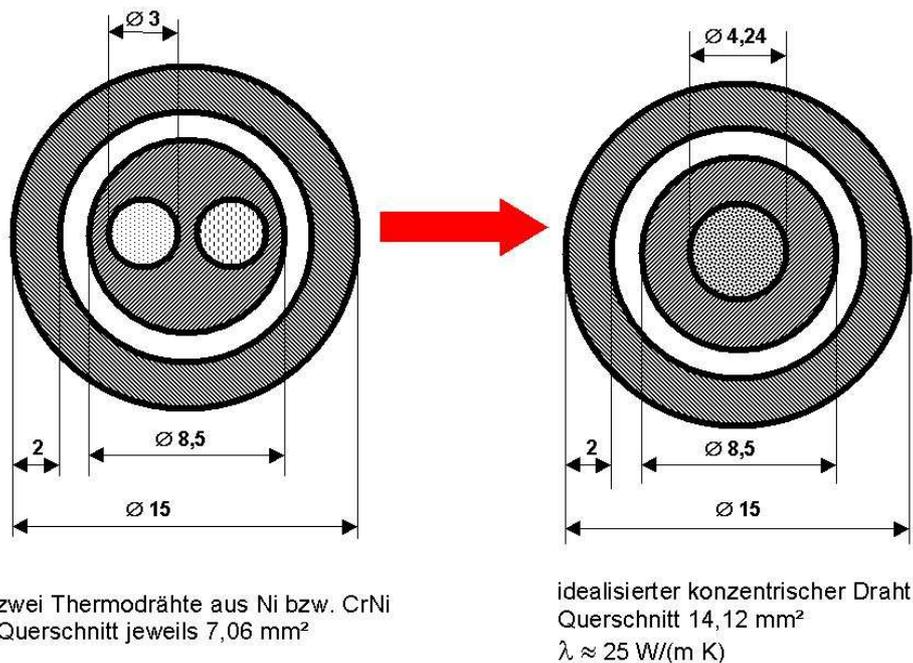


Bild 18: Idealisierung des Thermopaars im Querschnitt

Grundvariante

Die Grundvariante der Variationsrechnungen zeichnet sich durch die in Tabelle 7 angegebene Geometrie aus (vgl. Bild 17):

Tabelle 7: Abmessungen der Grundvariante

Ofenraumtemperatur	1200 °C
Schutzrohrmaterial	Keramik
Thermoelementdurchmesser	0,015 m
Wanddicke des Schutzrohres	0,002 m
Durchmesser des idealisierten Thermodrahtes	0,00424 m
Außendurchmesser Thermoelementporzellan	0,0085 m
Durchmesser des Halsrohres	0,022 m
Länge des Halsrohres vom Flansch in die Ofenwand	0,1 m
Höhe des Flansches	0,006 m
Länge des Halsrohres vom Flansch bis zum Anschlusskopf	0,1 m
Durchmesser des Flansches	0,09 m
Wanddicke des Ofens (zweischichtig)	0,24 m
Wanddicke des Stahlmantels	0,006 m
Spaltweite	0,005 m
Länge des Schutzrohres im Ofeninneren	10 · Durchmesser
Höhe der Faserpapier-Dämmscheibe	0 m
idealisierter Anschlusskopf	0,1 x 0,1 m

Variationsparameter

Die Auswahl der im Modell verwirklichten zu variierenden Parameter sowie deren Variationsbereich ist in Bild 19 dargestellt. Dabei wurden die Parameter der Grundvariante jeweils hervorgehoben.

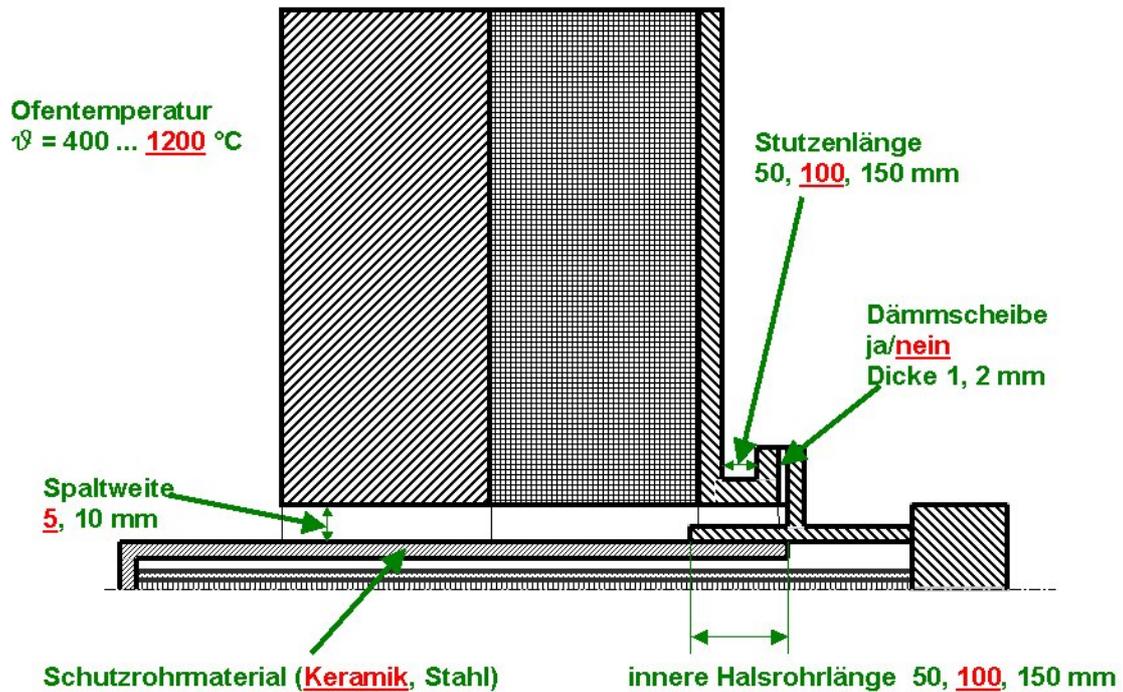


Bild 19: variierte Parameter der Thermoelementdurchführung

Materialdaten

Einen Überblick über die verwendeten temperaturunabhängigen Stoffwerte gibt Tabelle 8:

Tabelle 8: Stoffwerte für die Parametervariationsrechnungen

Material	Wärmeleitfähigkeit λ	Emissivität ϵ
idealisiertes Thermopaar Ni/CrNi	25 W/(m K)	-
Thermoelementporzellan (keramisches Innenrohr, Schutzrohr)	10 W/(m K)	0,93
Stahlhülse, Stahlblech, Anschlusskopf	50 W/(m K)	0,8
Feuerfestmaterial (innere Wandschicht)	1 W/(m K)	0,8
Leichtsteine, Fasern (äußere Wandschicht)	0,3 W/(m K)	0,7
Faserpapier-Dämmschicht	0,1 W/(m K)	0,7

Randbedingungen

Die Randbedingungen wurden so gewählt, dass sie die tatsächlich auftretenden Verhältnisse möglichst genau wiedergeben. Das heißt, die Mechanismen der Wärmeübertragung Festkörperstrahlung sowie konvektiver Wärmeübergang wurden entsprechend der Darstellung in Bild 20 modelliert:

- Innerhalb des Thermoelementes wurde Festkörperstrahlung modelliert.
- Innerhalb des Ofenraums wurde am Schutzrohr sowie der Wandinnenseite ein konvektiver Wärmeübergang mit $\alpha = 20 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ und Festkörperstrahlung angesetzt.
- Im Spalt zwischen Schutzrohr und Wand wird nur Festkörperstrahlung berücksichtigt.
- Außerhalb des Ofenraums wurde an allen Oberflächen der temperaturabhängige Gesamtwärmeübergangskoeffizient α gemäß der Formel

$$\alpha = 7,4 + 0,054 \cdot \vartheta_0 \quad \text{für } 50 \text{ °C} < \vartheta_0 < 300 \text{ °C, verwendet.}$$

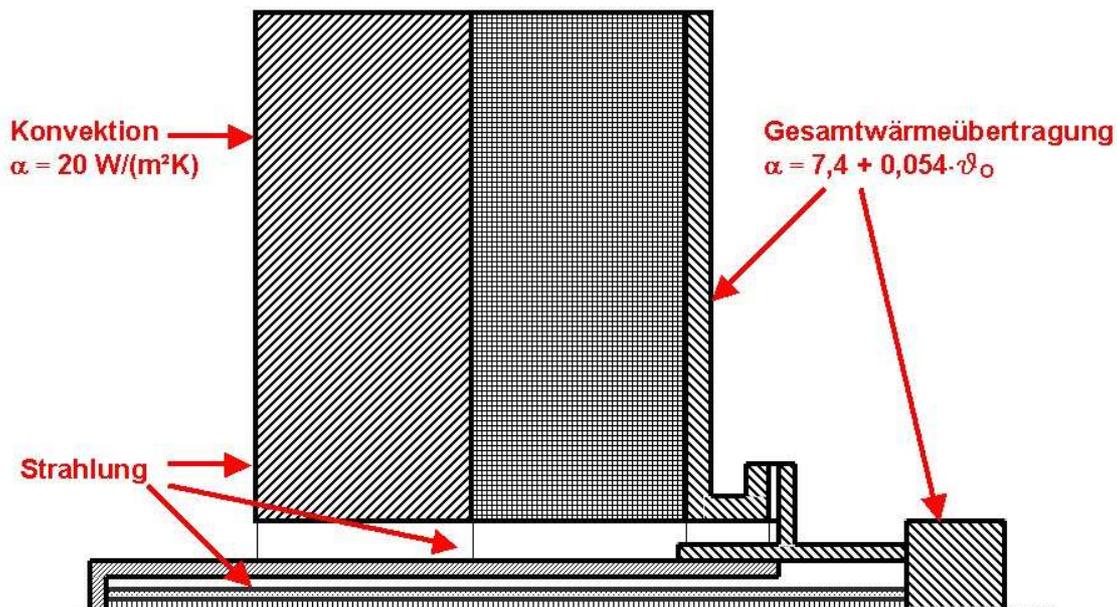


Bild 20: Randbedingungen für die Simulationsrechnungen

4.2.3 Ergebnisse

Ausgehend von der Grundvariante des keramischen Schutzrohres bei einer Ofentemperatur von 1200 °C wurden die Parametervariationsrechnungen durchgeführt. Bild 21 zeigt das Temperaturfeld für Ofenwand und Thermoelement für diese Grundvariante. Die Temperatur sowie die Wärmestromdichte an der äußeren Ofenwand in der Umgebung der Thermoelementdurchführung ist in Bild 22 grafisch dargestellt. Die ablesbaren asymptotischen Werte entsprechen der äußeren Wandtemperatur ($149,9 \text{ °C}$) sowie der Wärmestromdichte ($2013 \text{ W}/\text{m}^2$) des untersuchten Wandaufbaus ohne Einbauten bei einer Ofentemperatur von 1200 °C .

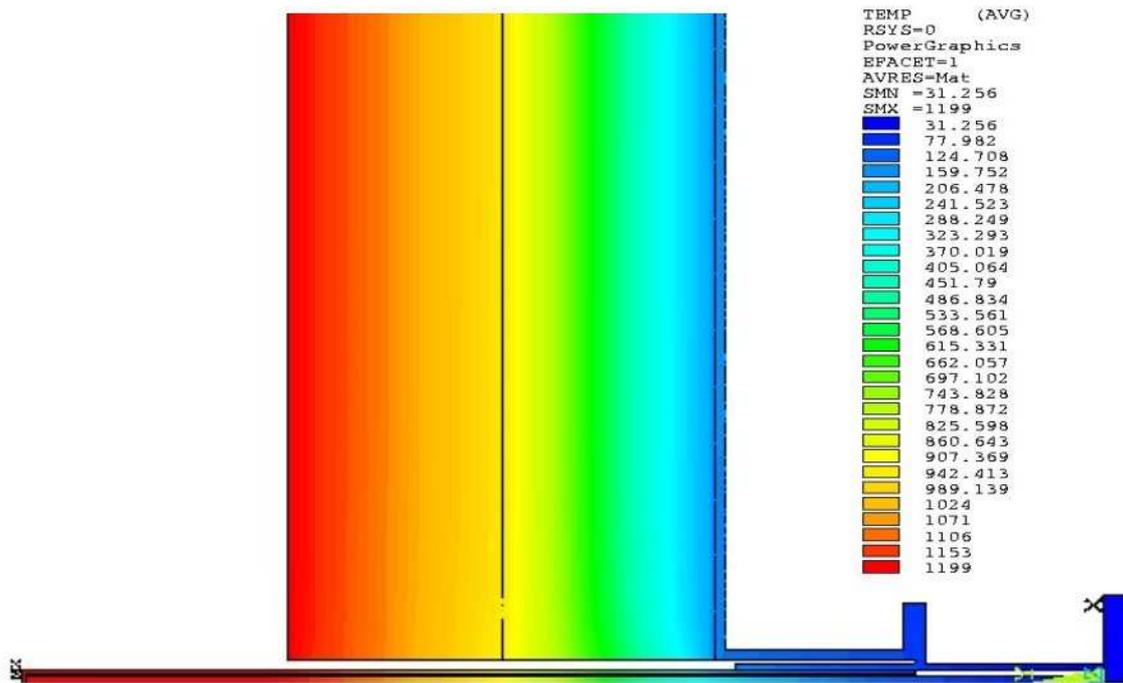


Bild 21: Temperaturfeld in der Umgebung einer Thermoelementdurchführung bei einer Ofentemperatur von 1200 °C

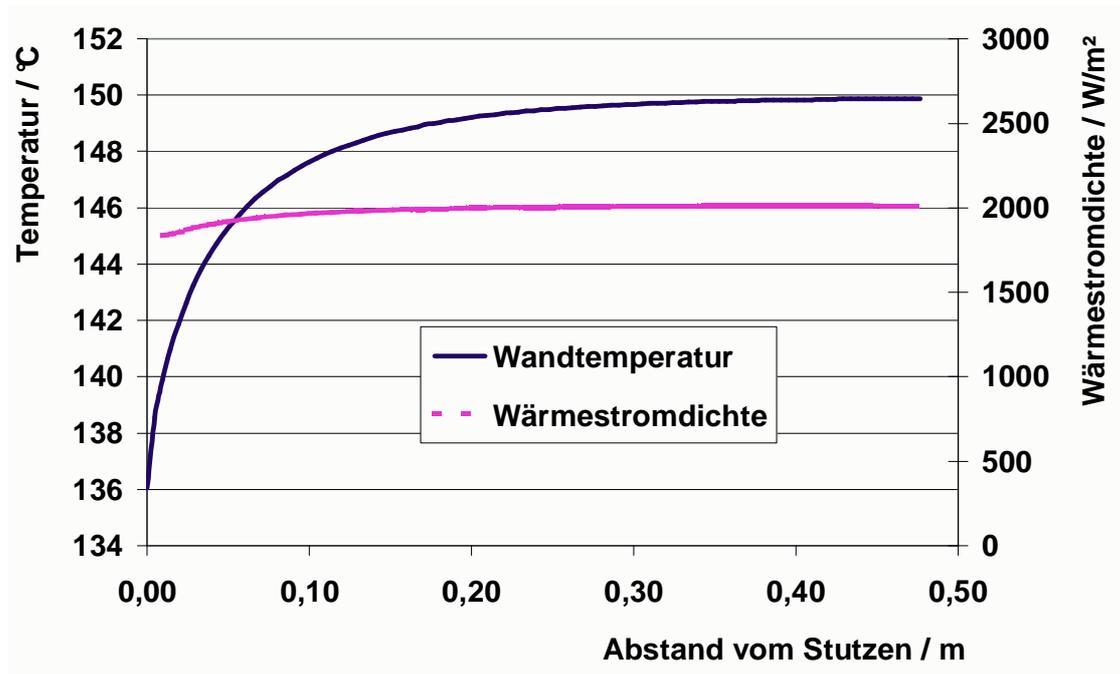


Bild 22: Temperaturverlauf und Wärmestromdichte an der Außenwand des Ofens in der Umgebung der Thermoelementdurchführung bei einer Ofentemperatur von 1200 °C

Im Folgenden werden die Ergebnisse der verschiedenen Parametervariationsrechnungen grafisch dargestellt.

Ofentemperatur

Den Einfluss der Ofentemperatur auf die zusätzlichen Verlustwärmeströme verdeutlicht Bild 23. Die Erwartung, dass durch den größeren Einfluss der Strahlung der Anstieg der Kurve mit wachsenden Temperaturen etwas zunimmt, wird bestätigt.

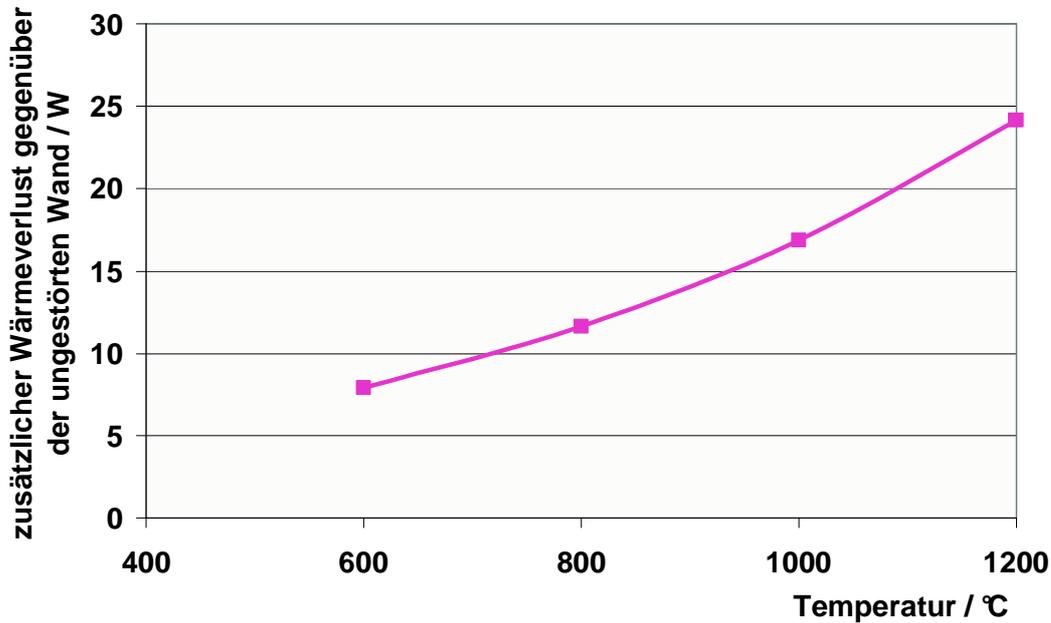


Bild 23: Verlustwärmeströme für verschiedene Temperaturen, Geometrie entspr. Tabelle 7

Schutzrohrmaterial, Spaltweite

Bild 24 verdeutlicht den Einfluss der Spaltweite sowie des Schutzrohrmaterials für die Grundvariante bei Temperaturen von jeweils 1200 °C sowie 1000 °C. Der Einfluss der Strahlung bei höheren Temperaturen wird in dieser Darstellung dadurch deutlich, dass bei 1200 °C die

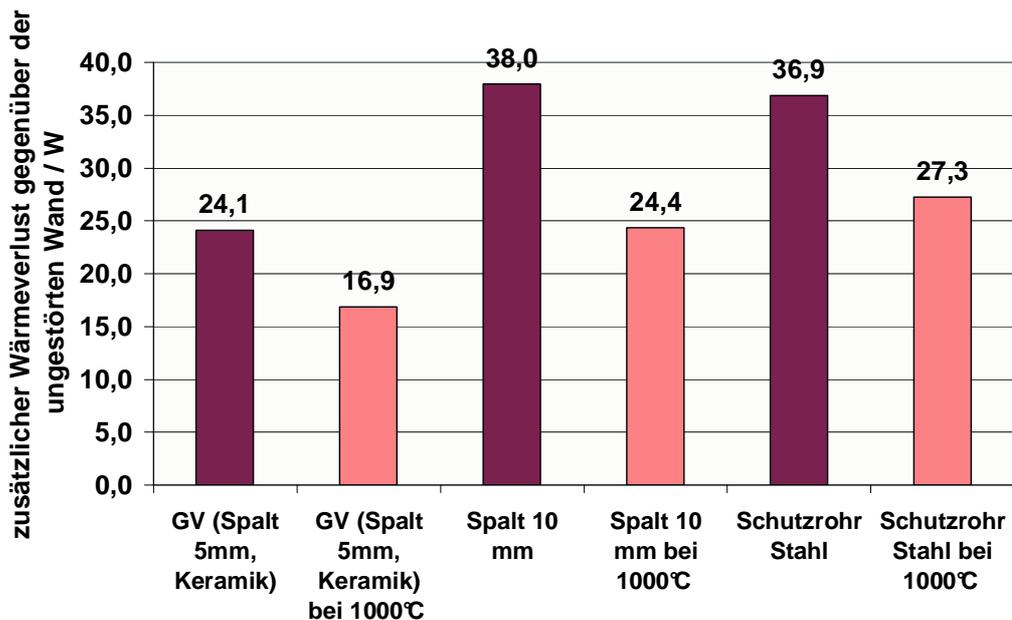


Bild 24: Einfluss von Spaltweite und Schutzrohrmaterial auf die zusätzlichen Wärmeverluste

größere Spaltweite eine höhere Verlustzunahme verursacht als das andere Schutzrohrmaterial, während bei 1000 °C noch die höhere Wärmeleitfähigkeit des Schutzrohrmaterials gegenüber der größeren Spaltweite dominiert.

Dämmdicke und Flansch

Bild 25 verdeutlicht den Einfluss mehrerer variiertes Parameter zusammen. Es ist zu sehen, dass weder der Flanschdurchmesser noch die Dicke der Faserpapier-Dämmscheibe einen nennenswerten Einfluss auf die Höhe der durch die Thermoelementdurchführungen verursachten zusätzlichen Wärmeverluste hat.

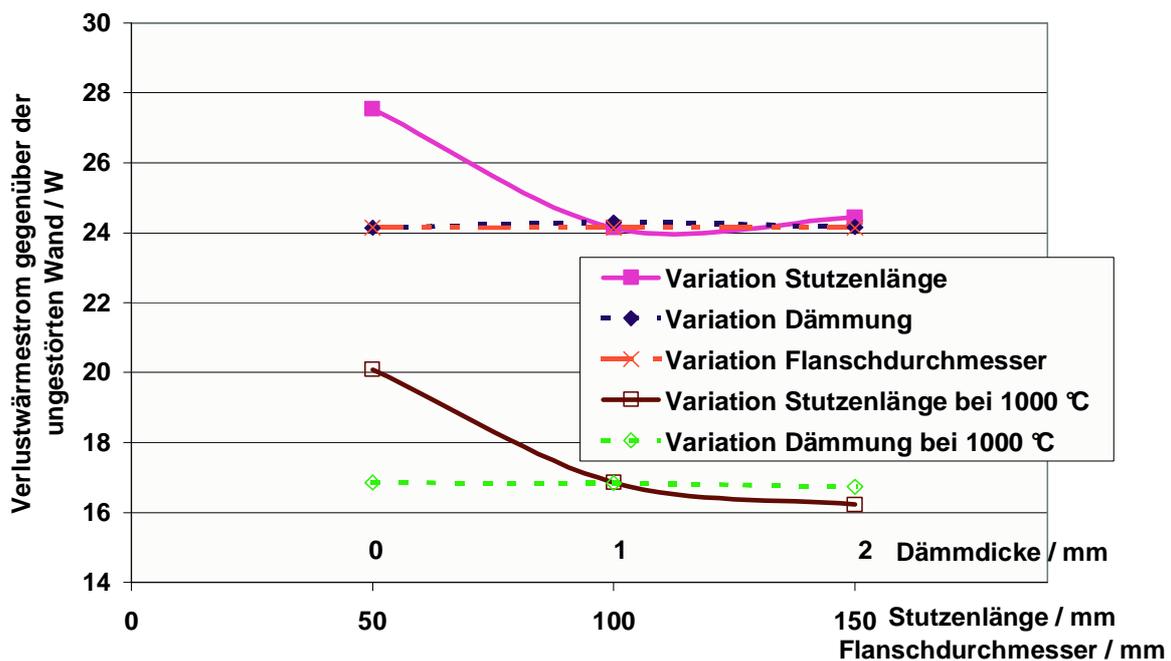


Bild 25: Abhängigkeit der Wärmeverluste einer Thermoelementdurchführung von Dämmdicke, Stutzenlänge und Flanschdurchmesser

Stutzen- und innere Halsrohrlänge

Der Kurvenverlauf bei der Variation der Stutzenlänge in Bild 25 bedarf einer zusätzlichen Erklärung. Entsprechend der in Kapitel 3 erläuterten Vorgehensweise wurde für die Parameter variationsrechnungen zunächst jeweils nur ein Parameter variiert. Bei Beibehaltung der inneren Halsrohrlänge (vgl. Bild 19: variierte Parameter der Thermoelementdurchführung) bedeutet eine Verkürzung der Stutzenlänge gleichzeitig, dass das Halsrohr weiter in den Spalt der Ofenwand hineinragt und sich damit der Wärmestrom infolge von Wärmeleitung durch das Halsrohr erhöht. Im entgegengesetzten Fall verringert eine Verlängerung der Stutzenlänge bei Beibehaltung der Halsrohrlänge den Verlustwärmestrom infolge von Wärmeleitung durch das Halsrohrmaterial. Dass sich der Verlustwärmestrom gegenüber der ungestörten Wand bei einer Vergrößerung der Stutzenlänge bei 1200 °C Ofentemperatur trotzdem erhöht, während er bei 1000 °C Ofentemperatur sinkt, liegt wiederum am Einfluss der Strahlung in dem nun vergrößerten Hohlraum bei höheren Temperaturen. Da die Variation eines einzelnen Parameters (sowohl der

Stutzenlänge als auch der inneren Halsrohrlänge) zur Beurteilung des Einflusses dieser Parameter nicht ausreichen, wurden für die Ofentemperatur von 1200 °C zusätzliche Rechnungen mit der gemeinsamen Variation dieser beiden Parameter durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Rechnungen sind in Bild 26 dargestellt. Es ist zu sehen, dass bei einer Übereinstimmung von Stutzen- und innerer Halsrohrlänge eine Vergrößerung dieser beiden Parameter auch zu einer Erhöhung der durch das Thermoelement verursachten Verlustwärmeströme führt.

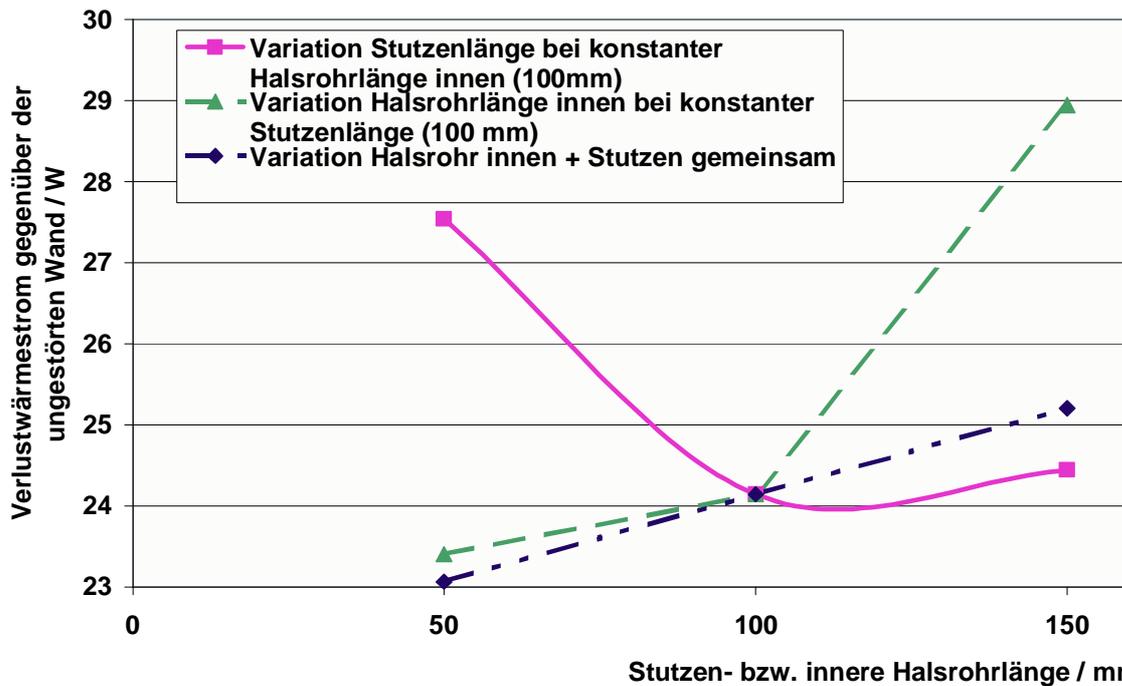


Bild 26: Abhängigkeit der Wärmeverluste einer Thermoelementdurchführung bei 1200 °C Ofentemperatur von Stutzen- und Halsrohrlänge

Thermoelementdurchmesser

Als letzte Parameter wurden der Durchmesser des Thermoelementes sowie die Wanddicke des Schutzrohres variiert. Gleichzeitig mit einer Vergrößerung des Schutzrohrdurchmessers wurden dabei die Durchmesser von Thermopaar, Thermoelementporzellan, Halsrohr sowie des Flansches maßstäblich mit verändert. Außerdem erfolgte jeweils neben der Berechnung für die Variation eines Einzelparameters die Bestimmung der zusätzlichen Wärmeverluste für den Fall, dass sich außer der Thermoelementabmessung auch der Spalt um das Thermoelement maßstäblich mit verändert. Die dabei gewonnenen Resultate verdeutlicht Bild 27.

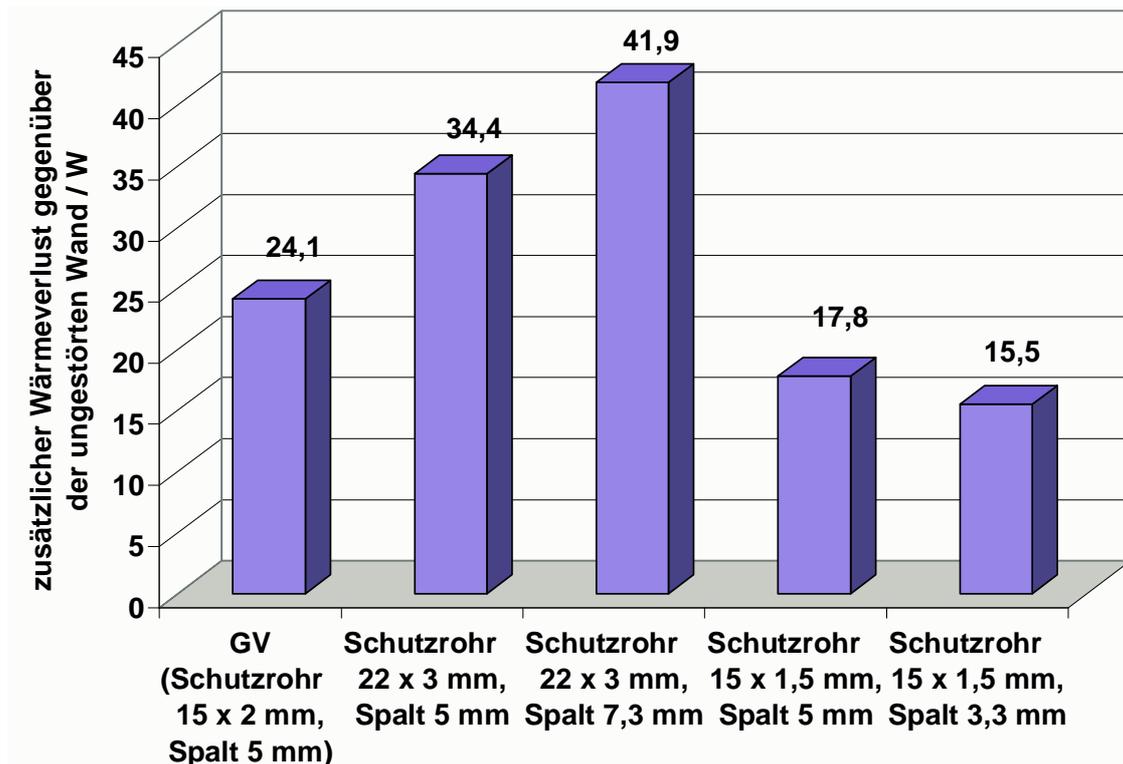


Bild 27: Abhängigkeit der Wärmeverluste einer Thermoelementdurchführung bei 1200 °C Ofentemperatur von Wanddicke und Durchmesser des Thermoelementes

4.2.4 Diskussion der Ergebnisse

Die in diesem Abschnitt gewonnenen Erkenntnisse zu Wärmeverlusten, die durch Thermoelementdurchführungen hervorgerufen werden, lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die Wärmeverluste durch Thermoelemente erhöhen sich wesentlich durch eine Vergrößerung des Thermoelementdurchmessers, der Spaltweite um das Thermoelement sowie durch die Verwendung von Schutzrohrmaterialien mit höherer Wärmeleitfähigkeit.
- Eine gleichzeitige Veränderung der inneren Halsrohrlänge sowie der Stutzenlänge hat keinen nennenswerten Einfluss auf die Höhe des Verlustwärmestromes durch das Thermoelement, während eine alleinige Verringerung der Stutzenlänge oder eine alleinige Verlängerung der inneren Halsrohrlänge den Verlustwärmestrom geringfügig erhöht.
- Eine zusätzliche Dämmscheibe zwischen Stutzen und Flansch kann den Wärmeverlust des Thermoelementes nicht merklich beeinflussen.
- Insgesamt muss gesagt werden, dass Thermoelemente nur einen geringen zusätzlichen Verlustwärmestrom gegenüber einer ungestörten Ofenwand hervorrufen. Da ihre Anzahl ebenfalls nicht so groß ist (vgl. Tabelle 1), bringt der Aufwand einer konstruktiven Veränderung von Thermoelementdurchführungen kaum Einsparungen aus Sicht des Gesamtenergieeinsatzes.

4.3 Schaulöcher

4.3.1 Theoretische Vorbetrachtungen

Schaulöcher dienen der Beobachtung des Geschehens im Ofeninnenraum. Sie können als einfache Schaulochklappen mit einer Metallarmatur zum Öffnen oder im Falle besonderer Ofenatmosphären oder bestimmter Druckverhältnisse als gasdichte Schaulochklappen mit Glasfenster ausgeführt sein, wobei die Scheibe in Sonderfällen ständig mit Gas gespült werden kann. Bild 28 zeigt schematisch und vereinfacht diese beiden Vertreter der Schaulöcher. Die Öffnungen in der Ofenwand können dabei sowohl konisch als auch (als Sonderfall mit dem Winkel 0°) zylindrisch ausgeführt sein.

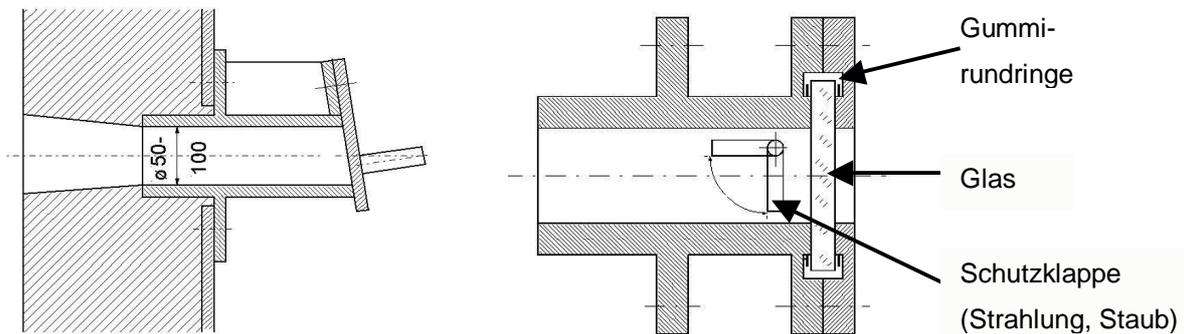


Bild 28: Prinzipskizzen einer nicht gasdichten sowie einer gasdichten Schaulochklappe

4.3.2 Modellerstellung

Modelliert wurde ein axialsymmetrisches Modell einer nicht gasdichten Schaulochklappe aus Metall. Dabei wurde der meistens vorkommende Fall einer geschlossenen Klappe betrachtet, da die Untersuchung von Strömungen durch eine eventuell geöffnete Klappe wiederum ein anderes Modell erfordern würde. Die nicht maßstäbliche idealisierte Wanddurchführung ist in Bild 29 dargestellt. Der zweischichtige Wandaufbau mit Blechmantel entspricht der Ofenwand der Parametervariationsrechnungen für Thermoelementdurchführungen.

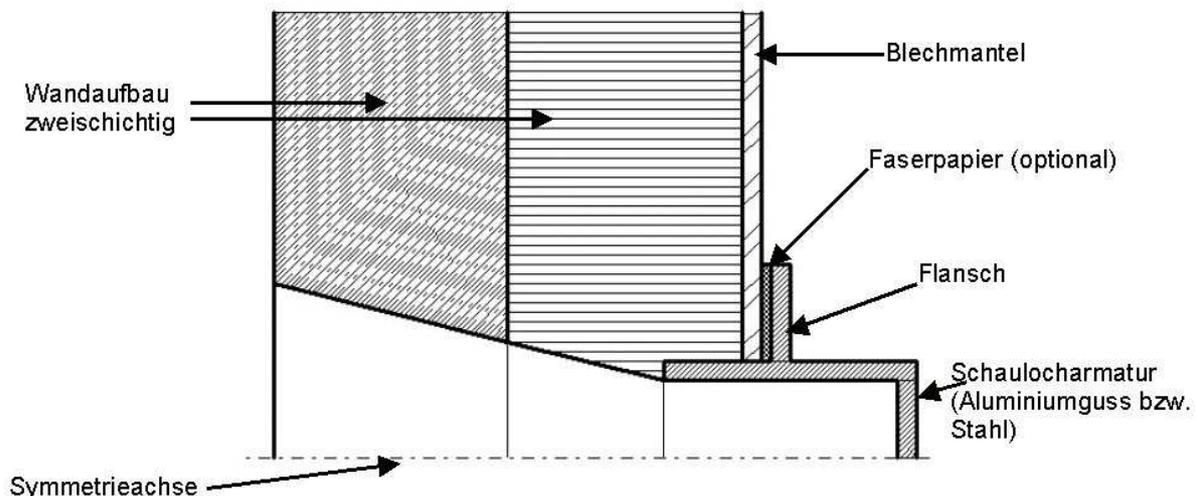


Bild 29: idealisiertes Schauloch (nicht maßstäblich) mit konischer Öffnung

Grundvariante

Die Grundvariante der Variationsrechnungen zeichnet sich durch die in Tabelle 9 angegebene Geometrie aus (vgl. Bild 29):

Tabelle 9: Abmessungen der Grundvariante

Ofenraumtemperatur	1200 °C
Material der Schaulocharmatur	Aluminiumguss
Innendurchmesser der Armatur	0,05 m
Wanddicke der Armatur	0,005 m
innere Länge vom Flansch in die Ofenwand	0,05 m
Höhe des Flansches	= Wanddicke
äußere Länge vom Flansch	0,1 m
Durchmesser des Flansches	0,1 m
Wanddicke des Ofens (zweischichtig)	0,24 m
Wanddicke des Stahlmantels	0,006 m
Höhe der Faserpapier-Dämmscheibe	0 m
Öffnungswinkel	= Sichtwinkel

Der Fakt Öffnungswinkel = Sichtwinkel bedeutet dabei, dass sich der Sichtwinkel, der sich durch die innere und äußere Länge der Armatur ergibt, in der Wandöffnung fortsetzt.

Variationsparameter

Die Auswahl der im Modell verwirklichten zu variierenden Parameter sowie deren Variationsbereich ist in Bild 30 dargestellt. Dabei wurden die Parameter der Grundvariante jeweils hervorgehoben.

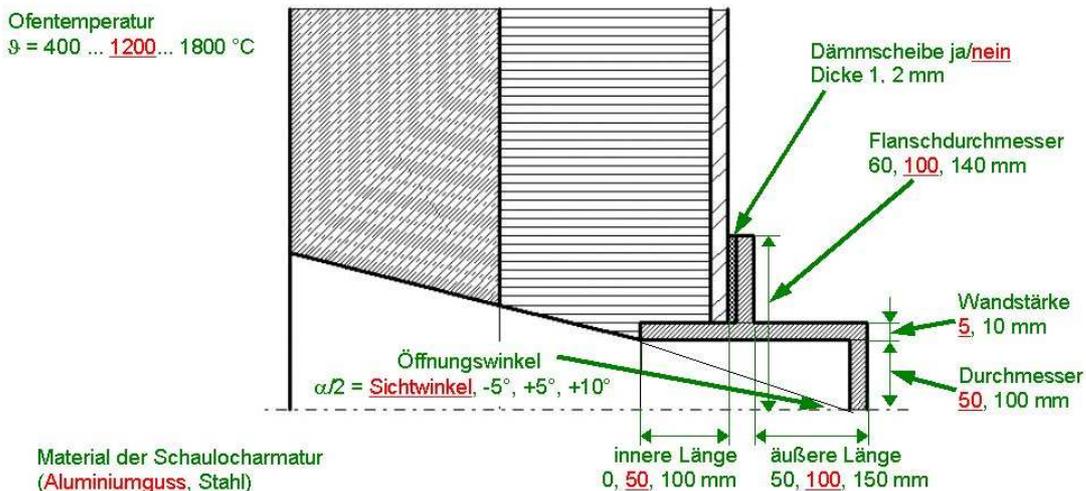


Bild 30: variierte Parameter des Schauloches

Materialdaten

Einen Überblick über die verwendeten temperaturunabhängigen Stoffwerte gibt Tabelle 10:

Tabelle 10: Stoffwerte für die Parametervariationsrechnungen

Material	Wärmeleitfähigkeit λ	Emissivität ε
Aluminiumguss	150 W/(m K)	0,2
Stahlmantel, ggf. Schaulocharmatur	50 W/(m K)	0,8
Feuerfestmaterial (innere Wandschicht)	1 W/(m K)	0,8
Leichtsteine, Fasern (äußere Wandschicht)	0,3 W/(m K)	0,7
Faserpapier-Dämmschicht	0,1 W/(m K)	0,7

Randbedingungen

Die Randbedingungen wurden so gewählt, dass sie die tatsächlich auftretenden Verhältnisse möglichst genau wiedergeben. Das heißt, die Mechanismen der Wärmeübertragung Festkörperstrahlung sowie konvektiver Wärmeübergang wurden entsprechend der Darstellung in Bild 31 modelliert:

- Innerhalb der Schaulocharmatur wurde Festkörperstrahlung modelliert.
- Innerhalb des Ofenraums wurde an der Wandinnenseite ein konvektiver Wärmeübergang mit $\alpha = 20 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ und Festkörperstrahlung angesetzt.
- Außerhalb des Ofenraums wurde an allen Oberflächen der temperaturabhängige Gesamtwärmeübergangskoeffizient α gemäß der Formel

$$\alpha = 7,4 + 0,054 \cdot \vartheta_0 \quad \text{für } 50 \text{ °C} < \vartheta_0 < 300 \text{ °C, verwendet.}$$

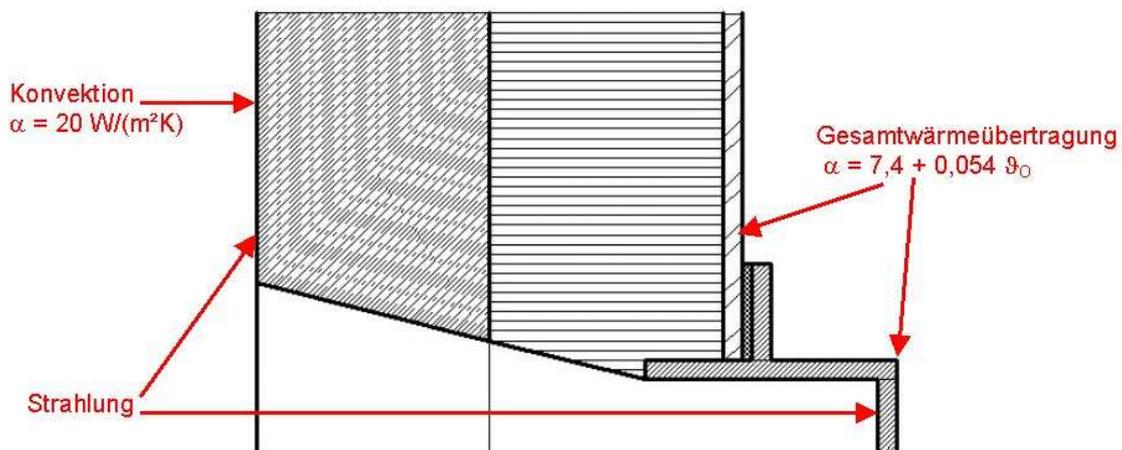


Bild 31: Randbedingungen für die Simulationsrechnungen

4.3.3 Ergebnisse

Ausgehend von der Grundvariante einer Schaulocharmatur aus Aluminiumguss bei einer Ofentemperatur von 1200 °C und konischem Öffnungswinkel wurden die Parameter variationsrechnungen durchgeführt.

Bild 32 zeigt das Temperaturfeld für Ofenwand und Schauloch für diese Grundvariante. Ebenfalls in Bild 32 dargestellt sind die Wärmeströme in unmittelbarer Nähe des Flansches.

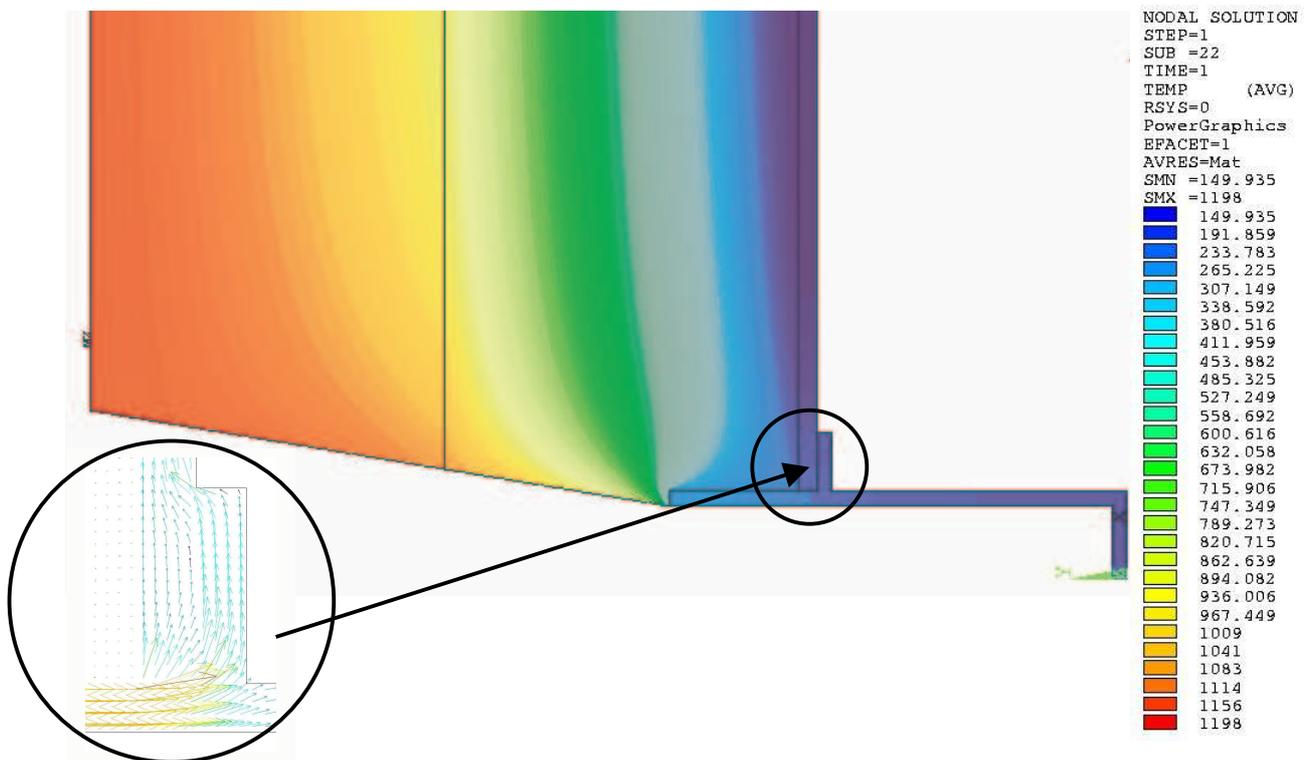


Bild 32: Temperaturfeld in der Umgebung eines Schauloches aus Aluminiumguss bei einer Ofentemperatur von 1200 °C

Die Temperatur sowie die Wärmestromdichte an der äußeren Ofenwand in der Umgebung des Schauloches ist in Bild 33 grafisch dargestellt. Der dabei ersichtliche Sprung kommt vom Sprung von der Oberflächentemperatur oder Wärmestromdichte des Flansches zur Oberflächentemperatur bzw. Wärmestromdichte des Stahlmantels. Die ablesbaren asymptotischen Werte entsprechen der äußeren Wandtemperatur (149,9 °C) sowie der Wärmestromdichte (2013 W/m²) des untersuchten Wandaufbaus ohne Schauloch bei einer Ofentemperatur von 1200 °C.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der verschiedenen Parametervariationsrechnungen grafisch dargestellt.

Ofentemperatur

Den Einfluss der Ofentemperatur auf die zusätzlichen Verlustwärmeströme verdeutlicht Bild 34. Die Erwartung, dass durch den größeren Einfluss der Strahlung der Anstieg der Kurve mit

wachsenden Temperaturen stark zunimmt, wird bestätigt (Rechnung bis 1800 °C Ofentemperatur!).

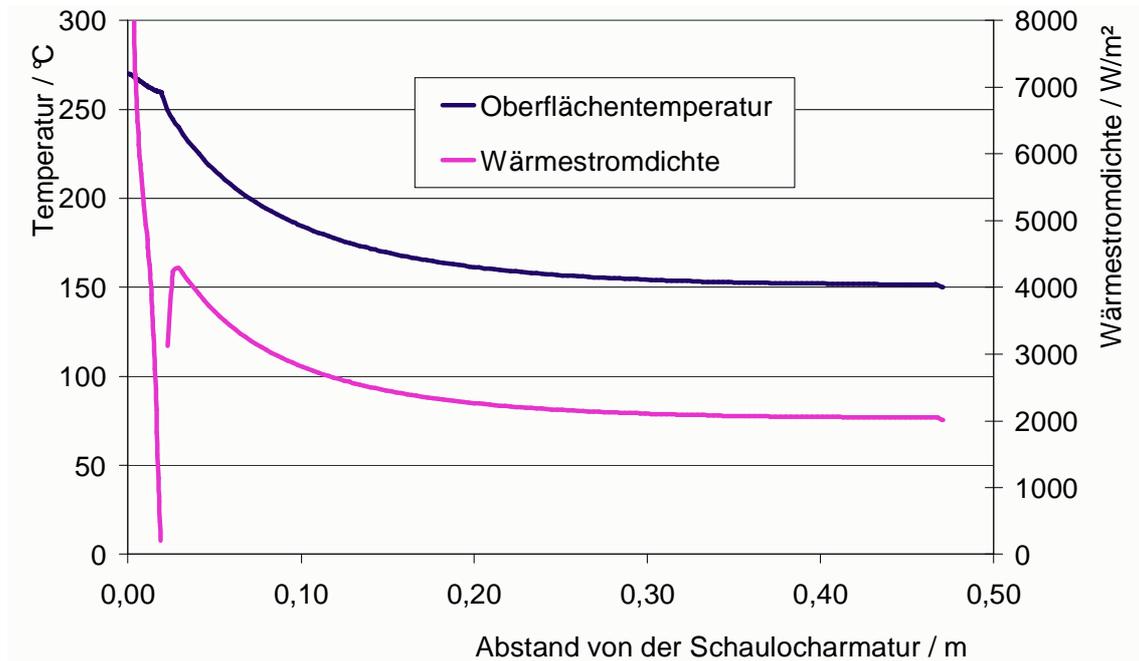


Bild 33: Temperaturverlauf und Wärmestromdichte an der Außenwand des Ofens in der Umgebung eines Schauloches aus Aluminiumguss bei einer Ofentemperatur von 1200 °C

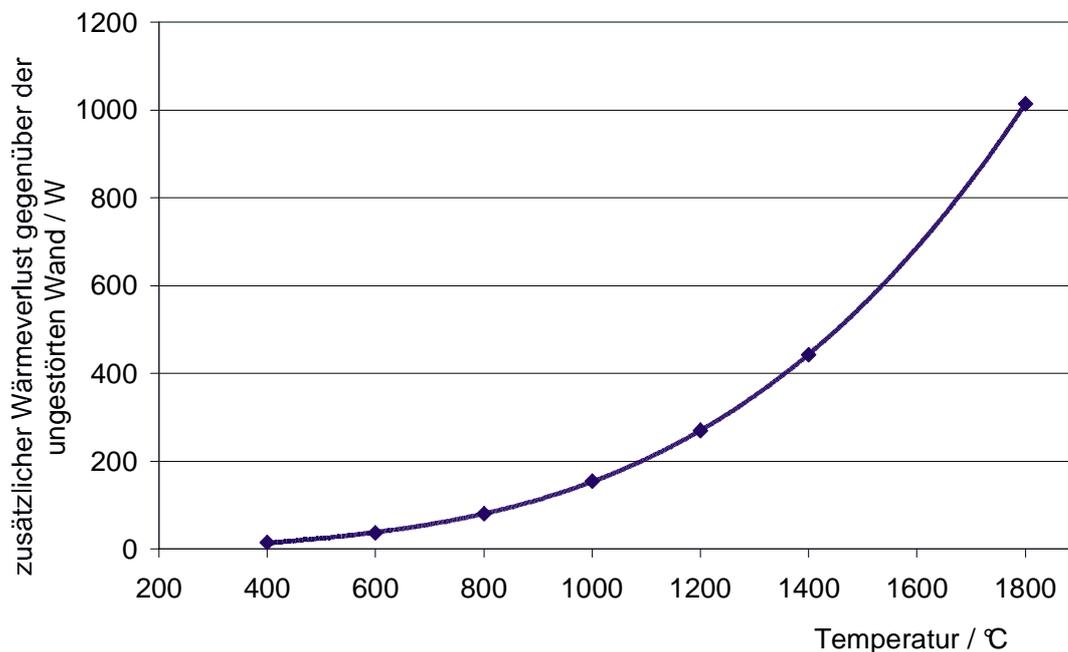


Bild 34: Verlustwärmeströme für verschiedene Temperaturen, Geometrie entspr. Tabelle 9

Durchmesser und Dämmdicke

Bild 35 verdeutlicht den Einfluss des Durchmessers der Schaulocharmatur sowie der Dämmdicke auf den durch das Schauloch verursachten zusätzlichen Wärmeverlust. Während kein Einfluss einer zusätzlichen Faserpapierdämmung auf den Wärmeverlust zu erkennen ist,

sind bei der Variation des Durchmessers der Schaulocharmatur gravierende Veränderungen der Wärmeströme zu verzeichnen. Ebenso wie bei der Thermoelementdurchführung hat sich auch hier erwiesen, dass die Variation von jeweils nur einem Parameter nur unzureichenden Aufschluss über die Wärmeverluste gibt. Deshalb sind in Bild 35 sowohl die Ergebnisse für eine Variation des Durchmessers der Schaulocharmatur bei Beibehaltung des Öffnungswinkels in der Ofenwand als auch die Ergebnisse für eine Variation des Durchmessers der Schaulocharmatur bei einer gleichzeitigen Anpassung des Öffnungswinkels in der Wand an den neu entstandenen Sichtwinkel innerhalb der Armatur gegenübergestellt.

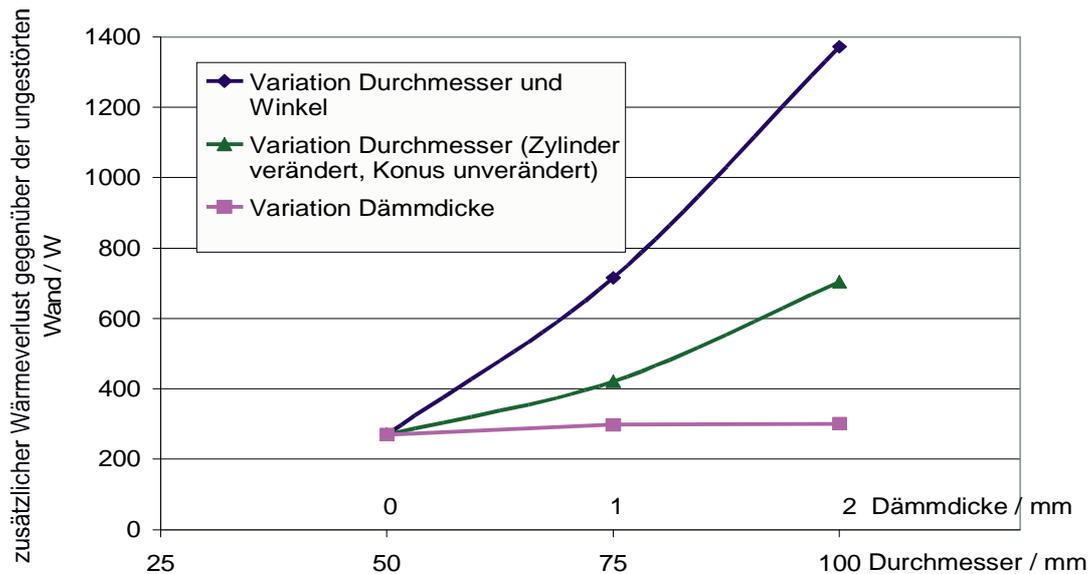


Bild 35: Abhängigkeit der Wärmeverluste von Dämmdicke und Durchmesser der Armatur

Material der Schaulocharmatur, Wanddicke

Bild 36 verdeutlicht den Einfluss des Materials der Schaulocharmatur und deren Wanddicke sowie des Flanschdurchmessers auf die zusätzlichen Wärmeverluste. Es ist zu erkennen, dass weder das Material der Schaulocharmatur noch deren Wanddicke noch der Flanschdurchmesser einen wesentlichen Einfluss auf den Verlustwärmestrom haben.

Innere und äußere Länge der Schaulocharmatur

Entsprechend Bild 30 wurde sowohl die äußere als auch die innere Länge der Schaulocharmatur variiert. Da sich bei jeder dieser Variationen auch wieder der durch die Armaturgeometrie bestimmte Sichtwinkel mit ändert, wurden die Variationsrechnungen wiederum auf zwei verschiedene Weisen durchgeführt. In Bild 37 erkennt man in der ersten Reihe den Einfluss der inneren und äußeren Länge der Schaulocharmatur auf den durch das Schauloch verursachten zusätzlichen Wärmeverlust für den Fall, dass der Konus in der Wand im Vergleich zur Grundvariante unverändert bleibt. Hier ist zu erkennen, dass eine Veränderung der äußeren Länge nur wenig Einfluss auf die Wärmeverluste hat, während eine Veränderung der inneren Länge der Schaulocharmatur zur Verringerung oder zum Anstieg der Wärmever-

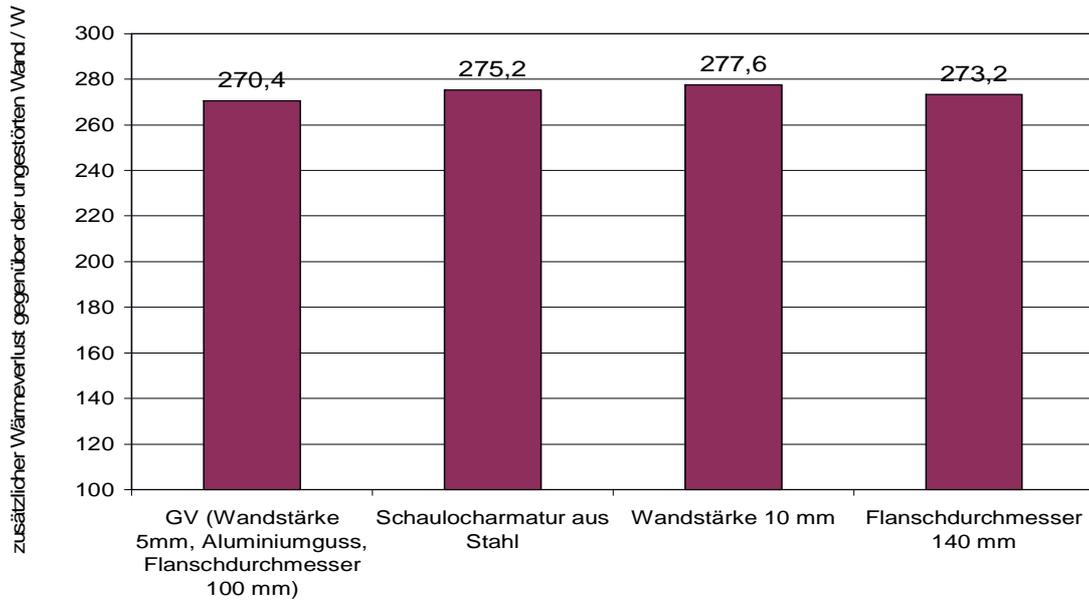


Bild 36: Einfluss des Materials der Schaulocharmatur und deren Wanddicke sowie des Flanschdurchmessers auf die zusätzlichen Wärmeverluste bei einer Ofentemperatur von 1200 °C

luste führen kann. Ein Weglassen des inneren Teiles der Armatur (entsprechend einem Anschweißen der Armatur am Ofengehäuse) kann die durch das Schauloch verursachten Wärmeverluste um fast 70 W senken, während ein versehentliches zu weites Hineinschieben der Schaulocharmatur in die Ofenwand die zusätzlichen Wärmeverluste deutlich ansteigen lässt. In der hinteren Reihe von Bild 37 ist zu erkennen, dass nicht so gravierende Veränderungen der zusätzlichen Wärmeverluste zu erwarten sind, wenn der Öffnungswinkel in der Wand dem durch die neue Geometrie der Schaulocharmatur entstandenen neuen Sichtwinkel angepasst wird.

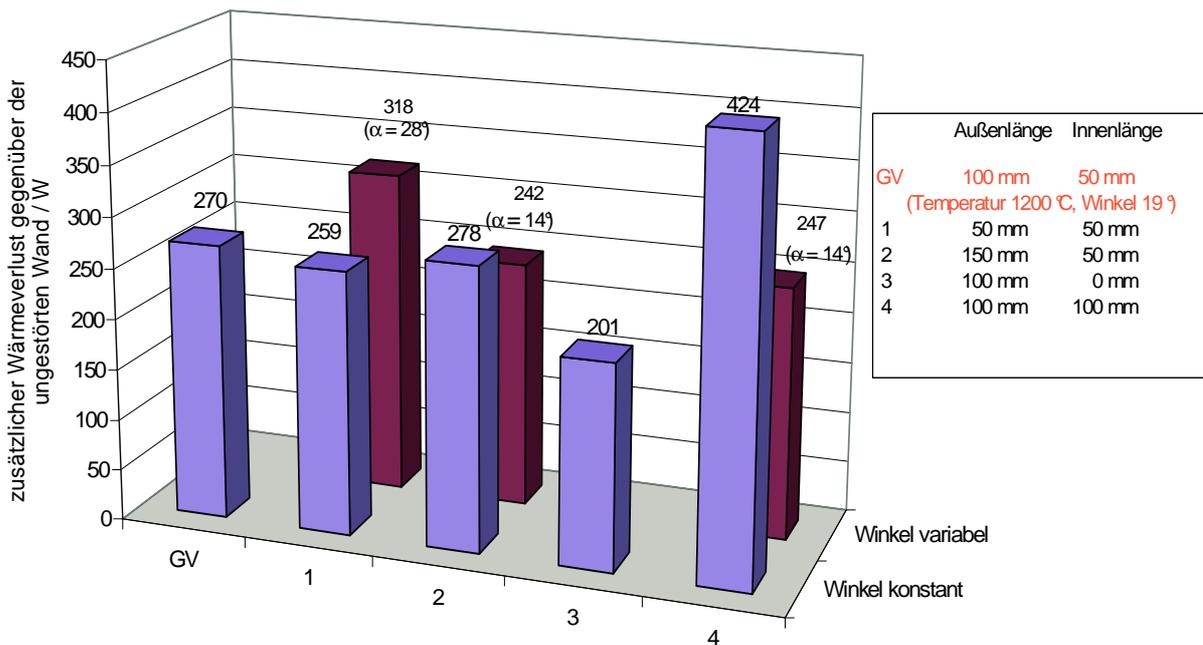


Bild 37: Abhängigkeit der Wärmeverluste von der äußeren und inneren Länge der Schaulocharmatur

Sicht- und Öffnungswinkel

Der Einfluss des Öffnungswinkels auf den durch das Schauloch verursachten zusätzlichen Wärmeverlust soll ebenfalls in einem Diagramm dargestellt werden. Zu dessen Erklärung muss nochmals Bild 30: variierte Parameter des Schauloches herangezogen werden. Für die Parametervariationsrechnungen wurde der ursprüngliche Sichtwinkel α (Winkel vom Blickpunkt des Beobachters bis zum Ende der Öffnung in der Wand) bei Beibehaltung der Geometrie des Schauloches um -10° ; $+10^\circ$ sowie $+20^\circ$ variiert. Es stellte sich jedoch heraus, dass der Bezug auf diesen Sichtwinkel schlecht gewählt war, da damit der Grenzfall des zylindrischen Schauloches nicht bei einem anschaulichen Wert von 0° angesiedelt ist. Günstiger ist ein Bezug auf den Öffnungswinkel des Konus ab dem Durchmesser der Schaulocharmatur, da hier der zylindrische Grenzfall auch dem Zahlenwert Null entspricht. Bild 38 veranschaulicht, dass eine Vergrößerung des Sichtwinkels um beispielsweise 10° eine Vergrößerung des Öffnungswinkels des Konus ab dem Durchmesser der Schaulocharmatur um mehr als 10° zur Folge hat. Eine Verkleinerung des Sichtwinkels schlägt sich betragsmäßig ebenfalls stärker in dem Zahlenwert des Öffnungswinkels ab Durchmesser der Schaulocharmatur nieder.

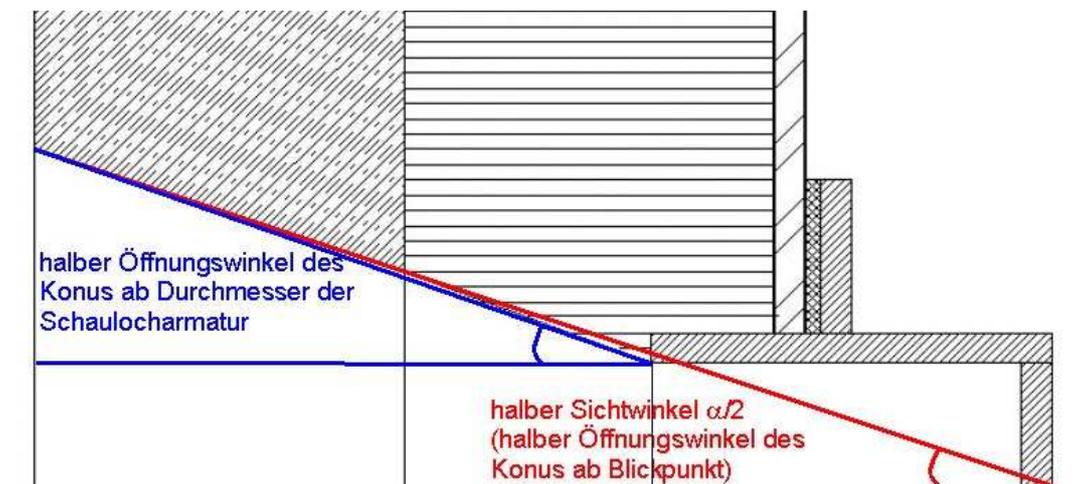


Bild 38: Darstellung der verschiedenen Konus-Öffnungswinkel

Zur Darstellung des Einflusses des Öffnungswinkels auf den durch das Schauloch verursachten zusätzlichen Wärmeverlust in Bild 39 wurden die Sichtwinkel, die den Rechnungen zugrunde lagen, auf den Öffnungswinkel des Konus ab dem Durchmesser der Schaulocharmatur transformiert und haben nun die aufgetragenen Werte 1,2; 18,9; 36,8 und 52,8 $^\circ$.

4.3.4 Diskussion der Ergebnisse

Die in diesem Abschnitt gewonnenen Erkenntnisse zur Beeinflussung der Wärmeverluste durch Schaulöcher lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Ähnlich Rollendurchführungen bergen Schaulöcher ein wesentliches Einsparungspotenzial, und das auch bei relativ geringer Anzahl.

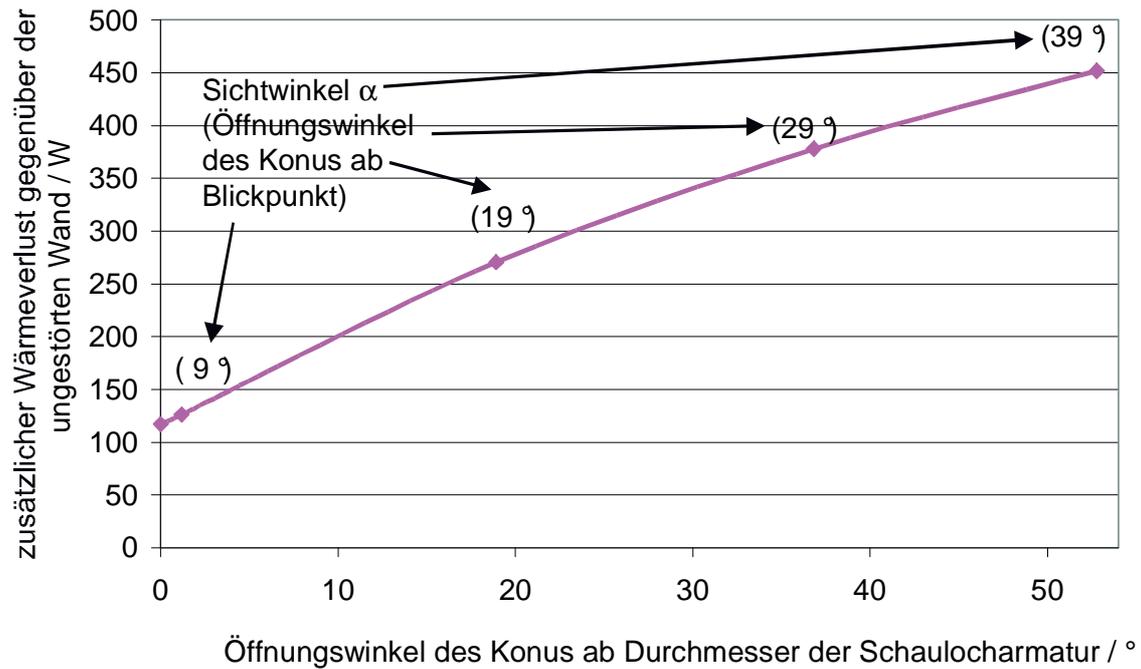


Bild 39: Abhängigkeit der Wärmeverluste vom Sichtwinkel oder Öffnungswinkel des Konus

- Durch Schaulöcher verursachte Wärmeverluste hängen in starkem Maße von der Ofentemperatur ab.
- Bei ungünstiger Dimensionierung des Schauloches (insbesondere Vergrößerung des Öffnungswinkels in der Ofenwand, Vergrößerung des Durchmessers der Schaulocharmatur und ganz gravierend beide Veränderungen zusammen) kann bereits durch ein einziges Schauloch ein Mehrfaches des Verlustes auftreten, der bei einem Öffnungswinkel von ca. 19 ° zu verzeichnen ist.
- Die Beschränkung auf zylindrische Schaulöcher und der damit verbundene Informationsverlust können die zusätzlichen Wärmeverluste durch ein einzelnes Schauloch von 270 auf 117 W senken, d. h. auf 43 % des ursprünglichen Wertes des konischen Schauloches (ca. 19 ° Öffnungswinkel).
- Das versehentliche zu weite Hineinschieben des Metallzylinders in die Ofenwand kann die zusätzlichen Wärmeverluste um mehr als 50 % erhöhen, während ein Verzicht auf einen inneren Metallzylinder (Anschweißen der Schaulocharmatur direkt am Ofengehäuse) die zusätzlichen Wärmeverluste um etwa 25 % verringern kann.
- Das Material der Schaulocharmatur, deren Wanddicke, der Flanschdurchmesser oder die Dicke einer eventuellen Dämmschicht beeinflussen die Energiebilanz kaum.

4.4 Brenner

4.4.1 Theoretische Vorbetrachtungen

Industrieofen-Brenner sind Einrichtungen, in denen die Verbrennung eines Brennstoffes in einer Flamme stattfindet, um Prozesswärme bereitzustellen. Dazu wird der Brennstoff mit Luft (seltener Sauerstoff) vermischt. Je nachdem, ob das Brennstoff-Luft-Gemisch außerhalb der Flamme in der Mischkammer oder unmittelbar in der Flamme gebildet wird, unterscheidet man Vormischbrenner und Mündungsmischbrenner. Es gibt viele verschiedene Arten von Mündungsmischbrennern. So unterscheidet man Parallelstrombrenner, Wirbelstrombrenner, Kreuzstrombrenner, Hochgeschwindigkeitsbrenner (Impulsbrenner, Pulsbrenner, Umwälzbrenner), Flachflammenbrenner, FLOX-Brenner, Rekuperatorbrenner, Regeneratorbrenner oder Strahlheizrohre.

Für die folgende Betrachtung stehen Rekuperatorbrenner im Mittelpunkt des Interesses. Aus dem verfügbaren Leistungsbereich (ca. 8 bis 160 kW) wurde ein Modell mit 80 kW Nennleistung für die Untersuchung ausgewählt. Bei Rekuperatorbrennern wird die Prozesswärme der Abgase unmittelbar am Brenner an die zugeführte Verbrennungsluft übertragen. Bild 40 zeigt den Einbau eines Rekuperatorbrenners in eine Ofenwand. Das heiße Abgas wird durch das Abgasführungsrohr aus dem Ofen gesaugt und erwärmt dabei die im Gegenstrom innerhalb des Rekuperators strömende Luft.

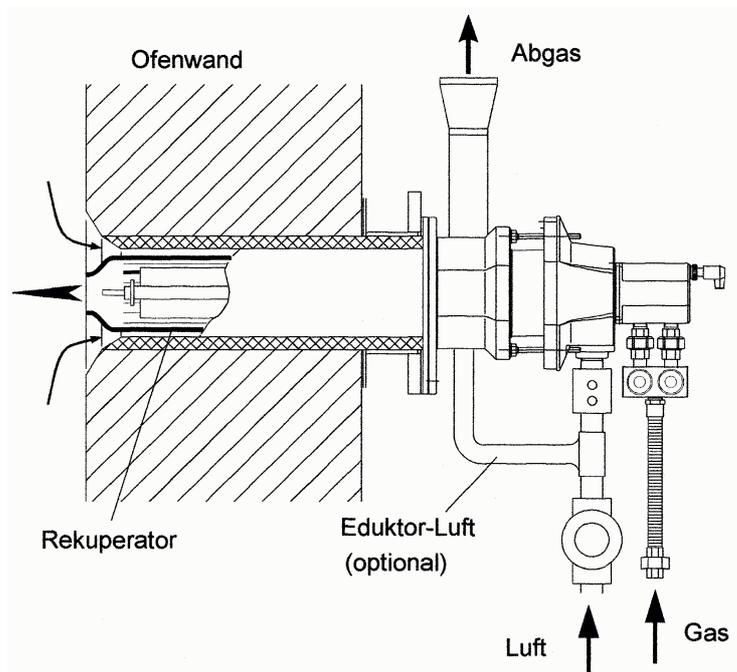


Bild 40: Einbau eines Rekuperatorbrenners in die Ofenwand /Wünn98/

Rekuperatoren können sowohl aus Stahl als auch aus SiC-Keramik gefertigt sein. Zur Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche besitzen die Rekuperatoren bestimmte Oberflächenstrukturen. Bei Stahlrekuperatoren sind Rippenrohr-, Wellrohr- oder Zackenrekuperatoren denkbar, während Keramikrekuperatoren infolge der Fertigungstechnologie meist als Noppenrekuperatoren ausgebildet sind (vgl. Bild 41).



Bild 41: Metallischer und keramischer Rekuperator /Gün02/

Rekuperatorbrenner aus Cr-Ni-Stahl können oberhalb von 1100 °C wegen der Verzunderungsgrenze nicht eingesetzt werden. Der Einsatz von siliziuminfiltriertem SiC (SiSiC-Keramik) ist durch den Schmelzpunkt des metallischen Siliziums bei 1380 °C begrenzt. Rekristallisiertes SiC (RSiC), das für Einsatztemperaturen bis 1600 °C kurzzeitig geeignet wäre, hat nur eine begrenzte Lebensdauer, weil die offene Porosität von ca. 20 % zur Oxidation und damit zum Zerfall des Materials führt. Drucklos gesintertes SiC (SSiC) ist ebenfalls für höchste Temperaturen (ca. 1600 °C) geeignet, jedoch ist eine präzise Maßhaltigkeit in der Fertigung schwierig, weil beim Sintern eine Schwindung von über 20 % stattfindet.

4.4.2 Modellerstellung

Das Modell des 80-kW-Rekuperatorbrenners wurde in Anlehnung an die Modelle von Transportrolle, Thermoelement oder Schauloch ebenfalls axialsymmetrisch erstellt. Wegen der Vergleichbarkeit der Ergebnisse wurde zunächst wiederum der gleiche Wandaufbau (zweischichtige Wand mit jeweils 120 mm Wanddicke und Stahlmantel) gewählt. Dies erweist sich als nicht optimal, da der 80-kW-Brenner wegen seiner Größe bei diesem Modell sehr weit aus dem Ofen herausragt. Aus diesem Grund wurden zusätzlich weitere Rechnungen mit dickeren Wänden durchgeführt. Bild 42 zeigt die nicht maßstäbliche idealisierte Wanddurchführung des Rekuperatorbrenners.

Im Rahmen der Untersuchungen wurden ausschließlich nicht durchströmte Strukturen modelliert, da Modelle mit Durchströmung eine grundsätzlich andere Herangehensweise erfordern. Um diesem Grundsatz auch bei der Modellierung der Rekuperatorbrenner gerecht zu werden, wurde die Strömung von Abgas und Luft durch entsprechende Randbedingungen abgebildet, was weiter unten detailliert beschrieben wird. Diese Vorgehensweise erlaubte es, den Rekuperator als Zylinder zu betrachten und auf eine Modellierung der Brennstoffzufuhr zu

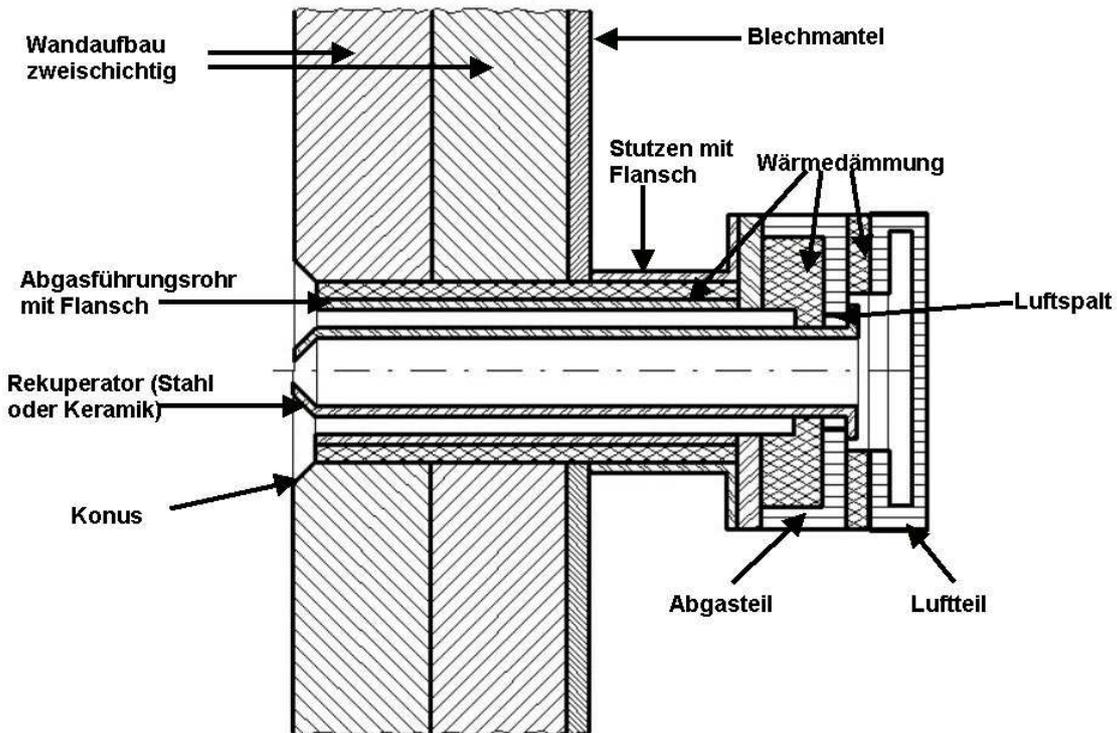
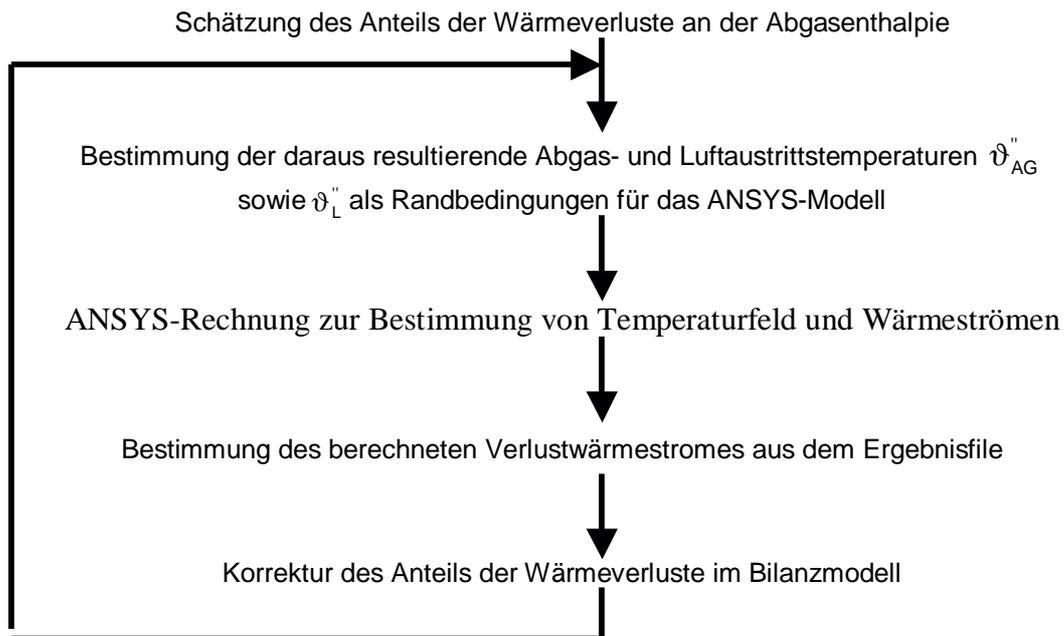


Bild 42: idealisierte Wanddurchführung (nicht maßstäblich) eines Rekuperatorbrenners

verzichten. Die verbesserten Wärmeübergangseigenschaften durch Rippen, Noppen oder dergleichen finden in einem höheren Wärmeübergangskoeffizienten α bei der Beschreibung des konvektiven Wärmeüberganges ihren Niederschlag. Trotzdem unterscheidet sich das Brennermodell wesentlich von den in den vorhergehenden Abschnitten untersuchten Strukturen.

Die Berücksichtigung der Fluidströmungen in den Randbedingungen des Modells hat zur Folge, dass zur Bestimmung von Temperaturfeld und Wärmeströmen diese Randbedingung iterativ angepasst werden musste. Bei allen anderen Modellen war zur Untersuchung des Einflusses eines bestimmten Parameters für jeden Parameterwert auch nur eine FEM-Berechnung notwendig. Bei dem vorliegenden Modell des Rekuperatorbrenners liegt der Sachverhalt etwas anders. Bevor die Luft- und Abgasströmung als Randbedingung modelliert werden kann, werden die Verhältnisse im Rekuperator in einem gesonderten Bilanzmodell bestimmt. Ergebnis sind die Gastemperaturen im Abgas- und Luftkanal sowie die Gesamtwärmeübergangskoeffizienten an den Innenwänden. Zur Verifizierung der Werte wurden Messergebnisse an einem Beispielbrenner verwendet. Mit Hilfe des Bilanzmodells wurden die Randbedingungen entsprechend dem folgenden Schema iterativ an die jeweiligen Berechnungsvarianten angepasst:



Während für unterschiedliche Prozesstemperaturen jeweils mehrere Iterationen erforderlich waren, konnte für die eigentlichen Parametervariationsrechnungen nach der ersten ANSYS-Rechnung die Korrektur auf Grund der bekannten Sensibilität des Systems so vorgenommen werden, dass eine Iteration ausreichte.

Grundvariante

Ausgehend von einer Grundvariante wurden alle Parametervariationsrechnungen so durchgeführt, dass wieder jeweils nur ein Parameter gegenüber dieser Grundvariante verändert wurde. Als Grundvariante der Variationsrechnungen wurde ein 80 kW-Stahlbrenner mit der in Tabelle 11 angegebenen Geometrie ausgewählt.

Variationsparameter

Die Auswahl der im Modell verwirklichten zu variierenden Parameter sowie deren Variationsbereich ist in Bild 43 dargestellt. Dabei sind die Parameter der Grundvariante jeweils hervorgehoben.

Tabelle 11: Abmessungen der Grundvariante

Ofenraumtemperatur	1000 °C
Rekuperatormaterial	Stahl
Innendurchmesser des Rekuperators	0,12 m
Außendurchmesser des Rekuperators	0,13 m
Außendurchmesser des Abgasführungsrohres /AFR)	0,19 m
Wanddicke des Abgasführungsrohres (AFR)	0,0015 m
Wanddicke der Wärmedämmung um das AFR	0,015 m
Länge des Rekuperators bis Abgasaustritt	0,61 m
Länge des Abgasführungsrohres	0,41 m
Abstand des Abgasführungsrohres von der Ofeninnenwand	0,1 m
Öffnung des Konus in der Ofenwand	0 m
Durchmesser des Flansches	0,3 m
Dicke des Flansches	0,005 m
Wanddicke des Stützens	0,003 m
Dicke des Flansches vom AFR	0,01 m
Wanddicke von Abgas- und Luftteil	0,015 m
Breite des Dämmringes zwischen Abgas und Luftteil	0,04 m
Dicke des Dämmringes zwischen Abgas und Luftteil	0,02 m
Spaltweite des Luftspaltes zwischen Abgasteil und Rekuperator	0,005
Wanddicke des Ofens (zweischichtig)	0,24 m
Wanddicke des Stahlmantels	0,006 m

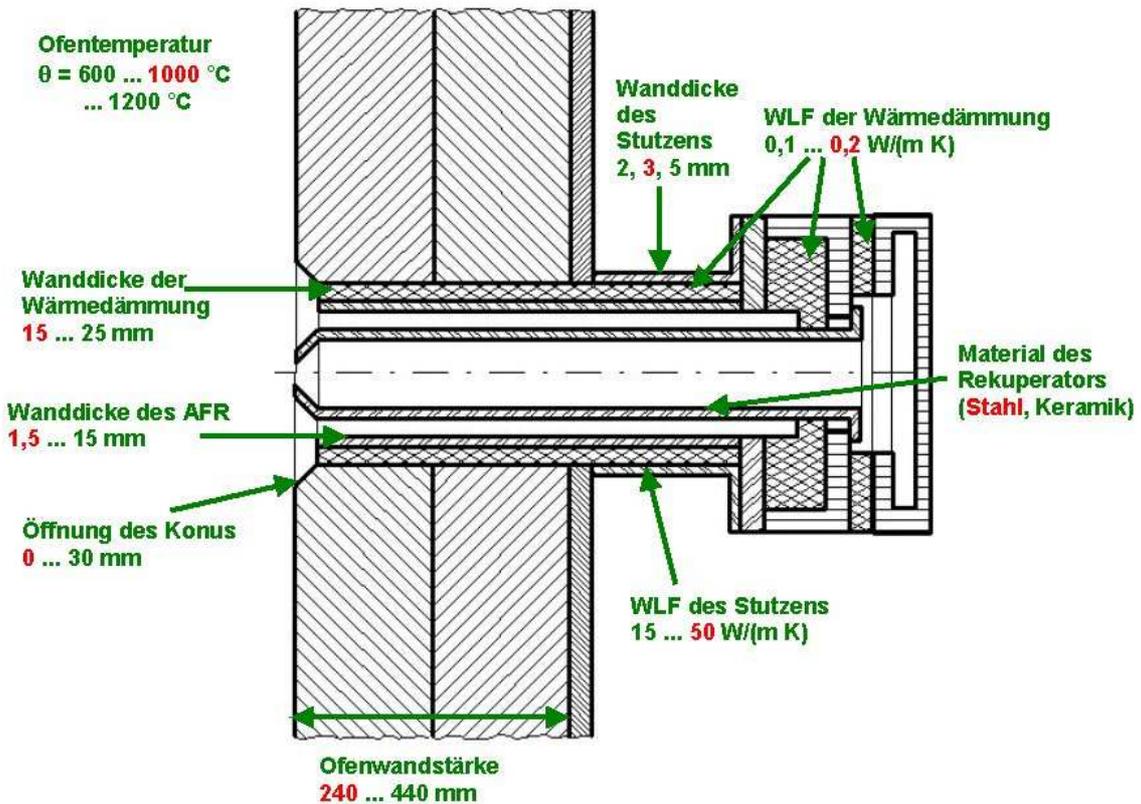


Bild 43: variierte Parameter des Rekuperatorbrenners

Materialdaten

Einen Überblick über die verwendeten Stoffwerte gibt Tabelle 12:

Tabelle 12: Stoffwerte für die Parametervariationsrechnungen

Material	Wärmeleitfähigkeit λ	Emissivität ϵ
Bauteile aus Stahl	50 W/(m K)	0,8
Rekuperator aus SiSiC	24 ... 160 W/(m K) (temp.abh.)	0,9
Faser-Wärmedämmung	0,1 ... 0,2 W/(m K) (variiert)	0,7
Feuerfestmaterial (innere Wandschicht)	1 W/(m K)	0,8
Leichtsteine, Fasern (äußere Wandschicht)	0,3 W/(m K)	0,7
Abgas- und Luftteil aus Aluminiumguss	150 W/(m K)	0,2

Randbedingungen

Die Randbedingungen wurden so gewählt, dass sie die tatsächlich auftretenden Verhältnisse möglichst genau wiedergeben. Dies wurde bei dem Modell des Rekuperatorbrenners wie folgt vorgenommen (vgl. Bild 45):

- Innerhalb des Rekuperators wurde Gesamtwärmeübergang angesetzt, der alle Arten der Wärmeübertragung im Rekuperator sowie dessen Oberflächenstruktur berücksichtigt. Die „Umgebungstemperatur“ für den Gesamtwärmeübergang, d. h. die Lufttemperatur, wurde ortsabhängig aus dem Bilanzmodell ermittelt (vgl. Bild 44).
- An der Außenfläche des Rekuperators und an der Innenfläche des Abgasführungsrohres wurde ebenfalls Gesamtwärmeübergang angesetzt. Die „Umgebungstemperatur“ für den Gesamtwärmeübergang, d. h. die Abgastemperatur, wurde ortsabhängig aus dem Bilanzmodell ermittelt (vgl. Bild 44).
- Innerhalb des Ofenraums wurde an der Wandinnenseite ein konvektiver Wärmeübergang mit $\alpha \approx 20 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ und Festkörperstrahlung angesetzt.
- Im Ringspalt zwischen Rekuperator und Abgasteil wird nur Festkörperstrahlung berücksichtigt.
- Innerhalb des Luftteiles wird ein konvektiver Wärmeübergang mit einer mittleren Lufttemperatur und Festkörperstrahlung angesetzt.
- Außerhalb des Ofenraums wurde an allen Oberflächen der temperaturabhängige Gesamtwärmeübergangskoeffizient α gemäß der Formel

$$\alpha = 7,4 + 0,054 \cdot \vartheta_0 \quad \text{für } 50 \text{ °C} < \vartheta_0 < 300 \text{ °C, verwendet.}$$

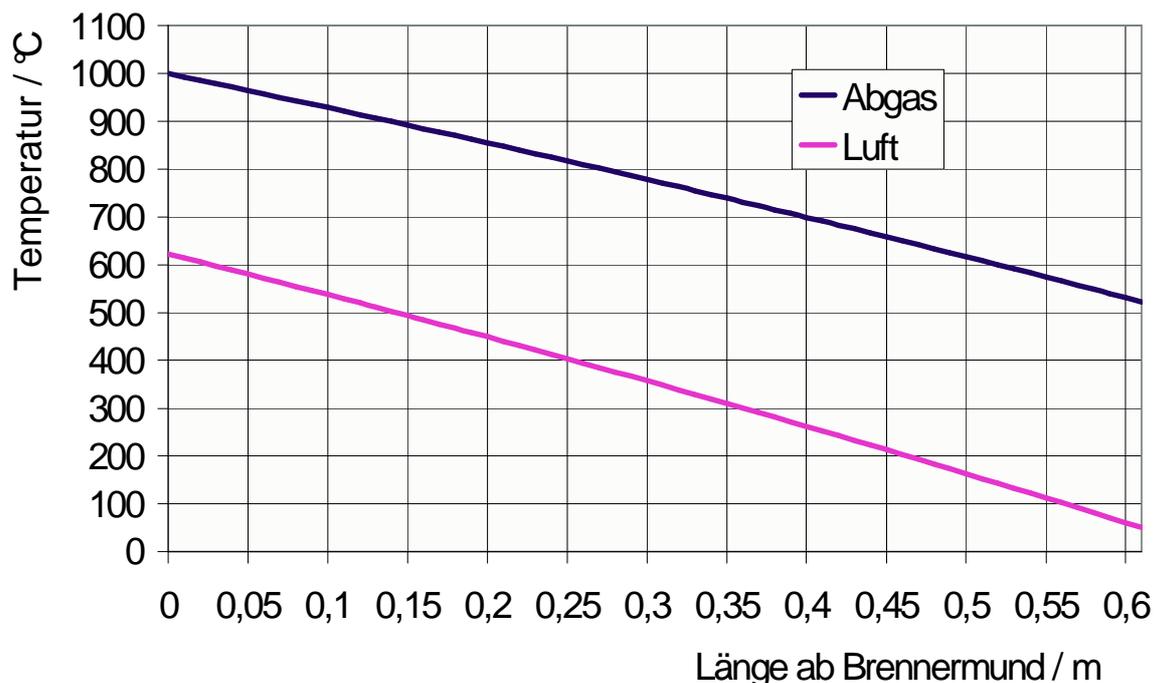


Bild 44: mit dem Bilanzmodell ermittelte Luft- und Abgastemperaturen (ortsabhängig) für die Grundvariante bei 1000 °C Ofentemperatur

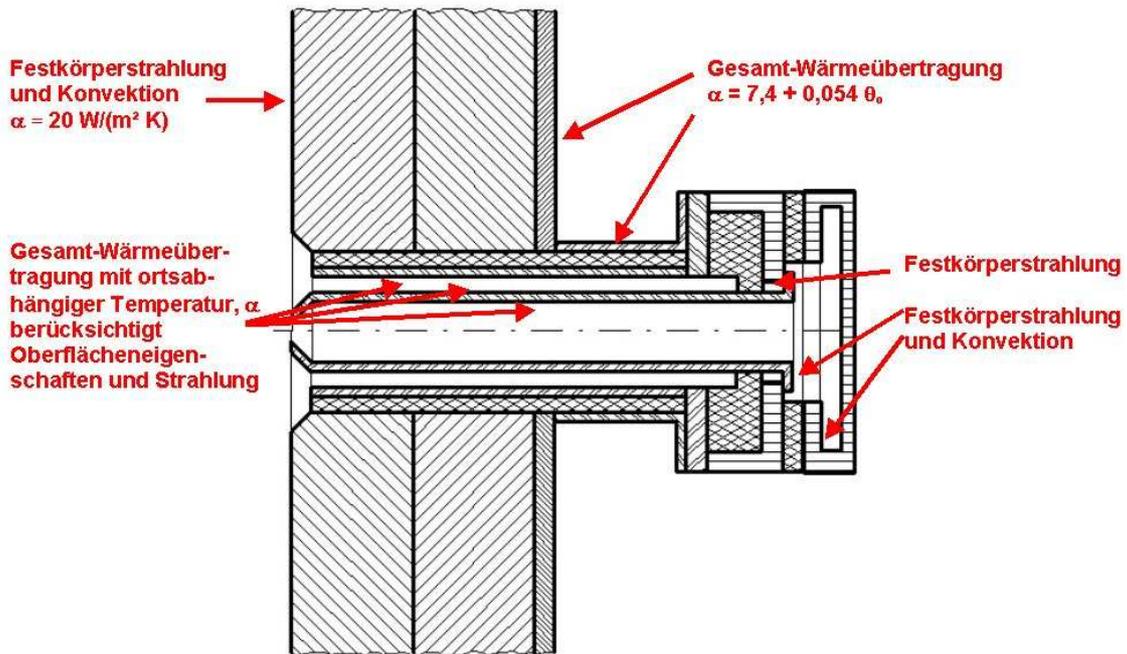


Bild 45: Randbedingungen für die Simulationsrechnungen

4.4.3 Ergebnisse

Ausgehend von der Grundvariante eines Rekuperatorbrenners aus Stahl bei einer Ofentemperatur von 1000 °C wurden die Parametervariationsrechnungen durchgeführt. Bild 46 zeigt das Temperaturfeld in Ofenwand und Brenner für diese Grundvariante.

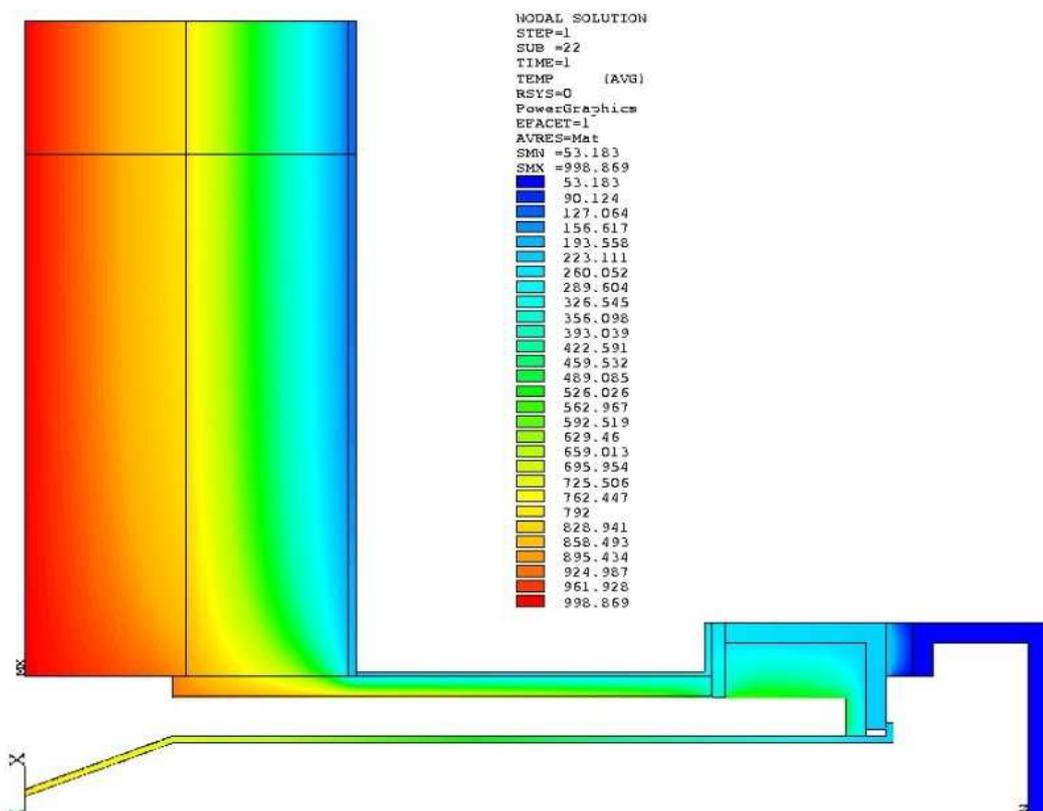


Bild 46: Temperaturfeld in einem Rekuperatorbrenner aus Stahl und der umgebenden Wand bei einer Ofentemperatur von 1000 °C

In Bild 47 ist das Sankeydiagramm dieser Grundvariante dargestellt. Man sieht, dass etwa die Hälfte der Abgasenthalpie an die Luft übertragen wird, während knapp 7 % der Abgasenthalpie als Wandverlust über das Abgasführungsrohr verloren geht. Die zu Grunde liegenden Abgas- und Lufttemperaturen sind hier $\theta_L'' = 621,2 \text{ °C}$ und $\theta_{AG}'' = 517,9 \text{ °C}$.

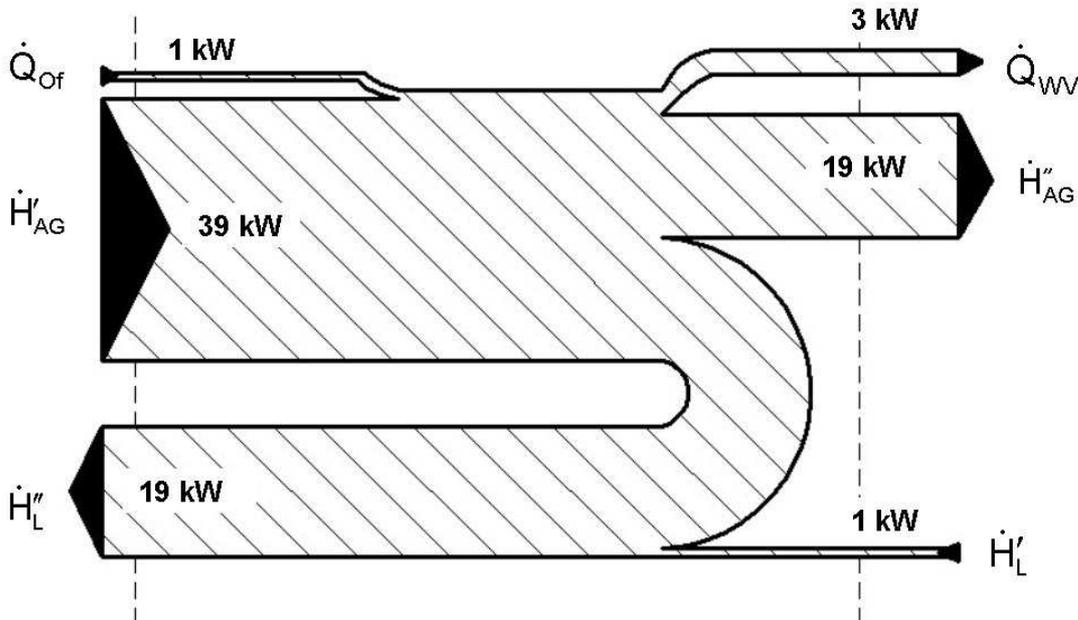


Bild 47: Sankeydiagramm für den Rekuperatorbrenner aus Stahl bei 1000 °C Ofentemperatur einschließlich der umgebenden Ofenwand

Anhand des Sankeydiagrammes kann man auch erkennen, dass es verschiedene Möglichkeiten der Ergebnisauswertung gibt. Bei den bisherigen Strukturen wurde jeweils der zusätzliche Wärmeverlust einer Wand mit Struktur gegenüber einer ungestörten Wand betrachtet. Bei dem Rekuperatorbrenner hat man nun die Möglichkeit, entweder

- den Wandverlust über die Oberfläche von Wand und Brennergehäuse, hier: 3 kW oder
- den Gesamtverlust (\dot{H}''_{AG} plus Wandverluste), hier: 22 kW

zu betrachten. Unabhängig von der Wahl des dargestellten Verlustes a) oder b) ist jeweils der Wärmeverlust eines gleich großen Gebietes ungestörter Wand abzuziehen, um den zusätzlichen Wärmeverlust zu erhalten. Dieser bestimmt sich für die Varianten a) oder b) wie folgt:

$$a) \quad \dot{Q}_a^{\otimes} = \dot{Q}_{wv} - \dot{Q}_{wv,u} \text{ oder}$$

$$b) \quad \dot{Q}_b^{\otimes} = \dot{H}''_{AG} + \dot{Q}_{wv} - \dot{Q}_{wv,u}.$$

Im Weiteren wurde meist die Darstellung des Gesamtverlustes \dot{Q}_b^{\otimes} entsprechend Variante b), hier: 20,7 kW, gewählt. Im Ausnahmefall wird an entsprechender Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen.

In Bild 48 ist dargestellt, wie sich der Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes} auf Abgasenthalpie und Wandverlust \dot{Q}_a^{\otimes} aufteilt. Der abgezogene Wärmeverlust der ungestörten Wand beträgt dabei 1303 W. Man kann erkennen, dass der Wandverlust \dot{Q}_a^{\otimes} allein nicht repräsentativ dafür ist, welche Wärmeverluste bei einer Brennerdurchführung tatsächlich entstehen. Eine Veränderung konstruktiver Parameter hat sowohl Einfluss auf die Höhe des Wandverlustes \dot{Q}_a^{\otimes} als auch auf die Abgasenthalpie, so dass sich das in Bild 48 dargestellte Aufteilungsverhältnis des Gesamtverlustes \dot{Q}_b^{\otimes} verschiebt.

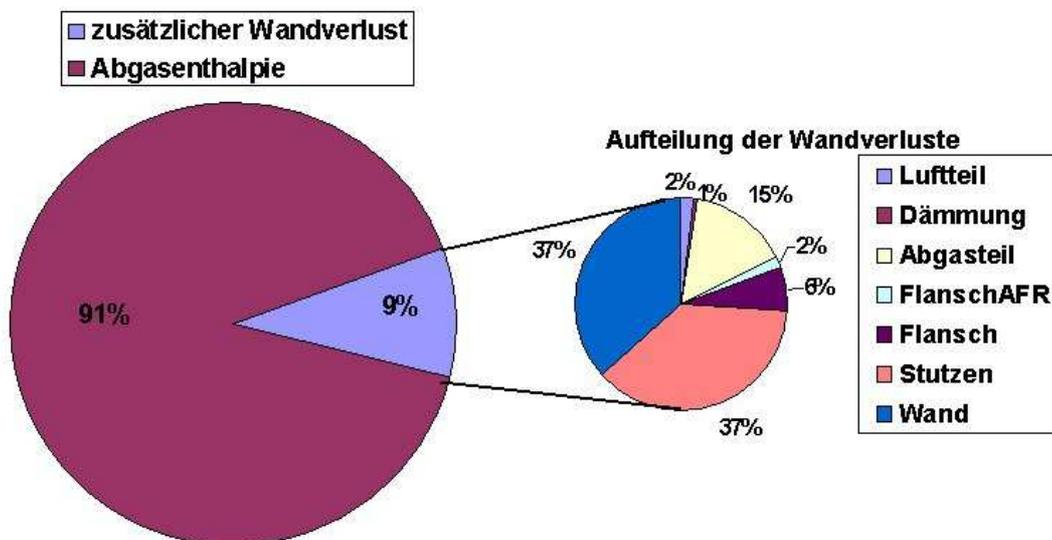


Bild 48: Anteile von zusätzlichem Wandverlust \dot{Q}_a^{\otimes} und Abgasenthalpie Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes} bei der Grundvariante

Im Folgenden werden die Ergebnisse der verschiedenen Parametervariationsrechnungen grafisch dargestellt.

Ofentemperatur

Den Einfluss der Ofeninnentemperatur auf die Wandverluste \dot{Q}_a^{\otimes} sowohl für Stahl- als auch für Keramikbrenner zeigt Bild 49, während Bild 50 den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes} für den Stahlbrenner bei verschiedenen Temperaturen darstellt. Bei dem Modell des Keramikbrenners wurden dabei gegenüber dem Modell des Stahlbrenners nicht nur die Stoffeigenschaften des Rekuperatormaterials geändert, sondern auch noch folgende weitere Punkte:

- Abgasteil und Luftteil sind beim Keramikbrenner nicht aus Aluminiumguss, sondern aus Stahl,
- das Abgasführungsrohr ist ebenso wie der Rekuperator aus SiSiC und hat eine größere Wanddicke (5 mm statt 1,5 mm),

- der Wärmeübergang verändert sich gegenüber dem Stahlbrenner durch die Noppenoberfläche des Keramik-Rekuperators. Damit ändern sich im Bilanzmodell sowohl die Wärmeübergangskoeffizienten als auch Abgas- und Luftaustrittstemperatur.

Der entsprechende Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes} beträgt für den Stahlbrenner bei 1000 °C Ofentemperatur 20,7 kW, was in den folgenden Diagrammen in dieser Form dargestellt werden soll.

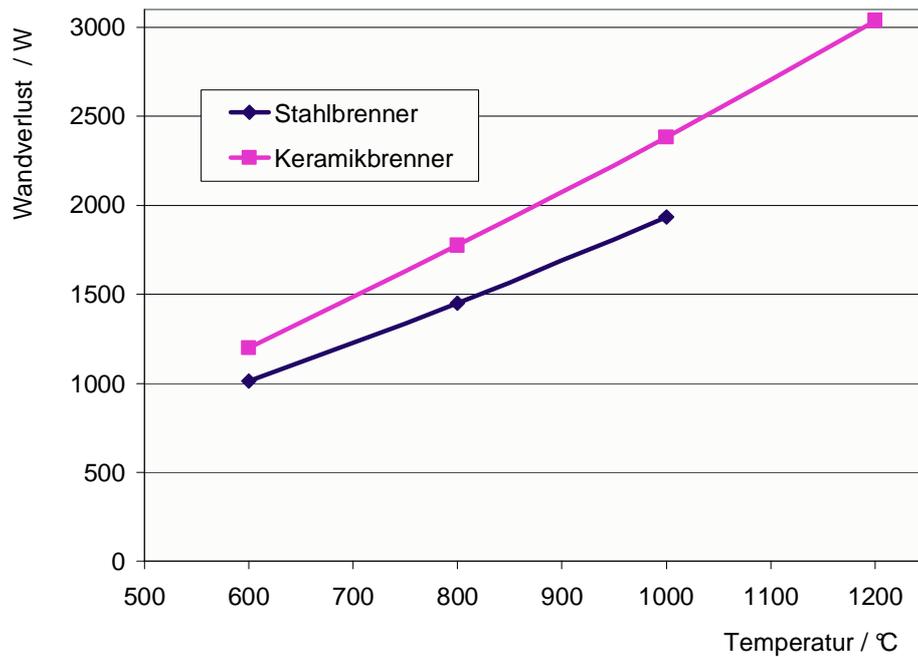


Bild 49: Wandverlust \dot{Q}_a^{\otimes} für verschiedene Ofentemperaturen und verschiedene Brennermaterialien

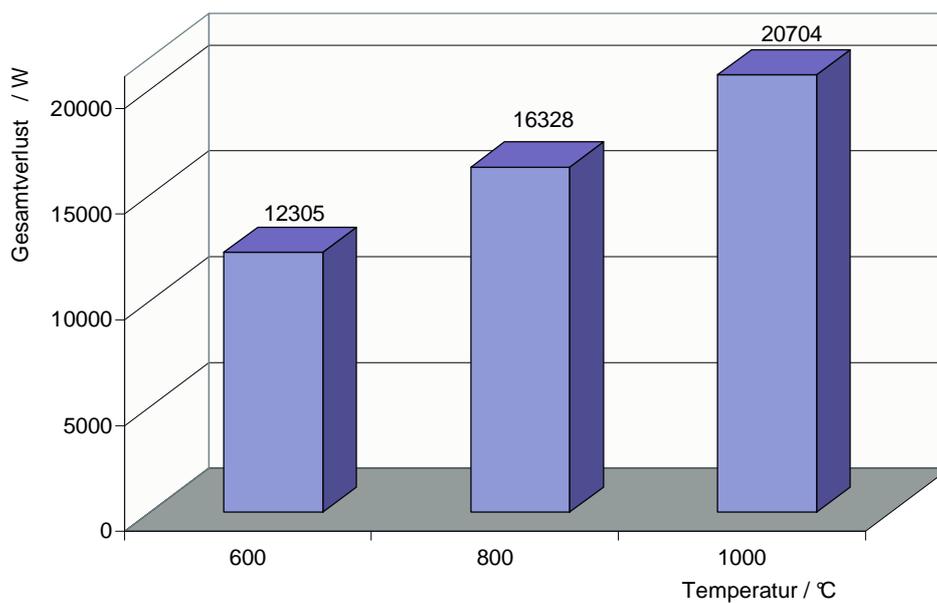


Bild 50: Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes} des Stahlbrenners der Grundvariante bei verschiedenen Temperaturen

Wärmedämmung

Bild 51 stellt den Einfluss von Wärmeleitfähigkeit und Wanddicke der Dämmung des Abgasführungsrohres auf den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes} des Rekuperatorbrenners dar. Es ist zu erkennen, dass durch eine niedrigere Wärmeleitfähigkeit oder eine größere Wanddicke der Wärmedämmung jeweils Einsparungen von etwa 80 W pro Brennerdurchführung möglich sind.

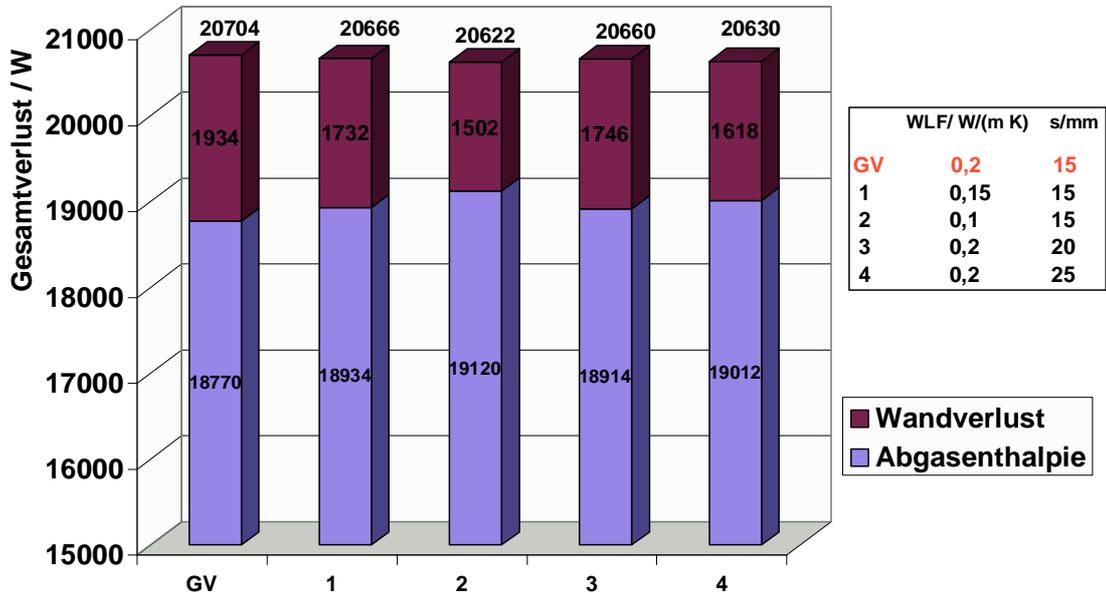


Bild 51: Einfluss von Wärmeleitfähigkeit und Wanddicke der Dämmung auf den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes}

Abgasführungsrohr

Bild 52 verdeutlicht den Einfluss der Wanddicke des Abgasführungsrohres auf den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes} .

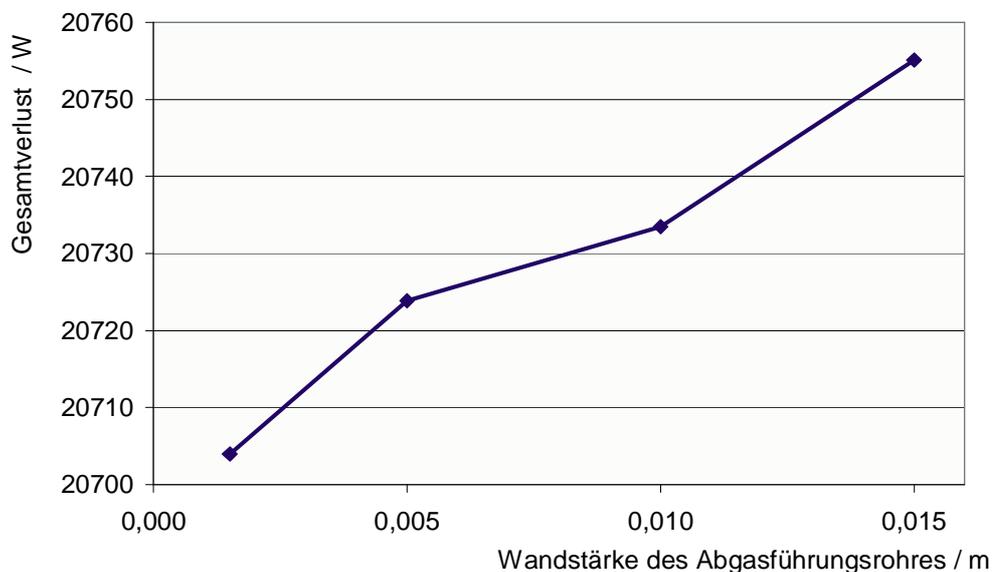


Bild 52: Einfluss der Wanddicke des Abgasführungsrohres auf den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes}

Stutzen

Bild 53 zeigt den Einfluss von Wärmeleitfähigkeit und Wanddicke des Stutzens auf den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes} . Man kann erkennen, dass dieser Einfluss gering ist, es sind Einsparungen von weniger als 30 W möglich. Die Veränderungen bei der Wanddicke des Stutzens spiegeln die Zunahme der wärmeübertragenden Oberfläche wieder.

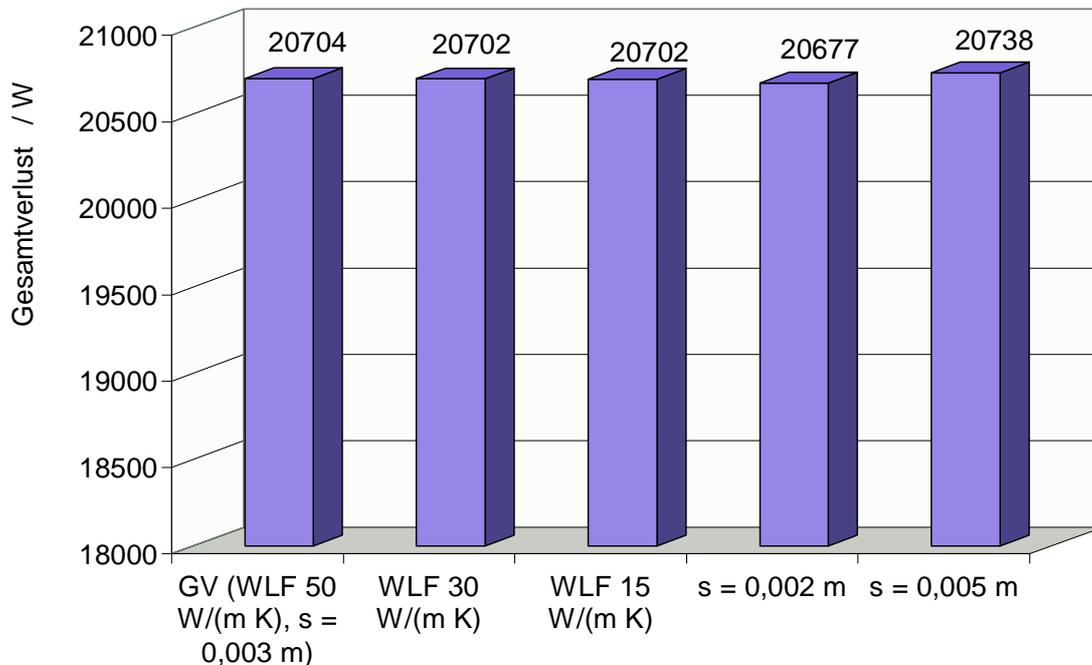


Bild 53: Einfluss von Wärmeleitfähigkeit und Wanddicke des Stutzens auf den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes}

Ofenwanddicke

In Bild 54 ist der Einfluss der Ofenwanddicke auf den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes} dargestellt. Der Wärmeverlust der ungestörten Wand verringert sich von 1303 W bei der Grundvariante über 897 W bei einer Wanddicke von 360 mm auf 744 W bei der 440 mm dicken Wand. Da bei einer 240 mm dicken zweischichtigen Wand ein langer Stutzen aus der Wand herausragt, sind besonders hohe Verluste zu verzeichnen. Diese hohen Verluste können durch eine effektive Wärmedämmung des Abgasführungsrohres verhindert werden. Bei einer größeren Wanddicke wird der Stutzen auf Grund der feststehenden Länge des Brenners kürzer. Deshalb spielt nun seine Wärmedämmung eine geringere Rolle.

4.4.4 Diskussion der Ergebnisse

Die in diesem Abschnitt gewonnenen Erkenntnisse zu Wärmeverlusten, die durch Einbauten von Rekuperatorbrennern hervorgerufen werden, lassen sich wie folgt zusammenfassen:

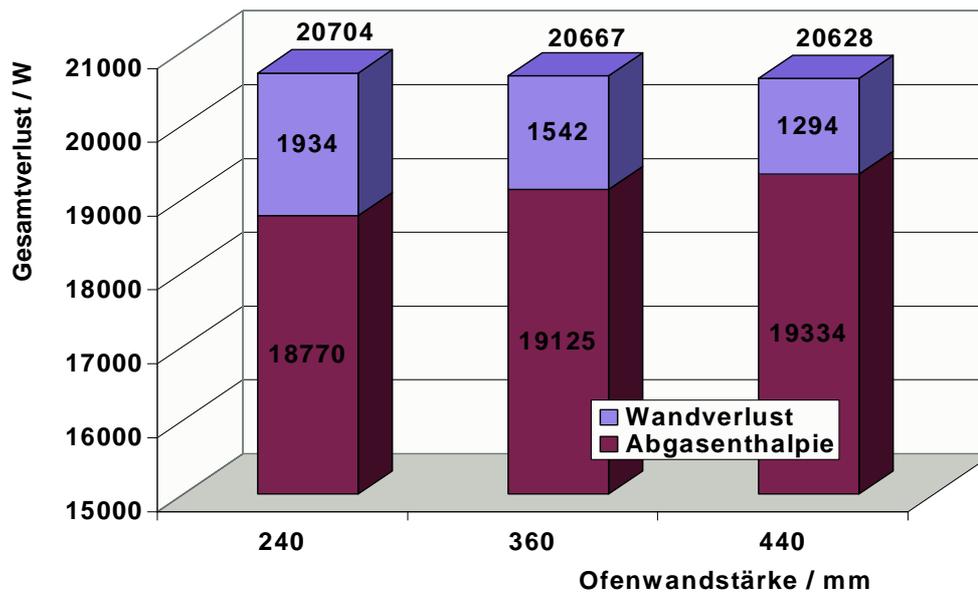


Bild 54: Einfluss der Ofenwanddicke auf den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes}

- Mit dem vorliegenden Modell wurde ein erster Versuch unternommen, die Anteile von Enthalpieströmen und Wärmeverlustströmen in Rekuperatorbrennern quantitativ zu ermitteln und damit Rückschlüsse auf die Einflüsse konstruktiver Veränderungen auf das Verhältnis dieser Energieströme zu ziehen.
- Das Konzept, die Strömungsverhältnisse in Luft und Abgas durch Randbedingungen widerzuspiegeln, war ein erster Ansatzpunkt, um sich der gewünschten Thematik zu nähern. Die Ergebnisse der vorliegenden Parametervariationsrechnungen sind durch explizite Strömungsberechnungen von Rekuperatorbrennern genauer zu untersuchen. Dies war im Rahmen der Untersuchungen nicht vorgesehen.
- Wird ein Rekuperatorbrenner mit einer Einbaulänge, die die Ofenwanddicke um ein Wesentliches übersteigt, in den Ofen eingebaut, so ist eine dicke Wärmedämmung des Abgasführungsrohres für die Verringerung der Wärmeverluste wichtig.
- Bei einer größeren Ofenwanddicke fallen die Wärmeverluste des Rekuperatorbrenners geringer aus. Die Dicke der Wärmedämmung des Abgasführungsrohres ist hier nicht mehr von so entscheidender Bedeutung.
- Eine Erhöhung der Wanddicke des Abgasführungsrohres sowie von Wärmeleitfähigkeit und Wanddicke des Stutzens beeinflussen den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes} nur gering. Die Veränderungen spiegeln die Zunahme der wärmeübertragenden Oberfläche wieder.
- Bezogen auf die Leistung des Brenners sind die Wandverluste, die durch den Brenner verursacht werden, vergleichsweise gering. Trotzdem sind für einen einzelnen Brenner Einsparungen von etwa 80 W möglich, was bei einer maximalen Brennerzahl von 300 Brennern Einsparungen von etwa 24 kW bedeuten würde.

5 Ergebnisvalidierung

5.1 Versuchsofen

Zur praktischen Validierung der numerischen Ergebnisse wurde im Technikum des Institutes für Wärmetechnik und Thermodynamik eine Musterlösung angefertigt. Entsprechend der Empfehlungen der Ofenbaufirmen wurde die Durchführung einer einzelnen Transportrolle aus SiSiC durch die Tür eines am Lehrstuhl vorhandenen Ofens projektiert und ausgeführt. Das Modell ermöglicht die Variation verschiedener Parameter, die auch bei den theoretischen Rechnungen verändert worden sind (Spaltweite, Ofentemperatur, Stopfenlänge, Stopfenlage). Bild 55 zeigt die (nicht maßstäbliche) Skizze der ausgeführten Rollendurchführung, während Bild 56 den Versuchstand im Technikum darstellt. Die aufgenommenen Bilder zeigen die Versuchsanordnung im Falle von 0 mm Spaltweite.

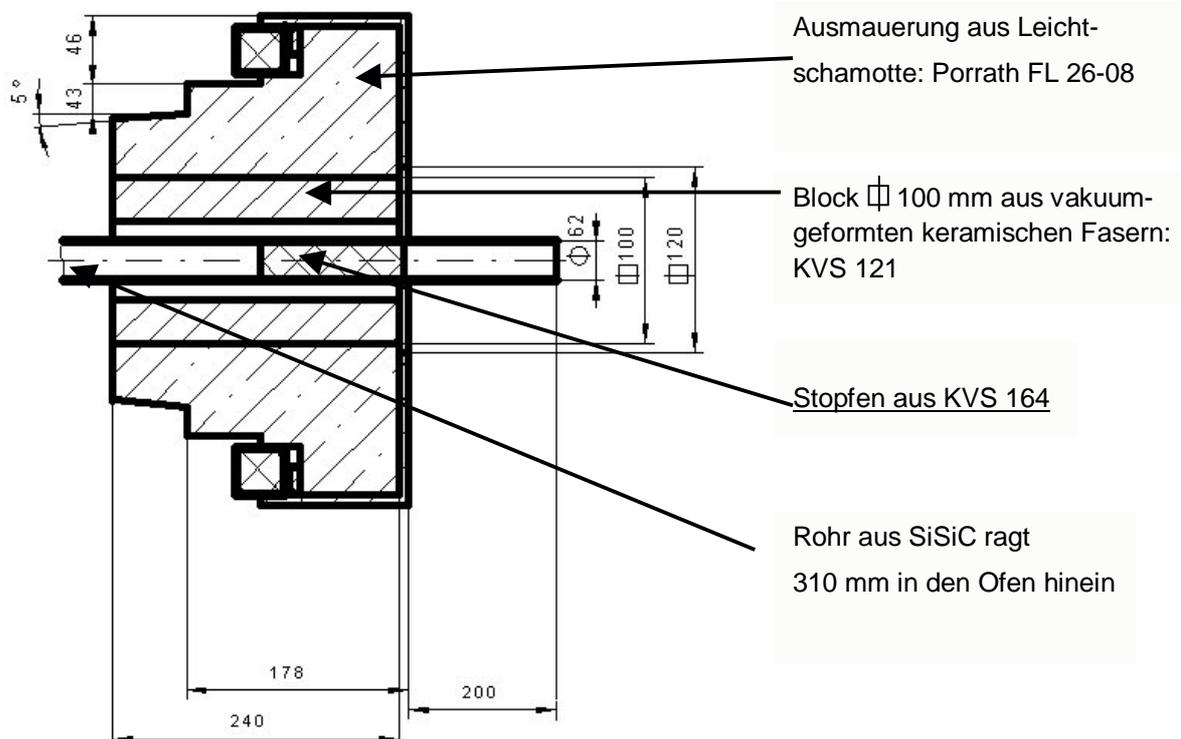


Bild 55: Einbauskitze der Musterlösung in den Versuchsofen

Der Innendurchmesser des Blockes aus KVS 121 wurde im Laufe der Messungen aufgebohrt auf 66, 72 und 82 mm, so dass zusätzlich Spaltweiten von 2, 5 bzw. 10 mm realisiert und gemessen werden konnten. Bei Spaltweiten größer 0 mm wird das Rohr durch einen Bügel aus

Flachstahl am Türblech sowie eine Auflage aus Leichtsteinen im Ofen mittig im Spalt gehalten. Die Ofentür ist 599 mm breit sowie 474 mm hoch.



Bild 56: Realisierung einer Rollendurchführung ohne Spalt am Versuchsofen

5.2 *Varierte Parameter*

Im Verlauf der Messungen werden folgende Parameter variiert:

- Spaltweite,
- Ofentemperatur,
- Stopfenlänge sowie
- Stopfenlage.

Dabei waren Spaltweiten von 0, 2, 5 und 10 mm möglich und es wurde bei Ofentemperaturen von 400, 600, 800 und 1000 °C gemessen. Es wurden S Stopfen mit einer Länge von 60 und 120 mm entweder bündig oder 60 mm aus dem Ofen herausragend eingesetzt. Auch die Möglichkeit, keinen Stopfen einzusetzen, war im Versuchsplan vorgesehen.

Es sind maximal 64 Messungen mit den oben genannten Parametervariationen möglich, wobei aber nicht bei jeder Spaltweite das gesamte Spektrum der möglichen Parametervariationen gemessen wurde. Dieses wurde nur bei 0 und 5 mm Spaltweite abgedeckt, während bei 2 und 10 mm Spaltweite jeweils nur die Messung für einen 120 mm langen Stopfen bündig mit der Ofenaußenwand für unterschiedliche Ofentemperaturen durchgeführt wurde.

5.3 *Auswertungsmethode, Probleme*

Im stationären Zustand des Ofens wurde das Temperaturfeld der Ofenwand außen mit einer Thermovisionskamera aufgenommen sowie gleichzeitig Einzelmessungen mit Thermoelementen durchgeführt. Vor der Auswertung der Thermobilder war eine Kalibrierung der Emissivität der Oberfläche nötig. Dazu wurde mit einem Messfühler die Oberflächentemperatur einer genau definierten Vergleichsstelle gemessen und dieser Wert mit dem von der Thermokamera an dieser Stelle gemessenen Wert verglichen. Durch Veränderung

des Emissivitätswertes der Oberfläche konnten diese beiden Werte aneinander angeglichen werden. Für die vorliegenden Messungen wurde die Oberfläche des Ofens mit dieser Methode auf einen Wert von $\varepsilon = 0,93$ kalibriert. Die Methode ist zwar aufgrund der hohen Messungenauigkeiten bei der Verwendung von Anlegefühlern ebenfalls fehlerbehaftet, jedoch erscheint der ermittelte Emissivitätswert für die schwarz eingefärbte Oberfläche plausibel. Nach der Kalibrierung wurde das aufgenommene Temperaturprofil Stopfen-Rolle-Wand mit dem rechnerisch ermittelten Profil verglichen und die Ergebnisse diskutiert.

Die Auswertung der Messungen gestaltete sich auf Grund folgender Ursachen problematisch:

- bei der Ofentür liegt keine unendlich ausgedehnte Geometrie vor, somit verfälschen Randeinflüsse das Temperaturfeld,
- die Wanddicke von 240 mm ist nicht über die gesamte Türfläche vorhanden, daher gibt es ebenfalls am Rand eine Verfälschung der Ergebnisse,
- die bereits genannten Ungenauigkeiten bei der Verwendung eines Anlegefühlers zur Kalibrierung der Thermokamera,
- der stationäre Zustand für die Messung ist schwer bestimmbar,
- aus den Thermobildaufnahmen sind keine Wärmeströme ablesbar, sondern nur Temperaturen, so dass die Verlustwärmeströme nicht direkt miteinander verglichen werden konnten.

5.4 Ergebnisse

Im Folgenden sollen die Ergebnisse der Validierungsmessungen anhand eines exemplarischen Beispiels dargestellt werden. Das ausgewählte Beispiel ist durch die folgende Parameterwahl gekennzeichnet:

- Spaltweite 0 mm,
- Ofentemperatur 400 °C,
- Stopfen 60 mm lang,
- Stopfen 60 mm aus dem Ofen herausgezogen.

Das numerische Modell wurde an die tatsächliche Ofengeometrie angepasst. Durch die Wahl temperaturabhängiger Stoffwerte entsprechend den Herstellerangaben wurde versucht, die Simulationsrechnung so „realitätsnah“ wie möglich zu gestalten. Bild 57 zeigt das mit der Thermokamera aufgenommene Temperaturfeld an der Ofenwand in der Umgebung der Rolle, wobei die Emissivität der Ofenoberfläche wie unter 5.3 beschrieben auf den Wert 0,93 kalibriert wurde. Bild 58 veranschaulicht einen Vergleich zwischen dem gemessenen und dem berechneten Temperaturprofil an der Ofenwand ab Rollenaußenseite.

Bild 59 und Bild 60 stellen in gleicher Weise einerseits das mit der Thermokamera aufgenommene Temperaturfeld, sowie andererseits den Vergleich der Temperaturprofile von Messung und Rechnung an der Oberfläche der Rolle außerhalb der Ofenwand dar.

Es kann festgestellt werden, dass eine hinreichend gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Temperaturwerten besteht. Dies bestätigt sowohl eine realitätsnahe Modellierung des äußeren Wärmeüberganges, als auch eine gute Erstellung des numerischen Modells.

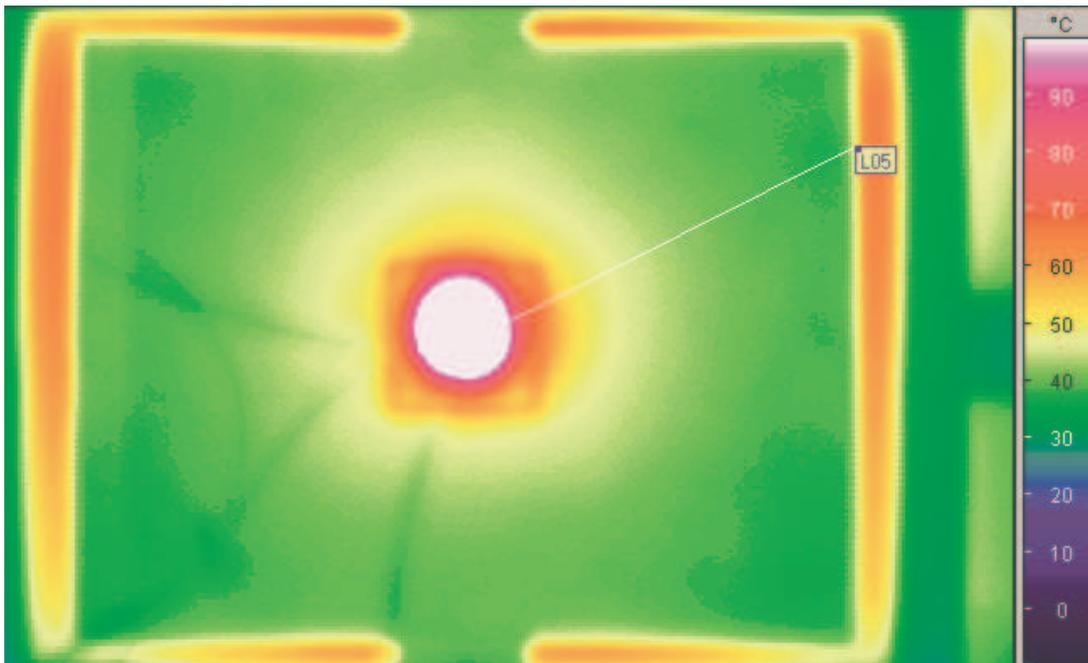


Bild 57: Aufgenommenes Thermokamerabild der Ofenwand

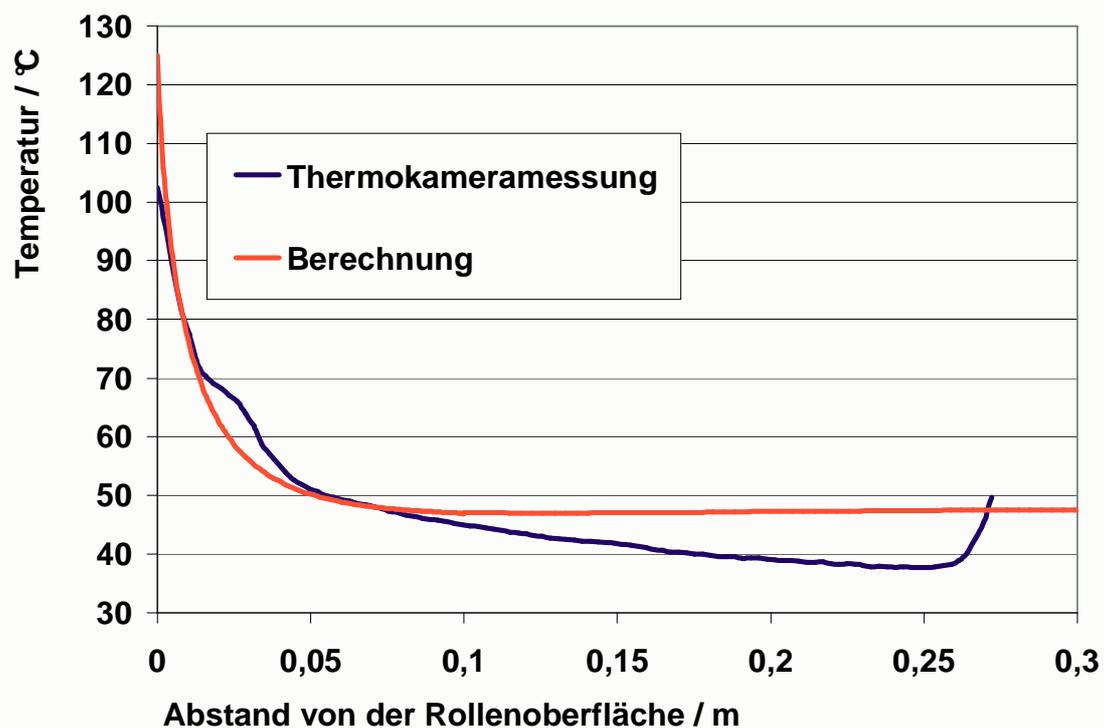


Bild 58: Temperaturverlauf an der Außenseite der Ofenwand

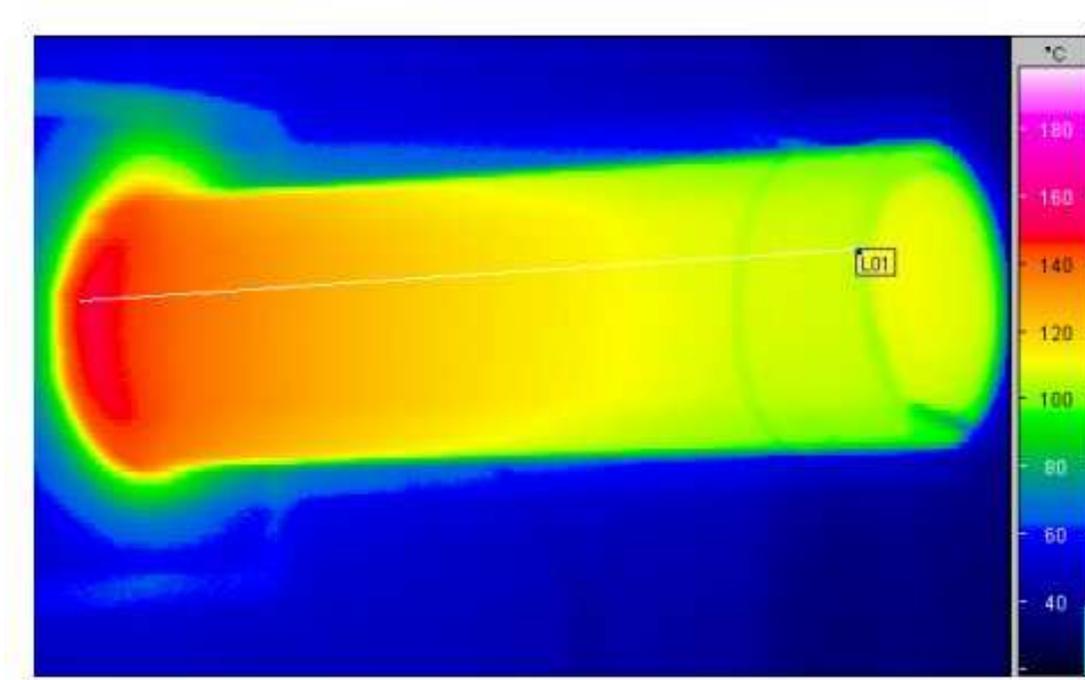


Bild 59: Aufgenommenes Thermokamerabild der Rollenoberfläche

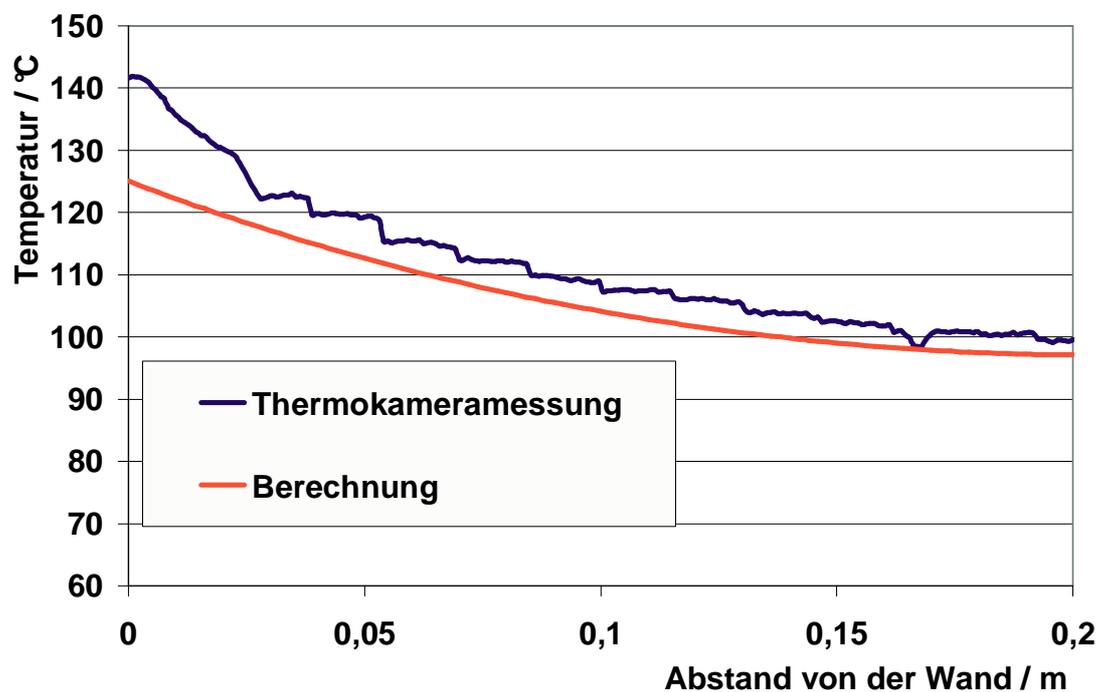


Bild 60: Temperaturverlauf an der Außenseite der Rolle

Für das in Bild 57 bis Bild 60 dargestellte exemplarische Beispiel ergab die numerische Berechnung einen zusätzlichen Verlustwärmestrom gegenüber der ungestörten Wand von 42,5 W für eine einzelne Rollendurchführung, was experimentell nicht nachprüfbar war.

6 Auswirkungen auf den Energieverbrauch

Da bereits die Ergebnisvalidierung am Beispiel einer Rollendurchführung erfolgte, soll auch zur Abschätzung der Auswirkungen auf den Energieverbrauch ein Rollenofen herangezogen werden. Bereits 1985 /Erdgas85/ wurde in der Literatur berichtet, dass bei einem Rollenofen zum Brennen glasierter Bodenfliesen Wandverluste in Höhe von 10,5 % der Gesamtenergiezufuhr sowie ein Verlustrestglied, das die strukturbedingten Wärmeverluste beinhaltet, in Höhe von 14 % beobachtet wurden (vgl. Bild 61).

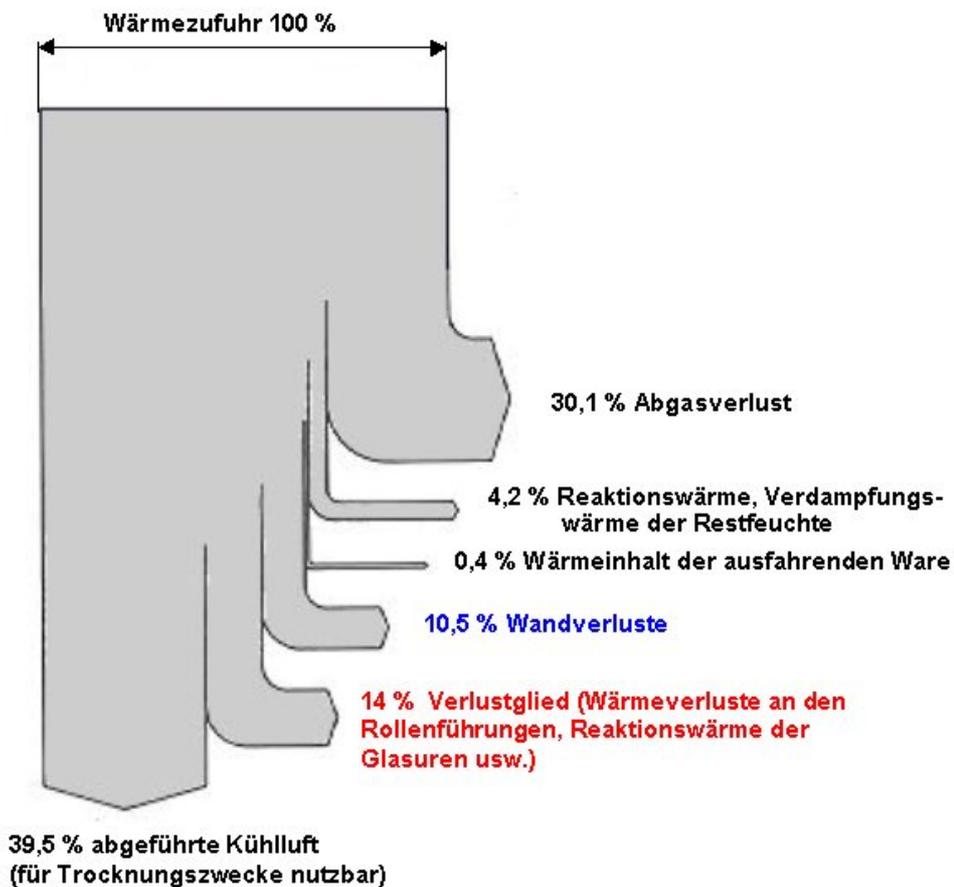


Bild 61: Wärmeflussbild für einen Rollenofen zum Brennen glasierter Bodenfliesen /Erdgas85/

Bei diesem Beispiel handelt es sich um einen Ofen mit einem Durchsatz von 1513 kg/h gebrannter Ware, einer Brenntemperatur von 1220 °C und einem spezifischen Wärmeverbrauch von 0,876 kWh je kg gebrannte Ware /Erdgas85/. Das bedeutet, dass bei einem Gesamtenergieverbrauch von 1325 kW allein 139 kW Wandverluste sowie 185,5 kW strukturbedingte Wärmeverluste zu verzeichnen waren. Dieses Beispiel soll herangezogen

werden, um die erreichbaren Energieeinsparungen abzuschätzen, wenn die Einbauempfehlungen bezüglich der Rollendurchführungen zur Verringerung strukturbedingter Wärmeverluste befolgt werden.

Die Anzahl der Rollen in einem Rollenofen kann bis zu 1000 betragen, so dass 2000 Rollendurchführungen in der Praxis keine Seltenheit darstellen. Zwar werden die Rollen mit sehr geringem Abstand voneinander eingebaut, so dass die Rollen sich mit ihren Temperaturfeldern gegenseitig beeinflussen, jedoch kann das untersuchte Modell einer Einzelrolle zur Abschätzung des gesamten strukturbedingten Wärmeverlustes eines Rollenofens effizient herangezogen werden. Die Rechnungen zeigen, dass bei einer Ofentemperatur von 1200 °C etwa 41,5 W zusätzliche Wärmeverluste durch eine Rollendurchführung verursacht werden. Diese ließen sich bei Verlängerung des Stopfens von 120 auf 240 mm auf 25,9 W, bei Anbringung eines äußeren Dämmringes mit dem Radius 100 mm um die Einzelrolle auf 18,6 W sowie durch beide Maßnahmen zusammen auf 5,4 W senken. Das bedeutet, dass bei 2000 Rollendurchführungen pro Ofen die strukturbedingten Wärmeverluste um etwa 72 kW vermindert werden können, was einer Höhe von 39 % des gesamten in /Erdgas85/ angegebenen Verlustrestgliedes entspricht. Damit würde der Gesamtenergieverbrauch des Ofens von 1325 kW auf 1253 kW sinken, d. h. um 5,4 %.

Bedenkt man, dass strukturbedingte Wärmeverluste nicht nur durch Rollendurchführungen, sondern auch durch Thermolemente, Schaulöcher, Hängedecken-Halteanker, Brennerdurchführungen, Türen etc. (vgl. Tabelle 1) verursacht werden, so unterstreicht dies noch deutlicher die Notwendigkeit der Untersuchung von Wärmeverlusten, die durch Einbauten in die Ofenwände verursacht werden.

7 Verallgemeinerung

Nachdem in den vorangegangenen Kapiteln versucht wurde, auf das konkrete Erscheinungsbild eines wanddurchbrechenden Einbaus in der Praxis möglichst genau einzugehen, soll im folgenden Kapitel davon abstrahiert werden, um allgemeine Aussagen für Grundstrukturen von Wanddurchbrüchen abzuleiten. Diese erlauben zum Einen verallgemeinerte Interpretationen der im Kapitel 4 gefundenen Tendenzen. Zum Anderen gestatten sie auch Abschätzungen für weitere Strukturen. Abhängig von der Art der Wärmeübertragung kann man „Kurzschlüsse“ und „Löcher“ unterscheiden (Bild 62 a) und b)). Im vorliegenden Kapitel werden „Kurzschlüsse“ und „Löcher“ mit zylindrischer Form modelliert, da dies die entsprechende Verallgemeinerung der realen Strukturen darstellt. Bei einem Kurzschluss handelt es sich um ein Gebiet mit höherer Wärmeleitfähigkeit als die umgebende Wand. Der Wärmetransport und damit der erhöhte Energieverlust sind auf Wärmeleitung zurückzuführen. Bei einem „Loch“ handelt es sich um einen gasgefüllten Hohlraum in der Ofenwand, in dem der Wärmetransport durch Festkörperstrahlung und/oder Konvektion erfolgt. Kombinationen der beiden verallgemeinerten Strukturen in einer Wand sind denkbar (Bild 62 c) und d)).

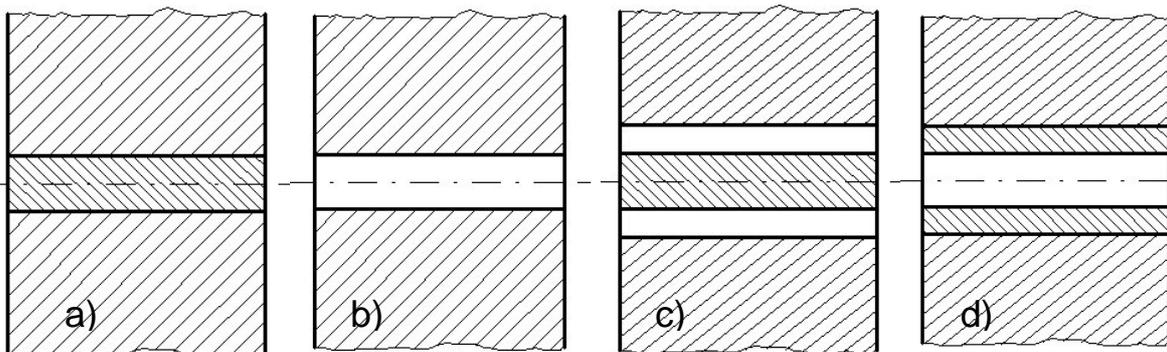


Bild 62: Mögliche verallgemeinerte Strukturen: a) „Kurzschluss“, b) „Loch“, c) „Loch mit Kurzschluss“, d) „Kurzschluss mit Loch“

7.1 Der „Kurzschluss“

Der „Kurzschluss“ weist wegen seiner vergleichsweise hohen Wärmeleitfähigkeit im Bereich der inneren Wandfläche eine geringere Temperatur als die umgebende Wand, im Bereich der äußeren Wandfläche eine höhere Temperatur als die umgebende Wand auf. Infolgedessen hat der Wärmeverluststrom in der Wand in der Umgebung des „Kurzschlusses“ radiale Komponenten. Es ist folglich zu erwarten, dass sich der Wärmestrom \dot{Q} durch das gesamte

Wandstück mit „Kurzschluss“ von der Summe $\dot{Q}_K + \dot{Q}_W$ der Wärmeströme durch den „Kurzschluss“ bzw. die Wand allein unterscheidet. Diese Abweichung soll im Folgenden quantifiziert und mit $\Delta\dot{Q}_{\text{parallel}}$ bezeichnet werden:

$$\Delta\dot{Q}_{\text{parallel}} = \dot{Q} - (\dot{Q}_K + \dot{Q}_W). \quad (14)$$

Die Ergebnisse zur Quantifizierung von $\Delta\dot{Q}_{\text{parallel}}$ wurden mit einem einfachen numerischen Modell gewonnen, das axialsymmetrisch in ANSYS implementiert wurde. Es wurde der Wärmestrom durch ein Wandgebiet mit der Wärmeleitfähigkeit λ_W , in dem sich ein zylindrischer Körper mit dem Durchmesser d_K und der Wärmeleitfähigkeit λ_K befindet, untersucht. Die Wanddicke wurde konstant bei 0,24 m belassen (vgl. Bild 63).

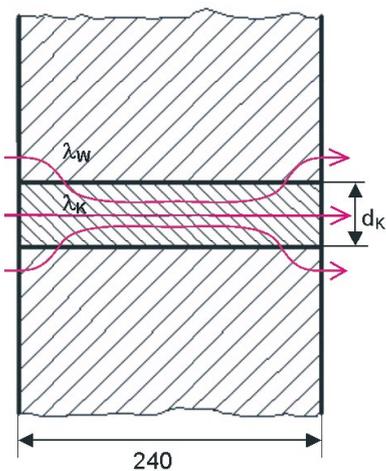


Bild 63: schematische Stromlinien und Abmessungen des modellierten „Kurzschlusses“

Während der Parametervariationsrechnungen wurden die Wärmeleitfähigkeiten λ_K und λ_W , der Durchmesser d_K , die Ofentemperatur ϑ_{Ofen} sowie der äußere und innere Wärmeübergangskoeffizient variiert. Für jede gerechnete Variante wurde der Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{parallel}}$, der sich bei Annahme von parallel geschalteten Wärmeleitwiderständen von Kurzschluss und Wand ergibt, berechnet und dem ermittelten Wert \dot{Q} gegenübergestellt. $\dot{Q}_{\text{parallel}}$ bestimmt sich dabei gemäß

$$\dot{Q}_{\text{parallel}} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_W = (A_K k_K + A_W k_W) (\vartheta_{\text{Ofen}} - \vartheta_U) \quad (15)$$

mit den Wärmedurchgangskoeffizienten

$$k_{KW} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s}{\lambda_{KW}} + \frac{1}{\alpha_a}}. \quad (16)$$

Bild 64 stellt die Differenz $\Delta \dot{Q}_{\text{parallel}}$ nach (14) bei verschiedenen Wärmeleitfähigkeiten λ_K und unterschiedlichen Ofentemperaturen ϑ_{Ofen} dar.

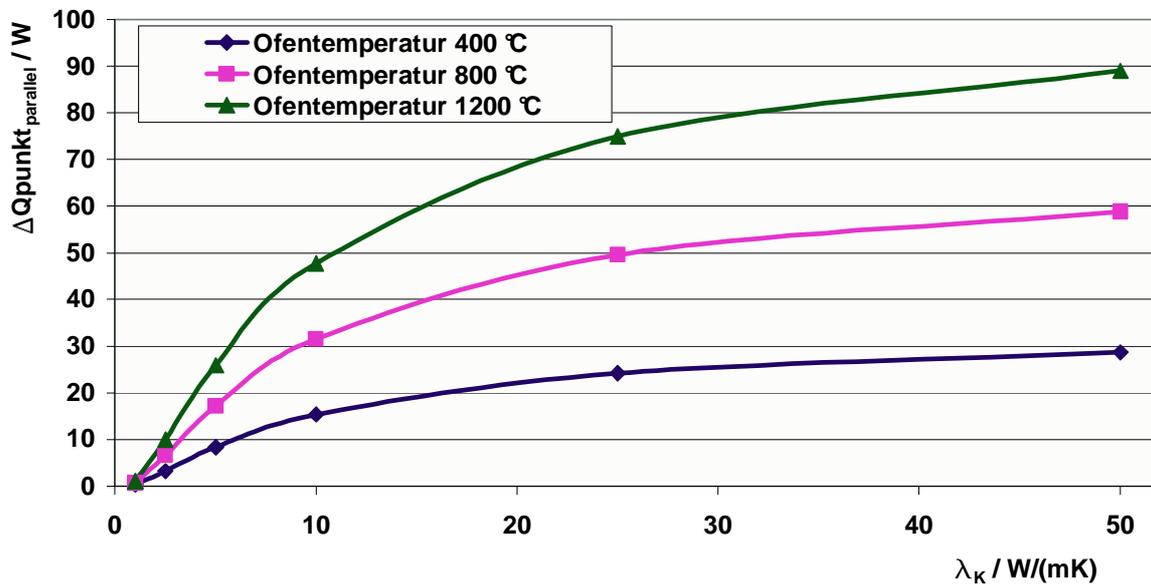


Bild 64: Abweichung des Wärmestroms durch eine Wand mit Kurzschluss von der Parallelschaltung bei verschiedenen Wärmeleitfähigkeiten

In Bild 65 und Bild 67 wird das Ergebnis für verschiedene Kurzschlussdurchmesser d_K visualisiert. Im Gegensatz zu Bild 64 wurden jedoch dimensionslose Größen an Abszisse und Ordinate verwendet.

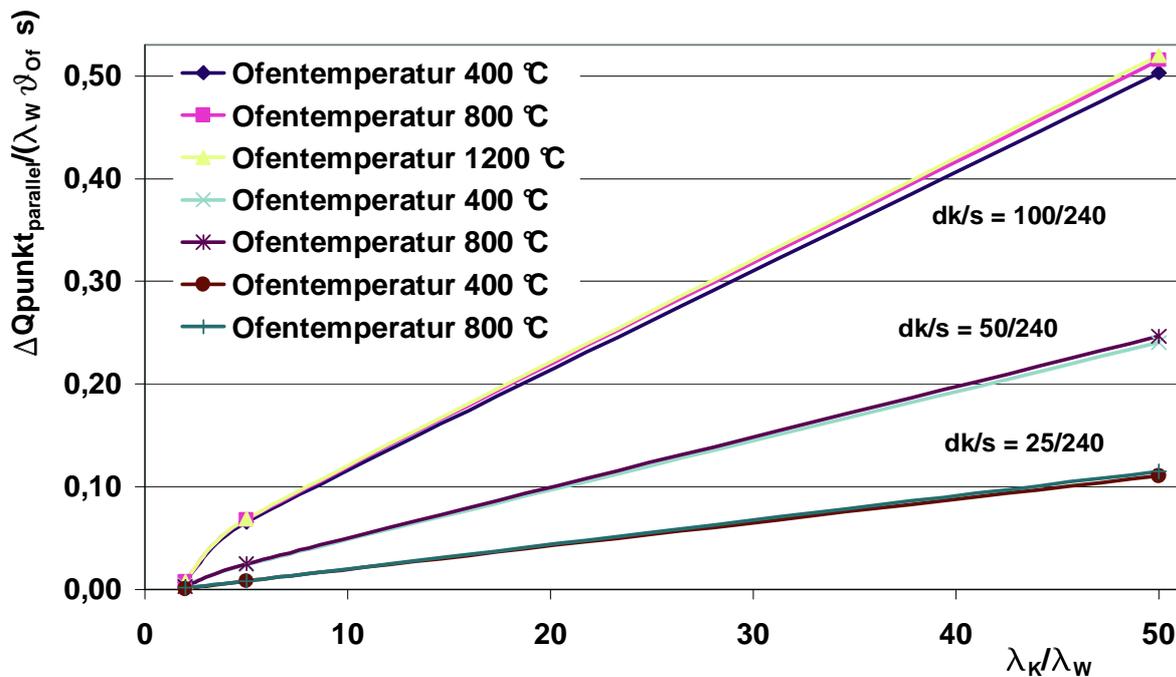


Bild 65: Wärmestrom durch eine Wand mit Kurzschluss bei verschiedenen Kurzschlussdurchmessern und unterschiedlichen Ofentemperaturen

Bild 65 zeigt, dass sich durch die Einführung der Ähnlichkeitskennzahlen jeweils gleiche Kurvenverläufe bei gleicher Geometrie und lediglich unterschiedlicher Ofentemperatur ergeben. Aus diesem Grund sind in Bild 66 die Kurven für zusätzliche dimensionslose Wärmeleitfähigkeiten bei jeweils der gleichen Ofentemperatur von 400 °C dargestellt.

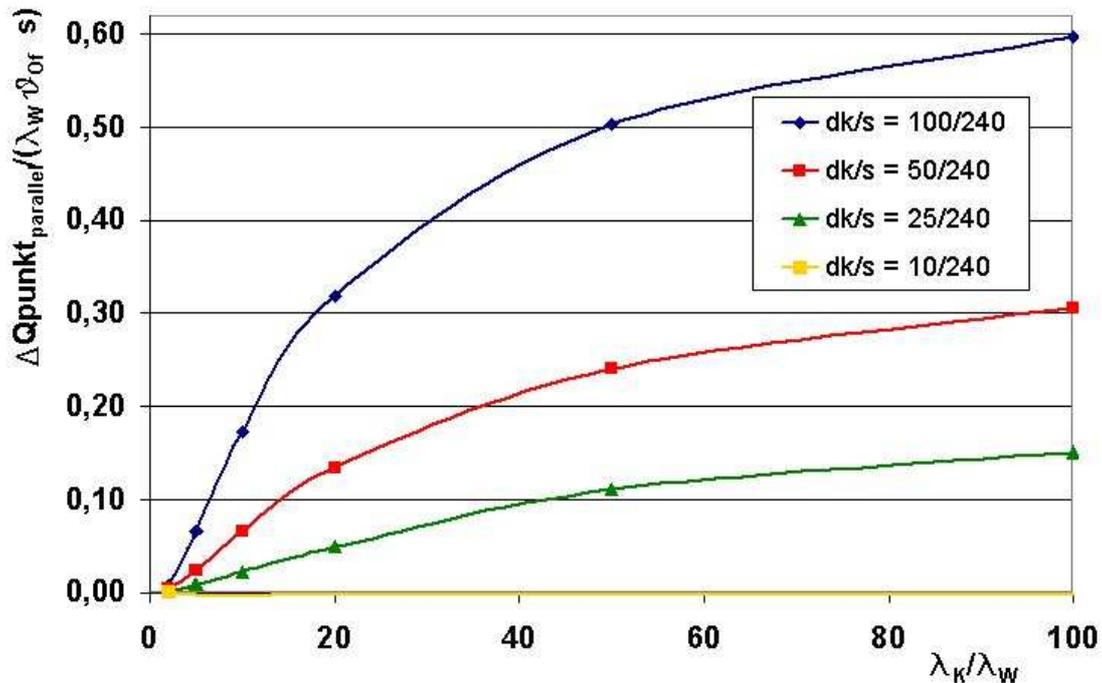


Bild 66: Wärmestrom durch eine Wand mit Kurzschluss bei verschiedenen Kurzschlussdurchmessern und einer Ofentemperatur von jeweils 400°C

Die Kurvenverläufe der Funktionen in Bild 66 lassen sich einheitlich mit Formeln der Art

$$y = f(x) = \frac{1}{a + b x^{-3/2}} \quad (17)$$

beschreiben. Die Zahlenwerte der Parameter a und b für die Kurzschlussdurchmesser $d_k = 25$, 50 sowie 100 mm sind Tabelle 13 zu entnehmen.

Tabelle 13: Parameter für die Funktionsdarstellung entsprechend Formel (17)

d_k / mm	a	b
25	5,3257	1301,5
50	2,8906	410,61
100	1,5514	141,24

Betrachtet man nun noch die Faktoren a und b als Funktionen des Kurzschlussdurchmessers d_k oder der Ähnlichkeitskennzahl d_k/s , so erhält man folgende Zusammenhänge:

$$a = 0,3338 + 0,5218 \left(\frac{d_k}{s} \right)^{-1}, \quad b = 31,5 \left(\frac{d_k}{s} \right)^{-1,645}. \quad (18)$$

Einsetzen von (18) in Formel (17) liefert dann

$$\frac{\Delta \dot{Q}_{\text{parallel}}}{\lambda_K \vartheta_{\text{Ofen}} S} = \frac{1}{0,3338 + 0,5218 \left(\frac{s}{d_K} \right) + 31,5 \left(\frac{s}{d_K} \right)^{1,645} \left(\frac{\lambda_K}{\lambda_W} \right)^{-1,5}} \quad (19)$$

Der Quotient auf der rechten Seite von Formel (19) wird dann groß, wenn der Nenner und insbesondere der dritte Summand des Nenners klein wird. Dies ist wegen des negativen Exponenten dann der Fall, wenn λ_K/λ_W sehr groß wird, das heißt, wenn die Wärmeleitfähigkeit des Kurzschlusses diejenige der Wand um ein Vielfaches übersteigt. Auch für den Fall, dass der Kurzschlussdurchmesser einen hohen Wert annimmt, erhöht sich der Quotient auf der rechten Seite, besonders wenn dies bei einer gleichzeitig hohen Wärmeleitfähigkeit des Kurzschlusses der Fall ist. Aufgrund der Definition der Ähnlichkeitskennzahl auf der linken Seite kann festgestellt werden, dass der Absolutbetrag von $\Delta \dot{Q}_{\text{parallel}}$ auch bei hohen Ofentemperaturen einen großen Zahlenwert annimmt.

Mit Hilfe von Formel (19) kann der Fehler abgeschätzt werden, den man macht, wenn bei zylindrischen Kurzschlüssen in einer Ofenwand eine Parallelschaltung der Wärmeströme durch Kurzschluss und Wand anstelle des tatsächlichen Verlustwärmestroms angenommen wird. Treffen die oben genannten Einflussfaktoren (hohe Wärmeleitfähigkeit des Kurzschlusses, großer Kurzschlussdurchmesser, hohe Ofentemperatur) zu, so sollte der Fehler entsprechend Formel (19) bestimmt und in die weiteren Überlegungen einbezogen werden. In allen anderen Fällen kann anstelle des Verlustwärmestroms durch ein Wandstück mit Kurzschluss in guter Näherung der Wärmestrom bei Parallelschaltung entsprechend Formel (15) verwendet werden.

7.2 Das „Loch“

Es wurde versucht, den Verallgemeinerungsfall des „Loches“ analytisch zu lösen. Dazu wurde die Mantelfläche eines zylindrischen Loches in N gleich große Teilzylinder unterteilt. Das System der N Teilmantelflächen und der beiden Stirnflächen bildet eine geschlossene Umhüllung, so dass der resultierende Wärmestrom an der äußeren Stirnfläche mit Hilfe einer Zonenmethode bestimmt werden kann. Die Bestimmung der Einstrahlzahlen soll am Beispiel $N = 2$ kurz dargestellt werden.

Für die erste Rechnung wurde ein zylindrisches Loch mit $l = 150$ mm Länge und einem Radius von $r = 25$ mm verwendet. An den Stirnflächen herrsche im Ofeninneren eine Temperatur von 1200 °C und an der Außenseite eine Temperatur von 20 °C in Form einer Randbedingung 1. Art. Die Mantelfläche des Loches wird in N gleich große Teilzylinder mit konstanten Manteltemperaturen unterteilt. Die Wärmeleitung in die Wand wird vernachlässigt. Die Kreisflächen zwischen den Kreissegmenten werden als fiktive Hilfsflächen H_i eingeführt, $i=1, \dots, N-1$. Die Einstrahlzahl zwischen zwei parallelen Kreisscheiben mit gemeinsamen Mittelsenkrechten ist aus /Siegel91/, Formfaktor B1.21 Anhang B, bekannt: Mit den Bezeichnungen

$$R = \frac{r}{l}, \quad X = 2 + \frac{1}{R^2} \quad (20)$$

lautet die Einstrahlzahl

$$\varphi_{M-M} = \frac{1}{2} \left(X - \sqrt{X^2 - 4} \right). \quad (21)$$

Die Einstrahlzahlen zwischen der Stirnfläche und der i-ten kreisförmigen Hilfsfläche ergeben sich ebenfalls nach Formel (21), wobei nur jeweils die Größe l entsprechend des Abstandes der beiden Kreise ($l' = i \frac{l}{N}$) modifiziert werden muss. Die übrigen Einstrahlzahlen lassen sich mit

Hilfe der Reziprozitätsbeziehung und der Formel für die Geschlossenheit wie folgt ermitteln:

- Einstrahlzahl zwischen der Stirnfläche und der Mantelfläche, die von der Stirnfläche aus i Segmente umfasst:

$$\varphi_{S-M} = 1 - \varphi_{S-H_i} \quad (22)$$

wobei H die i -te Hilfsfläche bzw. im Fall $i = N$ die gegenüberliegende Stirnfläche bedeutet (Geschlossenheit),

- Einstrahlzahlen von Kreisflächen auf sich selbst:

$$\varphi = 0, \quad (23)$$

- Einstrahlzahl zwischen der Mantelfläche, die von der Stirnfläche aus i Segmente umfasst und der Stirnfläche:

$$\varphi_{M-S} = \frac{A_S \varphi_{S-M}}{A_M} \quad (\text{Reziprozität}), \quad (24)$$

- Einstrahlzahl für die Selbsteinstrahlung der Mantelfläche:

$$\varphi_{M-M} = 1 - 2 \varphi_{M-S} \quad (\text{Geschlossenheit}), \quad (25)$$

- Einstrahlzahl zwischen einer Stirnfläche und der um $i-1$ entfernten Mantelfläche M_i , die nur ein Segment groß ist:

$$\varphi_{S-M_i} = 1 - \varphi_{S-M_{i-1}} - \varphi_{S-H_i} \quad (\text{Geschlossenheit}), \quad (26)$$

wobei $\varphi_{S-M_{i-1}}$ die Einstrahlzahl entsprechend (22) mit einer $(i-1)$ Segmente umfassenden anliegenden Mantelfläche bedeutet,

- Einstrahlzahl zwischen einer um $i-1$ entfernten Mantelfläche M_i , die nur ein Segment groß ist und der Stirnfläche:

$$\varphi_{M_i-S} = \frac{A_S \varphi_{S-M_i}}{A_{M_i}} \quad (\text{Reziprozität}), \quad (27)$$

- Einstrahlzahl zwischen einer Mantelfläche und einer um $i-1$ entfernten Mantelfläche, die beide jeweils nur ein Segment groß sind:

$$\varphi_{M-Mi-1} = \varphi_{M-Hi} - \varphi_{M-Hi-1} \quad (\text{Geschlossenheit}), \quad (28)$$

wobei hier die Differenz aus zwei Einstrahlzahlen entsprechend Formel (27) gebildet wird, einmal vom der Mantelfläche zur um i entfernten Hilfskreisfläche und einmal zur um $(i-1)$ entfernten Hilfskreisfläche.

Für den einfachsten Fall von $N = 2$ sind in Tabelle 14 die Zahlenwerte aller oben genannten Einstrahlzahlen angegeben:

Tabelle 14: Einstrahlzahlen in einem Kreiszyylinder, dessen Mantelfläche in zwei Segmente unterteilt ist

Name	$i = 1$	$i = 2$
Höhe des einzelnen Segmentes	75	150
R	1/3	1/6
X	11	38
Kreisfläche	1963,5	1963,5
Mantelfläche	11781	23562
Einstrahlzahl zwischen Kreisflächen (21)	0,09167	0,02633
Einstrahlzahl zwischen Stirn um Mantel nach (22)	0,90833	0,97367
Selbsteinstrahlung der Kreisfläche (23)	0	0
Einstrahlzahl zwischen Mantel und Stirn nach (24)	0,15139	0,08114
Selbsteinstrahlung der Mantelfläche (25)	0,69722	0,69722
Einstrahlzahl von der Stirnfläche zur einsegmentigen Mantelfläche nach (26)	0,90833	0,06534
Einstrahlzahl von der einsegmentigen Mantelfläche zur Stirnfläche nach (27)	0,15139	0,01089
Einstrahlzahl zwischen zwei einsegmentigen Mantelfläche nach (28)		0,14050

Zunächst wird der Fall von schwarzen isothermen Oberflächen betrachtet. Für diesen Fall sind die $\varepsilon_i = 1, i=1, \dots, N+2$ und es ist die Einstrahlzahlen-Matrix ergibt sich zu:

$$\begin{pmatrix} 0,697 & 0,1405 & 0,0109 & 0,1514 \\ 0,1405 & 0,697 & 0,1514 & 0,0109 \\ 0,0653 & 0,9083 & 0 & 0,0263 \\ 0,9083 & 0,0653 & 0,0263 & 0 \end{pmatrix} \quad (29)$$

Nach Lösung des entsprechenden Gleichungssystems ergibt sich der resultierende Wärmestrom an der äußeren Stirnfläche für den Fall einer Ofentemperatur von 1200 °C und der Umgebungstemperatur von 20 °C zu 198,7 W.

Nach der Bestimmung des Wärmestromes für die äußere Stirnfläche im Fall $N = 2$ wurde die Anzahl der Unterteilungen des Zylinders in gleichgroße Segmente erhöht und der entsprechende Wärmestrom für den Fall $N = 3, \dots, 8$ sowie $N = 20$ jeweils exakt bestimmt. Bild 67 zeigt die Werte für unterschiedliche Anzahlen von Unterteilungen bei den gleichen Randbedingungen.

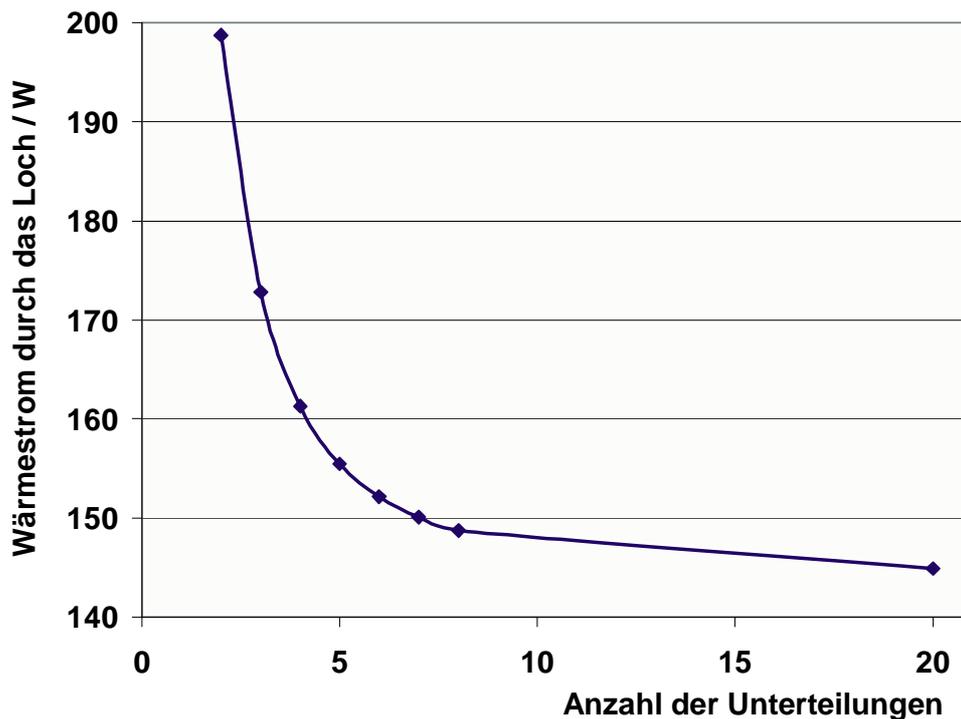


Bild 67: Wärmestrom durch das Loch in Abhängigkeit von der Anzahl der Unterteilungen

Der Kurvenverlauf in Bild 67 kann mit einem Polynom der Form

$$y = f(N) = a_0 + a_1/N + a_2/N^2 + a_3/N^3 + a_4/N^4 + a_5/N^5 \quad (30)$$

sehr gut angenähert werden. Die Koeffizienten der Funktion in Formel (30) lauten:

- $a_0 = 144,24,$
- $a_1 = -1,565,$
- $a_2 = 309,77,$
- $a_3 = -27,316,$
- $a_4 = -455,07$
- $a_5 = 309,31.$

In diesem Fall ergibt sich beim Grenzübergang für $N \rightarrow \infty$ als Grenzwert für den Wärmestrom an der äußeren Stirnfläche der Wert $a_0 = 144,24$ aus der obigen Gleichung (30). Der ermittelte Wärmestrom bei 20 Unterteilungen des Zylinders ($\dot{Q} = 144,9 \text{ W}$) kommt diesem Grenzwert schon sehr nahe.

Die geschilderte Vorgehensweise wurde für verschiedene Ofentemperaturen, verschiedene Lochradien sowie verschiedene Lochlängen durchgeführt und jeweils der nach dem Grenzübergang ermittelte Wert im Diagramm abgetragen. Bild 68 und Bild 69 zeigen die entsprechenden Wärmeströme bzw. die Wärmestromdichten bei unterschiedlichen Ofentemperaturen.

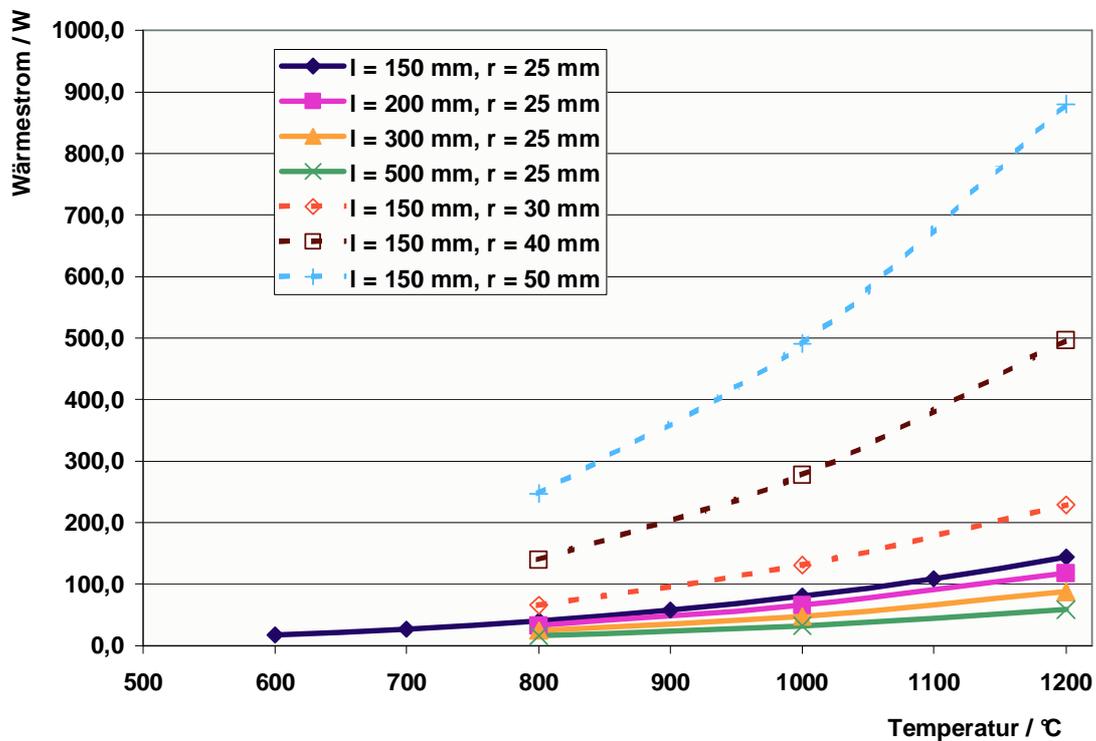


Bild 68: Wärmeströme für verschiedene Lochradien und verschiedene Lochlängen bei unterschiedlichen Ofentemperaturen

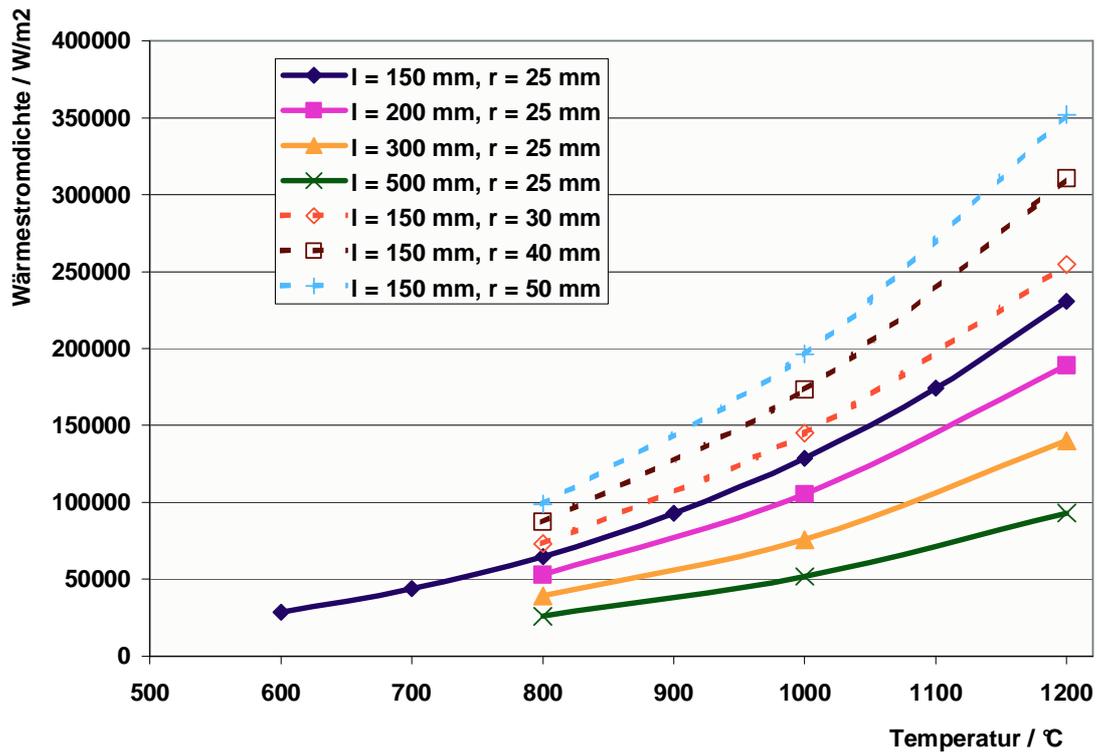


Bild 69: Wärmestromdichten für verschiedene Lochradien und verschiedene Lochlängen bei unterschiedlichen Ofentemperaturen

Aus den vorliegenden Resultaten lässt sich ein funktionaler Zusammenhang zwischen dem Wärmestrom oder der Wärmestromdichte und den Temperaturen, dem Lochradius sowie der Lochlänge entwickeln, so dass man eine Größe λ_{Loch} („Strahlungsleitfähigkeit“) derart einführen kann, dass sich Strahlungsprobleme genauso wie Wärmeleitungsprobleme behandeln lassen:

$$\dot{Q} = \lambda_{\text{Loch}} \pi r^2 (\vartheta_i - \vartheta_a). \quad (31)$$

8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Wärmeverluste bestimmter Wandeinbauten und Wanddurchbrüche in Industrieöfen quantitativ ermittelt und konstruktive Vorschläge zu ihrer Verringerung unterbreitet. Aufgrund der Vielzahl der praktischen Realisierungen wurde jeweils ein typischer Vertreter der wichtigsten Arten von wanddurchbrechenden Strukturen näher untersucht. Mit Hilfe von praktischen Messungen an einem Versuchsofen konnten die Eignung des Modells und insbesondere die Wahl der zugrunde liegenden Randbedingungen für die Parametervariationsrechnungen festgestellt werden. Im Rahmen der Untersuchungen wurde ermittelt, dass besonders bei der Gestaltung von Rollendurchführungen, Schaulöchern oder Brennerdurchführungen eine Möglichkeit zur positiven Einflussnahme auf die Gesamtenergiebilanz des Ofens besteht.

Einzelne Einbauten in die Ofenwände gasbeheizter Industrieöfen beeinflussen die Energiebilanz der Öfen nicht wesentlich. Da jedoch viele verschiedene Wanddurchbrüche vorgenommen werden und einige von ihnen in beträchtlicher Anzahl vorkommen können, gebührt der Minimierung der strukturbedingten Wärmeverluste eine deutlich größere Beachtung, als ihr bisher zuteil geworden ist.

Es wurde festgestellt, dass sich der Betrag der zusätzlichen Wärmeverluste in der Umgebung der untersuchten Strukturen bei einer besseren als in den Parametervariationsrechnungen angenommen Wärmedämmung der Ofenwände erhöht. Damit steigt mit der Entwicklung und dem Einsatz besserer Dämmmaterialien sowohl der absolute (in W) als auch der relative (bezogen auf die Gesamtwärmezufuhr des Ofens) Betrag der durch Wanddurchbrüche hervorgerufenen Verlustwärmeströme. Das unterstreicht die Bedeutung der Untersuchungen zur Minimierung der strukturbedingten Wärmeverluste.

Tabelle 15 zeigt eine Zusammenstellung der effektivsten Parameter und der möglichen Einsparungen der im Rahmen des Projektes untersuchten Strukturen.

Die hier vorgestellten Untersuchungen decken nur einen Teil der angesprochenen Problematik ab. Von großem Interesse sind weitere Untersuchungen, in denen die Durchströmung von Hohlräumen und Spalten mit in das Modell einbezogen wird.

Tabelle 15: mögliche Einsparungen und effektivste Parameter der verschiedenen Strukturen

Art	effektivster Parameter	mögl. Einsparungen		Anzahl bis	mögl. Einsparung	
		Senkung der WV von ... → ... W	in %		pro Einbau	gesamt
Rollendurchführungen	Stopfen + Außen- dämmscheibe	41,5 → 5,4	87 %	2000	36 W	72 kW
Brenner	Dämmdicke	20704 → 20620	0,4 %	300	84 W	25 kW
Schaulöcher	Öffnungswinkel	270 → 117	57 %	100	153 W	15,3 kW
Halteanker	Durchmesser	ca. 20 → ca. 12	40 %	1500	8 W	12 kW
Thermoelemente	innere Halsrohrlänge	24,1 → 23,1	4 %	80	1 W	80 W

Literatur

- /Baehr96/ Baehr, H. D.; Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer Verlag, 1996. – ISBN 3-540-60374-3
- /Bitt90/ Bittner, H.-G.; Jeschar, R.: Energetische Optimierung von Tunnelofenprozessen in der keramischen Industrie. In: cfi/Ber. d. dt. keram. Ges. **67** (1990) 11, S. 509-517
- /Brun94/ Brunklaus, J. H.; Stepánek, J.: Industrieöfen, Bau und Betrieb: Brennstoff- und elektrisch-beheizte Öfen – Brennerkonstruktionen. 6., neubearb. und erw. Aufl. Essen : Vulkan-Verlag, 1994. – ISBN 3-8027-2906-4
- /Elsner93/ Elsner, N.; Fischer, S.; Huhn, J.: Grundlagen der Technischen Thermodynamik, Band 2 - Wärmeübertragung. 8., grundlegend überarb. und erg. Aufl. Berlin: Akad.-Verlag, 1993. – ISBN 3-05-501389-1
- /Erdgas85/ Erdgas für die Baukeramik-Produktion. Erdgas Information Industrie. Ausgabe 3. Essen, Ruhrgas AG 1985
- /Grigull90/ Grigull, G.; Sandner, H.: Wärmeleitung. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer Verlag, 1990. – ISBN 3-540-52315-4
- /Gröber88/ Gröber, H.; Erk, S.; Grigull, U.: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. Reprint d. 3., verb. u. erw. Neudr. d. 3., völlig neubearb. Aufl., 2., unveränd. Nachdr. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 1988.– ISBN 3-540-02982-6
- /Groth00/ Groth, G.; Müller, G.: FEM für Praktiker – Band 3: Temperaturfelder. 3. akt. Aufl. Renningen : expert verlag, 2000. – ISBN 3-8169-1858-1
- /Gün02/ Günther, S.; Sun, J.: Gegenüberstellung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades von gasbeheizten Mantelstrahlheizrohren mit Rekuperatoren aus Keramik oder Stahl. In: Gaswärme internat. **51** (2002) 8, S. 348 – 352
- /Hanel90/ Hanel, B. M.: Einführung in die konvektive Wärme- und Stoffübertragung. 1. Aufl. Berlin : Verlag Technik, 1990. – ISBN 3-341-00756-3
- /Hauck87/ Hauck, D.; Jung, E.: Maßnahmen zur Senkung der Wärmeleitfähigkeit von Einschalenmauerwerk unter 0,30 W/m K und zur systematischen Beseitigung von Wärmebrücken. Forschungsbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 03-E-8276-A des BMFT, Stuttgart 1987, Fraunhofer-Gesellschaft

- /Heuer98/ Heuer, V.; Walter, G.; Arnold, F.: Zu den Einsatzgrenzen keramischer Faserbauteile in thermischen Anlagen bei hohen Gasgeschwindigkeiten. In: Gaswärme internat. **47** (1998) 6, S. 325 – 331
- /Heuer98.2/ Heuer, V.; Walter, G.; Hutchings, I. M.: Erosive wear of fibrous ceramic components by solid particle impact. Vortrag Conf. „Wear 98“ in Cambridge
- /Hubert96/ Hubert, R.: Bericht über einen neuen Rollenherddurchlauföfen. Interner Arbeitsbericht 1996
- /Incro02/ Incropera, F. P.; DeWitt, D. P.: Introduction to Heat Transfer. 4. ed. New York : John Wiley, 2002. – ISBN 0-471-38649-9
- /Janus88/ Januskiewicz, K.: The problem of wall lining corners in numerical simulation of resistance chamber furnaces. In: Elektrowärme internat. **46** (1988) B6, S. B325 – B328
- /Jeschar90/ Jeschar, R.; Alt, R.; Specht, E.: Grundlagen der Wärmeübertragung. 3., überarb. u. erw. Aufl. Goslar : Viola-Jeschar-Verlag, 1990.
- /Jung91/ Junge, K.: Energieeinsparung bei Tunnelofenprozessen am Beispiel der Ziegelindustrie. In: cfi/Ber. d. dt. keram. Ges. **68** (1991) 5, S. 195-199
- /Kramer02/ Kramer, C.; Mühlbauer, A.: Praxishandbuch Thermoprozess-Technik. Band I: Grundlagen, Verfahren. Essen : Vulkan-Verlag, 2002. – ISBN 3-8027-2922-6
- /Merker87/ Merker, G. P.: Wärme- und Stoffübertragung – Konvektive Wärmeübertragung. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 1987. – ISBN 3-540-16995-4
- /Merker99/ Merker, G. P.; Eiglmeier, C.: Fluid- und Wärmetransport, Wärmeübertragung. Stuttgart, Leipzig : Teubner Verlag, 1999. – ISBN 3-519-06386-7
- /Modest93/ Modest, M. F.: Radiative Heat Transfer. New York : McGraw-Hill, 1993. – ISBN 0-07-112742-9
- /Radgen98/ Radgen, P. und andere: Zwischenbilanz zur rationellen Energienutzung bei Thermoprozessanlagen, insbesondere Industrieöfen. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 032 698 4 des BMBF, Karlsruhe Juni 1998, Fraunhofer Institut Systemtechnik und Innovationsforschung
- /Siegel88/ Siegel, R.; Howell, J. R. ; Lohrengel, J.: Wärmeübertragung durch Strahlung, Teil 1. Grundlagen und Materialeigenschaften. 1. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 1988. – ISBN 3-540-18496-1
- /Siegel91/ Siegel, R.; Howell, J. R. ; Lohrengel, J.: Wärmeübertragung durch Strahlung, Teil 2. Strahlungsaustausch zwischen Oberflächen und in Umhüllungen. 1. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 1991. – ISBN 3-540-52710-9
- /Siegel92/ Siegel, R.; Howell, J. R.: Thermal radiation heat transfer. 3. ed. Washington DC : Hemisphere Publ., 1992. – ISBN 0-89116-271-2

- /Stein87/ Steinhardt, R.; Krivandin, V. A.: Grundlagen der Industriefeuntechnik. 1. Aufl. Leipzig : Dt. Verl. für Grundstoffind., 1987. – ISBN 3-342-00084-8
- /VDI-WA94/ VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. Hrsg. Verein Deutscher Ingenieure; VDI-Gesellschaft für Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 7. erw. Aufl. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1994. – ISBN 3-18-401362-6
- /Walter95/ Walter, G.: Materials Selection for Heat Insulation on an Economic Basis. 3rd Eur. Conf. on Industrial Furnaces and Boilers (Lisboa 1995)
- /Walter02/ Walter, G. (Hrsg.): Arbeitsblätter zur wärmetechnischen Berechnung von Hochtemperaturanlagen (IOW). Freiberg, TU Bergakademie, Lehrstuhl für Hochtemperaturanlagen, 2002
- /Wilde78/ Wilde, K.: Wärme- und Stoffübergang in Strömungen, Band 1: Erzwungene und freie Strömung. 2. Aufl. Darmstadt : Dr. Diedrich Steinkopff Verlag, 1978. – ISBN 3-7985-0496-2
- /Woelk66/ Woelk, G.: Die Bestimmung der Temperatur in einer Ofenwand bei Berücksichtigung temperaturabhängiger Wärmeleitfähigkeit. In: Gaswärme **15** (1966) 6, S. 138 – 141
- /Woelk82/ Woelk, G.; Röhrlich, H.; Knaak, R.: Minimierung des Energieverbrauchs von Industrieöfen bei der Erwärmung von industriellen Zwischenprodukten durch Führung der Öfen mit praxisgerechten mathematischen Modellen und Optimierung von gekühlten Tragelementen in Industrieöfen. Eggenstein-Leopoldshafen : Fachinformationszentrum Energie, Physik, Mathematik Karlsruhe, 1982. BMFT-FB-T 82-202
- /Wünn98/ Wünnig, J. A.; Geldner, D.: Schadstoffarme Brenner aus Hochleistungskeramik. In: Einsatz neuer keramischer Materialien in thermischen Anlagen. Freiburger Forschungsheft A 848. Hrsg. Rektor der TU Bergakademie Freiberg, 1998

Abbildungsverzeichnis

Bild 1: Prinzipskizzen zylindrischer und konischer Rollen mit Wanddurchführung (schematisch)	20
Bild 2: Einbausituation für zylindrische Rollen	21
Bild 3: Modifizierte Rollendurchführung durch eine Ofenwand (schematisch)	21
Bild 4: Randbedingungen für die Simulationsrechnungen.....	24
Bild 5: Temperaturfeld in der Umgebung einer Tragrolle aus Al_2O_3 bei einer Ofentemperatur von 1400 °C	25
Bild 6: Temperaturverlauf an der Rollenoberfläche einer Tragrolle aus Al_2O_3 bei einer Ofentemperatur von 1400 °C	25
Bild 7: Temperaturverlauf und Wärmestromdichte an der Außenwand des Ofens in der Umgebung der Rollendurchführung einer Rolle aus Al_2O_3	26
Bild 8: Wärmeverluste für verschiedene Rollenmaterialien und verschiedene Temperaturen, Geometrie entsprechend Tabelle 2	27
Bild 9: Aufteilung der Wärmeverluste für verschiedene Rollenmaterialien bei einer Ofentemperatur von 1000 °C	27
Bild 10: Abhängigkeit der Wärmeverluste von Dicke und Durchmesser einer äußeren Dämmscheibe (Rollenmaterial Al_2O_3 , Ofentemperatur 1400 °C, Stopfenlänge 120 mm).....	28
Bild 11: Abhängigkeit der Wärmeverluste von Lage und Länge des Stopfens (Rollenmaterial Al_2O_3 , Ofentemperatur 1400 °C, keine Dämmscheibe).....	28
Bild 12: Abhängigkeit der Wärmeverluste von der Spaltweite (Rollenmaterial Al_2O_3 , Stopfenlänge 120 mm, keine Außendämmscheibe)	29
Bild 13: Abhängigkeit der Wärmeverluste vom Lochsteinmaterial und den Rollenparametern (Rollenmaterial Al_2O_3 , Ofentemperatur 1400 °C, Stopfenlänge 120 mm, keine Außendämmscheibe).....	30
Bild 14: Berechneter Spannungsverlauf in der Rolle im Bereich des Stopfens.....	31
Bild 15: VON MISES-Vergleichsspannungen in Transportrollen (Vergleich mit und ohne Stopfen).....	32
Bild 16: gerades Thermoelement mit Schutzrohr.....	33
Bild 17: idealisierte Wanddurchführung (nicht maßstäblich) eines geraden Thermoelementes.....	34
Bild 18: Idealisierung des Thermopaars im Querschnitt.....	34

Bild 19: variierte Parameter der Thermoelementdurchführung.....	36
Bild 20: Randbedingungen für die Simulationsrechnungen.....	37
Bild 21: Temperaturfeld in der Umgebung einer Thermoelementdurchführung bei einer Ofentemperatur von 1200 °C	38
Bild 22: Temperaturverlauf und Wärmestromdichte an der Außenwand des Ofens in der Umgebung der Thermoelementdurchführung bei einer Ofentemperatur von 1200 °C	38
Bild 23: Verlustwärmeströme für verschiedene Temperaturen, Geometrie entspr. Tabelle 7.....	39
Bild 24: Einfluss von Spaltweite und Schutzrohrmaterial auf die zusätzlichen Wärmeverluste.....	39
Bild 25: Abhängigkeit der Wärmeverluste einer Thermoelementdurchführung von Dämmdicke, Stutzenlänge und Flanschdurchmesser	40
Bild 26: Abhängigkeit der Wärmeverluste einer Thermoelementdurchführung bei 1200 °C Ofentemperatur von Stutzen- und Halsrohrlänge.....	41
Bild 27: Abhängigkeit der Wärmeverluste einer Thermoelementdurchführung bei 1200 °C Ofentemperatur von Wanddicke und Durchmesser des Thermoelementes.....	42
Bild 28: Prinzipskizzen einer nicht gasdichten sowie einer gasdichten Schaulochklappe	43
Bild 29: idealisiertes Schauloch (nicht maßstäblich) mit konischer Öffnung	43
Bild 30: variierte Parameter des Schauloches	44
Bild 31: Randbedingungen für die Simulationsrechnungen.....	45
Bild 32: Temperaturfeld in der Umgebung eines Schauloches aus Aluminiumguss bei einer Ofentemperatur von 1200 °C	46
Bild 33: Temperaturverlauf und Wärmestromdichte an der Außenwand des Ofens in der Umgebung eines Schauloches aus Aluminiumguss bei einer Ofentemperatur von 1200 °C.....	47
Bild 34: Verlustwärmeströme für verschiedene Temperaturen, Geometrie entspr. Tabelle 9.....	47
Bild 35: Abhängigkeit der Wärmeverluste von Dämmdicke und Durchmesser der Armatur	48
Bild 36: Einfluss des Materials der Schaulocharmatur und deren Wanddicke sowie des Flanschdurchmessers auf die zusätzlichen Wärmeverluste bei einer Ofentemperatur von 1200 °C.....	49
Bild 37: Abhängigkeit der Wärmeverluste von der äußeren und inneren Länge der Schaulocharmatur	49
Bild 38: Darstellung der verschiedenen Konus-Öffnungswinkel	50
Bild 39: Abhängigkeit der Wärmeverluste vom Sichtwinkel oder Öffnungswinkel des Konus.....	51
Bild 40: Einbau eines Rekuperatorbrenners in die Ofenwand /Wünn98/	52
Bild 41: Metallischer und keramischer Rekuperator /Gün02/	53

Bild 42: idealisierte Wanddurchführung (nicht maßstäblich) eines Rekuperatorbrenners.....	54
Bild 43: variierte Parameter des Rekuperatorbrenners	57
Bild 44: mit dem Bilanzmodell ermittelte Luft- und Abgastemperaturen (ortsabhängig) für die Grundvariante bei 1000 °C Ofentemperatur	58
Bild 45: Randbedingungen für die Simulationsrechnungen.....	59
Bild 46: Temperaturfeld in einem Rekuperatorbrenner aus Stahl und der umgebenden Wand bei einer Ofentemperatur von 1000 °C.....	59
Bild 47: Sankeydiagramm für den Rekuperatorbrenner aus Stahl bei 1000 °C Ofentemperatur einschließlich der umgebenden Ofenwand.....	60
Bild 48: Anteile von zusätzlichem Wandverlust \dot{Q}_a^{\otimes} und Abgasenthalpie Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes} bei der Grundvariante.....	61
Bild 49: Wandverlust \dot{Q}_a^{\otimes} für verschiedene Ofeninnentemperaturen und verschiedene Brennermaterialien	62
Bild 50: Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes} des Stahlbrenners der Grundvariante bei verschiedenen Temperaturen.....	62
Bild 51: Einfluss von Wärmeleitfähigkeit und Wanddicke der Dämmung auf den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes}	63
Bild 52: Einfluss der Wanddicke des Abgasführungsrohres auf den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes}	63
Bild 53: Einfluss von Wärmeleitfähigkeit und Wanddicke des Stützens auf den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes}	64
Bild 54: Einfluss der Ofenwanddicke auf den Gesamtverlust \dot{Q}_b^{\otimes}	65
Bild 55: Einbauskizze der Musterlösung in den Versuchsofen	66
Bild 56: Realisierung einer Rollendurchführung ohne Spalt am Versuchsofen	67
Bild 57: Aufgenommenes Thermokamerabild der Ofenwand	69
Bild 58: Temperaturverlauf an der Außenseite der Ofenwand	70
Bild 59: Aufgenommenes Thermokamerabild der Rollenoberfläche.....	70
Bild 60: Temperaturverlauf an der Außenseite der Rolle	70
Bild 61: Wärmeflussbild für einen Rollenofen zum Brennen glasierter Bodenfliesen /Erdgas85/.....	71
Bild 62: Mögliche verallgemeinerte Strukturen: a) „Kurzschluss“, b) „Loch“, c) „Loch mit Kurzschluss“, d) „Kurzschluss mit Loch“	73

Bild 63: schematische Stromlinien und Abmessungen des modellierten „Kurzschlusses“	74
Bild 64: Abweichung des Wärmestroms durch eine Wand mit Kurzschluss von der Parallelschaltung bei verschiedenen Wärmeleitfähigkeiten.....	75
Bild 65: Wärmestrom durch eine Wand mit Kurzschluss bei verschiedenen Kurzschlussdurchmessern und unterschiedlichen Ofentemperaturen	75
Bild 66: Wärmestrom durch eine Wand mit Kurzschluss bei verschiedenen Kurzschlussdurchmessern und einer Ofentemperatur von jeweils 400°C.....	76
Bild 67: Wärmestrom durch das Loch in Abhängigkeit von der Anzahl der Unterteilungen	80
Bild 68: Wärmeströme für verschiedene Lochradien und verschiedene Lochlängen bei unterschiedlichen Ofentemperaturen	81
Bild 69: Wärmestromdichten für verschiedene Lochradien und verschiedene Lochlängen bei unterschiedlichen Ofentemperaturen	82

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Anzahl von Wanddurchbrüchen in Industrieöfen	16
Tabelle 2: Abmessungen der Grundvariante	22
Tabelle 3: Variationsbereich der Parameter	23
Tabelle 4: Stoffwerte für die Parametervariationsrechnungen.....	23
Tabelle 5: Einfluss von Außendämmung und Stopfen	29
Tabelle 6: Stoffwerte für die Spannungsberechnungen	31
Tabelle 7: Abmessungen der Grundvariante	35
Tabelle 8: Stoffwerte für die Parametervariationsrechnungen.....	36
Tabelle 9: Abmessungen der Grundvariante	44
Tabelle 10: Stoffwerte für die Parametervariationsrechnungen.....	45
Tabelle 11: Abmessungen der Grundvariante	56
Tabelle 12: Stoffwerte für die Parametervariationsrechnungen.....	57
Tabelle 13: Parameter für die Funktionsdarstellung entsprechend Formel (17).....	76
Tabelle 14: Einstrahlzahlen in einem Kreiszyylinder, dessen Mantelfläche in zwei Segmente unterteilt ist.....	79
Tabelle 15: mögliche Einsparungen und effektivste Parameter der verschiedenen Strukturen	84