



Entwicklung innovativer Tunnelofenkonzepte zum Brennen von keramischem Gut anhand eines mathematischen Prozessmodells

Tino Redemann

Entwicklung innovativer Tunnelofenkonzepte zum Brennen von keramischem Gut anhand eines mathematischen Prozessmodells

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur

(Dr.-Ing.)

von: M.Sc. Tino Redemann

geb. am: 27.10.1986

in: Wernigerode

genehmigt durch die Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Promotionskommission: Prof. Dr.-Ing. Ulrich Krause (Vorsitz, OvGU)

Prof. Dr.-Ing. Eckehard Specht (Gutachter u. Betreuer, OvGU)

Prof. Dr.-Ing. Herbert Pfeifer (Gutachter, RWTH Aachen)

Dr.-Ing. Anne Tretau (Gutachterin, IZF)

eingereicht am: 30.08.2019

Promotionskolloquium am: 13.12.2019

Zusammenfassung

Der Brand von Grobkeramik im Tunnelofen hat sich in den letzten vier Jahrzehnten technologisch kaum verändert trotz eines geringen energetischen Wirkungsgrades bestehender Anlagen von nur rund 30 %. Dabei machen die Energiekosten einen signifikanten Anteil an den Produktionskosten aus. Die Ursache liegt maßgeblich in einer angespannten Marktsituation, die Investitionen in Neubauten erschwert. Vor dem Hintergrund der anstehenden Energiewende müssen jedoch Maßnahmen ergriffen werden, den Energieverbrauch bestehender Anlagen drastisch zu reduzieren. Die prozessspezifischen Abhängigkeiten zwischen Auslegungs-, Betriebs-, und Besatzparametern sind in bisherigen Arbeiten nur vereinzelt betrachtet worden, wobei grundlegendes Prozessverständnis für die Fortentwicklung des Tunnelofens unabdingbar ist.

Zur theoretischen Analyse des Brennprozesses wurde hierzu ein eindimensionales mathematisches Prozessmodell entwickelt, das den Aufheiz- und Abkühlvorgang im Tunnelofen simuliert. Berechnet werden können u. a. die axialen Profile der Besatz- und Gastemperatur, der Luftmenge sowie die Konzentration der Gaskomponenten. Des Weiteren kann der Einfluss wichtiger Eingangsgrößen auf die Brennkurve und den Energieverbrauch untersucht werden. Dazu zählen die Massenströme und geometrischen Daten des Gutes und der Brennhilfsmittel, die zu- und abgeführten Luftströme und deren Temperatur, die Brennstoffverteilung sowie die Abmessungen des Brennkanales. Zur Validierung des Prozessmodells wurde der Brand von Dachziegeln simuliert, wobei experimentell bestimmte Ofendaten aus einer Betriebsmessung als Grundlage dienten. Unbekannt war hierbei die thermisch aktive Masse des Ofenwagens, die als Anpassungsparameter verwendet und der Besatzmasse zugeschlagen wurde. Zugleich wurde der Dachziegelbesatz durch einen Besatz aus Platten geometrisch vereinfacht, wodurch der Wärmeübergang durch Konvektion und Gasstrahlung mit Hilfe von bewährten Funktionen bestimmt werden konnte. Der Vergleich zwischen berechneter und gemessener Brennkurve zeigte eine gute Übereinstimmung mit lokalen Abweichungen von höchstens 50 K.

Mit dem Prozessmodell stand ein flexibles Werkzeug zur Verfügung, den Tunnelofenprozess zu analysieren und zu optimieren. Dazu wurde im ersten Schritt ein verallgemeinerter Ofenprozess definiert, der als Grundlage für systematische Parametervariationen diente. Das Ziel hierbei war zum einen das Erlangen von Prozessverständnis und zum anderen das Aufzeigen von Möglichkeiten, gezielt Einfluss auf den Brennprozess zu nehmen. Dabei wurden u. a. die Parameter Warendurchsatz, Verbrennungsluft und Kühlluftmenge, Brennstoffmenge und -verteilung, Brennzonenlänge sowie Rohstoffreaktionen untersucht.

Im zweiten Schritt wurden aus den Ergebnissen neue Konzepte hergeleitet, mit dem Ziel, den Energieverbrauch bestehender Tunnelöfen zu senken. Die Bedingung hierbei war, den Verlauf der optimalen Brennkurve des Produktes nicht zu verändern. Die Maßnahmen zielen dabei auf eine Auftrennung des Wärmeverbundes zwischen Ofen und Trockner. Daraus ergibt sich die Möglichkeit, dass die Kühlluft vollständig im Brennkanal verbleibt und als vorgewärmte Verbrennungsluft genutzt wird. Das Wärmekapazitätsstromverhältnis erreicht dabei den theoretisch optimalen Wert von eins. Hierzu werden Umwälzsysteme benötigt, die für eine gute Durchmischung und einen hohen Wärmeübergang sorgen. Die Luftmenge, die in der Kühlzone in einem Bypass geführt wird, erlaubt die Einstellung der Abkühlgeschwindigkeit im Bereich des Quarsprunges. Durch eine Kombination dieser Maßnahmen sind Energieeinsparungen von über 50 % gegenüber dem Vergleichsprozess erreichbar.

Abstract

The firing of coarse ceramics in tunnel kilns has hardly changed technologically in the last four decades while the energy efficiency of existing plants is only around 30 %. Energy costs account for a significant share of production costs. This is mainly due to the tense market situation, which makes it difficult to invest in new kilns. Against the background of the upcoming energy turnaround, hence, measures must be taken to drastically reduce the energy consumption of existing plants. The process-specific dependencies between design, operating and setting parameters have only been considered isolated in previous work, but a fundamental understanding of the process is essential for the further development of the tunnel kiln.

For the theoretical analysis of the firing process, a one-dimensional mathematical process model was developed which simulates the heating and cooling process in the tunnel kiln. The axial profiles of the ware and gas temperature, the volume flow rate and the concentration of the gas components can be calculated. Furthermore, the influence of important input parameters on the firing curve and energy consumption can be investigated. These include the mass flows and geometric data of the material and the kiln furniture, the gas inlets and outlets, the fuel distribution and the dimensions of the firing channel. In order to validate the process model, the firing of roof tiles was simulated. Experimental data from an industrial kiln were input. The setting of roof tiles and H-cassettes was geometrically simplified by a setting of plates, whereby the heat transfer by convection and gas radiation could be determined with the help of proven functions. The thermally active mass of the kiln car was unknown. Therefore, it was used as an adjustment parameter. Finally, the roof tiles, the cassettes and the active mass of the car were combined in a single solid flow. The comparison of calculated and measured firing curve showed a good agreement with local deviations of at most 50 K.

The process model provides a flexible tool for analyzing and optimizing the tunnel kiln process. In the first step, a generalized kiln process was defined, which served as a basis for systematic parameter variations. The aim here was on the one hand to gain an understanding of the process and on the other hand to point out possibilities how to control the firing process. The parameters examined included product throughput, quantity of combustion air and cooling air, fuel quantity and fuel distribution, firing zone length and raw material reactions.

In the second step, new concepts were derived from the results with the aim of reducing the energy consumption of existing tunnel kilns. The condition here was to keep the optimal firing curve of the ware. The measures aim at separating the thermal bond between kiln and dryer. This results in the possibility that the cooling air remains completely in the firing channel and is used as strongly preheated combustion air. The heat capacity flow ratio reaches the theoretically optimal value of one. This requires circulation systems that ensure good mixing and high heat transfer. A fraction of the cooling air is bypassed, what allows to control the cooling speed in the temperature range of quartz inversion. Compared to the reference process a combination of these measures results in energy savings of more than 50 %.

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	XIII
1 Einführung	1
1.1 Industrielle Bedeutung von Tunnelöfen	1
1.2 Tunnelwagenofen	3
1.2.1 Brennprozess	3
1.2.2 Besatzaufbau	5
1.3 Problemstellung	7
1.3.1 Technologische Entwicklung des Tunnelwagenofens	7
1.3.2 Energieeinsparpotential	8
1.3.3 Lösungsansatz	12
2 Bestehende Prozessmodelle	13
2.1 Grobkeramik	13
2.2 Feinkeramik	18
2.3 Prozessmodelle für andere Industrieöfen	19
2.4 Zusammenfassung	20
3 Mathematische Modellierung	23
3.1 Bilanzraum	23
3.2 Enthalpieänderung von Gas und Solid	24
3.2.1 Verbrennungsrechnung	24
3.2.2 Mischung	28
3.2.3 Zu- und Abfuhr von Wärme	30
3.3 Numerische Berechnung der axialen Temperaturprofile	32
3.3.1 Gitterabhängigkeit der Lösung	35
3.3.2 Berechnungsmethodik	36
4 Wärmeübertragung	39
4.1 Geometrische Modellierung	39
4.2 Wärmeübergang durch Konvektion	40
4.2.1 Platte und Rohr	41
4.2.2 Ziegel- und Scherbenbesätze	43
4.2.3 Modellauswahl	47

4.3	Wärmeübergang durch Strahlung.....	51
4.3.1	Emissionsgrad von Keramiken.....	52
4.3.2	Emissionsgrad von H ₂ O und CO ₂	53
4.3.3	Strahlungsaustausch.....	56
4.4	Wärmeleitung im Festkörper.....	60
4.4.1	Besatz.....	60
4.4.2	Ofenwand	64
4.5	Wärmeströme im Ofen.....	66
5	Validierung des Prozessmodells	69
5.1	Referenzofen.....	69
5.2	Vergleich zwischen Realprozess und Simulation.....	72
5.3	Simulationsergebnisse	75
5.3.1	Wichtige Prozessgrößen	75
5.3.2	Sensitivität des Prozessmodells.....	79
6	Prozessverständnis	81
6.1	Verallgemeinerter Tunnelofenprozess	81
6.2	Variation einzelner Prozessgrößen.....	84
6.3	Steuerungsmöglichkeiten der Brennkurve	88
7	Prozessoptimierung	91
7.1	Vorwort.....	91
7.1.1	Optimierungsziel	91
7.1.2	Optimierung im Verbund	91
7.2	Interne Kühlluftnutzung.....	93
7.3	Veränderung der Besatzgeometrie	95
7.4	Masserduzierung von Brennhilfsmitteln	97
7.5	Anpassung der Verbrennungsluftmenge.....	98
7.6	Entkopplung von Ofen und Trockner	100
7.6.1	Verzicht auf Kühlzonenabsaugung.....	100
7.6.2	Einsatz von Umwälzern.....	102
7.6.3	Kühlzone mit Bypass.....	107
8	Schlussfolgerungen	111
8.1	Der Tunnelofen bis 2050	111

8.2	Übertragbarkeit auf andere Produkte der keramischen Industrie	114
8.3	Empfehlungen für weiterführende Arbeiten	115
	Literaturverzeichnis	117
	Anhang	XVII
A.1	Stoffgrößen Einzelgase und Gasgemische.....	XVII
A.2	Referenzofen 2.....	XVIII
A.3	Wärmeleitfähigkeit von Dachziegeln.....	XXIII
A.4	Fortsetzung Parametervariationen Kapitel 6.3.....	XXIV
A.5	Einfluss der Brennstoffverteilung auf die Brennzone	XXV
A.6	Strömungssimulation von klassischen Umwälzkreisen	XXV
A.6.1	Gittergenerierung	XXV
A.6.2	Simulation	XXVI
A.6.3	Simulationsergebnisse Dachziegelbesatz.....	XXVII

Symbolverzeichnis
Lateinische Symbole

A	Fläche	m^2
A	Vergleichsebene (Anhang A.6)	
B	Vergleichsebene (Anhang A.6)	
Bi	Biot-Zahl	
E	spezifischer Energieverbrauch	J/kg
F	Substitutionsterm	
G	geometrischer Parameter	
Gr	Grashof-Zahl	
\dot{H}	Enthalpiestrom	W
L	massebezogener Luftbedarf	kg_L / kg_{Br}
\tilde{L}	volumetrischer Luftbedarf	m_L^3 / m_{Br}^3
L / Z	Luft-Ziegel-Verhältnis	
\tilde{M}	molare Masse	kg/mol
\dot{M}	Massenstrom	kg/s
Nu	Nußelt-Zahl	
Pr	Prandtl-Zahl	
\dot{Q}	Wärmestrom	W
R	thermischer Widerstand	$(m^2 \cdot K) / W$
Re	Reynolds-Zahl	
S	geometrischer Parameter	
St	Stanton-Zahl	
T	Temperatur (Kelvin)	K
O	massebezogener Sauerstoffbedarf	kg_{O_2} / kg_{Br}
\tilde{O}	volumetrischer Sauerstoffbedarf	$m_{O_2}^3 / m_{Br}^3$
\dot{W}	spezifischer Wärmestrom aus Wärmequelle bzw. -senke	W/kg
X	dimensionslose Ofenlänge	
a	geometrischer Parameter	
a	Koeffizient in Gasstrahlungsgleichung	
b	geometrischer Parameter	
b	Koeffizient in Gasstrahlungsgleichung	
c	spezifische Wärmekapazität	J / (kg · K)
c_p	spezifische Wärmekapazität (isobare Bedingungen)	J / (kg · K)
d	Dämpfungsfaktor	
d	Durchmesser	m
d_h	hydraulischer Durchmesser	m

g	Erdbeschleunigung	m/s^2
h_u	spezifischer Heizwert	J/kg
i	Element	
i	Komponente	
k	Knoten	
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$W / (m^2 \cdot K)$
ℓ	Länge, Ofenlänge	m
ℓ_{ch}	Charakteristische Länge	m
n	Anzahl der Elemente i	
n_{Be}	Anzahl der Besatzschichten	
p	Absolutdruck	bar
p_i	Partialdruck der Gaskomponente i	bar
\dot{q}	Wärmestromdichte	W/m^2
s_{Be}	Besatzdicke	m
s_{Spalt}	Spaltweite	m
$s_{\text{äq}}$	äquivalente Schichtdicke	m
t	Zeit	s
w	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
w_0	Strömungsgeschwindigkeit im Leertunnel	m/s
\bar{w}	mittlere Strömungsgeschwindigkeit	m/s
x	kartesische Koordinatenachse (Richtung Ofenlänge)	
x_i	Massenanteil der Gaskomponente i	
\tilde{x}_i	Volumenanteil der Gaskomponente i	
y	kartesische Koordinatenachse (Richtung Ofenbreite)	
z	kartesische Koordinatenachse (Richtung Ofenhöhe)	

Griechische Symbole

Δ	Differenz	
Ω	Wärmekapazitätsstromverhältnis	
α	Wärmeübergangskoeffizient	$W / (m^2 \cdot K)$
β_T	thermischer Ausdehnungskoeffizient	$1/K$
χ	Transientenfaktor	
δ	Schnittpunkt	
δ	Übergang zwischen Brenn- und Sturzkühlzone	
ε	Emissionsgrad	
ϕ	geometrischer Parameter	
φ	Sichtfaktor / Umwälzrate	

λ	Luftzahl	
λ	spezifische Wärmeleitfähigkeit	$W / (m \cdot K)$
ν	kinematische Viskosität	m^2/s
\tilde{v}	volumetrische spezifische Gasmenge	m^3_i / m^3_G
ϑ	Temperatur (Celsius)	$^{\circ}C$
ϑ_{ad}	adiabate Verbrennungstemperatur	$^{\circ}C$
ρ	Dichte	kg/m^3
ρ	Reflektionsgrad	
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$W / (m^2 \cdot K^4)$
τ	Transmissionsgrad	

Indizes & Abkürzungen

0	Bezug auf Standardbedingungen (STP)
A	Abgas
AiF	Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen
Be	Besatz
BMI	Braas Monier Icopal
Br	Brennstoff
By	Bypass
C	Tunnelofenwagen / Kohlenstoff
CFD	Computational Fluid Dynamics
DSC	Differential Scanning Calorimetry
E	Erweiterung
Ein	Eintritt
Eu	Europa
FL	Falschluff
G	Gas
H	High / Wasserstoff
IZF	Institut für Ziegelforschung Essen e.V.
K	Kanal
kal	kalorisch
Konv	Konvektion
KL	Kühlluft
L	Low / Luft
LFA	Laser Flash Analyse
Ma	Masse
N	Normzustand / Stickstoff
NF	Normalformat
O	Sauerstoff
OA	Obere Kühlluftabsaugung
S	Solid

Schiebe	Schiebeluft
St	Staub
Str	Strahlung
Sturz	Sturzkühlung
TOW	Tunnelofenwagen
U	Umgebung
UA	Untere Kühlluftabsaugung
V	Verlust
VG	Verbrennungsgas
VL	Verbrennungsluft
Vol	Volumen
VBSK	Vertical brick shaft kiln
W	Wand
Z	Ziegel
a	außen / Extinktionskoeffizient / Strömungskoeffizient
b	Strömungskoeffizient
bvp	Boundary value problem
eff	effizient
i	innen
j	stöchiometrischer Koeffizient
l	links
lam	laminar
m	stöchiometrischer Koeffizient
max	maximal
min	minimal
mix	Mischung
n	Exponent zur Bestimmung von temperaturabh. Stoffgrößen
ode	Ordinary differential equation
r	rechts
turb	turbulent

1 Einführung

1.1 Industrielle Bedeutung von Tunnelöfen

Geschichtliches

Die Herstellung und Nutzung keramischer Massen erstreckt sich auf eine etwa 10 000 Jahre lange Geschichte [1]. Bereits in der Jungsteinzeit wurde das Brennen von Ton zu Gefäßen praktiziert. Aus der Zeit von 7400 v. Chr. konnte die Verwendung gebrannter Ziegel in Jericho nahe Jerusalem nachgewiesen werden. Die ersten Formziegel konnten dem Zeitraum um 5900-5300 v. Chr. zugeordnet werden. Über viele Jahrtausende hat sich die Technologie zur Herstellung von Keramik nur unwesentlich verändert. Die keramischen Rohmassen wurden geformt, freiluftgetrocknet und chargenweise zu Meilern aufgestapelt und gebrannt. Die Einschränkung zur Handarbeit und zu kurzen Transportwegen prägte maßgeblich den Herstellungsprozess. Mit dem Ausbau des Eisenbahnnetzes konnten nun die Erzeugnisse über große Entfernungen transportiert werden und größere Absatzgebiete erschlossen werden. Mit der Entwicklung des Ringofens 1839 wurde der Grundstein für den Dauerbrand gelegt. Dies war der Übergang von der chargenweisen und ortsveränderlichen zur kontinuierlichen und ortsfesten Produktion. Der steigende Mechanisierungsgrad im Zuge der Industrialisierung initiiert Ende des 19. Jahrhunderts die Entwicklung der ersten Durchlauföfen. 1873 erhielt Otto Bock ein Patent auf den ersten Kanalofen mit Sandrinne. Mit steigendem Grad der Automatisierung sowie der Einführung elektronischer Prozessleittechnik ist daraus der moderne Tunnelofen entstanden, der in den Industrieländern seit dem Ende des zweiten Weltkriegs hauptsächlich zum Brennen von keramischer Ware eingesetzt wird.

In Entwicklungs- und Schwellenländern werden auch heute noch in großer Zahl Feldbrandöfen, Ringöfen sowie Schachtöfen zum Brennen von Ziegel eingesetzt [2].

Einordnung der Branche

Die thermische Behandlung von Stückgut wird im industriellen Maßstab in Schachtöfen und Drehrohröfen durchgeführt. Der Tunnelofen wird zur thermischen Behandlung von Formteilen verwendet und wird in verschiedenen Industriezweigen eingesetzt, wie z. B. folgende Beispiele zeigen:

- Metallindustrie (Glühen von Aluminium- und Stahlband)
- Keramische Industrie (siehe Tabelle 1-1),
- Nahrungsmittelindustrie (Backen von Brot),
- Elektronikindustrie (Sintern von Halbleiterbauteilen).

Dabei wird das Gut einlagig, mehrlagig oder gestapelt kontinuierlich durch den Ofenkanal transportiert und durchläuft eine Erwärmungs-, Reaktions- sowie Kühlzone. Nach der Erwärmung des Gutes laufen in der Reaktionszone thermophysikalische und /oder thermochemische Prozess ab, durch die gewünschte Produkteigenschaften erzielt werden bis es schließlich wieder abgekühlt wird. Der Ofenprozess ist dabei in eine

Abfolge von mehreren Prozessschritten von der Rohstoffgewinnung bis hin zum Endprodukt in einen Gesamtprozess eingebunden.

Tabelle 1-1: Brenntemperaturen und Marktvolumen von keramischen Erzeugnissen

	Erzeugnis	Brenntemperatur in °C [3, 4]	Produktionskapazität in Eu-27 2003 [5]	Umsatz in Eu-27 2003 [5]	spez. Energieverbrauch [5, 6]
Grobkeramik (Baukeramik)	Vormauerziegel / Klinker / Riemchen/ Pflasterklinker	900 - 1250	55 Mio. t	6,8 Mrd. €	2,3 MJ/kg
	Hintermauerziegel	900 - 1100			
	Dachziegel	1000 - 1250			
	Feuerfestkeramik	1260 - 1540	4,5 Mio. t	3,1 Mrd. €	5,2 MJ/kg
	Steinzeugrohre	900 - 1280	0,7 Mio. t	0,3 Mrd. €	5,6 MJ/kg
Feinkeramik (Sanitär- und Haushaltskeramik)	Boden- und Wandfliesen	1000 - 1230	25 Mio. t	10,1 Mrd. €	5,6 MJ/kg
	Porzellan	1270 - 1370	0,5 Mio. t	2 Mrd. €	45,2 MJ/kg
	Töpferwaren	750 - 1200			
	Toiletten / Waschbecken	1200 - 1300	0,5 Mio. t	1,9 Mrd. €	21,9 MJ/kg
Technische Keramik	Katalysatoren	1050 - 2200	0,2 Mio. t	2 Mrd. €	50,4 MJ/kg
	Isolatoren				

In Tabelle 1-1 sind typische Erzeugnisse der keramischen Industrie sowie deren Produktionsvolumina aufgelistet. Unter der Annahme eines durchschnittlichen Energieverbrauchs von 2300 kJ/kg für den Brand von Ziegel ergibt dies einen jährlichen Gesamtenergieverbrauch von ca. 55 Mrd. kWh. Bei einem abgeschätzten Erdgaspreis für die Industrie von ca. 6 Cent/kWh im Jahr 2003 entspricht dies einer Summe von 2,1 Mrd. €. Ca. 31 % des Umsatzes sind somit auf die Energiekosten zurückzuführen. Somit kann das Brennen von Keramik als energieintensiver Prozess bezeichnet werden [7]. Bei der Reduzierung des Energieverbrauchs zur Produktion von Ziegel um 10 % würde sich bereits eine jährliche Einsparung in der EU von bereits 200 Mio. € ergeben.

1.2 Tunnelwagenofen

Die Bezeichnung Tunnelofen ist ein übergeordneter Begriff und beschreibt alle Arten von Öfen, in denen das Gut in einem langen Kanal bzw. Tunnel thermisch behandelt wird. Dazu zählen Tunnelwagenöfen oder auch Rollenöfen.

Tunnelwagenöfen sind zur Herstellung von Keramiken, insbesondere für Grobkeramik, das dominierende Brennaggregat. Hohe Durchsatzleistungen werden erreicht, indem die Ware zu einem Besatz gestapelt und kontinuierlich durch den Ofen gefahren wird. Dabei wird die Ware gebrannt, wobei Durchlaufzeiten von wenigen Stunden bis mehrere Tage nötig sind. Tunnelwagenöfen sind bis zu 400 m lang, 10 m breit und 3 m hoch [8]. Im Folgenden wird der Tunnelwagenofen einfachhalthalber als Tunnelofen bezeichnet.

1.2.1 Brennprozess

Nachdem der Besatz auf Ofenwagen gesetzt und getrocknet wird, wird dieser quasi-kontinuierlich durch den Tunnelofen geschoben. In Abbildung 1-1 ist schematisch das Prozessschema im Längsschnitt dargestellt. Der Besatz gelangt zunächst in die Vorwärmzone, in der dieser erwärmt wird. In der anschließenden Brennzone, die sich in der Mitte des Ofens befindet, wird Brennstoff und Verbrennungsluft über Brenner in der Decke oder auch durch die Ofenwand zugeführt, wodurch die Ware auf die erforderliche Brenntemperatur geheizt wird.

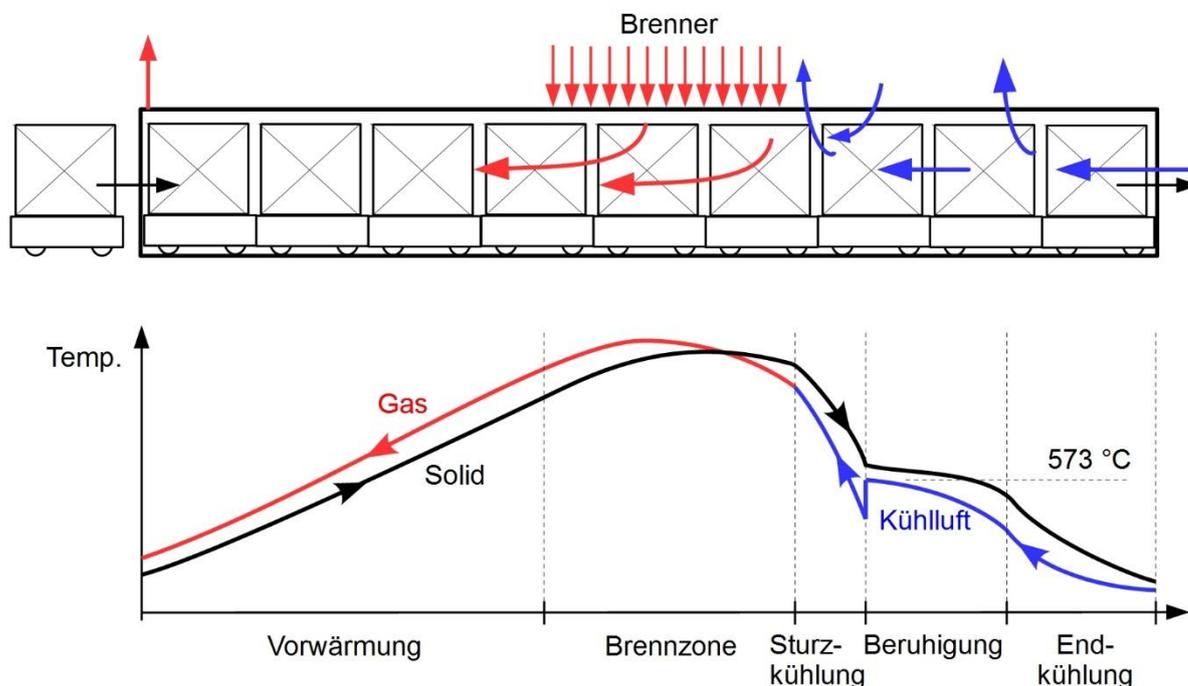


Abbildung 1-1: Schematischer Längsschnitt eines Tunnelofens mit axialen Temperaturprofilen nach [8]

Bei diesen hohen Temperaturen läuft der Sinterungsprozess im keramischen Werkstück ab, durch den die gewünschten Produkteigenschaften erlangt werden. Die heißen Verbrennungsgase strömen entgegengesetzt der Schubrichtung in Richtung Ofeneinfahrt, wobei diese Wärme an den Besatz abgeben. Die nun abgekühlten Verbrennungsgase werden aus dem Brennkanaal abgezogen und der Rauchgasreinigung zugeführt, um schädliche Stoffe zu entfernen. Während des Aufheizens des Ziegels können z. B. Kohlenwasserstoffe ausgasen, die durch den Zusatz von Porosierungsmittel enthalten sind.

Im Anschluss an die Brennzone wird der Besatz in der Kühlzone abgekühlt. Dazu wird Umgebungsluft am Ende des Brennkanaals zugeführt, die wiederum entgegen der Schubrichtung durch den Besatz strömt und Wärme aufnimmt. Die Kühlluft wird am Ende der Brennzone abgezogen und dem vorgeschalteten Trocknungsprozess zugeführt. Wird nicht die gesamte Kühlluft abgezogen, verbleibt ein Teil im Brennkanaal und wirkt in der Brennzone als stark vorgewärmte sekundäre Verbrennungsluft. In Abhängigkeit von der Sensitivität der nun gesinterten Ware gegenüber Kühlrissen, wird die Abkühlgeschwindigkeit entsprechend reduziert. Typisch ist eine Reduzierung im Temperaturbereich des Quarzsprungs um 573 °C. Die Kühlgeschwindigkeit wird über die Kühlluftmenge im Brennkanaal gesteuert, sodass Kühlluft abgesaugt bzw. zusätzlich eingedüst wird. Schließlich verlässt die abgekühlte Ware den Ofen. Die Ofenwagen werden erneut beladen und durchfahren erneut Trockner und Ofen.

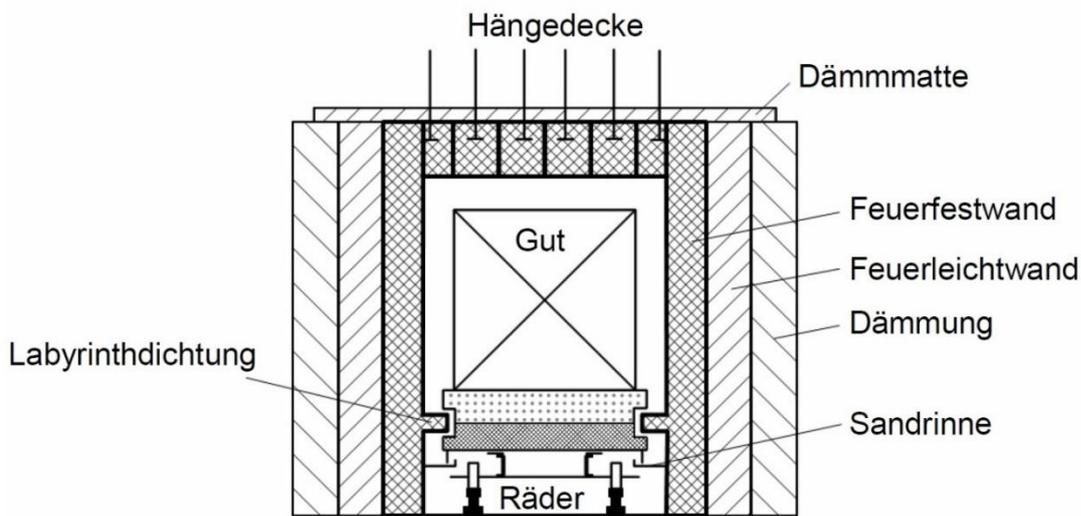


Abbildung 1-2: Schematischer Querschnitt eines Tunnelofens nach [8]

Abbildung 1-2 zeigt schematisch den Querschnitt eines Tunnelofens. Der Ofenwagen muss verschiedene Eigenschaften aufweisen. Zu einen muss dieser leicht und gut wärmegeklämt sein, um die Einspeicherung von Wärme während der Aufheizphase gering zu halten, zum anderen darf nicht zu viel Wärme an die tragende Unterkonstruktion des Wagens geleitet werden. Der Wagen ist deshalb aus verschiedenen Schichten aufgebaut. Die oberste Schicht ist dünn, hart und abriebfest. Diese Schicht verteilt das Besatzgewicht auf die gesamte Grundfläche des Ofenwagens und wirkt als mecha-

nische Schutzschicht während des Belade- und Entladevorgangs. Die weiteren Schichten sind mit Dämmmaterial ausgeführt. Die Abdichtung der Wagen an den Seiten wird mittels eines Bleches realisiert, das in einer Sandrinne läuft. Die Ofenwände und die Ofendecke sind ebenfalls mehrschichtig aufgebaut, wobei die innere Schicht der hohen Ofenraumtemperatur ausgesetzt ist und die äußeren Schichten als Wärmedämmung funktionieren.

1.2.2 Besatzaufbau

Die getrockneten Formstücke werden automatisiert auf die Tunnelofenwagen gesetzt und bilden den Besatz, der aus einzelnen Besatzstapeln bzw. Besatzreihen besteht. Zwischen den Besatzstapeln befinden sich die Längsgassen, durch die das Ofengas strömt. Ware mit spezifischer Lochung werden zur Durchströmung axial ausgerichtet, wie bei Hochlochziegel in Abbildung 1-3. In Abbildung 1-4 ist der axiale Zwischenraum zwischen den Besatzreihen gezeigt, der als Brenngasse dient. Diese stellt den Reaktionsraum für das Brennstoff-/Luftgemisch dar, das über die Brenner zugeführt wird. Wird ein neuer Ofenwagen in den Brennkanaal geschoben, rückt der Besatz entsprechend dem Abstand der Brenngassen im Ofen weiter. Üblicherweise wird die Brennerleistung während eines Schubvorgangs reduziert, womit bei der Vorbeifahrt Temperaturspitzen und Farbveränderungen auf der Besatzoberfläche vermieden werden. Großzügige Abstände zwischen Besatz und Ofenwand bzw. -decke verhindern Berührungen, die zum Einsturz von Besatzpaketen führen können. Diese Spalte werden Seitenwand- sowie Deckenspalt genannt.



Abbildung 1-3: Besatz aus Hochlochziegel im Querschnitt [9]



Abbildung 1-4: Besatz aus Hochlochziegel im Längsschnitt [9]



Abbildung 1-5: „Türmchenbesatz“ aus Klinker für die Seitenunterfeuerung
(Foto: ABC-Klinkergruppe)

Wird der Besatz aus Stabilitätsgründen nicht schubweise, sondern kontinuierlich durch den BrennkanaI gefahren, werden ausschließlich Seitenbrenner eingesetzt, die über den Besatz in einen größeren Deckenspalt feuern oder unter den Besatz. Unter dem

Besatz wird mit Stützen (Bensen) ein geeigneter Reaktionsraum geschaffen, wie in Abbildung 1-5 für einen Türmchenbesatz aus Klinker gezeigt ist.

In Abbildung 1-6 ist am Beispiel von Dachziegel gezeigt, wenn die Ware nicht stapelfähig ist und warenspezifische Transporthilfsmittel benötigt werden. In modernen Öfen werden Dachziegel hauptsächlich horizontal auf H-Kassetten gelegt. Dies gewährleistet eine homogene axiale Durchströmung durch die Besatzstapel, wobei der Ofenquerschnitt nahezu vollständig ausgenutzt werden kann.



*Abbildung 1-6: Dachziegelbesatz in horizontaler Ausrichtung
(Foto: BMI Technical Services GmbH)*

1.3 Problemstellung

1.3.1 Technologische Entwicklung des Tunnelwagenofens

Der Brennprozess von keramischer Ware in Tunnelöfen wurde in der Vergangenheit bereits durch eine Vielzahl von Maßnahmen technologisch verbessert. Maßnahmen wurden durchgeführt, um zum einen den Energieverbrauch zu senken und zum anderen die Produktqualität zu steigern.

Lange Zeit wurde die Ofendecke als Gewölbe ausgebildet, wodurch die Ofenbreite limitiert war. Die Öfen waren höher als breit, was zu großen Temperaturunterschieden über die Höhe des Besatzes führte und dadurch die Produktqualität stark variierte. Mit der Entwicklung der Hängedecke wurden Öfen realisierbar, die deutlich breiter als hoch sind. Flache Besatzaufbauten reduzieren die vertikale Temperaturspreizung und stel-

len eine energetisch günstigere Lösung dar [10]. Mit der Entwicklung von Hochgeschwindigkeitsbrennern konnte ebenfalls die Temperaturvergleichmäßigung im Bereich der Brennzone deutlich verbessert werden [11]. Im Bereich der Vorwärm- und Kühlzone werden Umwälzsysteme eingesetzt, die die Ofenatmosphäre vergleichmäßigen und Temperaturdifferenzen im Besatz abbauen sollen.

Des Weiteren wurde erkannt, dass die thermische Trägheit des Ofenwagens zu hohen Ausfahrverlusten führt. Gerade schwere Ofenwagen speichern große Mengen an Wärme, die innerhalb des Ofenprozesses nicht vollständig zurückgewonnen werden können [12]. Die Verwendung von leichten Dämmmaterialien unterhalb des Ofenwagenplateaus sowie die Minimierung von Wärmebrücken innerhalb der tragenden Wagenstruktur tragen zur Reduzierung der Wärmeverluste bei.

Durch die Kopplung von Ofen und Trockner konnte ein großer Teil der in der Kühlluft gespeicherten Wärme für die Trocknung der Rohlinge verwendet werden. Die Abwärme des Ofens in Form von Kühlluft übersteigt jedoch den Wärmebedarf der Trocknung, sodass nicht die gesamte Abwärme des Ofens genutzt wird. Kühlluft wird außerdem als vorgewärmte primäre Verbrennungsluft verwendet bis zu Temperaturen von ca. 200 °C [1].

1.3.2 Energieeinsparpotential

Die zuvor erwähnten Maßnahmen haben zu Energieeinsparungen geführt. Der spezifische Energieverbrauch zum Brennen von Grobkeramik lag im Jahr 2002 im Durchschnitt bei 1750 kJ/kg für Mauerziegel, bei 2100 kJ/kg für Dachziegel und 2300 kJ/kg für Vormauerziegel [6]. Diese Werte sind jeweils auf einen Kilogramm Ware bezogen und repräsentieren auch die gegenwärtigen Verbräuche.

Im Vergleich zu den tatsächlichen Verbräuchen steht der theoretisch minimale Energieverbrauch. Zur Formgebung wird der Rohmasse Anmachwasser zugesetzt. Der Masseanteil des Wassers im Grünling beträgt ca. 20 %. Zur Verdampfung des Wassers werden 2500 kJ/kg benötigt, das der Verdampfungsenthalpie von Wasser entspricht.

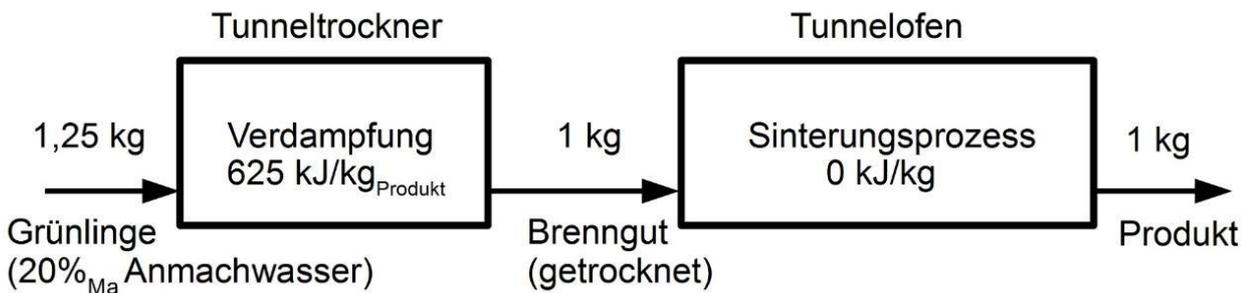


Abbildung 1-7: Theoretischer Energiebedarf zur Trocknung und Brand von Keramik

Je Kilogramm trockener Ware müssen 625 kJ Energie aufgewendet werden. Ist das Brenngut getrocknet, wird für den eigentlichen Sinterungsprozess keine Reaktionsen-

thalpie benötigt. Bezogen auf den Gesamtprozess aus Trocknung und Brand der Ware, wie in Abbildung 1-7 gezeigt, liegt der theoretische Energiebedarf bei 625 kJ je Kilogramm Fertigprodukt. Bezogen auf die aktuellen Verbräuche liegt der Wirkungsgrad für Grobkeramik somit bei rund 27 bis 35 %. Wird jedoch nur der Brand von Keramik betrachtet, geht der Energieverbrauch eines unendlich langen und perfekt wärmege-
dämmten Tunnelofens mit unendlich hohem Wärmeübergang gegen null [6]. Die auf die Ware übertragende Wärme während der Aufheizung wird durch die Kühlung vollständig zurückgewonnen.

Die Diskrepanz zwischen theoretischem und tatsächlich erreichbarem Energieverbrauch wird sichtbar, wenn der Prozess an den äußeren Grenzen bilanziert wird. Die Energie, die über den Brennstoff oder exotherme Rohstoffreaktionen in den Ofen eingetragen wird, deckt Abgas- und Ausfahrverluste, Wärmeverluste durch die Ofenwand, Ofendecke, Leckagen, Kaltlufteinbrüche und durch die Absaugung von Kühlluft bzw. gleicht endotherme Rohstoffreaktionen aus.

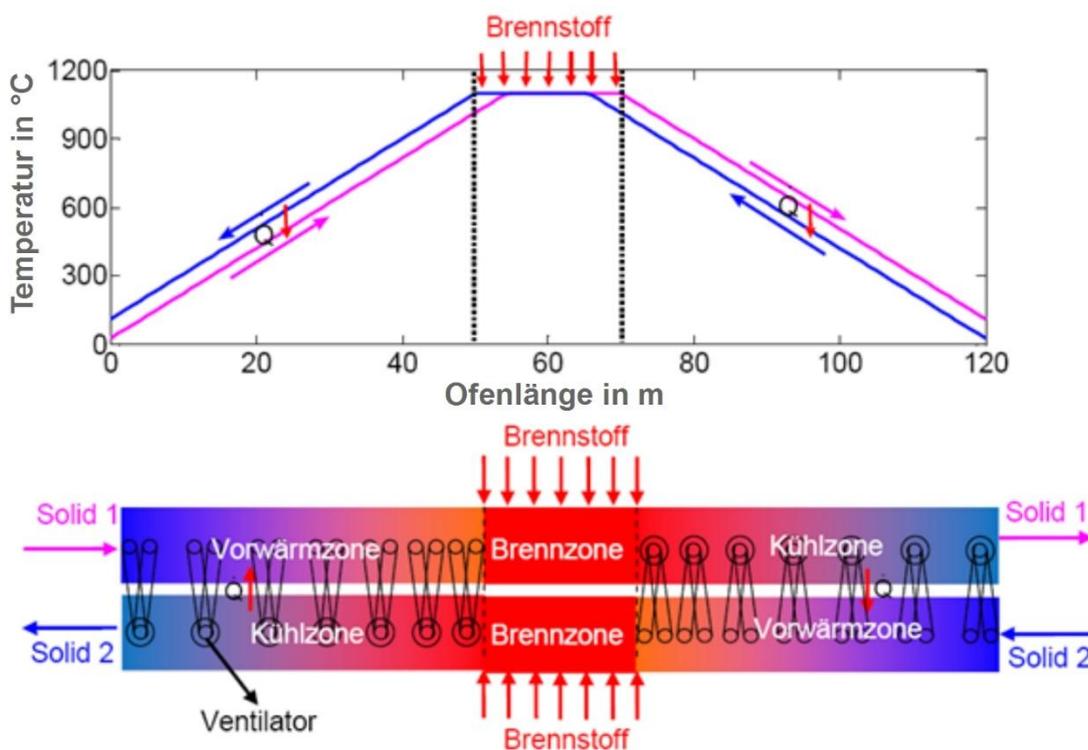


Abbildung 1-8: Mechanismus des Gegenlaufofens [13]

Daraus wird deutlich, dass noch ein erhebliches Energieeinsparpotential besteht. Zum Beispiel zeigte Meng [14] für den Brand von Ziegel, dass durch die Einführung einer neuen Ofentechnologie die Energieverbräuche drastisch gesenkt werden können. Diese Technologie basiert auf dem Konzept eines Solid-Solid-Gegenstromwärmeübertragers [15, 16]. Wie in Abbildung 1-8 gezeigt, wird die eine Hälfte des Brennguts von links nach rechts durch den Ofen gefahren, die andere Hälfte umgekehrt von rechts nach links. Ventilatoren, die in der Vorwärm- und Kühlzone installiert sind, wälzen die

Atmosphäre zwischen beiden Ofenteilen um und übertragen somit Wärme. Hochgeschwindigkeitsbrenner wälzen hingegen in der Brennzone das Gas um.

In Abbildung 1-9 ist der Querschnitt eines solchen Gegenlaufofens dargestellt. Bei diesem Beispiel besteht das Brenngut aus Vollziegel, die senkrecht gestapelt auf dem Wagen stehen. Auf der linken Seite wird das Gut erwärmt, auf der rechten Seite abgekühlt. Die Untersuchung kam zu dem Ergebnis, dass dieser neu entwickelte Gegenlaufofen nur etwa 500 kJ/kg an fossiler Brennstoffenergie benötigt. Dieser geringe Energieverbrauch ist erreichbar, da keine Kühlluft bzw. Verbrennungsgase den Ofen verlassen und hohe Wärmeverlustströme verursachen. Allerdings benötigt die Umwälzung elektrische Energie. Der Gegenlaufofen wurde in dieser Weise bisher noch nicht realisiert [17]. Die Schwierigkeit besteht darin, dass die Kühlkurve mit der Aufheizkurve übereinstimmen muss, was bei Produkten mit Rohstoffreaktionen aufgrund von z. B. Zugabe von Porosierungsmittel während der Erwärmung nicht gelingt.

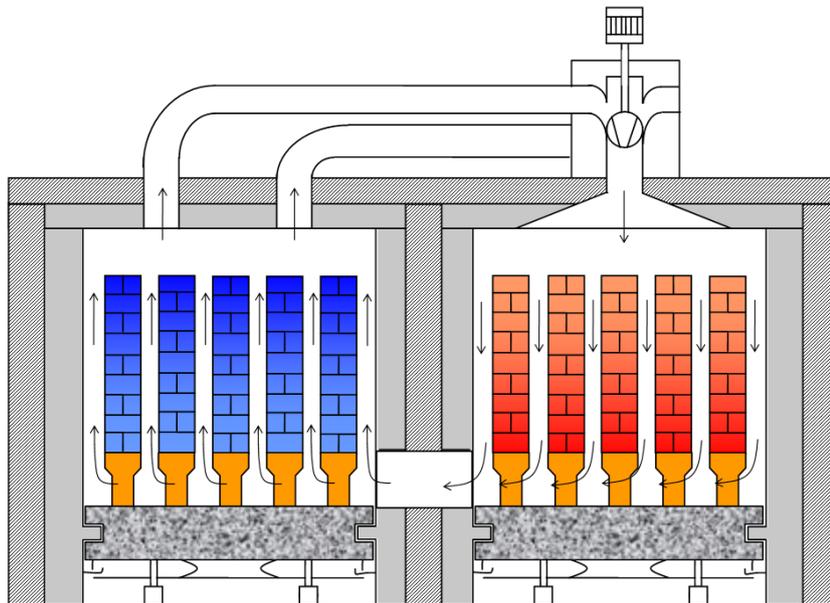


Abbildung 1-9: Querschnitt des Gegenlaufofens [13]

Gegenüber dem modernen Tunnelofen weist auch der historische Ringofen oder der Schachtofen (VBSK) zum Brennen von Ziegel eine höhere energetische Effizienz auf [2, 18]. In diesen Öfen wird die Kühlluft nicht abgezogen, sondern wird vollständig als stark vorgewärmte Verbrennungsluft in die Brennzone geführt. Somit kann die gespeicherte Wärme des Besatzes nahezu vollständig zurückgewonnen und ofenintern genutzt werden. Das Luft-Ziegel-Verhältnis ist etwa 1 und liegt damit am energetischen Optimum. Der Nachteil ist die fehlende Regelbarkeit des Brennprozesses, speziell im Bereich der Kühlzone. In Abbildung 1-10 ist eine typische Brennkurve für einen Schachtofen gezeigt, die in dieser Form auch im Gegenlaufofen realisierbar ist. In der Kühlzone ist die konstante Abkühlgeschwindigkeit als typisches Merkmal dieser Öfen erkennbar. Eine Reduzierung der Abkühlgeschwindigkeit im Temperaturbereich des Quarzsprungs ist nicht möglich.

Die Nutzung der erwärmten Kühlluft unterscheidet somit maßgeblich die verschiedenen Ofenkonzepte. In modernen Tunnelöfen werden große Mengen Warmluft aus der Kühlzone abgesaugt und für die Trocknung der Ziegelrohlinge verwendet.

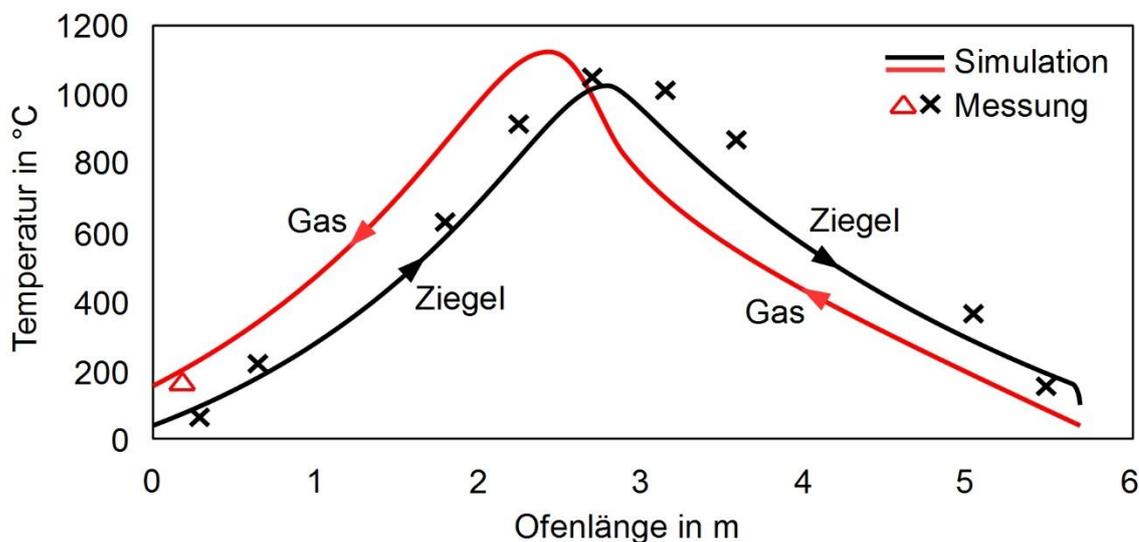


Abbildung 1-10: Temperaturprofile in einem vertikalen Schachtofen zum Brennen von Vollziegel aus Indien nach [18]

Ofen und Trockner arbeiten im Verbund. Dies geht auf Entwicklungen Mitte des 20. Jhd. zurück, z. B. [11]. Der separate Betrieb von Trocknern war damals aufgrund einer geringeren Effizienz bei der Warmluftherzeugung zu vermeiden. Durch die stetige Substitution von Schweröl und Kohle durch Erdgas und der Forderung einer intensiven Umwälzung in der Brennzone zum Abbau von Temperaturunterschieden seitens der Ofenatmosphäre wurden zunehmend Hochgeschwindigkeitsbrenner eingesetzt. Da nun die zusätzliche Luft aus der Kühlzone zu einem hohen Luftüberschuss im Bereich der Vorwärm- und Brennzone führte und die Vorwärmung von Verbrennungsluft noch nicht praktiziert wurde, konnte diese ausgekoppelt und zur Trocknung genutzt werden. Der Wärmeverbund entstand.

Heute kehrt sich dieser Trend wieder um. Neue Materialien, höhere Einzelwirkungsgrade und die gezielte Prozesssteuerung machen die Einzelprozesse energetisch effizienter. Im Rahmen von zwei Forschungsvorhaben [19, 20] wurden die Trocknungsvorgänge untersucht und Möglichkeiten der Energieeinsparung aufgezeigt. Es wurde gezeigt, dass zur Energieeinsparung beim Trocknungsprozess der Trockner vom Ofen entkoppelt werden muss [21]. Dies wurde auch in den Arbeiten von [22, 23] geschlossen.

Bisher wird die im Ofen bei der Kühlung der Ziegel erwärmte Luft aus diesem abgesaugt und im Trockner als Energie genutzt. So ist z. B. in [17] geschrieben:

„Die Entkopplung dieses Verbundes ist aus zwei Gründen notwendig. Erstens, da Trockner oftmals nur im Zweischichtbetrieb laufen und am Wochenende abgeschaltet werden, ist eine vollständige energetische Nutzung der erwärmten

Luft nicht möglich. Bei Stillstand des Trocknens wird diese Luft ungenutzt in die Umgebung abgeführt. Zweitens, zur Energieoptimierung des Trockners muss die Zulufttemperatur möglichst hohe Werte besitzen. Solche hohen Temperaturen weist die Kühlluft jedoch nicht auf. Wird der Trockner jedoch autark betrieben, kann die Zuluft durch Vermischung mit Verbrennungsluft stets auf den optimalen Zuluftzustand eingestellt werden. Die Ergebnisse sind beispielsweise in [24, 25] ausführlicher beschrieben.“

1.3.3 Lösungsansatz

In dieser Arbeit sollen demnach neue Konzepte erarbeitet werden, die die Vorteile der einzelnen Ofentypen zusammenführen. Dabei ist zum einen die bessere Energieeffizienz des Ring- oder Schachtofens durch die vollständige interne Nutzung der erwärmten Kühlluft, zum anderen die gute Regelbarkeit des Brennprozesses und hohe Produktqualität des Tunnelofens zu nennen. Der Fokus liegt somit auf der Entkopplung bzw. Teilentkopplung von Ofen und Trockner.

Für die Prozessanalyse und die konzeptionelle Entwicklung energieeffizienterer Tunnelöfen wird ein flexibles mathematisches Prozessmodell benötigt [26], das die grundlegenden Eigenschaften des Brennprozesses abbildet. Gleichzeitig dient das Modell zum Aufbau von Prozessverständnis.

Bei der Entwicklung von neuen Ofenkonzepten findet hierbei die aktuelle Marktsituation Beachtung. Der Markt für z. B. Grobkeramik ist gesättigt. Dies liegt zum einen an Konkurrenzprodukten, zum anderen an einer veränderten Bauarchitektur [27-31]. Vor dem Hintergrund der Kosten- sowie Zeitersparnis, musste der klassische Ziegel Marktanteile an Beton- und Leichtbauwände sowie Beton- und Dachsteine abtreten. Diese schwierige Marktsituation reduziert die Investitionsbereitschaft. Neubauten von Tunnelöfen sind nur schwer realisierbar. Die neuen Ofenkonzepte weisen somit die Eigenschaft auf, dass bestehende Anlagen bautechnisch nicht wesentlich verändert werden müssen.

2 Bestehende Prozessmodelle

Zur Simulation der thermischen Behandlung von keramischer Ware in einem Tunnelofen wurde bereits eine Vielzahl von Modellen mit unterschiedlicher Komplexität veröffentlicht. Die folgende Übersicht soll eine Auswahl an Prozessmodellen vorstellen, wobei die verwendete Methodik sowie getroffene Annahmen im Blickpunkt stehen. Es werden untersuchte Einflüsse von konstruktiven und geometrischen Prozessparametern auf den Ofenprozess hervorgehoben, um das verfügbare Prozessverständnis einzuordnen. Auf Grundlage dieses Wissensstandes wird ein Modellansatz für die Prozesssimulation ausgewählt.

2.1 Grobkeramik

Vormauerziegel, Klinker

Zur Projektierung und Optimierung von Tunnelöfen hat Junge [10] ein Prozessmodell für einen Gitterbesatz aus Vollziegel entwickelt. Um der geringeren Strömungsgeschwindigkeit im Besatzpaket gegenüber der hohen Strömungsgeschwindigkeit in den axialen Hauptgassen sowie Rand- und Deckenspalte Rechnung zu tragen, hat Junge neben der axialen Hauptströmung eine Querströmung beschrieben.

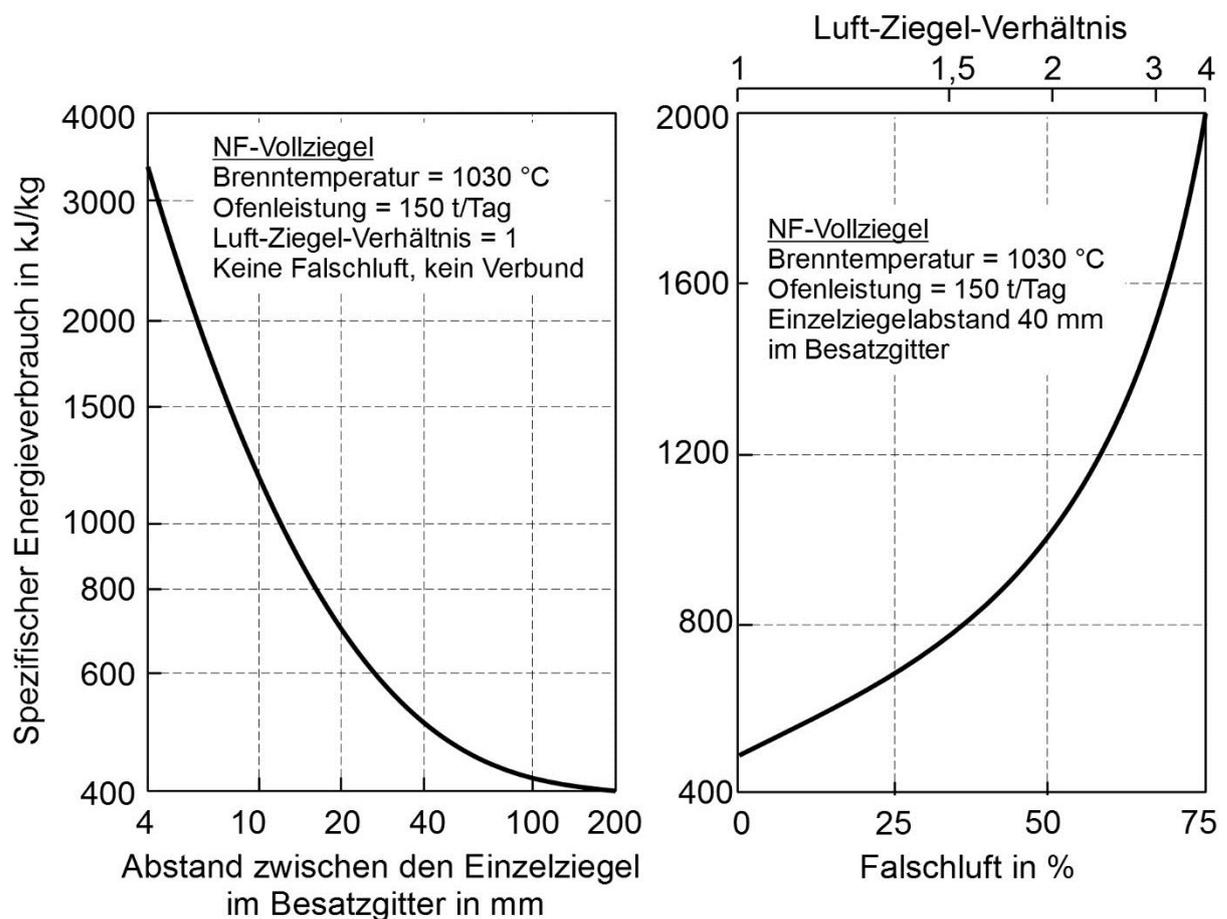


Abbildung 2-1: Spezifischer Energieverbrauch in Abhängigkeit von den Zwischenraumbreiten im Besatzgitter (links) und vom Falschluffanteil im Abgas (rechts) nach [10]

Der daraus resultierende Wärmeübergang wurde an 6 Stützstellen berechnet und dazwischen interpoliert, was der begrenzten Rechenkapazität im Jahr 1984 geschuldet war. Die energetische Berücksichtigung des Ofenwagens wurde anteilig der Besatzmasse zugeschlagen. Es wurde festgestellt, dass der Wärmeübergang durch Strahlung aufgrund der geringen Spaltweiten im Besatz auch bei hohen Temperaturen einen geringen Anteil am Gesamtwärmeübergang ausmacht und vernachlässigt werden kann. Trotz der geringen Anzahl von 100 Ofensegmenten zeigen die berechneten Temperaturprofile eine gute Übereinstimmung zu Messwerten aus einem Ziegelwerk. Der Einfluss der Besatzanordnung sowie von Falschlufteinbrüchen auf den spezifischen Energieverbrauch wurden für einen 150 m langen, 4 m breiten und 1,5 m hohen Tunnelofen gezeigt. Junge empfiehlt einen möglichst lockeren Besatz, da für Spaltweiten von unter 20 mm der spezifische Energieverbrauch erheblich ansteigt und für Spaltweiten von größer 40 mm einen gleichbleibend geringen Wert annimmt, wie in Abbildung 2-1 veranschaulicht. Es wird außerdem gezeigt, dass übliche Falschluffteile im Bereich der Ofeneinfahrt von 50 bis 70 % im stark ansteigenden Bereich des Energieverbrauchs liegen. Maßnahmen zur geringfügigen Minderung von Falschlufteinbrüchen erzielen bereits einen signifikanten Energieeinspareffekt.

Yu [32] veröffentlichte 1994 ein Modell, das die dynamischen Prozesse in einem 75 m langen Tunnelofen für Ziegel beschreibt. Das eindimensionale Modell basiert auf den Erhaltungsgleichungen von Energie und Masse, die für eine Kaskadenschaltung von n Ofenabschnitten gelöst wurden. Einblasung, Absaugungen, Brennstoffzufuhr und die damit verbundene Änderung der Zusammensetzung der Ofenatmosphäre wurden berücksichtigt. Instationäre Wärmeleitvorgänge im Ziegelbesatz sowie in dem oberen Wagenaufbau wurden in die Berechnung einbezogen. Neben der Position der Ware im Ofen erfasst Yu auch die zeitliche Abhängigkeit des Brennprozesses, um den Einfluss des Schubvorgangs auf die Temperaturverteilung im Ziegel untersuchen zu können.

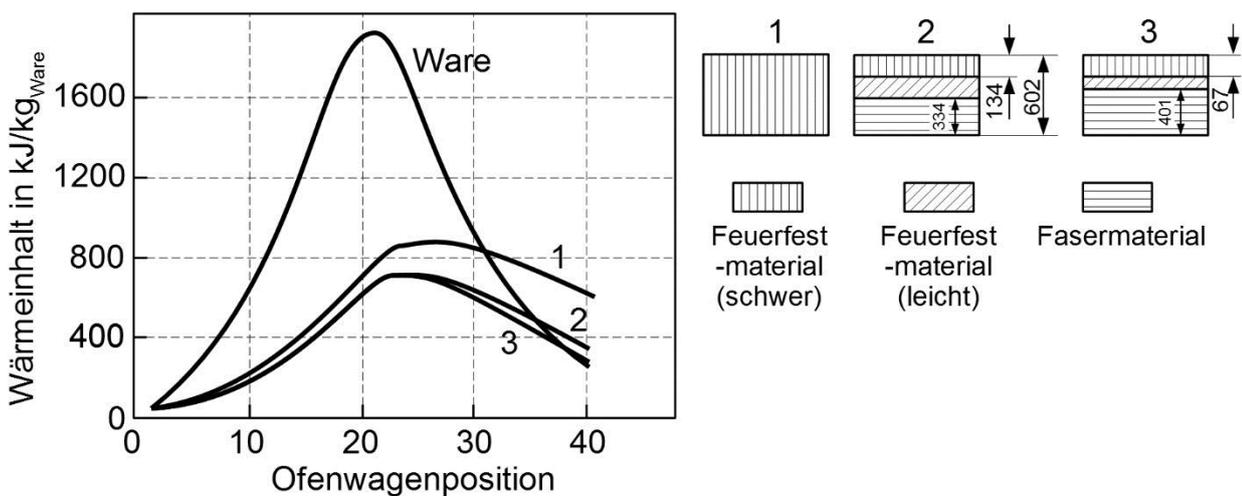


Abbildung 2-2: Drei untersuchte Wagenbauten mit hoher thermischer Masse (1) bis niedriger thermischer Masse (3) sowie deren Einfluss auf die Ausfahrverluste nach [32]

Der für Yu unbekannt Wärmeübergang aus Konvektion und Strahlung wurde mittels Literaturwerten zu 40 bis 110 W/(m²K) abgeschätzt. Als bedeutende Wärmeverluste des Ofens kennzeichnete Yu die Ausfahrverluste von schweren Ofenwagen, wie in Abbildung 2-2 gezeigt, sowie Undichtigkeiten am Ofen. Eine Validierung der Modellergebnisse bleibt aus, sodass die Arbeit als Grundlagenstudie einzuordnen ist.

Die Arbeiten von Kaya et al. [33] und Mancuhan et al. [34] beschreiben mit einem ähnlichen eindimensionalen Modell den Ofenprozess für einen Ziegelbesatz, beschränken sich jedoch auf einzelne Ofenzonen. Kaya berechnete die Temperaturprofile für Gas und Solid in der Kühlzone, wobei der Ofenwagen anteilig zur Masse der Ware hinzugeaddiert wurde. Der konvektive Wärmeübergang wurde anhand der Nußeltfunktion für die überströmte Platte bestimmt. Es wurde untersucht, inwieweit der axiale Druckverlust von der Kühlluftmenge abhängt, wofür eine optimierte Kühlzone mit definierten Einblas- und Absaugpositionen angegeben wurde. Der Einfluss der Änderungen auf die Vorwärm- und Brennzone wurde nicht näher erläutert. Dieses Modell erweiterte Mancuhan um den diffusiven Feuchtetransport im Ziegel, um die Erwärmung von feuchten Ziegeln in der Vorwärmzone eines Tunnelofens zu simulieren.

Um die Temperaturverteilung über den Querschnitt des Ofens abbilden zu können, wurde von Oba [35] ein dreidimensionales Modell aufgebaut, welches mit Hilfe von kommerzieller CFD-Software gelöst wurde. Aufgrund der Größe des Ofens in Relation zum feinstrukturierten Besatz, können aufgrund begrenzter Rechenkapazitäten nur grobe Rechengitter verwendet werden. Das Temperaturfeld aus der Simulation zeigt daher im Vergleich zu Messwerten von festen Thermoelementen im Ofen eine unzureichende Übereinstimmung. Diese komplexen Modelle ermöglichen eine örtliche Analyse von Temperaturunterschieden. Jedoch sind die Berechnungszeiten hoch, sodass Parametervariationen mit Hinblick auf den Energieverbrauch noch nicht praktikabel sind. Auch Tehzeeb et al. [36, 37] nutzen CFD-Software, verwendeten aber für das Modell nicht die gesamte Ofenbreite, sondern stellten ein vertikales Ofensegment heraus, das ca. 10 % der Gesamtbreite ausmachte. Die Analyse des vertikalen Temperaturprofils im Ofen ist somit mit überschaubarem Rechenaufwand möglich.

Nicolau et al. [38] entwickelte ein mathematisches Modell für einen Kompaktbesatz aus keramischer Ware, das er am Beispiel von Vormauerziegel vorstellte. Das Simulationsergebnis zeigte bei einer Teilung des Ofenraums in mehr als 500 axiale Ofensegmente eine gitterunabhängige Lösung für einen 64 m langen Ofen. Die Behandlung der thermischen Einflüsse des Ofenwagens bleibt unklar. Es werden in Abbildung 2-3 die Einflüsse der Wärmeübertragungsfläche des Besatzpakets sowie die Dämmwerte der Ofenwand auf die Brennkurve gezeigt. Mit steigender Auflockerung bzw. Zunahme der inneren Oberfläche des Besatzpakets wird die Ware schneller aufgeheizt und auch abgekühlt. Die Brennkurve verschiebt sich in Richtung Ofeneinfahrt, wobei die maximale Besatztemperatur leicht zunimmt. Außerdem wurde gezeigt, dass das Temperaturniveau im Ofen mit verbesserter Ofenwanddämmung steigt und somit Energieeinsparpotential besteht. Des Weiteren können etwa 10 % Brennstoff eingespart werden, wenn die Verbrennungsluft von Umgebungstemperatur auf 150 °C vorgewärmt wird.

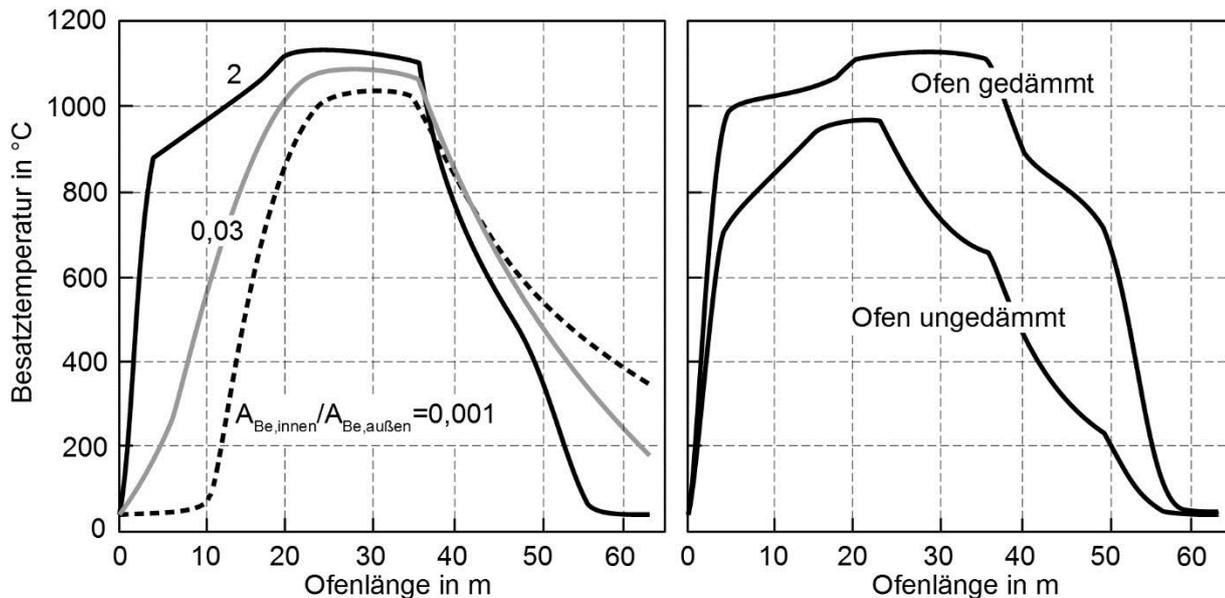


Abbildung 2-3: Der Einfluss der spezifischen inneren Oberfläche des Besatzpakets (links) sowie der Einfluss der Wandverluste (rechts) auf die Brennkurve im Ofen nach [38]

Dachziegel

Als Vereinfachung wurde von Abbakumov [39] die Aufheizung und Abkühlung von Endlosplatten in einem Tunnelofen beschrieben, um den Brand von z. B. flachem Gut wie Dachziegel, Teller oder Fliesen beschreiben zu können. Auch ist diese Variante für eine grundlegende Prozessanalyse und Optimierung hilfreich. Wärmeverluste durch die Ofenwand, an den Ofenwagen sowie durch Falschluff können in das Modell implementiert werden.

Des Weiteren wurden für Dachziegel von Oba et al. [40] und Li et al. [41] CFD-Modelle entwickelt, die den gesamten Ofenprozess abbilden können. Die Vergleiche zwischen Simulations- und Messergebnissen zeigen eine gute Übereinstimmung, was für das Modell von Oba nicht zu erwarten war, da der Wärmeübergangskoeffizient pauschal mit $100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ über die gesamte Ofenlänge angenommen wurde. Dies lässt den Schluss zu, dass entweder der lokale bzw. temperaturabhängige Wärmeübergang keinen maßgebenden Einfluss auf die Ofenkurve hat oder die Summe aus konvektiven und radiativen Wärmeübergang über die Ofenlänge für diese Besatzkonfiguration nahezu konstant ist. Li hat hingegen über ein Experiment an einem angeströmten Kegel ein Turbulenzmodell ausgewählt und mittel CFD-Software den Wärmeübergangskoeffizienten für den Dachziegelbesatz numerisch bestimmt. Das Validierungsergebnis deutet darauf hin, dass die Grenzschichtmodelle in aktuellen kommerziellen CFD-Systemen ausreichend genau sind. Anhand des Modells wurden von Li der Einfluss des Randspaltes und der Abstand zwischen den Besatzreihen auf die Temperaturverteilung im Querschnitt sowie der Ofenlänge auf das axiale Temperaturprofil untersucht. Die Beurteilung der Ergebnisse, insbesondere zum Einfluss der Ofenlänge auf die

Brennkurve, ist nur eingeschränkt möglich aufgrund einer fehlenden und eindeutigen Definition der Randbedingungen.

Steinzeugrohre

Refaey [42] entwickelte ein allgemein gültiges eindimensionales Modell, um den Aufheizvorgang von Keramik im Tunnelofen abzubilden. Die aus der infinitesimalen Energiebilanz hergeleiteten Differentialgleichungen wurden analytisch gelöst, wodurch die Temperaturprofile von Gas und Besatz berechenbar wurden. Die Brennzone wurde über eine gleichmäßig verteilte Brennstoffzufuhr definiert, die in ihrer Länge variiert wurde. Als Ergebnis stellte Refaey in Abbildung 2-4 fest, dass der Energieverbrauch des Prozesses mit steigender Brennzonenlänge L_f/L_k und Luftzahl λ potentiell zunimmt sowie mit einem verbesserten Wärmeübergang abnimmt. Der Wärmeübergang ist hierbei in der Stanton-Zahl St enthalten, die auf den Solidstrom bezogen ist. Refaey applizierte sein Modell auf den Brennprozess für Steinzeugrohre mit einem Durchmesser von 0,5 m und eine Länge von 3,3 m. Die nunmehr numerische Lösung wurde mittels eines kommerziellen Löser für Randwertprobleme (bvp – boundary value problem) generiert. Dabei wurde zusätzlich der Strahlungsaustausch zwischen Wagenaufbauten für die Unterwagenfeuerung und den stehenden Steinzeugrohren berücksichtigt. Die Sichtfaktoren wurden entsprechend berechnet. Weitere Parametervariationen wurden nicht durchgeführt.

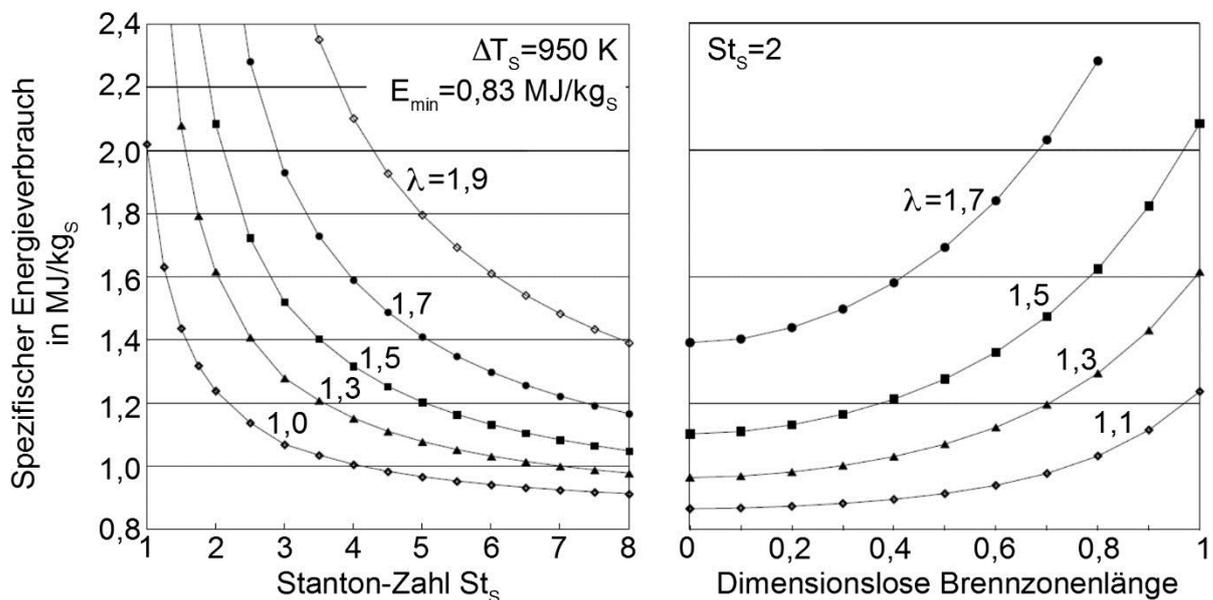


Abbildung 2-4: Der Einfluss der Stanton-Zahl und der Luftzahl (links) sowie der Brennzonenlänge auf den spezifischen Energieverbrauch nach [42]

Feuerfestmaterial

Für Feuerfestmaterial entwickelten Dugwell und Oakley [43, 44] ein eindimensionales mathematisches Modell. Die Gasphase im Querschnitt wurde als ideal durchmischt angesehen. Axiale Verläufe von Temperatur und Gaszusammensetzung wurden berechnet. Im kompakten Besatz wurde dabei die Wärmeleitung berücksichtigt. Falschlufteinbrüche wurde in das Modell mit einbezogen. Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 36 - 100 W/(m²K) wurden am 1:10 Modell gemessen. Gasstrahlung fand anhand des Graugasmodells von Hottel [45] Berücksichtigung. Der Vergleich zwischen berechneter und gemessener Brennkurve zeigte im Bereich der Erwärmung eine gute Übereinstimmung, wobei in der Kühlzone größere Abweichung auftreten. Inwieweit der thermische Einfluss des Ofenwagens hierfür eine Ursache ist, wurde nicht diskutiert. Aus einer Parametervariation resultiert, dass mit steigender Kühlluftmenge die gesamte Brennkurve Richtung Ofeneinfahrt verschoben wird, wie in Abbildung 2-5 dargestellt. Des Weiteren wurde gezeigt, dass bei einer Verminderung des Durchsatzes um 40 % der Energieverbrauch um 23 % reduziert, wobei die Brennkurve deutlich verändert wird, was wiederum einen Einfluss auf die Qualität der Ware hat. Mit Reduzierung der Kühlluftmenge sowie der Brennstoffzufuhr konnte die ursprüngliche Brennkurve wieder näherungsweise hergestellt werden.

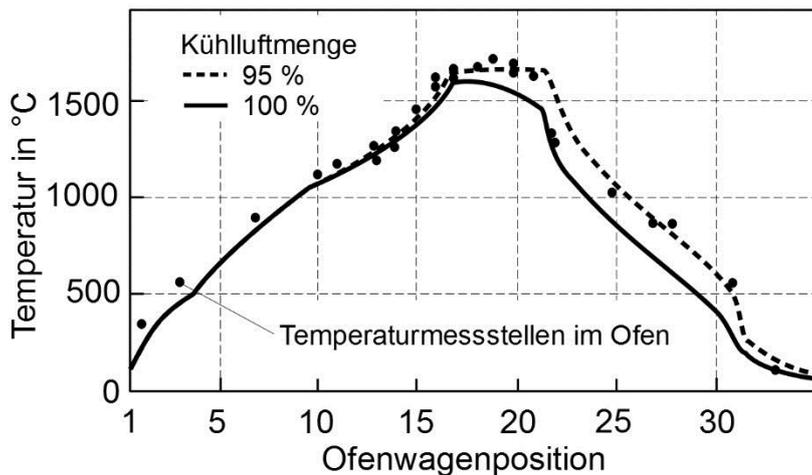


Abbildung 2-5: Der Einfluss der Kühlluftmenge auf die Brennkurve nach [44]

2.2 Feinkeramik

Porzellan

Der Schnellbrandprozess für den Glasurbrand von Porzellanteller bei 1360 °C wurde von Becker [46] anhand einer produzierenden Tunnelofenanlage untersucht und simuliert. Ausgangspunkt der Modellierung war die produktspezifische Brennkurve, aus der die benötigte Energiezufuhr des Ofens folgt. Der Wärmeübergangskoeffizient wurde mittels Messung am Realprozess aus der Gas- und Solidtemperatur gewonnen. Die Gastemperatur wurde dabei mit speziellen Thermoelementen gemessen, die gegen

Gas- und Festkörperstrahlung abgeschirmt waren. Die Gasstrahlung wurde wiederum mit dem Graugasmodell von Hottel [45] beschrieben. Daraus wurden effektive Wärmeübergangskoeffizienten von ca. 20 W/(m²K) in der Vorwärmzone und ca. 80 W/(m²K) im hohen Temperaturbereich der Brennzone ermittelt. Außerdem berechnete Becker den Ofenprozess abschnittsweise entgegen der Schubrichtung, wodurch die Gasmenge zur Lösung der Masse- und Energiegleichungen stets bekannt war. Aus den Simulationsergebnissen schlussfolgerte Becker, dass Brennstoff unter der Voraussetzung einer gleichbleibenden Brennkurve eingespart werden kann, wenn:

- die Masse der Brennhilfsmittel weiter reduziert bzw. durch Rollen ersetzt wird,
- alle Brenner im nahestöchiometrischen Bereich arbeiten,
- Injektorbrenner am Ende der Brennzone eingesetzt werden, damit heiße Kühlluft aus der Kühlzone angesaugt und als Verbrennungsluft genutzt wird.

2.3 Prozessmodelle für andere Industrieöfen

Ähnliche Modelle, wie sie zuvor für Tunnelöfen vorgestellt wurden, sind auch für andere Ofentypen in der Literatur beschrieben. Grundlegend basiert diese Klasse der Modelle auf der Beschreibung eines Solid-Fluid-Gegenstromwärmeübertragers. Wobei die Ofengeometrie voneinander abweicht sowie der Wärmeübergang zwischen Ofenatmosphäre und Produkt von den Strömungsbedingungen sowie von der Geometrie des durch- bzw. überströmten Guts abhängt.

Den Brand von Vormauerziegel in einem Schachtofen hat Maithel [18] eindimensional modelliert und an einem 4,5 m langen Ofen mit einem Durchmesser von 1,8 m validiert. Als Brennstoff wird Kohle verwendet. Die Besonderheit ist, dass die vertikale Bewegung des Besatzes vollständig ohne Transporthilfsmittel und Ofenwagen auskommt. Der Energieverbrauch ist entsprechend gering. Jedoch ist die Steuerung der Brennkurve schwierig, da die Luftmenge während der Kühlung nicht zonenweise einstellbar ist. Üblicherweise ist die Kühlluftmenge während der Kühlung stets konstant und wird als vorgewärmte Verbrennungsluft direkt der Brennzone zugeführt, ähnlich dem historischen Ringofen.

Maithel stellte fest, dass für die Beschreibung des Prozesses etwa 1000 axiale Elemente notwendig sind. Prozessparameter wie Produktdurchsatz, Besatzdichte, Luft-Ziegel-Verhältnis, Tongehalt im Rohstoff und Ofenhöhe wurden variiert.

Unter anderem wurde mit Abbildung 2-6 gezeigt, dass mit steigendem Luft-Ziegel-Verhältnis die Brennkurve Richtung Ofeneinfahrt verschoben wurde, wobei der spezifische Brennstoffverbrauch für ein Verhältnis von 0,84 ein Minimum zeigte. Außerdem sinkt der Brennstoffverbrauch mit steigendem Durchsatz. Die Besatzanordnung, ob locker oder kompakter gesetzt, zeigte hingegen keinen Einfluss auf den Energieverbrauch. Erwartungsgemäß kann der Energieverbrauch minimiert werden, wenn der Schachtofen verlängert wird, was zur Reduzierung der Ausfahr- und Abgasverluste führt.

Falschlufteinflüsse spielen hingegen für den Schachtofen keine Rolle, da die radiale Ofenabdichtung keine Schwierigkeit darstellt.

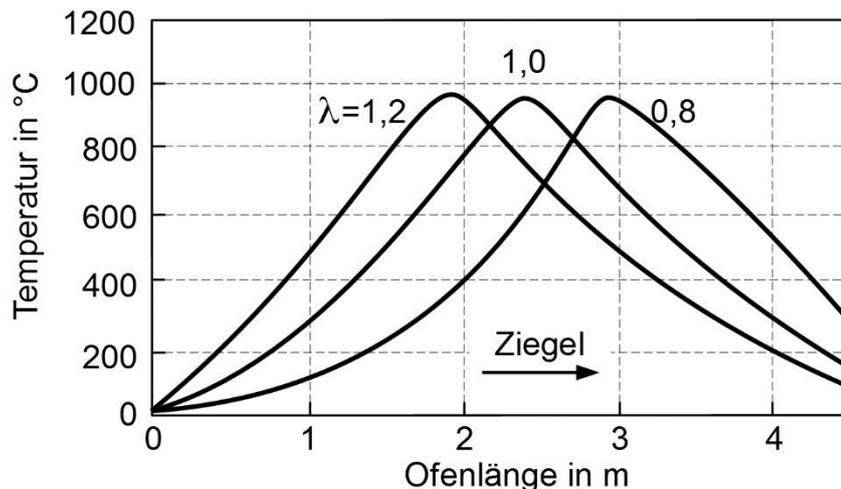


Abbildung 2-6: Der Einfluss der Luftzahl auf die Brennkurve [18]

Weitere Prozessmodelle wurden z. B. von Herz [47] für Drehrohröfen und von Hallak et al. [48] und Do [49] für den Kalksteinbrand im Schachtofen entwickelt. Die eindimensionalen Modelle bauen ebenfalls auf der Theorie des Gegenstromwärmeübertragers auf, wobei Schüttgüter thermisch behandelt werden. Die numerische Lösung der Differentialgleichungen zur Bestimmung der axialen Temperaturen von Ofengas und Schüttgut wird mit kommerziellen Lösern gefunden. Die grundlegenden Einflüsse von wie z. B. Durchsatz, Luftzahl und Wandverluste auf den Energieverbrauch oder die Temperaturprofile sind ähnlich. Im Allgemeinen ist festzustellen, dass das Prozessverhalten aller Industrieöfen, die nach dem Gegenstromprinzip arbeiten, vergleichbar ist aufgrund der Erhaltungsgesetze von Masse und Energie.

2.4 Zusammenfassung

Mit der heute verfügbaren Rechentechnik können komplexe verfahrenstechnische Prozesse mit hohem Detailgrad simuliert werden. Die Berechnungsdauer ist jedoch stark abhängig vom benötigten Detailgrad, der wiederum mit der Problemstellung korreliert.

Der Brand von Keramik im Tunnelofen ist ein verfahrenstechnischer Prozess, der auf dem Grundprinzip des Gegenstromwärmeübertrags beruht. Die Prozessbeschreibung ist eindimensional in Bewegungsrichtung der Ware bzw. mehrdimensional möglich.

Mit eindimensionalen Modellen sind die axialen Temperaturprofile von Gas, Ware und Transporthilfsmittel berechenbar. Der Ofenwagen wird zusätzlich als Masse den Transporthilfsmitteln zugeschlagen bzw. als einschichtige Platte separat berücksichtigt. Unter Annahme temperaturunabhängiger Stoffeigenschaften sind die Temperaturprofile mittels analytischer Lösungen berechenbar [8], wodurch, wie in [42], der Einfluss von grundlegenden geometrischen und prozessspezifischen Parametern auf die Brennkurve bzw. Energieverbrauch untersucht werden können. Der Wärmeübergang über

die Ofenlänge kann dabei nur als konstant angenommen werden, was aufgrund der hohen axialen Temperaturdifferenzen im Ofen als Annahme zur Simulation von Realprozessen nicht zulässig ist.

Eindimensionale Modelle wie die von Junge [10] oder Yu [32] basieren hingegen auf numerischer Berechnungsmethodik. Anhand dieser Modelle können neben den Temperaturprofilen die axialen Profile der Gaskomponenten sowie der konvektiven und radiativen Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt werden und rohstoffspezifische Reaktionsenthalpien, Leckagen, Wärmeverluste einbezogen werden. Die axiale Strömungsgeschwindigkeit der Ofengase ist dabei abhängig von der Besatzanordnung sowie der Abmaße der Decken- und Randspalte. Somit können Realprozesse simuliert werden, um die Abhängigkeit der Brennkurve sowie des spezifischen Energieverbrauchs von Einzelparametern zu untersuchen. Anhand der Aufheiz- und Abkühlgeschwindigkeit sowie der Brenntemperatur der Ware kann der Prozess neben des Energieverbrauchs auch hinsichtlich Produktqualität [50] analysiert und optimiert werden. Eindimensionale Modelle weisen ein gutes Maß aus Detailgrad und Rechenaufwand auf, wodurch diese Modelle flexibel als Auslegungswerkzeug, zur Steuerung und Optimierung sowie zur Prozesslehre eingesetzt werden können.

Ist die Problemstellung auf die Verbesserung bzw. Fehlersuche hinsichtlich Produktqualität ausgerichtet, sind mehrdimensionale Modelle zu verwenden. Zur Lösung dieser 2D und 3D Modelle werden üblicherweise kommerzielle CFD-Programme eingesetzt, um die örtliche Temperaturverteilung über den Querschnitt des Tunnelofens zu untersuchen. Eindringtiefen von Flammen und Eindüsungen, Mischwirkung von Umwälzeinrichtungen, vertikale Temperaturschichtung und Strahlenbildung werden analysiert. Diese Phänomene sind stark abhängig vom Ofenkonzept sowie von der Besatzanordnung. Aufgrund der Komplexität dieser Modelle ist der Rechenaufwand hoch, so dass nur Einzeleffekte analysiert werden können.

Grundlegend ist festzuhalten, dass adäquate Modellansätze für den Brand unterschiedlichster keramischer Produkte zur Verfügung stehen, wobei die vorgestellten Modelle häufig zur Simulation spezifischer Öfen genutzt wurden. Untersuchungen zum

- Erlangen von Prozessverständnis sowie
- zur generellen Optimierung des Brennprozesses von Keramiken

sind nur ansatzweise und unabhängig voneinander veröffentlicht worden. Außerdem ist festzustellen, dass die Entwicklung und Veröffentlichung der erwähnten Modelle nicht zu einer signifikanten Verbesserung des Tunnelofenprozesses geführt haben. Dies kann damit erklärt werden, dass das aktuelle Ofenkonzept technologisch ausgereizt ist. Energieeinsparpotential beim Brand von Keramiken ist durchaus vorhanden, jedoch mit dem derzeitigen Tunnelofenprozess nicht abrufbar. Eine signifikante Reduzierung des Energieverbrauchs kann nur durch einen Technologiewechsel erreicht werden. Daher wird im Folgenden ein eindimensionales Prozessmodell aufgrund der zuvor erwähnten Vorteile entwickelt, anhand dessen neue Tunnelofenkonzepte entwickelt werden sollen.

3 Mathematische Modellierung

Ziel der mathematischen Modellierung ist die Beschreibung des Realprozesses. Das resultierende Prozessmodell beinhaltet alle relevanten Einflussgrößen, um die Realität in adäquater Weise abzubilden. Ob eine Einflussgröße relevant ist, hängt von der Fragestellung und dem Grad der benötigten Erkenntnisse ab. In Kapitel 1.3 sowie Kapitel 2.4 wurde bereits die Forderung nach einem eindimensionalen Prozessmodell für die Beschreibung des Brennprozesses von Keramik begründet. Zwei- und dreidimensionale Modelle können Aussagen treffen, wie die Temperatur und damit die Qualität über den Querschnitt verbessert werden kann. Hierfür werden jedoch Randbedingungen für die Strömungssimulation benötigt, die meistens nicht bekannt sind. So sind z. B. Auftriebs- und Falschlufströmungen sowie Brenneraustrittsströmungen nicht genau genug bekannt. Zur Analyse des Brennstoffverbrauchs werden axiale Verläufe der Temperaturen, Massenströme und Konzentration benötigt. Die zur Verfügung stehenden Messwerte bezüglich der Verteilung der Massen- und Brennstoffströme bei realen Öfen sind wenig genau, sodass eindimensionale Modelle zur Analyse des Ofenprozesses hinreichend sind.

3.1 Bilanzraum

In den folgenden Betrachtungen wird davon ausgegangen, dass der Tunnelofen vereinfacht als eindimensionaler Gegenstromwärmeübertrager angesehen werden kann. Dazu wird angenommen, dass über den Querschnitt des Brennkamals das Ofengas ideal vermischt ist und Luft sowie Brennstoff punktförmig zugeführt und schlagartig umgesetzt werden. Die axiale Flammenlänge geht somit gegen null und die Unterscheidung in Seiten- und Deckenbrenner entfällt. Dadurch wird über den Querschnitt jeweils gasseitig und besatzseitig eine einheitliche Temperatur angenommen, die eine gemittelte Temperatur darstellt.

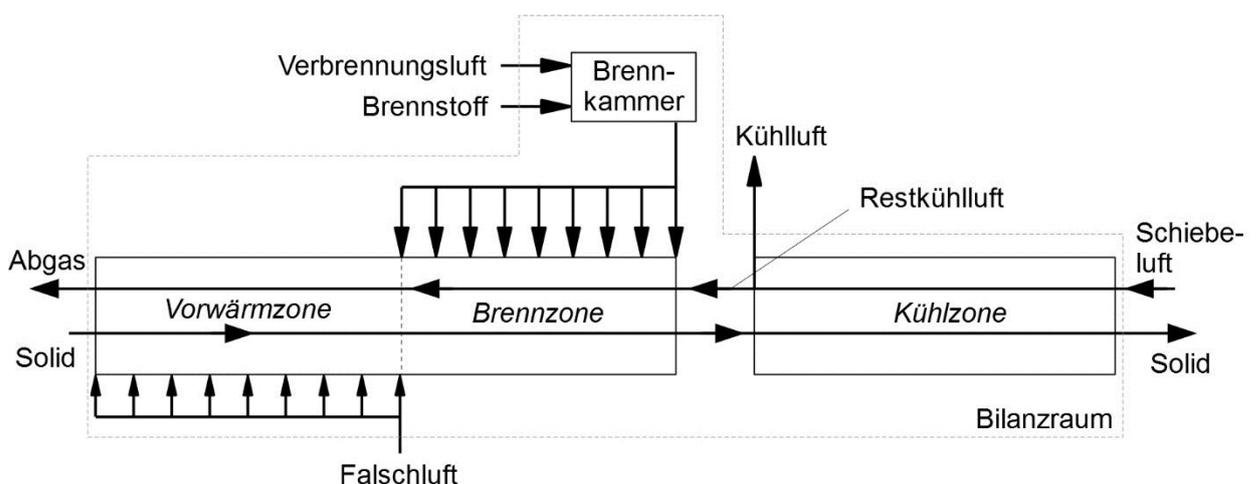


Abbildung 3-1: Der Tunnelofen als vereinfachter Gegenstromwärmeübertrager

Der Solidstrom, der den Besatz aus keramischer Ware und Transporthilfsmittel zusammenfasst, wird über die gesamte Ofenlänge als konstant vorausgesetzt. Eine Änderung

der Masse aufgrund von Ausgasungen oder chemischen Reaktionen mit Bestandteilen der Ofenatmosphäre werden vernachlässigt. Die Gasmenge im Tunnelofen ist hingegen nicht konstant und ergibt sich aus der Menge an eingedüster und abgesaugter Luft sowie der Brennstoffzufuhr. Beispielsweise ergibt sich die Abgasmenge \dot{M}_A an der Ofeneinfahrt aus der Massenbilanz des Gesamtofens entsprechend des Bilanzraums in Abbildung 3-1 zu

$$\dot{M}_A = \dot{M}_{Br} + \dot{M}_{VL} + \dot{M}_{Schiebe} + \dot{M}_{FL} - \dot{M}_{KL} \quad (3-1)$$

worin \dot{M}_{Br} , \dot{M}_{VL} , $\dot{M}_{Schiebe}$, \dot{M}_{FL} die zugeführten Massenströme des Brennstoffs, der Verbrennungsluft, der Schiebeluft und der Falschlufte sowie \dot{M}_{KL} dem abgeführten Massenstrom der Kühlluft darstellen. Wird der Kühlzone nicht die gesamte zugeführte Luft entzogen, verbleibt ein Rest der Kühlluft \dot{M}_δ im Brennkanal und tritt in die Brennzone ein, sodass diese als sekundäre Verbrennungsluft wirkt. Der Massenstrom an Restkühlluft berechnet sich zu

$$\dot{M}_\delta = \dot{M}_{Schiebe} - \dot{M}_{KL} \quad (3-2)$$

Neben der Gasmenge wird die Zusammensetzung zur Berechnung von thermo-physikalischen Stoffeigenschaften der Ofenatmosphäre benötigt. Aufgrund der Verbrennung von Erdgas besteht das Gas aus einem Gemisch aus Sauerstoff, Stickstoff und den Reaktionsprodukten Kohlenstoffdioxid und Wasserdampf. Für die Entwicklung des Prozessmodells wird stets genug Sauerstoff für eine vollständige Verbrennung vorausgesetzt. Es resultiert eine überstöchiometrische Verbrennung. Zwischenprodukte während der Verbrennung, wie z. B. CO, treten nur in geringen Mengen bzw. kurzzeitig auf und werden vernachlässigt.

Für die Abbildung von Brennprozessen mit unterstöchiometrischen Verbrennungsbedingungen bzw. Reduktionsphasen, z. B. beim Brand von Porzellan oder farbigen Klinkern, bedarf es einer Modellanpassung durch die Implementierung der Reaktionskinetik für die Verbrennung.

3.2 Enthalpieänderung von Gas und Solid

3.2.1 Verbrennungsrechnung

Der Wärmebedarf eines Tunnelofens wird hauptsächlich über die Zufuhr und Umsetzung von fossilem Brennstoff abgedeckt. Ist der Besatz bzw. der Ofenwagen vorgewärmt, ist dies dem Wärmeeintrag zuzurechnen. Wurden historisch aufgrund der Lagerfähigkeit feste und flüssige Brennstoffe verwendet, werden heute über 90 % der Öfen mit Erdgas befeuert [5].

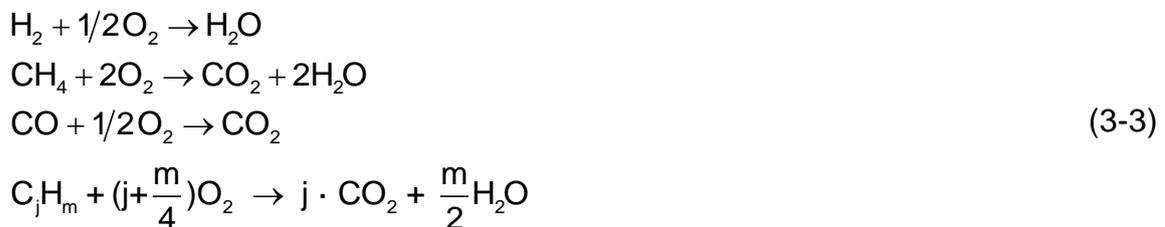
Zusammensetzung und Heizwert von Erdgas werden mittels Elementaranalyse bestimmt und gewöhnlich vom Energieversorger bereitgestellt. Die Zusammensetzung

des methanärmeren Erdgases L und des methanreichen Erdgases H sowie die Heizwerte der Einzelkomponenten sind in Tabelle 3-1 aufgeführt.

Tabelle 3-1: Erdgaskomponenten und deren Heizwert [51-53]

Brenngas	Zusammensetzung in % _{Vol}						
	CH ₄	C ₂ H ₆	$\sum_{j>2} C_j H_m$	H ₂	CO	CO ₂	N ₂
Erdgas L	82	3	0	-	-	1	14
Erdgas H	93	3	2	-	-	1	1
	Heizwert						
in MJ/Nm ³	39,8	70,3	>70,3	12,7	12,6	-	-
in MJ/kg	50	47,5	<47,5	120	10,1	-	-

Erdgas besteht aus über 80 % Methan sowie Anteilen an Kohlenstoffdioxid, Stickstoff und höheren Kohlenwasserstoffen [51]. Die Umsetzung der brennbaren Erdgaskomponenten ist mit den folgenden Bruttogleichungen zusammengefasst, wobei auch das Vorkommen von Wasserstoff und Kohlenmonoxid beschrieben ist.



Edukte und Produkte dieser Reaktionen sind gasförmig. Der spezifische stöchiometrische Sauerstoffbedarf zur Umsetzung von 1 m³ Brenngas folgt aus den Bruttogleichungen zu

$$\tilde{O} = \sum(\tilde{x}_{iBr} \cdot \tilde{O}_i) - \tilde{x}_{O_2Br}, \text{ mit } i=H_2, CH_4, CO, C_jH_m, \tag{3-4}$$

worin \tilde{x}_{iBr} der volumetrische Anteil der Brenngaskomponente i im Brenngas, \tilde{O}_i [m³_{O₂}/m³] der stöchiometrische Sauerstoffbedarf zur vollständigen Oxidation der Brenngaskomponente i und \tilde{x}_{O_2Br} der volumetrische Sauerstoffanteil im Brenngas sind. Der volumenbezogene Luftbedarf zur vollständigen Umsetzung von 1 m³ Brenngas bei einem volumetrischen Sauerstoffanteil \tilde{x}_{O_2L} von 21 % in Luft ist

$$\tilde{L} = \frac{\tilde{O}}{\tilde{x}_{O_2L}} \quad (3-5)$$

bzw. als massebezogener Luftbedarf mit einem massebezogenen Sauerstoffbedarf x_{O_2L} von 23,2 % in Luft

$$L = \frac{O}{x_{O_2L}} \quad \text{mit} \quad L = \tilde{L} \cdot \frac{\rho_L}{\rho_{Br}} \quad (3-6)$$

Die Dichte von Brenngas und Luft berechnet sich aus der Dichte der Gaskomponenten ρ_i nach

$$\rho_{Br} = \sum \tilde{x}_{iBr} \cdot \rho_i \quad \text{mit} \quad \rho_i = \frac{\tilde{M}_i}{22,4 \text{ m}^3/\text{mol}} \quad (3-7)$$

mit dem molaren Volumen eines idealen Gases und der molaren Masse \tilde{M}_i der Gaskomponente i .

Der stöchiometrische Luftbedarf stellt den Mindestluftbedarf dar, der für eine vollständige Verbrennung benötigt wird. Das Verhältnis aus tatsächlich eingesetzter Luftmenge zum stöchiometrischen Luftbedarf wird beschrieben mit der Luftzahl λ

$$\lambda = \frac{\text{tatsächlich eingesetzte Luftmenge}}{\text{stöchiometrischer Luftbedarf}} \quad (3-8)$$

Aus den zuvor aufgeführten Gleichungen resultieren die spezifischen Gasmengen \tilde{V}_i von Sauerstoff, Stickstoff, Kohlenstoffdioxid und Wasserdampf zu

$$\tilde{V}_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot \tilde{L} \cdot \tilde{x}_{O_2L}, \quad (3-9)$$

$$\tilde{V}_{N_2} = \lambda \cdot \tilde{L} \cdot \tilde{x}_{N_2L} + \tilde{x}_{N_2Br}, \quad (3-10)$$

$$\tilde{V}_{CO_2} = \tilde{x}_{CO_2Br} + \tilde{x}_{CH_4Br} + \tilde{x}_{COBr} + \sum n \cdot \tilde{x}_{(C_jH_m)Br}, \quad (3-11)$$

$$\tilde{V}_{H_2O} = \tilde{x}_{H_2Br} + 2 \cdot \tilde{x}_{CH_4Br} + \sum \frac{m}{2} \cdot \tilde{x}_{(C_jH_m)Br} + \tilde{x}_{H_2OL} \cdot \lambda \cdot \tilde{L}, \quad (3-12)$$

worin \tilde{x}_{N_2L} der volumetrische Anteil an Stickstoff von 79 % in Luft ist. Spurengase mit einem Volumenanteil von kleiner 1 % in Luft wie Argon, Kohlenstoffdioxid, Methan, usw. werden vereinfacht dem Sauerstoffanteil zugeschlagen. Aus den spezifischen Gasmengen ergeben sich die volumenbezogenen Konzentrationen der Einzelgase im Verbrennungsgas zu

$$\tilde{x}_{iVG} = \frac{\tilde{V}_i}{1 + \lambda \tilde{L}} \quad \text{mit } i=O_2, N_2, CO_2, H_2O \quad (3-13)$$

bzw. die massenbezogenen Konzentrationen zu

$$x_{iVG} = \tilde{x}_{iVG} \cdot \frac{\rho_i}{\rho_{VG}} \quad \text{mit } i=O_2, N_2, CO_2, H_2O, \quad (3-14)$$

wobei ρ_i die Dichte der Einzelkomponente im Verbrennungsgas und ρ_{VG} die Dichte des Verbrennungsgases unter Standardbedingungen sind.

Die chemische Umsetzung des gasförmigen Brennstoffs findet direkt im freien Ofenraum statt. Die Flamme steht somit allgemein zwischen den Besatzstapeln in der Brenngasse bzw. bei Seitenbefeuern oberhalb im Deckenspalt oder unterhalb des Besatzpakets im Sohlzug. Bei der eindimensionalen Modellierung des Brennprozesses ist die Kenntnis über die axiale Position der Brennstoffzuführung bzw. Wärmefreisetzung ausreichend. Als Modellvorstellung wird die Verbrennung innerhalb einer separaten Brennkammer bilanziert, wie in Abbildung 3-2 gezeigt. Dem Tunnelofen wird das Verbrennungsgas an der entsprechenden axialen Position punktförmig zugeführt und mit dem vorhandenen axialen Gasstrom gemischt.

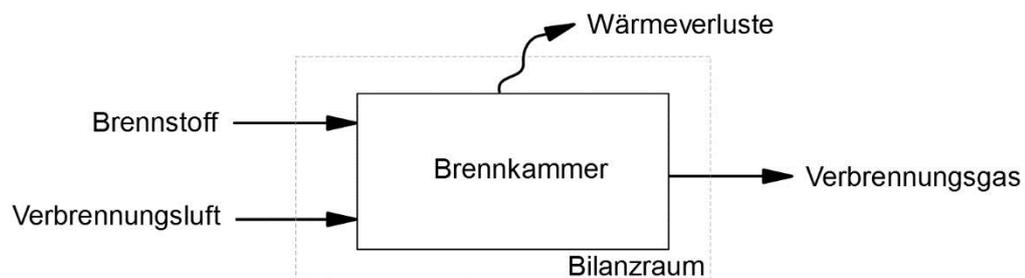


Abbildung 3-2: Bilanz um Brennkammer

Aus der Massenbilanz um die Brennkammer folgt für den Massenstrom an Verbrennungsgas zu

$$\dot{M}_{VG} = \dot{M}_{Br} + \dot{M}_{VL} = \dot{M}_{Br}(1 + \lambda L). \quad (3-15)$$

Aus Gleichungen (3-14) und (3-15) können nun die Massenströme der Verbrennungsgaskomponenten berechnet werden, die dem Ofen zugeführt werden. Die resultierende Verbrennungstemperatur ϑ_{VG} ist aus der Energiebilanz

$$\underbrace{\dot{M}_{Br} \left(c_{pBr} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{Br}} \cdot \vartheta_{Br} + h_{uBr} \right)}_{\text{Brennstoff}} + \underbrace{\dot{M}_{VL} \cdot c_{pVL} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{VL}} \cdot \vartheta_{VL}}_{\text{Verbrennungsluft}} = \underbrace{\dot{Q}_V}_{\text{Wärmeverlust}} + \underbrace{\dot{M}_{VG} \cdot c_{pVG} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{VG}} \cdot \vartheta_{VG}}_{\text{Verbrennungsgas}} \quad (3-16)$$

zu berechnen. Dabei stellen die Zufuhr von Brennstoff und der Verbrennungsluft eingehende Enthalpieströme und der Abgang von Verbrennungsgas einen ausgehenden

Enthalpiestrom dar. Wärmeverluste treten an dieser Stelle nicht auf, da die Verbrennung im Ofen stattfindet. Die Eingangsenthalpien inklusive der Reaktionsenthalpien werden somit vollständig in den Brennkanal eingebracht, sodass die Temperatur des Verbrennungsgases gleich der adiabaten Verbrennungstemperatur zu setzen ist und sich ergibt zu

$$\vartheta_{VG} = \vartheta_{ad} = \frac{\dot{M}_{Br} \left(c_{pBr} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{Br}} \cdot \vartheta_{Br} + h_{uBr} \right) + \dot{M}_{VL} \cdot c_{pVL} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{VL}} \cdot \vartheta_{VL}}{\dot{M}_{VG} \cdot c_{pVG} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{VG}}} \quad (3-17)$$

mit

$$c_{pBr} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{Br}} = \sum_i x_{iBr} \cdot c_{piBr} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{Br}}, \quad (3-18)$$

$$c_{pVL} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{VL}} = \sum_i x_{iVL} \cdot c_{piVL} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{VL}}, \quad (3-19)$$

$$c_{pVG} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{VG}} = \sum_i x_{iVG} \cdot c_{piVG} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{VG}}, \quad (3-20)$$

$$h_{uBr} = \sum_i x_{iBr} \cdot h_{uiBr}, \quad (3-21)$$

wobei $c_{pi} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta}$ die mittlere spezifische Wärmekapazität zwischen der Bezugstemperatur $\vartheta_0 = 273^\circ\text{C}$ und der entsprechenden Eintritts- bzw. Austrittstemperatur ϑ sowie h_{ui} die spezifischen Reaktionsenthalpie aus Tabelle 3-1 sind. Die mittlere spezifische Wärmekapazität berechnet sich nach Gleichung (A-5).

3.2.2 Mischung

Die Bilanzierung aller Bestandteile ermöglicht die Berechnung der Zusammensetzung der Ofenatmosphäre in Abhängigkeit von der axialen Position. Dazu werden die Eindüsen sowie Absaugungen entlang des Ofens als Mischpunkte beschrieben und

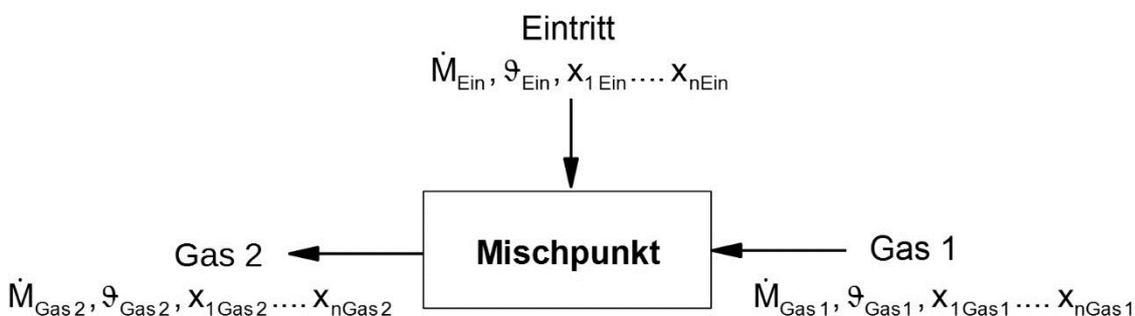


Abbildung 3-3: Bilanzierung von Mischpunkten seitens der Gasphase

sind in Abbildung 3-3 verallgemeinert skizziert. Bei einer Zuführung von Luft oder Verbrennungsgas ist der Massenstrom \dot{M}_{Ein} mit positiven Vorzeichen, bei einer Absaugung von Ofengas mit einem negativen Vorzeichen versehen. Die Massenbilanz resultiert folglich zu

$$\dot{M}_{\text{Gas2}} = \dot{M}_{\text{Gas1}} + \dot{M}_{\text{Ein}} \quad (3-22)$$

sowie die Bilanzierung je Gaskomponente i zu

$$x_{i\text{Gas2}} \cdot \dot{M}_{\text{Gas2}} = x_{i\text{Gas1}} \cdot \dot{M}_{\text{Gas1}} + x_{i\text{Ein}} \cdot \dot{M}_{\text{Ein}} \quad (3-23)$$

Hierbei werden die Gaskomponenten Sauerstoff, Stickstoff, Kohlendioxid und Wasserdampf einzeln bilanziert. Brennbare Bestandteile aus dem Brennstoff treten aufgrund der vollständigen Umsetzung in der zuvor beschriebenen Brennkammer nicht auf. Durch Einsetzen von Gleichung (3-22) in (3-23) ist die Zusammensetzung der Ofenatmosphäre nach der Vermischung berechenbar mit

$$x_{i\text{Gas2}} = \frac{x_{i\text{Gas1}} \cdot \dot{M}_{\text{Gas1}} + x_{i\text{Ein}} \cdot \dot{M}_{\text{Ein}}}{\dot{M}_{\text{Gas1}} + \dot{M}_{\text{Ein}}} \quad (3-24)$$

Bei einer Absaugung ist die Massekonzentration einer Gaskomponente vor der Mischung gleich der Konzentration in der abgesaugten Luft. Somit ändert sich die Konzentration der Komponente durch eine Absaugung nicht.

Des Weiteren sind die Ein- und Ausgänge eines Mischpunkts charakterisiert über die jeweiligen Fluidtemperaturen. Aus der Energiebilanz um einen Mischpunkt mit

$$\dot{H}_{\text{Gas2}} = \dot{H}_{\text{Gas1}} + \dot{H}_{\text{Ein}} \quad (3-25)$$

bzw. ausformuliert

$$\sum_i x_{i\text{Gas2}} \dot{M}_{\text{Gas2}} c_{pi}|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{\text{Gas2}}} \vartheta_{\text{Gas2}} = \sum_i x_{i\text{Gas1}} \dot{M}_{\text{Gas1}} c_{pi}|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{\text{Gas1}}} \vartheta_{\text{Gas1}} + \sum_i x_{i\text{Ein}} \dot{M}_{\text{Ein}} c_{pi}|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{\text{Ein}}} \vartheta_{\text{Ein}} \quad (3-26)$$

mit $i = \text{O}_2, \text{N}_2, \text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}$ ergibt sich durch Umstellung die Mischtemperatur ϑ_{Gas2} zu

$$\vartheta_{\text{Gas2}} = \frac{\sum_i x_{i\text{Gas1}} \dot{M}_{\text{Gas1}} c_{pi}|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{\text{Gas1}}} \vartheta_{\text{Gas1}} + \sum_i x_{i\text{Ein}} \dot{M}_{\text{Ein}} c_{pi}|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{\text{Ein}}} \vartheta_{\text{Ein}}}{\sum_i x_{i\text{Gas2}} \dot{M}_{\text{Gas2}} c_{pi}|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{\text{Gas2}}}}, \quad (3-27)$$

wobei \dot{M}_{Gas2} und $x_{i\text{Gas2}}$ bereits durch die Gleichungen (3-22) und (3-23) bekannt sind.

Außerdem wird deutlich, dass die gesuchte Gastemperatur abhängig ist von der mittleren Wärmekapazität $c_{pi}|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{Gas2}}$, die wiederum die Kenntnis über die noch unbekannte Gastemperatur voraussetzt. An dieser Stelle muss die Gastemperatur iterativ berechnet werden, z. B. mit dem Newton-Verfahren. Bei einer Absaugung von Gas ist dann ϑ_{Gas2} gleich ϑ_{Gas1} .

3.2.3 Zu- und Abfuhr von Wärme

Im Abschnitt zuvor wurde die gasseitige Enthalpieänderung an Mischpunkten beschrieben. Parallel dazu tritt eine Enthalpieänderung aufgrund von Wärmeübertragung auf. Hierbei wird Wärme zwischen den Systemkomponenten Solid, Gas, Ofenwagen, Ofenwand und Umgebung übertragen. Veranschaulicht sind die Verknüpfungen zwischen den Komponenten in Abbildung 3-4.

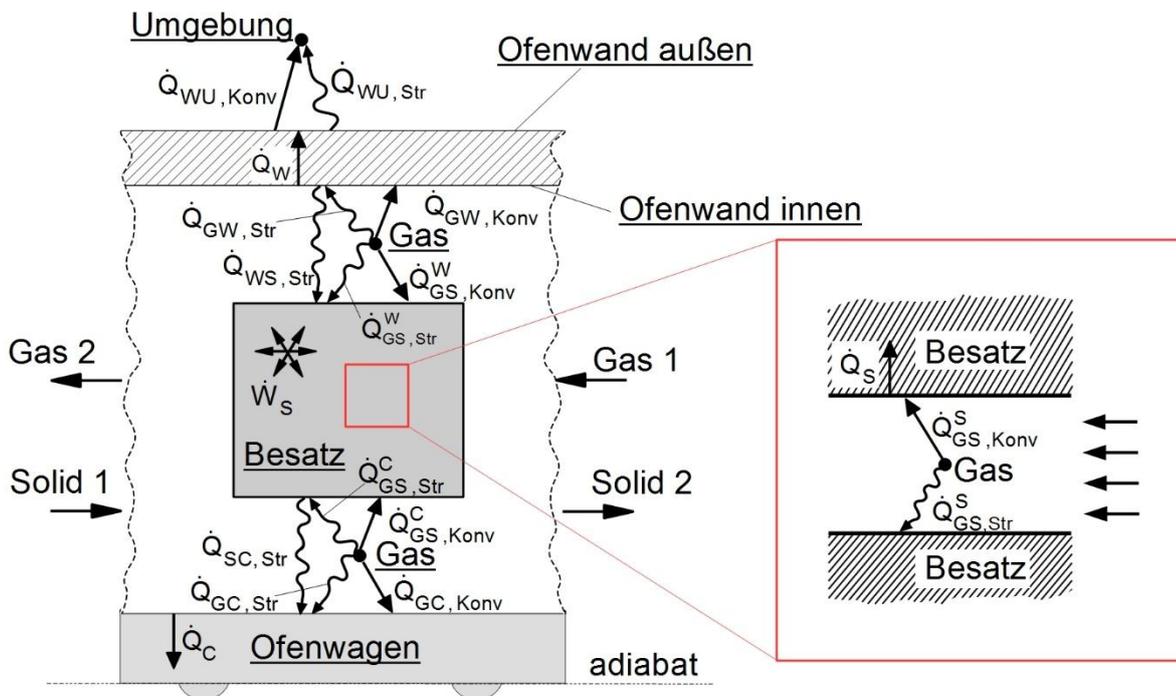


Abbildung 3-4: Enthalpieänderung aufgrund von Zu- oder Abfuhr von Wärme durch Wärmeübertragung und Wärmequellen- bzw. -senken

An einer beliebigen Stelle im Ofen erfahren das Gas und der Besatz eine Enthalpieänderung aufgrund von Wärmeübertragung durch Strahlung und Konvektion. Die Richtung der Wärmeströme ist auf die Vorwärmzone eines Tunnelofens bezogen, in der die Gastemperatur höher ist als die Besatztemperatur. Die Ofenwand bzw. die Ofendecke ist wärmedämmend, sodass die Oberflächentemperatur in der Nähe von der Gas- und Besatztemperatur liegt. Die Ware und Hilfsaufbauten weisen näherungsweise die gleiche Temperatur auf, da diese zum einen durch direkten Kontakt und zum anderen durch Festkörperstrahlung vergleichmäßig wird.

Im Besatzpaket wird Wärme vom Gas durch Konvektion $\dot{Q}_{GS,Konv}^S$ und Gasstrahlung $\dot{Q}_{GS,Str}^S$ an den Besatz übertragen. Von der Oberfläche des Besatzes wird der Wärmestrom \dot{Q}_S Richtung Besatzkern geleitet. Im Wand- und Deckenspalt wird Wärme zum einen durch Konvektion vom Gas an den Besatz $\dot{Q}_{GS,Konv}^W$ sowie an die Ofenwand $\dot{Q}_{GW,Konv}$ übertragen, zum anderen findet ein Strahlungsaustausch zwischen drei beteiligten Systemkomponenten statt. Diese sind der Besatz, die Ofenwand und das Ofengas. Der resultierende Wärmestrom, der an die innere Ofenwand übertragen wird, ist im stationären Zustand gleich dem Wärmestrom, der durch die Wand \dot{Q}_W und gleich dem Wärmestrom, der an der äußeren Ofenwand durch Konvektion $\dot{Q}_{WU,Konv}$ und Strahlung $\dot{Q}_{WU,Str}$ an die Umgebung abgegeben wird.

Analog wird Wärme vom Gas und dem Besatz an den Ofenwagen übertragen, mit dem Unterschied, dass die Wärme \dot{Q}_C nicht durch den Wagen geleitet wird, sondern gespeichert wird.

Vereinfacht wird im Folgenden die thermisch aktive Schicht des Ofenwagens dem Besatz zugerechnet, das der üblichen Praxis für die Modellierung von Tunnelöfen entspricht, z. B. [10]. Dieser aktive Teil des Wagens weist somit die gleiche Temperatur wie der Besatz auf. Die Bestimmung der Wärmeströme $\dot{Q}_{SC,Str}$, $\dot{Q}_{GC,Str}$, $\dot{Q}_{GS,Str}^C$, $\dot{Q}_{GC,Str}$, $\dot{Q}_{GC,Konv}$, \dot{Q}_C im Wagenspalt entfällt durch diese Vereinfachung, wodurch der Rechenaufwand reduziert wird.

Wird der konvektive Wärmeübergang im Rand- und Wagenspalt gleich dem im Besatz angenommen, ist die gasseitige Energiebilanz

$$\dot{H}_{Gas2} = \dot{H}_{Gas1} - \dot{Q}_{GS,Konv}^S - \dot{Q}_{GS,Str}^S - \dot{Q}_{GS,Konv}^W - \dot{Q}_{GS,Str}^W - \dot{Q}_{GW,Konv} - \dot{Q}_{GW,Str}, \quad (3-28)$$

worin \dot{H}_{Gas2} und \dot{H}_{Gas1} jeweils die Enthalpieströme am Eintritt und Austritt des Gases für diesen Ofenabschnitt darstellen. Die Indizes S und W weisen jeweils auf den Besatz- bzw. Randspalt hin. Gleichung (3-28) ausgeschrieben mit der Bedingung

$$\dot{M}_{Gas2} = \dot{M}_{Gas1} = \dot{M}_{Gas} \text{ ergibt}$$

$$\begin{aligned} \dot{M}_{Gas} \cdot c_{pGas2} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{Gas2}} \cdot \vartheta_{Gas2} = \dot{M}_{Gas} \cdot c_{pGas1} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{Gas1}} \cdot \vartheta_{Gas1} - \dot{Q}_{GS,Konv}^S \dots \dots \dots \\ \dots \dots \dots - \dot{Q}_{GS,Str}^S - \dot{Q}_{GS,Konv}^W - \dot{Q}_{GS,Str}^W - \dot{Q}_{GW,Konv} - \dot{Q}_{GW,Str} \end{aligned} \quad (3-29)$$

und nach der resultierenden Gastemperatur umgestellt zu

$$\vartheta_{Gas2} = \frac{\dot{M}_{Gas} \cdot c_{pGas1} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{Gas1}} \cdot \vartheta_{Gas1} - \dot{Q}_{GS,Konv}^S - \dot{Q}_{GS,Str}^S - \dot{Q}_{GS,Konv}^W - \dot{Q}_{GS,Str}^W - \dot{Q}_{GW,Konv} - \dot{Q}_{GW,Str}}{\dot{M}_{Gas} \cdot c_{pGas2} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_{Gas2}}}. \quad (3-30)$$

Auch diese Gastemperatur muss iterativ bestimmt werden analog zu Gleichung (3-27).

Die Enthalpieänderung seitens des Solids kann aus der Energiebilanz

$$\dot{H}_{S2} = \dot{H}_{S1} + \dot{Q}_{GS,Konv}^S + \dot{Q}_{GS,Str}^S + \dot{Q}_{GS,Str}^W + \dot{Q}_{GS,Str}^W + \dot{Q}_{GW,Str} + \dot{W}_S \quad (3-31)$$

berechnet werden, worin \dot{W}_S eine Wärmequelle mit positivem Vorzeichen aufgrund exothermer Reaktionen bzw. eine Wärmesenke mit negativem Vorzeichen aufgrund endothermer Reaktionen widerspiegelt. Exotherme Reaktionen finden statt durch die Oxidation von organischen Rohstoffanteilen, z. B. durch den Zusatz von Porosierungsmitteln bzw. endotherme Reaktionen durch die Verdampfung von Restwasser oder bei der Zersetzung von Kalksteinanteilen im Rohstoff.

Die ausgeschriebene Energiebilanz ergibt sich zu

$$\dot{M}_S \cdot c_{S2}|_{\vartheta_{S2}} \cdot \vartheta_{S2} = \dot{M}_S \cdot c_{S1}|_{\vartheta_{S1}} \cdot \vartheta_{S1} + \dot{Q}_{GS,Konv}^S + \dot{Q}_{GS,Str}^S + \dot{Q}_{GS,Str}^W + \dot{Q}_{GS,Str}^W + \dot{W}_S, \quad (3-32)$$

unter der Annahme, dass die Masse der Ware durch Reaktionen mit Bestandteilen aus der Ofenatmosphäre bzw. bei Ausgasung von flüchtigen Rohstoffbestandteilen während der Erwärmung unbeeinflusst bleibt. Es gilt somit $\dot{M}_S = \dot{M}_{S2} = \dot{M}_{S1}$. Die Solidtemperatur ist dann wiederum durch Umstellung berechenbar mit

$$\vartheta_{S2} = \frac{\dot{M}_S \cdot c_{S1}|_{\vartheta_{S1}} \cdot \vartheta_{S1} + \dot{Q}_{GS,Konv}^S + \dot{Q}_{GS,Str}^S + \dot{Q}_{GS,Str}^W + \dot{Q}_{GS,Str}^W + \dot{W}_S}{\dot{M}_S \cdot c_{S2}|_{\vartheta_{S2}}}. \quad (3-33)$$

3.3 Numerische Berechnung der axialen Temperaturprofile

Die Enthalpieänderung ist gleich der Menge an zu- bzw. abgeführter Wärme. Die maßgebenden Differentialgleichungen zur Berechnung der Änderung von Gas- und Solidtemperatur über ein infinitesimales Element im Ofen haben die Form

$$\dot{M}_G \cdot c_{pG}(T_G) \cdot dT_G = d\dot{Q} \quad \text{und} \quad \dot{M}_S \cdot c_s(T_G) \cdot dT_S = d\dot{Q}. \quad (3-34)$$

Diese enthalten temperaturabhängige Stoffgrößen und sind somit nichtlinear. Eine analytische Lösung steht somit nicht zur Verfügung. Die axialen Temperaturprofile sind daher nur numerisch berechenbar.

Im vorangegangenen Kapitel 3.3 wurde auf die Bilanzierung der Brennkammer, der Vermischung des Ofengases mit Umgebungsluft und/oder Verbrennungsgas und der Zu- und Abfuhr von Wärme eingegangen. Zur Berechnung der axialen Temperaturverläufe über die Ofenlänge wird das Eulersche Streckenzugverfahren verwendet und in das Rechenprogramm implementiert. Hierbei wird der Ofen in axialer Richtung diskretisiert und die einzelnen Elemente i werden bilanziert, wie es in Abbildung 3-5 schematisch gezeigt ist. Dies führt zu einer Beschreibung des Tunnelofens durch eine Kaskade von einer Vielzahl an Wärmeübertragern.

Aufgrund von Wärmeübertragung und/oder Reaktionsenthalpien ändert sich die Gas- bzw. Solidtemperatur über das Element. Somit kann die Änderung der Temperatur ausgehend vom Knotenpunkt k berechnet werden und die Temperatur am Knotenpunkt $k+1$ ist als Eingangswert für das folgende Segment bekannt.

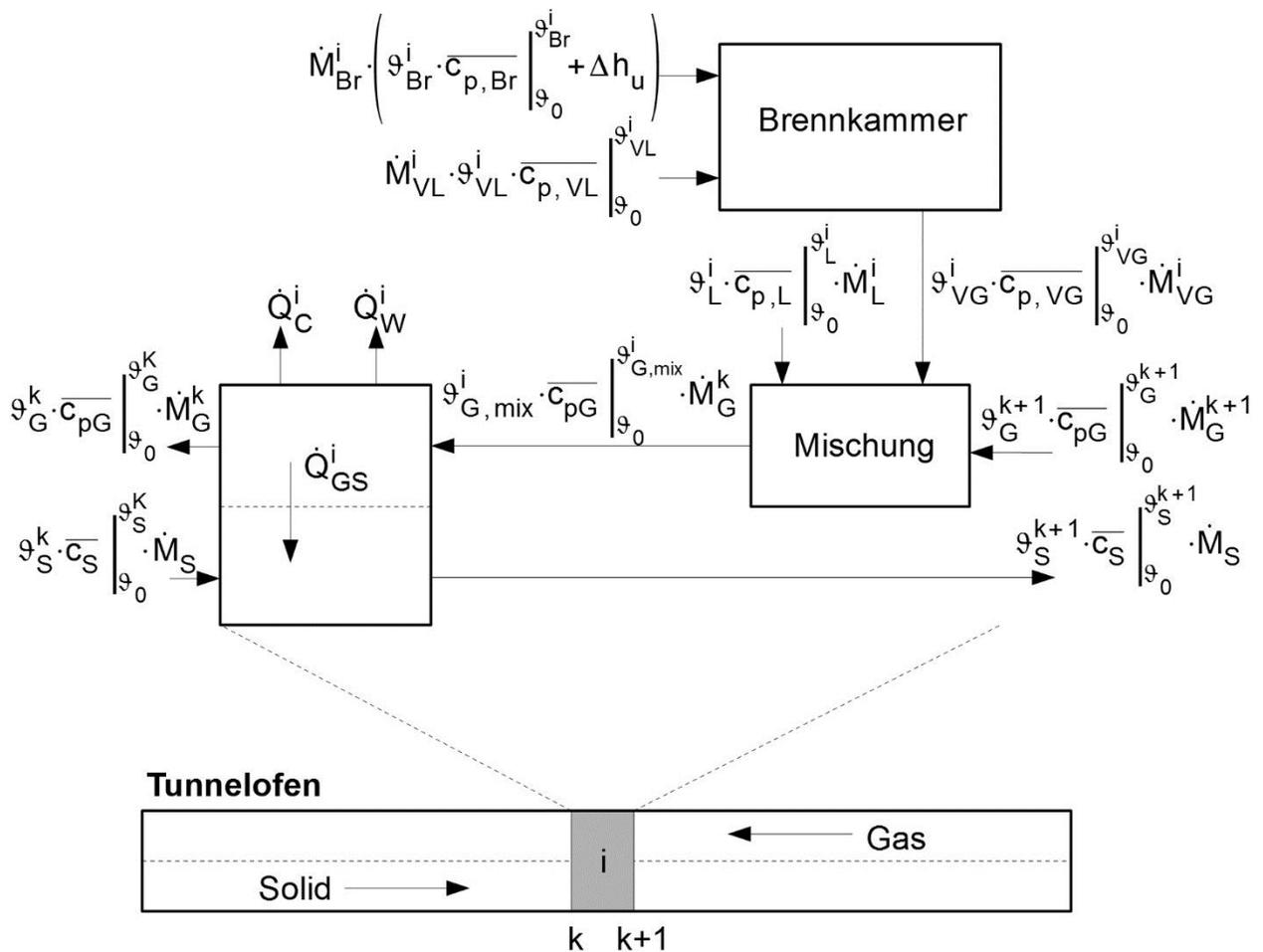


Abbildung 3-5: Energetische Bilanzierung um ein Element i

Aus dieser Methodik ergeben sich zwei mögliche Berechnungsrichtungen, die in Abbildung 3-6 beispielhaft für die einfache Wärmeübertragung zwischen Ofengas an das Solid dargestellt sind. Ausgehend von Ofenpositionen, an denen die Gastemperatur bzw. die Solidtemperatur bekannt ist, können nun die Temperaturprofile berechnet werden. Die Erwärmung des Solids berechnet sich beginnend an der Ofeneinfahrt, die Kühlung beginnend an der Ofenausfahrt. Die Definition der vorwärtigen und rückwärtigen Berechnungsrichtung orientiert sich dabei an der Transportrichtung der Ware. Somit berechnet sich die Gastemperatur am Knotenpunkt $k+1$ in Anlehnung an Gleichung (3-30) zu

$$T_G^{k+1} = \frac{\dot{M}_G^k \cdot c_{pg}^k \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_G^k} \cdot T_G^k + \dot{Q}_{GS,Konv}^{S,i} + \dot{Q}_{GS,Str}^{S,i} + \dot{Q}_{GS,Konv}^{W,i} + \dot{Q}_{GS,Str}^{W,i} + \dot{Q}_{GW,Konv}^i + \dot{Q}_{GW,Str}^i}{\dot{M}_G^{k+1} \cdot c_{pg}^{k+1} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_G^{k+1}}} \quad (3-35)$$

und die Solidtemperatur entsprechend Gleichung (3-33) zu

$$T_S^{k+1} = \frac{\dot{M}_S^k \cdot c_{Sg}^k \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_S^k} \cdot T_S^k + \dot{Q}_{GS,Konv}^{S,i} + \dot{Q}_{GS,Str}^{S,i} + \dot{Q}_{GS,Str}^{W,i} + \dot{Q}_{GS,Str}^{W,i} + \dot{Q}_{WS,Str}^i + \dot{W}_S}{\dot{M}_S^{k+1} \cdot c_{Sg}^{k+1} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta_S^{k+1}}}, \quad (3-36)$$

wobei die Wärmekapazität $c^{k+1} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta^{k+1}}$ aufgrund der Abhängigkeit von ϑ^{k+1} , wie bereits für Gleichung (3-27) beschrieben, iterativ bestimmt werden muss. Der Wärmestrom z. B. im Besatzpaket ist dabei

$$\dot{Q}_{GS,Konv}^{S,i} = \alpha_{GS}^{S,i} \cdot A^{S,i} \cdot (T_G^k - T_S^k) \quad (3-37)$$

und bezieht sich auf die bekannten Temperaturen am Knotenpunkt k sowie die Wärmeübertragungsfläche A^i des Elements i, wobei $\alpha_{GS}^{S,i}$ den Wärmeübergangskoeffizient im Besatzpaket darstellt. Es folgt daraus ein explizites Berechnungsverfahren. Im Bereich der Kühlzone trägt der übertragene Wärmestrom ein negatives Vorzeichen aufgrund einer höheren Solidtemperatur gegenüber der Gastemperatur. Die maßgebenden Wärmeübertragungsmechanismen sowie die zuvor genannten Wärmeströme sind in Kapitel 4 näher beschrieben.

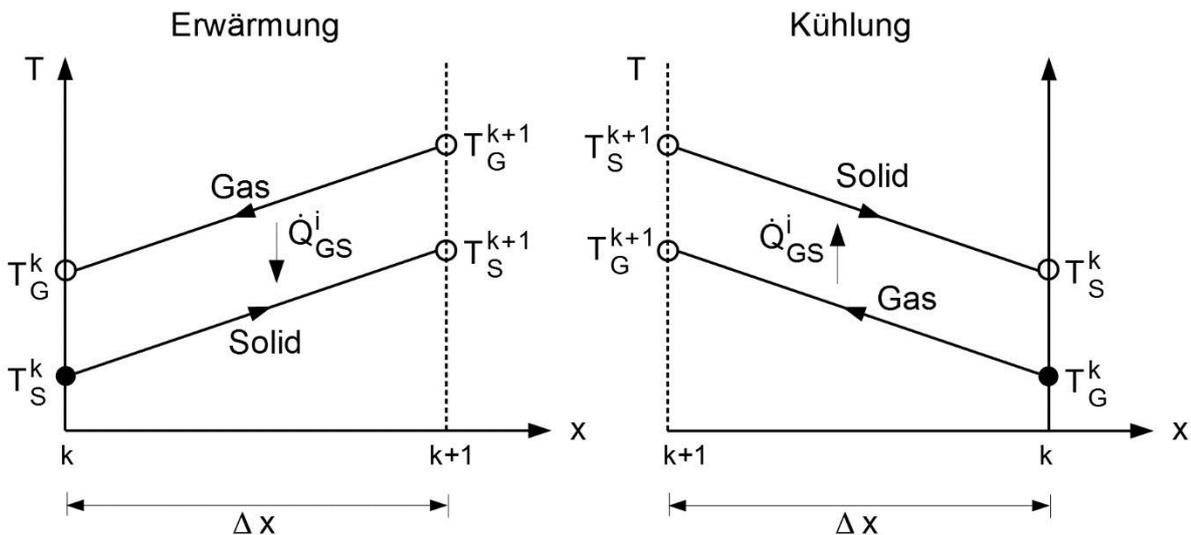


Abbildung 3-6: Randbedingungen für die Berechnung der Temperaturänderungen von Gas und Solid bei der Erwärmung und Abkühlung am Element i; Erwärmung: Berechnungsrichtung vorwärts; Kühlung: Berechnungsrichtung rückwärts

3.3.1 Gitterabhängigkeit der Lösung

Die numerische Lösung, die aus dem expliziten Eulerschen Streckenzugverfahren folgt, ist abhängig von der verwendeten Schrittweite ΔX [54]. Wird der Wärmestrom nur aus den Temperaturen am Gitterpunkt k berechnet, ergibt sich bereits eine Differenz zu dem Fall, bei dem der Wärmestrom auf eine mittlere Temperatur über das Element bezogen wird. Die Temperaturen am Knotenpunkt $k+1$ müssten dafür iterativ bestimmt werden.

Im Allgemeinen lässt sich der Fehler halbieren, wenn die Schrittweite ebenfalls halbiert wird [55]. In Abbildung 3-7 sind beispielhaft Abkühlkurven eines fiktiven Besatzes unter Nutzung verschiedener Schrittweiten gezeigt. Als Ausgangspunkt der Berechnung werden die Temperaturen von Gas und Solid an der Ofenausfahrt vorgegeben und entgegen der Schubrichtung berechnet, wie bereits in Abbildung 3-6 gezeigt worden ist. Die Variation umfasst dabei einen Bereich von einem sehr groben Gitter mit einer Schrittweite von 1,5 m bis zu einem sehr feinen Gitter mit einer Schrittweite von 2 mm, das 0,67 bis 500 einzelnen Elementen je Meter Ofenlänge entspricht. Die Schrittweite von 1,5 m entspricht in diesem Fall der Länge eines halben Ofenwagens beladen mit einem Dachziegelbesatz. Als Referenz werden vergleichend die kommerziell genutzten Solver ode23t und bvp4c herangezogen, die annähernd die exakte Lösung widerspiegeln.

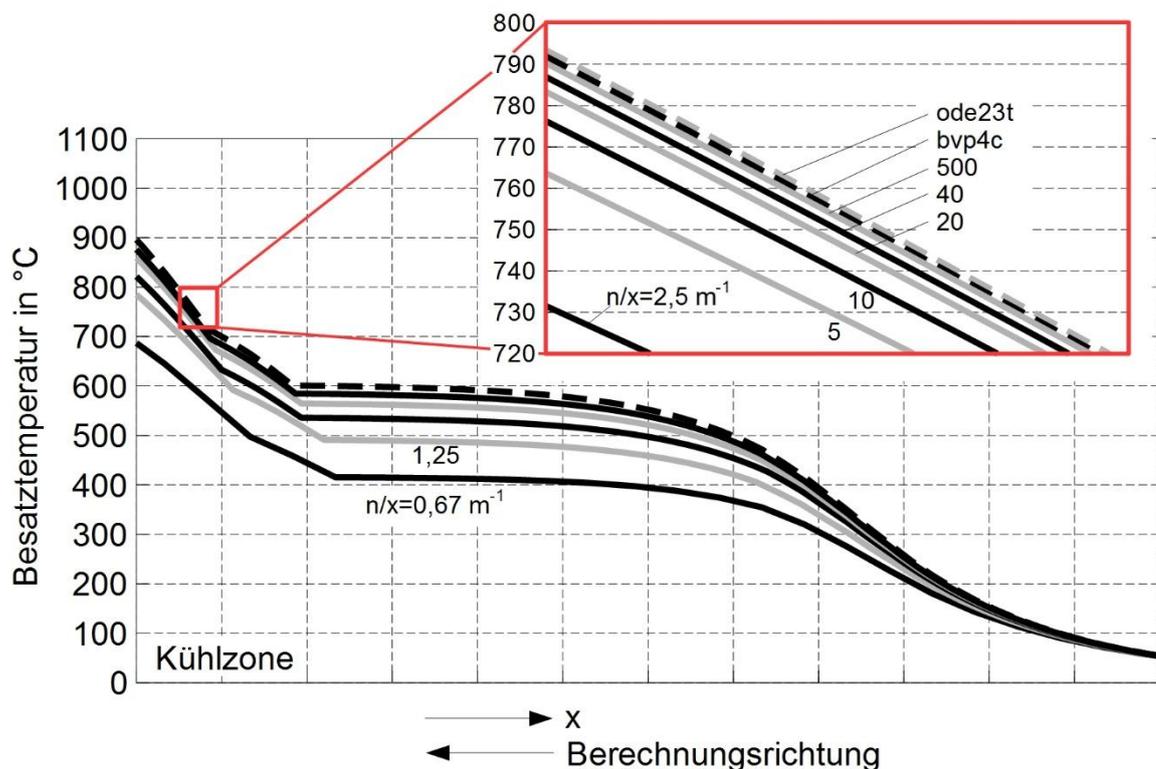


Abbildung 3-7: Gitterabhängigkeit der numerischen Lösung am Beispiel der Abkühlung des Besatzes

Im Bild ist der Einfluss der Schrittweite deutlich erkennbar. Ab etwa 500 Elementen je Meter wird der Genauigkeitsbereich der kommerziellen Löser erreicht. Neben der

Schrittweite ist in Tabelle 3-2 auch die Rechenzeit und die höchste Besatztemperatur in Abhängigkeit der Schrittweite aufgeführt. Bis zu 20 Elementen je Meter ist die Rechenzeit annähernd konstant, was auf die Initialisierung von Parametern und Nebenrechnungen zurückzuführen ist, die die Rechenzeit dominieren. Ab 40 Elementen je Meter wird der Rechenaufwand aufgrund der großen Anzahl der Einzelemente bemerkbar, wobei auch mit 500 Elementen je Meter die Rechenzeit noch deutlich niedriger liegt, als bei den kommerziellen Lösern. Wird eine relative Abweichung der Besatztemperatur von 1 % akzeptiert und eine möglichst geringe Rechenzeit gefordert, werden 40 Elemente je Meter Ofenlänge zur numerischen Berechnung der axialen Temperaturprofile durch das Eulersche Streckenzugverfahren benötigt. Daraus folgt, dass ein Ofen mit einer Länge von 100 m mit 4000 Einzelementen und einer Schrittweite von 2,5 cm beschrieben werden muss.

Tabelle 3-2: Einfluss der Schrittweite auf die Rechenzeit und die Maximaltemperatur

Löser	Δx in m	n/x in 1/m	relative Rechenzeit	$T_{S,max}$ in °C	Relative Ab- weichung in %
Euler	1,5	0,67	1	684,7	-23,6
	0,8	1,25	1	782,4	-12,7
	0,4	2,5	1	820,9	-8,4
	0,2	5	1,1	859,8	-4,1
	0,1	10	1,1	876,0	-2,3
	0,05	20	1,1	884,8	-1,3
	0,025	40	1,6	889,2	-0,8
	0,002	500	4,4	893,3	-0,4
ode23t (Matlab)	-	-	8,5	897,5	0,1
bvp4c (Matlab)	-	-	14,5	895,8	-0,1

3.3.2 Berechnungsmethodik

Die Schwierigkeit besteht nun darin, dass das Berechnungsverfahren ein Startwertproblem, bzw. die Kenntnis der Gas- und Solidtemperatur an der Ofeneinfahrt bzw. an der Ausfahrt voraussetzt. Auf der Seite der Ofeneinfahrt ist die Einfahrttemperatur des Solids $T_{Sx=0}$ und auf der gegenüberliegenden Seite an der Ofenausfahrt ist die Eintrittstemperatur des Kühlgases $T_{Sx=l}$ aus der Messung bekannt.

Das Berechnungsverfahren ist in Abbildung 3-8 schematisch gezeigt. Unter Annahme der Gasaustrittstemperatur $T_{Gx=0}$ sind die Temperaturprofile während der Erwärmung berechenbar. Analog dazu sind die Temperaturprofile in der Kühlzone unter Annahme der Austrittstemperatur des Solids $T_{Sx=l}$ berechenbar. Am gewählten Schnittpunkt δ ,

ergeben sich nun zum einen die Temperaturen $T_{G\delta_l}$ und $T_{S\delta_l}$ für die Berechnung seitens der Erwärmung und die Temperaturen $T_{G\delta_r}$ und $T_{S\delta_r}$ für die Berechnung seitens der Kühlung.

Durch eine iterative Zielwertsuche werden die zuvor angenommenen Temperaturen in Abhängigkeit von der jeweiligen Temperaturdifferenz am Schnittpunkt verändert nach

$$T_{Sx=l}(\text{neu}) = T_{Sx=l}(\text{alt}) + \frac{\Delta T_{S\delta}}{d_s} \quad (3-38)$$

und

$$T_{Gx=l}(\text{neu}) = T_{Gx=l}(\text{alt}) + \frac{\Delta T_{G\delta}}{d_g}, \quad (3-39)$$

bis die Temperaturprofile des Gases und des Solids am Schnittpunkt zusammenlaufen bzw. die Temperaturdifferenzen $\Delta T_{G\delta}$ und $\Delta T_{S\delta}$ gegen Null gehen. In Abbildung 3-9 ist die Logik des Iterationsverfahrens abgebildet.

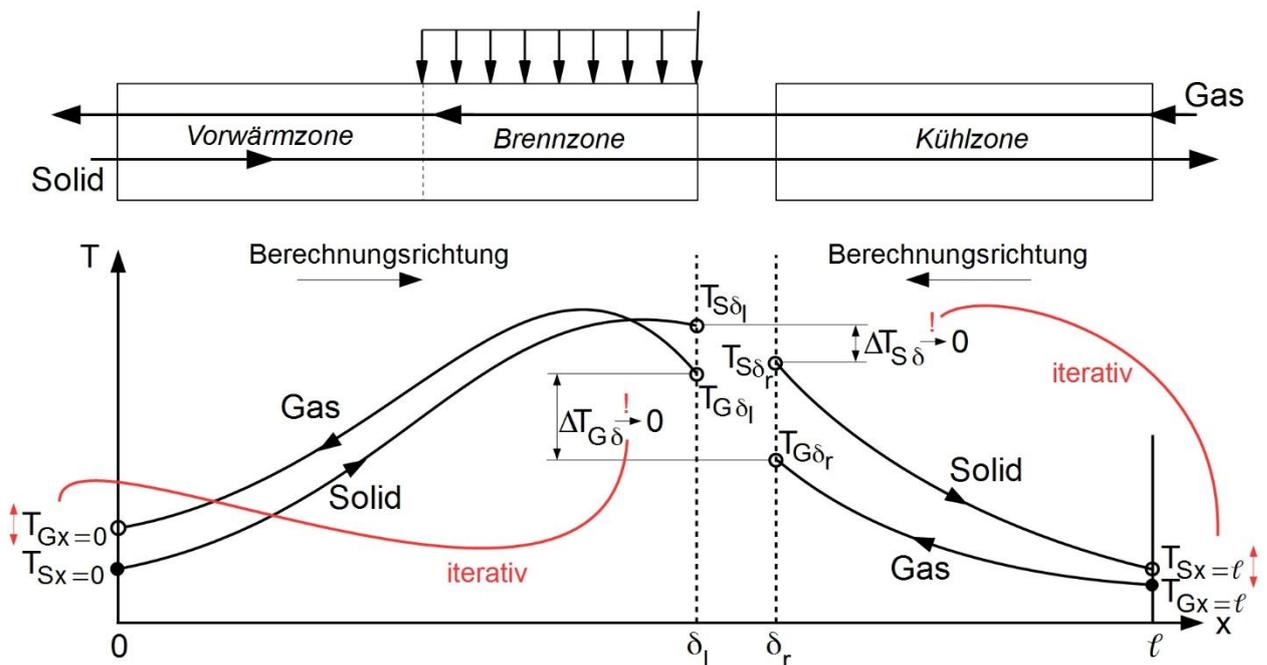


Abbildung 3-8: Berechnungslogik zur Bestimmung der axialen Temperaturprofile im Tunnelofen

Aufgrund hoher Sensitivität der Temperaturprofile auf die Starttemperaturen werden die Dämpfungsfaktoren d_s und d_g eingeführt, die die Änderung je Iterationsschritt reduzieren. Es ist ersichtlich, dass mit Erhöhung der Dämpfungsfaktoren die Änderung je Iterationsschritt kleiner und somit das Berechnungsverfahren stabiler wird, jedoch

die Anzahl der Iterationsschritte und dadurch die Berechnungszeit ansteigt. Die Bedeutung der Berechnungsgeschwindigkeit des Löser wird an dieser Stelle besonders deutlich, wenn Tabelle 3-2 vergleichend herangezogen wird. Die angegebenen Rechenzeiten sind dort bezogen auf die einfache Berechnung der Temperaturprofile ausgehend von den Startwerten am Ofenaustritt. Durch das nötige Iterationsverfahren nach Abbildung 3-8 steigt die Gesamtberechnungszeit erheblich. Auf die Wahl der Dämpfungsfaktoren wird an dieser Stelle nicht eingegangen.

Aus der angesprochenen Sensitivität des Prozesses folgt des Weiteren der Grund, warum die Temperaturprofile ausgehend von beiden Enden des Brennkannals berechnet werden. Aufgrund der Länge des Ofens und der zahlreichen gasseitigen Ein- und Ausgänge entlang des Brennkannals ist beispielhaft eine präzise Schätzung der Gasaustrittstemperatur nötig, um die Brennkurve in einem Zuge von der Ofeneinfahrt bis zur Ofenausfahrt berechnen zu können. Durch die ausgeprägte Nichtlinearität des Systems stellt sich dies als äußerst kompliziert dar. Somit war es im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich, ein stabiles Lösungsverfahren mit nur einer Berechnungsrichtung zu realisieren.

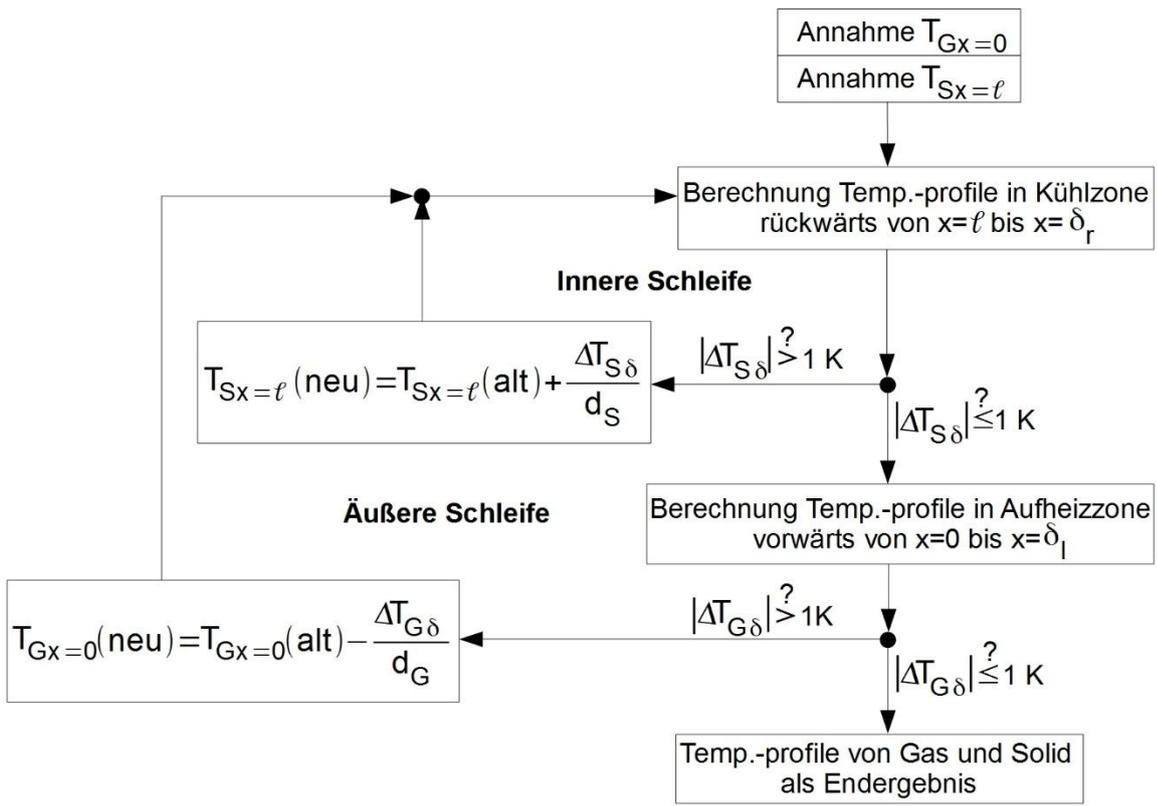


Abbildung 3-9: Iterationsverfahren zur Bestimmung der axialen Temperaturprofile im Tunnelofen

4 Wärmeübertragung

4.1 Geometrische Modellierung

Um über die äußere Bilanz hinweg den Brennprozess von Ziegel beschreiben und analysieren zu können, bedarf es der Kenntnis über den Wärmeübergang. Die relevanten Wärmeübergangsmechanismen wurden bereits in Abbildung 3-4 veranschaulicht.

Zur Beschreibung des Wärmeübergangs sind die geometrischen Gegebenheiten zu definieren, die maßgeblich die Strömungssituation beeinflussen. Dabei muss das Produkt sowie dessen Anordnung im Tunnelofenbesatz berücksichtigt werden. Beispielsweise ist in Abbildung 1-3 das Besatzpaket aus Hintermauerziegel gezeigt. Die axiale Strömung teilt sich dabei auf die Längsgassen sowie auf die Lochung auf. Diese Parallelverschaltung von Einzelströmungen wurde z. B. in [56] betrachtet. Kompakte Besätze wie in Abbildung 1-5 aus Vormauerziegel weisen Längs- und Quergassen auf, in denen die Strömungsverhältnisse und somit der konvektive Wärmeübergang verschieden sind [57]. Des Weiteren dominiert in Kompaktbesätzen der Wärmewiderstand aufgrund von Wärmeleitung im Ziegel [17], sodass der Besatz als thermisch dick anzusehen ist. Somit müssen mehrdimensionale instationäre Wärmeleitungsvorgänge im Besatz berücksichtigt werden. Die Relevanz der einzelnen Wärmeübertragungsmechanismen ist somit abhängig von der zu brennenden Ware im Tunnelofen.

Ziegel- und Kassettensystem



Plattensystem

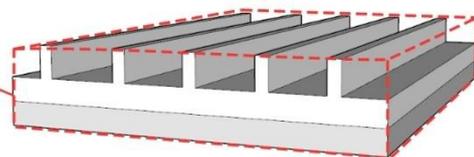
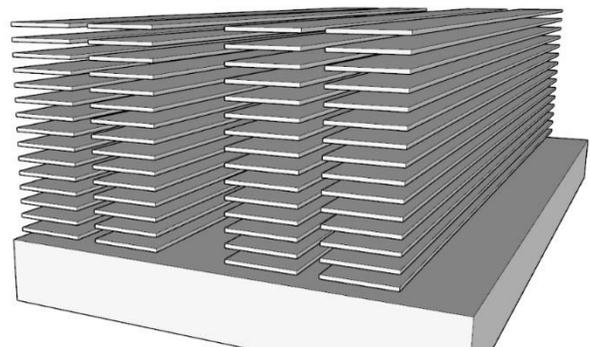


Abbildung 4-1: Vereinfachung des Ziegel- und Kassettensbesatzes durch ein Plattensystem
(Fotos: Jacobi Tonwerke GmbH oben und BMI Technical Services GmbH unten)

Aus zwei Gründen bietet sich ein Dachziegelbesatz zur Entwicklung eines Prozessmodells besonders an. Erstens ist dieser charakterisiert durch eine gleichmäßige Verteilung des Strömungswiderstandes über den Ofenquerschnitt. Die Breite des Wand- und Deckenspalts ist in einer ähnlichen Größenordnung wie die Spalte zwischen den

Dachziegeln und Kassetten. Die axiale Gasströmung ist somit über den Querschnitt gleichverteilt, dass für die Modellierung den einfachsten Fall darstellt. Zweitens ist die Materialdicke gering sowohl von dem Ziegel als auch von der Kasette. Ziegel und Kassetten können somit in guter Näherung als ein Körper in Form einer Platte geometrisch vereinfacht werden. Sofern der Dachziegel als thermisch dick betrachtet werden muss, stellt dies nur ein eindimensionales instationäres Wärmeleitproblem dar. Auf diese Thematik wird an späterer Stelle noch eingegangen.

In Abbildung 4-1 ist ein typischer Dachziegelbesatz sowie das dazu vereinfachte Ersatzmodell in Form eines Plattenbesatzes dargestellt. Durch die Vorstellung einer Plattenoberfläche mit Rippen wird die Wärmeübertragungsfläche der realen Struktur angenähert. Das Gewicht einer Platte ist gleich dem summierten Gewicht von Dachziegel und Kasette.

4.2 Wärmeübergang durch Konvektion

An der Grenzschicht zwischen einem Gas und einer Festkörperoberfläche wird Wärme durch Leitung übertragen. Gasseitig wird die Wärme durch eine makroskopische Strömung zu- bzw. abgeführt. Dieser gekoppelte Mechanismus aus Wärmeleitung und Enthalpietransport wird als Wärmeübertragung durch Konvektion bezeichnet. Wenn die Strömung durch äußere Druckunterschiede aufgeprägt wird, bezeichnet man dies als erzwungene Konvektion. Wird hingegen die Strömung aufgrund von Dichteunterschieden hervorgerufen, spricht man von freier Konvektion [8].

Im Tunnelofen wird eine axiale Strömung durch z. B. den Abzug von Rauchgas oder die Zuführung von Kühlluft erzwungen. Die freie Konvektion spielt in Tunnelöfen nur eine untergeordnete Rolle, wie in [58] dargelegt ist. In dieser Arbeit wird daher ausschließlich die erzwungene Konvektion im Brennkanal berücksichtigt.

Der konvektive Wärmetransport ist abhängig von den geometrischen Verhältnissen, spezifischen Stoffgrößen des Fluids und den vorherrschenden Systemtemperaturen. Die theoretische Beschreibung ist bisher nicht möglich, sodass der konvektive Wärmeübergang empirisch ermittelt werden muss. Hierzu wird die dimensionslose Nußelt-Zahl

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_{\text{konv}} \cdot l_{\text{ch}}}{\lambda(T_G)} \quad (4-1)$$

verwendet, die das Verhältnis aus dem Wärmestrom, der konvektiv übertragen wird, zu dem Wärmestrom, der durch Wärmeleitung im Fluid übertragen wird, kennzeichnet. Darin sind α_{konv} der konvektive Wärmeübergangskoeffizient und l_{ch} die charakteristische Länge als maßgebende geometrische Länge. Dies ist z. B. bei einer Strömung durch einen Körper der hydraulische Durchmesser oder bei der Strömung über einen Körper die Überströmlänge. Die Nußelt-Zahl selbst ist im Experiment zu bestimmen. Bei entsprechender geometrischer Ähnlichkeit sind ebenfalls bereits vorhandene empirische Daten

verwendbar. Die Ergebnisse sind als Nußeltfunktionen für erzwungene Konvektion in der allgemeinen Form

$$\text{Nu} = a \cdot \text{Re}^b \cdot \text{Pr}^c \quad (4-2)$$

beschrieben, wobei Re die Reynolds-Zahl und Pr die Prandtl-Zahl sind, auf die an späterer Stelle noch eingegangen wird.

Der konvektive Wärmeübergang ist auf Grund einer Vielzahl an möglichen geometrischen Anordnungen des Besatzes im Tunnelofen in der Vergangenheit erst selten gemessen worden. Wärmeübergangskoeffizienten bei der Durchströmung eines Besatzes lassen sich prinzipiell auch mit Computational Fluid Dynamics (CFD) Programmsystemen wie Fluent numerisch ermitteln. Allerdings sind auch diese so erhaltenen Werte nur als Näherung zu verstehen, da die zur Verfügung stehenden Turbulenzmodelle für Wandgrenzschichten noch nicht genau genug sind. Entsprechende Modelle wurden z. B. von Li et al. [41] experimentell für einen Dachziegelbesatz validiert.

Am Beispiel des zuvor erwähnten Plattenbesatzes im Tunnelofen wird im Folgenden der konvektive Wärmeübergang mittels ausgewählter Nußeltfunktionen bestimmt. Dazu sind die maßgebenden geometrischen Größen bei der Durchströmung eines Besatzspalts in Abbildung 4-2 gekennzeichnet, die bereits durch [56] herausgestellt wurden. Das Ofengas strömt im Besatzkanal zwischen den Platten mit der Geschwindigkeit \bar{w} . Der Kanal hat die Spaltweite s_K , die sich innerhalb der Erweiterung zur Spaltweite s_E vergrößert. Die Erweiterung stellt den Bereich einer Brenngasse zwischen den Besatzreihen dar. Aufgrund der Querschnittserweiterung verlangsamt sich die Strömung auf die Geschwindigkeit \bar{w}_0 , die der Leerrohrgeschwindigkeit im Tunnel ohne Besatz entspricht. Die Längen des Kanals und der Erweiterung sind jeweils l_K und l_E .

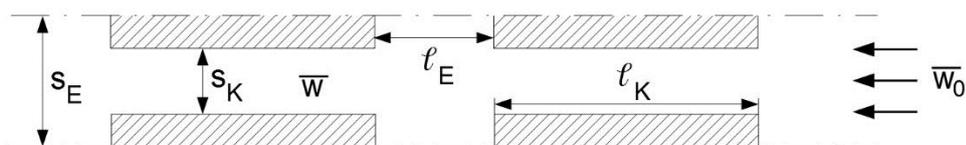


Abbildung 4-2: Geometrische Größen in einem Plattenbesatz nach [56]

4.2.1 Platte und Rohr

Für die Überströmung bzw. Durchströmung von Standardkörpern stehen bewährte Nußeltfunktionen zur Verfügung. Für die Überströmung einer Platte bei erzwungener Konvektion hat Pohlhausen [59] die folgenden Korrelationen für laminare bzw. turbulente Strömungsbedingungen veröffentlicht

$$\text{Nu}_{\text{lam}} = 0,664 \cdot \text{Re}_{l_K}^{0,5} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (4-3)$$

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{0,037 \cdot \text{Re}_{l_K}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43}}{1 + 2,443 \cdot \text{Re}_{l_K}^{-0,1} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)},$$

mit der kritischen Reynolds-Zahl von 10^5 , wobei im Übergangsbereich jeweils der höchste Wert zu verwenden ist. Die Reynolds-Zahl bezieht sich dabei auf die Überströmlänge der Platte l_K und ist definiert zu

$$\text{Re}_{l_K} = \frac{\bar{w} \cdot l_K}{\nu(T_S)}, \quad (4-4)$$

worin ν_G die kinematische Viskosität und T_S die Bezugstemperatur

$$T_S = \frac{T_{S,\text{Oberfläche}} + T_G}{2} \quad (4-5)$$

als maßgebende Temperatur für den Wärmeübergang sind. Die Prandtl-Zahl Pr berechnet sich mit

$$\text{Pr} = \frac{\nu_G(T_S) \cdot \rho_G(T_S) \cdot c_{pG}(T_S)}{\lambda_G(T_S)}. \quad (4-6)$$

Die hierzu benötigten Stoffgrößen sind temperaturabhängig und können mit den Gleichungen (A-1) bis (A-4) und Tabelle A-1 bestimmt werden.

Für die Durchströmung von zwei parallelen Platten, die einen Rechteckkanal bilden, finden Nußeltfunktionen für Rohre Anwendung, wobei in kurze und lange Rohre unterschieden wird. Ist das Rohr kurz, wird die Strömung durch die Ausbildung des Geschwindigkeits- und Temperaturprofils ausgehend vom Rohranfang geprägt. Die Strömung befindet sich im hydraulischen und thermischen Einlauf. Laufen die Grenzschichten in diesem kurzen Rohr ausgehend von den gegenüberliegenden Rohrwänden nicht zusammen, sind die Wärmeübergangsbedingungen gleich der einer Platte und Gleichung (4-3) findet Anwendung. Die hydrodynamische Einlauflänge entspricht unter laminaren Bedingungen dem 1,3 bis 130-fachen Durchmesser und ist unter turbulenten Bedingungen deutlich geringer [8, 60].

Für den thermischen Einlauf bei hydrodynamischer ausgebildeter laminarer Strömung in kurzen Rohren gilt die Funktion von Schlünder [61]

$$\text{Nu}_{\text{lam}} = \sqrt[3]{3,66^3 + 1,61^3 \cdot \text{Re}_{d_h} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_h}{l_K}} \quad \text{für } \text{Re}_{d_h} < 2300, 1 < l_K/d_h < \infty \quad (4-7)$$

sowie für turbulente Strömung von Gnielinski [62]

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = 0,0214 \cdot (\text{Re}_{d_h}^{0,8} - 100) \cdot \text{Pr}^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d_h}{\ell_K} \right)^{0,66} \right] \quad (4-8)$$

$$\text{für } 2300 < \text{Re}_{d_h} < 10^6, 1 < \ell_K / d_h < \infty,$$

wobei im Übergangsbereich der jeweils höchste Wert Anwendung findet. Dabei ist d_h der hydraulische Durchmesser, der für einen Rechteckkanal der doppelten Spaltweite entspricht [24], und ℓ_K die Länge des Rechteckkanals. Die kritische Reynolds-Zahl ist bei einer Durchströmung rund 2300 und definiert zu

$$\text{Re}_{d_h} = \frac{\bar{w} \cdot d_h}{\nu(T_S)} \quad (4-9)$$

Des Weiteren besteht die Möglichkeit, die Aneinanderreihung einzelner Platten und deren Erweiterungen als endlosen schlanken Kanal zu betrachten. Unter der Annahme einer ununterbrochenen Grenzschichtbildung bildet sich eine Rohrströmung aus, für die die Funktion von Nußelt [63]

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = 0,018 \cdot \text{Re}_{d_h}^{0,8} \quad \text{für } 6000 < \text{Re}_{d_h} < 50000 \quad (4-10)$$

bei turbulenten Strömungsbedingungen gilt.

4.2.2 Ziegel- und Scherbenbesätze

Neben der Verwendung von empirischen Nußeltfunktionen für die Überströmung einer Platte bzw. für die Durchströmung von Rohren, stehen zum anderen Nußeltfunktionen zur Verfügung, die direkt aus Experimenten an Besätzen in Tunnelöfen resultieren.

Kompaktbesätze

Die von Bernshtein [64] veröffentlichte Arbeitsgleichung für den konvektiven Wärmeübergang in einem Kompaktbesatz

$$\text{Nu} = 0,08 \cdot \text{Re}_{d_h}^{0,7} \quad \text{für } 100 < \text{Re} < 60000 \quad (4-11)$$

wurde von Abbakumov et al. [65] mit einem Fehler von etwa 25 % gegenüber den Messergebnissen bestätigt. Allerdings bleiben in dieser Gleichung die geometrischen Einflüsse der Erweiterung auf die Kanalströmung unberücksichtigt, sodass Abbakumov [65] aufbauend auf der Gleichung (4-10) für die Durchströmung eines unendlich langen

Rohres einen geometrischen Parameter ϕ einführt. Dieser Parameter wird anhand von Wärmeübergangsmessung an einem Besatz aus Feuerfestmaterial bestimmt und berücksichtigt die zunehmende Turbulenz bei anwachsender dimensionsloser Länge der Erweiterung $\ell_E/(s_E-s_K)$ [66].

Seitenfläche

$$\text{Nu} = \phi \cdot 0,018 \cdot \text{Re}_{d_h}^{0,8}$$

$$\phi = 1 + \frac{91 \cdot \ell_E / (s_E - s_K)}{1 + 1,2 \cdot \ell_E / (s_E - s_K)} \cdot \text{Re}^{-0,37} \cdot \frac{d_h}{\ell_K} \cdot \left[1 - \exp\left(-0,55 \cdot \frac{\ell_K}{d_h}\right) \right] \quad (4-12)$$

Die angegebene Gleichung ist anwendbar für die Seitenflächen des Kompaktbesatzes und ist gültig für den Bereich von $6000 < \text{Re}_{d_h} < 50000$ mit einer mittleren Abweichung gegenüber den Messergebnissen von 10 %, wobei d_h wiederum der hydraulische Durchmesser der Längsgasse ist. Für den Fall, dass die dimensionslose Länge des Kanalabschnitts ℓ_K/d_h gegen unendlich und die dimensionslose Länge der Erweiterung $\ell_E/(s_E-s_K)$ gegen null geht, resultieren die Ergebnisse für eine turbulente Strömung im unendlich langen Rohr. Um zwischen dem Wärmeübergang im Kanalabschnitt sowie in der Erweiterung unterscheiden zu können, gibt Abbakumov außerdem für die Stirn- und Rückseite des Besatzes die folgende Gleichung an

Stirnseite (S=0) und Rückseite (S=2)

$$\text{Nu} = 0,043 \cdot \text{Re}_{d_h}^{0,7} \cdot \left[0,5 + 0,05 \cdot \left(\frac{s_E - s_K}{\ell_E} \right) \right]^{-0,5 \cdot \text{sign}\left(S \cdot \frac{\ell_E}{s_E - s_K} - 0,2\right) - 0,5} \quad (4-13)$$

Dugwell et al. [67] hat an zwei weiteren Kompaktbesätzen aus Feuerfestmaterial im Maßstab 1:10 den konvektiven Wärmeübergang an der Seiten-, Stirn-, Rück- und Oberseite gemessen. Aufgrund der fehlenden geometrischen Einflussgrößen des Besatzes sind die gewonnenen Korrelationsgleichungen der Form $\text{Nu} = a \cdot \text{Re}_{d_h}^b$ nicht auf andere Besätze übertragbar [66], wobei als charakteristische Länge der hydraulische Durchmesser des unbesetzten Tunnels verwendet wurde.

Gitterbesätze

Hoyer [68] sowie Schröder et al. [69] führten Modelluntersuchungen an horizontal durchströmten Gitterbesätzen aus normalformatigen Klinker im Maßstab 1:10 durch.

Dabei unterscheiden sie bei Ihrer Ergebnisdarstellung in Läufer und Binder, d. h. quer und längs zur Strömungsrichtung angeordnete Ziegel, wie in Abbildung 4-3 dargestellt. Die Anwendbarkeit der Nußeltfunktionen beschränkt sich dabei auf Klinkerbesätze, so dass nach [66] großformatige Hintermauerziegel mit Lochung bzw. scheibenförmiges Gut wie Dachziegel nicht beschrieben werden können.

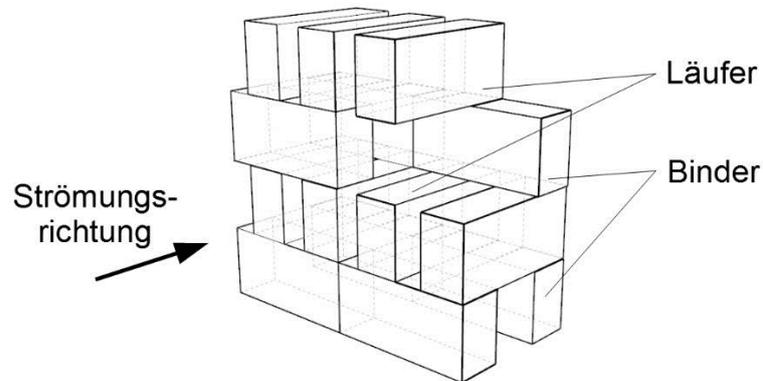


Abbildung 4-3: Typischer Gitterbesatz aus Klinker nach [66]

Türmchenbesatz

Von Abou-Ziyan [70] wurde der Wärmeübergang an den sechs in Abbildung 4-4 dargestellten Türmchenbesätzen normalformatiger Vollziegel gemessen. Hierbei wurde festgestellt, dass der Wärmeübergang umso höher ist, je geringer die Berührungsfläche zwischen den Ziegeln ist. Allerdings ist dann auch die Besatzdichte geringer, was zu einer verminderten Durchsatzleistung führt. Die angegebenen Nußeltfunktionen für quer- und längsangeströmte Ziegel können nicht in Betracht gezogen werden, da die Definition der zugrundeliegenden Kennzahlen nicht nachvollzogen werden konnte.

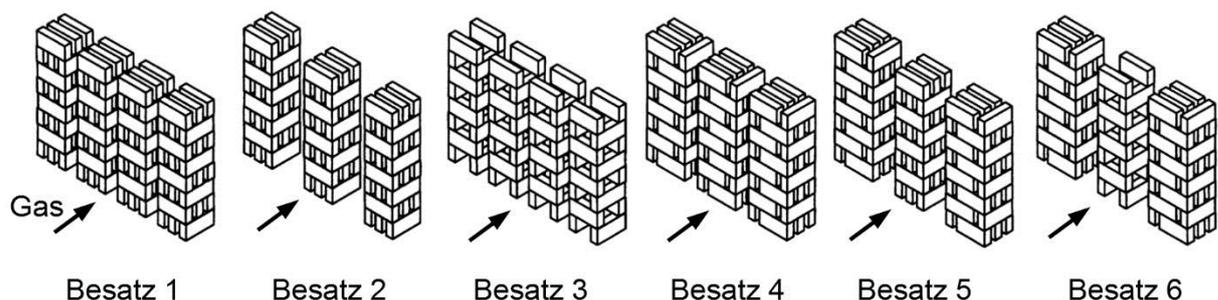


Abbildung 4-4: Türmchenbesätze aus Klinker [70]

Dünnschichtbesätze

Die Wärmeübertragung durch überlagerte Strömungen an komplexe gestapelte Güter am Beispiel des Flachgeschirr-Brandes in Durchlauföfen wurde von Lorenz [71] untersucht, wobei die Querströmung durch Seitenbrenner erzeugt wurde. Der Besatz ist in Abbildung 4-5 gezeigt. Im Modell im Maßstab 1:5 wurden einzelne Teller beheizt und die Oberflächentemperatur gemessen. Das Ergebnis wurde in einer Regressionsgleichung zusammenfasst, die für eine reine Längsströmung folgt zu

$$\text{Nu} = 6,74 + 0,017 \cdot \text{Re}_{\ell_K} - 1,17 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re}_{\ell_K}^2 + 2,67 \cdot 10^{-11} \text{Re}_{\ell_K}^3 \quad (4-14)$$

mit

$$\text{Re}_{\ell_K} = \frac{\bar{w}_0 \cdot \ell_K}{\nu(T_s)}, \quad (4-15)$$

wobei die Strömungsgeschwindigkeit \bar{w}_0 bezogen ist auf die Leergeschwindigkeit im Tunnelofensegment.

Zusätzlich wurde auf Grundlage einer CFD-Simulation die Anströmgeschwindigkeit einzelner Teller im Besatz bestimmt und zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs mittels der Nußeltfunktion für die Überströmung einer Platte nach Gleichung (4-3) verwendet. Im Vergleich konnte eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen nachgewiesen werden. Die genaue Kenntnis der Strömungsgeschwindigkeit im Besatz ist somit von entscheidender Wichtigkeit.



Abbildung 4-5: Schnellbrandofen für den Glasurbrand von Porzellan
(Foto: Riedhammer GmbH)

4.2.3 Modellauswahl

Der Wissensstand zum konvektiven Wärmeübergang an Ziegelbesätzen ist von Vogt et al. in [57, 66] zusammengefasst. Für Kompakt- und Gitterbesätze werden verallgemeinerte Berechnungsgleichungen angegeben, die z. T. auf Grundlage der in [64, 65, 67-69] veröffentlichten und in Kapitel 4.2.2 vorgestellten experimentellen Ergebnisse beruhen. Aufbauend auf die Nußeltfunktion für eine ausgebildete turbulente Rohrströmung gibt Vogt nach dem Vorbild von Abbakumov einen geometrischen Parameter ϕ als Funktion von Re vor, der die dimensionslosen Längen des Kanals $G_1 = \ell_K / d_h$ und der Erweiterung $G_2 = \ell_E / d_h$ sowie das Verhältnis der Querschnittsflächen aus Kanalabschnitt und Erweiterung $G_3 = A_K / A_E$ enthält.

Seitenfläche

$$Nu = \phi \cdot 0,018 \cdot Re_{d_h}^{0,8} \quad \text{mit} \quad (4-16)$$

$$\begin{aligned} \phi = & 1,64 + 0,71 \cdot (\exp(-0,35 \cdot G_1^{1,8}) - 1) + 0,17 \cdot (1 - \exp(-1,1 \cdot G_1)) + 1,05 \cdot (1 - \exp(-1,5 \cdot 10^7 \cdot G_3^{1,8})) \\ & + (2,36 + 2,08 \cdot (\exp(-0,46 \cdot G_1) - 1)) \cdot (1 - \exp(-(0,23 + 0,5 \cdot (1 - \exp(-0,0007 \cdot G_1^5))) \cdot G_2^2)) \\ & - (0,31 - 0,225 \cdot (1 - \exp(-0,52 \cdot G_1)) + (1,03 - 0,94 \cdot (1 - \exp(-0,52 \cdot G_1))) \cdot (2 \cdot (1 - \exp(-0,35 \cdot G_2^{1,5})))) \\ & \cdot \left(1 - \exp \left(- \left(10 - 4 \cdot (1 - \exp(-0,9 \cdot G_2)) - 1,795 \cdot \exp \left(- \frac{(G_2 - 0,85)^2}{0,08} \right) \right) \cdot 10^{-5} \cdot Re_{d_h} \right) \right) \end{aligned}$$

Die Funktion ist für die Seitenfläche der Besätze definiert und weist einen Gültigkeitsbereich von $6100 < Re < 50700$ sowie $0,1 < G_1 < 5,2$; $0,36 < G_2 < \infty$ und $0,3 < G_3 < 0,65$ auf, wobei d_h der hydraulische Durchmesser der Längsgasse ist. Beispielhaft ergeben sich diese geometrischen Faktoren für einen Dachziegelbesatz nach Zhu [72] zu $G_1=4,1$; $G_2=2,6$ und $G_3=0,65$. Die Gleichung (4-16) ist somit auf einen Dachziegelbesatz anwendbar.

Aus den zuvor genannten Gleichungen ist die Nußelt-Zahl in Abhängigkeit von der Besatzgeometrie und den Strömungsbedingungen berechenbar. Jedoch unterscheidet sich jeweils die geometrische Bezugsgröße, wobei der hydraulische Durchmesser des durchströmten Spaltes, der hydraulische Durchmesser des leeren Kanals ohne Besatz bzw. die Überströmlänge eines Einzelkörpers Anwendung finden.

In Abbildung 4-6 sind für einen Plattenbesatz und einer mittleren Ofentemperatur von 500 °C die resultierenden Wärmeübergangskoeffizienten über der Strömungsgeschwindigkeit im horizontalen Besatzspalt dargestellt. Die Ergebnisse sind in Anlehnung an die Fragestellung zusammengetragen worden, welcher konvektive Wärmeübergangskoeffizient resultiert, wenn die veröffentlichten Funktionen der genannten Autoren auf einen Plattenbesatz in einem Tunnelofen angewendet werden und der hydraulische Durchmesser des durchströmten Besatzspaltes mit $d_h = 2 \cdot s_K$ die geometrische Bezugsgröße ist.

Die gezeigte Kurvenschar steigt mit ansteigender Strömungsgeschwindigkeit an, was auf die Abhängigkeit von $Nu=f(Re)$ zurückzuführen ist. Das Ergebnis aus der Gleichung

von Nußelt für das durchströmte unendlich lange Rohr zeigt erwartungsgemäß die geringsten Werte aufgrund der voll ausgebildeten Strömung. Die Verwendung der Gleichungen von Schlünder und Gnielinski für das durchströmte kurze Rohr bei einem rein thermischen Anlauf ergeben geringfügig höhere Werte. Wird angenommen, dass sich die thermische und hydraulische Grenzschicht bei der Durchströmung eines Besatzpakets, hier einer Platte, stets neu ausbilden, entspricht das der Überströmung einer Platte nach Pohlhausen. Die resultierenden Ergebnisse zeigen wie erwartet den höchsten Wärmeübergang unter Verwendung von Nußeltfunktionen für Standardgeometrien. Die Kurven für keramische Besätze liegen jeweils im Bereich der überströmten Platte. Eine Ausnahme bilden die Ergebnisse, die sich aus der Gleichung nach Vogt ergeben. Dies wird damit begründet, dass der geometrische Parameter G_3 an der Grenze des angegebenen Gültigkeitsbereiches liegt.

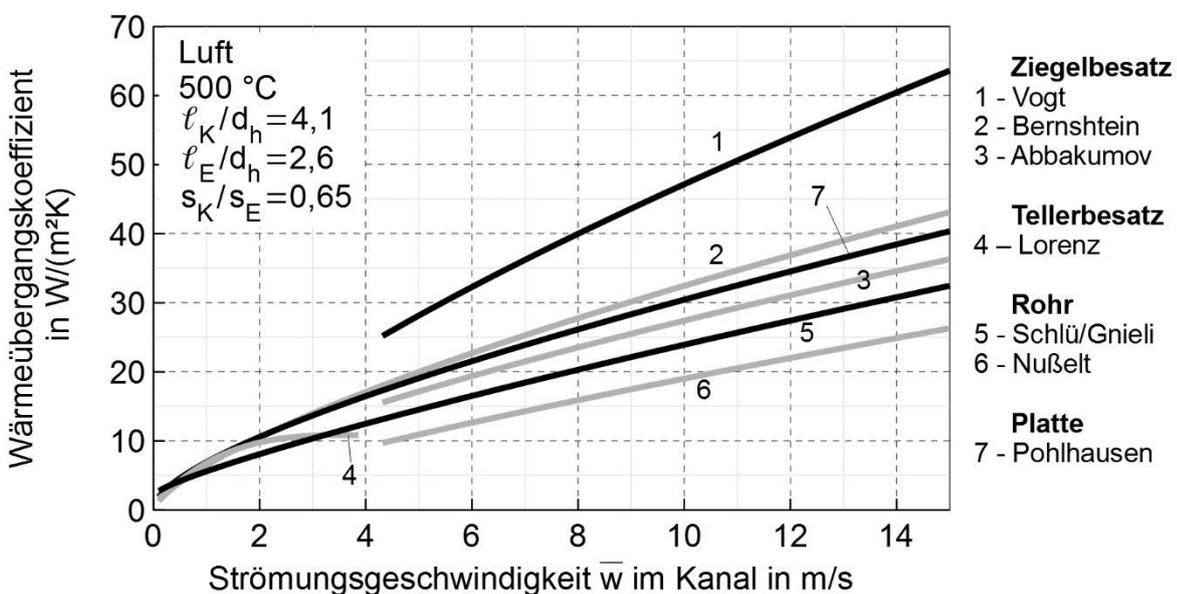


Abbildung 4-6: Vergleich unterschiedlicher Nußelt-Korrelationen zur Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion der Strömungsgeschwindigkeit in einem Plattenbesatz

Zhu [72] untersuchte den zuvor unbekanntem konvektiven Wärmeübergang an einem Dachziegelbesatz mittels CFD-Berechnung. Es wurde die Frage beantwortet, welcher Fehler gemacht wird, wenn ein Dachziegelbesatz mit einem System aus Platten angenähert wird und als Näherung der konvektive Wärmeübergang mit der Gleichung für eine überströmte Platte verwendet wird. Die geometrischen Abmaße der Einzelplatte orientierten sich dabei an dem realen Dachziegel. Länge (l_K) und Breite des Dachziegels wurden direkt übernommen. Die Dicke der Platte (s_E-s_K) wurde so gewählt, dass das Gewicht der Platte dem Gewicht von Dachziegel und Kassette entspricht. Die Dichte der Platte ist gleich der zuvor experimentell bestimmten mittleren Dichte des Ziegels und der Kassette. Die gewählte Berechnungsumgebung für die CFD-Analyse ist in Abbildung 4-7 gezeigt.

Für die Bestimmung des Wärmeübergangs wurde die Temperatur des Einzelkörpers konstant gehalten und der Wärmestrom an das kältere überströmende Gas bestimmt. Um Anlaufeffekte der Strömung im Besatzkanal auszuschließen, wurde das Gas durch drei hintereinanderliegende Besatzreihen geführt. Dabei wurde festgestellt, dass die Strömung bereits nach der ersten Besatzreihe ausgebildet war, sodass sich die Wärmeabgaben zwischen der 2. und 3. Reihe nur noch marginal unterschieden. Gleiches Verhalten wurde auch für die Durchströmung von Hochlochziegel in [73] nachgewiesen.

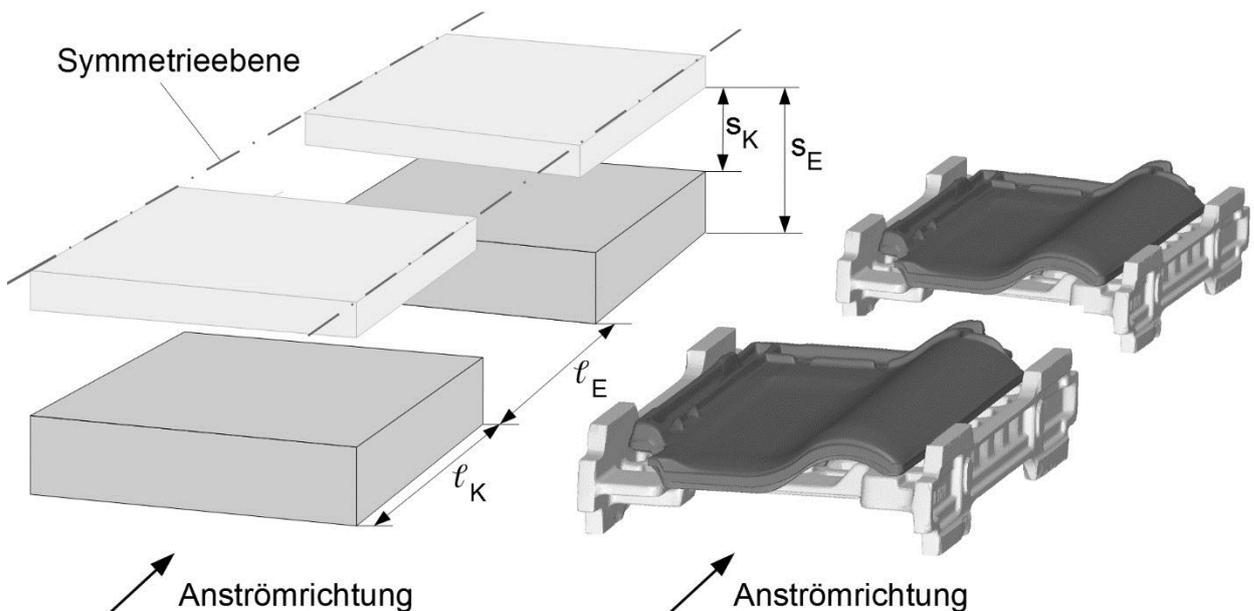


Abbildung 4-7: Geometrie der CFD-Simulation für die Durchströmung eines Plattenbesatzes und eines Dachziegel- und Kassettenbesatzes (Besatzvorlage: BMI Technical Services GmbH)

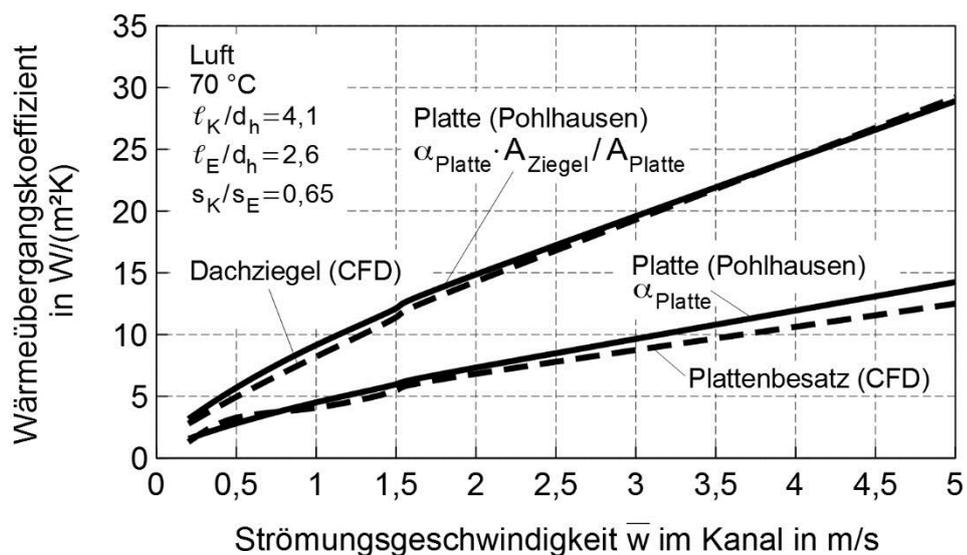


Abbildung 4-8: Vergleich des konvektiven Wärmeübergangs zwischen einem Plattenbesatz gegenüber einem Dachziegelbesatz, CFD-Ergebnisse aus [72]

Die Ergebnisse der Simulation sind in Abbildung 4-8 zusammengefasst. Gezeigt ist der resultierende Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit im Besatzspalt. Der Wärmeübergang bei der Durchströmung des Plattensystems zeigt im Vergleich zu der Berechnung des Wärmeübergangs mit der Gleichung von Pohlhausen nahezu identische Werte.

Die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten für die Durchströmung eines Dachziegelbesatzes zeigen deutlich höhere Werte, was aus dem unterschiedlichen Oberflächenverhältnis von Dachziegel/Kassette zu Platte resultiert. Die reale Wärmeübertragungsfläche von Ziegel und Kassette wurde mittels 3D-Scan ermittelt. Das Flächenverhältnis wurde zu 2,09 für den untersuchten Besatz bestimmt. Das bedeutet, dass Ziegel und Kassette eine 2,09-fach höhere Oberfläche aufweisen, als das verwendete vereinfachte Plattenmodell.

Daraus wird für die Modellierung eines Dachziegelbesatzes geschlussfolgert, dass in guter Näherung das Plattenmodell unter Verwendung der Nußeltfunktion von Pohlhausen für die überströmte Platte verwendet werden kann. Als effektive Wärmeübertragungsfläche ist dann die reale Oberfläche des Ziegel-Kassettensystems zu verwenden, die aus einem digitalen 3D-Modell bestimmbar ist.

Tabelle 4-1: Charakteristische Größen von Platte, Ziegel und Kassette

	Platte	Ziegel	Kassette
Länge in m	0,45	0,45	0,45
Breite in m	0,35	0,35	0,35
Dicke in m	0,025	-	-
Dichte in kg/m ³	2013	2183	1873
Oberfläche in m ²	0,355	0,426	0,315
Masse in kg	7,95	3,58	4,37

Des Weiteren ist noch zu erwähnen, dass eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit im Bereich der Brennzona durch die Eindüsung von Verbrennungsgas vernachlässigt wird, da die höheren Geschwindigkeiten hauptsächlich in der freien Brenngasse auftreten. Nach [26] führt die Vernachlässigung der Flammenkonvektion sowie Flammenstrahlung zu keiner auffälligen Berechnungsungenauigkeit.

Neben dem konvektiven Wärmeübergang im Besatzpaket, tritt der Wärmeübergang ebenfalls an der inneren und äußeren Ofenwand sowie auf der Oberseite des Ofenwagens auf. Aufgrund der gleichmäßigen Verteilung des Dachziegelbesatzes über den Ofenquerschnitt, sind die Strömungsgeschwindigkeiten im Rand- und Deckenspalt ähnlich der im Besatz. Als Näherung wird der konvektive Wärmeübergang an der Innenwand sowie am Ofenwagen gleich dem Wärmeübergang im Besatz abgeschätzt. An der äußeren Ofenwand tritt freie Konvektion auf, die nach [8] überschlägig mit der Nußeltfunktion für die vertikale Platte definiert ist zu

$$\text{Nu} \approx 0,68 + 0,105 \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{1/3} \quad (4-17)$$

wobei

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta_T \cdot |T_{W,a} - T_U| \cdot \ell_{ch}^3}{\nu^2} \quad (4-18)$$

als Grashof-Zahl bezeichnet wird, g die Erdbeschleunigung, der temperaturabhängige Volumenausdehnungskoeffizient des Gases und ℓ_{ch} die Höhe der Ofenwand als Bezugsgröße sind.

Für die Ofendecke gilt die Nußeltfunktion

$$\text{Nu} \approx 0,15 \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{1/3} \quad \text{mit} \quad \ell_{ch} = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} \quad (4-19)$$

für freie Konvektion auf der Oberseite einer waagerechten Platte, wobei für die geometrische Bezugsgröße die Kantenlängen a und b der Ofendecke eingesetzt werden müssen.

4.3 Wärmeübergang durch Strahlung

Neben der Konvektion kommt bei Hochtemperaturprozessen der Wärmeübertragung durch Strahlung große Bedeutung zu. Grundsätzlich wird zwischen Gasstrahlung und Festkörperstrahlung unterschieden. Beinhaltet die Ofenatmosphäre Gasbestandteile, die Wärmestrahlung absorbieren und somit auch emittieren können, steht dieses Gas mit den umliegenden Oberflächen im Strahlungsaustausch. Die technisch relevanten strahlungsaktiven Gasbestandteile Wasserdampf und Kohlendioxid sind Verbrennungsprodukte und kommen somit in der Vorwärm- und Brennzone des Tunnelofens vor. Diese bewirken eine Wärmestrahlung auf den Besatz, Brennhilfsmittel, umliegende Ofenwände und auf die Oberseite des Ofenwagens. Um den Strahlungsaustausch beschreiben zu können, bedarf es der Kenntnis über das Vermögen der einzelnen Systemkomponenten, Strahlung zu absorbieren bzw. zu emittieren.

Jeder Körper mit einer Temperatur über 0 K emittiert Strahlung. Ist der Körper schwarz, emittiert er den flächenspezifischen maximalen Wärmestrom \dot{q}_0

$$\dot{q}_0 = \sigma \cdot T^4, \quad (4.20)$$

wobei T die Eigentemperatur des Körpers und $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ die Stefan-Boltzmann-Konstante sind. Im stationären Zustand muss er diesen Wärmestrom aufgrund der Energieerhaltung auch absorbieren.

Alle natürlichen Körper, die bestrahlt werden, reflektieren einen bestimmten Anteil der auftreffenden Strahlung. Gegenüber dem schwarzen Strahler können diese somit nicht den Höchstbetrag absorbieren. Der absorbierte Anteil wird über den Absorptionsgrad definiert. Unter Vernachlässigung der Transmission durch einen Festkörper muss zur Energieerhaltung der absorbierte Anteil wieder abgestrahlt werden. Nach dem Kirchhoffschen Gesetz ist der Absorptionsgrad α gleich dem Emissionsgrad ε .

$$\alpha = \varepsilon \tag{4.21}$$

Der maximale flächenspezifische Wärmestrom reduziert sich somit um den reflektierten Anteil ρ und ist

$$\dot{q} = (1 - \rho) \cdot \sigma \cdot T^4 = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \tag{4.22}$$

Nimmt der Emissionsgrad ε des Körpers mit $0 \leq \varepsilon \leq 1$ den Maximalwert von 1 an, wird die Emissionsleistung des schwarzen Körpers erreicht. Gleichung (4.22) ist für graue Körper gültig, bei denen der Emissionsgrad unabhängig von der Wellenlänge ist [8].

4.3.1 Emissionsgrad von Keramiken

In Abbildung 4-9 ist der Emissionsgrad für einige Keramiken in Abhängigkeit von der Temperatur gezeigt. Im Allgemeinen sinkt der Emissionsgrad mit steigender Temperatur. Eine Ausnahme bilden keramische Werkstoffe, die Kohlenstoff enthalten, wie z. B. SiC [8]. Diese weisen auch bei hohen Temperaturen bzw. kleinen Wellenlängen hohe Emissionsgrade auf. Aus SiC, das in klassischen Tunnelöfen keine bzw. nur eine untergeordnete Rolle spielt, werden z. B. die Rollen in Rollenöfen im Hochtemperaturbereich oder Brennerlanzen ausgeführt.

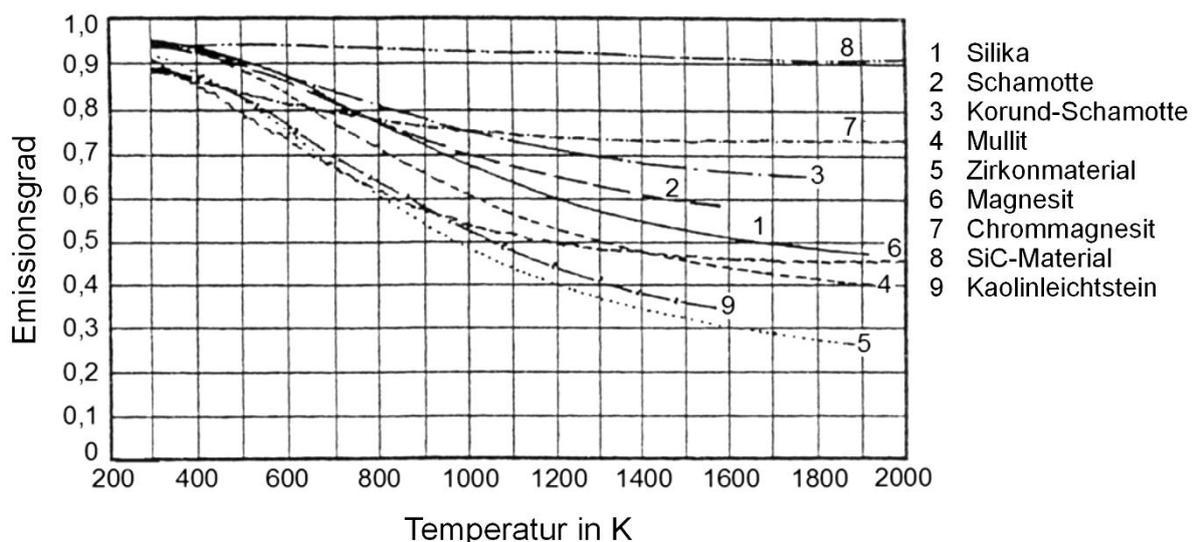


Abbildung 4-9: Emissionsgrade einiger Keramiken [74]

Zur programmseitigen Nutzung dieser Emissionsgrade wird der Mittelwert der gezeigten Kurvenschar für den Temperaturbereich zwischen 400 und 1400 K mit der linearen Funktion

$$\varepsilon_s = \begin{cases} 0,90 & T_s < 400 \text{ K} \\ -3,7 \cdot 10^{-4} T_s + 1,048 & 400 \text{ K} \leq T_s \leq 1400 \text{ K} \\ 0,53 & T_s > 1400 \text{ K} \end{cases} \quad (4.23)$$

angenähert.

4.3.2 Emissionsgrad von H₂O und CO₂

Gegenüber Festkörpern, die Strahlung über alle Wellenlängen kontinuierlich abgeben, sind Gase Bandenstrahler und absorbieren bzw. emittieren Strahlung nur in bestimmten Wellenlängenbereichen, sofern sie frei bewegliche Ladungen besitzen [8]. Wärmestrahlung die von dem Gas nicht absorbiert wird, wird transmittiert. Danach ist der Transmissionsgrad τ

$$\tau_G = 1 - \varepsilon_G. \quad (4.24)$$

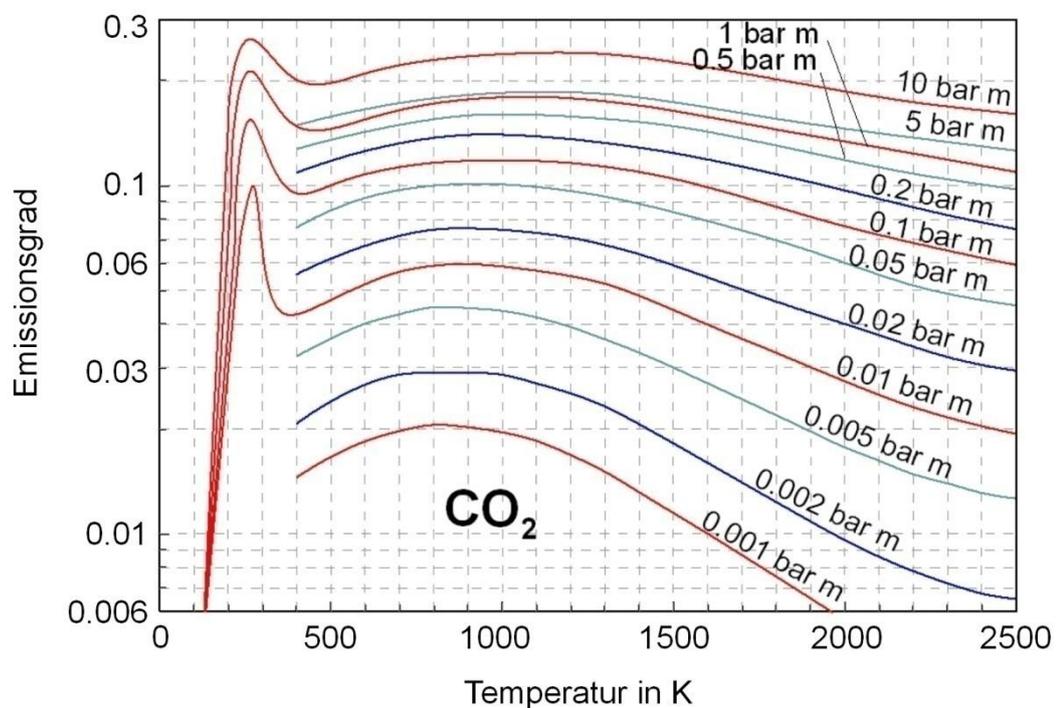


Abbildung 4-10: Emissionsgrad von Kohlendioxid [8]

Für technische Berechnungen ist die Verwendung eines gemittelten Emissionsgrads über das gesamte Wellenlängenspektrum ausreichend. Dieser gemittelte Emissionsgrad der strahlungsaktiven Gase Kohlendioxid und Wasserdampf in Abhängigkeit der Temperatur und der optischen Dicke kann der Abbildung 4-10 und Abbildung 4-11 entnommen werden. Die optische Dicke ist als Produkt aus Partialdruck und Schichtdicke definiert.

Der Abfall des Emissionsgrades beider Gase mit steigender Temperatur resultiert aus der Eigenschaft von Bandenstrahlern. Mit steigender Temperatur verschiebt sich das Intensitätsmaxima der Wärmestrahlung hin zu kleineren Wellenlängen. Bei kleinen Wellenlängen besitzen Kohlendioxid und Wasserdampf keine Banden, um Strahlung absorbieren zu können [8]. Der Einfluss der Banden wird auch im Bereich großer optischer Dicken sichtbar. Die Gesamtstrahlung wird von den Gasen niemals vollständig absorbiert, da außerhalb der Banden, dem optischen Fenster, stets Strahlung ungehindert durch das Gasvolumen dringt, auch bei hohen Gaskonzentrationen oder großen Schichtdicken. Der maximale Emissionsgrad ist somit für Kohlendioxid limitiert auf etwa 0,3 und für Wasserdampf auf 0,7.

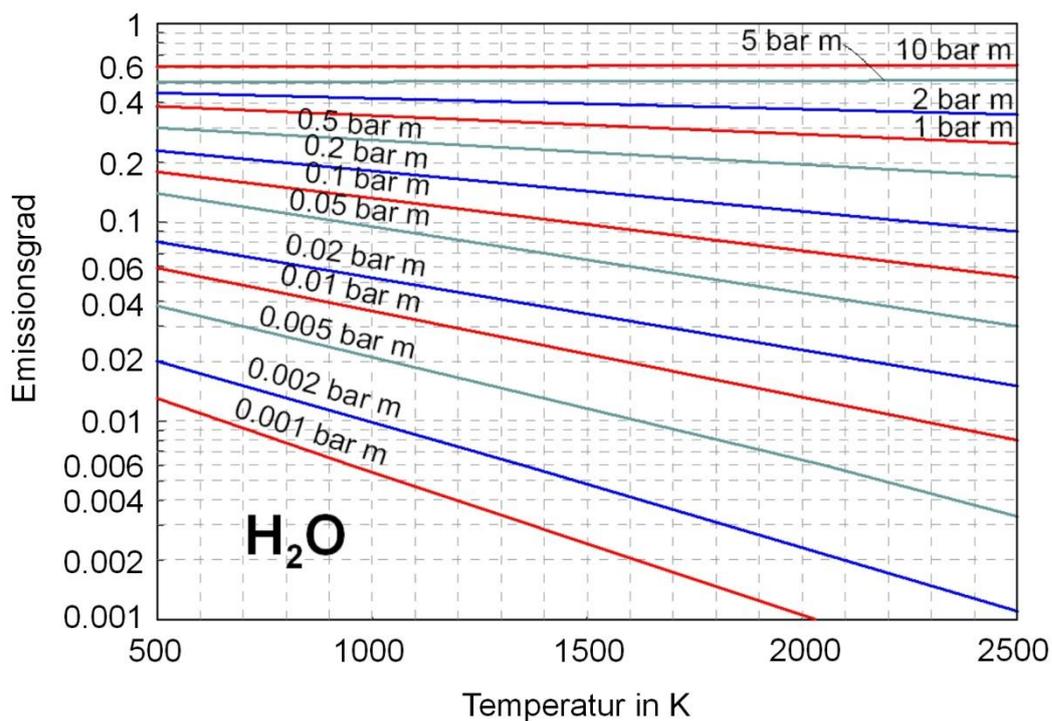


Abbildung 4-11: Emissionsgrad von Wasserdampf [8]

Für hohe Temperaturen kann mit der Exponentialfunktion

$$\varepsilon_i = a_i \cdot \exp(-b_i \cdot T_G) \tag{4.25}$$

und der Koeffizienten a und b in Tabelle 4-2 der Emissionsgrad von Kohlendioxid und Wasserdampf näherungsweise beschrieben werden [8].

Tabelle 4-2: Näherungswerte zur Berechnung der Emissionsgrade von CO₂ und H₂O für p_i · s_{äq}

Gas i	a _i	b _i	p _i ·s _{äq} in bar·m	T _G in K
CO ₂	$0,36 \cdot (p_i \cdot s_{\text{äq}})^{0,20}$	$3,4 \cdot 10^{-4} \cdot (p_i \cdot s_{\text{äq}})^{-0,19}$	0,002 < p _i · s _{äq} < 0,1	> 1300
	$0,28 \cdot (p_i \cdot s_{\text{äq}})^{0,084}$	$4,1 \cdot 10^{-4} \cdot (p_i \cdot s_{\text{äq}})^{-0,11}$	0,1 < p _i · s _{äq} < 10	
H ₂ O	$0,69 \cdot (p_i \cdot s_{\text{äq}})^{0,46}$	$3,7 \cdot 10^{-4} \cdot (p_i \cdot s_{\text{äq}})^{-0,22}$	0,002 < p _i · s _{äq} < 0,1	> 500
	$0,41 \cdot (p_i \cdot s_{\text{äq}})^{0,23}$	$2,1 \cdot 10^{-4} \cdot (p_i \cdot s_{\text{äq}})^{-0,46}$	0,1 < p _i · s _{äq} < 2	

Für niedrige Temperaturen, wie z. B. in der Vorwärmzone des Brennkannals, ist die angegebene Näherungsfunktion von Kohlendioxid nicht gültig. Im Temperaturbereich der Maxima des Emissionsgrades, vgl. Abbildung 4-10, wird daher der Emissionsgrad als konstant angenommen und mit dem Wert für eine Temperatur von 1300 K beschrieben.

$$\varepsilon_{\text{CO}_2}(T_G < 1300\text{K}) \stackrel{!}{=} \varepsilon_{\text{CO}_2}(T_G = 1300\text{K}) \quad (4.26)$$

Der Partialdruck der Gaskomponente i kann mit der Kenntnis der Gaszusammensetzung aus Gleichung (3-13) bestimmt werden mit

$$p_i = \tilde{x}_i \cdot p \quad \text{mit } i=\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \quad (4.27)$$

wobei \tilde{x}_i den Volumenanteil des Gases und p=1 bar den Gesamtdruck darstellen. Aus den Emissionsgraden der Einzelgase kann dann der Emissionsgrad des Gasgemisches mit

$$\varepsilon_G = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \varepsilon_{\text{CO}_2} \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \quad (4.28)$$

berechnet werden.

Das Abgas von Tunnelöfen enthält in Abhängigkeit vom Prozess und dem Produkt, Staub, wie z. B. in [75] für Feuerfestmaterialien mit einer Beladung von 10 bis 100 mg/m³, in [4] für den Glüh- und Glattbrand von Porzellan von 0,3 bis 6 mg/m³, für Sanitärkeramik bis 10 mg/m³, für den Glasurbrand bis 50 mg/m³ sowie für Hintermauerziegel bis 20 mg/m³ veröffentlicht sind.

Feststoffpartikel im Gas können maßgeblich den Emissionsgrad von Gasen erhöhen. Wie bereits erwähnt, absorbieren Festkörper Strahlung nicht in Banden, wie Gase, sondern über das gesamte Wellenlängenspektrum. Der Emissionsgrad der Einzelpartikel ist somit tendenziell höher. Neben der Schichtdicke hängt der Emissionsgrad von

der Konzentration bzw. Beladung und von einem Extinktionskoeffizienten a_{st} ab. In Abbildung 4-12 ist der Emissionsgrad staubbeladener Gase für einen Extinktionskoeffizienten von 0,25, was ein typischer Wert für mineralische Stäube ist [76], gezeigt. Aufgrund der Festkörperstrahlung geht der Emissionsgrad bei hoher Beladung gegen eins. Für eine typische Spaltweite von 0,1 m in Besatzpaketen von Tunnelöfen, einer hohen Staubbeladung von 100 mg/m^3 ist der Emissionsgrad auch für sehr kleine Partikeldurchmesser deutlich niedriger als 0,1 und kann durch Extrapolation der angegebenen Werte zu ca. 10^{-4} abgeschätzt werden. Somit kann der Einfluss von Staub auf den Emissionsgrad des Gases in guter Näherung vernachlässigt werden.

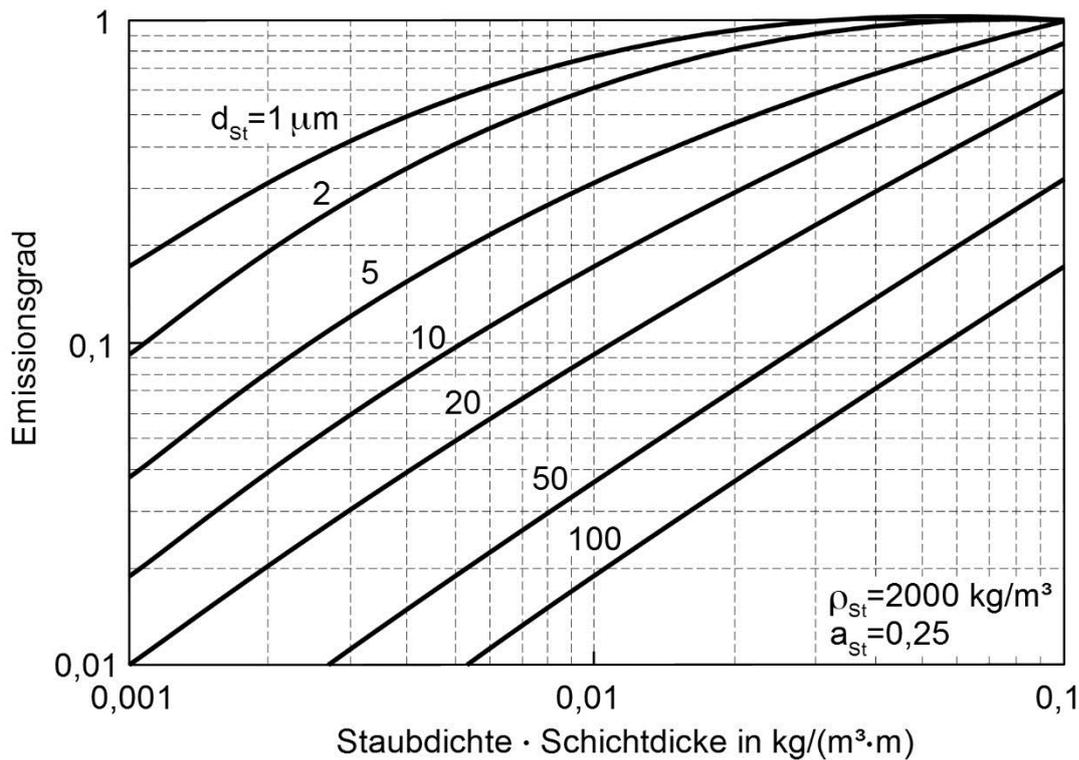


Abbildung 4-12: Emissionsgrad staubbeladener Gase [8]

4.3.3 Strahlungsaustausch

Wie in Abbildung 3-4 befindet sich das Besatzpaket im Strahlungsaustausch mit den umliegenden Wänden sowie dem Ofenwagen. Diese Festkörperoberflächen stehen wiederum im Strahlungsaustausch mit den strahlungsaktiven Komponenten im Ofengas. Der Strahlungsaustausch zwischen dem durchströmten Spalt im Inneren des Besatzpakets und den umliegenden Ofenwänden kann vernachlässigt werden, da die Spalte und Gassen in der Regel wesentlich länger als breit sind und somit der Sichtfaktor gegen Null geht. Somit steht nur die äußere Oberfläche des Besatzpakets im Strahlungsaustausch mit den Ofenwänden und dem Wagen.

Die effektive Wärmestromdichte durch Strahlung zwischen Körper 1 und Körper 2 ist allgemein

$$\dot{q} = \varepsilon_{\text{eff}} \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4). \quad (4.29)$$

Um den Wärmeübergang durch Strahlung direkt mit dem zuvor beschriebenen Wärmeübergang durch Konvektion vergleichen zu können, wird im Folgenden ein Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung α_{Str} verwendet, der sich auf die einfache Temperaturdifferenz zwischen dem Gas und dem Besatz bezieht.

$$\alpha_{\text{Str}} \cdot (T_1 - T_2) = \varepsilon_{\text{eff}} \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (4.30)$$

Hierbei ist ε_{eff} der effektive Emissionsgrad. Es ergibt sich dann für den radiativen Wärmeübergangskoeffizienten

$$\alpha_{\text{Str}} = \varepsilon_{\text{eff}} \cdot \sigma \cdot T_1^3 \cdot \left[1 + \frac{T_2}{T_1} + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^2 + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^3 \right]. \quad (4.31)$$

Da der Temperaturunterschied im Besatz zwischen Gas und Ware recht gering ist, kann als Näherung der Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung auf die mittlere Temperatur T der im Strahlungsaustausch stehenden Körper bezogen werden mit

$$\alpha_{\text{Str}} \approx 4 \cdot \varepsilon_{\text{eff}} \cdot \sigma \cdot \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)^3 \approx 4 \cdot \varepsilon_{\text{eff}} \cdot \sigma \cdot T^3. \quad (4.32)$$

Zweieraustausch zwischen Besatz und Ofengas

Wie bereits erwähnt, befindet sich im Besatzpaket nur das Ofengas mit den Platten im Strahlungsaustausch. Werden im Spalt das Gas und die Plattenoberfläche als zwei zueinander parallel ausgerichtete Körper mit unendlicher Ausdehnung betrachtet, ist der effektive Emissionsgrad $\varepsilon_{\text{eff}} = \varepsilon_{\text{GS}}^{\text{S}}$ nach [8]

$$\frac{1}{\varepsilon_{\text{GS}}^{\text{S}}} = \frac{1}{\varepsilon_{\text{G}}} - 1 + \frac{1}{\varphi_{\text{GS}}} + \frac{A_{\text{G}}}{A_{\text{S}}} \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{S}}} - 1 \right), \quad (4.33)$$

worin der Sichtfaktor φ_{GS} den Strahlungsanteil wiedergibt, der von dem Gas ausgehenden Gesamtstrahlung auf die Besatzoberfläche trifft. Geht der Sichtfaktor sowie das Flächenverhältnis $A_{\text{G}}/A_{\text{S}}$ beider Körper gegen eins, folgt der vereinfachte Emissionsgrad zu

$$\frac{1}{\varepsilon_{\text{GS}}^{\text{S}}} = \frac{1}{\varepsilon_{\text{G}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{S}}} - 1. \quad (4.34)$$

Hierin sind ϵ_G der Emissionsgrad des Gasgemisches nach Gleichung (4.28) und ϵ_S der Emissionsgrad des Besatzes nach Gleichung (4.23). Analog dazu kann der Strahlungsaustausch zwischen Ofen und Umgebung beschrieben werden und ergibt

$$\frac{1}{\epsilon_{WU}} = \frac{1}{\epsilon_{W,a}} + \frac{1}{\epsilon_U} - 1, \quad (4.35)$$

wobei ϵ_U der Emissionsgrad der Umgebung und $\epsilon_{W,a}$ der Emissionsgrad der äußeren Ofenhülle sind. Mit den Annahmen von $\epsilon_U=1$ ist der effektive Emissionsgrad zwischen Ofen und Umgebung

$$\epsilon_{WU} = \epsilon_{W,a} \cdot \quad (4.36)$$

In Abbildung 4-13 ist für einen beliebigen Besatzspalt im Besatz aus Grobkeramik der Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion und Strahlung über der Spaltweite gezeigt. Der thermische Widerstand durch Leitung im Besatz ist hierbei noch nicht berücksichtigt. Die Ergebnisse beziehen sich dabei auf ein mittleres Temperaturniveau im Ofen von 500°C. Das Ofengas beinhaltet 16 %_{Vol} Wasserdampf und 8 %_{Vol} Kohlendioxid, was typischen Konzentrationen dieser Gase im Abgas bei einer stöchiometrischen Verbrennung von Methan entspricht. Gerade bei einer Durchströmung von engen Spalten hängt die Strömung bzw. das Geschwindigkeitsprofil nicht nur von der Länge, sondern auch von den Querschnittsabmessungen ab, sodass diese Betrachtung auf Grundlage einer Rohrströmung nach Schlünder und Gnielinski basiert.

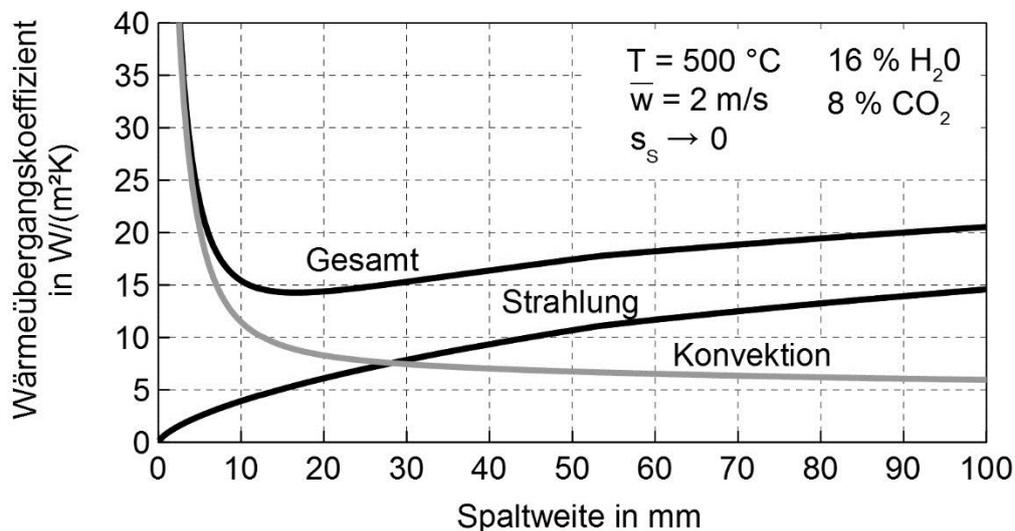


Abbildung 4-13: Einfluss der Spaltweite auf den Wärmeübergang durch Konvektion und Strahlung

Somit wird bei geringen Spaltweiten die Grenzschichtdicke beeinflusst und der konvektive Wärmeübergangskoeffizient ist dementsprechend hoch. Bei Spaltweiten von mehr als 20 mm ist der konvektive Anteil unter den gegebenen Randbedingungen nahezu unabhängig, dass den Bedingungen in einem Dachziegelbesatz entspricht. Hin-gegen nimmt der Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung mit der Spaltweite bzw.

der optischen Dicke des Gases zu. Spaltweiten unterhalb 10 mm sind nicht zu empfehlen, da in diesem Bereich der Druckverlust durch die Spaltweite dominiert wird und deutlich ansteigt [14]. Werden Spalte zwischen Besatzstapeln oder auch Brennschlitze mit Spaltweiten größer 100 mm betrachtet, wird der Wärmeübergang an den Besatz durch Strahlung dominiert. In Abbildung 4-14 ist die Zusammensetzung des Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Temperatur beispielhaft für die Spaltweiten von 20 und 60 mm gezeigt. Der Anteil der Strahlung nimmt nach Gleichung (4.32) mit der Temperatur stark zu, wohingegen der konvektive Anteil relativ unabhängig von der Temperatur ist. Auch hier wird der Einfluss der Spaltweite über den gesamten Temperaturbereich eines Brennofens deutlich. Allerdings ist zu berücksichtigen, dass die Graphen für eine konstante Strömungsgeschwindigkeit dargestellt sind. Aufgrund der Dichteänderung mit der Temperatur sind die Verhältnisse im Ofen davon abweichend.

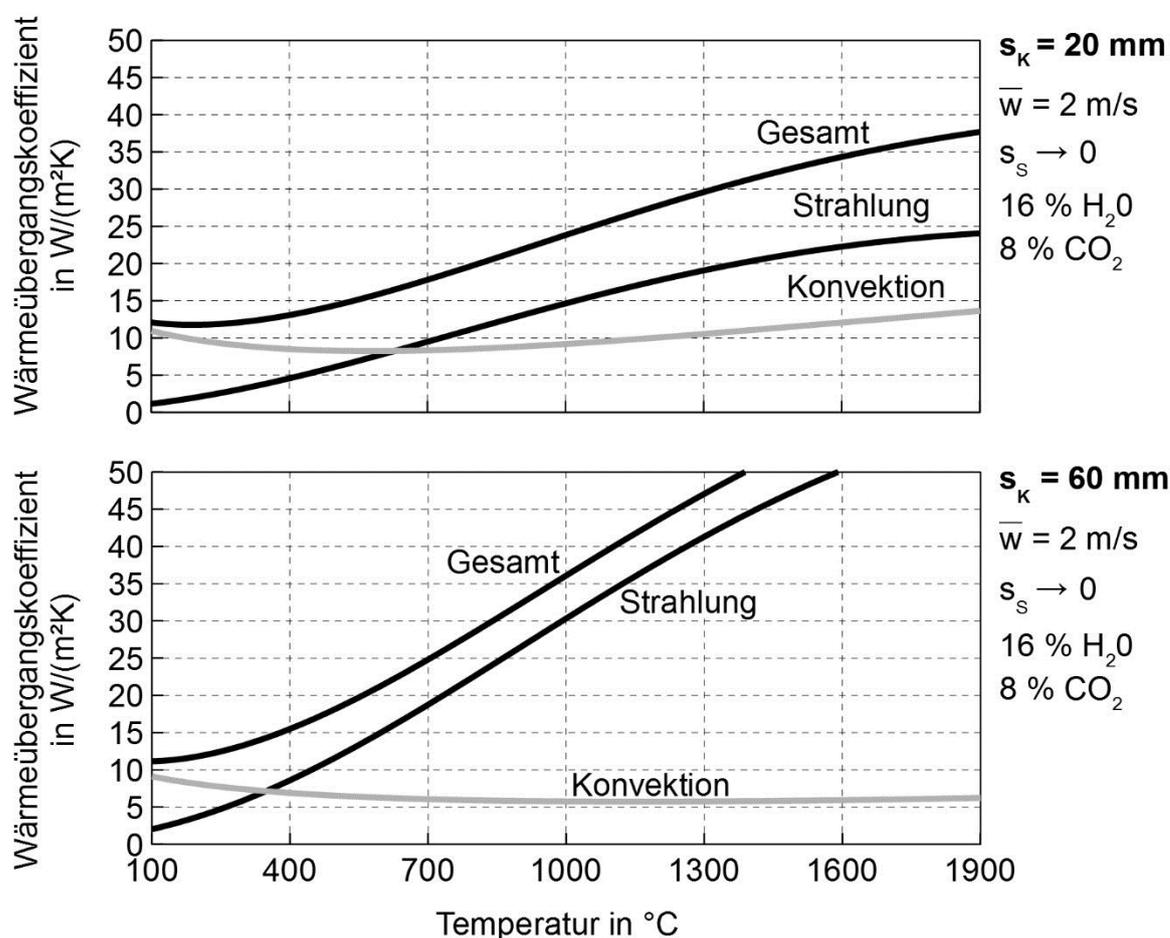


Abbildung 4-14: Einfluss der Temperatur auf den Wärmeübergang durch Konvektion und Strahlung

Dreieraustausch zwischen Besatz, Ofengas und Ofenwand

Im Randspalt des Ofens stehen drei Körper im Strahlungsaustausch. Diese sind der Besatz mit seiner äußeren Oberfläche, die Ofendecke bzw. Ofenwand und das Ofengas. Zur Veranschaulichung sei auf Abbildung 3-4 verwiesen.

Dieser Dreieraustausch zwischen zwei Festkörpern und einem strahlungsaktiven Gas ist in [77] ausführlich beschrieben. Die resultierenden effektiven Emissionsgrade bei grauem Strahlungsverhalten sind

$$\begin{aligned}
 \text{Wand-Besatz: } \quad \varepsilon_{WS} &= \frac{\varepsilon_{W,i} \cdot \varepsilon_S \cdot \tau_G}{F} \\
 \text{Gas-Wand: } \quad \varepsilon_{GW} &= \frac{\varepsilon_G \cdot \varepsilon_{W,i} \cdot (1 + \varphi_{WS} \cdot \rho_S \cdot \tau_G)}{F} \\
 \text{Gas-Besatz: } \quad \varepsilon_{GS}^W &= \frac{\varepsilon_G \cdot \varepsilon_S \cdot (1 + \varphi_{WS} \cdot \rho_W \cdot \tau_G)}{F}
 \end{aligned} \tag{4.37}$$

mit

$$F = 1 - \rho_W \cdot \tau_G \cdot [1 - \varphi_{WS} \cdot (1 - \rho_S \cdot \tau_G)]. \tag{4.38}$$

Diese Gleichungen können weiter vereinfacht werden. Unter der Annahme, dass diese Körper parallel zueinander ausgerichtet sind und gleich große Flächen besitzen, geht der Sichtfaktor φ_{WS} gegen 1. Außerdem gilt $\tau_G = 1 - \varepsilon_G$ und $\rho_S = 1 - \varepsilon_S$. Das hochgestellte Symbol W in ε_{GS}^W steht für Wand und weist auf die Betrachtung des Randspalts hin.

4.4 Wärmeleitung im Festkörper

4.4.1 Besatz

Die Aufheizung der Ware im Brennkanal verläuft instationär. Um den Transportwiderstand durch Leitung zu bestimmen, ist eine Lösung der Fourierschen Differentialgleichung

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda_s}{\rho_s \cdot c_s} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) \tag{4.39}$$

unter Annahme einer unendlich ausgedehnten Platte für den eindimensionalen Fall nötig. Hierbei sind λ_s die Wärmeleitfähigkeit, ρ_s die Dichte und c_s die Wärmekapazität des Besatzes. Wie Abbildung 4-15 zeigt, weist der Besatz an der Oberfläche und im Kern unterschiedliche Temperaturen auf. Bei der Erwärmung hängt der Kern also der Oberfläche stets hinterher. Nach dem thermischen Anlauf bilden sich konstante Temperaturdifferenzen zwischen der Umgebung, der Oberfläche und dem Kern des

Besatzes aus. Des Weiteren ist die Temperatur über die Materialdicke zum Zeitpunkt t_1 gezeigt.

Die Wärmestromdichte an der Oberfläche des Besatzes ist

$$\dot{q} = (\alpha_{\text{Konv}} + \alpha_{\text{Str}}) \cdot (T_G - T_{\text{S,Oberfläche}}) \quad (4.40)$$

und ist gleich der in den Besatz abgeleiteten Wärme. Für die Bestimmung des effektiven Wärmeübergangskoeffizienten kann nun die gemittelte (kalorische) Temperatur des Besatzes T_{kal} verwendet werden [8] und es folgt

$$\alpha_{\text{eff}} = \frac{\dot{q}}{(T_G - T_{\text{S,kal}})} \quad (4.41)$$

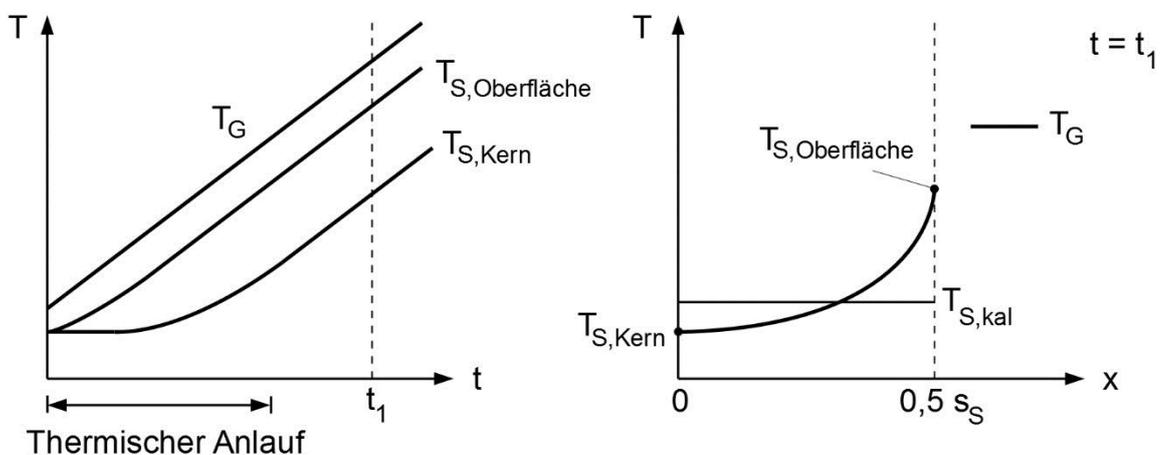


Abbildung 4-15: Instationäre Guterwärmung

Dieser effektive Wärmeübergangskoeffizient beinhaltet Konvektion, Strahlung und die Wärmeleitung im Besatz. Soll dieser nun abgeschätzt werden, ohne die erwähnte Differentialgleichung lösen zu müssen, kann der Ausdruck

$$\alpha_{\text{eff}} \approx \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{Konv}} + \alpha_{\text{Str}}} + \frac{0,5 s_S}{\chi \cdot \lambda_S} \right)} \quad (4.42)$$

verwendet werden. Der Transientenfaktor χ für eine Platte ist etwa 3. Diese Näherungslösung wurde z. B. in [8] analytisch hergeleitet und ist gültig, wenn der thermische Anlauf abgeschlossen ist und sich die Umgebungstemperatur, hier die Gastemperatur, linear ändert. Gerade in der Vorwärmzone ist das Kapazitätsverhältnis von Gasstrom und Ware etwa eins, sodass sich lineare und parallele Temperaturprofile näherungsweise einstellen.

Zur Vereinfachung kann zusätzlich die dimensionslose Biot-Zahl verwendet werden, um den Besatz als thermisch dick oder thermisch dünnen Körper zu charakterisieren. Die physikalische Bedeutung der Biot-Zahl ist

$$Bi = \frac{\text{an den Körper übertragender Wärmestrom}}{\text{im Körper geleiteter Wärmestrom}} \quad (4.43)$$

und mathematisch definiert zu

$$Bi = \frac{(\alpha_{\text{Konv}} + \alpha_{\text{Str}}) \cdot s_S / 2}{\lambda_S} \quad (4.44)$$

In [8] ist als Grenzwert eine Biot-Zahl von 0,1 angegeben. Demnach dominiert im Körper die Wärmeleitung gegenüber dem Wärmestrom, der an die Körperoberfläche übertragen wird, wenn die Biot-Zahl kleiner ist. Im Körper herrscht dann eine nahezu einheitliche Temperatur und die instationären Vorgänge können vernachlässigt werden. In Abbildung 4-16 ist die Biot-Zahl in Abhängigkeit des Wärmeübergangs und der Besatzdicke dargestellt. Der in grau hinterlegte Bereich stellt den typischen Betriebsbereich von Dünnschichtbesätzen dar, wobei der äußere Wärmeübergangskoeffizient oberhalb von 5 W/(m²K) liegt und die Materialstärke zwischen 5 und 30 mm. Der bereits erwähnte Plattenbesatz, der Dachziegel und Kassette zusammenfasst, weist eine Dicke von ca. 25 mm auf. Bei einem äußeren Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 7 und 20 W/(m²K) liegt die Biot-Zahl zwischen 0,08 und 0,25. Der Plattenbesatz liegt somit im Grenzbereich und wird im Folgenden vereinfacht als thermisch dünn betrachtet. Die Wärmeleitfähigkeit von etwa 1 W/(m²K) wurde anhand einer Materialprobe aus einer laufenden Dachziegelproduktion bestimmt und ist im Anhang A.3 hinterlegt.

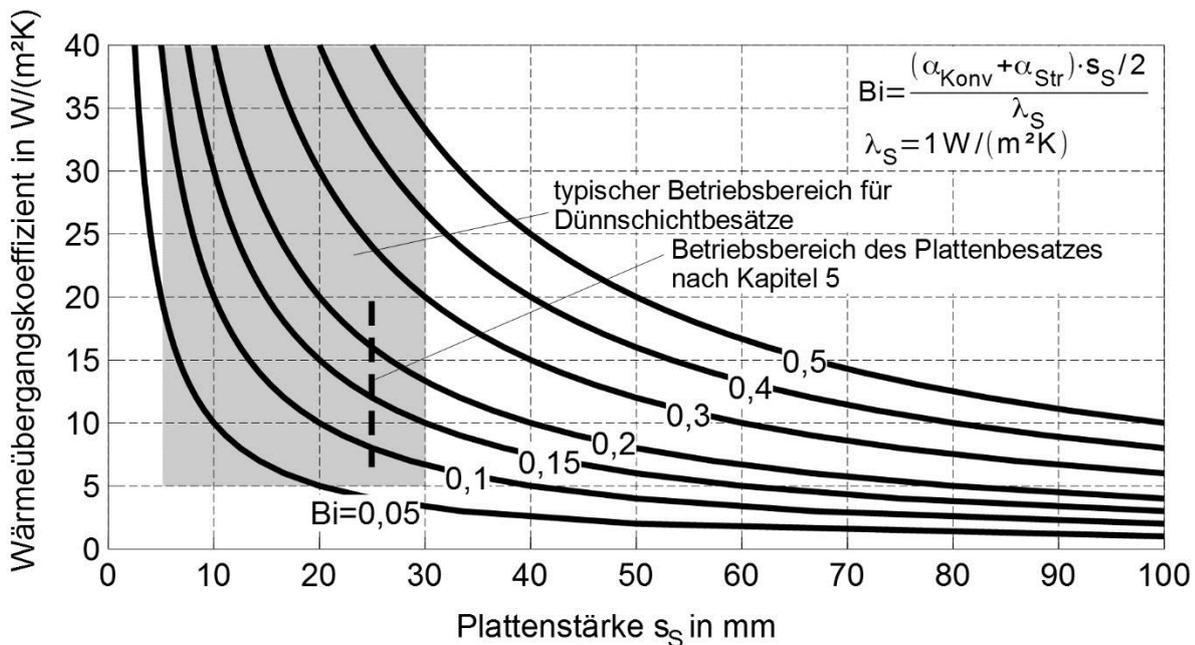


Abbildung 4-16: Betriebsbereich von Dünnschichtbesätzen zur Beurteilung der instationären Wärmeleitvorgänge

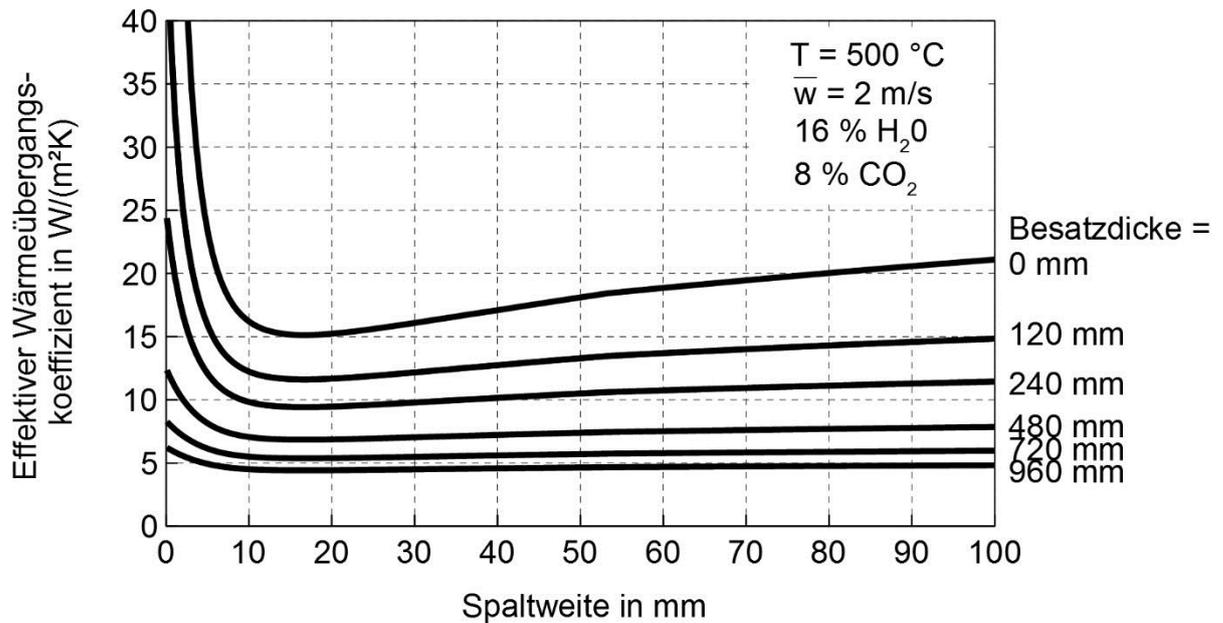


Abbildung 4-17: Einfluss der Besatzdicke auf den effektiven Wärmeübergang in Abhängigkeit von der Spaltweite

In Abbildung 4-17 wird nun der Einfluss der Besatzdicke und somit der thermische Widerstand durch Leitung auf den effektiven Wärmeübergang im Besatzspalt nach Gleichung (4.42) gezeigt. Die hier aufgeführten Besatzdicken sind mit vollformatigen Ziegeln realisierbar. Bei geringen Besatzdicken ist der effektive Wärmeübergangskoeffizient, wie schon zuvor gezeigt, abhängig von der Spaltweite. Umso kompakter und dicker der Besatz angeordnet ist, desto größer wird der Widerstand, den Wärmestrom von der Oberfläche in das Besatzinnere abzuleiten. Der thermische Widerstand durch

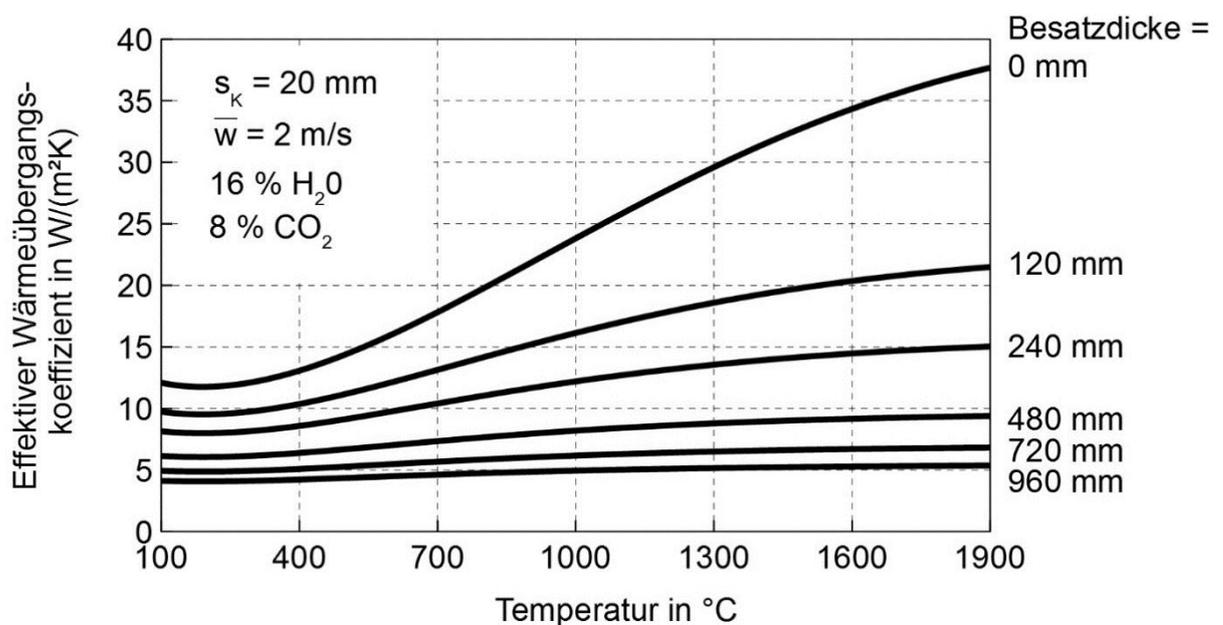


Abbildung 4-18: Einfluss der Besatzdicke auf den effektiven Wärmeübergang in Abhängigkeit von der Spaltweite

Leitung dominiert den Wärmetransport vom Gas auf das Gut. Für Besatzdicken größer 480 mm ist auch der Einfluss der optischen Dicke und somit der Strahlung verschwunden.

Der Einfluss der Besatzdicke auf die Temperaturabhängigkeit des effektiven Wärmeübergangskoeffizienten ist in Abbildung 4-18 gezeigt. Auch hier verringert sich bei hohen Temperaturen die Dominanz der Strahlung mit zunehmender Besatzdicke. Wie bereits erwähnt wurde, spielt die Wärmeleitung im Dachziegel mit einer typischen Materialstärke von 10 bis 20 mm eine untergeordnete Rolle. Der effektive Wärmeübergang wird durch Konvektion und Gasstrahlung geprägt.

4.4.2 Ofenwand

Die Ofendecke sowie die Ofenwand müssen zum einen eine statische Funktion ausüben, zum anderen sollen Sie die Wärme im Ofen halten, d.h. sie müssen gut wärmegeklämt sein. Zu Beginn wurde der Ofen aus Ziegelsteinen gemauert. Die Wände waren ein- oder mehrschalig aufgebaut. Luftspalte im Mauerwerk dienten als zusätzlicher Wärmewiderstand. Heute ist der Wandaufbau meist mehrschalig, bestehend aus einer inneren Schicht aus Feuerfestmaterial, einer Dämmschicht aus Mineralwolle sowie einer äußeren Bekleidung aus Stahlblech. In Abbildung 4-19 ist ein solcher Aufbau prinzipiell gezeigt. Das Feuerfestmaterial nimmt dabei statische Kräfte auf und steht mit dem Heißgas in Kontakt. Die Mineralwolle stellt den größten thermischen Widerstand. Das äußere Blech dient als äußerer mechanischer Abschluss. Die Ofenwände sind auf ihrer gesamten Länge einheitlich aufgebaut, wobei im Bereich der Brennzonen häufig die Dämmschichtdicke größer ist.

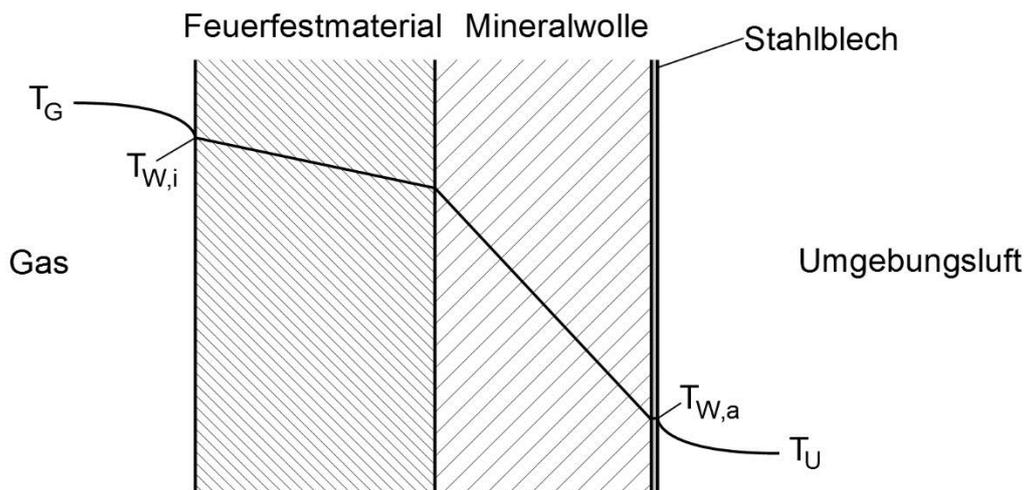


Abbildung 4-19: Typischer Aufbau einer Industrieofenwand mit Temperaturprofil

Im stationären Zustand des Brennprozesses ändern sich die Temperaturen nicht mit der Zeit, sofern dies auf die axiale Ofenposition bezogen wird. Mit Bezug auf z. B. den Besatz, der sich durch den Ofen bewegt und erwärmt und abgekühlt wird, trifft diese Aussage nicht zu. Das Temperaturprofil über die Ofenwand ist abhängig vom Temperaturniveau im Ofen, jedoch an einer beliebigen axialen Position stationär.

Tabelle 4-3: Stoffwerte für technische Baustoffe und mineralische Dämmstoffe [8]

- technische Baustoffe	Dichte in kg/m ³	Wärmekapazität in kJ/(kgK)	Wärmeleitfähigkeit in W/(mK)
Ziegelsteine	1400-1800	0,85	0,5-0,8
Schmottesteine	1700-2200	0,85	0,9-1,2
Korundsteine	2900-3300	0,85	3,0-3,2
SiC-Steine	2720	1,05	10-15
Silikasteine	2200-2400	0,9	1,0-1,2
Magnesitsteine	3000	1	3-5
Zirkonoxidsteine	3500-3700	0,75	2
Feuerleichtsteine	500-1200	1,1	0,25-0,75
Porzellan	2300-2500	1,08	1,0-1,5
Beton (lufttrocken)	2000-2200	0,88	0,8-1,4
Mörtel	1800-1900	0,8	0,7-0,9
- mineralische Dämmstoffe			
Mineralwolle	200	0,92	0,04-0,05
Glaswolle	100-200	0,66	0,04-0,05
Keramische Faser	50-150	1	0,02-0,05

Ausgehend von dem Fourierschen Wärmeleitansatz

$$\dot{q} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (4.45)$$

ist der eindimensionale Wärmedurchgang durch eine ebene Ofenwand mit mehreren Schichten berechenbar mit

$$\dot{Q}_W = k_W \cdot A_W \cdot (T_{W,i} - T_U) \quad (4.46)$$

und

$$\frac{1}{k_W} = \sum \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{WU,Konv} + \alpha_{WU,Str}}, \quad (4.47)$$

wobei k_W den Wärmedurchgangskoeffizienten zwischen der Wandinnenoberfläche und der Umgebung darstellt. Die Größen s_i und λ_i sind jeweils die Dicke und die Wärmeleitfähigkeit der Einzelschicht i . Bezogen auf Abbildung 4-19 steht i für das Feuerfestmaterial, die Dämmung und das Stahlblech. In Tabelle 4-3 sind relevante Stoffgrößen

für technische Baustoffe und mineralische Dämmstoffe angegeben, unter anderem die Wärmeleitfähigkeit.

4.5 Wärmeströme im Ofen

In diesem Abschnitt werden die zuvor diskutierten Wärmeübertragungsmechanismen zusammengeführt und nach der Darstellung in Abbildung 3-4 verknüpft. Die Berechnung der einzelnen Wärmeströme ist z. B. mit der Netzwerkmethod möglich. Dabei werden die thermischen Widerstände in Reihe oder parallel verschaltet, sodass an den Knotenpunkten die Wärmeströme bilanziert und berechenbar werden. Die Triebkraft für den Wärmestrom stellen die Temperaturunterschiede zwischen den Komponenten dar. Für die Interaktion zwischen Gas, Besatz, Wand und Umgebung ist das Netzwerk der thermischen Widerstände in Abbildung 4-20 dargestellt.

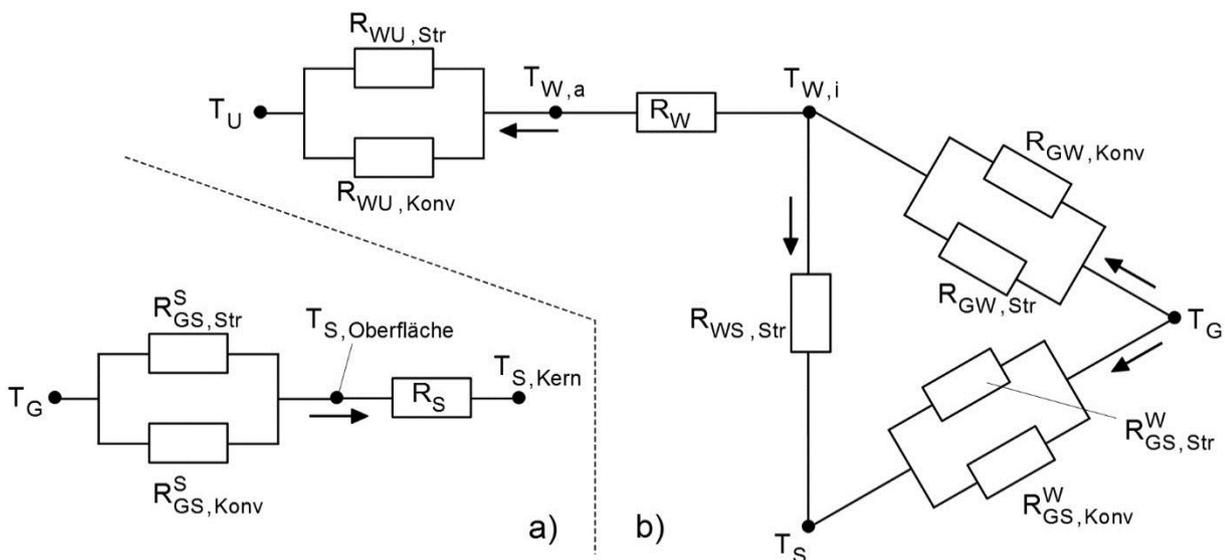


Abbildung 4-20: Netzwerk der thermischen Widerstände bei der Wärmeübertragung im Besatzpaket^S (a) und im Randspalt^W (b)

Die Richtung der Wärmeströme ist durch die Pfeile definiert. In der Aufheizphase besetzt das Ofengas die höchste Systemtemperatur und überträgt die Wärme im Besatzpaket an die Platten durch Gasstrahlung und Konvektion, wobei der Wärmestrom jeweils den Wärmewiderstand R_{GS}^S überwinden muss. Dies ist in Teilbild a) gezeigt. Diese unabhängigen Widerstände sind parallel zueinander geschaltet und bilden als Summe den effektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Zusätzlich ist der Wärmewiderstand durch Leitung innerhalb der Platte zwischen der Oberflächen- und Kerntemperatur gezeigt. Wie bereits in Kapitel 4.4.1 erwähnt, wird der Plattenbesatz als thermisch dünn angesehen. Die Platte besitzt daher eine einheitliche Temperatur, die die kalorische Temperatur T_{kal} darstellt. Im Teilbild b) ist das Netzwerk im Randspalt gezeigt. Werden z. B. die Wärmeströme an der Innenseite der Ofenwand bilanziert, ist der Wärmestrom, der durch die Ofenwand in Richtung Umgebung übertragen wird, gleich dem

Wärmestrom, der aus dem Dreieraustausch zwischen innerer Ofenwand, Gas sowie Besatz resultiert. Die Einzelwärmeströme sind

$$\begin{cases} \dot{Q}_{GS,Konv}^S = \alpha_{GS}^S \cdot A^S \cdot (T_G - T_S) \\ \dot{Q}_{GS,Str}^S = \varepsilon_{GS}^S \cdot \sigma \cdot A^S \cdot (T_G^4 - T_S^4) \end{cases} \quad (4.48)$$

Gas – Besatz:
(Besatzpaket)

$$\begin{cases} \dot{Q}_{GS,Konv}^W = \alpha_{GS}^W \cdot A^W \cdot (T_G - T_S) \\ \dot{Q}_{GS,Str}^W = \varepsilon_{GS}^W \cdot \sigma \cdot A^W \cdot (T_G^4 - T_S^4) \end{cases} \quad (4.49)$$

Gas – Besatz:
(Randspalt)

$$\begin{cases} \dot{Q}_{GW,Konv} = \alpha_{GS} \cdot A^W \cdot (T_G - T_{W,i}) \\ \dot{Q}_{GW,Str} = \varepsilon_{GW} \cdot \sigma \cdot A^W \cdot (T_G^4 - T_{W,i}^4) \end{cases} \quad (4.50)$$

Gas – Wand:
(Randspalt)

$$\dot{Q}_{WS,Str} = \varepsilon_{WS} \cdot \sigma \cdot A^W \cdot (T_{W,i}^4 - T_S^4) \quad (4.51)$$

Wand - Besatz:
(Randspalt)

$$\begin{cases} \dot{Q}_{WU,Konv} = \alpha_{WU} \cdot A^W \cdot (T_W - T_U) \\ \dot{Q}_{WU,Str} = \varepsilon_{WU} \cdot \sigma \cdot A^W \cdot (T_W^4 - T_U^4) \end{cases} \quad (4.52)$$

Wand – Umgebung:

mit den effektiven Emissionsgraden aus Gleichungen (4.34) bis (4.37).

An den Knotenpunkten im gezeigten Netzwerk ist nun die Bilanzierung der Wärmeströme möglich. An der Innenwand des Ofens gilt daher

$$\dot{Q}_W = \dot{Q}_{GW,Konv} + \dot{Q}_{GW,Str} - \dot{Q}_{WS,Str} = \dot{Q}_{WU,Konv} + \dot{Q}_{WU,Str} \quad (4.53)$$

Mit den Energiebilanzen um den Besatz sowie um das Gas, die bereits mit den Gleichungen (3-28) und (3-31) beschrieben sind, ist die Lösung des Gleichungssystems möglich.

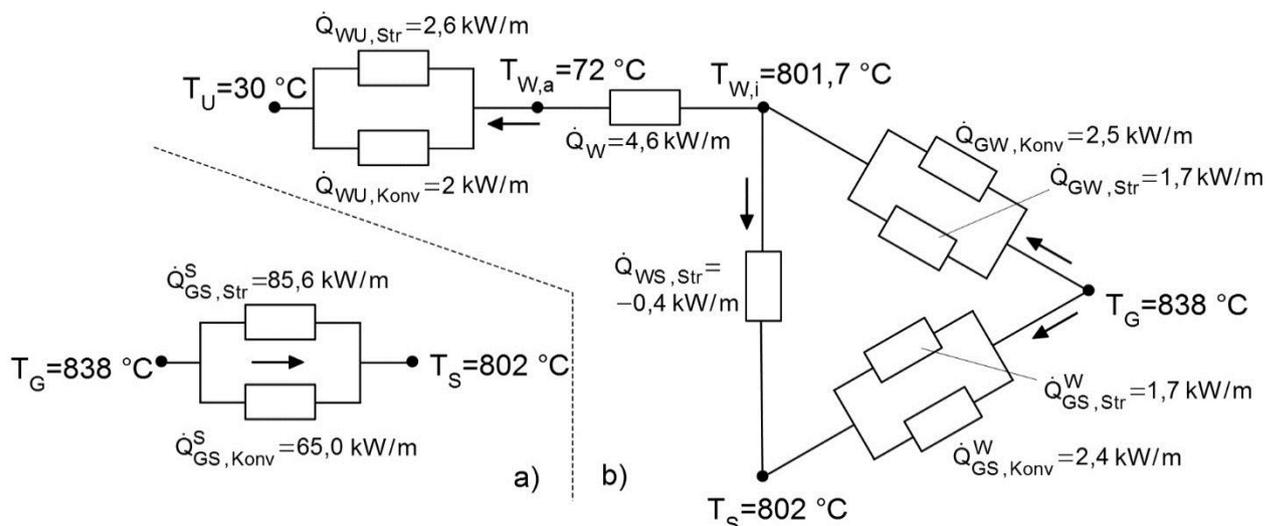


Abbildung 4-21: Berechnete Wärmeströme am verallgemeinerten Tunnelofenprozess an Ofenposition $x=30 \text{ m}$, vgl. Kapitel 6.1

Beispielhaft sind in Abbildung 4-21 die berechneten Wärmeströme für einen verallgemeinerten Tunnelofenprozess aufgeführt. Das Ofengas hat nach dem Besatz die höchste Systemtemperatur. Aufgrund des Wärmeabflusses durch die Ofenwand, ist diese etwas kühler als der Besatz. An den Werten wird deutlich, dass die Wärmeströme im Randspalt (b) gegenüber dem Wärmestrom im Besatzpaket (a) klein sind. Auch der Wärmewiderstand innerhalb der Ofenwand ist bedeutend größer als der Wärmeübergang an die innere Ofenwand. Sofern an dieser Stelle Berechnungsaufwand reduziert werden muss, ist die Vernachlässigung des Dreieraustauschs durch Strahlung im Randspalt bei einem Dachziegelbesatz ohne signifikanten Berechnungsfehler tolerierbar. Der Wärmeverlust durch die Ofenwand wird somit nur durch den konvektiven Wärmeübergang an der Innenseite der Ofenwand geprägt.

5 Validierung des Prozessmodells

Die Adäquatheit des Prozessmodells wird im Folgenden überprüft, in dem ein Realprozess aus der Ziegelindustrie abgebildet wird. Dabei bietet sich der Brennprozess zur Herstellung von Dachziegel besonders an.

Wie in Abbildung 1-6 gezeigt, werden Dachziegel vorwiegend einlagig auf H-Kassetten gelegt, um einen berührungsfreien Brand mit konditionierter Bauteiloberfläche zu gewährleisten. Die Kassetten werden übereinandergestapelt und bilden das Besatzpaket. Der Besatz füllt den Ofenquerschnitt gleichmäßig aus. Seiten- und Deckenspalte sind minimiert. Der Strömungswiderstand über den Besatz ist dadurch als relativ konstant anzunehmen, sodass eine homogene Durchströmung vorliegt. Die Strömungsgeschwindigkeit des Gases sowie die Temperatur von Besatz und Gas ändern sich demzufolge nur in axialer Richtung des Ofens. Die Beschreibung des Prozesses mittels eines eindimensionalen Modells, wie es in Kapitel 3 vorgestellt wurde, ist somit ausreichend.

Des Weiteren ähnelt der Dachziegel mit seiner flachen Geometrie einer Platte, sodass der Besatz bestehend aus Kasette und Ziegel in guter Näherung als Plattensystem angenommen werden kann, wodurch die Beschreibung des Wärmeübergangs erleichtert wird. Der Wärmeübergang an eine Platte wurde bereits ausführlich in Kapitel 4 betrachtet.

Für die Beschreibung eines Realprozesses müssen alle relevanten Daten, wie z. B. geometrische Größen und zuführende sowie abführende Energie- und Stoffströme bekannt sein. Die Validierung des Prozessmodells wird dann mittels Vergleich zwischen gemessener und simulierter Brennkurve angestellt. Die Brennkurve dient der Beurteilung des Brennprozesses, da sie die tolerierbaren Aufheiz- und Abkühlgeschwindigkeiten auf Seiten des eingesetzten Rohstoffes beinhaltet.

Zur Validierung standen Daten von zwei verschiedenen Dachziegelproduktionen zur Verfügung. Die Simulation des ersten Ofens wird im Folgenden detailliert dargestellt. Die Zusammenfassung der Ergebnisse zum zweiten Ofen ist im Anhang A.2 hinterlegt.

5.1 Referenzofen

Der Brand von Dachziegeln in einem erdgasbefeuerten Tunnelwagenofen stellt den Referenzprozess dar. Die zugrundeliegende Ofenmessung wurde durch das Institut für Ziegelforschung Essen e.V. (IZF) durchgeführt. In Abbildung 5-1 ist das Ofenschema gezeigt. Das Gewichtsverhältnis zwischen Ziegel, Kasette und Ofenwagen beträgt 1 zu 1,19 zu 2,67. Die Reisezeit (kalt-kalt) beträgt rund 20 Stunden.

Nach der Durchfahrt durch eine Schleuse und einen Vorwärmer gelangt der Besatz mit ca. 165 °C in den Brennkanal. Zur Aufheizung werden seitlich Hochgeschwindigkeitsbrenner im Bereich der Wagenpositionen 5 bis 9 sowie Deckenbrenner an den Wagenpositionen 10 bis 16 eingesetzt. Die Seitenbrenner sowie zusätzliche Lufteindüisungen im vorderen Abschnitt der Aufheizzone dienen der Quervermischung. Das Rauchgas

wird über mehrere Rauchgasfuchse an den Wagenpositionen 1 bis 3 abgesaugt. Nach dem Erreichen der Brenntemperatur wird der Besatz dreistufig abgekühlt. Neben der Zuführung von Schiebeluft wird Frischluft im Bereich der Sturzkühlung an den Wagenpositionen 18 und 19 und kurz vor der Ofenausfahrt eingeblasen. Die Kühlluftabsaugung ist unterteilt in die untere und obere Absaugung. Ein Teil der abgesaugten Warmluft aus der Kühlzone wird als Verbrennungsluft den Deckenbrennern zugeführt. Der Rest wird zur Trocknung der Rohlinge eingesetzt.

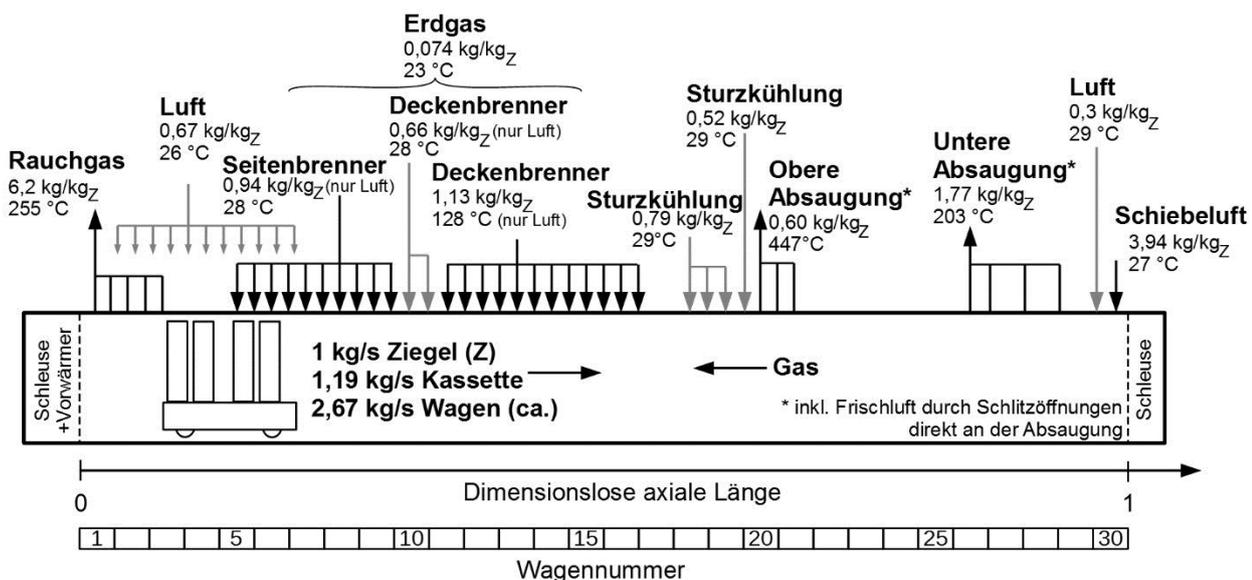


Abbildung 5-1: Prozessschema des Referenzofens zur Dachziegelherstellung

In Abbildung 5-1 sind ebenfalls die gassseitigen Messwerte für die zu- und abführenden Massenströme sowie deren Temperatur gezeigt. Die Massenströme sind jeweils auf 1 kg Ziegel bezogen. Für den Brand von 1 kg Ziegel werden beispielhaft 0,074 kg Erdgas L mit einem Heizwert von 42,13 MJ/kg_{Br} benötigt. Dies entspricht einem spezifischen Energieverbrauch von 3,12 MJ je kg Ziegel.

Werden alle gassseitigen ein- und ausgehenden Massenströme addiert, ergibt dies einen Bilanzwert von +0,5 kg/kg_Z. Dieses Ergebnis sagt aus, dass dem Ofen mehr Luft zugeführt wird, als über das Rauchgas entfernt wird. Dies ist auf Messungenauigkeiten zurückzuführen. Zum anderen ist eine direkte Messung von Durchflussmengen aufgrund der Einbausituation nicht möglich. Zum Beispiel dienen Schlitzöffnungen direkt an den Absaugungen im Bereich der Kühlzone für eine Vermischung der Heißluft mit Frischluft zur Temperaturabsenkung. Das nachfolgende Verbundsystem ist somit vor kritischen Temperaturen geschützt. Die Bestimmung der abgesaugten Kühlluftmenge sowie deren Temperatur ist dadurch nicht möglich. Die angegebenen Werte stellen Schätzwerte dar, die bereits den Frischlufteintrag beinhalten.

Abbildung 5-2 zeigt die Brennkurve des Referenzofens. Verteilt über den Querschnitt wurde an verschiedenen Besatzpositionen mit versenkten Thermoelementen die Besatztemperatur gemessen. Die Messwerte wurden in einer wassergekühlten Messeinheit aufgezeichnet, die unterhalb des Ofenwagens platziert ist. Mit der Durchfahrt durch

den Ofen ergibt sich das charakteristische axiale Temperaturprofil. Die hervorgehobene schwarze Kurve stellt die über den Querschnitt gemittelte Brenntemperatur dar. Die Brenntemperatur liegt demnach bei 1050 °C. Die dreiteilige Temperaturstufung in der Kühlzone ist deutlich erkennbar. Im Bereich des Quarzsprungs bei 573 °C ist die Abkühlgeschwindigkeit deutlich gegenüber der Sturz- und Endkühlzone reduziert. Die Ausfahrtemperatur des Besatzes ist ca. 75 °C, wobei die Ofenwagentemperatur an dieser Stelle unbekannt ist. Nach dem Austritt aus der Ausfahrtschleuse wurde die Kerntemperatur zu 227 °C bestimmt.

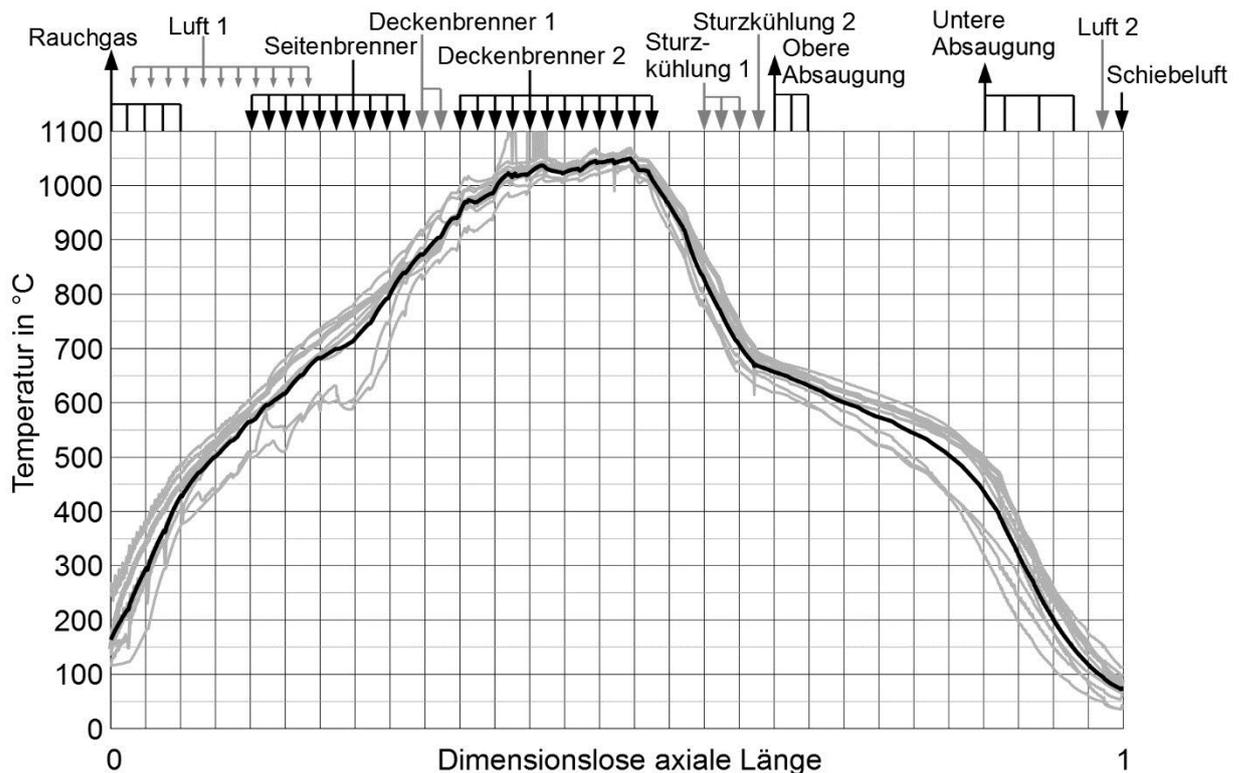


Abbildung 5-2: Messung der Brennkurve im Referenzofen (Mittelwert in schwarz) mit einer Reisezeit (kalt-kalt) von ca. 20 Stunden

Neben den Ofendaten werden auch rohstoffspezifische Größen zur Simulation benötigt. Die Rohlinge werden im Vorwärmer nachgetrocknet, sodass sie in den Brennkanal näherungsweise ohne Restfeuchte eintreten. Am IZF wurde die summierte Rohstoffenthalpie auf -176 kJ/kgz bestimmt, die die folgenden Vorgänge während der Erhitzung des Rohlings zusammenfasst:

- Austreiben von gebundenem Wasser (endotherm),
- Oxidation organischer Bestandteile (exotherm),
- Kalzinierung (endotherm).

Die spezifische Wärmekapazität des ungebrannten und gebrannten Ziegels sowie der Kasette sind für diesen Ofen bereits in Abbildung 5-3 gezeigt. Die Gesamtoberfläche von Ziegel und Kasette beträgt 0,73 m², sodass diese für das Plattenmodell nach Abbildung 4-1 die Wärmeübertragungsfläche darstellt.

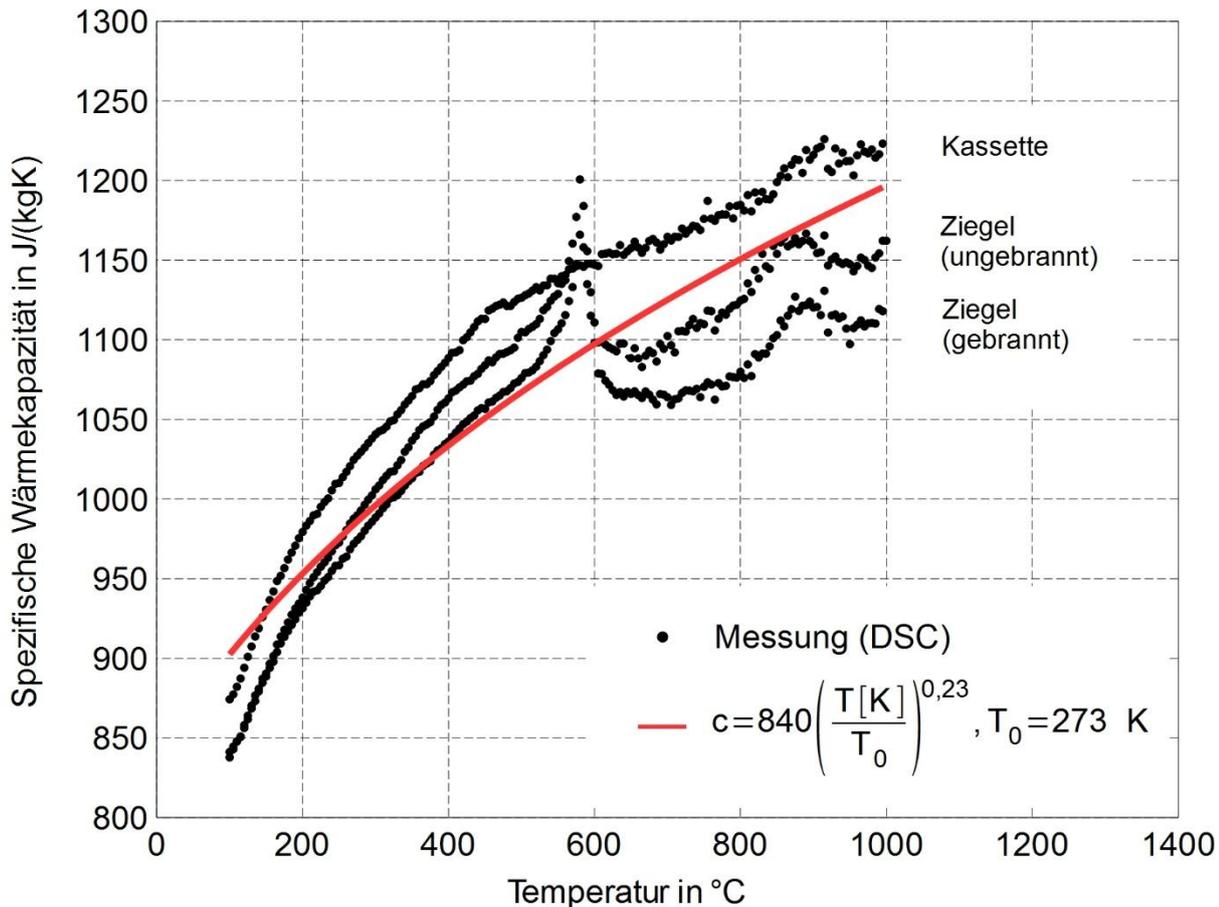


Abbildung 5-3: Spezifische Wärmekapazität des gebrannten und ungebrannten Ziegels sowie der Kasette in Abhängigkeit von der Temperatur

5.2 Vergleich zwischen Realprozess und Simulation

Die Simulation des Brennprozesses basiert auf den zuvor genannten Eingangsgrößen, die dem Modell als Randbedingungen vorgegeben werden. Die für den Brennprozess in Abbildung 5-2 gezeigte charakteristische Brennkurve dient der Validierung des Prozessmodells. In Abbildung 5-4 ist das experimentell bestimmte axiale Profil der mittleren Besatztemperatur dargestellt. Im Vergleich dazu ist die berechnete Besatztemperatur gezeigt. Über die gesamte Ofenlänge wird eine gute Übereinstimmung erreicht mit lokalen Unterschieden von höchstens 50 K. Im Bereich der Rauchgasabsaugung sowie in einem kurzen Abschnitt im Temperaturbereich von 750 $^{\circ}\text{C}$ während der Aufwärmung ist eine Temperaturdifferenz von ca. 50 K erkennbar. Im Bereich der Kühlzone liegt die Differenz unterhalb von 20 K.

Des Weiteren ist neben der Besatztemperatur auch das axiale Profil der berechneten Gastemperatur dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die Eindüsung von Frischluft im Bereich der Sturzkühlung, wodurch die Ofenatmosphäre einen Temperaturabfall von ca. 120 K erfährt.

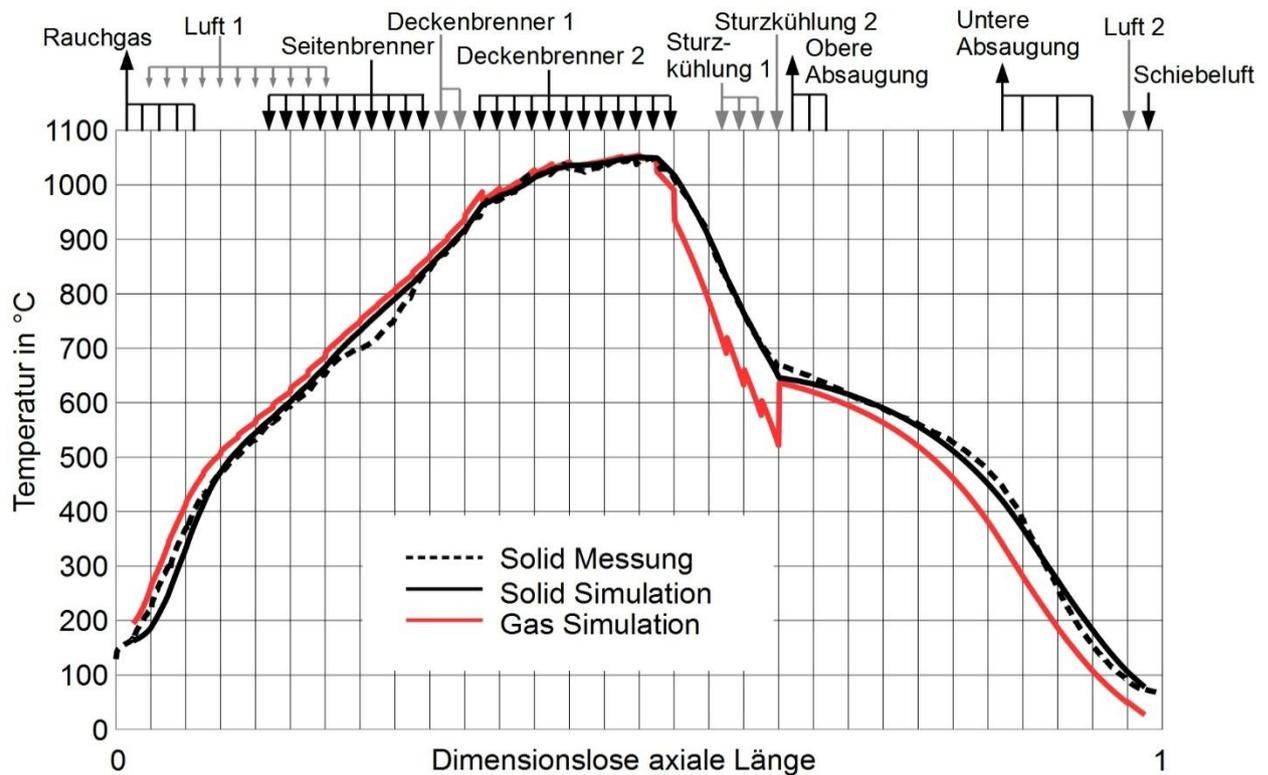


Abbildung 5-4: Gemessenes und berechnetes axiales Temperaturprofil im Referenzofen

Der Vergleich zwischen Messung und Simulation ist in Abbildung 5-5 für einen Ausschnitt des Ofens, speziell für den Bereich der Brennstoffzuführung, gezeigt. Der Erdgasverbrauch des Ofens wird an der Hauptzuleitung des Ofens erfasst. Die Verteilung auf die Brennergruppen ist unbekannt. Die prozentuale Brennstoffverteilung über die einzelnen Brennergruppen wurde daher durch die Simulation gefunden. Der größte Anteil wird demnach für die Hauptdeckenbrenner aufgewendet. Die Seitenbrenner setzen dahingegen unter 10 % um. Die unzureichende Quervermischung aufgrund dieser geringen Leistungsdichte ist in Abbildung 5-2 an den hohen Temperaturdifferenzen über den Querschnitt des Besatzes sichtbar.

Die gaseitige Temperaturerhöhung durch den Energieeintrag ist im Bereich der Hauptdeckenbrenner erkennbar. An den axialen Positionen der restlichen Brenner ist hingegen eine Temperaturabnahme seitens der Gasatmosphäre auffällig. Im Vergleich zur Verbrennungsluftmenge wird verhältnismäßig wenig Brennstoff zugeführt. Die resultierende Verbrennungstemperatur liegt dadurch unterhalb der Gastemperatur im Brennkanal, sodass dies eine niedrigere Mischtemperatur nach Gleichung (3-27) ergibt.

Um die zuvor gezeigte Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation zu erreichen, wurden die zu- und abgeführten Mengenströme aus Abbildung 5-6 verwendet. Farblich ist jeweils die Abweichung zum Messwert hervorgehoben.

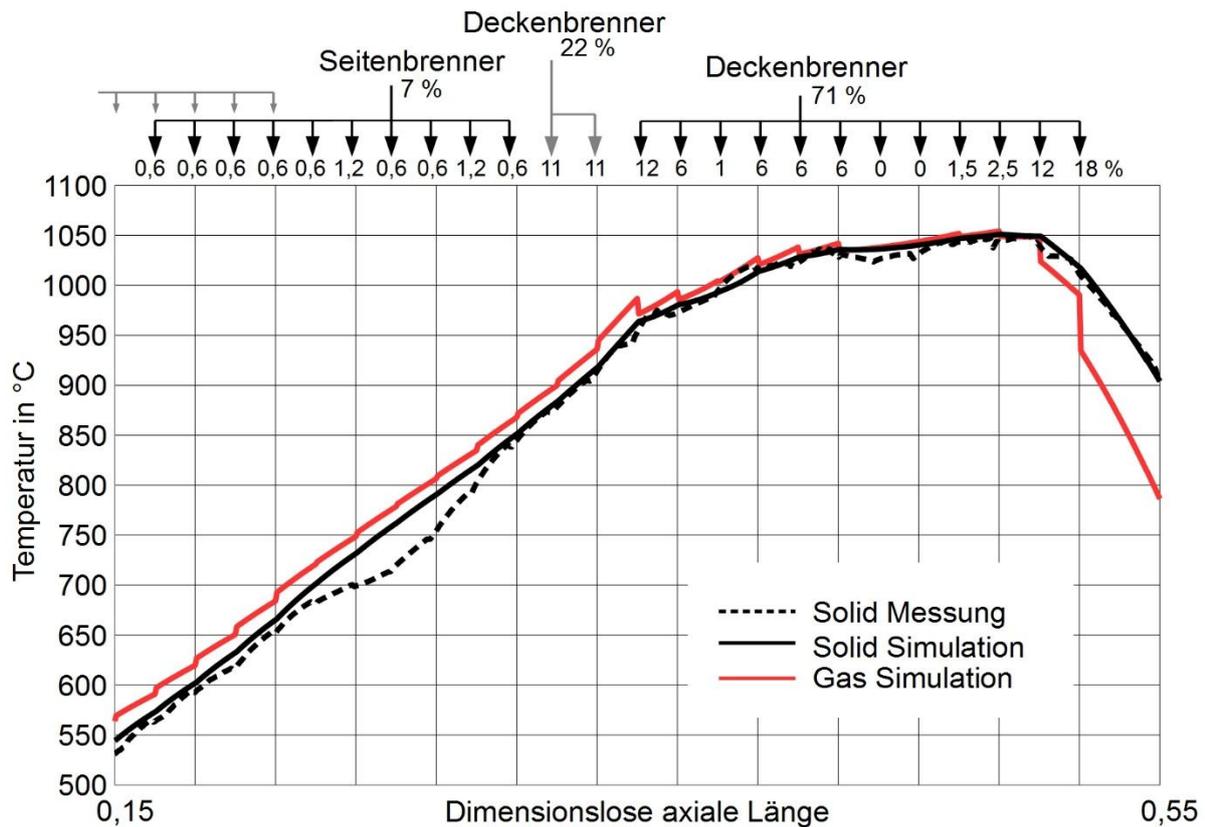


Abbildung 5-5: Gemessenes und berechnetes axiales Temperaturprofil im Bereich der Brennzone sowie Brennstoffverteilung im Referenzofen

Um die Abkühlgeschwindigkeit im Bereich der Endkühlzone abzubilden, wurde für die Simulation die Schiebeluft um 14 % gesenkt und die Lufterdüsung Nr. 2 um 30 % gegenüber dem Messwert erhöht. Zum anderen wurde dem Besatz bestehend aus Ziegel und Kassetten der thermisch aktive Teil des Ofenwagens zugeschlagen ohne Erhöhung der Wärmeübertragungsfläche. Dies bedeutet, dass 37 % der Ofenwagenmasse bzw. $0,98 \text{ kg}_{\text{TOV}}$ je kg Ziegel von anfänglich 165 °C an der Ofeneinfahrt bis auf Brenntemperatur von 1050 °C aufgeheizt werden und vollständig bis zur Ofenausfahrt abgekühlt werden.

Die berechnete Temperatur, bei der die Kühlluft abgesaugt wird, fällt gegenüber der Messung jeweils deutlich höher aus. Dies ist auf die bereits erwähnten Schlitzöffnungen an den Absaugungen zurückzuführen.

Des Weiteren wurde zur Abbildung der Brennkurve während der Aufheizung ein Falschlufteintrag von $1,56 \text{ kg/kgz}$ unterstellt, der am Realprozess messtechnisch nicht direkt quantifizierbar ist. Der Abgasventilator erzeugt in der Aufheizzone einen Unterdruck gegenüber Normaldruck, der typischerweise einen Falschlufteintrag aufgrund von Undichtigkeiten zwischen Ofenwagen und Sandrinne und an den Ofenwagenstößen verursacht. Dadurch fällt die Abgasmenge um 16 % höher aus als im Vergleich zum Messwert. Dem gegenüber steht eine berechnete Sauerstoffkonzentration von

18,2 %_{Vol} im Abgas, die ebenfalls durch die Messung bestätigt wurde. Hieraus wird deutlich, dass die messtechnische Erfassung aller relevanten Ein- und Ausgänge am Tunnelofenprozess durchaus komplex ist und verschiedene Interpretationen in Bezug zu den Zuständen im Ofen zulässt. Die Simulation kann somit keine höhere Genauigkeit aufweisen als die Messung.

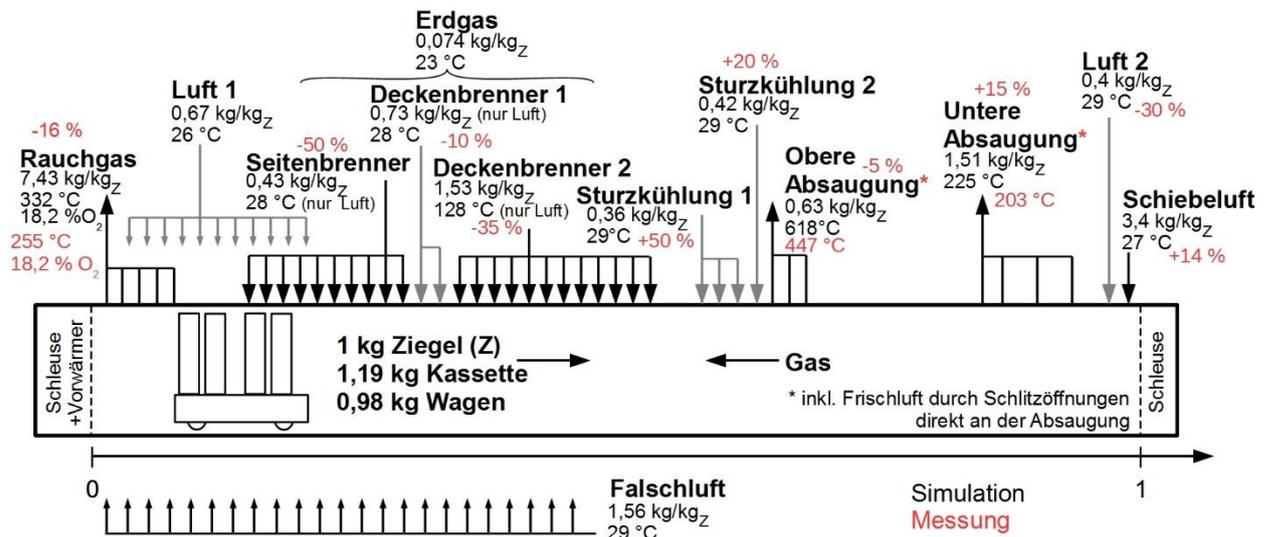


Abbildung 5-6: Gasseitige Ein- und Ausgänge am Referenzofen, schwarz: für Simulation genutzte Werte, rot: Messwerte bzw. relative Messwerte

Wie bereits erwähnt wurde, liegt die Genauigkeit von Industriemessungen im Bereich von 10 %. Deutlich höhere Abweichungen sind möglich, wenn keine geeigneten Messstellen zur Verfügung stehen. Gerade für Mengemessungen in den Zu- und Ableitungen am Tunnelofen, die z. B. in der Nähe von Rohrkrümmungen oder an Ansauggittern von Hallenluft mit sehr geringen Strömungsgeschwindigkeiten durchgeführt werden müssen, treten erhebliche Ungenauigkeiten auf.

Abweichungen an einzelnen Messstellen von bis zu 50 % sind daher möglich, wie z. B. an der Verbrennungsluftzuführung der Seitenbrenner. Bezogen auf die Gasmenge im Ofen ist der Fehler jedoch gering. Die maximale Abweichung zwischen der Gasmenge im Ofen im Vergleich zur Massenbilanz der Ofenmessung beträgt lokal 16 %.

5.3 Simulationsergebnisse

5.3.1 Wichtige Prozessgrößen

Um das Aufheiz- und Abkühlverhalten des Besatzes im Brennkanal zu erklären, ist für einen Wärmeübertrager nach Gleichung (3-34) zum einen der lokale übertragene Wärmestrom und zum anderen das Wärmekapazitätsstromverhältnis zwischen dem Gas und dem Solid maßgebend. Das lokale Wärmekapazitätsstromverhältnis ist definiert als

$$\Omega = \frac{\dot{M}_G \cdot c_{pG}}{\dot{M}_S \cdot c_S} \quad (5-1)$$

In Abbildung 5-7 sind dazu die axialen Profile der Massenströme von Solid und Gas dargestellt.

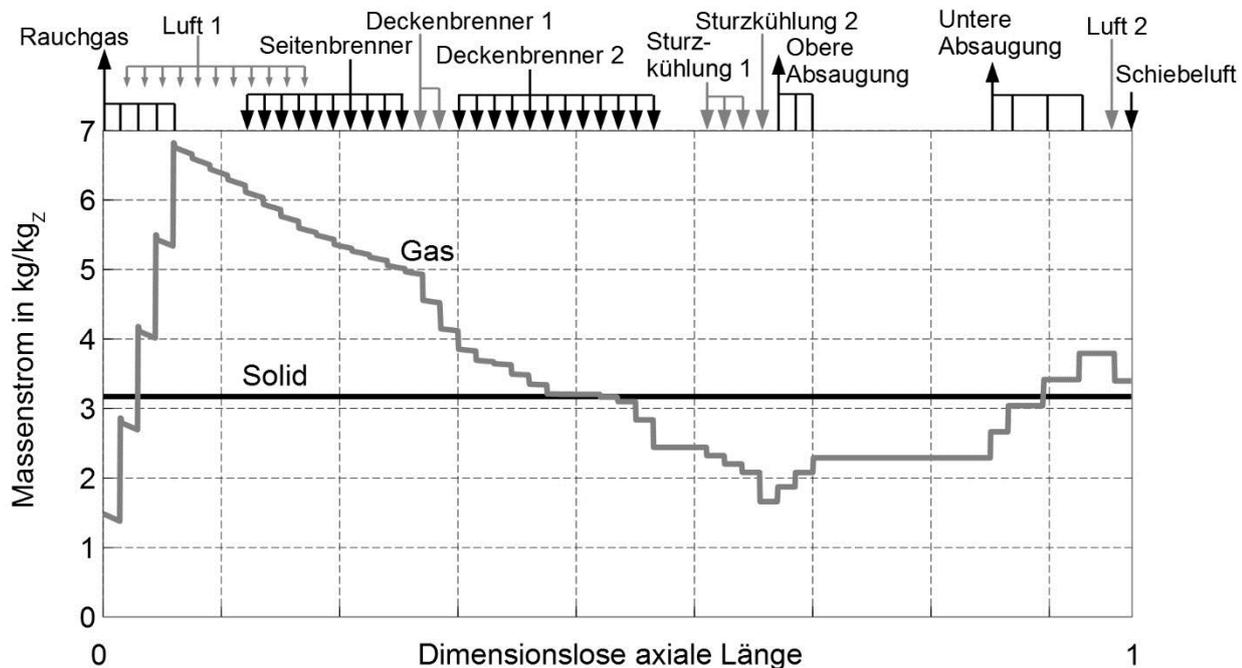


Abbildung 5-7: Massenströme (normiert) im Referenzofen

Im Bereich der Vorwärmung sowie in der Endkühlzone übersteigt die Masse an Gas die des Solids. Somit wird z. B. in der Endkühlzone eine zügige Abkühlung erreicht, sodass der Besatz auf nahezu Umgebungstemperatur gekühlt wird. Entsprechend viel der eingespeicherten Wärme wird entzogen. Durch die untere Absaugung wird die Gasmenge in der Beruhigungszone annähernd halbiert. Die Abkühlgeschwindigkeit im Bereich des Quarzsprunges wird demzufolge gesenkt. Die Abkühlgeschwindigkeit in der Sturzkühlzone ist wiederum deutlich erhöht. Dies liegt jedoch nicht an einer Zunahme der Gasmenge und an einem veränderten Wärmekapazitätsstromverhältnis, sondern an der Einblasung von Frischluft in diesem Bereich. Die drastische Senkung der Gastemperatur erhöht sprunghaft die Temperaturdifferenz zwischen Gas und Besatz. Somit steigt der übertragende Wärmestrom deutlich an und dadurch auch die Temperaturänderung solid- und gasseitig.

Die Interpretation des Temperaturverlaufs während der Aufheizung ist demgegenüber schwierig aufgrund zahlreicher Einflüsse wie z. B. der Seitenbrenner, Falschluff und Rohstoffreaktionen.

In Abbildung 5-8 ist der konvektive sowie radiative Wärmeübergangskoeffizient entlang des Ofens gezeigt. Die Werte beziehen sich auf einen durchströmten Spalt im Plattenmodell mit einer Spaltweite von 68 mm. Der konvektive Wärmeübergang ist während

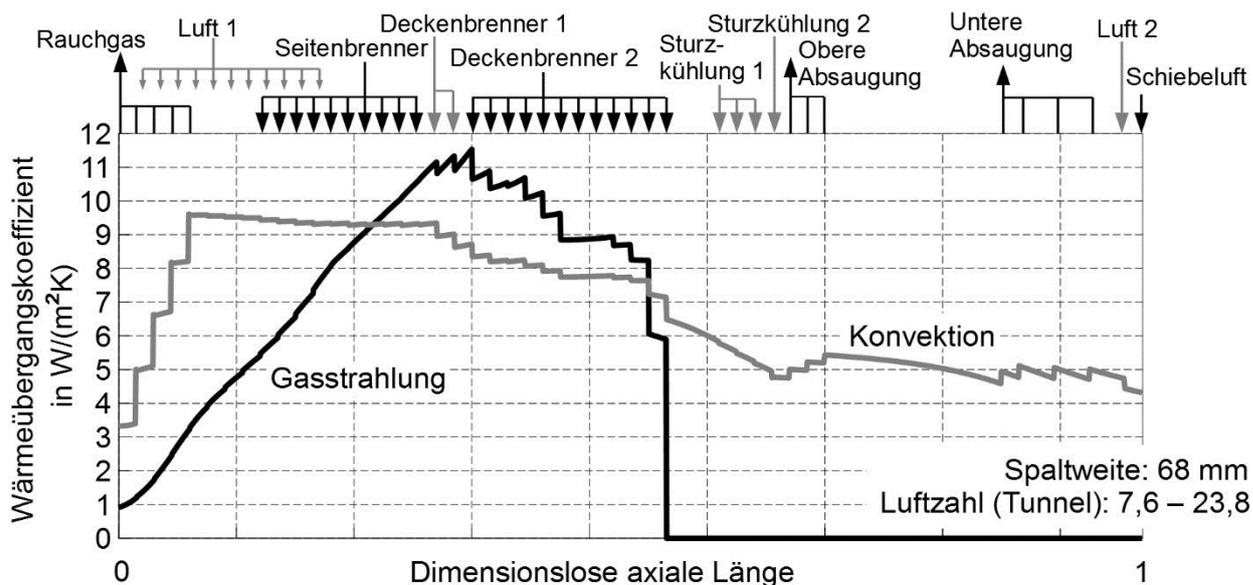


Abbildung 5-8: Konvektiver und radiativer Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasatmosphäre und Besatz im Referenzofen

der Aufwärmung nahezu doppelt so hoch wie in der Kühlzone aufgrund der verschiedenen Gasmengen. Der Wärmeübergang aufgrund von Gasstrahlung ist in der Brennzonenzone im Vergleich zur Konvektion auf einem ähnlichen Niveau.

Der geringe radiative Wärmeübergangskoeffizient ist trotz Temperaturen von oberhalb 1000 °C mit der geringen Konzentration von strahlungsaktiven Gasen begründet. Bezogen auf die Verbrennung ist die Ofenatmosphäre stark überstöchiometrisch eingestellt. Im Brennkanaal sind Luftzahlen von 23,8 an der letzten Deckenbrennerreihe und 7,6 an den ersten Seitenbrennern gegeben.

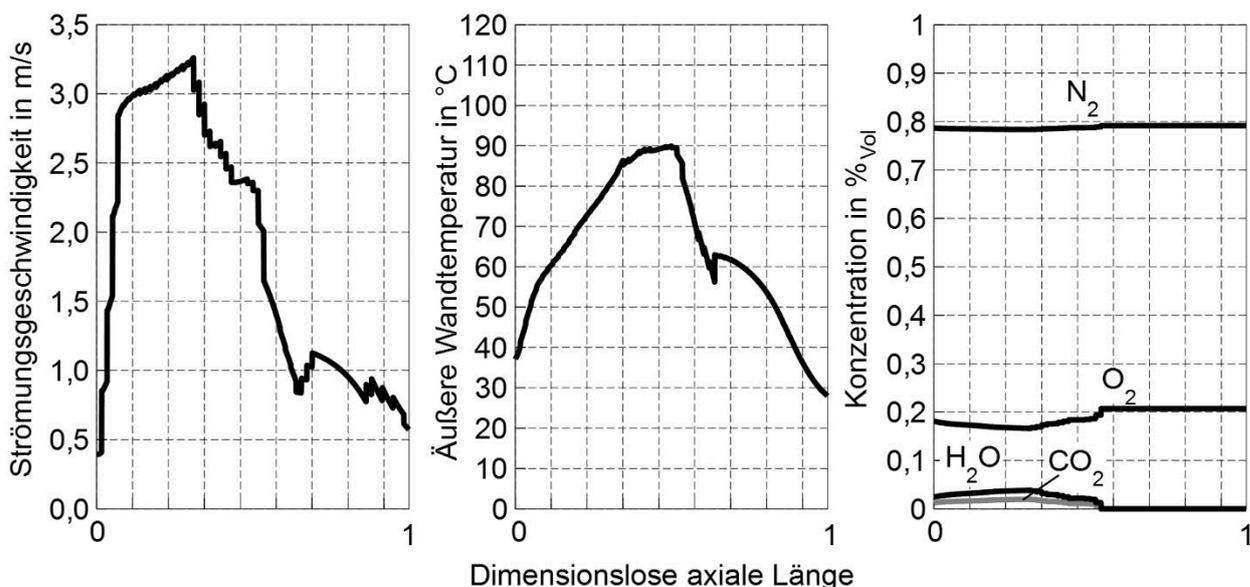


Abbildung 5-9: Axiale Profile der Strömungsgeschwindigkeit im Besatz, der äußeren Ofenwandtemperatur und der Gaszusammensetzung im Referenzofen

In Abbildung 5-9 ist die Konzentration der Gaskomponenten in der Ofenatmosphäre aufgeführt.

Die Kohlendioxid- und Wasserdampfkonzentration liegt jeweils unterhalb von 5 %, wobei das Maximum an der Position der ersten beiden Deckenbrennergruppen liegt. In der Kühlzone sind keine strahlungsaktiven Gase vorhanden.

Des Weiteren sind im Bild die Profile der Strömungsgeschwindigkeit des Gases sowie der äußeren Wandtemperatur gezeigt. Die Strömungsgeschwindigkeit beeinflusst signifikant den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Die Strömungsgeschwindigkeit in der Aufheizzone ist um das rund 3-fache höher als in der Kühlzone, woraus nach Gleichung (4-1) bis (4-4) der konvektive Wärmeübergang entsprechend höher ist.

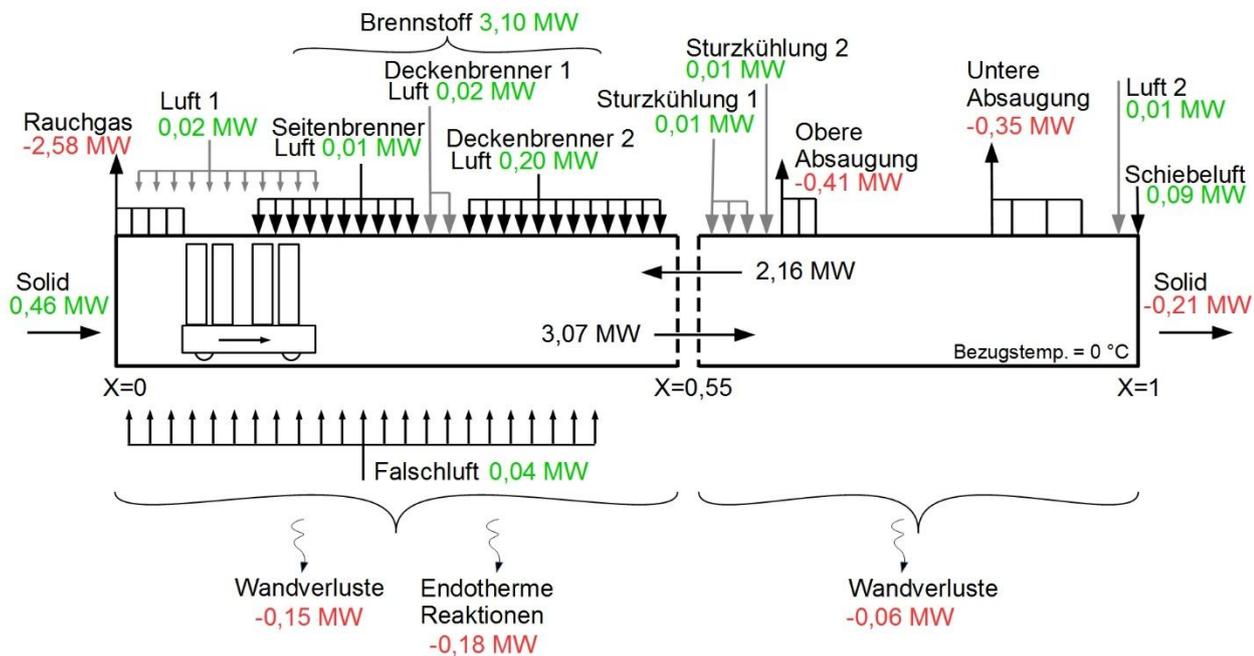


Abbildung 5-10: Energieströme am Referenzofen, bezogen auf einen Ofendurchsatz von einem kg Ware je Sekunde

Zur Analyse des Energieeinsparpotentials, auf das an späterer Stelle noch ausführlich eingegangen wird, sind in Abbildung 5-10 die Energieströme am Referenzofen gezeigt. Alle zu- und abführenden Ströme sind auf eine Temperatur von 0 °C bezogen. Die summierte Brennerleistung liegt z. B. bei 3,1 MW bezogen auf einen Ziegeldurchsatz von 1 kg/s. Dieser Energiestrom wird aufgewendet, um maßgeblich die Verluste durch das Abgas sowie durch die Kühlzonenabsaugung auszugleichen. Die Wandverluste des Ofens machen nur ca. 7 % Verlustwärme aus.

Wenn der Ofen zwischen der Brennzone und Sturzkühlung bilanzmäßig geschnitten wird, fließt ein Energiestrom von 3,07 MW mit dem Besatz und dem Ofenwagen in die Kühlzone. Demgegenüber fließen mit dem Ofengas 2,16 MW in Richtung der Brennzone zurück. Somit wird 70 % der im Solid gespeicherten Wärme in der Kühlzone zurückgewonnen und der Aufwärmung zugefügt. Die restlichen 30 % machen Ausfahr-

und Wandverluste sowie Verluste durch die Kühlzonenabsaugung aus. Der Wirkungsgrad der Kühlzone bezogen auf den Brennprozess liegt somit bei 70 %.

5.3.2 Sensitivität des Prozessmodells

In diesem Abschnitt soll die Frage beantwortet werden, welchen Einfluss ausgewählte Parameter auf das Simulationsergebnis haben, die nicht oder nur mit erhöhtem Aufwand gemessen oder berechnet werden können. Welche Ungenauigkeit wird auftreten, wenn z. B. Stoffgrößen oder der Wärmeübergang unabhängig von dem Temperaturniveau und der Ofenposition vereinfacht als konstant angenommen werden?

Dazu ist in Abbildung 5-11 die Besatztemperatur für verschiedene Fälle gezeigt, die mit dem Referenzfall, also mit der an dieser Stelle höchsten Modellgenauigkeit, verglichen werden.

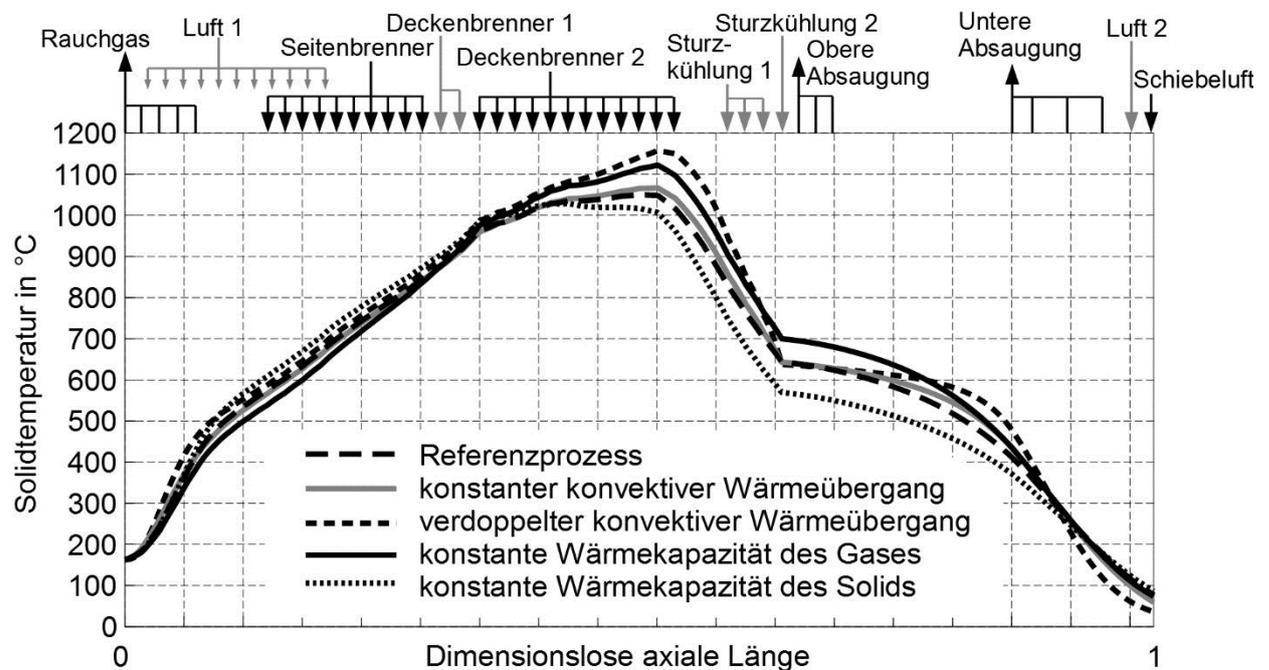


Abbildung 5-11: Sensitivität des Prozessmodells am Beispiel ausgewählter Prozessparameter

Beispiel 1: Konstanter konvektiver Wärmeübergang

Die Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten setzt die Kenntnis über experimentelle Erfahrung in Form einer gültigen Nußeltfunktion für den Besatzaufbau voraus. In dem hier verwendeten Prozessmodell wird ein Dachziegelbesatz vereinfacht durch ein System aus Platten verwendet. Die Nußeltfunktion der überströmten Platte kann somit verwendet werden, wie in Kapitel 4.2.3 bereits diskutiert wurde. Dies stellt jedoch auch nur eine grobe aber praktische Näherung dar. Für andere Produktgruppen, wie z. B. Sanitärkeramik, ist die geometrische Vereinfachung

bzw. der Einsatz von bewährten Nußeltfunktionen nicht tauglich. Neben der Durchführung von aufwendigen Experimenten zur Bestimmung des Wärmeübergangs ist die Annahme eines konstanten Wärmeübergangskoeffizienten im Brennkanal möglich.

Im gezeigten Beispiel wurde ein konstanter Wärmeübergangskoeffizient von $7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ angenommen, dass dem mittleren Wert des Referenzfalls entspricht. Die Brennkurve unterscheidet sich nur gering von der Referenzkurve. Mit einem absoluten Fehler von ca. 15 K im Bereich der Brennzone ist für diesen Prozess die Verwendung eines konstanten konvektiven Wärmeübergangs vertretbar.

Beispiel 2: Verdoppelter konvektiver Wärmeübergang

Bei diesem zweiten Beispiel wurde der im Beispiel 1 verwendete konstante konvektive Wärmeübergangskoeffizient verdoppelt. Die Abweichung der Brennkurve im Vergleich zur Referenz ist deutlich in der Brenn- und Kühlzone erkennbar. Es wird geschlossen, dass ein konstanter Wärmeübergangskoeffizient durchaus verwendet werden kann, wenn dessen Höhe gut bekannt ist. Das ist in der Regel nicht der Fall. Die Strömungsbedingungen unterscheiden sich z. T. deutlich in den eingesetzten Öfen.

Beispiele 3+4: spezifische Wärmekapazität als temperaturunabhängige Stoffgröße

Temperaturabhängige Stoffgrößen wie die spezifische Wärmekapazität des keramischen Rohstoffes werden labortechnisch z. B. mittel DSC bestimmt, wie in Abbildung 5-3 gezeigt. Im Beispiel wurden demgegenüber konstante spezifische Wärmeübergangskoeffizienten für den Besatz von $1050 \text{ J}/(\text{kgK})$ und für die Ofenatmosphäre als Gasgemisch $1100 \text{ J}/(\text{kgK})$ angenommen. Die Abweichungen der jeweiligen Brennkurven zum Referenzfall sind ebenfalls erheblich und liegen in der Kühlzone im Bereich von maximal 70 bis 90 K .

6 Prozessverständnis

Das zuvor entwickelte Prozessmodell ist nicht nur für Optimierungszwecke geeignet. Die vielfältigen Einstellungsmöglichkeiten an Tunnelöfen durch die hohe Anzahl zu- und abführender Gasströme erschwert das allgemeine Prozessverständnis. Hinzu kommt die thermische Interaktion der Ofenatmosphäre mit dem Besatz, die sich im Gegenstrom zueinander bewegen. In diesem Kapitel soll die Frage nachgegangen werden, wie die Brennkurve eines Ofens auf Änderungen von Eingangsparametern reagiert bzw. wie die Brennkurve gezielt gesteuert werden kann. Das Ziel ist die Erlangung von Prozessverständnis.

6.1 Verallgemeinerter Tunnelofenprozess

Auch wenn die Brennp Prozesse in Tunnelöfen auf das entsprechende Produkt abgestimmt sind und sich die Aufheiz- und Kühlstrategien zwischen den Ofenbauern unterscheidet, ist der Grundprozess stets gleich, wie in Abschnitt 1.2 dargelegt. Die Wirkung von Eingangsparametern soll ebenfalls allgemein gültig untersucht werden. Dazu wird der vorgestellte Referenzofen zum Brand von Dachziegel als Ausgangsprozess verwendet, um einen verallgemeinerten Tunnelofenprozess zu formulieren.

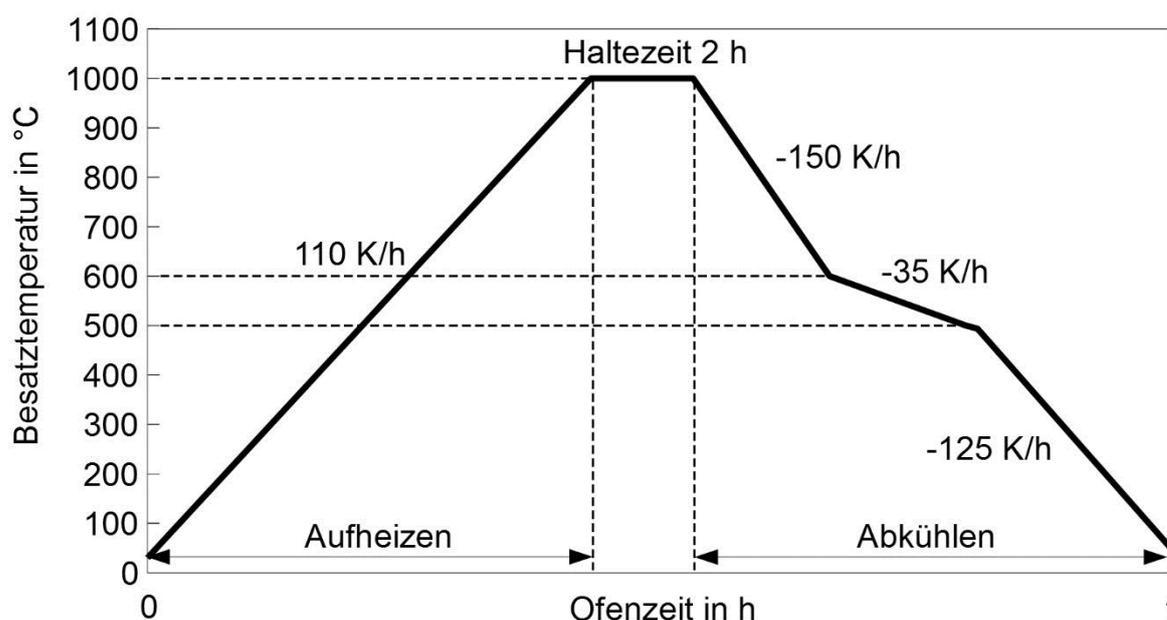


Abbildung 6-1: Idealisierte Brennkurve für Dachziegel nach [66, 78] und der Brennkurve des Referenzofens

In Abbildung 6-1 ist eine idealisierte Brennkurve zum Aufheizen von Dachziegel von Umgebungstemperatur auf 1000 °C Brenntemperatur, einer Haltezeit von 2 h im Bereich der Brennzzone und anschließende Abkühlung auf annähernd Umgebungstemperatur unter Berücksichtigung des Quarzsprungs gezeigt. Die verwendeten Aufheiz- und Abkühlraten wurden in [66] und z. T. in [78] für einen Idealprozess vorgeschlagen und

finden sich in Grundzügen im zuvor analysierten Referenzofen wieder. Vergleichend ist dazu Abbildung 5-2 heranzuziehen.

Um diese verallgemeinerte Kurve in einem Tunnelofenprozess nachzubilden, wird das Prozessmodell entsprechend modifiziert. Der verallgemeinerte Ofenprozess ist in Abbildung 6-2 gezeigt. Der Brennkanal ist 90 m lang. Die Reisezeit beträgt 20 h. Der Ofen kann insgesamt 30 Ofenwagen aufnehmen.

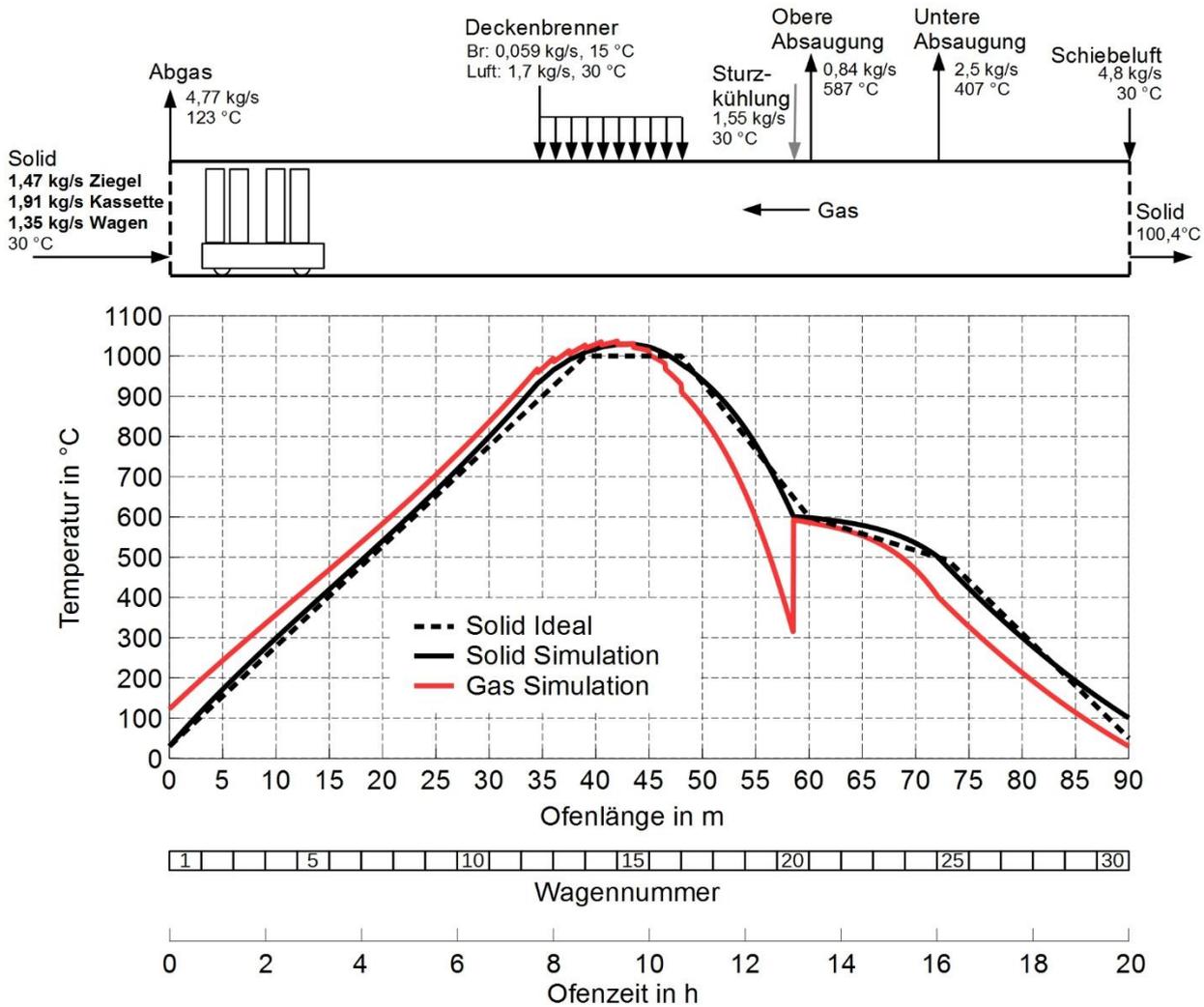


Abbildung 6-2: Ofenschema des verallgemeinerten Tunnelofens

Die Zuführung von Brennstoff findet nur über die Deckenbrenner statt. Die Verteilung des Brennstoffes über die Brennergruppen ist homogen. Als Brennstoff wird wie zuvor Erdgas L verwendet. Neben der unteren und oberen Kühlluftabsaugung wird noch die Sturzkühlung für die Realisierung der Brennkurve benötigt. Die angegebenen Massenströme und Temperaturen stellen die Randbedingungen für die Prozesssimulation dar. Dabei beinhaltet das Solid wiederum den thermisch aktiven Teil des Ofenwagens, der rund 29 % des Gesamtdurchsatzes ausmacht. Rohstoffreaktionen sowie Falschlufteinbrüche entlang des Brennkannels wurden vernachlässigt.

Damit ergeben sich die berechneten axialen Temperaturprofile für Gas und Solid. Die idealisierte Brennkurve kann somit mit ausreichender Genauigkeit nachgebildet werden.

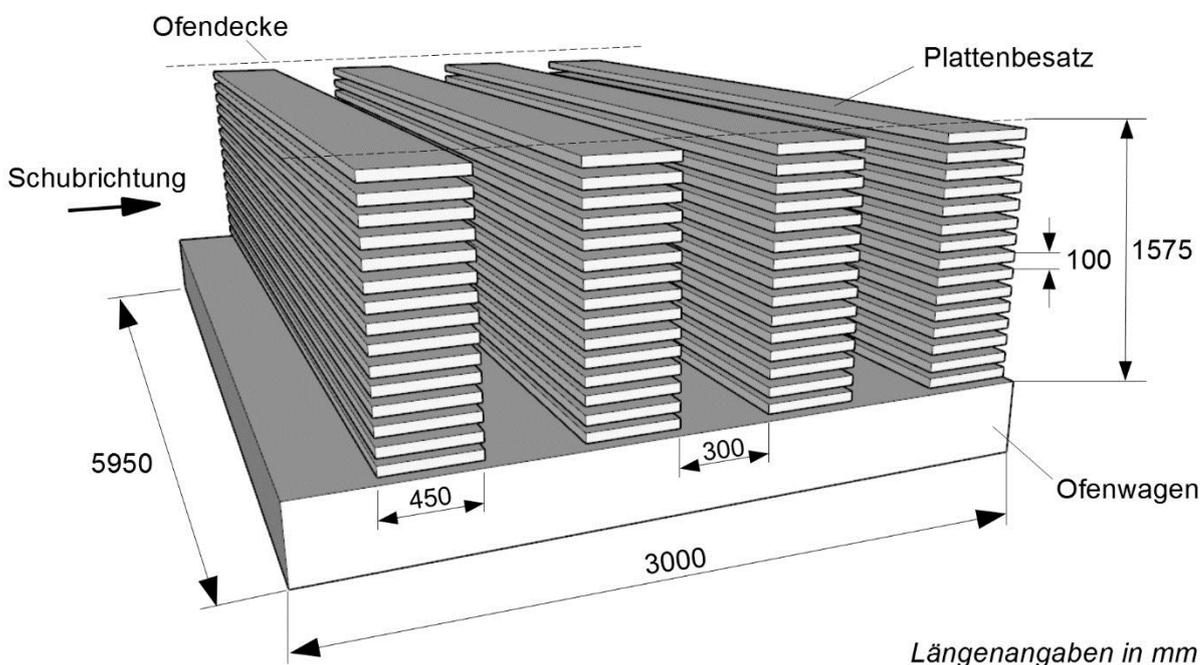


Abbildung 6-3: Besatz- und Ofengeometrie des verallgemeinerten Tunnelofens

In Abbildung 6-3 ist die Besatz- und Ofengeometrie abgebildet, die sich am Realprozess aus Abschnitt 5.1 orientieren. Der Brennkanal ist 6 m breit und ca. 1,6 m hoch. Auf einem Ofenwagen mit der Länge von 3 m sind 4 Besatzreihen aus je 15 Platten gesetzt. Eine Einzelplatte erstreckt sich über die gesamte Ofenbreite, wobei dies 17 Dachziegeln mit einer Breite von 350 mm entspricht. Die Dicke einer Einzelplatte ist 25 mm. Die Spaltweite zwischen zwei Platten ist 75 mm. Die Länge der Platten ist 450 mm, wodurch eine Weite von 300 mm für die Brenngasse resultiert.

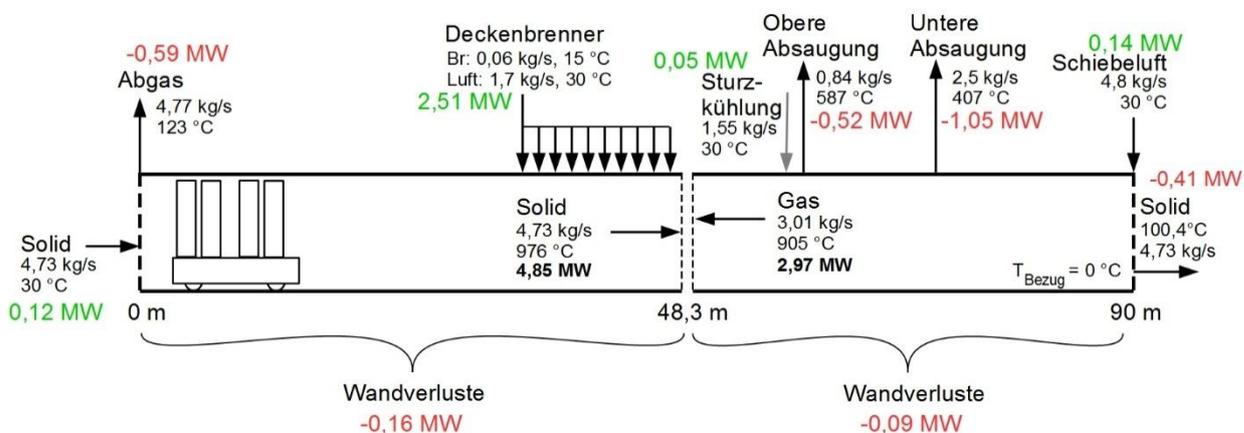


Abbildung 6-4: Energieströme des verallgemeinerten Tunnelofenprozesses

In Abbildung 6-4 sind die Massen- und Energieströme am verallgemeinerten Tunnelofenprozess gezeigt. Über den Brennstoff werden dem Prozess 2,51 MW zugeführt,

das einem spezifischen Energieverbrauch von 1,71 MJ/kgz entspricht. Rund 10 % werden für den Ausgleich der Wandverluste des Ofens aufgewendet. Der erwärmte Besatz führt zu einem Energieeintrag der Kühlzone von 4,85 MW, wobei davon 2,97 MW in Form von erwärmter Kühlluft zurück in Richtung Aufheizung fließt. Der Grad der Wärmerückgewinnung in der Kühlzone beträgt somit 61 %. Der restliche Wärmeeintrag von ca. 1,5 MW wird hauptsächlich über die untere und obere Kühlluftabsaugung abgezogen.

Dieser verallgemeinerte Tunnelofenprozess wird im Folgenden als Ausgangsprozess für Parametervariationen und für die Prozessoptimierung verwendet.

6.2 Variation einzelner Prozessgrößen

Der Einfluss von Eingangsgrößen auf den Brennprozess bzw. die Brennkurve sind in der Regel nicht sichtbar aufgrund einer automatischen Prozessregelung. Die Brennkurve wird anhand weniger Temperaturmessstellen im Ofen geregelt. Wird beispielhaft der Durchsatz des Ofens verändert, hätte dies eine veränderte Brennkurve zur Folge. Diese Änderung ist jedoch nicht sichtbar, da z. B. die Brennstoffzufuhr über die einzelnen Brennergruppen automatisch geregelt wird, um die gewünschte Brennkurve beizubehalten. Unterschiedliche Betriebszustände können dann nur über eine Ofenmessung mit einhergehender Bilanzierung aller Zu- und Abgänge am Ofen analysiert und verglichen werden. Für das Prozessverständnis ist gerade die Kenntnis über den Einfluss einer veränderten Eingangsgröße auf die Brennkurve interessant. Im Folgenden wird auf die Situation eingegangen, wie die Brennkurve reagiert, ohne dass der Prozess nachregelt.

In Abbildung 6-5 ist der Einfluss von Eingangsgrößen im Bereich der Brennzone auf die Brennkurve gezeigt. Wird beispielhaft die Brennstoffmenge um 20 % reduziert, wird die Brennkurve über die gesamte Länge des Ofens im gleichen Maße herabgesetzt. Die Maximaltemperatur sinkt um ca. 200 K. Die Prozessantwort hängt mit der Eingangsgröße linear zusammen. Eine Änderung der Brennstoffmenge um 1 % entspricht einer Änderung der Maximaltemperatur um ca. 10 K, dass 1 % der Temperaturdifferenz zwischen Umgebungstemperatur und maximaler Brenntemperatur entspricht.

Des Weiteren ist der Einfluss der Brennstoffverteilung auf die Brennkurve gezeigt. Die Ausgangssituation stellt eine homogene Brennstoffverteilung dar. Wird die Brennstoffzuführung, ausgehend von der Ofeneinfahrt, auf die ersten Brenner konzentriert, verschiebt sich das Maxima der Brennkurve ebenfalls leicht in diese Richtung. Ein Ausschnitt dieser Abbildung zur besseren Vergleichbarkeit ist im Anhang A.5 gezeigt. Durch Variation der Brennzonenlänge wird eine ähnliche Wirkung erreicht. Hier werden die Situationen verglichen, wenn der Brennstoff homogen über 10, 5 oder nur über eine Brennergruppe zugeführt wird. Die Brennstoffmenge bleibt dabei unverändert. Zum einen fällt auf, dass die maximale Brenntemperatur sowie das Temperaturprofil während der Kühlung unverändert bleiben. Zum anderen verkürzt sich die Haltezeit der Ware im Bereich der Brenntemperatur entsprechend der Länge der Brennzone.

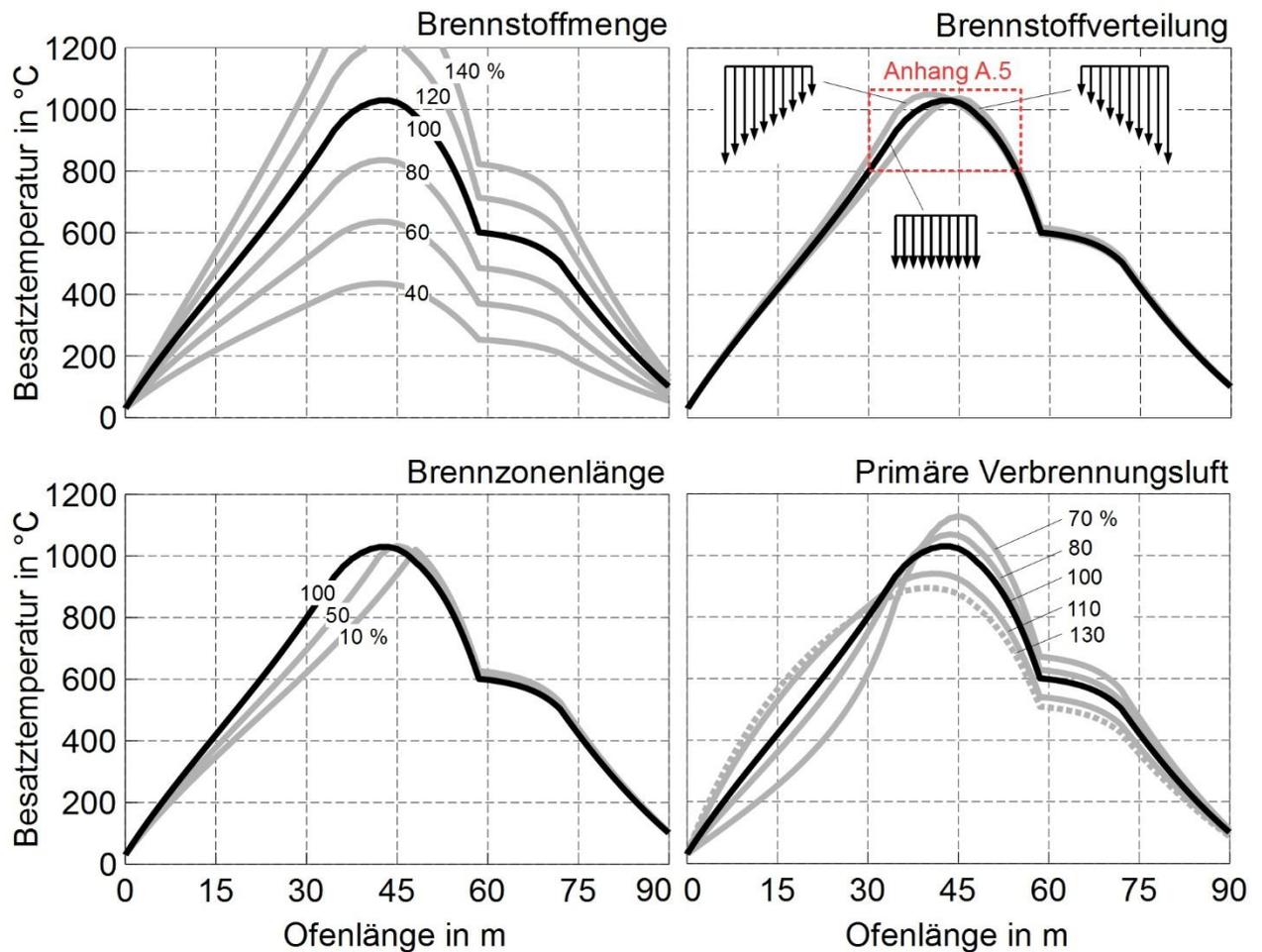


Abbildung 6-5: Einfluss von Eingangsgrößen im Bereich der Brennzonen auf die Brennkurve

Im vierten Teilbild ist der Einfluss der Menge an primärer Verbrennungsluft gezeigt. Es ist ein signifikanter Einfluss auf die maximale Brenntemperatur zu erkennen. Eine Reduzierung der Verbrennungsluftmenge führt zu einem Anstieg der Brenntemperatur, wodurch eine Reduzierung der Brennstoffmenge möglich wird. Allerdings ist dabei zu beachten, dass durch die Verringerung der Verbrennungsluftmenge die Gasmenge in der gesamten Aufheizzone reduziert wird. Somit ändert sich das Luft-Ziegel-Verhältnis bzw. das Wärmekapazitätsstromverhältnis und die Brennkurve erhält eine neue Aufheizcharakteristik. Die Aufheizgeschwindigkeit wird dadurch zu Beginn des Brennkannels reduziert, steigt jedoch dementsprechend schnell in Richtung Brennzonen an.

In Abbildung 6-6 ist der Einfluss der zu- und abführenden Kühlluftmengen auf die Brennkurve gezeigt. Bei einem Vergleich der Abbildungen untereinander ist darauf zu achten, dass die gezeigte Prozessantwort auf einer relativen Änderung der jeweiligen Massenströme beruht. Die absoluten Massenströme unterscheiden sich deutlich und sind Abbildung 6-2 zu entnehmen.

Die Schiebeluftmenge beeinflusst die Luftmenge im gesamten Ofen. Wird die Schiebeluftmenge erhöht, wird die gesamte Brennkurve in Richtung Ofeneinfahrt gedrückt. Dabei steigt die maximale Brenntemperatur. Dies kann mit einer Verbesserung der

Kühlleistung erklärt werden. Durch eine Erhöhung der Kühlluftmenge wird mehr Wärme aus dem Besatz und dem Ofenwagen rekuperiert. Erkennbar ist dies an der Reduzierung der Solidaustrittstemperatur. Die Ausfahrverluste sind verringert. Diese Wärmemenge wird der Aufheizphase zugeführt. Dieser Effekt ist jedoch limitiert, da dadurch auch die Abgasverluste steigen. Im Extremfall wird die Schiebeluftmenge so stark erhöht, sodass die zugeführte Brennstoffmenge nicht ausreicht, um die Abgasverluste zu decken. Die Brennkurve wird sinnbildlich aus dem Ofen „geblasen“. Es findet keine Erwärmung des Besatzes statt.

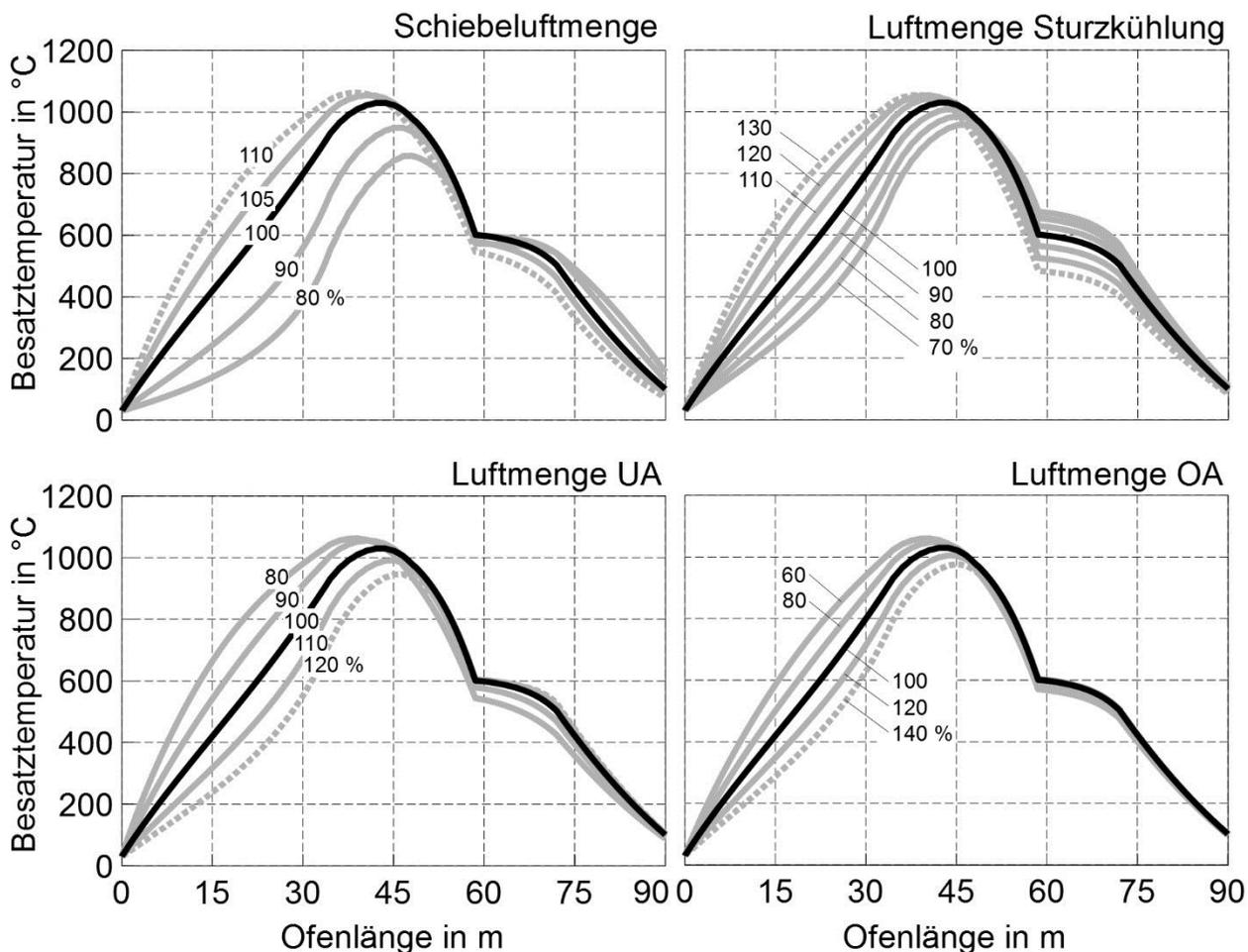


Abbildung 6-6: Einfluss der zu- und abgeführten Kühlluftmengen auf die Brennkurve

Die Änderung der Luftmengen für die Sturzkühlung, untere Absaugung und obere Absaugung zeigen eine ähnliche Wirkung auf die Brennkurve. Maßgebend ist, ob die Kühlluftmenge im Brennkanal reduziert bzw. erhöht wird. Der Abzug von Kühlluft über die untere bzw. obere Absaugung hat jedoch nur einen geringen Einfluss auf das Temperaturprofil im Bereich der Kühlzone.

Neben der Kühlluftmenge hat der Produktdurchsatz einen Einfluss auf das Wärmekapazitätsverhältnis. In Abbildung 6-7 ist der Einfluss auf die Brennkurve gezeigt. Mit einer Erhöhung des Durchsatzes sinkt die Brenntemperatur und die Brennkurve wird insgesamt in Richtung Kühlzone gedrückt. Die Austrittstemperatur des Solids steigt an.

Des Weiteren ist im Bild gezeigt, welche Auswirkung durch Falschlufteinbrüche im Bereich der Aufheizphase zu erwarten ist. Angenommen wurde hierbei ein Druckgefälle im Ofen, mit einem maximalen Unterdruck an der Ofeneinfahrt, hervorgerufen durch den Abgasventilator. Somit ist der Falschlufteinbruch nicht homogen verteilt, sondern ist an der Ofeneinfahrt am größten und fällt dann in Richtung Brennzone ab. Am Beispiel des verallgemeinerten Ofens entspricht die Falschlufftmenge von 1 kg/s einem Anteil von ca. 20 % im Abgasstrom. Durch den Falschlufteinbruch wird das Temperaturprofil in der Aufheizzone deutlich gesenkt. Die maximale Brenntemperatur fällt ab. Die maximale Aufheizgeschwindigkeit steigt im Bereich des Quarzsprungs an.

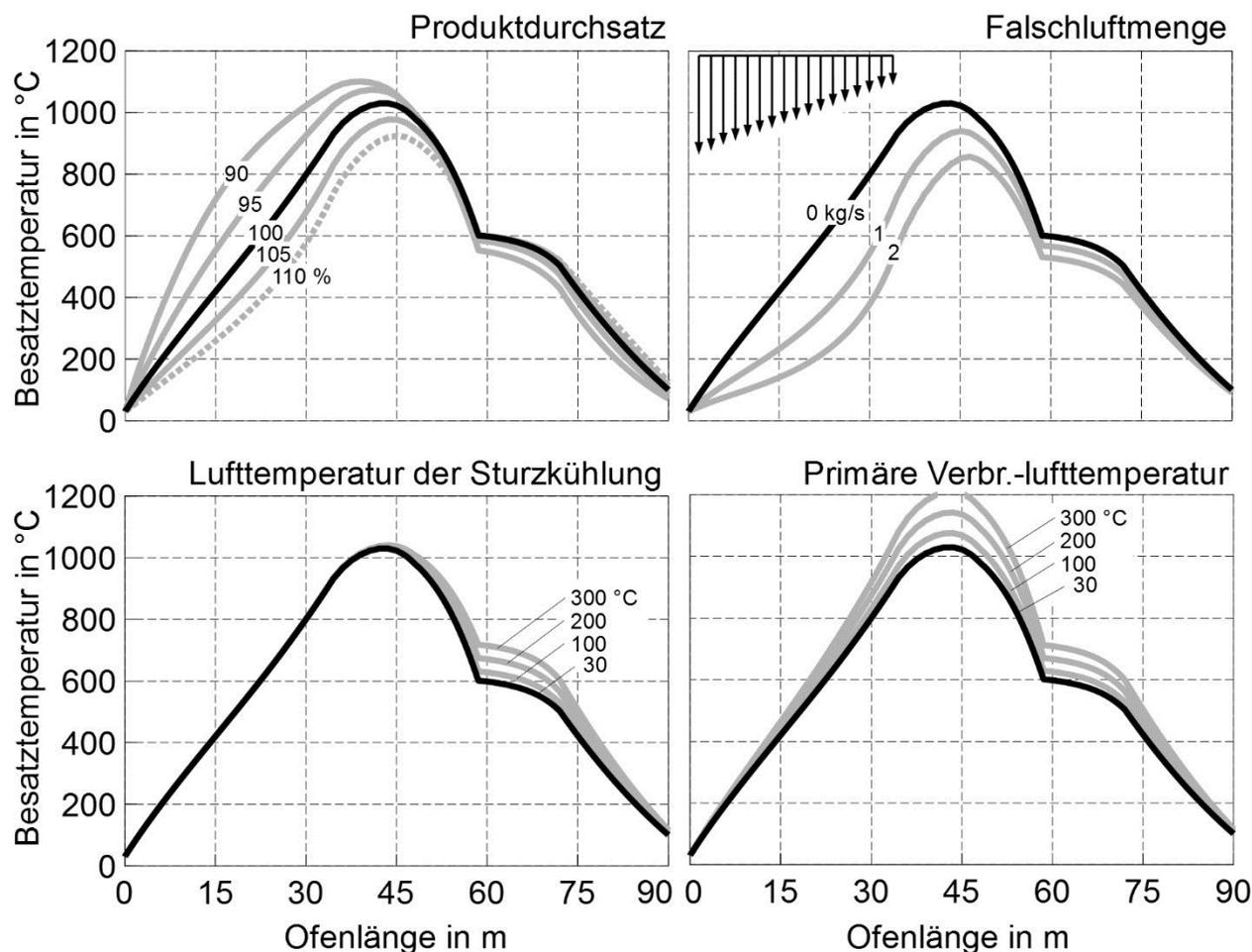


Abbildung 6-7: Einfluss des Produktdurchsatzes, von Falschlufft und der Vorwärmung zugeführter Gasmengen auf die Brennkurve

Darüber hinaus ist der Einfluss von zugeführten Luftmengen dargestellt, wenn diese vorgewärmt werden. Eine Vorwärmung der Sturzkühlung führt zu einer Anhebung des Temperaturniveaus im Bereich des Quarzsprungs während der Abkühlung. Die Brenntemperatur wird nicht signifikant beeinflusst. Demgegenüber steigt das Temperaturniveau im gesamten Ofen durch die Vorwärmung der primären Verbrennungsluft. Somit gleicht die Prozessantwort dem Fall aus Abbildung 6-5, wenn die Brennstoffmenge erhöht wird. Als Konsequenz wird die Reduzierung der Brennstoffmenge möglich, wenn die Verbrennungsluft vorgewärmt wird. Ebenfalls bleibt dadurch das Luft-

Ziegel-Verhältnis in der Aufheizzone und somit die Aufheizgeschwindigkeit unverändert.

In Abbildung 6-8 ist der Einfluss von Rohstoffreaktionen auf die Brennkurve gezeigt. Dabei wurde pauschal eine Reaktionsenthalpie von ± 200 kJ je kg Ziegel im Bereich der Aufheizphase zwischen der Ofenposition 15 und 18 m definiert. Ist die Reaktion exotherm, stellt dies eine zusätzliche Energiequelle für den Brennprozess dar. Das Temperaturniveau im der Vorwärmzone sowie die maximale Brenntemperatur wird angehoben. Ist die Reaktion hingegen endotherm, sinkt die Temperatur entsprechend. Dieser Temperaturabnahme muss dann mit zusätzlichen Brennern in diesem Bereich entgegengewirkt werden.

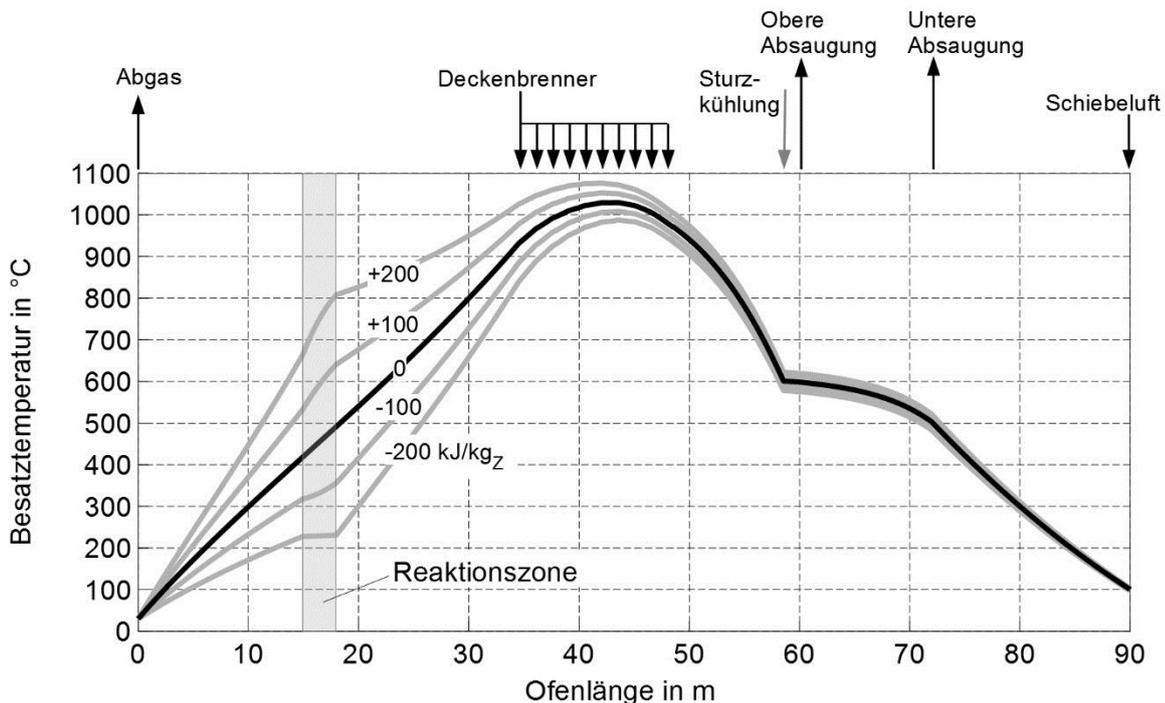


Abbildung 6-8: Einfluss von Rohstoffreaktionen auf die Brennkurve

6.3 Steuerungsmöglichkeiten der Brennkurve

Im vorhergehenden Abschnitt wurde der Einfluss von Einzelparametern untersucht. Durch die hohe Anzahl an Eingangsgrößen sind vielfältige Einstellungsvarianten am Ofen denkbar, so auch die Änderung von mehreren Eingangsgrößen gleichzeitig. Dies macht die gezielte Steuerung der Brennkurve in definierten Bereichen möglich. Im Folgenden sind Beispiele für die Änderung der Kühlluftmenge gezeigt. Dabei wird die Kühlluftmenge nur in bestimmten Ofenabschnitten variiert.

In Abbildung 6-9 ist dies an vier verschiedenen Beispielen gezeigt. Im ersten Beispiel ist die Menge an zugeführter Schiebeluft sowie die Menge an abgesaugter Kühlluft variiert, wobei die Gasmenge zwischen Ofeneinfahrt und unterer Kühlluftabsaugung konstant gehalten wurde. Wird z. B. die Schiebeluftmenge um 2 kg/s erhöht, muss

demnach die Gasmenge der unteren Kühlluftabsaugung ebenfalls um 2 kg/s angehoben werden. Das Temperaturniveau in der Endkühlzone sinkt aufgrund des höheren Wärmeentzugs. Die Ausfahrverluste sind reduziert. Die restliche Brennkurve im Ofen bleibt unberührt, dass so nicht vorherzusagen war. Die zusätzlich rekuperierte Wärme in der Endkühlzone wird vollständig über die untere Absaugung dem Prozess wieder entzogen. Somit bleibt die Energiebilanz bezogen auf die Aufheizphase unangetastet.

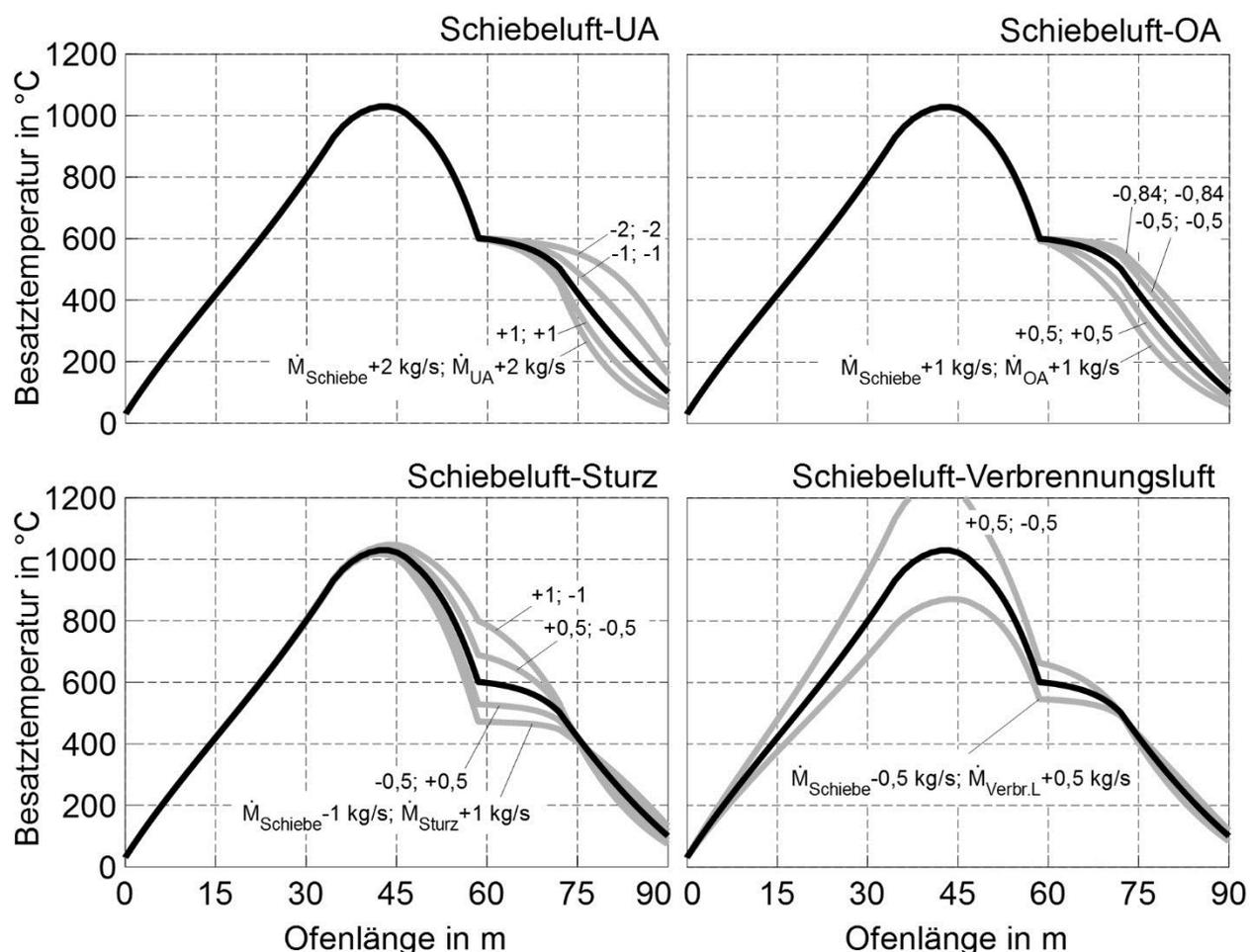


Abbildung 6-9: Einfluss der Kühlluftmenge unter Beibehaltung der Gasmenge während der Aufheizung

Im zweiten Beispiel wird die Kühlluftmenge zwischen der oberen Absaugung und der Ofenausfahrt variiert. Es ergibt sich ein ähnliches Bild wie zuvor. Aufgrund der geringen Menge an abgesaugter Kühlluft mit 0,84 kg/s ist der Variationsbereich beschränkt. Im dritten Beispiel wird hingegen die Kühlluftmenge zwischen der Sturzkühlung und der Schiebeluft verändert. Die Auswirkung auf die Endkühlzone ist gering. Jedoch kann dadurch gezielt Einfluss auf das Temperaturniveau im Bereich des Quarzsprungs genommen werden. Beispielsweise kann durch eine Reduzierung der Gasmenge im genannten Bereich das Temperaturniveau abgesenkt werden. Dies wäre eine sinnvolle Maßnahme, um die Kühlkurve des Referenzofens 2, wie in Abbildung A-3 gezeigt, anzupassen. Dazu wird die Menge an Schiebeluft reduziert sowie die Menge an Sturzkühlluft angehoben.

Im vierten Teilbild wird die Menge an Schiebeluft und Verbrennungsluft variiert. Hierdurch ist das Temperaturniveau der gesamten Brennkurve veränderbar mit Ausnahme der Endkühlzone.

Weitere Variationsbeispiele sind im Anhang A.4 hinterlegt. Unter anderem wird dort der Einfluss einer veränderten Kühlluftmenge im Bereich der Brenn-, Sturzkühl- und Beruhigungszone gezeigt, wobei die Gasmenge in der Aufheizphase stets konstant gehalten wird. Der Einfluss auf die Brennkurve ist ähnlich im Vergleich zu den zuvor gezeigten Beispielen.

In Tabelle 6-1 sind die Einflüsse der veränderten Parameterpaare auf die einzelnen Abschnitte der Brennkurve zusammengefasst.

Tabelle 6-1: Einfluss einer abschnittswisen Änderung der Kühlluftmenge auf die Brennkurve

Parameterpaar	Vorwärmung	Brennzone	Sturzkühlzone	Beruhigungszone	Endkühlung
Schiebeluft – UA	nein	nein	nein	gering	ja
Schiebeluft – OA	nein	nein	nein	ja	ja
Schiebeluft – Sturzkühlung	nein	gering	ja	ja	gering
Schiebeluft – Verbr.-luft	ja	ja	ja	ja	gering
UA – OA	nein	nein	nein	ja	gering
UA – Sturzkühlung	nein	gering	ja	ja	gering
UA – Verbrennungsluft	ja	ja	ja	ja	nein
OA – Sturzkühlung	nein	nein	gering	ja	gering
OA – Verbrennungsluft	ja	ja	ja	ja	gering
Sturzkühlung – Verbr.-luft	ja	ja	gering	ja	nein

7 Prozessoptimierung

7.1 Vorwort

7.1.1 Optimierungsziel

Ausgehend von der Marktsituation ist die Optimierung eines Industrieprozesses wirtschaftlich motiviert. Der Verkaufspreis wird aus Angebot und Nachfrage gebildet und liegt normalerweise oberhalb der Produktionskosten.

Das Brennen von Ziegeln im Tunnelofen ist ein Hochtemperaturprozess und entsprechend energieintensiv. Die Energiekosten bilden einen signifikanten Anteil an den Produktionskosten. Die Reduktion der eingesetzten Primärenergieträger führt somit zum einen zur Senkung der direkten Energiekosten und zum anderen zur Abnahme der brennstoffspezifischen Emissionen, wodurch die Kosten für CO₂-Zertifikate abnehmen. Es ist zu erwarten, dass die Abhängigkeit der Produktionskosten von der Energieeffizienz durch eine Verschärfung von politischen Vorgaben, durch z. B. eine zusätzliche Steuer auf CO₂-Emissionen, in Zukunft zunimmt. Neben der Senkung von Produktionskosten hat die Produktqualität einen entscheidenden Einfluss auf die Nachfrage am Markt. Ein Beispiel hierfür ist z. B. die Quervermischung im Ofen. Durch eine Verbesserung der Quervermischung im Ofen sinken die Temperaturunterschiede im Besatz, sodass zum einen die Durchlaufzeit im Ofen reduziert werden kann und zum anderen eine gleichmäßigere Produktqualität erreicht wird. Zur Untersuchung der Temperaturverteilung im Besatz ist das entwickelte eindimensionale Modell nicht geeignet. Wichtige Qualitätskriterien, die sich jedoch an der axialen Brennkurve ablesen lassen, sind die max. Brenntemperatur sowie die Abkühlgeschwindigkeit im Temperaturbereich des Quarzsprungs. Für die nachfolgenden Varianten zur Prozessoptimierung hinsichtlich Energieeffizienz liegt das Augenmerk besonders auf diesen beiden Kriterien, die Aussagen über die zu erwartende Produktqualität zulassen. Dabei soll durch eine Erhöhung der Energieeffizienz die Produktqualität nicht nachteilig beeinflusst werden.

7.1.2 Optimierung im Verbund

Die thermische Entkopplung von Brenn- und Trocknungsprozess wurde bereits mit der Verwendung des historischen Ringofens praktiziert. Dieser wurde durch den Tunnelofen ersetzt, der Vorteile bezüglich Produktdurchsatz, Produktqualität und Automatisierungsgrad aufweist. Durch die Erhöhung der Kühlgeschwindigkeit in der Schnell- und Endkühlzone standen nun große Mengen an Warmluft zur Verfügung, die zur Trocknung eingesetzt wurden.

Die aufgewärmte Kühlluft wird über die untere und obere Kühlluftabsaugung aus dem Ofen geführt und dem Trockner zugeführt. Dieser Enthalpiestrom wird als „Verbundwärme“ bezeichnet. Im Trockner wird diese Energie zur Verdampfung des Anmachwassers benötigt. Bezogen auf den trockenen Ziegel liegt der Anteil des Anmachwassers bei ca. 18 %_{Ma} für Dachziegel und bei bis zu 35 %_{Ma} für Ziegel mit hohem Poro-

sierungsanteil. In [6] ist als Arbeitswert 25 %_{Ma} angegeben. Bei einer Verdampfungsenthalpie von 2500 kJ je kg Wasser entspricht dies einem theoretischen Energiebedarf von 675 kJ je kg trockenen Ziegel. Der tatsächliche Energiebedarf liegt jedoch bei ca. 1000 kJ/kg und somit fast 50 % höher [6]. Die Differenz wird durch Wärmeverluste am Trockner hervorgerufen.

Bei der Erwärmung von einem kg trockenen Ziegel mit einer mittleren spezifischen Wärmekapazität von rund 1000 J/(kgK) von Umgebungstemperatur bis auf eine Brenntemperatur von ca. 1000 °C wird Wärme von 1000 kJ/kg_z eingespeichert. Diese eingespeicherte Wärme, die in der Kühlzone rekuperiert wird, und die Energie, die zur Trocknung benötigt wird, liegen somit in der gleichen Größenordnung. Der Energiebedarf des Trockners kann somit vollständig aus der Abwärme der Kühlzone des Ofens gedeckt werden, sofern Ofen und Trockner synchron arbeiten. In der industriellen Praxis laufen Ofen und Trockner jedoch asynchron, d. h. energetisch nicht zeitgleich, wodurch Zusatzenergie zur Trocknung benötigt wird. Ein Grund für die Asynchronität ist z. B. die Beschickung des Trockners in nur zwei Schichten an den Werktagen, wobei der Brennprozess kontinuierlich läuft. Rund die Hälfte der zur Verfügung stehenden Verbundwärme kann somit nicht genutzt werden.

Die Reduzierung der energetischen Abhängigkeit zwischen Ofen und Trockner ergibt somit zwei wesentliche Vorteile. Erstens verringert sich die absolute Menge an ungenutzter Abwärme aus der Kühlzone. Zweitens kann der Betrieb des entkoppelten Trockners genauer auf die optimalen Trocknungsbedingungen eingestellt werden, der sich energieeffizienter gestaltet bei der Verwendung einer möglichst hohen Zulufttemperatur. Diese hohen Temperaturen werden über den Verbund nicht erreicht. Eine Anhebung der Temperatur von den üblichen 200 °C auf 400 °C senkt den Energiebedarf des Trockners um 25 % [79]. Unter Einbeziehung der Freilufttrocknung ist die Reduzierung des Primärenergiebedarfs unterhalb der Verdampfungsenthalpie möglich.

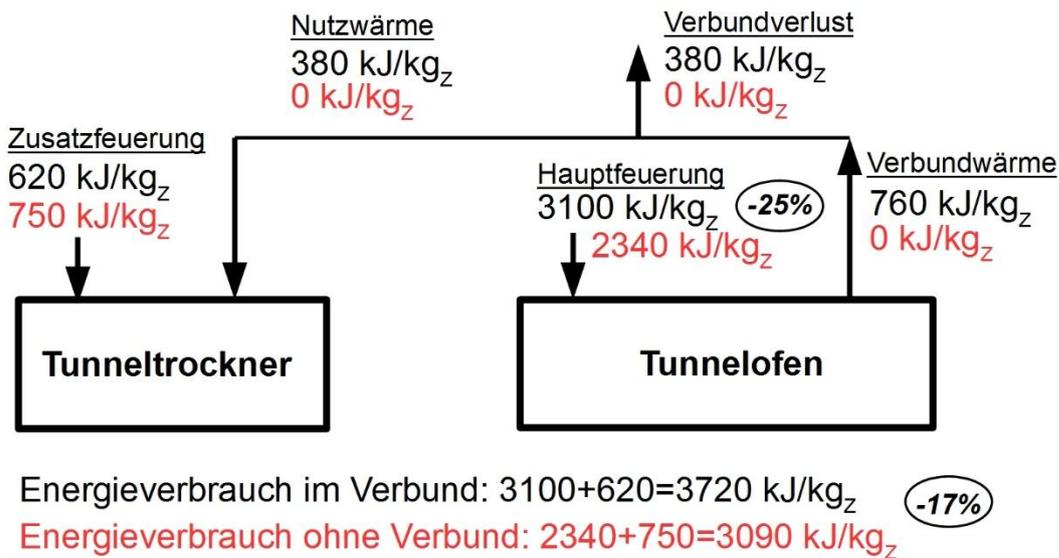


Abbildung 7-1: Gesamtenergieverbrauch von Ofen und Trockner im Energieverbund und bei der Entkopplung am Beispiel des Referenzprozesses aus Kapitel 5

Die energetische Wirkung der Entkopplung ist am Beispiel des Referenzofens aus Kapitel 5 in Abbildung 7-1 exemplarisch gezeigt. Im Verbund liegt der Energieverbrauch durch die energetisch ungünstigen Bedingungen bei etwa 1000 kJ/kgz, die zum einen aus dem Verbund, zum anderen durch Zusatzfeuerung eingebracht werden. Die Hälfte der Verbundwärme bleibt durch den Asynchronbetrieb ungenutzt. Durch die Entkopplung des Verbunds wird keine erwärmte Kühlluft aus der Kühlzone abgeführt. Die rekuperierte Wärme aus der Kühlzone wird ofenintern vollständig verwendet. Der Energiebedarf des Brennprozess sinkt entsprechend, was in diesem Beispiel 25 % sind. Der Trockner wird nun energetisch optimiert betrieben, sodass der Energiebedarf von 1000 auf 750 kJ/kgz sinkt. Der Gesamtenergiebedarf sinkt von 3720 kJ/kgz im Verbund auf 3090 kJ/kgz bei vollständiger Entkopplung und der ofeninternen Nutzung der rekuperierten Wärme. Dies entspricht einer Reduzierung des Energieverbrauchs von effektiven 17 %.

Es wird explizit darauf hingewiesen, dass dieses Beispiel den allgemeinen Zusammenhang des energetischen Verbundes verdeutlichen soll. Die zeitliche und energetische Verschaltung des Verbundes von Trockner und Ofen schwankt innerhalb einer Produktionslinie und variiert zwischen verschiedenen Produktionsanlagen. Zur Vergleichbarkeit der folgenden Optimierungsvarianten wird der Ofenprozess entkoppelt vom Trockner bewertet. Dabei ist zu beachten, dass der Energiebedarf des Trockners indirekt beeinflusst wird, wie oben beschrieben. Die Reduzierung des Gesamtenergieverbrauchs wird somit prozentual geringer ausfallen, als die Einsparung am Ofen suggeriert. Der zuvor verwendete verallgemeinerte Tunnelofenprozess dient dazu wieder als Ausgangspunkt.

7.2 Interne Kühlluftnutzung

Die Vorwärmung der Verbrennungsluft senkt den Brennstoffbedarf im Ofen [22, 80]. Dazu steht direkt am Ofen aufgewärmte Kühlluft zur Verfügung. Zum einen kann Warmluft aus der unteren Absaugung und zum anderen aus der oberen Absaugung entnommen werden.

In Abbildung 7-2 ist der Ofenprozess für den Fall gezeigt, dass die primäre Verbrennungsluft vollständig aus der unteren Kühlluftabsaugung entnommen wird. Die Verbrennungslufttemperatur wird somit von 30 °C auf 404 °C angehoben. Die Brennstoffeinsparung liegt bei 27 %. Dies entspricht einer Brennerleistung von 0,71 MW. Anhand der gezeigten axialen Temperaturprofile wird deutlich, dass die Brennkurve ohne Abweichung reproduzierbar ist. Der Energieeintrag durch den Brennstoff wird durch die nun vorgewärmte Verbrennungsluft äquivalent ersetzt. Weitere Einstellungen am Ofen sind nicht notwendig.

Im Vergleich dazu ist in Abbildung 7-3 eine weitere Prozessvariante für den Fall gezeigt, dass die Verbrennungsluft aus der oberen Absaugung entnommen wird. Da an dieser Stelle nicht genügend Kühlluft abgesaugt wird, wird der restliche Teil aus der unteren Absaugung hinzugemischt.

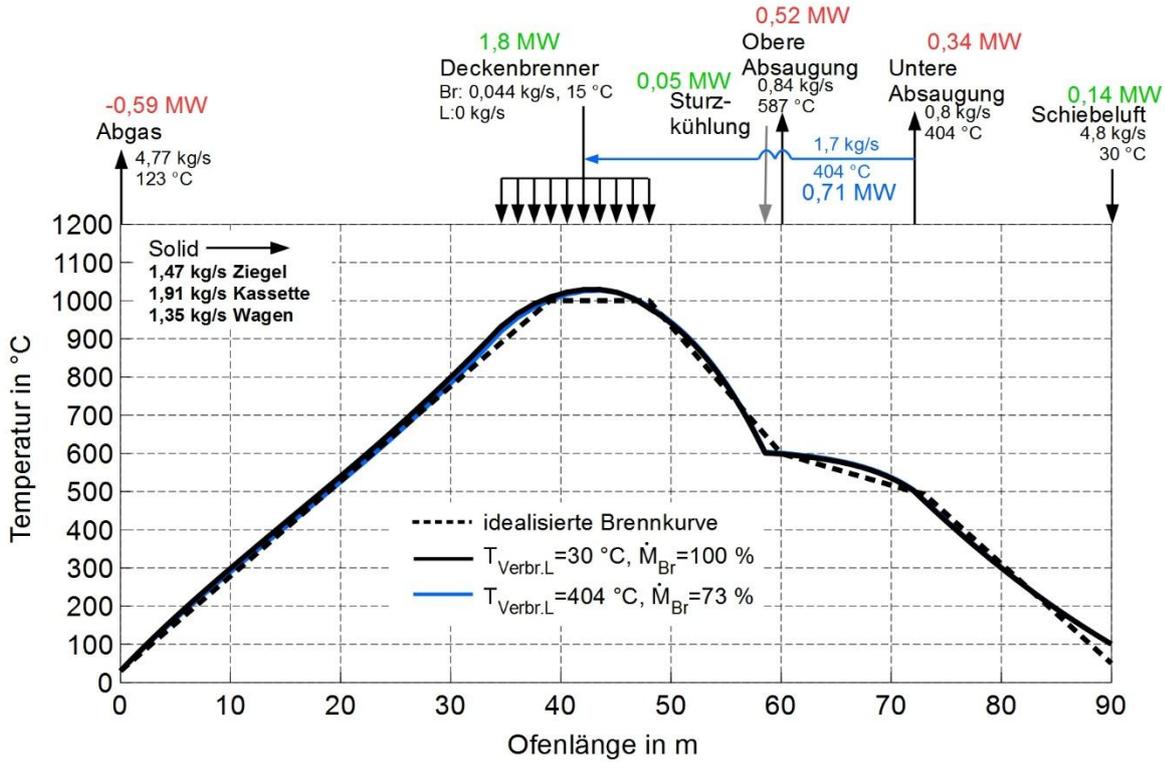


Abbildung 7-2: Brennstoffeinsparung durch die Nutzung der Kühlluft aus der unteren Absaugung als Verbrennungsluft

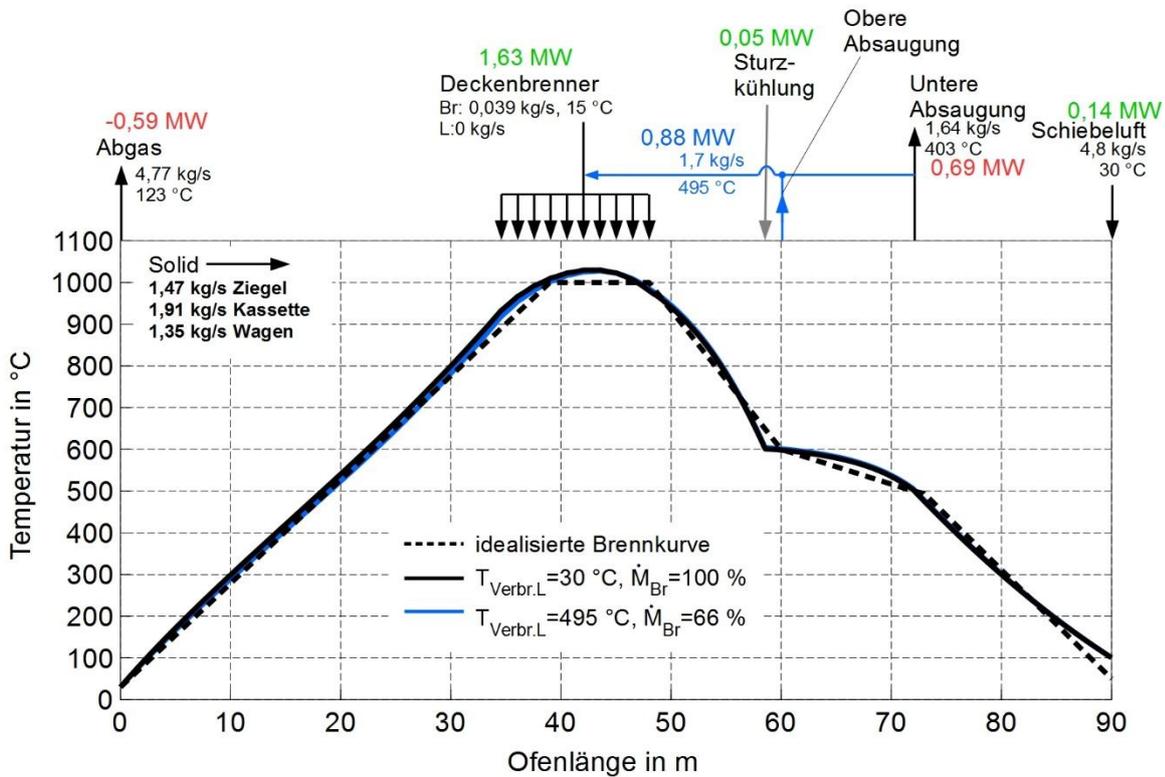


Abbildung 7-3: Brennstoffeinsparung durch die Nutzung der Kühlluft aus der unteren und oberen Absaugung als Verbrennungsluft

Die Mischtemperatur der beiden Teilströme mit etwa gleichem Mengenverhältnis ist 495 °C , was zu einer Brennstoffeinsparung von 34% führt. Die entspricht wiederum einer Brennerleistung von $0,88\text{ MW}$. Die Abhängigkeit von Brennstoffbedarf und Verbrennungslufttemperatur ist in Abbildung 7-4 gezeigt. Der Brennstoffbedarf ist dabei auf den Zustand bezogen, wenn die Verbrennungslufttemperatur gleich der Umgebungstemperatur ist.

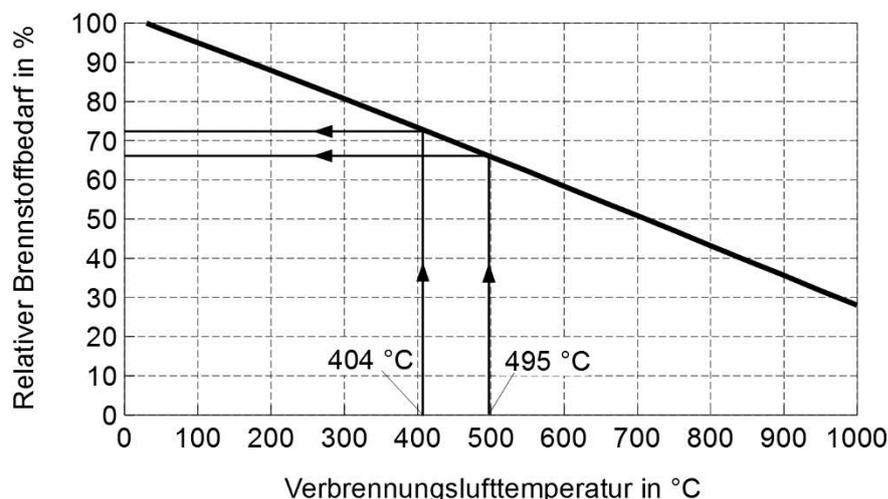


Abbildung 7-4: Brennstoffbedarf in Abhängigkeit der Verbrennungslufttemperatur

7.3 Veränderung der Besatzgeometrie

Die Besatzanordnung ist auf den Ofenprozess sowie auf die Tunnelgeometrie abgestimmt. Beispielsweise ist der axiale Abstand zwischen den Besatzreihen auf die Position der Decken- und Seitenbrenner abgestimmt, sofern der Ofen nicht durch Unterflurfeuerung beheizt wird. Dieser Spalt wird als Brenngasse bezeichnet. Die Höhe des Besatzes ist durch die Brennkanalhöhe beschränkt, wie auch die Besatzbreite durch die Ofenbreite vorgegeben ist. Im Dachziegelbesatz ist somit vordergründig die Spaltweite zwischen den Besatzschichten s_k veränderbar. Da der Abstand durch die Kassetten vorgegeben ist, setzt diese Variante eine Anpassung aller Kassetten im Ofen voraus. Hieraus wird bereits ersichtlich, dass der Aufwand für eine Umrüstung bedeutend ist. Auch wird die Formgestaltung der Ziegel eingeschränkt, wenn die Spaltweite sehr gering ausfällt.

Dennoch wird der Einfluss der Spaltweite im Besatzpaket auf den Brennprozess im Folgenden diskutiert, um das Einsparpotential einschätzen zu können.

Unter der Annahme eines gleichbleibenden Produktdurchsatzes des Ofens ist in Abbildung 7-5 die Brennkurve für verschiedene Spaltweiten zwischen 45 mm und 105 mm gezeigt. Zur Ausnutzung der gesamten Ofenhöhe ändert sich entsprechend die Anzahl der Besatzschichten n_s . Bei einem unveränderten Durchsatz muss sich somit die Besatzgeschwindigkeit im Brennkanal ändern. Wird die Spaltweite reduziert, steigt die Anzahl der Besatzschichten und die Reisegeschwindigkeit sinkt. Die Erhöhung der

Spaltweite führt zu einer Anhebung der maximalen Brenntemperatur sowie zu einer Zunahme der Abkühlgeschwindigkeit im Bereich der Beruhigungszone. Die Konsequenz daraus ist eine Anhebung der Brennstoffzufuhr, um das ursprüngliche Temperaturniveau zu erreichen. Im Gegensatz dazu kann Brennstoff eingespart werden, wenn die Spaltweite sinkt.

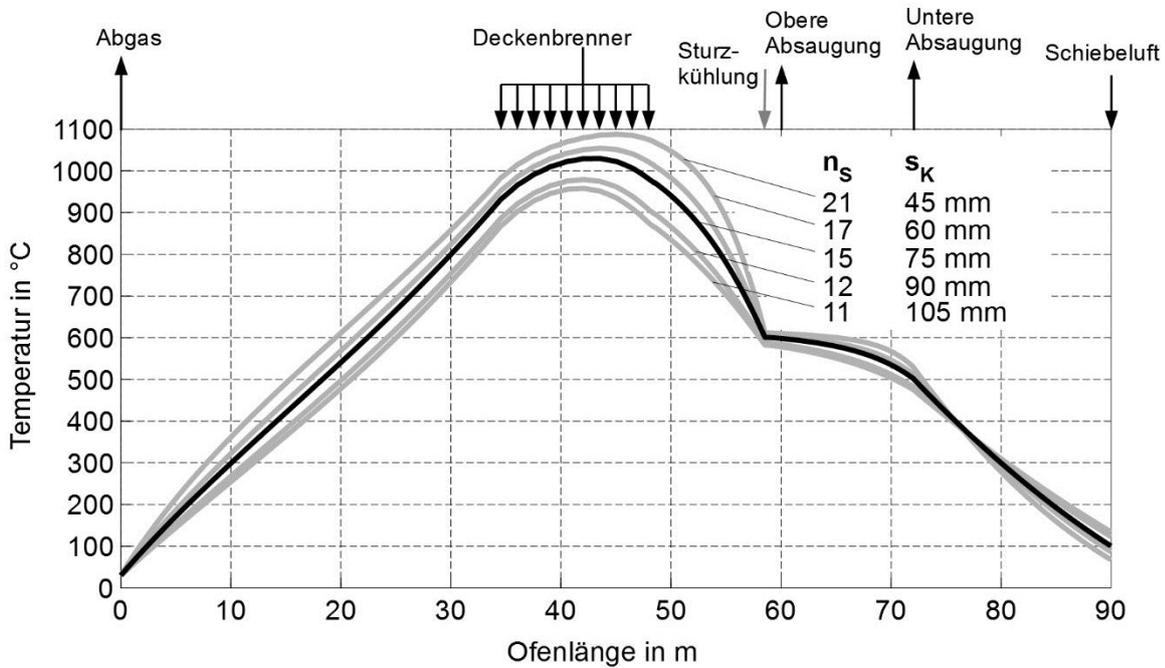


Abbildung 7-5: Einfluss der Besatzdichte auf die Brennkurve bei konstantem Durchsatz

Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 7-6 gezeigt. 15 Besatzschichten bilden dabei den Referenzzustand. Mit Zunahme der Besatzschichten sinkt die Spaltweite im Besatz. Die Schichtdicke des strahlungsaktiven Gases sinkt, wodurch die Gasstrahlung abnimmt. Hingegen steigt der konvektive Wärmeübergang, was prinzipiell bereits in Abbildung 4-13 gezeigt wurde.

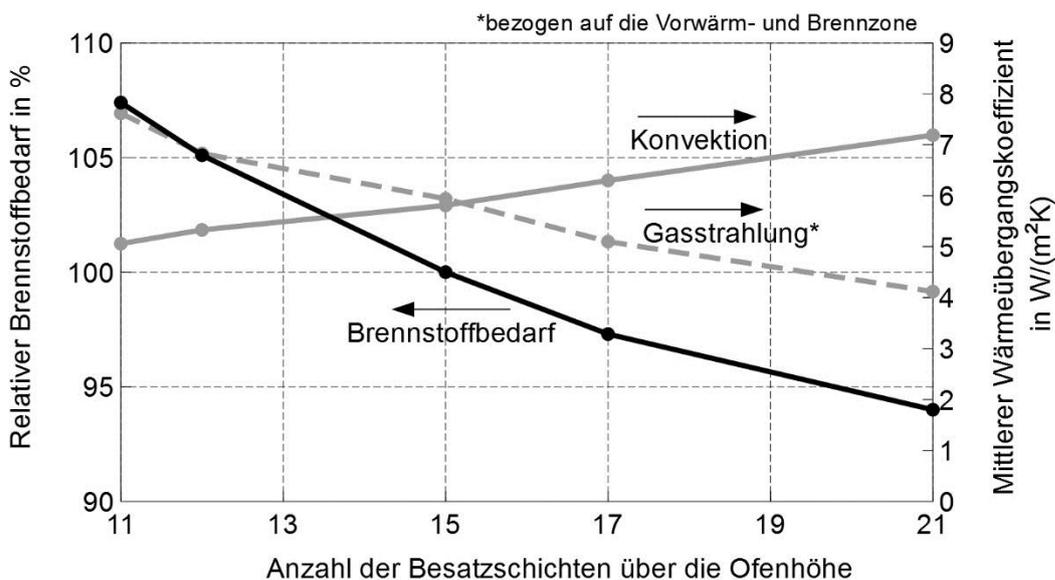


Abbildung 7-6: Einfluss der Besatzdichte auf die Brennkurve bei konstantem Durchsatz

Da Gasstrahlung nur in der Vorwärm- und Brennzone auftritt, dominiert die Konvektion den Wärmeübergang. Der Brennstoffbedarf sinkt um ca. 6 % bei 21 Besatzschichten und einer Spaltweite von 45 mm. Aus diesem Ergebnis wird geschlussfolgert, dass der Aufwand zur Anpassung der Kassetengeometrie deutlich höher ist als die zu erwartende Brennstoffeinsparung.

Es ist zu erwarten, dass das gezeigte Einsparpotential für Produktgruppen höher ausfällt, die keine Hilfsmittel verwenden, die die Anordnung des Besatzes vorgeben. Dies trifft z. B. auf einen Besatz aus Klinker zu. Der Besatz kann kompakt sowie locker gesetzt werden, wodurch sich die Wärmeübergangsbedingungen deutlich ändern. Dieser Zusammenhang wird z. B. in [70] diskutiert.

7.4 Massereduzierung von Brennhilfsmitteln

Das Gewichtsverhältnis von Dachziegel und Kasette ist in etwa gleich. Durch die Reduzierung des Kassetengewichts durch z. B. keramische Faserwerkstoffe, ist eine Abnahme der Gasmengen im Ofen zu erwarten, wodurch die Ofenverluste deutlich abnehmen.

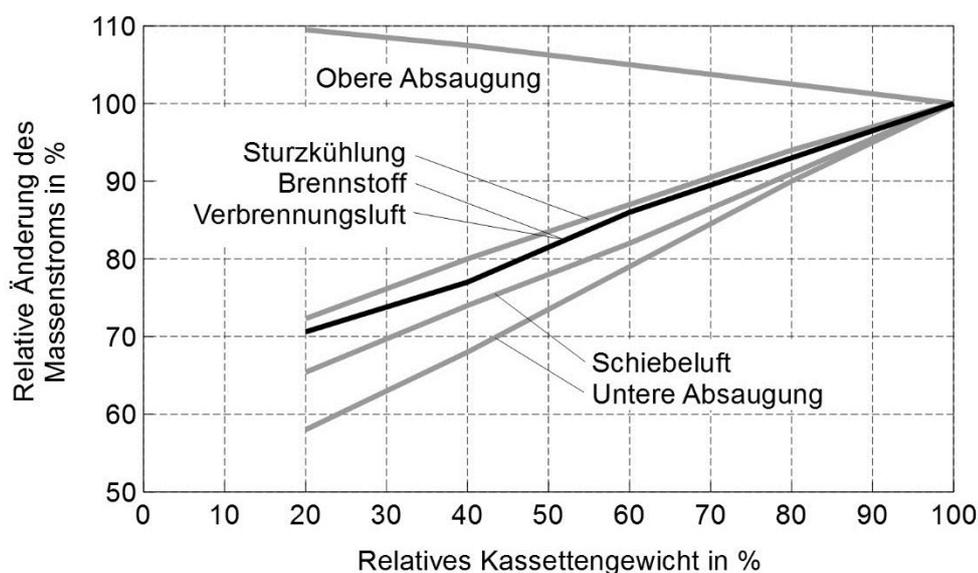


Abbildung 7-7: Einfluss des Kassetengewichts auf den Brennstoffbedarf unter näherungsweise Beibehaltung der Brennkurve und Anpassung der Luftmenge bezogen auf den Ausgangsprozess (vgl. Abbildung 6-2)

In Abbildung 7-7 ist die Änderung der zugeführten- und abgeführten Gasmengen in Abhängigkeit vom Kassetengewicht gezeigt. Dabei wurde das Kassetengewicht im Bereich von 20 bis 100 % variiert. Bis auf die obere Absaugung, die nur leicht ansteigt, müssen die Mengen an Schiebeluft, der Sturzkühlung, der Verbrennungsluft und des Brennstoffs reduziert werden, um die Brennkurve an den Referenzfall anzugleichen. Die Abweichung der max. Brenntemperatur wurde dabei auf 1 % begrenzt, was bei etwa 1000 °C einer Abweichung von 10 K entspricht. Durch die Verringerung der Kühlluftmenge muss zusätzlich noch die untere Absaugung zurückgenommen werden. Bei

einer Reduzierung des Kassettengewichts um 80 %, was einer Reduzierung der Gesamtmasse des Besatzes inklusive Ofenwagen von fast 35 % entspricht, sinkt der Energiebedarf um nahezu 30 %. Die angepassten axialen Temperaturprofile bei Variation des Kassettengewichts sind zusammenfassend in Abbildung 7-8 gezeigt. Abweichungen im Vergleich zum Referenzfall begrenzen sich auf die Aufheizphase sowie auf die Sturzkühlung. Der Einfluss auf die Produktqualität wird als gering eingeschätzt. Die Abkühlgeschwindigkeit im Bereich des Quarzsprunges weicht um max. 19 % vom Referenzfall bei 100 % Kassettengewicht ab.

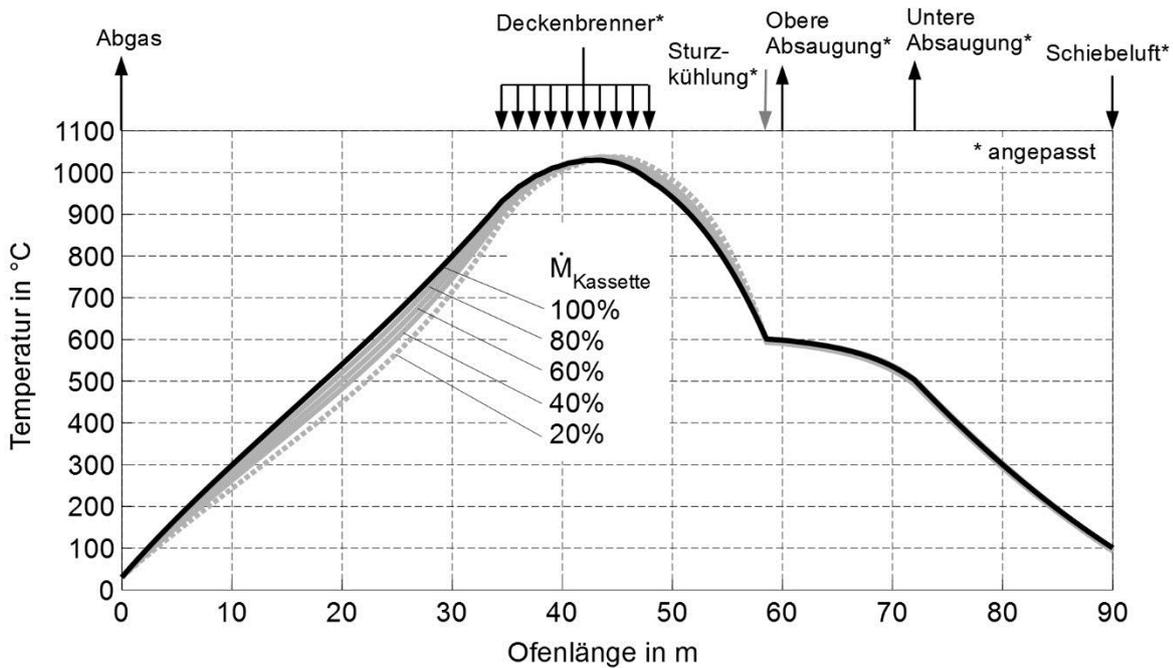


Abbildung 7-8: Einfluss des Kassettengewichts auf die Brennkurve unter Anpassung der Brennstoff- und Luftmenge (vgl. Abbildung 7-7)

Dabei ist zu beachten, dass die Einstellungsvarianten am Ofen vielfältig sind. Es handelt sich um ein unbestimmtes System mit unendlichen vielen Lösungen, sofern das Optimierungsergebnis nur an einem Punkt, in diesem Fall die maximale Brenntemperatur, ausgerichtet wird. Somit sind weitere Einstellungsvarianten möglich.

Neben dem Kassettengewicht ist die Reduzierung des Ofenwagengewichts denkbar. Wie bereits in der Modellbeschreibung erläutert wurde, ist der thermisch aktive Teil des Ofenwagens an dieser Stelle nicht als eigenständiger Solidstrom beschrieben, sondern der Besatzmasse hinzuaddiert. Der Einfluss der Wagenmasse auf den Brennprozess ist somit analog des Kassettengewichts.

7.5 Anpassung der Verbrennungsluftmenge

In Abbildung 6-5 wurde bereits gezeigt, dass die Reduzierung der Verbrennungsluftmenge zu einer Erhöhung der Brenntemperatur führt und somit Brennstoff eingespart werden kann. Jedoch sinkt gleichzeitig das Temperaturniveau in der Aufheizphase,

was auf ein verändertes Kapazitätsstromverhältnis hindeutet. Durch die Zurücknahme der Verbrennungsluftmenge sinkt der Kapazitätsstrom seitens des Ofengases. Damit das Kapazitätsstromverhältnis unverändert bleibt, muss mit einer Reduzierung der Kühlzonenabsaugung, also der unteren und oberen Absaugung reagiert werden.

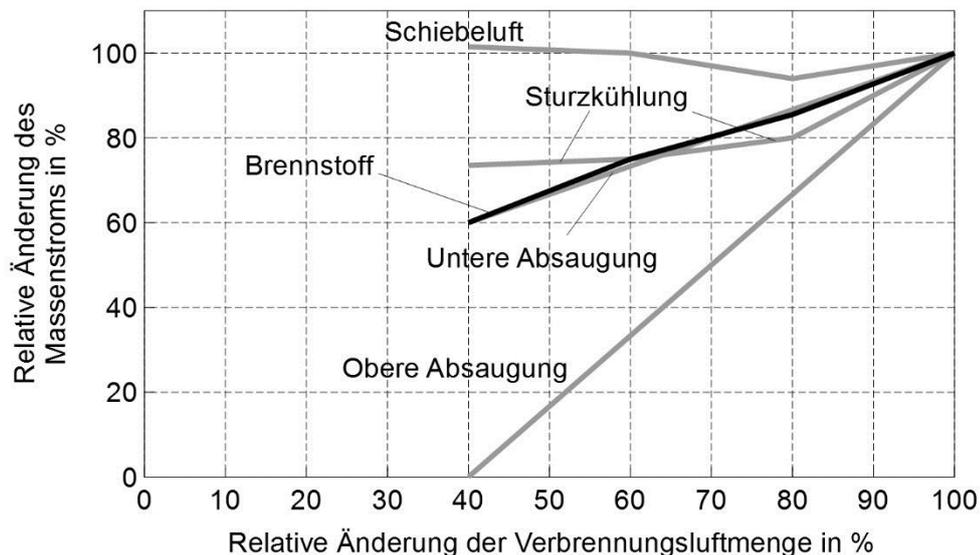


Abbildung 7-9: Einfluss der Verbrennungsluftmenge auf den Brennstoffbedarf unter näherungsweise Beibehaltung der Brennkurve und Anpassung der Kühlluftmenge bezogen auf den Ausgangsprozess

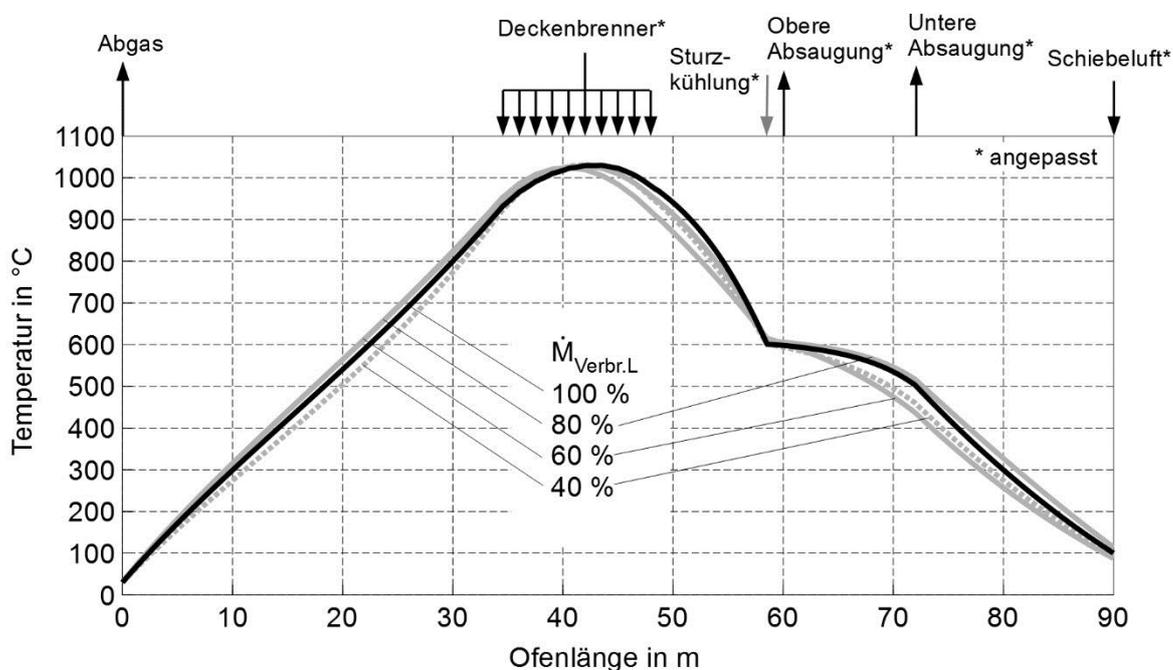


Abbildung 7-10: Einfluss der Verbrennungsluftmenge auf die Brennkurve unter Anpassung der Brennstoff- und Kühlluftmenge

Die entsprechenden Einstellungen sind in Abbildung 7-9 zusammengefasst. Es kann Brennstoff eingespart werden, wenn die Verbrennungsluft um 60 % reduziert wird, was gleichzeitig auch einen Grenzfall darstellt. Über die obere Absaugung wird kein Gas mehr entnommen. Eine weitere Reduzierung der Verbrennungsluftmenge ist an dieser Stelle nicht möglich bzw. nur unter einer deutlichen Änderung der Brennkurve.

Allgemein ist es schwierig bei Veränderung der Verbrennungsluftmenge die ursprüngliche Brennkurve einzustellen, was in Abbildung 7-10 deutlich wird. Die maximale Brenntemperatur weicht nur um bis zu 1 % ab. Die Abkühlgeschwindigkeit ist jedoch um bis zu 66 % höher als im Ausgangsprozess. Auch stellen die gezeigten Verläufe nur eine Optimierungsvariante dar. Die Luftmenge im Ofen kann vielfältig eingestellt werden. Dies ist daran erkennbar, dass die Kurvenschar nicht geordnet ist. Die Einstellung der Brennkurve bei veränderter Verbrennungsluftmenge zeigt keinen eindeutigen Trend. Beispielhaft ist die Abkühlgeschwindigkeit höher im Fall einer Verringerung der Verbrennungsluftmenge um 60 % im Vergleich zu dem Fall einer Reduzierung um 40 %.

7.6 Entkopplung von Ofen und Trockner

7.6.1 Verzicht auf Kühlzonenabsaugung

Eingangs wurde bereits erwähnt, dass die energetische Optimierung von Ofen und Trockner eine Entkopplung der beiden Prozesse erfordert. Daraus folgt die Situation, dass aus dem Ofenprozess keine erwärmte Kühltluft entnommen wird. Auf die Kühlzonenabsaugung wird damit verzichtet.

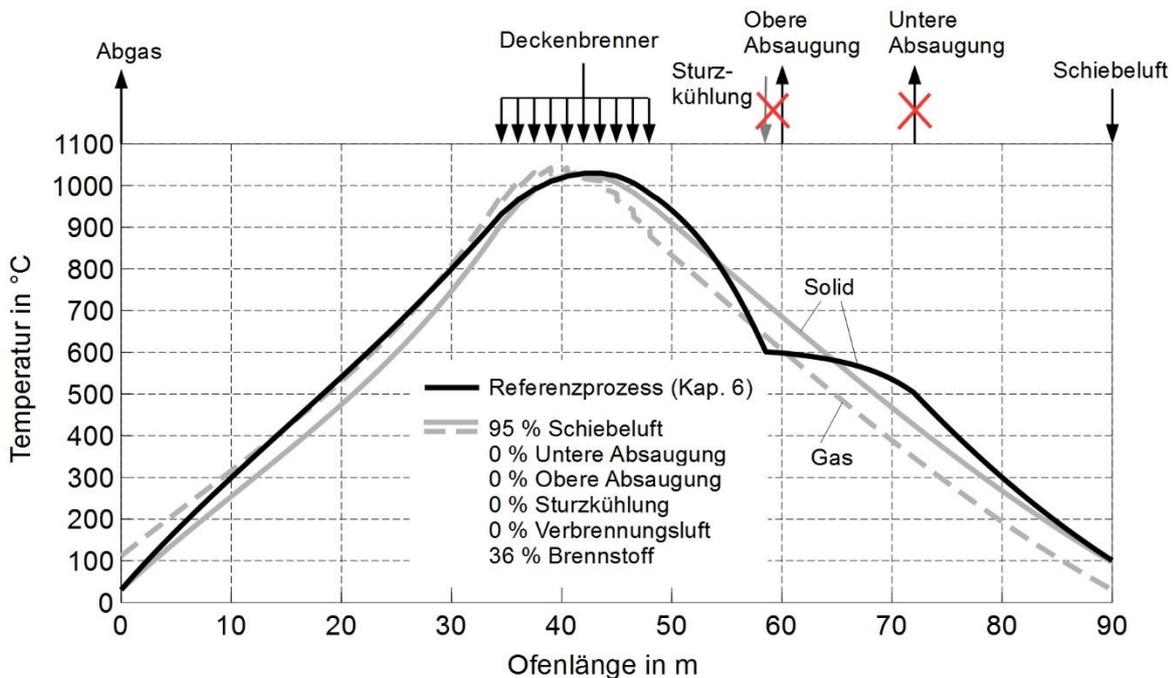


Abbildung 7-11: Brennkurve unter Verzicht der Kühlzonenabsaugung

Die resultierenden Temperaturprofile sind in Abbildung 7-11 gezeigt. Durch die fehlende Kühlluftabsaugung steigt die Gasmenge im Ofen. Um das Kapazitätsstromverhältnis während der Aufheiz- und Kühlphase bei annähernd eins zu halten, ist neben der Reduzierung der Schiebeluft eine drastische Verringerung der Verbrennungsluftzufuhr nötig. An dieser Stelle wird darauf vollständig verzichtet. Es wird vorausgesetzt, dass die Brenner als Reingasbrenner arbeiten. Aktuell untersucht wird diesbezüglich ein Brennersystem für den Einsatz in Ziegelwerken von der Forschungsvereinigung der Keramikanlagenbauer [81]. Des Weiteren wird die Kühlluft durch den gesamten Ofen geführt und wirkt als stark vorgewärmte Verbrennungsluft. Diese beiden Maßnahmen, die bereits in den Abschnitten 7.2 und 7.5 separat betrachtet wurden, führen zu einer kombinierten Brennstoffeinsparung von hier 64 % gegenüber dem Vergleichsprozess. Der spezifische Energieverbrauch liegt bei 620 kJ/kgz. Das Temperaturprofil zeigt eine gleichmäßige Aufheizung sowie gleichmäßige Abkühlung des Besatzes und ist vergleichbar mit typischen Brennkurven in Ringöfen, Schachtofen (VSBK) und im Gegenlaufofen [14]. Der Energiebedarf des Gegenlaufofens mit 500 kJ/kg liegt in der gleichen Größenordnung. Die charakteristische Reduzierung der Abkühlgeschwindigkeit im Bereich des Quarsprunges ist mit diesen Prozessen nicht einstellbar.

Das Kapazitätsstromverhältnis über die Länge des Tunnelofens ist in Abbildung 7-12 gezeigt. Wie bereits die linearen Temperaturprofile in der Aufheiz- und Abkühlphase darauf hindeuten, ist das Kapazitätsstromverhältnis ungefähr 1 und nahezu konstant. Die Massenströme von Solid und Gas ändern sich nicht wesentlich. Die Zufuhr von Brennstoff hat keinen sichtbaren Einfluss auf den Kapazitätsstrom. Die leichte Beugung des Profils ist auf die Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazitäten zurückzuführen.

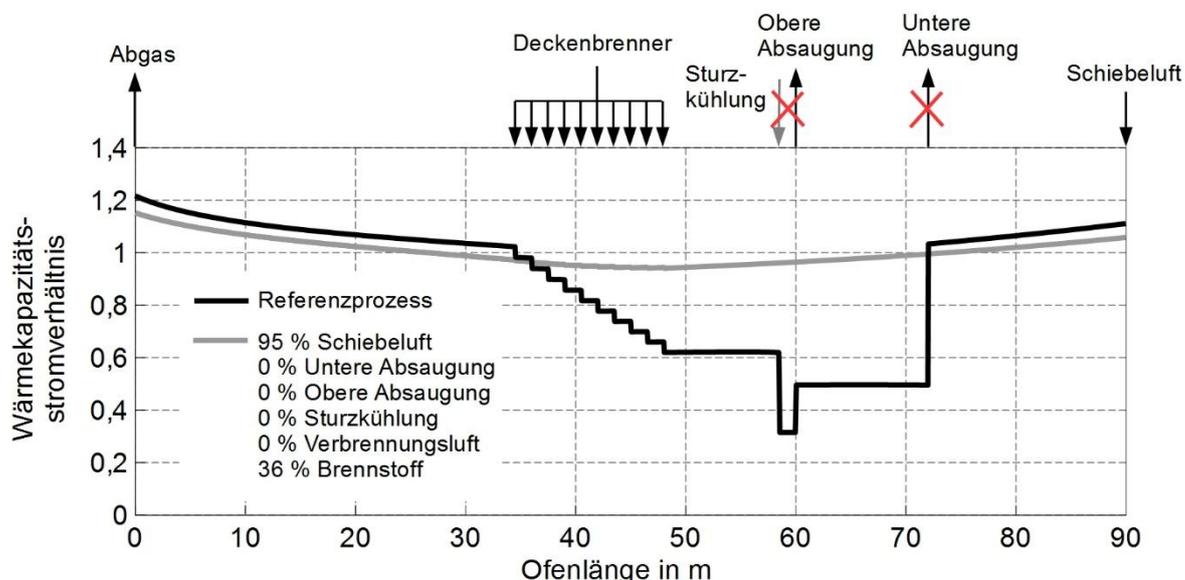


Abbildung 7-12: Axiales Profil des Wärmekapazitätsstromverhältnisses unter Verzicht der Kühlzonenabsaugung

Die Luftzahl im Ofen liegt bei 16,4. Die Reduzierung des Brennstoffbedarfs bei gleichzeitiger Beibehaltung der Luftmenge im Ofen, die für ein Kapazitätsstromverhältnis von

eins erforderlich ist, steigt die Luftzahl auf zunächst untypisch hohe Werte. Im Extremfall ohne Wärmeverluste geht der Brennstoffbedarf gegen null, wohingegen stets Luft als Wärmeträgermedium im Ofen benötigt wird. Entsprechend strebt die Luftzahl gegen unendlich.

Im Folgenden werden Lösungsstrategien vorgestellt, wie die Abkühlgeschwindigkeit im Temperaturbereich des Quarzsprunges dennoch reduziert werden kann, ohne erwärmte Kühlluft aus dem Brennprozess abziehen zu müssen.

7.6.2 Einsatz von Umwälzern

Das Ziel ist die Ausbildung einer Beruhigungszone während der Abkühlung des Besatzes, um den Temperaturbereich des Quarzsprunges mit einer verringerten Abkühlgeschwindigkeit zu durchfahren. Ein Lösungskonzept besteht darin, die Abkühlgeschwindigkeit in der Sturz- und Endkühlzone anzuheben. Dafür werden Umwälzeinrichtungen eingesetzt, die die Strömungsgeschwindigkeit und damit den konvektiven Wärmeübergang erhöhen. Die Umwälzsysteme, die bisher in der grobkeramischen Industrie eingesetzt werden, sind dafür ungeeignet. Diese Systeme saugen Ofengas aus dem Brennkanal ab und drücken Sie an anderer Stelle wieder zurück. Die benötigten Volumenströme für eine effektive Umwälzung sind mit dieser Technik nicht realisierbar. Geringe Strömungsquerschnitte führen zu hohen Druckverlusten, wodurch die Umwälzmenge limitiert ist.

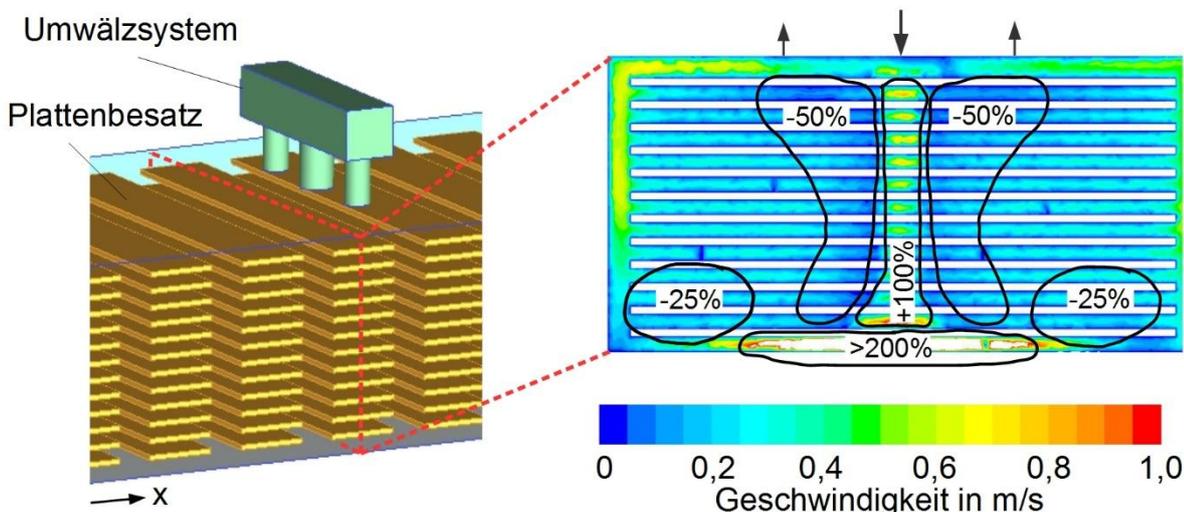


Abbildung 7-13: Änderung der Strömungsgeschwindigkeit im Besatz aufgrund von Umwälzung, links: Plattenbesatz und Umwälzsystem, rechts: Geschwindigkeitsprofil der Gasströmung im Besatzpaket bei einer Umwälzrate von 34 %

Diese Ergebnisse resultieren aus Strömungssimulationen, die den Einfluss von marktüblichen Umwälzsystemen auf den Gasstrom in einem Dachziegelbesatz untersuchen. Der Dachziegelbesatz wurde dabei, wie zuvor bereits beschrieben, durch ein System aus Platten geometrisch vereinfacht. Das Umwälzsystem ist über einer Brenngasse

angeordnet, wobei mittig eingeblasen und an zwei Stellen abgesaugt wird. In Abbildung 7-13 ist dazu das berechnete Geschwindigkeitsprofil im Besatzpaket direkt neben der Brenngasse unterhalb den Umwärlern gezeigt. In diesem Beispiel entspricht die umgewälzte Gasmenge 34 % der axialen Hauptströmung. Die Austrittsgeschwindigkeit des Umwälzkreises erreicht aufgrund der geringeren Querschnittsfläche im Vergleich zum Brennkanal ein Vielfaches gegenüber der Hauptströmung. Unterhalb der Einblasöffnung sowie auf dem Ofenwagenplateau resultieren hohe Strömungsgeschwindigkeiten. In weiten Teilen des Besatze ist die Strömungsgeschwindigkeit unverändert bzw. hat sich reduziert. Die Untersuchung hat gezeigt, dass eine punktuelle Einblasung zu einem ungleichmäßigen Strömungsprofil führt. Des Weiteren ist die umgewälzte Luftmenge zu niedrig. Weitere Ergebnisse dazu sind in Anhang A.6 hinterlegt bzw. in [17] und [82] veröffentlicht.

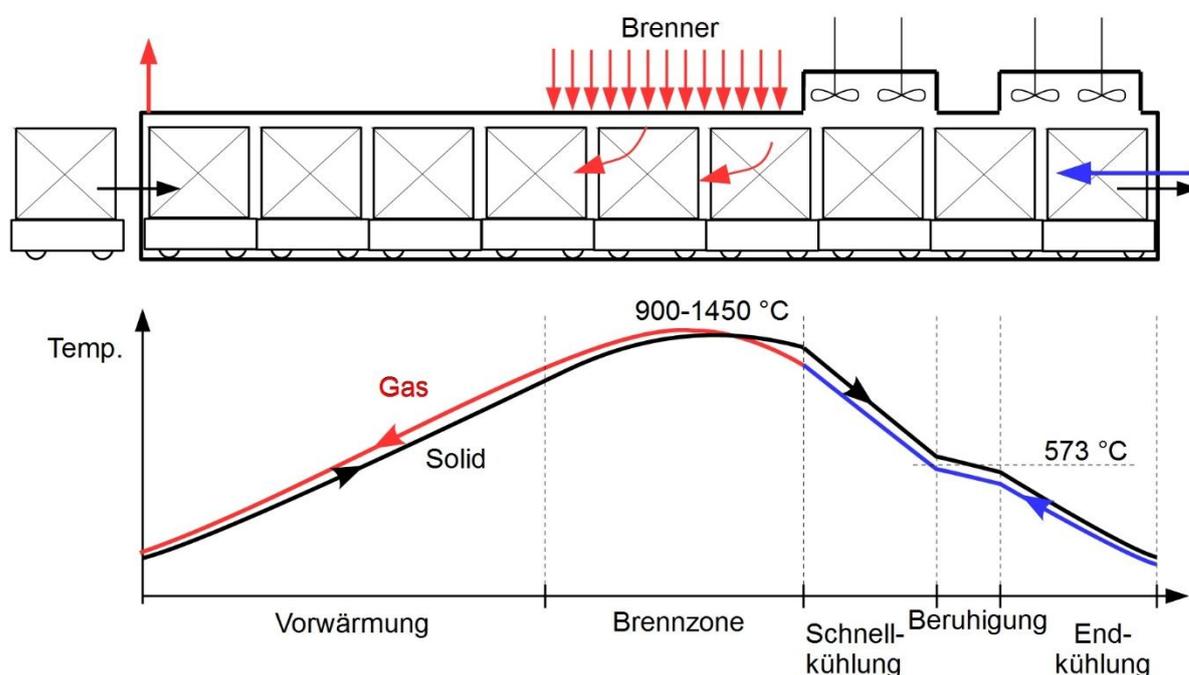


Abbildung 7-14: Neues Tunnelofenkonzept zum energieeffizienten Brennen von Ziegeln unter Verwendung von Umwälzern (vgl. Abbildung 1-1)

Das neue Konzept für eine intensivere Umwälzung bedient sich einer Technologie, die in der Aluminium- und Kupferindustrie eingesetzt wird. Dort werden Radiallaufräder direkt im Ofenraum bei Temperaturen von über 900 °C verwendet [83]. In der keramischen Industrie ist dieses System noch weitestgehend unbekannt. Der Vorteil bei diesen Umwälzsystemen besteht darin, dass bestehende Öfen umgerüstet werden können, wie das Ofenschema in Abbildung 7-14 veranschaulicht. Gegenüber dem klassischen Ofenprozess entfällt die Kühlzonenabsaugung. Im Bereich der Sturz- und Endkühlzone wird die Ofendecke angehoben. Die Radiallaufräder werden direkt über den Besatz platziert. Die Querschnittsverengung des umzuwälzenden Gases beschränkt sich somit prinzipiell auf die Laufradgeometrie. Das Laufrad selbst ist im Brennkanal angeordnet. Die Welle wird durch die Ofendecke geführt und außerhalb durch den

elektrischen Motor angetrieben. Die Welle ist dabei luftgekühlt. Eine exemplarische Einbausituation ist in Abbildung 7-15 gezeigt.

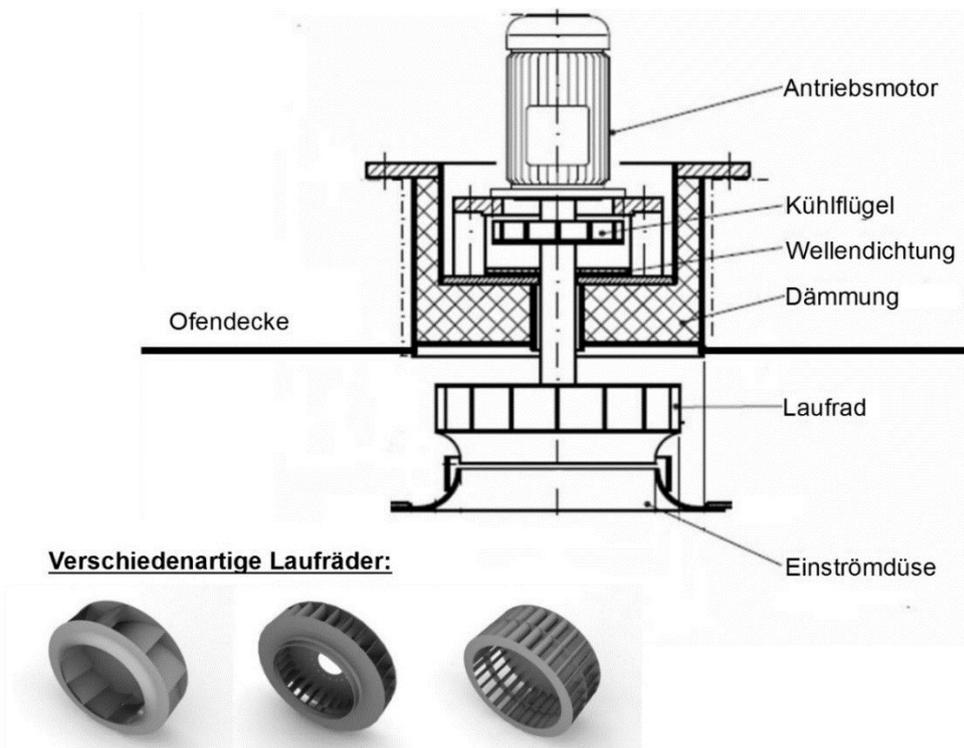


Abbildung 7-15: Installationsbeispiel eines Umwälzers mit Radiallaufrad in der Ofendecke, Quelle: Fa. Meierling Ventilatoren GmbH und [83]

In Abbildung 7-16 ist die Wirkung von Umwälzern auf die Ofenkurve gezeigt. Unter der Annahme, dass die Umwälzsysteme die Strömungsgeschwindigkeit in der Sturz- und Kühlzone gleichmäßig anheben, ist eine Abflachung des Temperaturprofils im Bereich der Beruhigungszone erkennbar. Dabei ist das Profil zum einen für eine Anhebung der Strömungsgeschwindigkeit von 300 % und zum anderen von 500 % gezeigt. Die Abkühlgeschwindigkeit im Temperaturbereich um 573 °C nimmt dabei mit ansteigender Strömungsgeschwindigkeit ab. Dieser Zusammenhang ist ebenfalls in Abbildung 7-17 dargestellt. Bei vollständigem Verzicht einer Kühlzonenabsaugung liegt die Abkühlgeschwindigkeit im Bereich von 100 K/h. Diese Abkühlgeschwindigkeit nimmt ab mit der Anhebung der Strömungsgeschwindigkeit durch die Umwälzung. Bei einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit um den Faktor 10 sinkt die Abkühlgeschwindigkeit auf unter 40 K/h. Durch den erhöhten Wärmeübergang nimmt die Temperaturdifferenz zwischen Besatz und Kühlluft ab, wodurch die Ausfahrverluste verringert werden. Entsprechend kann der Brennstoffbedarf gesenkt werden. Bei einer Anhebung der Strömungsgeschwindigkeit um den Faktor 10 kann der Brennstoffbedarf um weitere 10 % gegenüber dem Fall ohne Umwälzung gesenkt werden.

Das Potential von Umwälzeinrichtungen wird aktuell in einem Forschungsvorhaben untersucht. Die ersten Ergebnisse zeigen, dass Umwälzeinrichtungen mit Radialaufrädern die Strömungsgeschwindigkeit um den Faktor 3-5 gemittelt über den Besatz eines einzelnen Ofenwagens anheben können [84]. Die Kühlgeschwindigkeit liegt somit im Bereich von 50 – 65 K/h. Ob dieses Tunnelofenkonzept funktioniert, hängt somit maßgeblich von dem Produkt und dessen Materialverhalten ab, wodurch die maximale Abkühlgeschwindigkeit vorgegeben wird.

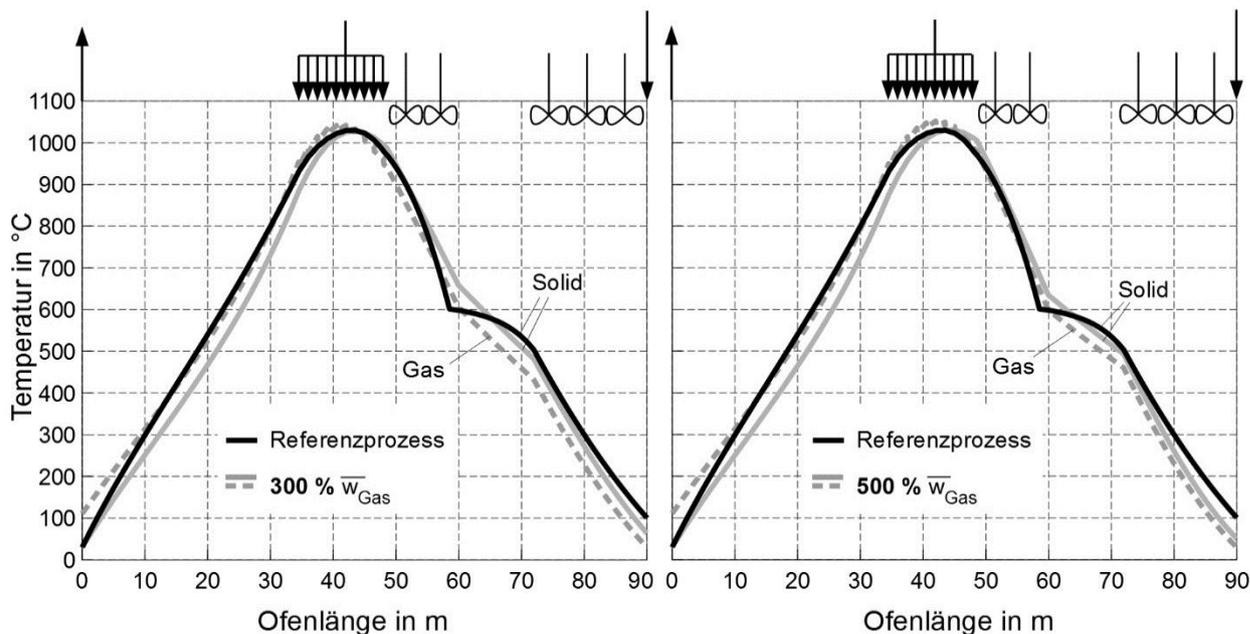


Abbildung 7-16: Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf die Abkühlkurve

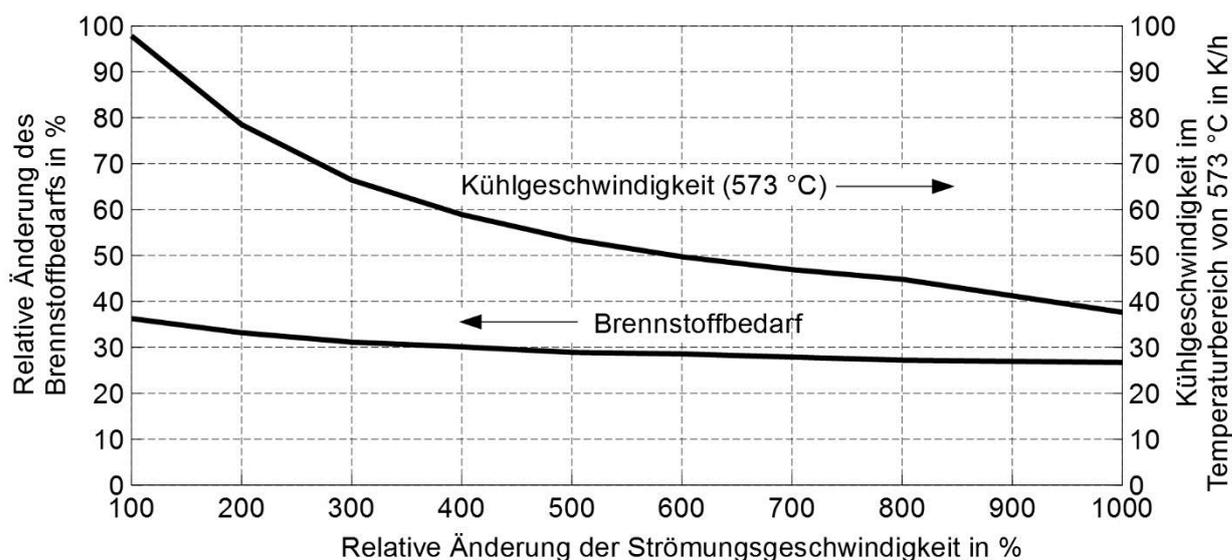


Abbildung 7-17: Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit im Bereich der Sturz- und Endkühlzone auf den Brennstoffbedarf und Abkühlgeschwindigkeit

7.6.3 Kühlzone mit Bypass

Abgeleitet von der ursprünglichen Prozessführung, bei der die Abkühlgeschwindigkeit in der Beruhigungszone durch eine Verringerung der Luftmenge abgesenkt wird, wird die Idee einer Bypassschaltung aufgegriffen, wie sie in [85] erwähnt ist. Auf eine Kühlluftentnahme aus dem Brennprozess wird verzichtet. Vielmehr wird die Kühlluft der unteren Absaugung in einem Bypass an der Beruhigungszone vorbeigeführt und direkt in den Brennkanal zurückgeführt und mit der verbliebenen Kühlluft vermischt. Daraus resultiert eine Reduzierung der Gasmenge in diesem Abschnitt, sodass das Wärmekapazitätsstromverhältnis über die im Bypass geführte Gasmenge eingestellt werden kann. Die Wirkung auf das Abkühlverhalten ist analog dem klassischen Prozess mit unterer und oberer Absaugung sowie Sturzkühlung. Der Vorteil besteht nun darin, dass zum einen die Gasmenge, die im Bypass geführt wird, eingestellt werden kann, zum anderen verbleibt die Kühlluft vollständig im Ofen. Der positive Effekt hinsichtlich Energieeffizienz wurde bereits zuvor diskutiert.

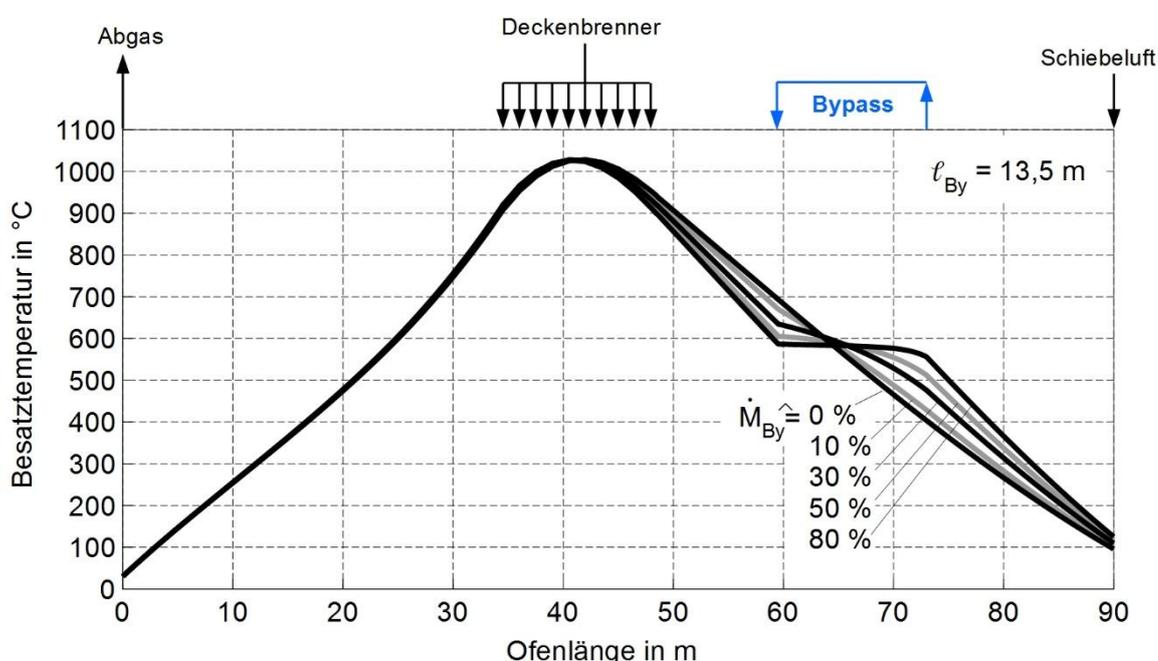


Abbildung 7-19: Einfluss der im Bypass geführten Gasmenge auf das Abkühlverhalten

In Abbildung 7-19 sind Brennkurven gezeigt, wobei die Gasmenge variiert wurde, die im Bypass geführt wird. Die Länge des Bypasses mit 13,5 m orientiert sich dabei an dem axialen Abstand zwischen den Positionen der unteren Absaugung und der Sturzkühlung des Referenzprozesses. Wenn kein Gas im Bypass geführt wird, ist die Abkühlgeschwindigkeit aufgrund des unveränderten Wärmekapazitätsstromverhältnisses nahezu konstant. Wird der Bypass verwendet, bildet sich die Beruhigungszone aus. Mit Erhöhung der im Bypass geführten Gasmenge, also der Reduzierung der Gasmenge im Brennkanal, flacht das Temperaturbereich in diesem Bereich weiter ab. Die Abkühlgeschwindigkeit nimmt ab. Wird die gesamte Kühlluft im Bypass geführt

($\dot{M}_{By} \hat{=} 100\%$), findet keine Wärmeübertragung statt. Die Besatztemperatur bleibt konstant und die Abkühlgeschwindigkeit geht gegen null. Durch die Abflachung des Temperaturprofils steigt das Temperaturniveau, bei dem die Luft für den Bypass abgesaugt wird. Diese Bypassstemperatur ist in Tabelle 7-1 aufgeführt. Das im Bypass geführte Gas wird mit der im Brennkanal verbliebenen Kühlluft vermischt, woraus eine Mischtemperatur resultiert.

Tabelle 7-1: Einfluss der im Bypass geführten Gasmenge auf die Abkühlgeschwindigkeit und den Brennstoffbedarf

Bypassmenge in %	Bypass- temperatur in °C	Kühlgeschwindig- keit bei 573 °C in K/h	Brennstoffbedarf in %
0	-	98,1	36,4
10	352	79,0	37,1
20	371	64,0	38,0
30	392	51,8	38,5
40	408	41,0	39,1
50	422	32,0	39,6
80	463	20,4	40,1

Durch die Absaugung auf einem Temperaturniveau unterhalb des Quarzsprunges ist die Bypassstemperatur stets geringer als 573 °C, was für die Auslegung der benötigten Ventilatoren von Bedeutung ist. In der Tabelle ist neben der Bypassstemperatur auch die Kühlgeschwindigkeit in der Beruhigungszone aufgeführt. Um die geforderte Abkühlgeschwindigkeit von 35 K/h nicht zu überschreiten, muss ca. 50 % der Kühlluft im Bypass geführt werden. Durch die verringerte Kühlluftmenge im Bereich der Beruhigungszone nimmt die Temperaturdifferenz zwischen Gas und Besatz ab. Somit wird weniger Wärme übertragen, was mit einer erhöhten Besatztemperatur an der Ofenausfahrt einhergeht. Diese Wärmeverluste müssen durch zusätzlichen Brennstoffeintrag ausgeglichen werden, sodass der Brennstoffbedarf leicht auf etwa 40 % ansteigt. Somit werden 60 % Brennstoff gegenüber dem verallgemeinerten Referenzprozess in Kapitel 6.1 eingespart.

Für den Fall, dass im Bypass 50 % Kühlluft geführt wird, ist in Abbildung 7-20 zusätzlich das axiale Profil der Gastemperatur gezeigt. Durch die Mischung der im Brennkanal verbliebenen Kühlluft mit der Luft, die im Bypass geführt wird, sinkt die Gastemperatur an der Stelle der Rückführung lokal ab. Dieser Temperatursturz fällt im Vergleich zum klassischen Tunnelofenprozess geringer aus.

Neben der Menge an Gas, die im Bypass geführt wird, ist die Bypasslänge veränderbar. Durch die Bypasslänge ist die Länge der Beruhigungszone einstellbar, wie in Abbildung 7-21 gezeigt ist. Das Ergebnis zeigt, dass die Abkühlgeschwindigkeit nahezu unabhängig von der Bypasslänge ist.

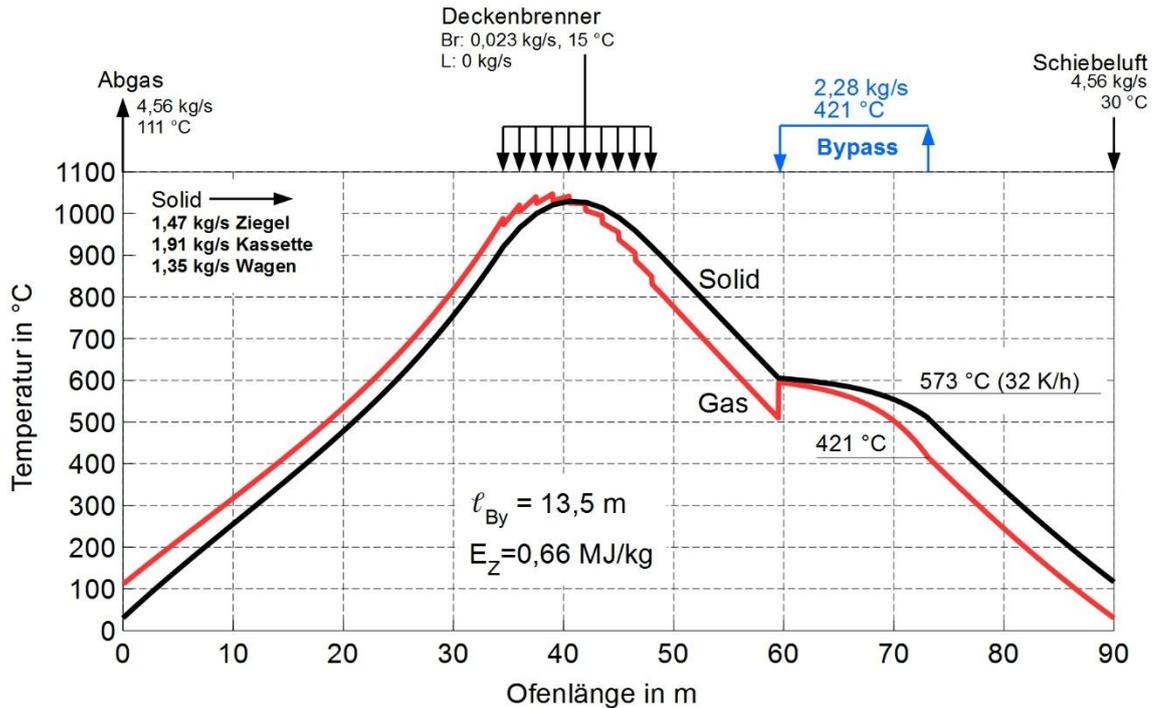


Abbildung 7-20: Axiale Temperaturprofile von Gas und Solid für den Fall, dass 50 % Kühlluft im Bypass geführt werden

Des Weiteren sind Ventilatoren notwendig, um die Kühlluft aus dem Brennkanal zu entnehmen und im Bypass zu führen. Dazu wird abgeschätzt, dass der elektrische Aufwand der Bypassschaltung in der gleichen Größenordnung wie bei dem klassischen Prozess mit Kühlzonenabsaugung und Sturzkühlung ist. Die abzusaugenden Kühlluftmengen sind annähernd identisch.

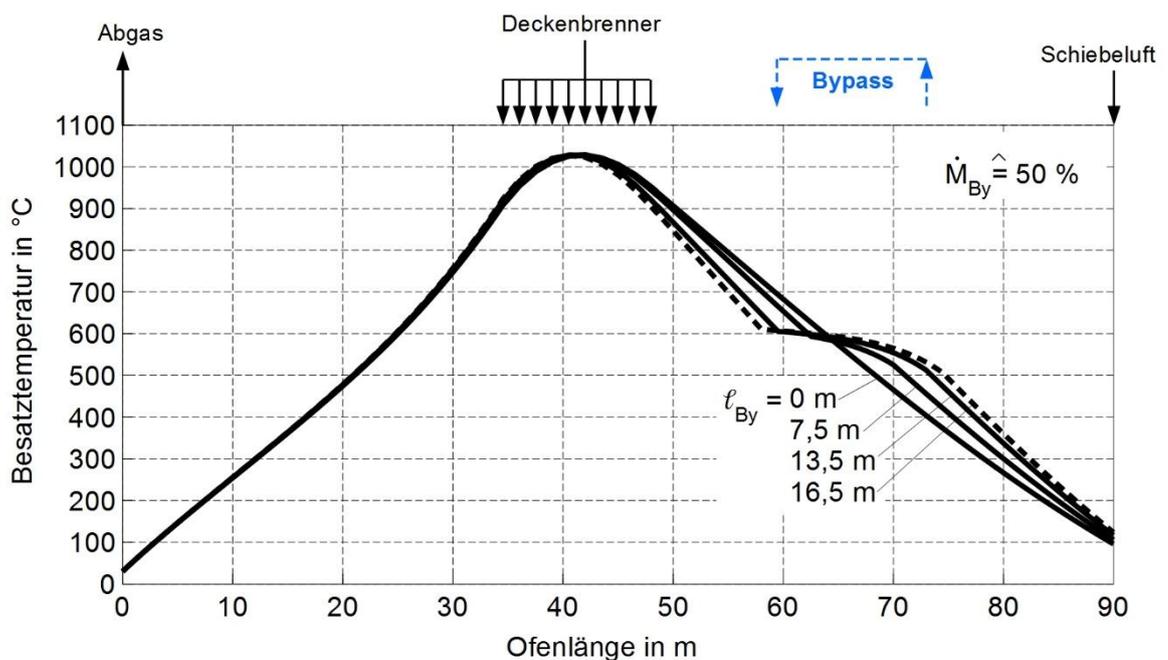


Abbildung 7-21: Einfluss der Bypasslänge auf das Abkühlverhalten

8 Schlussfolgerungen

8.1 Der Tunnelofen bis 2050

Die politische Vorgabe bis 2050 lautet, annähernd CO₂ neutral zu produzieren. Dies entspricht aus der aktuellen Sicht einer Reduzierung der CO₂-Emissionen von 30 % pro Jahrzehnt (Quelle: Nationaler Energie- und Klimaplan). Die Reduzierung der Emissionen steht stellvertretend für eine Verminderung des Einsatzes fossiler Energieträger. Vor diesem Hintergrund wird ein Maßnahmenkatalog vorgeschlagen, den Brennprozess von Ziegeln im Tunnelofen technologisch weiterzuentwickeln. Dazu werden die zuvor diskutierten Einzelmaßnahmen kombiniert, wobei in kurzfristige und langfristige Maßnahmen unterschieden wird. Die drei Stufen der Fortentwicklung des Tunnelofens sind in Abbildung 8-1 schematisch gezeigt.

Phase 1 bis 2030

Ausgehend vom aktuellen Tunnelofenprozess wird in der ersten Phase eine konsequente Verbrennungsluftvorwärmung gefordert. Dabei wird aufgeheizte Kühlluft aus der unteren und oberen Kühlluftabsaugung als Verbrennungsluft verwendet. Entsprechend verringert sich die Luftmenge, die als Verbundluft zur Trocknung eingesetzt wird. Die energetische Abhängigkeit zwischen Trockner und Ofen wird durch diese Teilkopplung reduziert. Dabei sind Verbrennungslufttemperaturen von bis zu 500 °C möglich. Der Vorteil dieser Maßnahme besteht darin, dass durch die erwärmte Verbrennungsluft direkt der Energieeintrag durch den Brennstoff ersetzt werden kann. Die Steuerung des Brennprozesses bzw. der Brennkurve bleibt unangetastet. Weitere Anpassungen sind somit nicht erforderlich. Öfen im Bestand können somit kurzfristig umgebaut werden. Eine Umsetzung ist bis 2030 realistisch. Wie im Abschnitt 7.2 bereits gezeigt wurde, liegt die Brennstoffeinsparung bei rund 30 %. Demzufolge sinken auch die CO₂-Emissionen um 30 %.

Phase 2 bis 2040

Die zweite Phase, die aufwendigere Umbaumaßnahmen erfordert, läuft bis zum Jahr 2040. Hierbei ist das Ziel, den Ofen vollständig vom Trockenprozess zu entkoppeln. Das Wärmekapazitätsverhältnis von Luft zu Ziegel, Transporthilfsmitteln und dem thermisch aktivem Teil des Ofenwagens wird auf annähernd eins eingestellt. Die Kühlluft gelangt als stark vorgewärmte Verbrennungsluft direkt in die Brennzone und wird über Reingasbrenner auf eine Temperatur oberhalb des Besatzes erwärmt. Eine Reduzierung der Abkühlgeschwindigkeit im Temperaturbereich des Quarzsprunges wird durch einen Bypass erreicht, der die Luftmenge in diesem Ofenabschnitt um etwa die Hälfte reduziert. Konstruktiv befindet sich der Bypass in der Ofendecke im heißen Bereich. Die Ofendecke wird an dieser Stelle angehoben. Um den Wegfall der Hochgeschwindigkeitsbrenner auszugleichen, sorgen Umwälzeinrichtungen für eine effektive Quer-

vermischung der Ofenatmosphäre in der Aufheizphase. Des Weiteren verkürzt die Umwälzung in der Aufheizzone die Aufheizzeit, sodass die Kühlzeit verlängert und somit die Abkühlgeschwindigkeit verringert werden kann. Der Brennstoffbedarf ist dann um weitere 30 % gesunken, wohingegen zur Umwälzung regenerativ erzeugter Strom benötigt wird. Der Tunnelofen wird teilelektrifiziert. Die Teilelektrifizierung von Industrieöfen wird aktuell unter dem Stichwort „Hybrid Heating“ diskutiert.

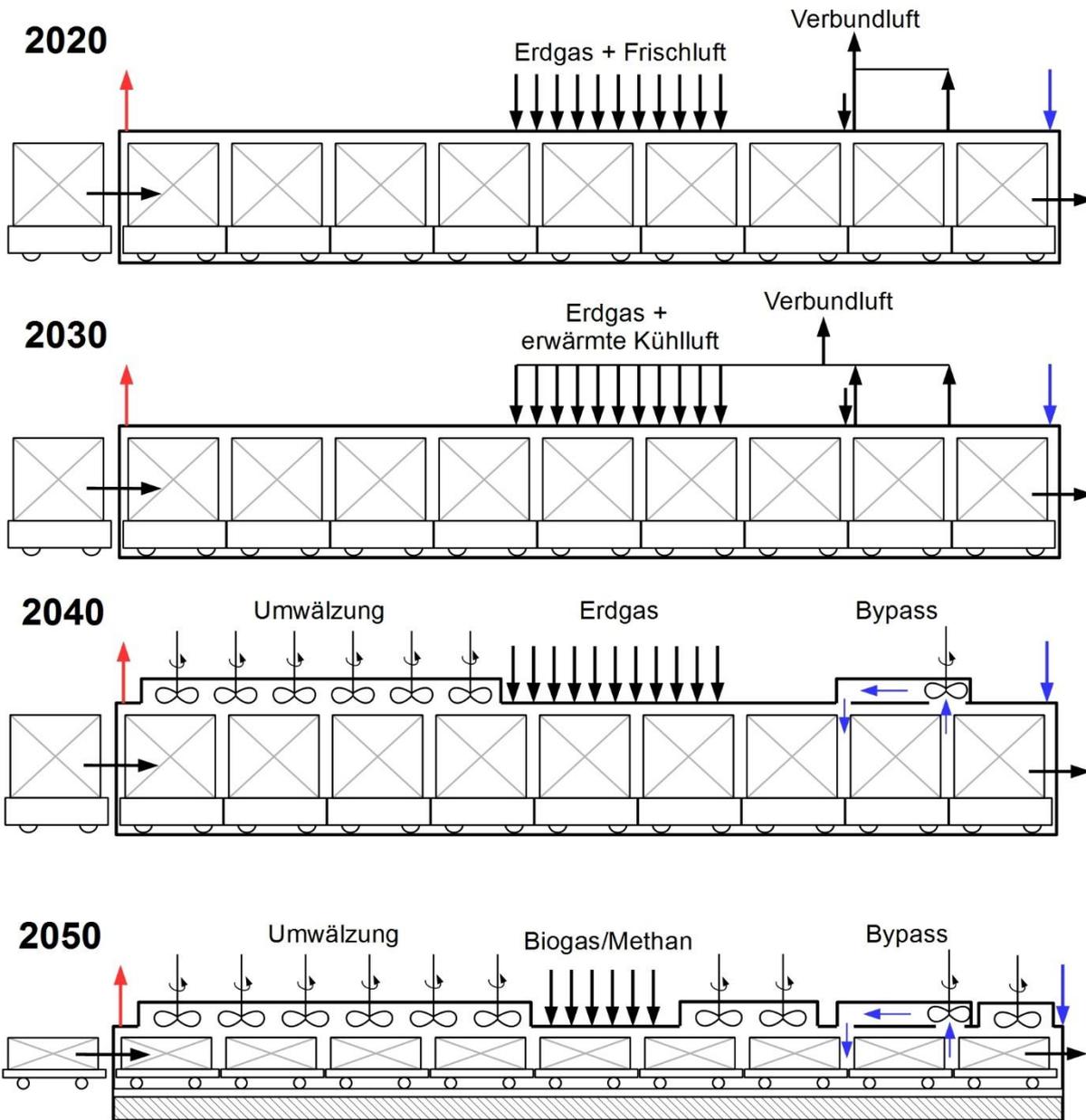


Abbildung 8-1: Vorschlag zur Weiterentwicklung des Tunnelofens im Rahmen der Energiewende bis 2050

Phase 3 bis 2050

Die dritte Phase sieht eine Gewichtsreduzierung der Transporthilfsmittel und des Transportsystems vor. Die Entwicklung neuer Materialien muss dabei vorangetrieben werden, wodurch die Einführung bis 2050 andauert. Am Beispiel von Dachziegeln wird dabei das Kassettengewicht drastisch reduziert, wobei Faserwerkstoffe Anwendung finden. Auch das Transportsystem muss überarbeitet werden. Die Idee besteht darin, im Ofen Rollen stationär anzuordnen. Die Lagerung der Rollen liegt nicht wie in klassischen Rollenöfen außerhalb des Ofens, sondern direkt im Brennkanal [86]. Aus heutiger Sicht muss für die Umsetzung die Entwicklung von Vollkeramiklagern für den Einsatz in Hochtemperaturbereich weiter vorangetrieben werden. Der Vorteil besteht bei diesem System darin, dass der klassische Tunnelwagenofen umgebaut werden kann, wie in Abbildung 8-2 gezeigt ist. Der Ofen wird in Richtung Untergrund abgedichtet und wärmegeklämt. Eine stationäre Trägerplatte verteilt die Last gleichmäßig auf den Untergrund und nimmt die Kräfte auf, die über die Lagerung der Rollen eingetragen werden. Eine zweite Trägerplatte, die den Besatz aufnimmt, wird über die Rollen geschoben. Nur diese Platte bewegt sich somit noch direkt im Brennkanal und wird mit dem Besatz auf Brenntemperatur aufgeheizt. Durch die Gewichtsreduzierung und die Vermeidung von Falschluff wird der Brennstoffbedarf um weitere 30 % reduziert. Alle wesentlichen Wärmeverluste am Ofen sind abgestellt. Der Mindestenergiebedarf wird maßgebend durch die Abgasverluste bestimmt. Das Abgas muss dabei stets eine Temperatur oberhalb des Taupunkts aufweisen, um die Kondensation von Abgasbestandteilen zu vermeiden. Bei einer Abgastemperatur von 150 °C, einem Wärmekapazitätsstromverhältnis von 1 und einem angenommenen Gewichtsverhältnis von Brennhilfsmitteln zu Ware von 0,3 ergibt dies einen Wärmeverlust von 0,16 MJ je kg Ware. Dieser verbleibende Energieeintrag wird beispielsweise durch die Zufuhr von Biogas oder Methan gedeckt. Methan wird dabei CO₂-neutral über das Verfahren Power-to-Gas erzeugt.

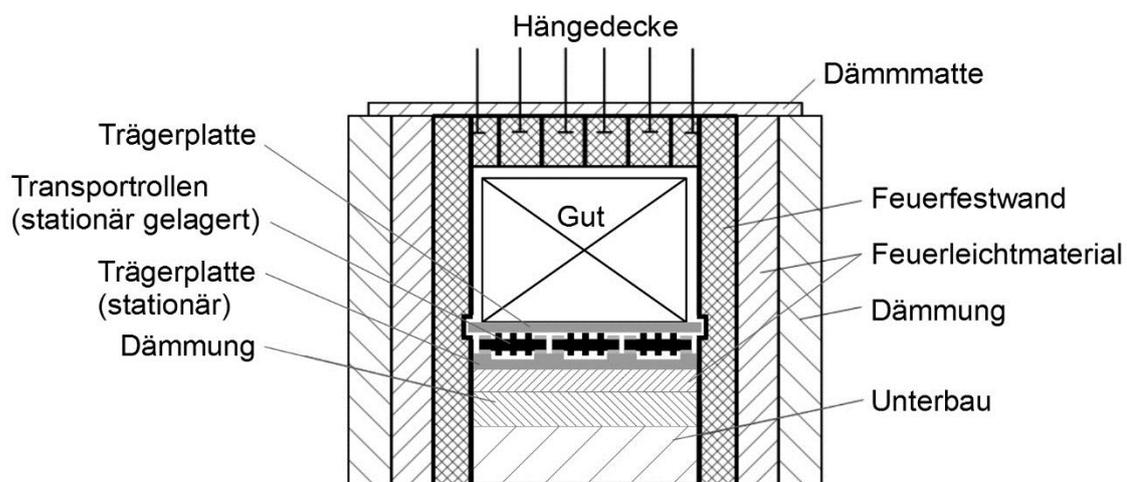


Abbildung 8-2: Konzeptskizze des neuen Rollenofens

Ein weiterer Vorteil besteht in der Flexibilität des Brennprozesses, die zukünftig ausschlaggebend sein wird. Die Anforderungen des Marktes an Vielfältigkeit erfordert eine

Ausrichtung des Herstellungsprozesses auf Kleinserien. Dazu wird die Besatzhöhe im Ofen reduziert und die Brennzeit verkürzt. Auch für Baukeramik wird der Prozess auf Schnellbrand umgestellt. Die verringerte Verweilzeit im Ofen erfordert einen höheren Wärmeübergang, der durch eine intensive Umwälzung mittels Umwälzern im gesamten Ofen realisiert wird. Durch einen Besatz mit wenigen Lagen kann der Wärmeübergang im gesamten Besatzpaket deutlich angehoben werden. Im Vergleich zur 2. Phase wird der elektrische Energiebedarf durch die zusätzliche Umwälzung ansteigen.

Neben dem Ofen wird der Trockner optimiert und neugestaltet. Beispielsweise wird einem aktuellen Forschungsvorhaben das Konzept der Mikrowellentrocknung untersucht [87], das ebenfalls die Entkopplung von Ofen und Trockner voraussetzt.

8.2 Übertragbarkeit auf andere Produkte der keramischen Industrie

Das vorgestellte Prozessmodell ist ein universelles Werkzeug, um den Brand verschiedenster keramischer Massen im Tunnelofen unter Berücksichtigung der vorherrschenden Strömungsbedingungen in Abhängigkeit der Besatzanordnung zu simulieren. Das Grundprinzip des Brennprozess ist unabhängig vom Produkt, sodass die Systemantwort bei Änderung von Eingangsgrößen qualitativ ähnlich ausfällt. Jedoch werden Unterschiede quantitativ sichtbar. Dies ist maßgeblich auf die Materialstärke sowie auf die Besatzanordnung zurückzuführen. Thermisch dünne Körper, die eine geringe Materialstärke aufweisen und von Ofengas allseits umspült werden, wie z. B. Dachziegel, Porzellan und Sanitärkeramik, ist der Wärmeübergang maßgeblich abhängig vom Wärmeübergang an der Oberfläche der Ware. Ist hingegen das Gut als thermisch dick anzusehen, wie z.B. bei Vor- und Hintermauerziegel oder Feuerfesterzeugnissen, wird der Wärmeübergang aufgrund der Materialstärke durch die Wärmeleitung in der Ware dominiert. Dies hat zur Folge, dass zum einen die Verweilzeiten im Ofen deutlich größer sind, zum anderen kann auf den effektiven Wärmeübergang von außen durch z. B. Umwälzeinrichtungen nur im geringen Maße Einfluss genommen werden. Des Weiteren beeinflusst das Masseverhältnis zwischen Gut, Brennhilfsmittel und Ofenwagen die Wirkung von Optimierungsmaßnahmen. Die durchgeführte Prozessanalyse und Prozessoptimierung am Beispiel eines Dachziegelbesatzes kann als Ausgangspunkt dienen, um das Einsparpotential für die genannten Produktgruppen zu untersuchen und zu quantifizieren. Bei einer Entkopplung von Ofen und Trockner, einer konsequenten Reduzierung der Luftmengen sowie die Anwendung der vorgestellten Bypassschaltung in der Kühlzone ist für alle Produktgruppen eine Brennstoffeinsparung von über 50 % zu erwarten. Dies wird damit begründet, dass diese Maßnahmen zum einen unabhängig vom Wärmeübergang und zum anderen unabhängig vom Einfluss der Brennhilfsmittel sind. Eine Sonderstellung nimmt gegebenenfalls das Porzellan ein, für das der Ofen in Zonen mit oxidierender und reduzierender Atmosphäre unterteilt ist, wodurch die Prozessführung gesondert analysiert werden muss.

8.3 Empfehlungen für weiterführende Arbeiten

Im Folgenden werden Empfehlungen für zukünftige Arbeiten gegeben.

- Im Rahmen der vorliegenden Arbeit konnte kein stabiles Lösungsverfahren für den Fall gefunden werden, dass der Tunnelofenwagen als separater Solidstrom betrachtet wird. Um den Einfluss der thermisch aktiven Masse des Wagens auf den Brennprozess dennoch zu berücksichtigen, wurde diese der Besatzmasse zugeschlagen. Dies stellt eine Näherungslösung dar, wobei die grundsätzlichen Abhängigkeiten im gegenstromgeführten Brennkanal erhalten bleiben. Für eine Untersuchung hinsichtlich der Wirkung des Ofenwagenaufbaus auf den Brennprozess ist eine Erweiterung des Prozessmodells erforderlich. Beispielsweise ist die Beschreibung des Ofenwagens über ein Schichtenmodell möglich, wobei das resultierende eindimensionale Wärmeleitproblem mittels Fourierscher Differentialgleichung für jedes axial beschriebene Ofenelement lösbar ist. Die Methodik ist z. B. in [88] beschrieben.
- Das entwickelte Prozessmodell wurde anhand eines Tunnelofenprozesses mit Dachziegelbesatz entwickelt, ist aber prinzipiell auch auf Öfen für andere keramischen Produktgruppen anwendbar. Das Einsparpotential wurde zuvor bereits abgeschätzt, ist jedoch noch zu quantifizieren. Dabei ist die Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs in Abhängigkeit der produktspezifischen Besatzanordnung erforderlich. Einen guten Überblick über Modellansätze gibt [57].
- Wie in der Arbeit gezeigt wurde, spielen Umwälzeinrichtungen eine zentrale Rolle in der Weiterentwicklung der Tunnelofentechnologie. Für die Umsetzung der entwickelten Tunnelofenkonzepte wird zum einen ein höherer Wärmeübergang zwischen Ofengas und Besatz, zum anderen eine intensive Quervermischung im Brennkanal zur Vermeidung einer vertikalen Temperaturschichtung im Ofen gefordert. Für die Auslegung dieser Umwälzsysteme müssen aufwendige Strömungssimulationen durchgeführt werden, wobei die Besatzanordnung der jeweiligen Produktgruppe sowie die Geometrie des Brennkanns variiert wird. Einen Anhaltspunkt hier geben ein abgeschlossenes sowie ein aktuelles Forschungsvorhaben [17, 84], die die Intensivierung der Strömung durch Radiallaufräder in Verbindung mit Dachziegelbesätzen untersuchen.

Literaturverzeichnis

1. Bender, W.: *Vom Ziegelgott zum Industrieelektroniker - Geschichte der Ziegelherstellung von den Anfängen bis heute*. Bundesverband der Deutschen Ziegelindustrie e. V., Bonn, 2004
2. Maithel, S.; Uma, R.; Bond, T.; Baum, E.; Thoa, V. T. K.: *Brick Kilns Performance Assessment - A Roadmap for Cleaner Brick Production in India*. Shakti Sustainable Energy Foundation, 2012
3. REMMEY, G. B.: *Firing ceramics*. Advanced Series in Ceramics: Volume 2, World Scientific Publishing, 1994
4. Rentz, O.; Schmittinger, A.; Jochum, R.; Schultmann, F.: *Exemplarische Untersuchung der praktischen Umsetzung des integrierten Umweltschutzes in der Keramischen Industrie unter Beachtung der IVU-Richtlinie und der Erstellung von BVT-Merkblättern*. Umweltbundesamt, Forschungsprojekt 298 94 313/07, 2001
5. Umweltbundesamt: *Merkblatt über die besten verfügbaren Techniken in der Keramikindustrie*. 2007
6. Junge, K.: *Energiebedarf zur Ziegelherstellung*. Ziegelindustrie International, 55 (2002), Nr. 4, S. 16-24
7. Voß, W.: *Innovationsprozesse in der keramischen Industrie - Möglichkeiten und Grenzen der Mitarbeiterbeteiligung*. Deutsches Institut für Wirtschaftsforschung im Auftrag der Hans-Böckler-Stiftung, IG Bergbau, Chemie, Energie, Hannover, 2012
8. Specht, E.: *Wärme- und Stoffübertragung in der Thermoprozesstechnik: Grundlagen | Berechnungen | Prozesse*. Vulkan Verlag, 2014
9. Rimpel, E.: *Strömungs- und wärmetechnische Untersuchung zur Optimierung der Rohlingsanordnung in Trocknern und Öfen der Ziegelindustrie*. Schlussbericht zum Forschungsvorhaben AiF 10459 N, 1998
10. Junge, K.: *Mathematisches Modell zur Projektierung und Optimierung von Tunnelofenprozessen der Ziegelindustrie*. Dissertation, Technische Universität Clausthal, 1984
11. Sivash, V. G.; Kuznetsova, E. A.: *Utilizing secondary energy resources from tunnel kilns*. Refractories and Industrial Ceramics, 20 (1979), S. 396-398
12. Rimpel, E.: *Vergleichende Untersuchungen und Berechnungen zum Einfluss der Tunnelofenwagenkonstruktion auf den Energieverbrauch von Tunnelöfen*. Institut für Ziegelforschung Essen e.V., Essen, 2007
13. Rimpel, E.; Meng, P.; Specht, E.: *Solid-Solid-Rekuperation zur Erhöhung der Energieeffizienz von Tunnelöfen*. Schlussbericht zum Forschungsvorhaben AiF 15325 N, 2010
14. Meng, P.: *Solid-Solid Recuperation to Improve the Energy Efficiency of Tunnel Kilns*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2011

15. Specht, E.; Meng, P.; Tretau, A.; Rimpel, E.: *The solid-solid recuperator – a forced-convection tunnel kiln for higher energy efficiency*. Ziegelindustrie International, (2011), S. 10-21
16. Gausmann, H.; Heitmann, P.; Hüsing, R.: *Ofen zum Brennen von keramischen Formlingen*. Patent: EP2778588A1, 2014
17. Knüpfer, U.; Rimpel, E.; Specht, E.; Redemann, T.: *Energieeffizienzsteigerung von Tunnelöfen durch Erhöhung der konvektiven Wärmeübertragung durch Umwälzeinrichtungen und optimierte Besatzstapel*. Schlussbericht zum Forschungsvorhaben AiF 16997 BG, 2015
18. Maithel, S.: *Energy Utilisation in Brick Kilns, Dissertation, Indian Institute of Technology, Bombay*. 2003
19. Telljohann, U.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen der Trocknung plastisch geformter Ziegelrohlinge*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2004
20. Telljohann, U.; Junge, K.; Specht, E.: *Moisture Diffusion Coefficients for Modeling the First and Second Drying Sections of Green Bricks*. Drying Technology, 26 (2008), Nr. 7, S. 855-863
21. Junge, K.; Telljohann, U.; Deppe, D.: *Entkopplung des Ofen- und Trocknerbetriebes*. Ziegelindustrie International, Jahrbuch, Bauverlag Gütersloh, 2004
22. Junge, K.; Telljohann, U.: *Entkopplung von Ofen und Trockner durch Verbrennungsluftvorwärmung und Zwischenspeicherung der Verbundwärme*. Ziegelindustrie International, 55 (2002), Nr. 8, S. 12-22
23. Schäffer, C.: *Energetische Optimierung eines Tunnelofens durch Entkopplung des Wärmeverbundes Ofen und Trockner*. 56. Würzburger Ziegellehrgang 2017, Würzburg, 5.-7.12.2017,
24. Junge, K.; Tretau, A.; Specht, E.: *Trocknung von Ziegelrohlingen: Stoffliche Grundlagen, Kinetik, Energetik*. Ziegelindustrie International, Jahrbuch, Bauverlag Gütersloh, 2008
25. Tretau, A.: *Einfluss der Prozessführung auf den thermischen Energiebedarf von Konvektionstrocknern in der Ziegelindustrie*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2008
26. Vogt, S.; Nover, K.: *Zur Anwendung von Computermodellen für die Auslegung und Optimierung von grobkeramischen Tunnelöfen*. Ziegelindustrie International, (1991), Nr. 10, S. 549-556
27. Bender, W.: *Das Beste, was dem Dach passieren konnte*. Ziegelindustrie International, Jahrbuch, Bauverlag Gütersloh, 2016
28. *Ziegelindustrie: deutscher Markt am Tiefpunkt*. DKG, 85 (2008)
29. Bundesverband der Deutschen Ziegelindustrie e.V.: *Marktspiegel Dachziegel 2012*. Bonn, 2013
30. Roscher, H.; Helbig, U.: *Historische Entwicklung der Rohrleitungstechnik*. In: Horlacher HB., Helbig U. (eds) Rohrleitungen 1. Springer Reference Technik, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2016

31. Industriegewerkschaft Bergbau, Chemie, Energie: *Innovationsprozess in der keramischen Industrie- Möglichkeiten und Grenzen der Mitarbeiterbeteiligung*. Eine Studie im Auftrag der Hans-Böckler-Stiftung, 2011
32. Yu, B.: *Dynamic modeling of a tunnel kiln*. Heat Transfer Engineering, 15 (1994), Nr. 2, S. 39-52
33. Kaya, S.; Küçükada, K.; Mançuhan, E.: *Model-based optimization of heat recovery in the cooling zone of a tunnel kiln*. Applied Thermal Engineering, 28 (2008), Nr. 5-6, S. 633-641
34. Mançuhan, E.; Küçükada, K.; Alpman, E.: *Mathematical Modeling and Simulation of the Preheating Zone of a Tunnel Kiln*. Journal of Thermal Science & Technology, 31 (2011), S. 79-86
35. Oba, R.: *Simulação Térmica de Fornos Túnel Aplicados à Indústria Cerâmica (Thermische Simulation von Tunnelöfen für die keramische Industrie)*. Dissertation, Universidade Federal de Santa Catarina, 2015
36. Tehzeeb, A. H.: *Evaluation of brick kiln performances using Computational Fluid Dynamics (CFD)*. Master thesis:, RMIT University, Melbourne, 2013
37. Tehzeeb, A. H.; Bhuiyan, M.; Jayasuriya, N.: *Evaluation of Brick Kiln Performances Using Computational Fluid Dynamics (CFD)*. Energy and Environmental Engineering Journal, 1 (2012), Nr. 2, S. 86-93
38. Nicolau, V. P.; Dadam, A. P.: *Numerical and experimental thermal analysis of a tunnel kiln used in ceramic production*. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 31 (2009), Nr. 4, S. 297-304
39. Abbakumov, V. G.: *Analyzing the heating and cooling of products in a high temperature tunnel kiln*. 9 (1968), S. 77-83
40. Oba, R.; Possamai, T. S.; Nicolau, V. P.: *Thermal analysis of a tunnel kiln used to produce roof tiles*. Applied Thermal Engineering, 63 (2014), S. 59-65
41. Li, Y.; Uhlig, V.; Trimis, D.; Ray, S.; Wübben, P.: *Berechnung örtlicher Temperaturen in Gutstapeln*. Gaswärme International, 60 (2014), Nr. 6, S. 55-62
42. Refaey, H.: *Mathematical Model to Analyze the Heat Transfer in Tunnel Kilns for Burning of Ceramics*. Dissertation, Otto von Guericke University Magdeburg, 2013
43. Dugwell, D. R.; Oakley, D. E.: *A model of heat transfer in tunnel kilns used for firing refractories*. Int. J. Heat Mass Transfer, 31 (1988), Nr. 11, S. 2381-2390
44. Oakley, D. E.: *Simulation of tunnel kilns for firing refractory products*. Dissertation, Imperial College London, 1986
45. Hottel, H. C.: *Radiant-heat transmission, In: McAdams, w. H. (ed.): Heat transmission*. 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1954
46. Becker, F. H.: *Brenntechnologie für die Keramik* Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2016

47. Herz, F.: *Entwicklung eines mathematischen Modells zur Simulation thermischer Prozesse in Drehrohröfen*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2012
48. Hallak, B. S., E.; Herz, F.; Gröpler, R.; Warnecke, G.: *Simulation of lime calcination in Normal Shaft Kilns – Mathematical Model*. Int. Journal of Cement Lime Gypsum, (2015), Nr. 9, S. 66-71
49. Do, D. H.: *Simulation of Lime Calcinations in Normal Shaft and Parallel-Flow-Regenerative Kilns*. Dissertation, Otto von Guericke University Magdeburg, 2012
50. Panos, C.; Kouramas, K.; Dua, V.; Khajuria, H.; Dominguez, L.; Pistikopoulos, S.: *Modelling , Optimisation and Control of a Tunnel Kiln Firing Process*. Sustainable Thermal Energy Management in the Process Industries - International Conference, Newcastle upon Tyne, UK, 26 October 2011
51. Specht, E.: *Verbrennungstechnik*. Vorlesungsmanuskript, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2018
52. Grote, K.-H.; Feldhusen, J.: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 24. Aufl., 2014
53. Cerbe, G.: *Grundlagen der Gastechnik: Gasbeschaffung – Gasverteilung – Gasverwendung*. Carl Hanser Verlag, München, 7. Aufl., 2008
54. Voß, H.: *Numerische Simulation*. Vorlesungsmanuskript, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2007
55. Bärwolff, G.: *Numerik für Ingenieure, Physiker und Informatiker*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2. Aufl., 2016
56. Vogt, S.; Beckmann, M.: *Druckverlust und Strömungsverteilung an Ziegelbesätzen (Teil1)*. Ziegelindustrie International, 60 (2008), Nr. 8, S. 20-31
57. Vogt, S.; Beckmann, M.: *Konvektiver Wärmeübergang an Ziegelbesätzen (Teil2)*. Ziegelindustrie International, 60 (2008), Nr. 9, S. 34-49
58. Vogt, S.; Schmidt, T.: *Einfluß verschiedener Ausrüstungen an Tunnelöfen zum Brennen von Hintermauerziegeln auf Leistung, Energieverbrauch und Temperaturnausgleich im Besatz*. Gaswärme International, 48 (1999), S. 728-734
59. Pohlhausen, E.: *Der Wärmeaustausch zwischen festen Körpern und Flüssigkeiten mit kleiner Reibung und kleiner Wärmeleitung*. Z. angew. Math. und Mech., 1 (1921), Nr. 2, S. 115-121
60. Herwig, H.: *Strömungsmechanik*. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2008
61. Schlünder, E. U.: *Einführung in die Wärme- und Stoffübertragung*. Vieweg, Braunschweig, 1972
62. Gnielinski, V.: *Neue Gleichungen für den Wärme- und Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen*. Forsch. Ing.-Wes., 41 (1975), Nr. 1, S. 8-16
63. Nußelt, W.: *Der Wärmeübergang im Rohr*. Z. VDI, 61 (1917), S. 685-689
64. Bernstein, R. S.; Ivanov, S. M.: Trans., VIO, 30 (1960)

65. Abbakumov, V. G.; Ashkinadze, G. S.: *Convective heat exchange in tunnel kilns*. Heat Technology, 3 (1972), S. 20-27
66. Vogt, S.: *Optimierung von Ziegelbesätzen*. Dissertation, Bauhausuniversität Weimar, 2007
67. Dugwell, D. R.; Oakley, D. E.: *Korrelation der Konvektionswärmeübergangswerte für Tunnelöfen*. Ziegelindustrie International, 10 (1989), S. 536-545
68. Hoyer, L.: *Beitrag zur wärmetechnischen Dimensionierung von Großraum-Tunnelöfen mit Ziegelbesatz*. Dissertation, TH Magdeburg, 1976
69. Schröder, U.; Jeschar, R.: *Modellversuche über Druckverluste und Wärmeübertragung im gitterförmigen Tunnelofenbesatz*. Bericht der DKG, 49 (1972), Nr. 1, S. 13-17 und Nr. 3, 81-86
70. Abou-Ziyan, H. Z.: *Convective heat transfer from different brick arrangements in tunnel kilns*. Applied Thermal Engineering, 24 (2004), S. 171-191
71. Lorenz, L.: *Wärmeübertragung durch überlagerte Strömungen an gestapelte Güter am Beispiel des Flachgeschirr-Brandes in Durchlauföfen*. Dissertation, Technische Universität Bergakademie Freiberg, 2007
72. Zhu, M.: *CFD analysis of a gas flow through a roof tile setting in tunnel kiln with focus on convective heat transfer*. Masterarbeit, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2018
73. Rimpel, E.: *Strömungs- und wärmetechnische Untersuchungen zur Optimierung in Trocknern und Öfen der Ziegelindustrie*. Schlussbericht zum Forschungsvorhaben AiF-Nr. 10459 N, 1998
74. Bauer, W.; Steinhardt, R.: *Emissionsgrade feuerfester Baustoffe*. Gas Wärme International, 39 (1990), Nr. 9, S. 388-391
75. Krechin, Y. V.; Kasimov, A. M.; Orlova, E. A.; Plichko, E. P.; Rovenskii, A. I.; Chalyi, L. G.: *Formation of dust in firing refractory parts in tunnel kilns*. Heat Engineering - Refractories, 24 (1983), S. 156-159
76. Verein Deutscher Ingenieure, Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen: *VDI-Wärmeatlas*. 9. Aufl., Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2002
77. Jeschar, R.; Kostowski, E.; Alt, R.: *Wärmestrahlung in Industrieöfen*. International Studies in Science and Engineering, Technische Universität Clausthal-Zellerfeld und Silesian University of Technology Gliwice, 2004
78. FREITAS, F. C. G.: *Balanço Energético de um Forno Túnel de Cerâmica Estrutural Convertido de Lenha para Gás Natural (Energiebilanz eines keramischen Tunnelofens, der von Brennholz auf Erdgas umgestellt wurde)*. Dissertation, Federal University of Rio Grande do Norte, 2007
79. Junge, K.; Tretau, A.; Specht, E.: *Energieaufwand zur Rohlingstrocknung in Kammertrocknern*. Jahrbuch Ziegelindustrie International, (2007), S. 25-38
80. Ridder, J.: *Energy-Efficient Firing of Ceramic Sanitaryware - Technology Update*. DKG, 93 (2016), Nr. 1-2

81. Appel, F.; Böke, J.; Rimpel, E.: *Forschungsvereinigung der Keramikanlagenbauer tagt bei innovatherm*. Ziegelindustrie International, 68 (2016), Nr. 8
82. Redemann, T.; Specht, E.; Rimpel, E.: *Limitations of the use of circulation systems and their influence on the temperature and velocity profile in tunnel kilns*. Brick and Tile Industry International, (2015), Nr. 4, S. 6
83. Bölling, R. L., W.; Perkowski, D.; Gruber, J.: *Fans for high convective furnaces, in: Pfeifer, H.; Nacke, B.; Beneke, F.: Handbook of Thermoprocessing Techniques, Volume 2: Plants, Components, Safety*. Vulkan Verlag, Essen, 2015
84. Redemann, T.; Specht, E.; Rimpel, E.; Pfeifer, H.; Hof, J.: *Neues Konzept zur Verbesserung des Wärmeübergangs im Tunnelofen*. 57. Würzburger Ziegellehrgang, Würzburg, 4.-6.12.2018
85. Vogt, S.: *Zur Rolle des Wärmeverbundes im Ziegelwerk*. Ziegelindustrie International, 62 (2009), Nr. 9, S. 23-37
86. Walter, G.; Erler, F.; Becker, F. H.: *Entwicklung von hochtemperaturbeständigen Lagern bei Transportrollen in Öfen der Ziegelindustrie*. Gas Wärme International, 52 (2003), Nr. 7, S. 434-439
87. Vorhauer, N.; Tretau, A.; Bück, A.; Prat, M.: *Microwave drying of wet clay with intermittent heating*. Drying Technology, 37 (2019), Nr. 5, S. 664–678
88. Zhang, Y.; Wang, J.; Redemann, T.; Specht, E.: *Thermal behavior of kiln cars while traveling through a tunnel kiln*. Advances in Mechanical Engineering, 7 (2015), S. 1-8
89. Müller, R.: *Die Annäherung der Temperaturabhängigkeit der Transportkoeffizienten von Gasen durch einen Potentansatz*. Chemie-Ing.-Techn., 40 (1968), S. 344-349
90. Lecheler, S.: *Numerische Strömungsberechnung*. (2009)

Anhang

A.1 Stoffgrößen Einzelgase und Gasgemische

Potenzansätze mit Fehler von $\pm 3\%$ nach [89] bezogen auf $T_0 = 273\text{ K}$ für die Gaskomponente i .

Tabelle A-1: Parameter zur Berechnung der temperaturabhängigen Stoffgrößen der Gaskomponente i

Gas i	\tilde{M} $\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$	c_{p0} $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	n_c -	λ_0 $\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$	n_λ -	v_0 $10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	n_v -	Pr -
H ₂	2	14,2	0,05	0,17	0,69	9,44	1,65	0,70
CH ₄	16	2,08	0,59	0,031	1,26	1,47	1,72	0,72
H ₂ O	18	1,75	0,20	0,016	1,42	1,09	2,13	0,95
N ₂	28	1,00	0,11	0,024	0,76	1,33	1,67	0,70
CO	28	1,00	0,12	0,024	0,78	1,33	1,67	0,70
O ₂	32	0,90	0,15	0,025	0,80	1,37	1,67	0,70
CO ₂	44	0,84	0,30	0,017	1,04	0,73	1,77	0,73

Dichte:

$$\rho = \sum_i \tilde{x}_i \cdot \rho_i \quad \text{mit} \quad \frac{\rho_i}{\rho_{i0}} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{-1} \quad (\text{A-1})$$

reale spez. Wärmekapazität:

$$c_p = \sum_i x_i \cdot c_{pi} \quad \text{mit} \quad \frac{c_{pi}}{c_{p0i}} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{n_{ci}} \quad (\text{A-2})$$

Wärmeleitfähigkeit:

$$\lambda = \sum_i x_i \cdot \lambda_i \quad \text{mit} \quad \frac{\lambda_i}{\lambda_{0i}} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{n_{\lambda i}} \quad (\text{A-3})$$

kinematische Viskosität:

$$v = \sum_i x_i \cdot v_i \quad \text{mit} \quad \frac{v_i}{v_{0i}} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{n_{vi}} \quad (\text{A-4})$$

mittlere spezifische Wärmekapazität:

$$c_{pi}|_{T_0}^{T_1} = \frac{1}{T_1 - T_0} \cdot \int_{T_0}^{T_1} c_{pi}(T) \cdot dT = \frac{c_{pi}(T_0)}{n+1} \cdot \left[\frac{(T_1/T_0)^{1+n_{ci}} - 1}{T_1/T_0 - 1} \right] \quad (\text{A-5})$$

A.2 Referenzofen 2

Zur Validierung des in Kapitel 3 vorgestellten Prozessmodells stand ein weiterer Brennprozess für Dachziegel zur Verfügung. Das Prozessschema dieses zweiten Referenzofens ist in Abbildung A-1 gezeigt, der sich nicht wesentlich vom Ofenprozess unterscheidet, der bereits in Kapitel 5 vorgestellt worden ist. Speziell in diesem Ofen ist die Steuerung der Aufheizung eingeschränkt, da in diesem Bereich keine gezielte Frischluft- bzw. Brennstoffzufuhr vorgesehen ist. Als Brennstoff wird Erdgas L eingesetzt.

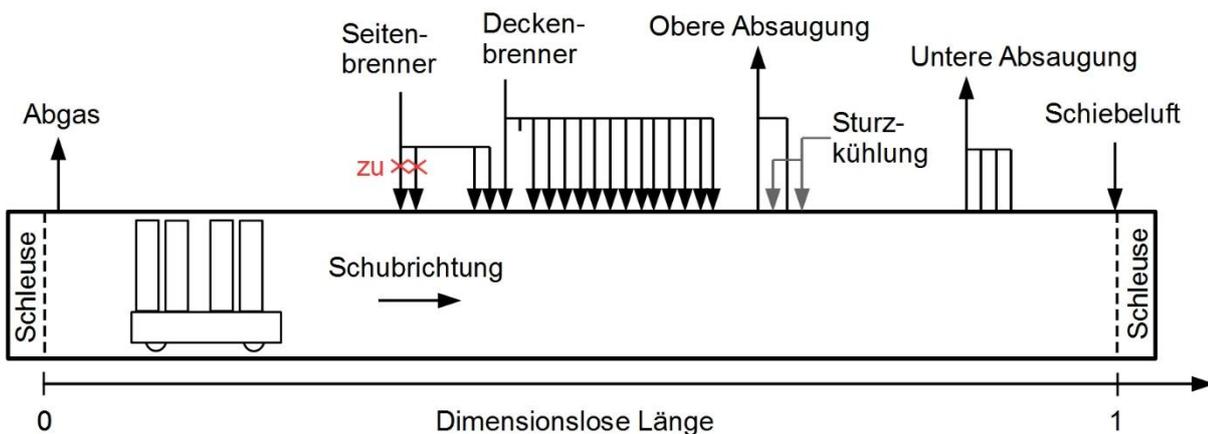


Abbildung A-1: Prozessschema des Referenzofens 2 (BMI Technical Services GmbH)

Der zugehörige Besatzaufbau, bestehend aus Flächenziegel und H-Kassetten, sowie das vereinfachte Plattenmodell ist in Abbildung A-2 gezeigt. Die Einheit aus Ziegel und Kasette ist in einer horizontal ausgerichteten Platte zusammengefasst. Die reale Oberfläche dieser Einheit von 0,75 m² wird durch die Vorstellung von Rippen auf der Oberfläche erreicht. Die mittlere Dichte ist 2012 kg/m³. Das dazu benötigte Volumen sowie die Oberfläche wurden mittels CAD-Software aus einem 3D-Modell berechnet. Ein Besatzpaket besteht aus 15 Einzelplatten, wobei 4 Besatzpakete auf einen Ofenwagen gesetzt sind. Zwischen den Brenngassen sind zwei Besatzpakete angeordnet.

In Abbildung A-3 sind die gemessenen Temperaturprofile für verschiedene Stellen im Besatz gezeigt. Dabei wurden neben der Besatztemperatur auch die Gastemperatur

und die Temperatur auf der Oberseite des Ofenwagens bestimmt. Für diesen Betriebspunkt sind die gemessenen gaseitigen Ein- und Ausgänge am Ofen in Abbildung A-4 aufgeführt, wobei alle Werte auf

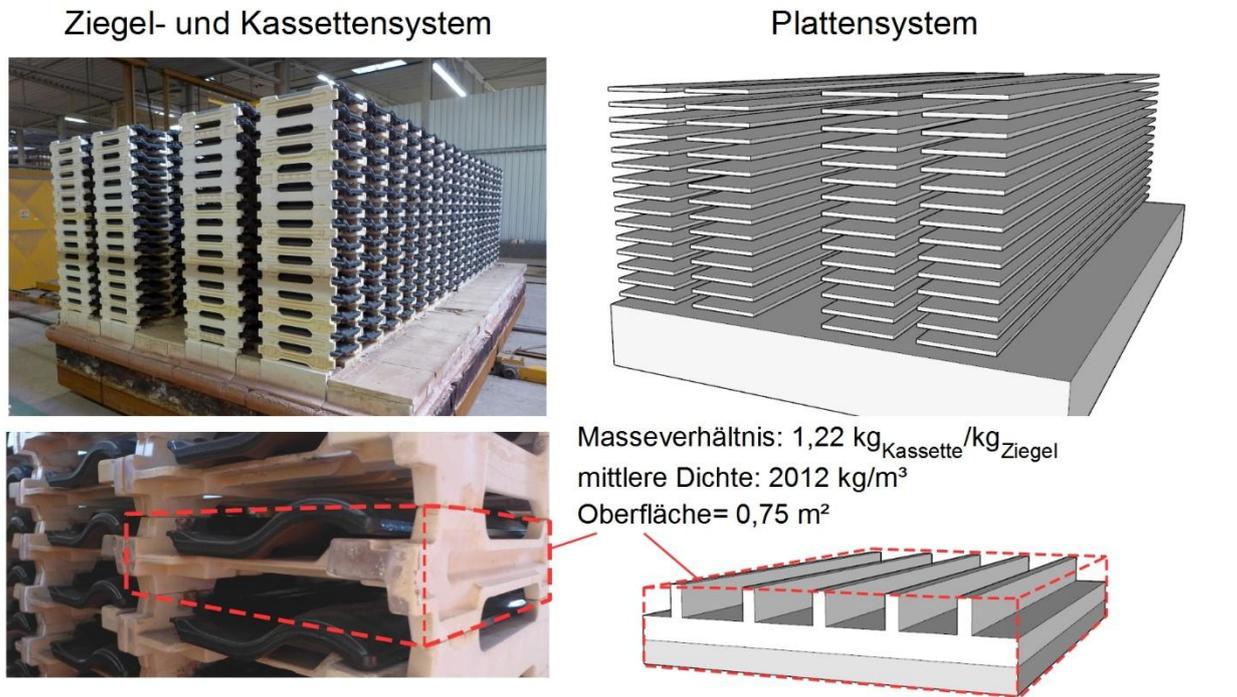


Abbildung A-2: Besatz und dessen geometrische Vereinfachung im Referenzofen 2 (Fotos: BMI Technical Services GmbH)

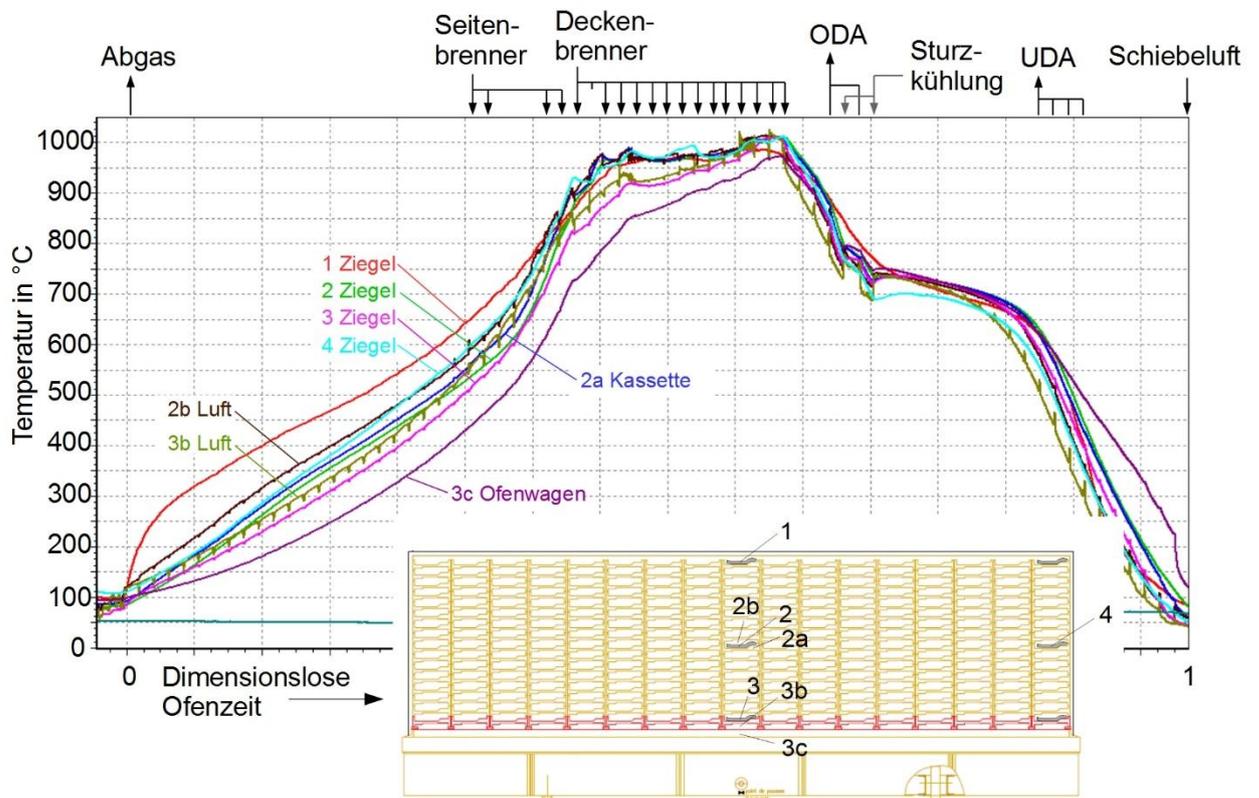


Abbildung A-3: Gemessene axiale Temperaturprofile für verschiedenen Besatzpositionen

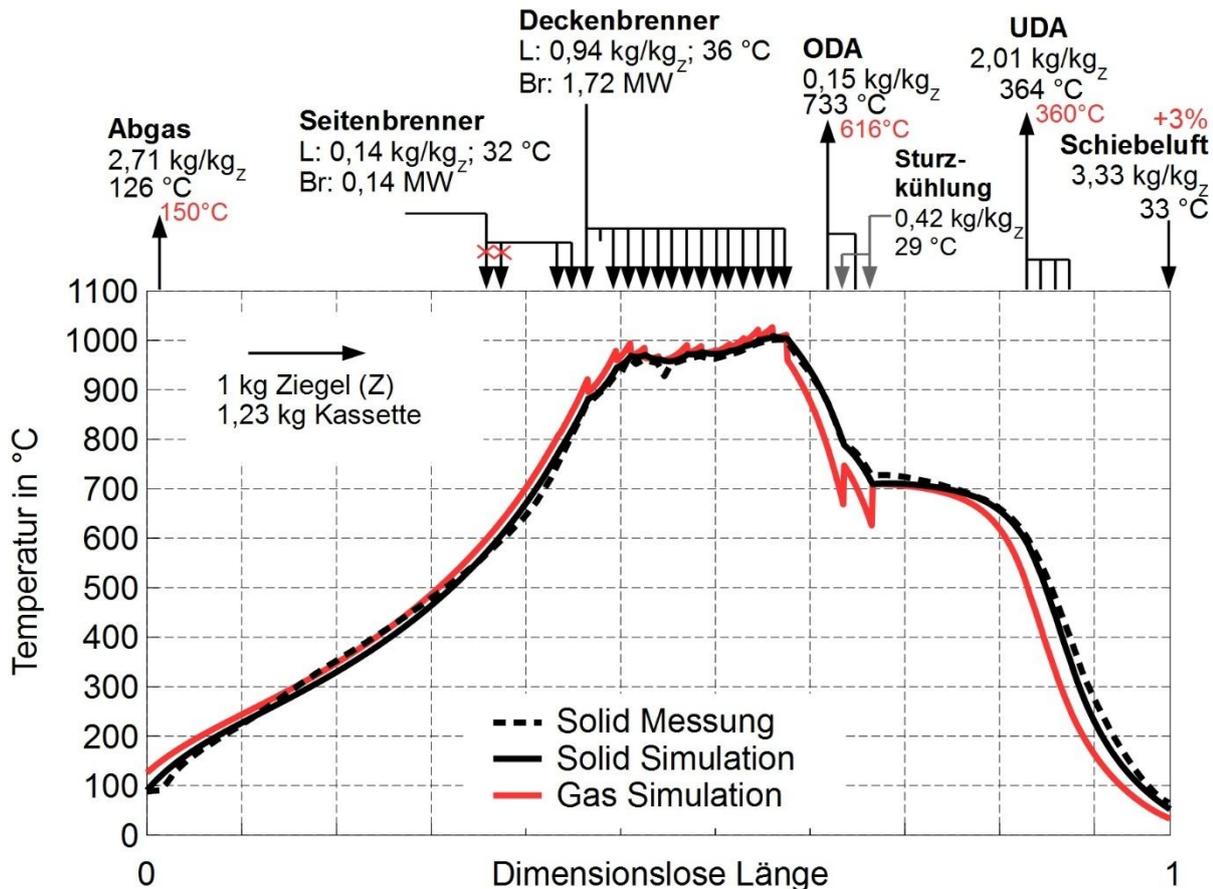


Abbildung A-4: Gasseitige Ein- und Ausgänge am Referenzofen 2, schwarz: für Simulation genutzte Werte, rot: Messwerte bzw. relative Messwerte

1 kg Ziegel bezogen sind. Das axiale Profil der mittleren Besatztemperatur dient dabei als Referenzkurve im Vergleich zu den berechneten Profilen mit dem Prozessmodell. Im Unterschied zu Kapitel 5, wurde bei dieser Simulation die thermisch aktive Masse des Ofenwagens nicht der Besatzmasse zugeschlagen. Vielmehr wurde der übertragende Wärmestrom an den Ofenwagen aus der gemessenen Wagentemperatur ermittelt. Die Berechnung beinhaltet dabei den konvektiven Wärmeübergang im Spalt zwischen Ofenwagen und Besatz, Gasstrahlung vom Gas an den Wagen sowie Festkörperstrahlung zwischen Besatzunterseite und Ofenwagen. Dieses Netzwerk aus thermischen Widerständen ist in Abbildung 3-4 prinzipiell dargestellt und analog Abbildung 4-20 aufgebaut. Die Temperatur an der Oberseite des Ofenwagens ist dabei bereits gegeben, sodass der Rechenaufwand geringer ist. Die Berechnung der Wärmeströme orientiert sich an den Gleichungen (4.48) bis (4.52), wobei die Wand durch den Wagen ersetzt wird. Um diese gute Übereinstimmung zwischen Messung und Experiment zu erzielen, wurde zum einen der konvektive Wärmeübergang zwischen Besatz und Ofengas um 30 % erhöht. In Abbildung 5-11 wurde bereits gezeigt, dass der konvektive Wärmeübergang bei einer Abweichung von 30 % einen geringen Einfluss auf die Brennkurve hat. Zum anderen musste der Wärmestrom durch Festkörperstrahlung zwischen Besatz und Ofenwagen um 44 % reduziert werden. Dies wird damit begründet,

dass die gemessene Ofenwagentemperatur ca. 2 cm tief innerhalb des Ofenwagenplateaus gemessen wurde. Die tatsächliche Temperatur auf dem Ofenwagenplateau ist demnach höher, wodurch die Strahlung deutlich reduziert wird. Abbildung A-5 zeigt das Temperaturprofil sowie die Brennstoffverteilung über die Brennzone. Hierbei ist zu erwähnen, dass die Brennstoffverteilung nicht bekannt ist und entsprechend dem Kurvenverlauf angepasst wurde.

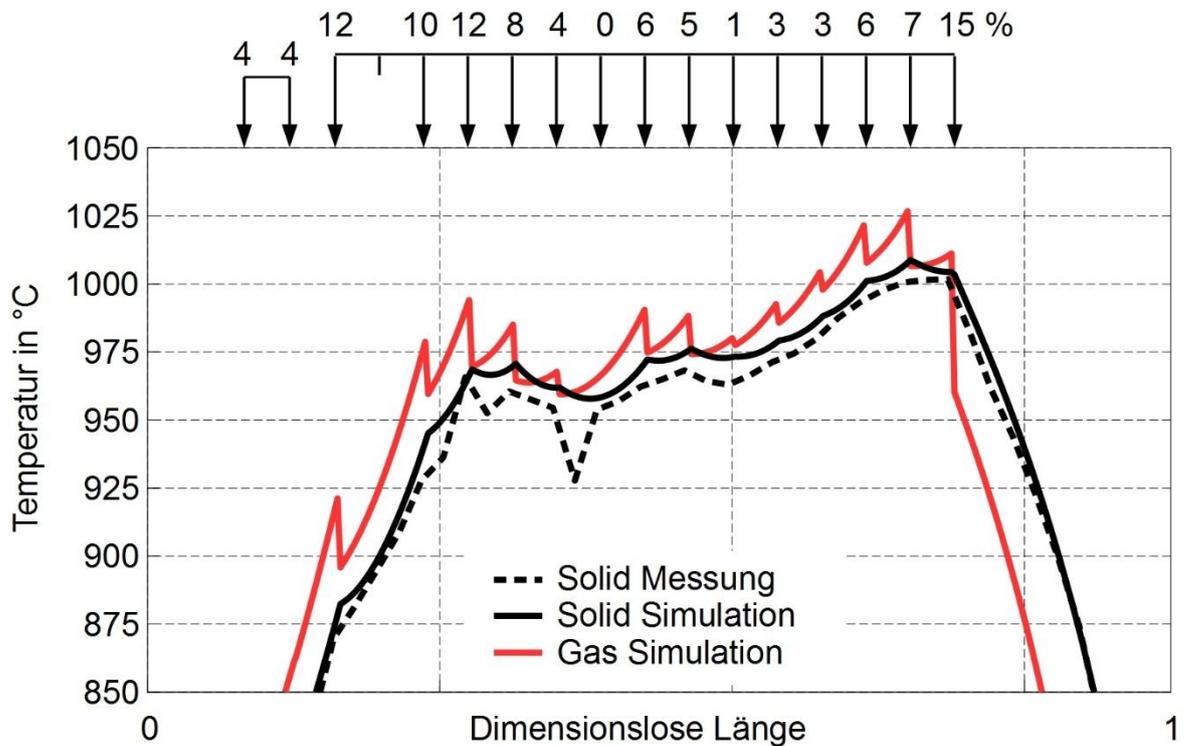


Abbildung A-5: Gemessenes und berechnetes axiales Temperaturprofil im Bereich der Brennzone sowie Brennstoffverteilung im Referenzofen 2

Auch bei diesem Brennprozess mit Dachziegelbesatz ist der radiative Wärmeübergangskoeffizient mit maximal $10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ gering, wie in Abbildung A-7 gezeigt. Das liegt zum einen an der hohen Luftzahl im Tunnel von bis zu 20 an der letzten Brennergruppe sowie an der geringen Schichtdicke des strahlungsaktiven Gasgemisches. In der Vorwärm- und Kühlzone dominiert die Konvektion den Wärmübergang mit 8 bis $14 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. In Abbildung A-7 ist noch eine Auswahl weiterer Prozessgrößen gezeigt, an die an dieser Stelle nicht weiter eingegangen wird.

Die Energieströme am Ofen sind in Abbildung A-8 gezeigt. Bezogen auf einen kg Ziegel werden $1,72 \text{ MW}$ über den Brennstoff in den Prozess eingetragen. Den Ofenprozess verlassen davon ca. 23 % über das Abgas sowie 50 % über die Kühlluftabsaugung. Der verbleibende Anteil wird in den Ofenwagen eingespeichert und führt zu Ausfahrverlusten. Von dem Wärmestrom mit $2,34 \text{ MW}$, der über den aufgeheizten Besatz in die Kühlzone gelangt, fließen $1,67 \text{ MW}$ in Form von aufgewärmter Kühlluft zurück in Richtung Brennzone. Dies entspricht einem Grad der Rückgewinnung von 71%. Dabei

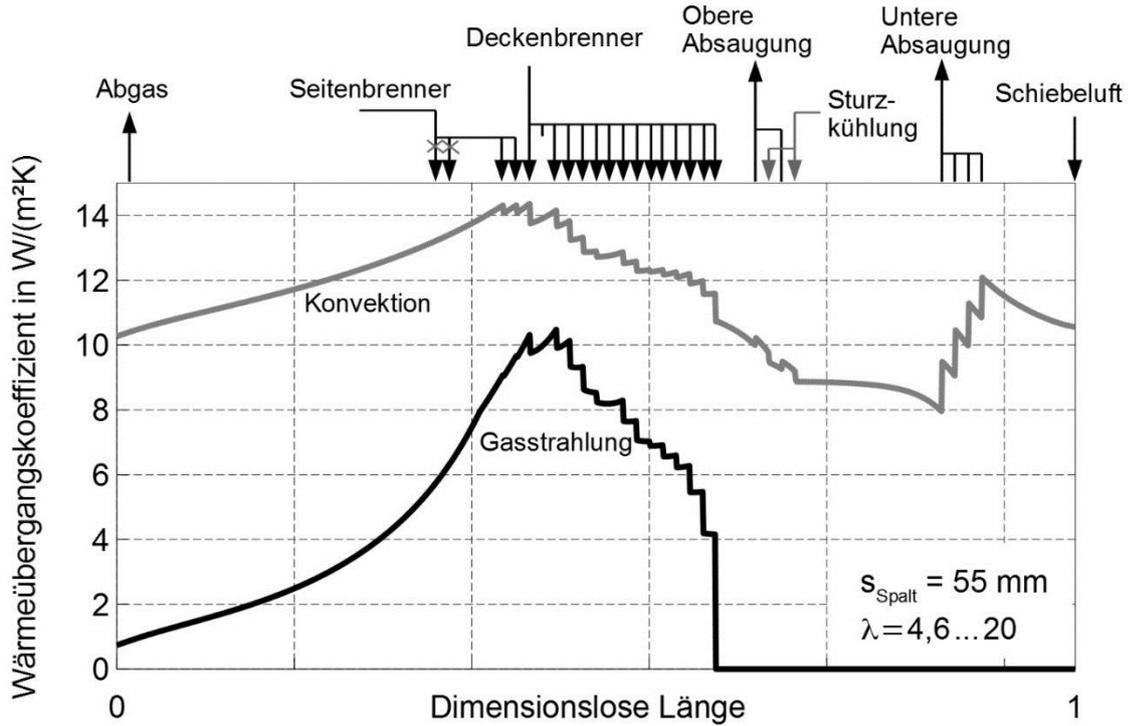


Abbildung A-6: Wärmeübergang im Referenzofen 2 (i. Z. m. BMI Technical Services GmbH)

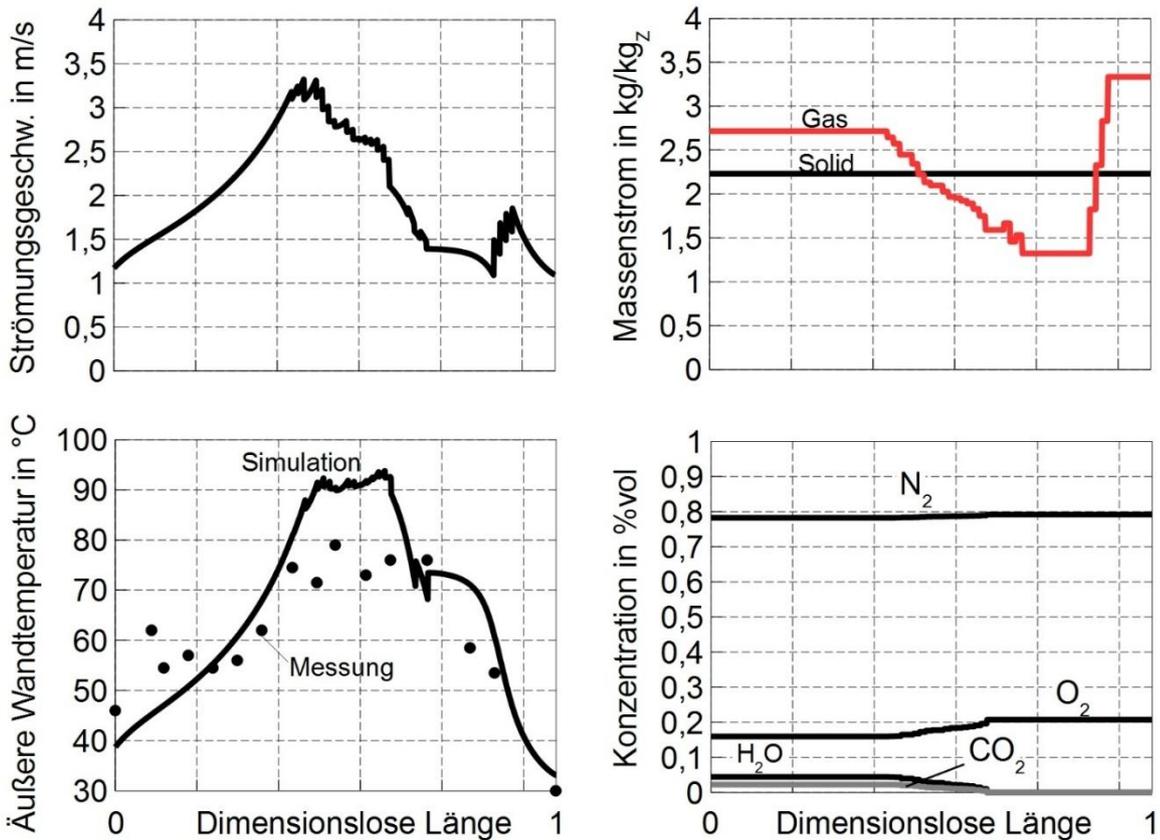


Abbildung A-7: Axiale Profile der Strömungsgeschwindigkeit im Besatz, der äußeren Ofenwandtemperatur, der Gaszusammensetzung und der Massenströme im Referenzofen 2 (i. Z. m. BMI Technical Services GmbH)

wurde der Anteil bewusst nicht hinzuaddiert, der den Brennprozess über die Kühlluftabsaugung verlässt, da dieser Anteil prozessintern nicht mehr zur Verfügung steht. 31 % der in den Wagen eingespeicherten Wärme wird in der Kühlzone rekuperiert.

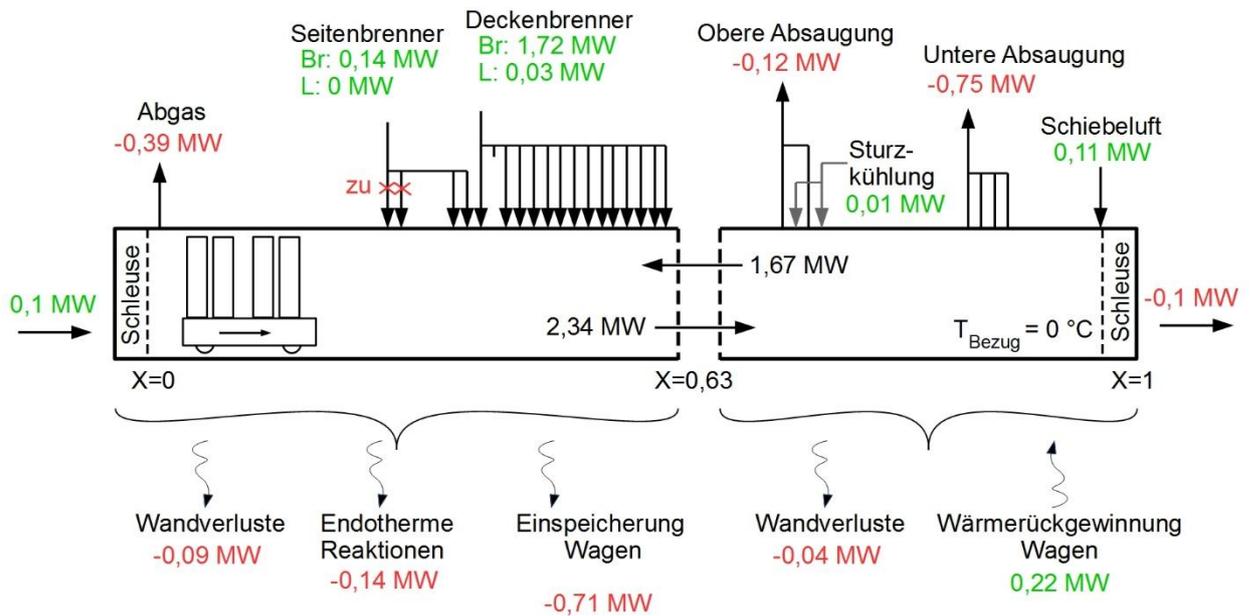


Abbildung A-8: Energieströme am Referenzofen 2, Energieströme bezogen auf einen kg Ziegel (i. Z. m. BMI Technical Services GmbH)

A.3 Wärmeleitfähigkeit von Dachziegeln

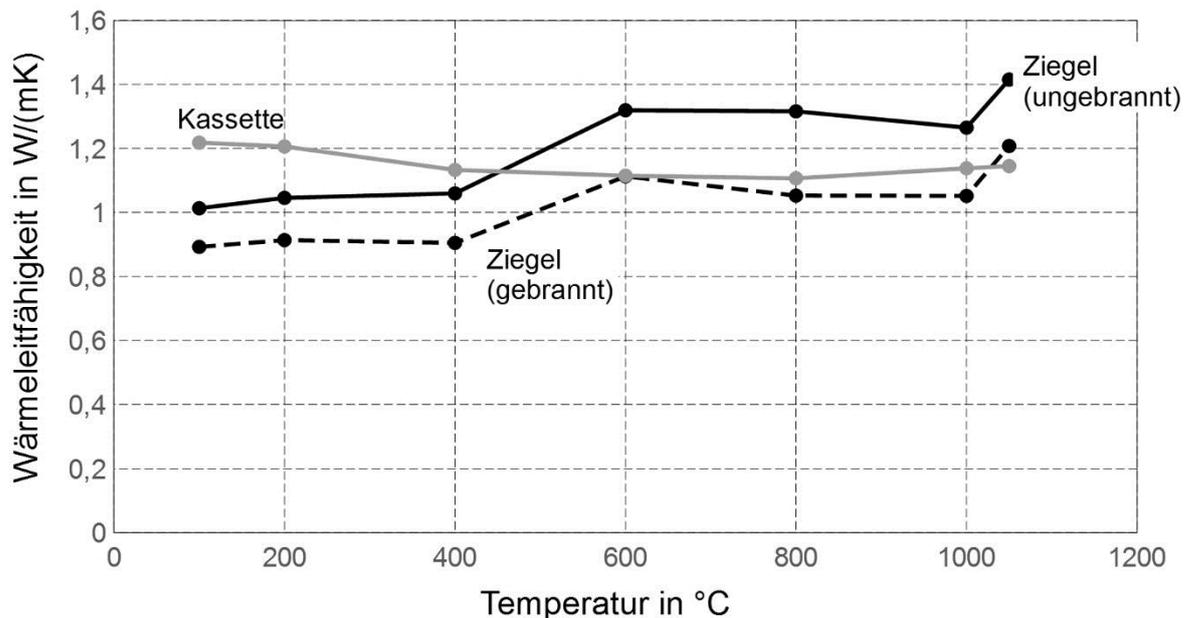


Abbildung A-9: Ermittelte Wärmeleitfähigkeit einer Ziegel- und Kasettenprobe mittels LFA

A.4 Fortsetzung Parametervariationen Kapitel 6.3

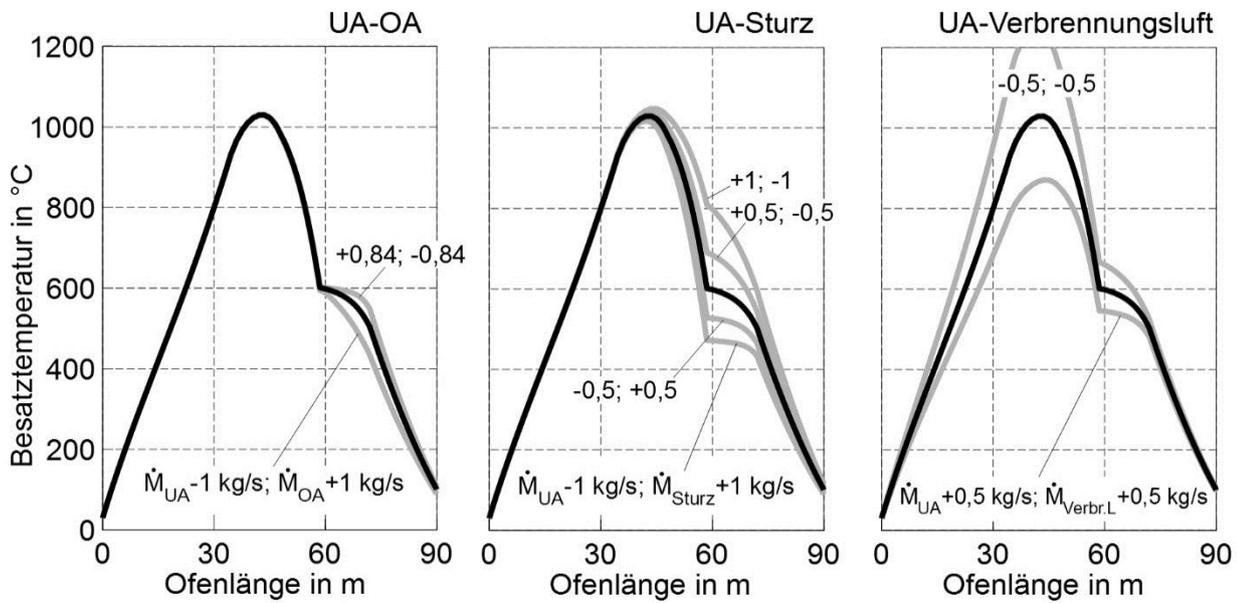


Abbildung A-10: Einfluss der Kühlluftmenge auf die Brennkurve unter Beibehaltung der Gasmenge während der Aufheizung und der Endkühlung

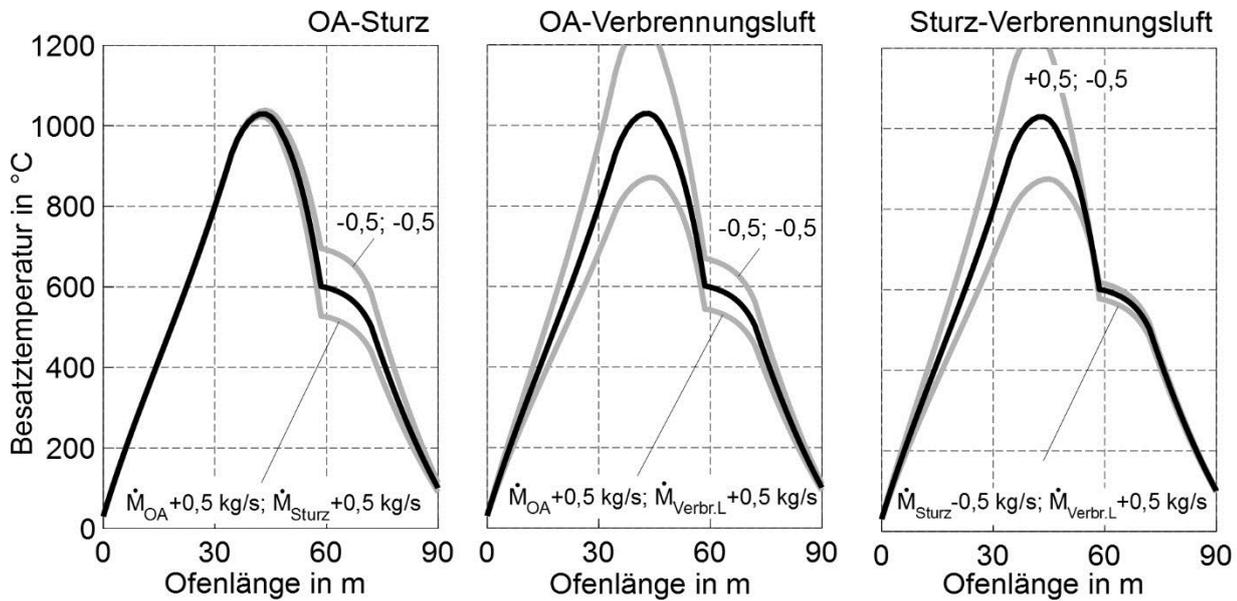


Abbildung A-11: Einfluss der Kühlluftmenge im Bereich der Brenn- und Sturzkühlzone

A.5 Einfluss der Brennstoffverteilung auf die Brennzone

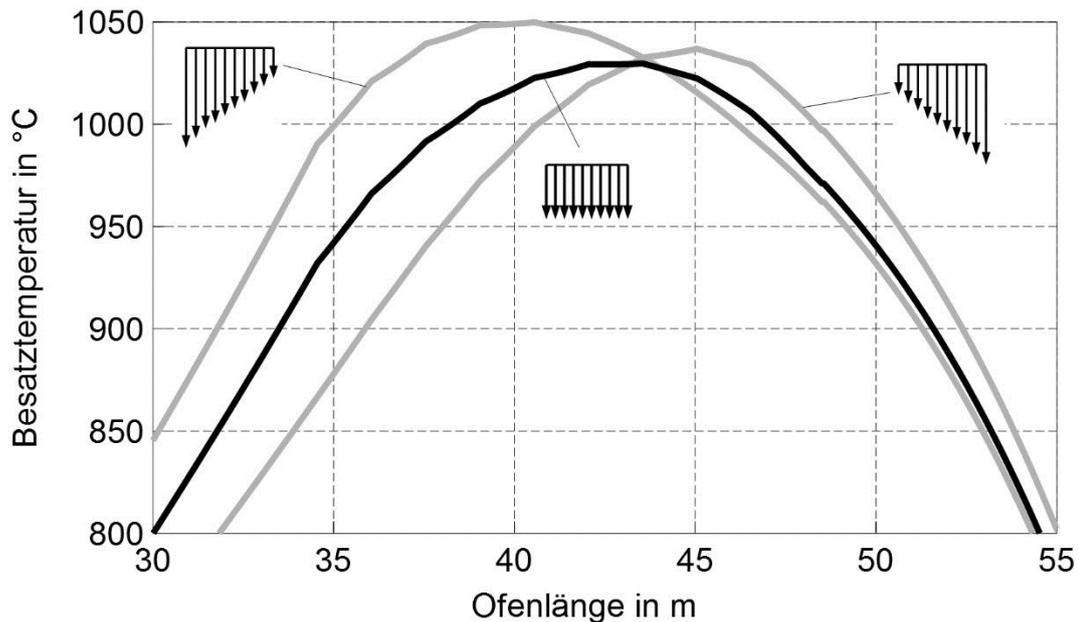


Abbildung A-12: Einfluss der Brennstoffverteilung auf die Brennkurve im Bereich der Brennzone, vergrößerter Ausschnitt aus Abbildung 6-5

A.6 Strömungssimulation von klassischen Umwälzkreisläufen

Unter Verwendung des Softwarepakets ANSYS wurden in einem bereits abgeschlossenen Forschungsvorhaben [17] die Wirkung von Umwälzkreisläufen auf das Strömungsprofil der Ofengase bei der Durchströmung des Besatzes untersucht. Die folgenden Ergebnisse sind dem entsprechenden Forschungsbericht entnommen.

A.6.1 Gittergenerierung

Die Geometrie sowie die Gittergenerierung wurden mit Hilfe des Unterprogramms ICEM CFD durchgeführt. In Abbildung A-13 ist beispielhaft das unstrukturierte Gitter innerhalb eines Besatzpakets und der Einblasöffnung dargestellt. Auf ein sehr feines Gitter in Wandnähe wurde verzichtet, da der Wärmeübergangskoeffizient nicht direkt aus der Simulation berechnet wird. Die Simulation soll als Ergebnis die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Besatzpaket bzw. in den Besatzspalten liefern, um mit bekannten Nußeltfunktionen den Wärmeübergangskoeffizient abzuschätzen.

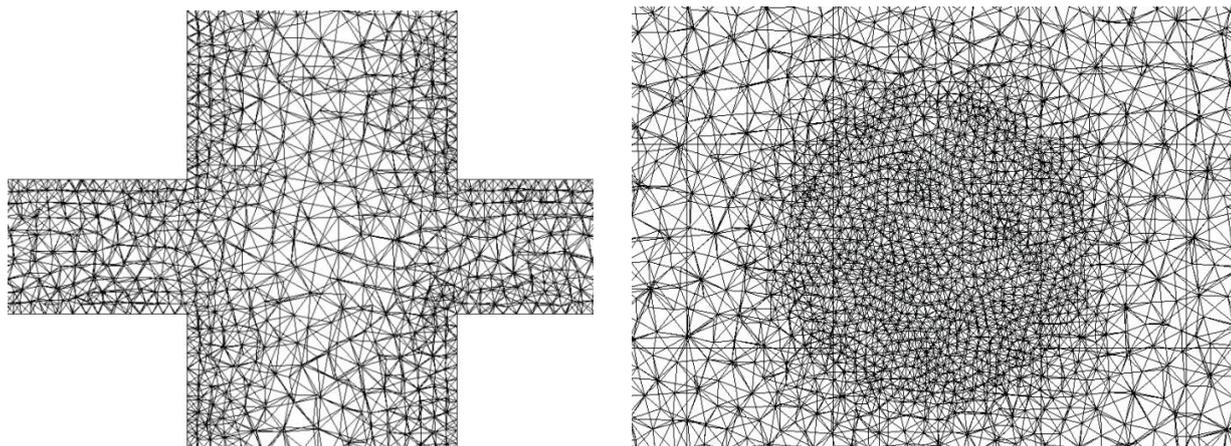


Abbildung A-13: Gittergenerierung im Querschnitt, links: Besatzspalt, rechts: Einblasöffnung

A.6.2 Simulation

Die Strömungssimulation wurde mit dem Unterprogramm FLUENT durchgeführt. Dabei wurden die Modelle und Löser entsprechend Tabelle A-2 benutzt.

Tabelle A-2: Verwendete Modelle und Löser der numerischen Strömungssimulation

Modelle	<ul style="list-style-type: none"> - Energy - Viscous, Turbulence Model $k - \varepsilon$, Standard Wall Functions
Löser	<ul style="list-style-type: none"> - Pressure – Velocity Coupling: Simple Scheme - Spatial Discretization: <ul style="list-style-type: none"> Gradient: Least Squares Cell Based Pressure: Standard Momentum: First Order Upwind Turbulent Kinetic Energy: First Order Upwind Turbulent Dissipation Rate: First Order Upwind Energy: First Order Upwind

Das hier verwendete $k - \varepsilon$ -Modell ist ein Turbulenzmodell, das durch hohe Stabilität und geringem Rechenaufwand gekennzeichnet ist. Es ist zur Berechnung der Strömung im Inneren des Strömungsfeldes gut geeignet, weist jedoch bei der Berechnung in Wandnähe Ungenauigkeiten auf [90]. Die Zielgröße der numerischen Berechnung ist die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in den Besatzspalten. Die Berechnungsgenauigkeit in Wandnähe ist daher weniger ausschlaggebend.

A.6.3 Simulationsergebnisse Dachziegelbesatz

Unter Verwendung des zuvor erwähnten CFD-Systems wird ein Ofensegment mit einem Umwälzkreis strömungstechnisch untersucht. Zur Vereinfachung der Geometrie ist der Besatz aus Platten aufgebaut, die z. B. einen Dachziegelbesatz mit H-Kassetten oder einen Fliesenbesatz widerspiegeln. Nach einer kurzen Einlaufstrecke trifft die axiale Hauptströmung auf den Ofenbesatz mit sieben Besatzpaketen, durchströmt diesen und verlässt das Ofensegment am Ende einer Beruhigungszone. Zur Reduzierung der Rechenzeit wird nur eine Symmetriehälfte des Ofens verwendet. Das Umwälzsystem ist somit zweifach ausgeführt. Die Vergleichsebenen A und B in Abbildung A-14 sowie die Vergleichslinien 1 bis 9 in Abbildung A-15 dienen als Referenzstellen zum Vergleich verschiedener Arten sowie Intensität der Umwälzung.

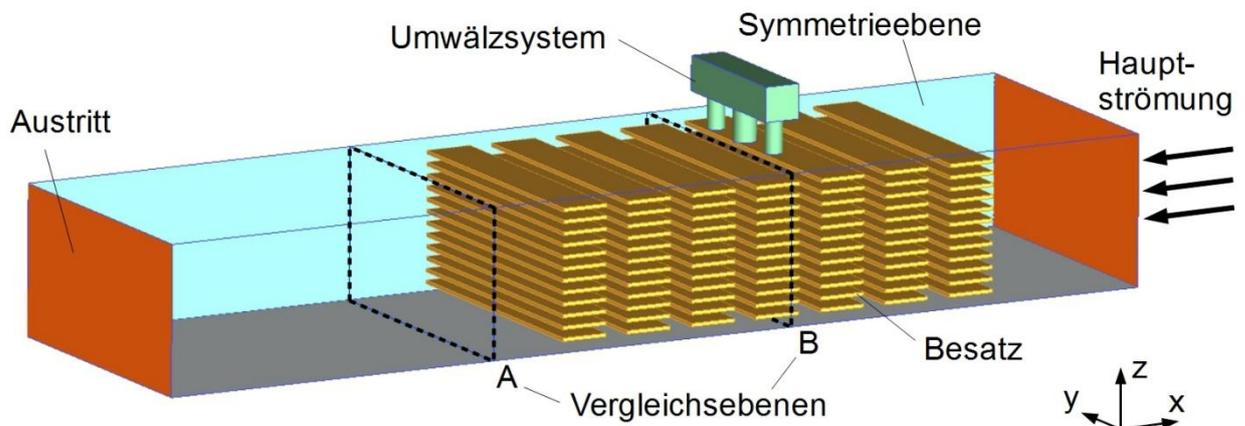


Abbildung A-14: Vereinfachtes Ofensegment mit Besatz und Umwälzkreis für die CFD-Simulation

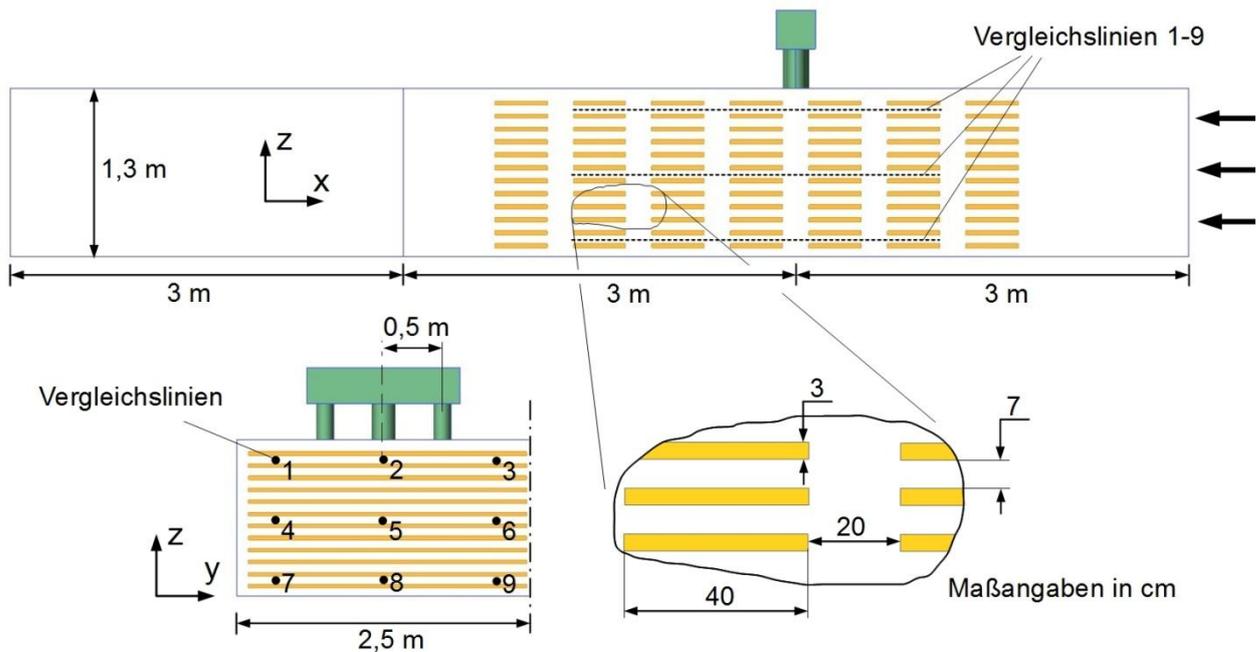


Abbildung A-15: Geometrische Abmessungen des Ofensegments

Im Folgenden wird Einfluss von Umwälzsystemen auf die Strömungsgeschwindigkeit über den Querschnitt des Brennkanals in Abhängigkeit von der umgewälzten Menge und von der Position der Absaugung und Einblasung diskutiert. Das Verhältnis aus umgewälzter Menge und Volumenstrom der Hauptströmung bzw. des Rauchgases wird als Umwälzrate φ definiert.

$$\varphi = \frac{\dot{V}_{\text{Umwälzer}}}{\dot{V}_{\text{Ofenströmung}}} \quad (\text{A-6})$$

Dieses Verhältnis kann eins durchaus übersteigen, d.h. es kann ein Vielfaches der Hauptströmung umgewälzt werden.

Unter Annahme einer Produktionsleistung von 200 t/d und dem spezifischen Energieverbrauch von 1 MJ/kg kann eine Strömungsgeschwindigkeit der Ofengase von etwa 0,2 m/s im leeren Brennkanal abgeschätzt werden.

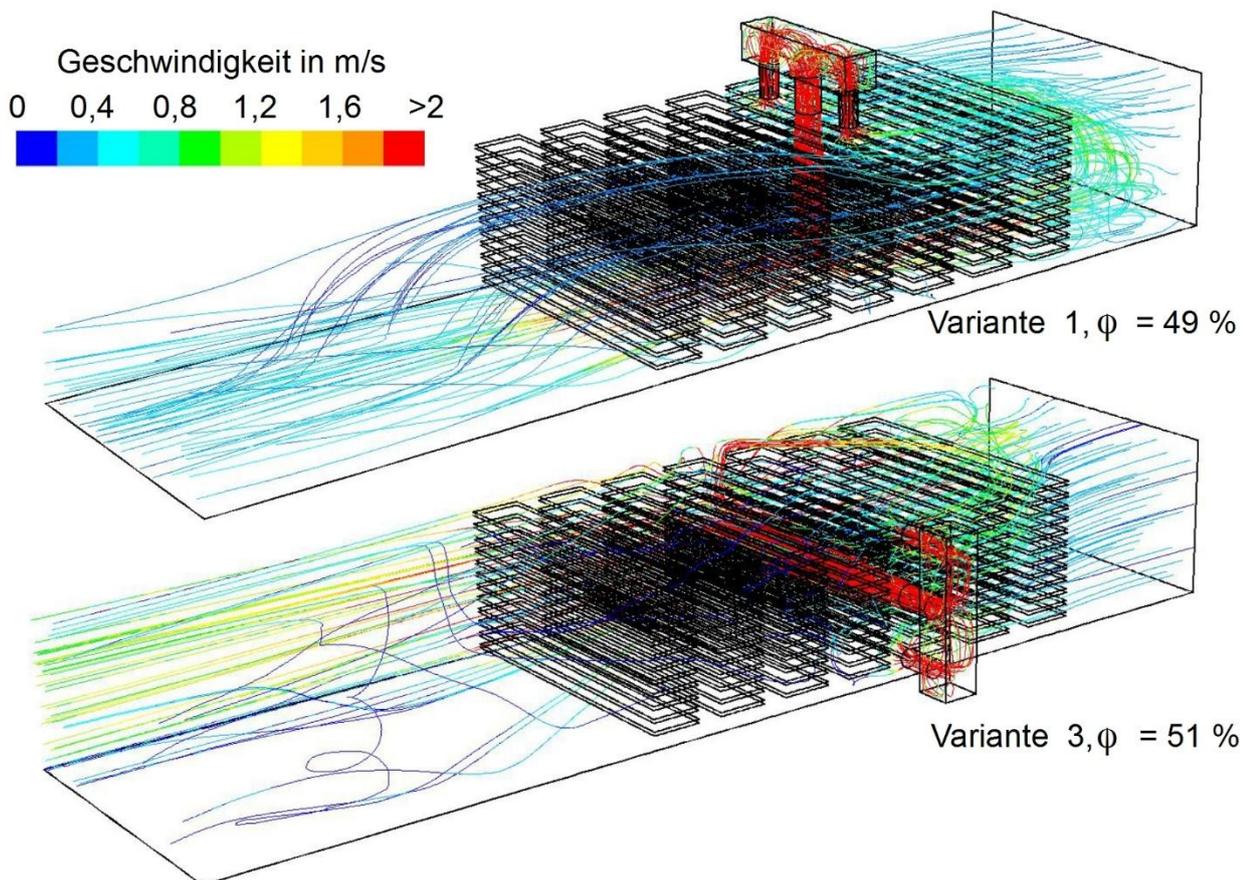


Abbildung A-16: Strömungslinien unterschiedlicher Umwälzkreise

In Abbildung A-16 sind beispielhaft für die Varianten 1 und 3 die Strömungslinien für eine Umwälzrate von $\varphi \approx 50\%$ dargestellt. Die Austrittsgeschwindigkeit des Umwälzkreises erreicht aufgrund der geringeren Querschnittsfläche im Vergleich zum Brennkanal ein Vielfaches gegenüber der Hauptströmung. Rot gefärbte Strömungslinien deuten hierbei auf Strömungsgeschwindigkeiten größer gleich 2 m/s hin. Aus Sicht der

Hauptströmung sind die Strömungslinien vor dem Umwälzkreis grünlich gefärbt, was einer Strömungsgeschwindigkeit von etwa 1 m/s entspricht. Die Farbgebung deutet im Allgemeinen auf eine sehr ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung hin.

In Abbildung A-17 sind für verschiedene Simulationsvarianten die Geschwindigkeitsfelder in Vergleichsebene B gezeigt (vgl. Abbildung A-14). Das Teilbild oben links zeigt die Geschwindigkeitsverteilung bei der Durchströmung des Besatzpakets ohne zusätzliche Umwälzung und wird hier als Referenzfall verwendet. Im Besatz zwischen den Platten stellt sich eine Strömungsgeschwindigkeit von ca. 0,3 m/s ein. Es ist deutlich zu erkennen, dass im Decken- und Randspalt höhere Geschwindigkeiten von bis zu 0,6 m/s auftreten. Insgesamt ist die Geschwindigkeit höher als die der aufgeprägten Strömungsgeschwindigkeit von 0,2 m/s am Eintritt des Ofensegments, da sich die Querschnittsfläche bei der Durchströmung des Besatzes verkleinert.

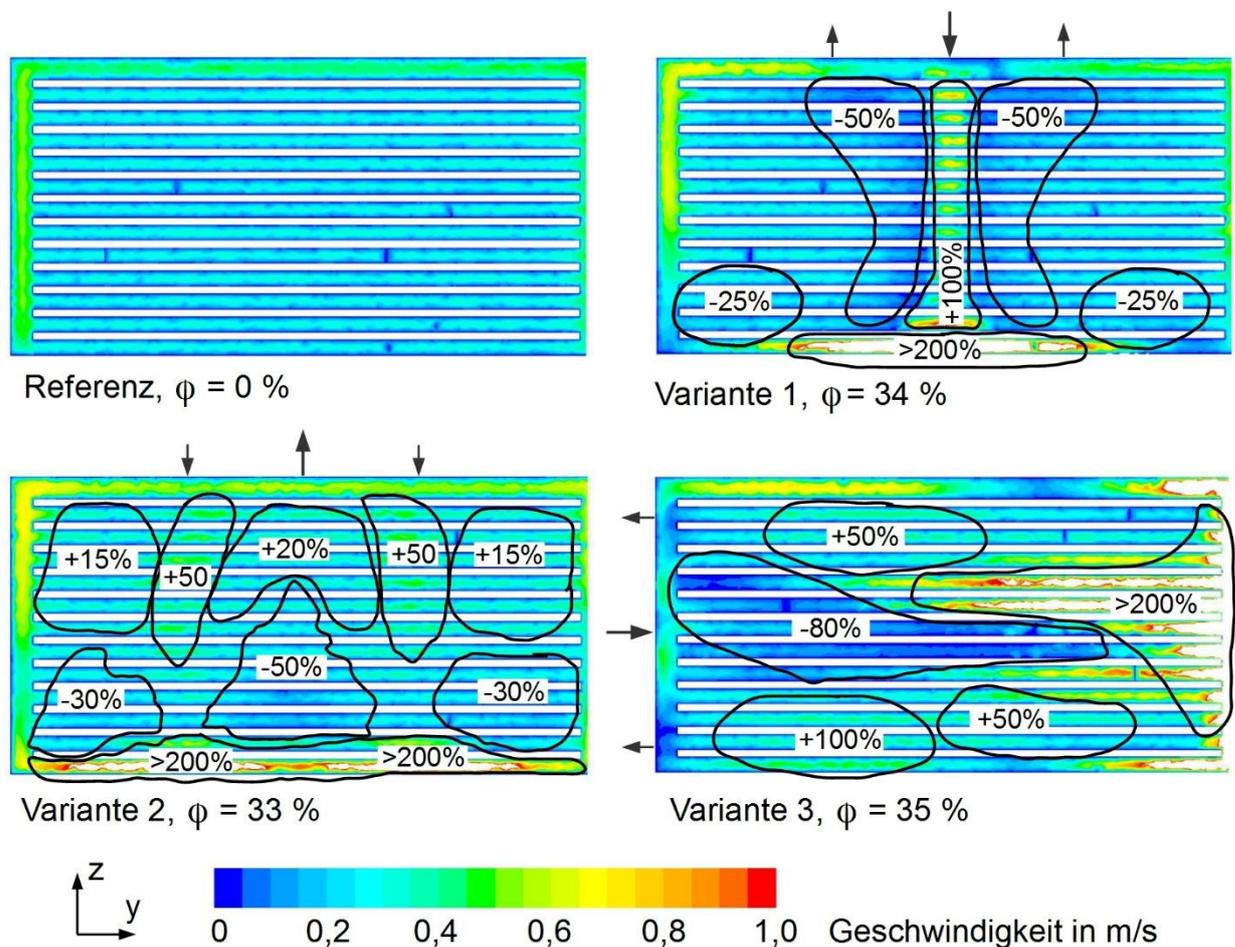


Abbildung A-17: Geschwindigkeitsfeld im Besatzpaket (Vergleichsebene B)

Wird nun wie in Teilbild oben rechts das Geschwindigkeitsfeld der Variante 1 mit Umwälzung mit dem Referenzfall verglichen, ergeben sich Bereiche im Besatz, in denen die Strömungsgeschwindigkeit gesteigert bzw. reduziert ist. Im Stauungsbereich ergeben sich sehr hohe Geschwindigkeiten. Dahingegen wird in der näheren Umgebung der Eindüsung und Absaugung sowie durch die Wirbel nahe den Wänden die Hauptströmung behindert und die Geschwindigkeit sinkt. In großen Teilen des Besatzes wird

die Strömungsgeschwindigkeit durch die Umwälzung kaum beeinflusst. Für Variante 2 ergibt sich ein ähnliches Ergebnis, jedoch sind hier die zwei Einblasstellen sichtbar. Es wird nur an einer Stelle abgesaugt. Die Umströmung des Besatzes wird über einen größeren Querschnitt beeinflusst. Dennoch ist die Geschwindigkeit gerade im unteren Bereich des Besatzes im Vergleich zum Referenzfall geringer. Auch Variante 3 zeigt ein ähnliches Verhalten, nur entsprechend der Anordnung des Umwälzsystems um 90° versetzt.

Diese Ergebnisse spiegelt ebenfalls Abbildung A-18 für die Variante 1 wieder. Es sind die Geschwindigkeitsprofile entlang des Besatzes für verschiedene Positionen dargestellt. Das Geschwindigkeitsprofil 5* zeigt die Strömungsgeschwindigkeit des Referenzfalls ohne Umwälzung mittig im Besatz. Wie schon zuvor deutlich wurde, ist die Geschwindigkeit über den Besatz gleichverteilt. Wird nun eine Umwälzung aufgeprägt, ist an zentraler Position 5 die Stelle der Eindüsung deutlich sichtbar. Die Geschwindigkeit liegt hier bei etwa 9 m/s.

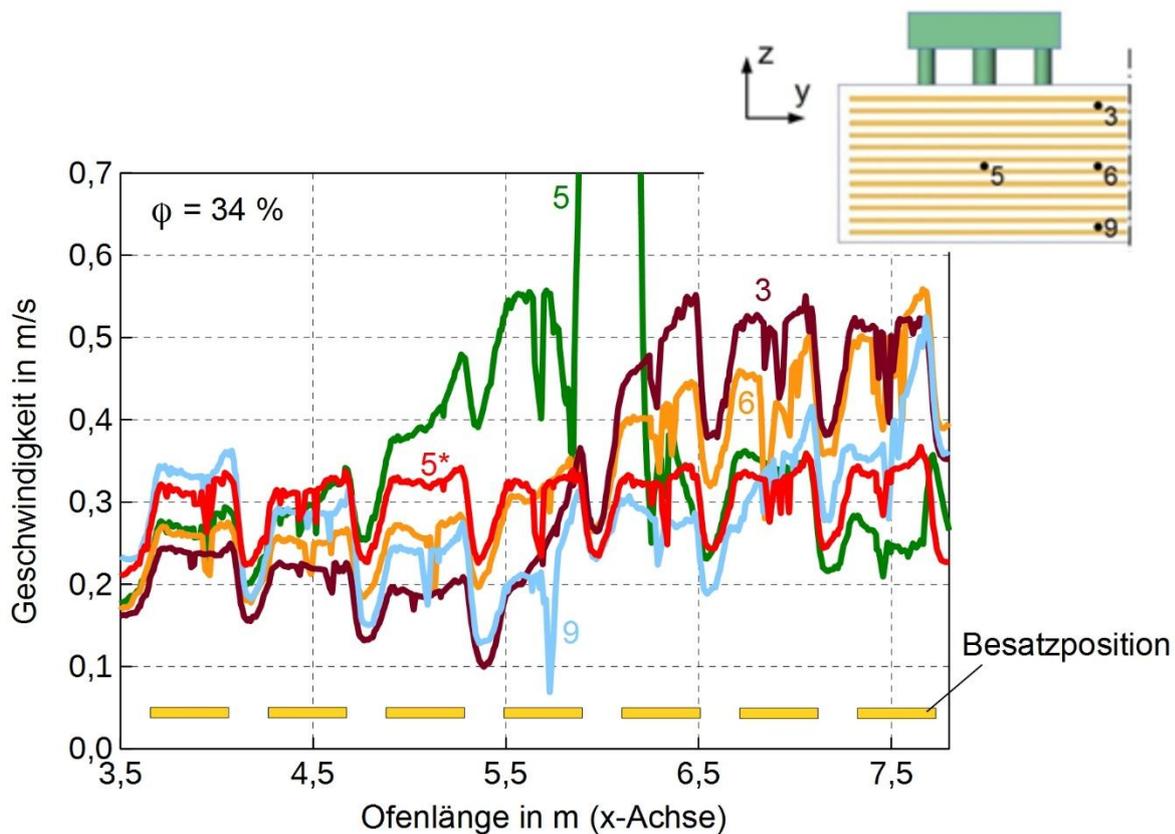


Abbildung A-18: Geschwindigkeitsprofil entgegen der Hauptströmungsrichtung mit und *ohne Umwälzung der Variante 1

Für die hinteren drei Besatzpakete zeigen die Profile der Positionen 2 und 3 eine Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit von bis zu 50 % und für die vorderen vier Besatzpakete eine Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit um bis zu 30 %. An Position 4 wird die Strömungsgeschwindigkeit nicht signifikant verändert. Im Allgemeinen

wird die Strömungsgeschwindigkeit aufgrund der punktförmigen Eindüsung ungleich beeinflusst.

Im Vergleich dazu sind in Abbildung A-19 die lokalen Geschwindigkeitsprofile der Variante 4 für eine Umwälzrate von 123 % gezeigt. Im Bereich der großflächigen Eindüsung und Absaugung ist der Einfluss der Umwälzung deutlich erkennbar. Die lokalen Geschwindigkeitsprofile auf den Vergleichslinien sind gleichmäßiger, weichen jedoch ebenfalls stark untereinander ab. Die Vergleichslinien 6 und 9 weisen im Bereich der Umwälzung die höchsten Geschwindigkeiten auf, außerhalb dieses Bereiches ist die Geschwindigkeit geringer als für den Fall ohne Umwälzung. Die Hauptströmung wird im unteren Bereich der Eindüsung blockiert. Sonst zeigen alle Vergleichslinien im Besatzpaket eine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit.

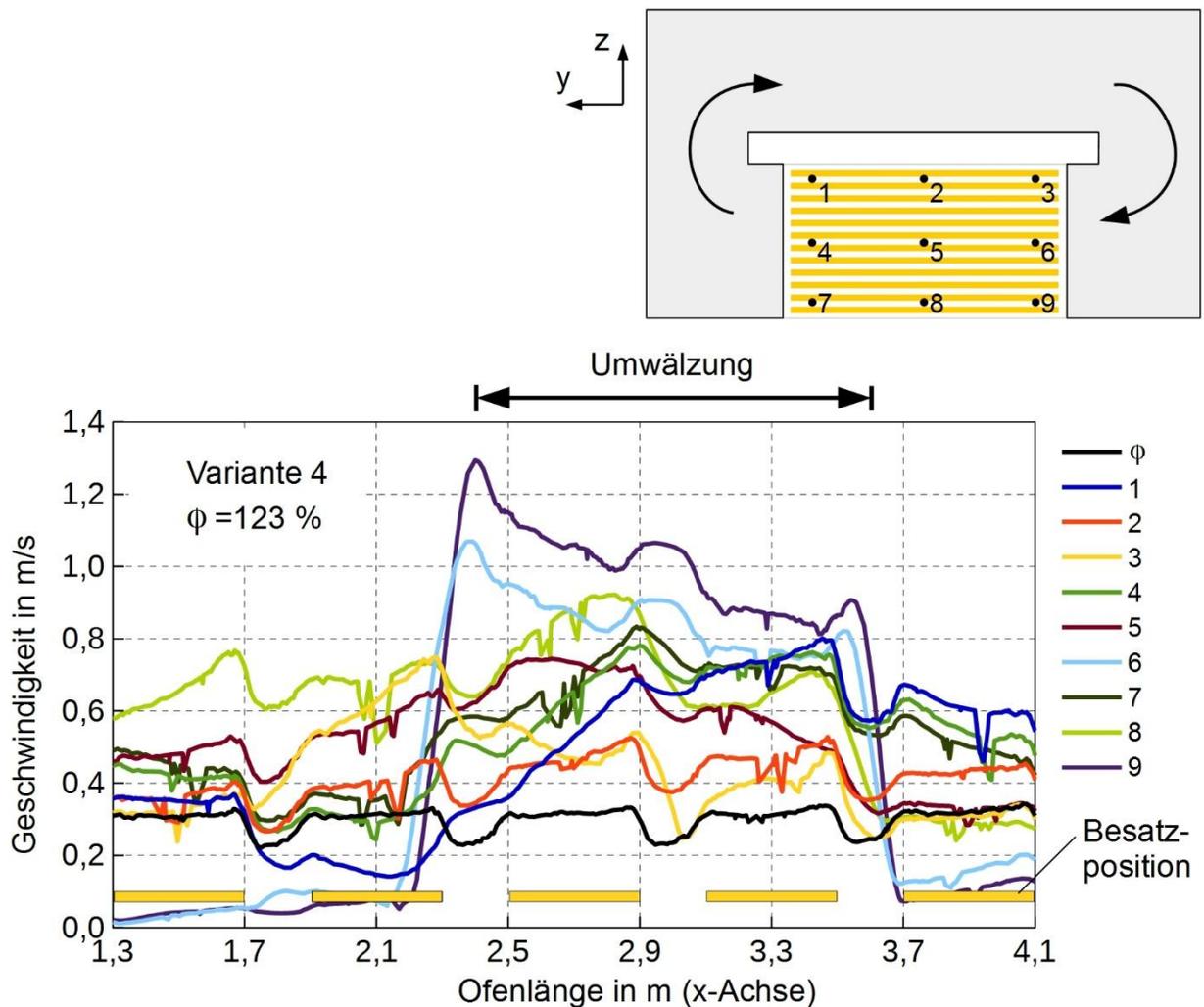


Abbildung A-19: Lokales Geschwindigkeitsprofil mit und ohne Umwälzung der Variante 4

In Abbildung A-20 sind die gemittelten Geschwindigkeitsprofile über alle Vergleichslinien der Umwälzvariante 4 gezeigt. Die Umwälzrate wurde dabei zwischen 0 und 300 % variiert. Bei einer Umwälzrate von beispielsweise 123 % kann die mittlere Strömungsgeschwindigkeit von 0,3 m/s auf ca. 0,75 m/s erhöht werden. Die mittlere Strö-

Strömungsgeschwindigkeit nimmt mit der Umwälzrate im Bereich der direkten Durchströmung des Besatzes zu. Durch den Umwälzkreis kann ein großflächiges Druckgefälle über den Querschnitt des Besatzes aufgebaut werden. Dies ist der grundlegende Unterschied zu Varianten 1 bis 3, die ein Druckgefälle auf nur einer Seite des Besatzes erzeugen. Der Nachteil der Variante 4 ist der relativ große Eingriff in die Ofenkonstruktion, wobei ein komplettes Ofensegment angepasst werden muss. Für einen Umbau bestehender Anlagen ist diese Variante nicht geeignet.

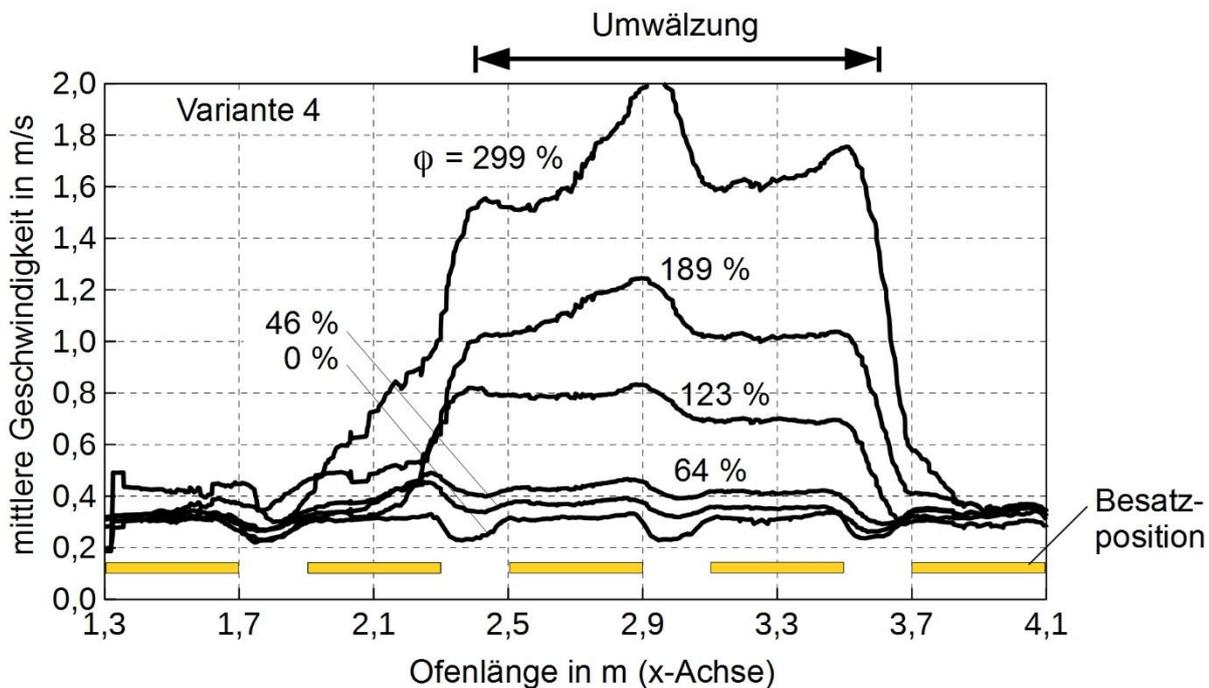


Abbildung A-20: Mittlere Strömungsgeschwindigkeit mit und ohne Umwälzung der Variante 4

Um das Niveau der Strömungsgeschwindigkeit innerhalb des gesamten Besatzpaketes sichtbar zu machen, wird eine Häufigkeitsverteilung verwendet, die auf die Strömung an der Stelle der Vergleichslinien 1 bis 9 bezogen sind. In Abbildung A-21 ist für die Variante 1 mit unterschiedlichen Umwälzraten die prozentuale Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit abgebildet. Für den Referenzfall (keine Umwälzung) weist die Strömung Geschwindigkeiten im Bereich von 0,2 bis 0,4 m/s auf, d. h. diese Geschwindigkeiten treten häufig auf.

Wird nun die Umwälzrate erhöht, verringert sich das Maximum der Häufigkeitsverteilung und verschiebt sich hin zu kleineren Strömungsgeschwindigkeiten. Insgesamt vergrößert sich jedoch der Bereich auftretender Geschwindigkeiten. Das Geschwindigkeitsspektrum wird breiter. Ein lokales Maximum befindet sich bei der Strömungsgeschwindigkeit größer gleich 2 m/s. Diese hohen Geschwindigkeiten sind im Bereich der Eindüsung zu finden, treten aber nicht häufig auf.

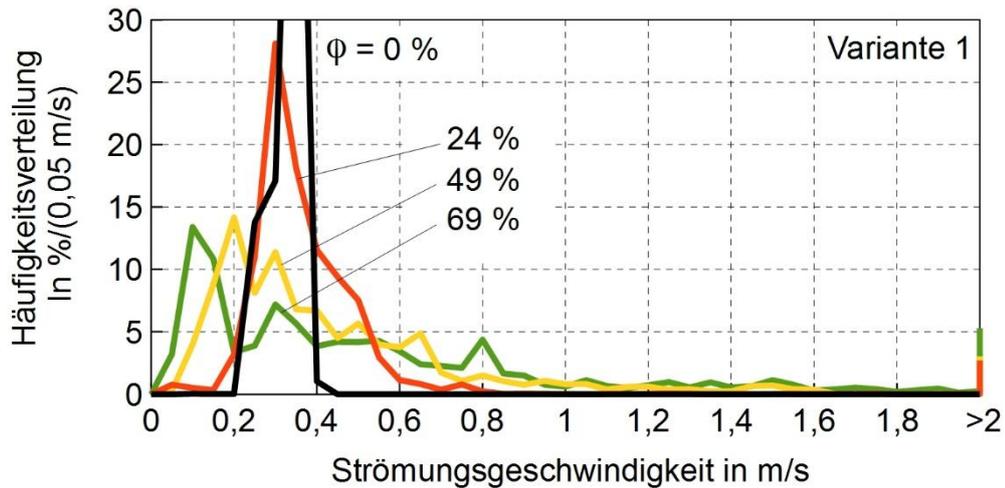


Abbildung A-21: Häufigkeitsverteilung der Strömungsgeschwindigkeit der Variante 1 für unterschiedliche Umwälzraten

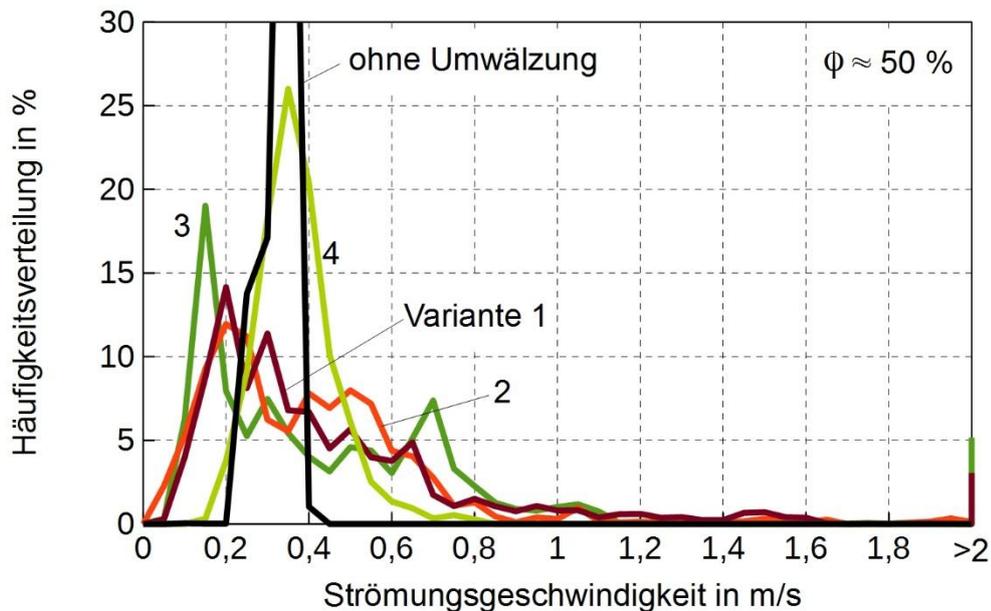


Abbildung A-22: Häufigkeitsverteilung der Strömungsgeschwindigkeit unterschiedlicher Umwälzkreise für eine Umwälzrate von 50 %

In Abbildung A-22 ist demgegenüber die Häufigkeitsverteilung der verschiedenen Umwälzvarianten für eine Umwälzrate von etwa 50 % dargestellt. Zum Vergleich ist ebenfalls der Referenzfall ohne Umwälzung aufgeführt. Die Wirkung der Umwälzung auf die Häufigkeitsverteilung ist für alle untersuchten Varianten ähnlich.

Es treten Geschwindigkeiten auf die kleiner sowie auch größer sind als die im Referenzfall. Das Geschwindigkeitsspektrum wird stets breiter. Die Varianten 1 und 3 weisen das lokale Maximum an der Stelle größer gleich 2 m/s auf, da die Eindüsung des Umwälzsystems im Bereich der Vergleichslinien liegt. Die Strömungsgeschwindigkeit einiger Bereiche liegt demnach unter dem Niveau des Referenzfalles ohne Umwäl-

zung. Diese Geschwindigkeitsverteilung ist im Hinblick auf eine gleichmäßige Geschwindigkeitserhöhung und somit gleichen Wärmeübertragungsverhältnissen im Besatz nicht zielführend.

Im Folgenden wird zum Vergleich und zur Beurteilung über die Qualität der Umwälzung eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit gebildet. Als Datenbasis dienen dazu die Werte, die auf den Vergleichslinien 1 bis 9 liegen. Im Referenzfall ohne Umwälzung beträgt die mittlere Strömungsgeschwindigkeit 0,3 m/s. Für die mittlere Strömungsgeschwindigkeit werden alle Werte entsprechend dem erzeugten Gitter für die CFD-Berechnung verwendet.

In Abbildung A-23 ist die relative Änderung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit \bar{W}_{100} in Abhängigkeit der Umwälzrate für Variante 1 gezeigt. Mit zunehmender Umwälzrate steigt die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Besatz. Die relative Änderung zum Referenzfall ohne Umwälzung ist somit positiv. Bei einer Umwälzrate von 50 % kann die mittlere Strömungsgeschwindigkeit um 120 % gesteigert werden.

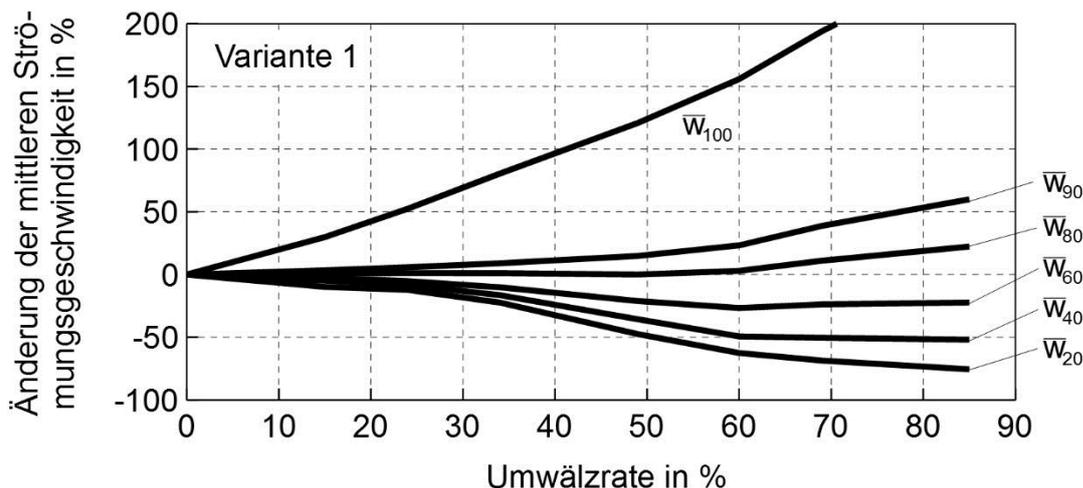


Abbildung A-23: Relative Änderung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit der Variante 1 gegenüber den Referenzfalls ohne Umwälzung

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit \bar{W}_{100} schließt jedoch Bereiche mit sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten, z. B. in der Nähe der Eindüsung, ein, die eher uninteressant sind. Gerade die Bereiche, in denen die Strömungsgeschwindigkeit und somit der konvektive Wärmetransportanteil niedrig ist, müssen für eine vergleichende Betrachtung untersucht werden.

Daher wird eine reduzierte mittlere Strömungsgeschwindigkeit definiert, die aus der Menge der kleinsten Werte gebildet wird. Beispielsweise wird die reduzierte mittlere Geschwindigkeit \bar{W}_{90} aus 90 % der geringsten Werte auf den Vergleichslinien gebildet. 10 % der größten Werte werden nicht berücksichtigt. Der Einfluss dieser Reduzierung ist ebenfalls in Abbildung A-23 dargestellt. Werden nur 90 % der niedrigsten Werte für die Mittelwertbildung berücksichtigt, liegt die Änderung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit durch die Umwälzung bei einer Umwälzrate von 50 % bei nur 20 %.

Werden beispielhaft für die Mittelwertbildung nur 40 % der geringsten Werte verwendet (\bar{w}_{40}), verringert sich die mittlere Strömungsgeschwindigkeit bei einer Umwälzrate von 50 % um 40 %. Ein quantitativer Vergleich der verschiedenen Umwälzsysteme unter Variation der Umwälzrate hängt stark von der Definition der mittleren Strömungsgeschwindigkeit ab. Um die Bereiche mit geringen Strömungsgeschwindigkeiten für einen sinnvollen Vergleich heranzuziehen, wird hier die um 50 % reduzierte mittlere Geschwindigkeit \bar{w}_{50} vorgeschlagen.

Veröffentlichungen

9. Al-Hasnawi, A. G. T.; Refaey, H. A.; Redemann, T.; Attalla, M. A. M.; Specht, E.: *Computational fluid dynamics simulation of flow mixing in tunnel kilns by air side injection*. Journal of thermal science and engineering applications - New York, NY: ASME, Vol. 10 (2018), Nr. 3, doi: 10.1115/1.4038840
8. Redemann, T.; Specht, E.: *Mathematical model to investigate the influence of circulation systems on the firing of ceramics*. Energy procedia - Amsterdam [u.a.]: Elsevier, Vol. 120 (2017), S. 620-627, doi: 10.1016/j.egypro.2017.07.199
7. Redemann, T.; Specht, E.: *Analytical approach to calculate the heat fluxes in the atmosphere and to quantify the sensitivity of earth temperature due to CO₂ and H₂O*. Journal of Ecosystem & Ecography, Special Issue: Global Climate Change, (2016) S5: 012, doi: 10.4172/2157-7625.S5-012
6. Specht, E.; Redemann, T.: *One-dimensional model for the calculation of the atmospheric warming through anthropogenic CO₂-emissions, in particular due to traffic*. 9. Internationales Forum Abgas- und Partikelemissionen, Ludwigsburg, 2016
5. Specht, E.; Redemann, T.; Lorenz, N.: *Simplified mathematical model for calculating global warming through anthropogenic CO₂*. International Journal of Thermal Sciences 102 (2016) S. 1-8
4. Zhang, Y.; Wang, J.; Redemann, T.; Specht, E.: *Thermal behavior of kiln cars while traveling through a tunnel kiln*. Advances in mechanical engineering, New York, Vol. 7 (2015), Nr. 5, S. 1–8
3. Redemann, T.; Specht, E.; Rimpel, E.: *Limitations of the use of circulation systems and their influence on the temperature and velocity profile in tunnel kilns*, Ziegelindustrie international: ZI. - Gütersloh: Bauverl, 68 (2015), Nr. 4, S. 35-41
2. Yu, J.; Redemann, T.; Specht, E.: *Modeling for prediction of porcelain products temperature profiles in a tunnel kiln*. Applied mechanics and materials. - [S.I.]: Scientific.Net, 968 (2014), S. 151-155
1. Specht, E.; Redemann, T.: *Vereinfachtes eindimensionales Modell zur Berechnung der Erwärmung der Atmosphäre durch anthropogene CO₂-Emissionen*. Kraftwerkstechnik - Freiberg : SAXONIA, Kongress: 46. Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Dresden, 2014, S. 89-100

Forschungsberichte

1. Knüpfer, U.; Rimpel, E.; Specht, E.; Redemann, T.: *Energieeffizienzsteigerung von Tunnelöfen durch Erhöhung der konvektiven Wärmeübertragung durch Umwälzeinrichtungen und optimierte Besatzstapel*. IGF 16997, 99 Seiten

Betreute Abschlussarbeiten

17. Samanu, H.: Convective and radiative heat transfer in the pipe setting of a vitrified pipe production in tunnel kiln, Masterarbeit, 11.12.2018
16. Zhu, M.: CFD analysis of a gas flow through a roof tile setting in tunnel kiln with focus on convective heat transfer, Masterarbeit, 01.08.2018
15. Salender, M.: Sensitivitätsanalyse des Brennprozesses von Dachziegeln mit Hilfe eines bestehenden Modells, Masterarbeit, 29.08.2017
14. Abdullin, M.: Modeling the burning of porcelain plates in tunnel kilns, Masterarbeit, 07.08.2017
13. Alex, D. M.: Modeling the firing of roof tiles in tunnel kilns, Master thesis, 18.07.2017
12. Sui, M.: Flow field analysis of the circulation with a centrifugal fan in tunnel kilns with roof tile setting, Masterarbeit, 31.05.2017
11. Preuß, J. M.: Einfluss der Festkörperstrahlung auf die vertikale Temperaturvergleichmäßigung im Tunnelofen der keramischen Industrie, Masterarbeit, 06.12.2016
10. Nechaev, N.: Sensitivity analysis of heat transfer phenomena during the firing of heavy clay ceramics in tunnel kilns, Masterarbeit, 22.11.2016
9. Jamil, S.: Flow field analysis of the circulation with a centrifugal fan in tunnel kilns with roof tile setting, Master thesis, 15.01.2016
8. Alozie, A. J.: Optimization of circulation systems in tunnel kilns with roof tile setting, Masterarbeit, 23.07.2015
7. Bick, A.: Wirtschaftliche Bewertung möglicher Strategien zur Rückgewinnung von Prozesswasser aus der Abluft von Trocknern der Ziegelindustrie, Bachelorarbeit, 06.07.2015
6. Wang, Z.: Influence of kiln car and furniture on the energy consumption of the production of ceramics, Masterarbeit, 01.02.2015
5. Alim, M. F.: Optimizing the circulating cycles of tunnel kilns with brick setting, Masterarbeit, 11.05.2015
4. Zhang, Y.: Thermal behavior of kiln cars while travelling through a tunnel kiln, Masterarbeit, 15.11.2014
3. Liu, H.: Modeling the burning of vitrified clay pipes in tunnel kilns, Masterarbeit, 15.10.2014
2. Fischer, E.: Modellierung des Brennprozesses in Tunnelöfen der Ziegelindustrie, Bachelorarbeit, 18.02.2014
1. Yu, J.: Modeling the burning of porcelain plates in tunnel kilns, Masterarbeit, 18.11.2013

