

Schlussbericht vom 31.01.2022

zu IGF-Vorhaben Nr. 21010 BG

Thema

Hybrid Heating – Neues Tunnelofenkonzept zur Einsparung fossiler Energie und CO₂ beim Brennen von Ziegeln

Berichtszeitraum

01.02.2020 bis 31.01.2022

Forschungsvereinigung

Ziegelindustrie

Forschungseinrichtung(en)

Institut für Ziegelforschung Essen e.V. (IZF) Am Zehnthof 197 - 203 45307 Essen

Institut für Industrieofenbau und Wärmetechnik (IOB) RWTH Aachen Kopernikusstr. 10 52074 Aachen

Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg (OvGU) Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik Universitätsplatz 2 39106 Magdeburg



Gefördert durch:



Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz

aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages

Inhalt

1. E	inleitung	5
1.1.	Der Tunnelofen	6
1.2.	Strömung im Tunnelofen	7
1.3.	Wärmeübertragung im Tunnelofen	10
2. V	ersuchsanlage am IZF	11
3. V	ersuchsdurchführung	14
3.1	Versuchsaufbau und Materialien	14
3.2	Strömungsuntersuchung	17
3.2.1	Ausströmung in Richtung der Längsströmung	17
3.2.2	Ausströmung gegen die Richtung der Längsströmung	26
3.3	Heißversuche	33
3.3.1	Ohne Ventilator	33
3.3.2	Mit Ventilator	34
3.3.3	Vergleich ohne und mit Ventilator	36
4. N	lumerische Untersuchungen (RWTH)	37
4.1	Modellbeschreibung	38
4.2	Voruntersuchungen	51
4.3	Optimierung der Strömungsführung	54
5. M	lathematisches Prozessmodell für Tunnelofen mit Ofenwagen (OvGU)	59
6. M	lodellierung der Wärmeübertragung	59
6.1	Vereinfachung der Geometrie	59
6.2	Konvektive Wärmeübertragung	61
6.2.1	Erzwungene Konvektion	62
6.2.2	Freie Konvektion	64
6.2.3	Überlagerung von freier und erzwungener Konvektion	65
6.3	Wärmeleitung im Nutzgut	65
6.4	Strahlung	67
6.4.1	Strahlungswärmeübergangskoeffizient	67
6.4.2	Effektiver Emissionsgrad	67
7. M	Iodellierung des Tunnelofenprozesses	68

7.1	Differentialgleichung für den Ofenwagen70						
7.2	Berechnungsmethode71						
7.3	Gitterabhängigkeit der Lösung						
8. M	odellvalidierung74						
8.1	Referenz Tunnelofen74						
8.2	Validiertes Modell						
8.3	Ergebnisse der Simulation						
9. Si	9. Simulation des Tunnelofenprozesses für (Klinker) Ziegel und Dachziegel81						
9.1	Tunnelofen für (Klinker) Ziegel						
9.2	Tunnelofen für Dachziegel						
9.3	Temperaturprofil des Ofenwagens						
9.4	Wärmeübergangskoeffizient am Ofenwagen89						
9.5	Verringerung der Dicke des Ofenwagens90						
9.6	Verschiedene Arten der Ziegelanordnung91						
9.7	Ventilator in der Sturz- und Kühlzone93						
9.8	Parametervariation						
10.	Interne Umwälzung im Tunnelofen96						
10.1	Auswirkungen der internen Umwälzung96						
10.2	Anpassungen des Tunnelofenkonzeptes97						
10.3	Energetische Betrachtungen						
11.	Schlussfolgerungen						
12.	Schlussbemerkungen101						
12.1	Notwendigkeit und Angemessenheit der Förderung101						
12.2	Wirtschaftlicher Nutzen für kmU101						
12.3	Realisierbarkeit der Forschungsergebnisse102						
13.	Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft103						
13.1	Durchgeführte Transfermaßnahmen						
13.2	Geplante Transfermaßnahmen103						
13.3 Trans	Einschätzung zur Realisierbarkeit des vorgeschlagenen und aktualisierter ferkonzeptes						

Kurzfassung

Wie in allen Industriezweigen, kommen auch auf die Ziegelindustrie große Herausforderungen zu, um eine klimaneutrale Produktion von Ziegeln erreichen zu können. Dabei steht eine weitere Effizienzsteigerung zur Senkung des Energiebedarfes und der CO₂-Emissionen, neben dem Einsatz alternativer, regenerativer Energien, im Mittelpunkt der Arbeiten. Es wurden in der Vergangenheit bereits eine Vielzahl von Optimierungen am Tunnelofen und Trockner zur Senkung des Energiebedarfes vorgenommen.

Der Einsatz von externen Umwälzeinrichtungen in der Aufheiz- und Kühlzone sind erprobte Methoden zur Verbesserung der Temperaturgleichmäßigkeit und Wärmeübertragung über die Besatzhöhe. Der apparative und energetische Aufwand sind jedoch sehr hoch.

Im Rahmen dieses Vorhabens wurde die interne Atmosphärenumwälzung, durch Einbau von Ventilatoren an der Ofendecke für die Produktgruppen Hintermauerziegel und Klinker untersucht. Dazu wurden experimentelle Untersuchungen an einer Versuchsanlage, numerische 3D Simulationen und ein vereinfachtes Ofenmodell weiter optimiert.

Die interne Umwälzung führt zu einer lokalen Geschwindigkeitserhöhung bei gelichzeitiger Erhöhung der konvektiven Wärmeübertragung. Wesentlich ist dabei die Vergleichmäßigung der Temperatur über die Besatzhöhe, welche experimentell und numerisch nachgewiesen werden konnte. Dadurch ist eine Energieeinsparung von rund 10% und somit eine CO₂ Reduktion erzielbar. Dabei ist die Auswirkung auf die Wärmeübertragung hauptsächlich durch die Wärmeleitfähigkeit des Produktes und die Besatzanordnung limitiert. Im Vergleich ist die interne Umwälzung bei den untersuchten Produktgruppen, Hintermauerziegel und Klinker, weniger effektiv als bei Dachziegeln, da der Strömungswiderstand auf Grund der Lochgeometrie bei Hintermauerziegeln und der Besatzanordnung bei Klinkern größer ist.

Es konnten numerische Modelle aufgestellt und optimiert werden, welche bei der Auslegung und konstruktiven Umsetzung eine Vorhersage der möglichen Energieeffizienzsteigerung vorausberechnen und gleichzeitig die optimale Anordnung und Umsetzung bei Umrüstungen oder Neubauten von Tunnelöfen ermöglichen.

Die erzielten Ergebnisse und Erkenntnisse wurden und werden im Rahmen von Vorträgen und Veröffentlichungen, speziell der Ziegelindustrie, zugänglich gemacht und sind auch auf andere Industriezweige, wie z. B. die Stahlindustrie im Bereich der Wärm- und Wärmebehandlung, anwendbar.

Das Vorhaben wurde unter der Nummer IGF 21010 BG vom BMWi über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V. (AiF) gefördert.

Das Ziel des Vorhabens wurde erreicht.

1. Einleitung

Die in der Roadmap der Ziegelindustrie gesteckten Ziele für eine treibhausgasneutrale Ziegelproduktion bis 2050 und die durch die Bundesregierung im Klimaschutzgesetz 2021 festgelegten verschärften Anforderungen bis 2045, stellen den Produktionsstandort Deutschland und im Besonderen die KMU der Ziegelindustrie vor große Herausforderungen. Einerseits steht die Erzeugung von benötigter Prozesswärme durch den Einsatz von Wasserstoff, als auch eine weitere Elektrifizierung im Fokus der Forschungsaktivitäten.

Die Ziegelindustrie ist mit ca. 8.500 Beschäftigten eine verhältnismäßig kleine, KMU-geprägte und energieintensive Industrie [1]. Ziegel werden durch eine thermisch induzierte Stabilisierung mineralischer Rohstoffe hergestellt, weshalb bei eben diesem Schritt die meiste Energie im keramischen Prozess aufgewendet werden muss. Die Ziegelhersteller emittierten 2020 deutschlandweit 1,74 Mio. t CO2 pro Jahr [2], wobei ca. 88 % auf fossile Energieträger zurückzuführen sind. Damit entspricht die CO₂-Emission der Ziegelindustrie EU-weit rund 0,5 %. Hinzu kommt die Thematik des CO2-Handels, der den Industriezweig zusätzlich erheblich belastet. Nichtsdestotrotz ist der Beitrag der Ziegelindustrie zur Dekarbonisierung relevant und erforderlich. Weiterhin sind die Produkte der Ziegelindustrie als nachhaltiger Baustoff für die Baubranche eine unverzichtbare Grundlage. Hier ist gerade die regionale Nähe zu den Baustellen, als auch die Möglichkeit der Errichtung energieeffizienter Gebäude ein weiterer Aspekt für die Erreichung der Klimaziele in Deutschland. Die Anpassung von existierenden, als auch der Neubau von Tunnelöfen, kann mit der internen Umwälzung realisiert werden. Der bauliche Aufwand und die Kosten für eine Nachrüstung mit einem solchen Ventilator sind überschaubar. Damit sind die Energieeinsparungen und somit die Senkung der CO₂-Emissionen schnell und nachhaltig erreichbar bei geringen Amortisationszeiten.

Die Entwicklung neuer Tunnelofenkonzepte unter dem Aspekt einer weiterführenden Elektrifizierung kann mit dem Einsatz von Heißgasventilatoren, direkt in den Ofenraum eingebaut, erfolgen und dort für eine Erhöhung des Wärmeübergangs sorgen. Die Kühlluftmenge verringert sich durch den erhöhten Wärmeübergang, was zu deutlich höheren Temperaturen der Kühlluft am Ende der Kühlzone führt. Anschließend verbleibt die Kühlluft im Ofen, wodurch ein Teil der Brenner im Tunnelofen eingespart werden und die Brennzone verkürzt werden kann. Zudem unterstützen die Umwälzer in der Aufheizzone den Wärmeübergang von Rauchgas an das Produkt, sodass hier deutlich geringere Rauchgasmengen und somit auch geringere Abgasverluste auftreten. Somit liefert das neue Konzept in zweierlei Hinsicht einen Beitrag zum volkswirtschaftlichen und gesamtgesellschaftlichen Ziel der Energie- und Ressourceneffizienz. Zum einen direkt durch die gesteigerte Energieeffizienz, zum anderen als Übergangskonzept auf dem Weg zu CO₂-freien industriellen Prozessen.

1.1. Der Tunnelofen

Der Tunnelofen ist der in der keramischen Industrie am häufigsten genutzte Ofen zur Herstellung von Ziegeln und anderen keramischen Erzeugnissen wie Steinzeug, Porzellan und Sanitärkeramik. Der Längsschnitt eines Tunnelofens ist in *Bild 1* schematisch dargestellt.

Die Ofenwagen mit dem entsprechenden Besatz werden von links nach rechts durch den Ofen transportiert. In der Mitte des Ofens befindet sich die Brennzone. In diesem Bereich ist eine Vielzahl von Brennern angeordnet, die die notwendige thermische Energie bereitstellen. Die Temperaturen sind in diesem Bereich des Ofens maximal und liegen leicht über der Brandtemperatur des Besatzes. Die heißen Verbrennungsgase werden im Gegenstrom zum Ziegelbesatz aus dem Ofen abgeführt. Dabei kommt es zum Wärmeübergang zwischen Gas und Besatz, sodass sich der Besatz von der Raumtemperatur bis annährend auf Brenntemperatur erwärmt. Dieser Bereich des Ofens wird als Vorwärmzone bezeichnet. Am Ofeneintritt wird das Rauchgas abgezogen. Werden Porosierungsmittel (z. B. Papierfangstoffe, Sägemehl, Aschen) oder besondere Einsatzstoffe verwendet muss das Abgas anschließend abgereinigt werden. Nachdem der Besatz die Brennzone verlassen hat wird er zunächst bis in die Nähe der Quarzsprungtemperatur abgekühlt. Diese rasche Abkühlung wird als Sturzkühlung bezeichnet. [11, 14]





Die Quarzsprungtemperatur wird möglichst langsam durchlaufen, um Materialausfall zu verhindern. Dies zeigt sich im Temperaturverlauf als Plateau. Anschließend werden die Ziegel durch weitere Lufteinblasung auf Raumtemperatur abgekühlt. Dieser Bereich des Tunnelofens wird als Endkühlzone bezeichnet. Damit die Kühlzone möglichst kurz gehalten werden kann wird Luft kapazitätsmäßig in großem Überschuss zum Besatz eingeblasen. Dadurch erwärmt sich die Luft nur in geringem Maße. Die erwärmte Kühlluft der

Kühlzone wird vor der Brennzone aus dem Ofen abgezogen und im Normalfall an die angeschlossenen Trockner geleitet. Über die Menge an zu- und abgeführter Kühlluft ist das Temperaturprofil in der Kühlzone und somit die Abkühlgeschwindigkeit der Ware steuerbar. Da Tunnelofen und Trockner häufig in asynchronem Betrieb laufen, kann die Kühlluft jedoch nicht optimal genutzt werden.

1.2. Strömung im Tunnelofen

Die dominierende Strömung des Tunnelofens ist die Axialströmung, die durch die Absaugung des Rauchgases bzw. der Kühlluft erzeugt wird. Dabei wird, wie bereits beschrieben, der Besatz in der Vorwärmzone im Gegenstromprinzip vom Rauchgas erwärmt, während die Kühlluft in der Kühlzone maßgeblich zur Abkühlung des Besatzes auf Raumtemperatur dient. Die Axialströmung des Tunnelofens ist also integraler Bestandteil der Tunnelofenfunktionsweise. Damit diese Funktion optimal erfüllt werden kann ist es notwendig, dass der Besatz im Querschnitt möglichst homogen durchströmt wird und Temperaturgradienten vermieden werden. Allerdings strömt das Gas in axialer Richtung bevorzugt durch die Spalten zwischen Decke und Besatz bzw. Wand und Besatz, da hier der Strömungswiderstand deutlich geringer ist [14, 19]. Damit die Temperaturhomogenität im Querschnitt erreicht wird, sind in derzeitigen Tunnelöfen Hochgeschwindigkeitsbrenner in der Brennzone verbaut. Diese düsen Verbrennungsluft und - gas mit einem hohen Impuls in den Ofenraum ein und vermischen damit die Ofenatmosphäre im Querschnitt. In der Vorwärmzone wird die axiale Strömung durch die Einblasung von Kaltbzw. Heißluft umgewälzt. Die Optimierung der Einblasung ist u.a. Forschungsgegenstand in Untersuchungen [4]. Dabei ist die Verwendung von Kaltluft energetisch nicht ideal, da diese auf Prozesstemperatur erwärmt werden muss. Zusätzlich zur Lufteinblasung sind in vielen Tunnelöfen sog. Umwälzkreise installiert. Dabei wird ein Teil der Ofenatmosphäre mit Hilfe von Ventilatoren aus dem Ofenraum abgezogen, über Kanäle in den Ofendecken und -wänden umgelenkt und schließlich seitlich wieder eingebracht. Da es sich in diesem Fall um eine Umwälzung der Ofenatmosphäre handelt, muss keine zusätzliche Energie zur Erwärmung aufgewendet werden. Allerdings ergibt sich durch die relativ hohen Strömungsgeschwindigkeiten und die häufigen Umlenkungen in den Strömungskanälen ein sehr hoher Druckverlust, sodass die umgewälzten Gasmengen zu gering ausfallen. Untersuchungen zu derartigen Umwälzern wurden im Rahmen eines IGF-Projekts vorgenommen [9].

Der Einsatz von Ventilatoren in Industrieöfen wird vielfach durchgeführt. Eine Auswahl der verfügbaren Ventilatoren ist beispielsweise in [6] beschrieben. Ziel der Untersuchungen ist die Optimierung der Strömung in bestehenden Anlagen oder die Auslegung und Entwicklung neuer Anwendungen. Dazu werden die ausgewählten Ventilatoren vernetzt und anschließend die resultierende Strömung mit Hilfe von numerischen Simulationen berechnet. Die gewonnenen Erkenntnisse werden an Hand von experimentellen Daten validiert. Beispiele für dieses Vorgehen sind die Untersuchungen zu den Einsatzgrenzen

von Querstromventilatoren im Industrieofenbau [15, 16] und die Optimierung von Schwebebandöfen [5].

Im Tunnelofen hat der Besatz einen entscheidenden Einfluss auf die Strömungsausbildung. Wie bereits erwähnt ist der Strömungswiderstand des Besatzes deutlich größer als in den Spalten zwischen Besatz und Ofenwand bzw. Besatz und Ofendecke. Der Strömungswiderstand des Besatzes hängt wiederrum stark von der Art der Ziegel ab. In *Bild 2* ist ein typischer Dachziegelbesatz gezeigt. Die Dachziegel sind horizontal auf Kassetten abgelegt, die zu einem gitterartigen Besatz gestapelt werden. Dieser erstreckt sich gleichmäßig über den gesamten Ofenquerschnitt, so dass ein gleichverteilter Strömungswiderstand folgt. Das Ofengas strömt gleichmäßig durch das Besatzpaket.



Bild 2: Dachziegelbesatz in horizontaler Ausrichtung

Verblendziegel und Pflasterklinker ohne Lochung werden, wie in *Bild 3* und *Bild 4* gezeigt, meist in kompakten Türmchen gestapelt, die eine Gasströmung nur in den Hauptgassen zulassen. Gleichzeitig findet man auch dichte Blockbesätze, bei denen die Befeuerung in Brenngassen erfolgt.



Bild 3: "Türmchenbesatz" aus Klinker für die Seitenunterfeuerung



Bild 4: Block-Besatz aus Verblendziegeln im Querschnitt

Im Gegensatz dazu sind Hintermauerziegel in Abhängigkeit von der Lochbildgeometrie mehr oder weniger gut durchströmbar. Wie in *Bild 5* zu sehen ist, ist das Lochgitter in Richtung Hauptströmung ausgerichtet.



Bild 5: Besatz aus filigran gelochten Hochlochziegeln im Querschnitt

Ebenfalls sind, wie in *Bild 6* gezeigt, lockere Besätze aus Hochlochziegeln möglich, wodurch sich die Strömungssituation durch die unterschiedliche Ausrichtung der Ziegel grundlegend ändert. Die Strömungszustände im Besatz, in den Hauptgassen sowie in den Rand- und Deckenspalten hängen somit vom Besatz und der Anordnung ab. Dies erschwert eine Simulation im Vergleich zu einem gleichverteilten Besatz aus Dachziegeln.



Bild 6: Besatz aus Hochlochziegeln mit großen Lochkammern

1.3. Wärmeübertragung im Tunnelofen

Die Wärmeübertragung im Tunnelofen basiert sowohl auf Konvektion, als auch auf Strahlung. Dabei dominiert Konvektion bei niedrigen Temperaturen, während Strahlung erst bei hohen Temperaturen relevant wird. Beide sind von der Spaltweite im Besatz abhängig. Je enger die Spalte zur Durchströmung sind, desto höher ist die Strömungsgeschwindigkeit und damit der konvektive Wärmeübergang. Wird die Spaltweite allerdings zu stark verringert steigt der Strömungswiderstand an und der Besatz wird in der Folge nicht mehr durchströmt. Die Wärmeübertragung durch Strahlung steigt bei zunehmender Spaltweite, da die äquivalente Schichtdicke des Gases ebenfalls ansteigt.

Es kann ein optimaler Punkt zwischen Konvektion und Strahlung in Abhängigkeit der Spaltweite ermittelt werden. Allerdings ist die Spaltweite in vielen Fällen durch die Ziegelart und –geometrie, sowie der Beladungssituation des Tunnelofens festgelegt und kann nicht frei gewählt werden. In [9] wurde der axiale Verlauf der Wärmeübergänge für den Brand von Dachziegeln untersucht. Die Ergebnisse sind exemplarisch in *Bild* 7 dargestellt.

Neben der Wärmeübertragung vom Gas auf den Besatz ist auch die Wärmeleitung der Ziegel zu berücksichtigen. Generell ist die Wärmeleitfähigkeit von keramischen Erzeugnissen im Vergleich zu Metallen gering. Das bedeutet, dass die Temperatur im Körper nur sehr langsam ausgeglichen wird und somit hohe Anforderungen an eine homogene Wärmeübertragung über die Oberfläche gestellt sind. Bei Ziegelarten und –geometrien die eine große Oberfläche im Vergleich zum Volumen aufweisen, beispielsweise Dachziegeln, spielt die geringe Wärmeleitung bei der Aufheizung und Abkühlung allerdings eine untergeordnete Rolle. In allen anderen Fällen ist nicht die Wärmeübertragung zwischen Gas und Ziegel, sondern die Wärmeleitung der limitierende Faktor. Besonders bei



Kompaktbesätzen, wie z. B. bei Klinkern bzw. Vollziegeln, bedarf dies besonderer Aufmerksamkeit.

Bild 7: Typischer axialer Verlauf des Wärmeübergangs durch Konvektion und Strahlung in einem Tunnelofen

Der Einsatz von Porosierungsmitteln hat ebenfalls einen Einfluss auf die Wärmeübertragung im Tunnelofen, da diese während der Aufheizung ausschwelen. Dabei handelt es sich um einen exothermen Vorgang der Energie in den Prozess einträgt. Des Weiteren werden dadurch die Gaszusammensetzung und somit die Wärmeübertragung durch Strahlung beeinflusst. Ein Beispiel für den Einsatz von Porosierungsstoffen ist die Herstellung von wärmedämmenden Hochlochziegeln mit Lochung.

2. Versuchsanlage am IZF

Am IZF (Forschungsstelle 1) wurden die Versuche an einer umgebauten und mit einer internen Umwälzung versehenen Versuchsanlage, dem Herdwagenofensegment, durchgeführt. Dieser Ofen ist seitengefeuert und hat eine lichte Höhe von 1,70 m, eine Breite von 3,5 m und eine Länge von 4 m. Verfügt somit über ein freies Volumen von 23,8 m³. Das besondere dieses Herdwagenofens besteht darin, dass er eine Längsumwälzung besitzt und somit eine Längsströmung, wie sie im Tunnelofen herrscht, ausweist und somit ein Segment eines realen Tunnelofens abbildet, *Bild 8*.





Bild 8: Schema der Versuchsanlage - Herdwagenofen

Auf dem Tunnelofenwagen wurden die relevanten zu untersuchenden Besätze, Hintermauerziegel und Klinker, positioniert und die Strömungsverteilung im kalten, sowie die Temperaturkurven beim Aufheizen des jeweiligen Besatzes erfasst.

An der Innenseite des Ofens, an der Decke, wurde die interne Umwälzung, der Ventilator, installiert und in Betrieb genommen. Im *Bild 9* ist der Heißgasventilator im ausgebautem Zustand und in *Bild 10* die Grundplatte an der Ofenecke zu sehen.

Bild 11 zeigt den Ventilator mit darunter aufgebautem Besatz und der dazugehörigen Ventilatoreinhausung, welche über zwei Öffnungen zum Austritt der umgewälzten Ofenatmosphäre dient. Dadurch wird die Strömungsrichtung und somit die Umströmung des Besatzes beeinflusst. Die Öffnungen sind wahlweise verschließbar und können so eine gerichtete Ausströmung gewährleisten.



Bild 9: Heißgasventilator im ausgebauten Zustand



Bild 10: Heißgasventilator mit Laufrad und Grundplatte im installiertem Zustand



Bild 11: Heißgasventilator im eingebauten Zustand mit Ventilatorgehäuse

	-						
Medium							
Aufstellungshöhe	н	100		m			
Barometerstand	Po	10010		daPa			
Betriebspunkt		1	2				
Normdichte	ρ _N	1,293	1,293	kg/m³			
Dichte im Ansaugzustand	ρ1	1,191	0,737	kg/m³			
Betriebsvolumenstrom	VB	8,00	8,00	Bm³/s			
Eintrittstemperatur	t1	20	200	°C			
Austrittstemperatur	t2	25	205	°C			
statischer Druck am Eintritt	p _{st1}	0	0	daPa			
Gesamtdruckdifferenz	Δp_t	94	58	daPa			
statischer Druck am Austritt	p _{st2}	70	43	daPa			
Ventilatordrehzahl	n _{vent}	1.304	1.304	min ⁻¹			
Wellenleistung	Pw	9,2	5,7	kW			
max. Betriebstemperatur	t _{max}	500		°C			
Massenträgheitsmoment	1	8,9		kgm²			
Anlaufzeit	th	8		s			
weitere Betriebspunkte auf der folgenden Seite							

Leistungsdaten Ventilator (Toleranzen nach ISO 13348)

Bild 12: Leistungsdaten des Ventilators

Der Ventilator incl. Einhausung und Laufrad ist metallisch ausgeführt. Somit kann der Ventilator bis zu einer max. Temperatur von ca. 550°C sicher betrieben werden, ohne Schädigungen aufgrund von Kriechverformungen zu erwarten. Weitere Betriebsdaten sind im *Bild 12* zusammengestellt. Um den Einfluss unterschiedlicher Umwälzleistungen des Ventilators in verschiedenen Verhältnissen zur Längsströmung zu ermitteln ist der Ventilator mit einem Frequenzumrichter versehen, da die Drehzahlanpassung über regelbare Antriebe die wirtschaftlichste Art der Regelung von Ventilatoren darstellt.

3. Versuchsdurchführung

3.1 Versuchsaufbau und Materialien

Zur Durchführung der Versuche wurde der Ofenwagen mit zwei klassischen Besätzen aus Hintermauerziegeln (HMZ) und einem Pflasterklinkerbesatz bestückt. Im *Bild 13* und *Bild 14* sind die Hintermauerziegel, MZ70 und W10, dargestellt. Wesentlichstes Unterscheidungsmerkmal sind die Lochstrukturen und somit die offene, frei zu durchströmende Fläche. Beim MZ70 beträgt der Gesamtlochquerschnitt rd. 64%, beim W10 rd. 54%. Entscheidend für die Durchströmung ist der sich einstellende Druckverlust über dem Strömungsquerschnitt. Beim MZ70 ist dieser wesentlich geringer aufgrund der größeren offenen Strukturen, als bei dem filigranen Lochmuster des W10. Somit sind zwei für diese Produktgruppe als wesentlich anzusehende Hintermauerziegel gewählt worden, um den Einfluss der Lochstruktur bei der internen Umwälzung bewerten zu können.



Bild 13: Besatz 1 Hintermauerziegel MZ70



Als dritter Besatz wurde ein Klinker gewählt, der eine geschlossene Struktur und nur aufgrund der Stapelung auf dem Herdwagenofen eine Umströmung ermöglicht. Im *Bild 15* a bis c sind die aufgebauten Besatzstapel auf dem Herdwagen des Versuchsofens zu sehen.



Bild 15 a,b,c: Besatzaufbauten mit Ziegeln der Art a) HMZ MZ70; b) HMZ W10; c) Klinker

Durch die externe Umwälzung wird die Längsströmung des Tunnelofens simuliert. Der Heißgasventilator ist in der Ofenmitte installiert, so dass die Ofenatmosphäre mittig zwischen den beiden Paketstapeln angesaugt wird und, je nach Versuch, mit oder gegen die Längsströmung ausbläst. Schematisch ist der Versuchsaufbau im *Bild 16* dargestellt. Bei den HMZ sind 2 Besatzpakete mit jeweils 96 Ziegeln auf dem Ofenwagen. Dies bedeutet, bei einem Ziegelgewicht von ca. 12 kg (MZ70) und 15 kg (W10), dass das Besatzgewicht auf dem Ofenwagen ca. 2.300 und 2.800 kg beträgt.

Im *Bild 15* c ist der Turmaufbau der Pflasterklinker abgebildet. Dieser ist in 2 Pakete mit jeweils 10 Türmchen, mit je 80 Steinen gestellt. Das ergibt, bei einem Ziegelgewicht von ca. 3,4 kg, ein Besatzgewicht von ca. 5.400 kg.

Für die Heißversuche wurden 24 Thermoelemente in zwei Besatzhöhen auf die beiden Besatzstapel verteil. Zusätzlich wurde an drei Positionen (in Strömungsrichtung vor, zwischen und hinter den Besatzstapeln) die Ofenraumtemperatur gemessen.

Die Messungen der Strömungsgeschwindigkeiten erfolgten im Kaltversuch mit Flügelrädern, die ebenfalls in zwei Höhen, jeweils vor und hinter den Besatzstapeln positioniert wurden. Die Verteilung der Messfühler ist im *Bild 16* zu erkennen.



Bild 16: Schematischer Besatzaufbau und Anordnung der Thermoelemente und Flügelräder

Im Schnitt A-B im *Bild 16* ist ebenfalls die Ausströmöffnung des Gehäuses des Umwälzventilators zu erkennen. Hieraus wird deutlich, dass die Umwälzwirkung, und damit auch die Unterstützung der Längsströmung, über die Breite des Ofens nur teilweise wirksam sein kann. Im realen Tunnelofen sollten daher, je nach Kanalbreite, mehrere Ventilatoren parallel eingesetzt werden und die Ausströmöffnungen strömungstechnisch optimiert werden.

Die Versuche wurden mit reiner Längsströmung sowie mit einer Ausblasung des Umwälzventilators gegen und mit der Längsströmung durchgeführt. In allen Fällen wurde die Luft zwischen den beiden Besatzpaketen angesaugt.

Zusätzlich zu den reinen Messdaten, wurden die Besatzstapel mit Strömungsfäden bestückt, um so per Videoaufnahmen die Strömungen sichtbar zu machen. Ein Versuchsaufbau ist beispielhaft im *Bild 17* gezeigt.



Bild 17: Bestückung mit Windfahnen

3.2 Strömungsuntersuchung

3.2.1 Ausströmung in Richtung der Längsströmung

In diesem Fall findet die Ausströmung über dem Besatz in Richtung der Längsströmung statt, sodass durch die Umwälzwirkung des Heißluftventilators die Längsströmung innerhalb des Besatzstapels behindert wird. Die Kurven geben keine Strömungsrichtung wieder. Beim Vergleich der Kurven in den folgenden Diagrammen wird deutlich, wie die erzeugte Strömung durch den Umwälzer die Längsströmung des Ofens behindert oder stört. In den folgenden Bildern sind jeweils die Messergebnisse der Strömungsgeschwindigkeit an unterschiedlichen Positionen im Besatz für die 3 Besätze dargestellt.



Bild 18 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (MZ70) ohne und mit Längsströmung (hinten oben)



Bild 19 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (W10) ohne und mit Längsströmung (hinten oben)



Bild 20 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (Klinker) ohne und mit Längsströmung (hinten oben)



Bild 21 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (MZ70) ohne und mit Längsströmung (hinten unten)



Bild 22 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (W10) ohne und mit Längsströmung (hinten unten)



Bild 23 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (Klinker) ohne und mit Längsströmung (hinten unten)



Bild 24 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (MZ70) ohne und mit Längsströmung (vorne oben)



Bild 25 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (W10) ohne und mit Längsströmung (vorne oben)



Bild 26 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (Klinker) ohne und mit Längsströmung (vorne oben)



Bild 27 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (MZ70) ohne und mit Längsströmung (vorne unten)



Bild 28 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (W10) ohne und mit Längsströmung (vorne unten)



Bild 29 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (Klinker) ohne und mit Längsströmung (vorne unten)



Bild 30 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (MZ70) ohne und mit Längsströmung (mitte oben)



Bild 31 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (W10) ohne und mit Längsströmung (mitte oben)



Bild 32 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (Klinker) ohne und mit Längsströmung (mitte oben)



Bild 33 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (MZ70) ohne und mit Längsströmung (mitte unten)



Bild 34 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (W10) ohne und mit Längsströmung (mitte unten)



Bild 35 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (Klinker) ohne und mit Längsströmung (mitte unten)

Wie zuvor erwähnt, wird beim Vergleich der Diagramme deutlich, in welcher Weise und wie stark die intensive Strömung des Umwälzventilators die Längsströmung behindert. Die starke Absaugung in der Mitte des Ofens führt teilweise zu einer hohen vertikalen Strömung, dass die in horizontaler Richtung messenden Flügelräder keine Strömung registrieren konnten. Außerdem ist aus den Diagrammen zu entnehmen, dass zusätzlich die filigranen Stege des W10 die Strömung stört und zu erhöhten Messabweichungen führen.

In Bezug auf die Geometrie des Gehäuses ist über den Querschnitt des Ofens, die einseitige Ausströmung und damit ungleichmäßige Verteilung der Strömung zu erkennen. Wenn man dazu die parallel erstellten Videos zur Auswertung heranzieht, ist zu erkennen, dass die Strömung an der Messposition "Flügelrad 1" durch die Rückströmung innerhalb des Ofens hervorgerufen wird.

Es ist festzustellen, dass die höchsten Strömungsgeschwindigkeiten in der Mitte des Ofens an der Ansaugseite des Ventilators und auf der Ausströmseite herrschen.

Anders stellt sich die Situation in der unteren Ebene dar, hier wird die horizontale Strömung nahezu ausschließlich durch die Luftansaugung des Ventilators erzeugt. Aus den Messwerten der zuvor gezeigten Diagramme wurde die Strömung innerhalb des Ofens nachgebildet. Dazu ist im *Bild 36* und *Bild 37* der Grundriss des Ofens gezeigt und die Strömung der oberen Messpositionen bei der Ventilatorfrequenz 50 Hz dargestellt. Es ist wiederum deutlich die einseitige Ausblasung des Ventilators zu erkennen. Weiterhin ist die zunehmende Störung der Längsströmung (in den Bildern von rechts nach links) bei zunehmender Umwälzleistung des Ventilators zu erkennen. Die Längsströmung wird bei 50 Hz am Umwälzventilator an den oberen Besatzpositionen nahezu komplett unterdrückt.



Bild 36: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über den Ofenlängsschnitt (MZ 70) mit Längsströmung bei 50 Hz am Ventilator (oben)



Bild 37: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über den Ofenlängsschnitt (Klinkerbesatz) mit Längsströmung bei 50 Hz am Ventilator (oben)

In dem *Bild 38* und *Bild 39* ist die Strömung innerhalb des Ofens bei 50 Hz zu erkennen. Während in den hinteren Besatzpaketen (rechts im Bild) die durch den Umwälzventilator erzwungenen Strömungen überwiegen, wird das vordere Besatzpaket durch die Längsströmung durchströmt.



Bild 38: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Ofenlänge (MZ 70) mit Längsströmung bei 50 Hz am Ventilator (Seite)



Bild 39: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Ofenlänge (Klinkerbesatz) mit Längsströmung bei 50 Hz am Ventilator (Seite)

Da die für die Längsströmung abgesaugte Luftmenge viel geringer ist als die umgewälzte Luftmenge kommt es zur Rückströmung innerhalb des Ofens und, abhängig von der Ventilatordrehzahl, zu mehr oder weniger ausgeprägten "Totzonen" am hinterem Teil des Besatzes.

3.2.2 Ausströmung gegen die Richtung der Längsströmung

In diesem Fall findet die Ausströmung über dem Besatz gegen die Richtung der Längsströmung statt, so dass durch die Umwälzwirkung des Heißluftventilators die Längsströmung innerhalb des Besatzstapels unterstützt wird. Beim Vergleich der Kurven in den folgenden Diagrammen wird deutlich, wie die erzeugte Strömung durch den Umwälzer die Längsströmung des Ofens unterstützt, stört oder sogar behindert.



Bild 40 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (W10) ohne und mit Längsströmung (hinten oben)



Bild 41 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (Klinker) ohne und mit Längsströmung (hinten oben)



Bild 42 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (W10) ohne und mit Längsströmung (hinten unten)



Bild 43 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (Klinker) ohne und mit Längsströmung (hinten unten)



Bild 44 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (MZ70) ohne und mit Längsströmung (vorne oben)



Bild 45 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (W10) ohne und mit Längsströmung (vorne oben)



Bild 46 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (Klinker) ohne und mit Längsströmung (vorne oben)



Bild 47 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (MZ70) ohne und mit Längsströmung (vorne unten)



Bild 48 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (W10) ohne und mit Längsströmung (vorne unten)



Bild 49 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (Klinker) ohne und mit Längsströmung (vorne unten)



Bild 50 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (W10) ohne und mit Längsströmung (mitte oben)



Bild 51 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (Klinker) ohne und mit Längsströmung (mitte oben)



Bild 52 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (W10) ohne und mit Längsströmung (mitte unten)



Bild 53 a und b: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Besatzbreite (Klinker) ohne und mit Längsströmung (mitte unten)

Wie bei den Bildern in Längsströmung ist keine Verallgemeinerung in den Ergebnissen zu verzeichnen. Die Umwälzung führt je nach Position zu einer Beeinflussung der Längsströmung, entweder zu einer Erhöhung oder Störung der Längsströmung.

Im *Bild 54* ist die Strömung anhand der Messergebnisse im Modell abgebildet. Deutlich ist die Ausströmung aus dem Ventilator, rote Pfeile, entgegen der Längsströmung erkennbar. Es bildet sich aufgrund der begrenzenden Wände der Versuchsanlage eine Prallströmung auf die Wand aus, welche wiederum als positiv für die weitere Durchströmung des Besatzes angesehen werden kann. Durch die Erhöhung der Turbulenz in diesem Bereich ist auch mit einer besseren Wärmeübertragung zu rechnen. Es wird deutlich, dass die Umwälzung zu einer Verbesserung der Wärmeübertragung führen kann, aber eine gerichtete Beeinflussung der Strömung erforderlich wird. Im realen Tunnelofen würde die interne Umwälzung lediglich zu einer Überströmung des Besatzes, aber nicht zu einer erhöhten Vergleichmäßigung der Strömung führen. Diese Überlegungen flossen in die numerische Betrachtung und Modellbildung ein.



Bild 54: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über den Ofenlängsschnitt (MZ 70) ohne Längsströmung bei 50 Hz am Ventilator (oben)



Bild 55: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung über die Ofenlänge ohne Längsströmung bei 50 Hz am Ventilator

Im *Bild 55* werden diese Effekte nochmals für den 3. Besatz, den Klinker, bestätigt. Aufgrund der relativ großen offenen Fläche zwischen den Klinkern wird die Durchströmung deutlich erhöht und selbst hinter dem Besatz, rechter Bildteil, eine hohe Umströmung erzeugt.

3.3 Heißversuche

Die Heißversuche erfolgten bis zu einer maximalen Temperatur von 500°C, aufgrund der Materialbeständigkeit des Ventilators. Befeuert wurde der Versuchsofen mit 3 Erdgasbrennern, seitlich über dem Wagenplateau. Die zusätzlichen Brenner im oberen Bereich des Ofens konnten nicht eingesetzt werden, da diese direkt auf den Ventilator feuern würden. Während der Versuchsreihen wurden die Temperaturen im Besatz und die Ofenraumtemperatur erfasst. Gleichzeitig wurden der Gasverbrauch und die Ventilatordrehzahl registriert. Wie bei den Kaltversuchen wurde die Ausströmung aus dem Ventilator in und gegen die Längsströmung variiert.

3.3.1 Ohne Ventilator

Die folgenden Bilder zeigen den Temperaturverlauf in den Besätzen ohne Ventilator, d. h. im Ist-Zustand als Vergleich für die Betrachtungen bei interner Umwälzung. Im *Bild 56* ist eine Ansicht des Ofenwagens mit den Bezeichnungen für die Zuordnung der Temperaturen im Besatz zu sehen.



Bild 56: Zuordnung der Temperaturen im Besatz



Bild 57: Temperatur im Besatz 1 – MZ70

Die gestrichelten Linien zeigen den Temperaturverlauf unten im Besatz über der Aufheizzeit, die durchgezogenen Linien oben im Besatz. Es wird deutlich, dass der Einfluss der Längsströmung auf der linken Seite einen großen Einfluss auf die Temperaturentwicklung und somit Vergleichmäßigung hat. Die Temperaturkurven liegen relativ dicht beieinander. In der Mitte und rechts ist dies nicht der Fall. Der Einfluss der Längsströmung ist wesentlich geringer, was durch den hohen Temperaturgradienten im Vergleich aller Temperaturkurven sichtbar wird. Ähnlich verhalten sich auch die Temperaturkuren für den 2. Besatz im *Bild 58*.



Bild 58: Temperatur im Besatz 2 - W10





Im *Bild 59* für den 3. Besatz, die Pflasterklinker ist diese Auswirkung nicht so ausgeprägt. Dies liegt an den relativ großen offenen Flächen aufgrund der Stapelung zwischen den Klinkern. Der Klinker ist im Vergleich zu den Hintermauerziegeln ein kompakter Ziegel ohne Öffnungen und führt daher zu einer intensiven Umströmung der einzelnen Ziegel.

3.3.2 Mit Ventilator

Aus der Vielzahl der Untersuchungsergebnisse werden die relevantesten und aussagekräftigsten Ergebnisse mit interner Umwälzung dargestellt. Im *Bild 60* und *Bild 61* sind die Temperaturverläufe im Besatz 2, Hintermauerziegel W10, bei 30 und 50 Hz zusammengestellt. Es wird deutlich, dass mit Ventilator eine wesentliche Vergleichmäßigung an allen Positionen im Besatz erreicht werden konnte, besonders zwischen den Besatzstapeln, im Bereich der Ventilatoransaugung. Der erzeugte Unterdruck in diesem Bereich führt zu einer Geschwindigkeitserhöhung, welche bei 50 Hz noch ausgeprägter auftritt. Somit erfolgt eine schnellere Erwärmung, respektive eine schnelle Abkühlung, je nach Position des Ventilators in der Aufheiz- bzw. Kühlzone des Tunnelofens.



Bild 60: Besatztemperaturen Besatz 2, W10, bei 30 Hz Ventilatordrehzahl



Bild 61: Besatztemperatur Besatz 2, W10, bei 50 Hz Ventilatordrehzahl

Für den 3. Besatz, in dem *Bild 62* und *Bild 63* wird diese Aussage bestätigt. Auch hier tritt eine Vergleichmäßigung im Temperaturverlauf mit abnehmenden Temperaturgradienten über die Besatzhöhe auf. Hierbei ist die Auswirkung der höheren Umwälzrate bei höherer Drehzahl des Ventilators nicht zwingend ableitbar. Dies ist auf die Stapelung und den kompakten Ziegel, wie bereits ausgeführt, zurückzuführen.



Bild 62: Besatztemperatur Besatz 3, Klinker, bei 30 Hz Ventilatordrehzahl



Bild 63: Besatztemperatur Besatz 3, Klinker, bei 50 Hz Ventilatordrehzahl

3.3.3 Vergleich ohne und mit Ventilator

Für die Hintermauerziegel wird die positive Wirkung des Ventilators im direkten Vergleich im *Bild 64* und *Bild 65* deutlich. Ohne Ventilator und somit ohne zusätzliche Umwälzung treten vor allem in der Mitte und rechts hohe Temperaturgradienten im Besatzstapel auf. Dies führt zu einer ungleichmäßigen Aufheizung bzw. Abkühlung der Ziegel und kann, gerade im Bereich des Quartzsprunges zu Schädigungen am Produkt führen. Hier ist eine möglichst lange und gleichmäßige Temperaturkurve wünschenswert. Mit Ventilator kann dieser Temperaturgradient um ca. zwei Drittel verringert werden und führt zu einer wesentlichen Verbesserung der Aufheizung bzw. Abkühlung und somit zu weniger Brennbruch.





Bild 64: Besatztemperatur Besatz 2, W10, ohne Ventilator

Bild 65: Besatztemperatur Besatz 2, W10, bei 50 Hz Ventilatordrehzahl
Wie schon in den vorherigen Bewertungen für den 3. Besatz, die Pflasterklinker, führt die zusätzliche interne Umwälzung mit Ventilator nur zu einer geringeren Vergleichmäßigung im Vergleich zu den Hintermauerziegeln. Im *Bild 66* und *Bild 67* sind für den 3. Besatz die Temperaturverläufe ohne und mit Ventilator bei 50 Hz zusammengestellt. Auf der linken Seite führt der Ventilator zu einer deutlichen Vergleichmäßigung der Temperatur. Dies ist auf die direkte Ausströmrichtung des Ventilators in diesem Bereich zurückzuführen. Bei den anderen Positionen ist keine nennenswerte Veränderung erkennbar.



Bild 66: Besatztemperatur Besatz 3, Klinker, ohne Ventilator



Bild 67: Besatztemperatur Besatz 3, Klinker, bei 50 Hz Ventilatordrehzahl

4. Numerische Untersuchungen (RWTH)

Die Arbeiten am Institut für Industrieofenbau und Wärmetechnik (IOB) der RWTH Aachen (Forschungsstelle 2) umfassen numerische Untersuchungen der Strömung in einer Tunnelofensektion mittels CFD Simulationen. Ziel der Untersuchungen ist die Optimierung der Strömung in einer Ofensektion in der Brennzone. In der betrachteten Sektion soll eine mittlere Temperatur von 900 °C vorliegen und eine Längsströmung entgegen der Durchlaufrichtung (DLR) des Besatzes soll lokale Strömungen überlagern.

Die Optimierung betrifft vorrangig die Maximierung der Strömungsgeschwindigkeit am Besatz. Durch eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit erhöht sich der Wärmeübergangskoeffizient, sodass die Wärme der Ofenatmosphäre schneller konvektiv an den Besatz abgegeben wird. Hierdurch kann die Durchlaufzeit für das Produkt gesenkt werden und die Produktivität der Anlage erhöht. Die Erhöhung der lokalen Strömungsgeschwindigkeit erfolgt durch die Anbringung von Ventilatoren in einem Gehäuse oberhalb des Besatzes. Durch die Integration von Leitblechen soll die Strömungsführung im späteren Verlauf der Untersuchungen optimiert werden.

Bei den Untersuchungen werden jeweils die drei in Kapitel 1 beschriebenen Besatzkonfigurationen 1, 2 und 3 betrachtet. Im Folgenden werden das Vorgehen bei den Simulationen und die berechneten Ergebnisse beschrieben.

4.1 Modellbeschreibung

Das numerische Modell umfasst eine Ofensektion in der Brennzone. Mehrere Brenner feuern von der Seitenwand des Ofens zwischen die Besatzstapel. Ein Ventilator in einem Gehäuse an der Ofendecke wälzt einen Volumenstrom innerhalb der Ofensektion um. Im späteren Verlauf der Untersuchungen werden Leitbleche zur Strömungsführung im Modell integriert. *Bild 68* zeigt eine Skizze der untersuchten Ofensektion.



Bild 68: Außenmaße der simulierten Ofensektion

Ofenmodell

Geometrie und Rechennetz

Der untersuchte Ofenabschnitt hat eine Länge von 4 m, eine Breite von 2,7 m und eine Höhe von 1,7 m. An den Seitenwänden sind an den Positionen der Brenner mehrere *Mass-Flow-Inlets* für die Eindüsung von Abgas vorgesehen (siehe auch Abschnitt Modellierung der Brenner, siehe *Bild 69*). In den Simulationen werden die Brenner versetzt betrieben, sodass zwei Brenner auf der in Durchlaufrichtung (DLR) linken Seite des Ofens feuern und ein Brenner auf der rechten Seite.

Zwischen den Brennerpositionen werden verschiedene Besatzstapel (Besatz 1, 2, 3,4) positioniert, sodass der Abgasstrom der Brenner zwischen den Besatz strömt. Dabei beträgt die Breite des Spalts für die Strömung in allen Besatzkonfigurationen 444 mm. Die Besatzstapel sind in allen betrachteten Fällen ca. 1 m hoch.

Bild 69 zeigt ein Ventilatorgehäuse an der Decke in der Mitte der Ofensektion. Die Einlaufdüse des Gehäuses befindet sich 15 cm oberhalb der Oberkante der Besatzstapel über dem mittleren Spalt zwischen den Besatzstapeln. Das Gehäuse weist eine Höhe von 55 cm auf. Für die Untersuchungen wird das Gehäuse in unterschiedliche Ausblasrichtungen gedreht.

Der Wagen, auf dem der Besatz durch den Ofen transportiert wird, hat nur einen geringen Einfluss auf die Durchströmung des Besatzes und kann daher für die numerischen Untersuchungen vernachlässigt werden. Daher wird angenommen, dass der Wagen optimal im Boden des Ofens versenkt ist und keinen Strömungswiderstand verursacht.



Bild 69: Simulierte Ofensektion, Besatz und Einbauten

Die numerische Simulation von Strömungen mittels Finite-Volumen-Methode setzt eine Diskretisierung voraus. Hierbei wird das Strömungsgebiet in diskrete Volumenelemente eingeteilt, woraus sich das sogenannte Rechennetz ergibt. *Bild 70* zeigt beispielhaft das Oberflächennetz des Modells von Besatz 3. Die Rechennetze für die jeweiligen Besatzgeometrien setzen sich aus polyederförmigen Zellen mit bis zu 14 ebenen Flächen als Begrenzung zusammen.

Die Zellgrößen innerhalb des Rechennetzes variieren je nachdem, wie fein Bauteile und andere Elemente, wie z.B. die Brenneröffnungen, aufgelöst werden. Das Netz ist in diesen Bereichen lokal verfeinert, während die Elemente, die in der freien Anströmung des Besatzes liegen, größer sind. Hierdurch werden insgesamt weniger Zellen benötigt, wodurch sich die benötigte Rechenkapazität und -dauer verringert. In Randschichten an Wänden im Modell wird ein sogenanntes *prism grid* eingefügt. Die prismenförmigen Zellen in diesem Bereich sorgen für einen gleichmäßigen Wandabstand der Zellen, sodass eine korrekte Berechnung der Geschwindigkeitsverteilung in der Grenzschicht gewährleistet wird.



Bild 70: Oberflächennetz von Besatz 3

Randbedingungen

Für die numerische Strömungssimulation mittels CFD ist es notwendig Randbedingungen vorzugeben. In *Bild 71* sind die Ränder des Strömungsgebiets je nach Art der Randbedingung farblich markiert dargestellt. Für alle Wände im Ofen und am Besatz (grau, Seitenwände und Decke des Ofens sind ausgeblendet) wird die Wandrandbedingung gesetzt, sodass hier die Geschwindigkeit sowie die Geschwindigkeits- und Druckgradienten in Wandnormalenrichtung 0 sind. An der Saug- (rot) und Druckseite (blau) des Ventilators wird ein Massenstrom vorgegeben, der in einen passenden Geschwindigkeitsvektor umgerechnet wird. Der durch den Ventilator umgewälzte Volumen- bzw. Massenstrom wird im Rahmen der Ventilatormodellierung (siehe Abschnitt Modellierung des Ventilators) ermittelt. Auch an den Positionen der Brenner wird ein Massenstrom vorgegeben, der senk-recht zur Wand aus den Brennern austritt (siehe Abschnitt Modellierung der Brenner).

Die überlagernde Längsströmung im Ofen wird durch einen über den Ofenquerschnitt konstanten Massenstrom von $\dot{m} = 0.95$ kg/s am Eintritt in die Ofensektion (grün) berücksichtigt. Am Austritt der Längsströmung aus der Ofensektion (gelb) wird ein statischer

Relativdruck von p = 0 Pa vorgegeben. Hierdurch wird ermöglicht, dass Rückströmungen (z. B. des Ventilators) das Strömungsgebiet an dieser Stelle auch verlassen können.



Bild 71: Strömungsgebiet mit Randbedingungen

Turbulenzmodellierung

Für die numerischen Untersuchungen sollen die Grundgleichungen der Strömungsmechanik, die sogenannten Navier-Stokes-Gleichungen (Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie) gelöst werden, um die Strömungsgrößen (Dichte, Druck, Geschwindigkeit, Temperatur) zu berechnen. Eine etablierte Methode hierfür stellt die numerische Lösung der Reynolds-Gleichungen mittels Finite-Volumen-Methode dar. Diese spezielle Formulierung der Grundgleichungen basiert auf einer zeitlichen Mittelung der Strömungsgrößen und der oben genannten Gleichungen und stellt deutlich geringere Anforderungen an die notwendige Diskretisierung der Gleichungen gegenüber der direkten numerischen Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen. Aufgrund der Nichtlinearität der Impuls- und Energiegleichung treten durch die Mittelung der Gleichungen zusätzliche unbekannte Terme auf, welche die durch Turbulenz erhöhte Reibung bzw. Wärmeübertragung innerhalb der Fluids beschreiben. Diese Terme müssen durch zusätzliche Modellgleichungen, die sogenannten Turbulenzmodelle, beschrieben werden.

Die Turbulenzmodellierung stellt eine wichtige Einflussgröße für numerische Strömungssimulationen dar. Aus diesem Grund muss stets ein geeignetes Turbulenzmodell für die Untersuchung eines Problems ausgewählt werden, das für den jeweiligen Anwendungsfall validiert ist. Das Shear-Stress-Transport Model (SST-Modell) ist ein verbreitetes Turbulenzmodell. Es gilt als Industriestandard und ist für verschiedene Anwendungsfälle geeignet. Aus diesem Grund wird das Turbulenzmodell für die Untersuchungen in diesem Projekt genutzt.

Bei dem SST-Modell handelt es sich um ein Transportmodell, das Differenzialgleichungen beinhaltet, welche die Produktion, den Transport und die Dissipation von in diesem Fall zwei Turbulenzgrößen (turbulente kinetische Energie *"turbulent kinetic enegry"* TKE, Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie *"energy dissipation rate"* EDR) innerhalb des Strömungsfeldes beschreiben. Für die Simulationen werden folgende optionale Modellerweiterungen verwendet:

- Low-Re Corrections
 (modifiziert den Term für turbulente Reibung bei geringen Reynolds-Zahlen)
- Curvature Correction
 (modifiziert den Produktionsterm der TKE bei gekrümmten Stromlinien)
- Corner Flow Correction
 (modifiziert den Produktionsterm der TKE bei Strömungen in Ecken)
- Production Kato-Launder, Production Limiter (modifiziert den Produktionsterm der TKE in der Nähe von Staupunkten)

Stoffdaten

In der untersuchten Ofensektion soll eine mittlere Temperatur von T = 900 °C = 1073,15 K und Normdruck p = 1 atm = 101325 Pa vorliegen. Es wird eine isotherme Atmosphäre angenommen, wodurch sich die Simulationen vereinfachen, da die Energiegleichung der strömungsmechanischen Grundgleichungen nicht gelöst werden muss. Somit reduzieren sich auch die benötigten Stoffwerte auf die Dichte und die Viskosität.

Die Berechnung der Stoffwerte basiert auf der Annahme, dass in der Ofensektion ein ideales Gasgemisch aus den Komponenten und Anteilen gemäß *Tabelle 3* vorliegt (siehe Abschnitt Modellierung der Brenner).

Die Dichte wird aufgrund der geringen lokalen Mach-Zahlen im Strömungsgebiet als konstant angenommen und berechnet sich nach dem Gesetz für ideale Gase [22]:

$$\rho = \frac{pM}{RT} = 0,2899 \text{ kg/m}^3 \tag{4.1}$$

mit
$$M = \sum_{i} x_i M_i$$

Die Viskosität wird gemäß der Mischungsregel für ideale Gasgemische berechnet [22]:

$$\mu = \sum_{i} \frac{x_{i} \mu_{i}}{\sum_{j} x_{j} \Phi_{ij}} = 45,9312 \cdot 10^{-6} \text{ Pa s}$$

$$\text{mit} \quad \Phi_{ij} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_{i}}{\mu_{j}}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{M_{j}}{M_{i}}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^{2}}{\sqrt{8\left(1 + \frac{M_{i}}{M_{j}}\right)^{2}}}$$

Die jeweiligen Stoffwerte der Einzelkomponenten werden dem VDI-Wärmeatlas [22] entnommen.

Modellierung der Einzelkomponenten

Modellierung des Besatzes

Die Untersuchung der Durchströmung des Besatzes stellt einen zentralen Bestandteil der numerischen Untersuchungen dar. Die Besatzstapel verursachen als Strömungshindernis einen Druckverlust über die Länge der Durchströmung. Dieser Druckverlust wird durch Wandreibung verursacht, die in den Simulationen direkt berechnet werden kann. Bei sehr kleinen Spalten im Besatz muss das Rechennetz lokal sehr fein aufgelöst werden. Besatz 3 (Pflastersteine, versetzt gestapelt) weist so große Spalte auf, dass die Wandreibung hier direkt berechnet werden kann. Im Fall von Besatz 1 und Besatz 2 wird aufgrund der feinen Struktur der Hintermauerziegel eine Modellierung des Druckverlusts vorgenommen.

In dem Modell wird eine Ersatzgeometrie für die Ziegel herangezogen. Die Ersatzziegel weisen die gleiche Strömungsquerschnittsfläche, wie die ursprünglichen Ziegel auf, haben jedoch eine deutlich einfachere Struktur, wie in *Bild 72* dargestellt ist. Hierdurch lassen sich die benötigten Zellen im Rechennetz im Bereich des Besatzes um etwa den Faktor 200 verringern.



Bild 72: Ziegelquerschnitte, oben: Besatz 1, unten: Besatz 2, links: Originalgeometrie, rechts: Modellgeometrie

Das Fluid innerhalb des Ersatzziegels wird in der Simulation der Ofensektion als sogenanntes poröses Medium definiert. Ein poröses Medium verursacht durch seine Beschaffenheit wie die Wandreibung einen Druckverlust über die durchströmte Länge. Im numerischen Modell wird dies durch eine Senke in der Impulsgleichung der strömungsmechanischen Grundgleichungen berücksichtigt, die durch folgende Gleichung ausgedrückt wird [23]:

$$S_i = \nabla p_V = -\left(\frac{\mu}{\alpha}\vec{v} + C_2\frac{\rho}{2}|\vec{v}|\vec{v}\right)$$
(4.3)

 ∇p_V : Druckgradient im porösen Medium

- ρ : Dichte des Fluids
- μ: Dynamische Viskosität des Fluids
- \vec{v} : lokale Strömungsgeschwindigkeit
- α : Modell-Parameter
- C2: Modell-Parameter

Für das poröse Medium müssen die Modell-Parameter α und C₂ vorgegeben werden. Diese definieren den charakteristischen Druckverlust der Ziegel und müssen ermittelt

werden. Hierzu werden Simulationen eines einzelnen, fein vernetzten Ziegels durchgeführt und der Druckverlustbeiwert ζ (siehe Gleichung 4.3) als Funktion der Reynolds-Zahl Re bestimmt. Als charakteristische Länge für die Reynolds-Zahl wird die Länge des Ziegels genutzt (siehe Gleichung 4.2). *Bild* 73 zeigt das simulierte Ergebnis.



Bild 73: Druckverlustbeiwert eines Einzelziegels von Besatz 1 und Besatz 2

$$Re = \frac{\rho v L_{Ziegel}}{\mu} \tag{4.4}$$

$$\zeta = -\frac{\Delta p_V}{\frac{\rho}{2}v^2} \tag{4.5}$$

 ζ : Druckverlustbeiwert

 Δp_V : Totaldruckverlust über L_{Ziegel}

Der Druckverlustbeiwert des Einzelziegels weist einen typischen Verlauf in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl auf. Dieser kann durch eine Funktion der Form $\zeta = a \cdot \text{Re}^{-1} + c$ angenähert werden. Das Ergebnis dieser Annäherungsfunktion kann ebenfalls der *Bild* 73 entnommen werden. Aus dem Fit können die Modellkonstanten des porösen Ersatzmediums abgeleitet werden. Durch Umformungen und Einsetzen von Gleichung 4.1 und Gleichung 4.2 in Gleichung 4.3 erhält man für den Druckverlustbeiwert folgende Funktion.

$$\zeta_{y} = \frac{2L_{Ziegel}^{2}}{\underbrace{\alpha}_{m}} \cdot \underbrace{Re^{-1}}_{x} + \underbrace{C_{2} \cdot L_{Ziegel}}_{b}$$
(4.6)

Diese Funktion lässt sich als Geraden-Gleichung der Form y = mx + b ausdrücken. Mit den Ergebnissen der Simulation der Einzelziegel lässt sich eine lineare Regression durchführen, um die Parameter m und b zu ermitteln. Daraus lassen sich die Modell-Parameter α und C₂ berechnen. *Tabelle 1* zeigt die Ergebnisse für beide Besätze.

$$\alpha = \frac{2L_{Ziegel}^2}{m} \tag{4.7}$$

$$C_2 = \frac{b}{L_{Ziegel}} \tag{4.8}$$

Tabelle 1: Modellparameter der porösen Medien

Koeffizient	Besatz 1	Besatz 2	
α [m²]	9,97 · 10 ⁻⁵	8,21 · 10 ⁻⁶	
C ₂ [m ⁻¹]	1,65	5,06	

Wandreibungseffekte im porösen Medium des Ersatzmodells würden den modellierten Impulsverlust des Besatzstapels überlagern. Aus diesem Grund muss im Gegensatz zu anderen Wänden im Modell für die inneren Wände der Ersatzziegel eine Wandschubspannung von $\tau = 0$ N/m² als Randbedingung gesetzt werden.

Modellierung des Ventilators

Der Ventilator in jeder Ofensektion soll für eine Erhöhung der lokalen Strömungsgeschwindigkeit am Besatz sorgen und so den konvektiven Wärmeübergang gegenüber einer reinen Längsströmung im Ofen verbessern. Der Ventilator befindet sich in einem einseitig ausblasenden Spiralgehäuse. Innerhalb des Gehäuses wird die Strömung vergleichmäßigt und in eine Richtung gelenkt. Das Gehäuse trennt die Strömung im Ventilator von der Strömung im Ofenraum. Dadurch wird der Einfluss der lokalen Strömung im Ventilator auf die Strömung in der Ofensektion gedämpft, sodass auf eine aufwändige Simulation von rotierenden Ventilatorschaufeln verzichtet werden kann und ein Ersatzmodell verwendet werden kann.

Für die Untersuchungen wird ein Radialventilator (Bezeichnung: VHRE-710-560R) der Firma ventec AG herangezogen. Ein CAD-Modell des Laufrads ist in *Bild 74* dargestellt. Der Ventilator besteht aus 12 rückwärts gekrümmten Schaufeln, deren Abströmkante um $\beta = 31,75^{\circ}$ geneigt ist.



Bild 74: CAD-Modell des Ventilators ventec VHRE-710-560R

Die Kennlinie des Ventilators bei einer Drehzahl von n = 1304 min⁻¹ ist in *Bild* 75 dargestellt. Simulationen der Ofensektion zeigen, dass der Besatz und die Strömungsführung im Ofen einen geringen Druckverlust $\Delta p_V \approx 200$ Pa (= 20 daPA) verursachen. Daraus ergibt sich durch Extrapolation der Kennlinie ein Volumenstrom von \dot{V} = 9,83 m³/s, den der Ventilator in der Ofensektion umwälzt.



Bild 75: Kennlinie des eingesetzten Ventilators ventec VHRE-710-560R [24]

Im Modell für die Simulation wird ein Massenstromeintritt (blau in Bild 71) auf der Druckseite des Ventilators und ein Massenstromaustritt (rot in Bild 71) an der Saugseite des Ventilators vorgesehen. Der Austritt entspricht der kreisrunden Einlassquerschnittsfläche am Ende der Einlaufdüse des Gehäuses mit einem Durchmesser von d = 570 mm. Das Fluid strömt hier senkrecht zur Austrittsfläche aus dem Strömungsgebiet ab. Aus dem geförderten Volumenstrom V und der Dichte p des Fluids (siehe Abschnitt Stoffdaten) ergibt sich ein Massenstrom von m = ρ V = 2,85 kg/s. An der zylinderförmigen Eintrittsfläche strömt das Fluid unter einem Winkel ins Strömungsgebiet ein. Der Winkel ist von der Drehzahl des Ventilators und der Neigung der Schaufeln abhängig. *Bild 76* zeigt die Zusammenhänge der Geschwindigkeitskomponenten am Austritt von Radialventilatoren.



Bild 76: Geschwindigkeitsvektoren am Ventilatoraustritt [25]

Für die Randbedingungen der Simulation sind die Normal- und Tangentialgeschwindigkeit relevant. Es wird angenommen, dass keine Geschwindigkeitskomponente in die Richtung der Rotationsachse des Ventilators existiert. Die Normalgeschwindigkeit cm ergibt sich aus dem geförderten Volumenstrom und der Eintrittsfläche A. [25]

$$c_m = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{2\pi Rh} = \frac{\text{geförderter Volumenstrom}}{\text{Austrittsfläche Ventilator (Druckseite)}} = 16,86 \text{ m/s}$$
(4.9)

Für die Tangentialgeschwindigkeit cu müssen die Beziehungen zwischen den Geschwindigkeitskomponenten berücksichtigt werden. Es gilt demnach: [25]

$$c_{u} = u - \sqrt{w^{2} - c_{m}^{2}} = 28,33 \text{ m/s}$$

$$mit \quad u = \omega R$$

$$\omega = 2\pi n$$

$$w = \frac{c_{m}}{\sin \beta}$$

$$(4.10)$$

Bild 77 zeigt die mit dem beschriebenen Modell simulierte Geschwindigkeitsverteilung im Ventilatorgehäuse.



Bild 77: Geschwindigkeitsverteilung im Ventilatorgehäuse (Ansicht von Oben)

Modellierung der Brenner

Die Simulation von Verbrennungsprozessen setzt hohe Anforderungen an das Rechennetz und die Rechenleistung. Im Fall der Simulation einer kompletten Ofensektion ist die lokale Verbrennungsdynamik zudem von untergeordnetem Interesse. Aus diesem Grund wird die Verbrennung nicht explizit simuliert, sondern durch ein Modell berücksichtigt. Die Verbrennung wird durch die Vorgabe eines Massenstroms an den Positionen der Brenner (siehe *Bild 69*) modelliert. Es werden insgesamt drei Brenner simuliert, die versetzt an den Seiten der Ofensektion angeordnet sind. Es wird angenommen, dass der Verbrennungsprozess beim Eintritt in das Strömungsgebiet abgeschlossen ist und lediglich ein Abgasgemisch eintritt. An der Stelle der Brenner wird jeweils ein Abgasmassenstrom vorgegeben, der in das Strömungsgebiet eintritt.

Zur Berechnung des Abgasmassenstroms muss die Abgaszusammensetzung und die Leistung der Brenner bekannt sein. Die Leistung pro Brenner wird mit P = 150 kW vorgegeben. Die Abgaszusammensetzung ergibt sich aus der Brennstoffzusammensetzung und der Luftmenge, mit der verbrannt wird. Das als Brennstoff verwendete Erdgas hat einen Heizwert von $H_i = 13,2$ kWh/kg und setzt sich aus folgenden Anteilen zusammen:

rabolie 2. Eragaszasaminensetzang rar verbrenmangsmedeli			
Gas	Formel	Stoffmengenanteil x	
Methan	CH ₄	88,66 %	
Ethan	C_2H_6	6,85 %	
Propan	C ₃ H ₈	1,49 %	
n-Butan	C_4H_{10}	0,66 %	
Stickstoff	N ₂	1,33 %	
Kohlenstoffdioxid	CO ₂	1,01 %	

Tabelle 2: Erdgaszusammensetzung für Verbrennungsmodell

Die Verbrennung findet überstöchiometrisch mit einer Luftzahl von λ = 1,2 statt. Für die Abgaszusammensetzung gilt demnach:

Tabelle 5. Abyaszusaliliterisetzüng ber (1 – 1,2			
Gas	Formel	Stoffmengenanteil x	
Kohlenstoffdioxid	CO ₂	8,35 %	
Wasser (g)	H ₂ O	15,65 %	
Stickstoff	N2	72,78 %	
Sauerstoff	O ₂	3,22 %	

Tabelle 3: Abgaszusammensetzung bei $\lambda = 1,2$

Der Abgasmassenstrom entspricht der Summe aus Brennstoffmassenstrom und Luftmassenstrom. Der Brennstoffmassenstrom wird durch die geforderte Leistung vorgegeben. Die Brennerleistung entspricht dem Produkt aus Brennstoffmassenstrom und Brennstoffheizwert [26].

$$P = \dot{m}_B \cdot H_{i,B} \iff \dot{m}_B = \frac{P}{H_{i,B}} = 11,3696 \text{ kg/h}$$
(4.11)

Der Luftmassenstrom ergibt sich aus der erforderlichen Luftmenge und der Luftzahl [26]:

$$\dot{m}_L = \lambda \cdot \dot{m}_{L,min} = 220,1178 \text{ kg/h}$$
 (4.12)

Daraus ergibt sich ein Abgasmassenstrom pro Brenner von:

$$\dot{m}_A = \dot{m}_B + \dot{m}_L = 231,4874 \text{ kg/h} = 0,0643 \text{ kg/s}$$
 (4.13)

4.2 Voruntersuchungen

Die Integration eines Ventilators in der untersuchten Ofensektion soll für eine Erhöhung der lokalen Strömungsgeschwindigkeit am Besatz sorgen. Hierdurch wird der Wärmeübergangskoeffizient erhöht, sodass die Wärme der Ofenatmosphäre schneller konvektiv in den Besatz übertragen wird.

Zunächst wird die Auswirkung eines in ein Spiralgehäuse eingebrachten Ventilators untersucht. Dabei wird im ersten Schritt betrachtet, inwiefern sich das Strömungsfeld in Abhängigkeit der Ausblasrichtung des Gehäuses ändert. Das Gehäuse wird im ersten Fall gegen die Durchlaufrichtung des Besatzes ausgerichtet, sodass der durch den Ventilator umgewälzte Volumenstrom in die gleiche Richtung strömt, wie die überlagernde Längsströmung. Im zweiten Fall wird das Gehäuse um 180° gedreht, sodass der Ventilator der Längsströmung entgegengerichtet ausbläst. *Bild 78* zeigt die Stromlinien der Strömung in der Ofensektion. Für die Darstellung wird das Strömungsgebiet entlang der Diagonalebene der Ofensektion geschnitten. Die Strömung ist bei allen untersuchten Besatzarten und beiden Ausströmrichtungen des Ventilators qualitativ ähnlich, sodass ein exemplarischer Fall herangezogen werden kann, um die Strömung allgemein zu beschreiben.



Bild 78: Beispielhafte Stromlinien der Strömung in der Ofensektion

Es ist zu erkennen, dass das Abgas der Brenner mit einer Geschwindigkeit von etwa 20 m/s zwischen den Besatzstapeln hindurch strömt und die Strömung innerhalb der Besatzstapel nur leicht beeinflusst. Der Ventilator saugt den umgewälzten Volumenstrom an der Unterseite des Gehäuses gleichmäßig ein, hierdurch wir eine Strömung durch den Besatz erzeugt. Die Strömung auf der Druckseite des Ventilators wird durch das Gehäuse über den Besatz hinweg geleitet. Ältere Untersuchungen belegen, dass die Ventilatorströmung von angrenzenden Ofensektionen, die bei der Simulation nicht berücksichtigt wurden, keinen signifikanten Einfluss auf die Strömung innerhalb des Besatzes haben.

Die quantitative Auswertung des Geschwindigkeitsfeldes erfolgt lokal in den Querschnitten der Besatzstapel. *Bild 79* zeigt die Bereiche, in denen die Geschwindigkeitsverteilung ausgewertet wird.

Bei der Betrachtung der Geschwindigkeitsverteilung in den Bereichen fällt auf, dass vor Allem die oberen Besatzreihen in der Mitte der Ofensektion durchströmt werden, da hier die Sogwirkung des Ventilators am stärksten ist. Die Strömung ist also insgesamt nicht gleichmäßig. Die lokalen Geschwindigkeiten innerhalb der Besatzstapel reichen von 1 m/s bis 18 m/s.

Die direkte Gegenüberstellung der flächen-gemittelten Geschwindigkeiten in den in *Bild* 79 gekennzeichneten Bereichen ist *Tabelle 4* zu entnehmen.

Pagatastanal	Ventilator	Ohne Ventilator	
Besatzstapei	In DLR	Gegen DLR	(reine Längsstr.)
Besatz 1	2,72 m/s	2,35 m/s	1,62 m/s
Besatz 2	1,58 m/s	1,32 m/s	0,56 m/s
Besatz 3	3,06 m/s	2,27 m/s	1,86 m/s

Tabelle 4: Mittlere Geschwindigkeiten in den Besatzstapeln

Es wird deutlich, dass der höhere Strömungswiderstand der feiner strukturierten Ziegel von Besatz 2 eine geringere Durchströmungsgeschwindigkeit zur Folge hat. In allen Fällen sorgt die Ausrichtung des Ventilatorgehäuses in Durchlaufrichtung für eine Durchströmung der Besätze mit um 15 – 35 % höheren Geschwindigkeiten im Vergleich zur Anordnung gegen die Durchlaufrichtung. Die Geschwindigkeiten erscheinen mit wenigen Metern pro Sekunde gering. Jedoch erhöht die Sogwirkung des Ventilators die Durchströmung, bei der sich die Tunneldecke auf der Höhe der Unterseite des Gehäuses befindet. Eine Aussage zur Auswirkung der Geschwindigkeit auf den konvektiven Wärmeübergang kann durch folgende Abschätzung erfolgen:

$$\alpha \propto Nu \propto \sqrt{Re} \propto \sqrt{v} \Longrightarrow \frac{\alpha_{neu}}{\alpha_{alt}} = \sqrt{\frac{Re_{neu}}{Re_{alt}}} = \sqrt{\frac{v_{neu}}{v_{alt}}}$$
 (4.14)



Bild 79: Geschwindigkeitsverteilung in Auswertebereichen, oben: Besatz 1 & 2, unten: Besatz 3

Durch die Anbringung eines Ventilators mit einem Spiralgehäuse, das in die Durchlaufrichtung des Ofens, also gegen die überlagernde Längsströmung, ausbläst, könnte der konvektive Wärmeübergang je nach Besatz um bis zu 68 % erhöht werden. Es ist jedoch zu beachten, dass der hauptsächliche Anteil der Wärmeübertragung in den Brennzonen von Tunnelöfen auf die Wärmestrahlung der Brennerflammen und der Ofeninnenwände zurückgeht. Nichtdestotrotz kann eine bessere Durchströmung des Besatzes insbesondere im Inneren der Besatzstapel für eine schnellere Durchwärmung des Guts sorgen.

In der weitergehenden Untersuchung soll die Strömungsführung so optimiert werden, dass die Geschwindigkeiten innerhalb der Besatzstapel maximiert, aber auch vergleichmäßigt werden.

4.3 Optimierung der Strömungsführung

Die Voruntersuchungen zeigen, dass der Ventilator zwar die Ofenatmosphäre in der betrachteten Sektion umwälzt, der Großteil des geförderten Volumenstroms jedoch über den Besatz hinweg strömt. Die Integration von Leitblechen zur Strömungsführung soll dafür sorgen, dass ein größerer Anteil der Strömung durch den Besatz hindurchgeleitet wird, um dort den konvektiven Wärmeübergang zu erhöhen. Als Ausgangssituation dient der Einbau des Gehäuses in Durchlaufrichtung des Ofens, da für diesen Fall in den Voruntersuchungen höhere Geschwindigkeiten ermittelt wurden. In der Abströmung des Ventilators werden Umlenkbleche über die gesamte Ofenbreite vorgesehen, die die Strömung um 90° in Richtung Boden umleiten sollen. *Bild 80* zeigt die Position und die Maße der insgesamt 4 Leitbleche mit einer Dicke von 2,5 mm. Für die Untersuchungen zur Optimierung der Strömungsführung muss die Geometrie neu vernetzt werden. Das neue Rechennetz für Besatz 1 ist in *Bild 81* dargestellt.



Bild 80: Maße der Leitbleche



Bild 81: Oberflächennetz von Besatz 1 mit Leitblechen



Bild 82: Stromlinien in der Ofensektion mit Leitblechen (Besatz 1)

Bild 82 zeigt die Stromlinien in der Ofensektion mit Leitblechen am Beispiel von Besatz 1. Besatz 2 und 3 weisen das gleiche Strömungsbild auf, sodass die qualitative Beschreibung auf alle zutrifft. Es ist zu erkennen, dass die Strömung aus dem Ventilatorgehäuse durch die Leitbleche in Richtung Boden gerichtet wird. Dabei befindet sich der Strahl hauptsächlich in der linken Hälfte des Ofens (im Bild rechts). Die Strömung prallt auf den Boden und wird in alle Richtungen umgelenkt, auch durch die unterste Reihe des Besatzstapels.

Die Geschwindigkeitsverteilung innerhalb von Besatz 1 ist in *Bild 83* dargestellt. Die Geschwindigkeit ist in der untersten Besatzreihe an der Stelle, wo die Ventilatorströmung auf den Boden prallt, am höchsten. In den oberen Besatzreihen auf dieser Seite ist die Strömungsgeschwindigkeit geringer, da hier die Sogwirkung des Ventilators gegen die Sogwirkung des vorbeiströmenden Prallstrahls unterhalb der Leitbleche wirkt. Im rechten Teil des Ofens (im Bild links) ist die Strömung gleichmäßiger. Auf der den Leitblechen abgewandten Seite ähnelt das Strömungsbild dem Fall ohne Leitbleche aus den Voruntersuchungen. Hier dominiert die Sogwirkung des Ventilators und sorgt besonders in den oberen Besatzreihen für höhere Geschwindigkeiten.



Bild 83: Geschwindigkeitsverteilung im Besatz 1

Eine Drehung des Ventilatorgehäuses, sodass die Ausblasöffnung in Richtung Ofenmitte ausgerichtet ist, könnte für eine Vergleichmäßigung der Strömung sorgen. *Bild 84* zeigt die Strömung im Ventilatorgehäuse für den Fall eines längs ausgerichteten und eines um 15° gedrehten Gehäuses. Eine Verschiebung des Gehäuses würde, anders als die Drehung, den Ventilator aus der Mitte der Ofensektion bewegen. Hierdurch würde eine gleichmäßige Ansaugung des Volumenstroms gestört werden, sodass dieser Fall nicht berücksichtigt wird.



Bild 84: Ausrichtung des Ventilatorgehäuses, links: längs ausgerichtet, rechts: um 15° gedreht

Das Strömungsbild in der Ofensektion mit dem um 15° gedrehten Gehäuse ist in *Bild 85* und *Bild 86* dargestellt. Der umgelenkte Strahl trifft nun in der Symmetrieebene des Ofens auf den Boden und wird dort umgelenkt. Die Geschwindigkeitsverteilung ist ebenfalls symmetrisch zur Ofenmitte. Auf der Seite der Leitbleche treten hohe Geschwindigkeiten in den unteren Besatzreihen und den äußeren Besatzstapeln auf. Im Bereich ohne Leitbleche ist dies genau umgekehrt, hier treten hohe Geschwindigkeiten in den oberen Besatzreihen der mittleren Besatzstapel auf. Durch eine angepasste Fahrweise des Ofens lassen sich so gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilungen und somit auch gleichmäßige konvektive Wärmeübergänge im Besatz erzeugen.

Tabelle 5 zeigt die ausgewerteten mittleren Geschwindigkeiten. Diese sind im Vergleich zum Fall ohne Leitbleche deutlich höher. Der strömungswiderstandsarme Besatz 1 wird durchschnittlich mit einer 49 – 68 % höheren Geschwindigkeit durchströmt als ohne Leitbleche. Daraus ergibt sich eine Erhöhung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten von bis zu 30 % gegenüber dem Fall ohne Leitbleche und bis zu 68 % gegenüber dem Fall ohne Ventilator. Die Drehung des Ventilatorgehäuses sorgt bei Besatz 1 für eine Verringerung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit innerhalb der Ziegel. Die Vergleichmäßigung der Strömung wirkt sich hier im Mittel vermindernd auf den Wärmeübergang auf.

Besatzstapel	Gehäuseausrichtung		Ohne	Ohne Ventilator
	Längs	Gedreht	Leitbleche	(reine Längsstr.)
Besatz 1	4,57 m/s	4,06 m/s	2,72 m/s	1,62 m/s
Besatz 2	2,33 m/s	2,35 m/s	1,58 m/s	0,56 m/s
Besatz 3	3,65 m/s	4,19 m/s	3,06 m/s	1,86 m/s

Tabelle 5: Mittlere Geschwindigkeiten in den Besatzstapeln nach Optimierung

Bei den beiden anderen Besatzarten steigert sich die Geschwindigkeit durch die Drehung des Gehäuses. Bei Besatz 2 kann so der konvektive Wärmeübergangskoeffizient bezogen auf den Fall ohne Ventilator mehr als verdoppelt werden.



Bild 85: Besatz 1: Stromlinien in der Ofensektion mit geneigtem Ventilatorgehäuse (Besatz 1)



Bild 86: Geschwindigkeitsverteilung im Besatz 1

Der Einbau von Leitblechen hat auf Besatz 3 den geringsten Effekt, da durch die Stapelung der Ziegel der Strömungsquerschnitt teilweise komplett verblockt wird und die Strömung nicht gerichtet durch den Besatz gelenkt werden kann. Dennoch ist auch hier eine Verbesserung des Wärmeübergangs von bis zu 17 % gegenüber dem Fall ohne Leitbleche erreichbar. Die Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten, verglichen mit dem Fall ohne Ventilator beträgt 50 %.

Der Einsatz von Leitblechen im Ofen sorgt in allen Fällen für eine Verbesserung des konvektiven Wärmeübergangs. Durch eine gerichtete und damit optimierte Strömungsführung kann die Geschwindigkeit innerhalb der Besätze gesteigert werden. Die Integration von Leitblechen stellt somit eine sinnvolle konstruktive Maßnahme in Ergänzung zum Einsatz von Ventilatoren dar. Eine Drehung des Gehäuses zur Ausrichtung der Ventilatorströmung sorgt für eine weitere Vergleichmäßigung der Strömung im Besatz. Dies resultiert jedoch teilweise in einer Verringerung der mittleren Geschwindigkeit im Besatz und verschlechtert so den konvektiven Wärmeübergang.

5. Mathematisches Prozessmodell für Tunnelofen mit Ofenwagen (OvGU)

Das in der Forschungsarbeit "Neues Tunnelofenkonzept zum energieeffizienten Brennen von Ziegeln" (IGF-Vorhaben Nr. 13 EW BG) [27] entwickelte Prozessmodell für den Tunnelofen hatte den Ofenwagen als Teil des Besatzes betrachtet. Diese Idee, den Ofenwagen als Teil des Besatzes zu betrachten, hat den Nachteil, dass der Wärmeübergang zwischen Ofenwagen und Besatz sowie die Wärmeleitung durch den Ofenwagen nicht modelliert wird.]]Der Ofenwagen wird als ein Parameter zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades des Tunnelofens angesehen, zusätzlich zum Einsatz von Hochgeschwindigkeitsbrennern oder der Rückgewinnung der Abwärme aus dem Rauchgas [3]. Daher wird ein Prozessmodell für einen Tunnelofen zur Herstellung von Dachziegeln entwickelt, bei dem der Ofenwagen eine separate Einheit im Prozessmodell darstellt. Dann wird ein Prozessmodell für einen Ziegel produzierenden Tunnelofen entwickelt und der Einfluss verschiedener Konfigurationen und Ventilatoren auf die Brennkurve untersucht.

6. Modellierung der Wärmeübertragung

6.1 Vereinfachung der Geometrie

Auf der linken Seite von *Bild 87* ist zu sehen, dass jeder Dachziegel auf einer H-Kassette aufbewahrt wird und sie zusammen gestapelt werden, um die Konfiguration auf dem Ofenwagen zu bilden. Jeder Stapel besteht aus insgesamt 15 Reihen von Dachziegeln und Kassetten, die übereinandergestapelt sind, und 17 Spalten über die Breite des Ofenwagens. Insgesamt befinden sich 4 Stapel auf dem Ofenwagen, wobei zwei Stapel nahe beieinanderliegen, während die übrigen Stapel weit von den ersten beiden Stapeln entfernt sind, so dass eine Lücke entsteht, die als Brennschlitz bezeichnet wird. Der Brennschlitz ist der Abstand zwischen den ersten beiden Stapeln und den letzten beiden Stapeln auf dem Ofenwagen und wird benötigt, damit die Flamme der Brenner in den Spalt geleitet werden kann und nicht auf die Dachziegel trifft.



Bild 87: Besatz und dessen geometrische Vereinfachung im Referenzofen (Foto: BMI Technical Services Gmbh)

Die Kombination aus Dachziegel und H-Kassette kann vereinfacht als rechteckige Platte dargestellt werden, die in Länge, Breite und Höhe die gleichen Abmessungen hat wie die Kombination. Das Verhältnis der Fläche der tatsächlichen Kombination aus Dachziegel und H-Kassette zur vereinfachten rechteckigen Platte beträgt 2,1. Durch diese Vereinfachung wird der Besatz auf dem Ofenwagen zu flachen, langen Platten, die mit einem Abstand von 55 mm übereinandergestapelt werden, was dem Abstand im tatsächlichen Besatz entspricht. Der eigentliche Ofenwagen mit der Fassung und der vereinfachten Fassung ist in *Bild 87* dargestellt, während der eigentliche Dachziegel auf der Kassette und die rechteckige Platte in *Bild 88* zu sehen sind.



Bild 88: Geometrische Vereinfachung von Dachziegel und Kassette



Bild 89: Ofenwagenaufbau

	0		
Schicht	Dicke im Verhältnis zur Gesamtdicke des Ofenwa- gens (%)	Wärmeleitfähigkeit (W/(m·K))	Dichte (kg/m ³)
1	7	1,5	1200
2	23	0,8	1100
3	20	0,25	400
4	8	0,18	64
5	14	0,4	1100
6	28	0,8	1000

Tabelle 6: Eigenschaften der unterschiedlichen TOW Schichten

Die Geometrie des Ofenwagens sieht einfach aus, aber er besteht aus verschiedenen Materialien auf der Außenseite und im Inneren. In *Bild 89* ist der Ofenwagen zum Beispiel aus Abdeckplatten und Isolieraufbau zusammen mit Hohlstützen im Inneren des Ofenwagens aufgebaut. Um die Wärmeleitung in den Ofenwagen zu berechnen, wird der Ofenwagen vereinfacht aus verschiedenen Materialschichten zusammengesetzt, wobei die Masse des Ofenwagens konstant bleibt. Die vereinfachten Details des Ofenwagens in einem Tunnelofen zur Herstellung von Dachziegeln sind in *Tabelle* dargestellt.

6.2 Konvektive Wärmeübertragung

Konvektion ist die Wärmeübertragung durch ein Fluid aufgrund der Bewegung des Fluides. Die Bewegung kann durch eine äußere Kraft oder auf natürliche Weise durch den Auftriebseffekt hervorgerufen werden. Konvektion durch äußere Kraft wird als erzwungene Konvektion bezeichnet, während Konvektion durch natürliche Mittel als freie oder natürliche Konvektion bekannt ist. Betrachtet man einen Körper mit einer Oberflächentemperatur von T_s und ein Fluid mit einer Temperatur von T_{∞} , die mit einer Geschwindigkeit über den Körper fließt, dann kann der Wärmeübergang von der Oberfläche zum Fluid durch das Newtonsche Kühlungsgesetz dargestellt werden, wie in (6.1) angegeben.

$$\dot{q}_{konv} = h(T_s - T_{\infty}) \tag{6.1}$$

Dabei ist *h* der konvektive Wärmeübergangskoeffizient in W/(m²K). Die Nusselt-Zahl ist eine dimensionslose Zahl, die als das Verhältnis zwischen dem Wärmeübergang durch eine Fluidschicht infolge von Konvektion und der Wärmeleitung durch dieselbe Fluidschicht definiert ist. Die Nusselt-Zahl gilt als der dimensionslose konvektive Wärmeübergangskoeffizient.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \tag{6.2}$$

Die Nusselt-Zahl setzt sich zusammen aus dem konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten h, der charakteristischen Länge der Gerometrie L_c und der Wärmeleitfähigkeit des Fluids k, die als Durchschnittstemperatur des Fluids und der Oberfläche berechnet wird. Die dimensionslose Nusselt-Zahl kann als Funktion von zwei dimensionslosen Zahlen dargestellt werden: Reynolds-Zahl und Prandtl-Zahl. Je nach Geometrie kann die Nusselt-Zahl als einfache Potenzgesetz-Gleichung mit der Reynolds-Zahl und der Prandtl-Zahl ausgedrückt werden,

$$Nu = CRe_L^m Pr^n \tag{6.3}$$

wobei m und n Werte zwischen 0 und 1 sind und der Wert von C von der Geometrie abhängt.

In der Kühlzone des Tunnelofens besteht die Kühlluft aus nicht strahlenden Gasen, im Gegensatz zu Kohlendioxid und Wasserdampf in der Brennzone und der Vorwärmzone. Daher erfolgt in der Kühlzone die Wärmeübertragung zwischen der Kühlluft und der gebrannten Keramik ausschließlich durch Konvektion. In diesem Abschnitt wird erläutert, wie der konvektive Wärmeübergangskoeffizient unter Berücksichtigung der erzwungenen und freien Konvektion zwischen dem Feststoff und dem Gas sowie dem Ofenwagen und dem Gas berechnet wird.

6.2.1 Erzwungene Konvektion

Die Wärmeübertragung von der Oberfläche eines Körpers auf ein Fluid oder umgekehrt durch die Bewegung des Fluids mit einer Geschwindigkeit aufgrund einer äußeren Kraft wird als erzwungene Konvektion bezeichnet. Bei der erzwungenen Konvektion kann es sich um externe und interne erzwungene Konvektion handeln. Wenn das Fluid über eine Oberfläche wie eine Platte fließt, spricht man von externer erzwungener Konvektion. Befindet sich die Strömung im Inneren eines Rohrs oder Kanals, erfolgt die Wärmeübertragung zwischen der Oberfläche des Rohrs oder Kanals und dem Fluid durch innere erzwungene Konvektion.

Zhu [28] hatte gezeigt, dass der Wärmeübergangskoeffizient für eine Strömung zwischen den Dachziegeln mit der Nusselt-Zahl-Gleichung für eine Strömung über eine Platte berechnet werden kann. Die CFD-Berechnung wurde verwendet, um den Wärmeübergangskoeffizienten für eine Strömung durch Dachziegel zu berechnen, die vereinfacht als Platte mit einer Länge l_k und einer Breite gleich der des Dachziegels dargestellt wird. Der Spalt s_k und die Dicke der Platte ($s_e - s_k$) stellen den Spalt zwischen den verschiedenen Schichten der Dachziegel und der Kassette sowie die Gesamtdicke der Dachziegel und der Kassette dar, wie in *Bild 90* zu sehen ist.



Bild 90: Geometrie der CFD-Simulation für die Durchströmung eines Plattenbesatzes und eines Dachziegel- und Kassettenbesatzes (Besatzvorlage: BMI Technical Services GmbH)

Der mit CFD berechnete Wärmeübergangskoeffizient wird mit dem Wärmeübergangskoeffizienten verglichen, der mit der Nusselt-Zahl-Gleichung für die Strömung über eine Platte nach Pohlhausen [29] berechnet wird.

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot Re_{lk}^{0,5} Pr^{0,33} \tag{6.4}$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re_{lk}^{0,8} \cdot Pr^{0,43}}{1 + 2,443 \cdot Re_{lk}^{-0,1} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$
(6.5)

Wenn die Reynoldszahl unter 10^5 liegt, lautet die Gleichung für die Nusselt-Zahl Nu_{lam} und Nu_{turb} , wenn sie über 10^5 liegt. Die Reynolds- und Prandtl-Zahlen werden mit Hilfe der folgenden Gleichungen berechnet.

$$Re_{lk} = \frac{\overline{w} \cdot l_k}{v(T_s)} \tag{6.6}$$

$$Pr = \frac{\nu_G(T_s) \cdot \rho_G(T_s) \cdot c_{pG}(T_s)}{\lambda_G(T_s)}$$
(6.7)

$$T_S = \frac{T_{S,Oberfläche} + T_G}{2} \tag{6.8}$$



Bild 91: Vergleich des konvektiven Wärmeübergangs zwischen einem Plattenbesatz gegenüber einem Dachziegelbesatz, CFD-Ergebnisse aus [29]

Aus *Bild 91* ist ersichtlich, dass der mit CFD berechnete Wärmedurchgangskoeffizient, wenn die Dachziegel als plattiert approximiert werden, und der mit der Pohlhausen-Nusselt-Zahl-Gleichung berechnete Wärmedurchgangskoeffizient nahezu identisch sind. Der mit der Nusselt-Zahl berechnete Wärmedurchgangskoeffizient wird mit dem Verhältnis der Fläche der Dachziegel- und Kassettenkombination zur Fläche der Platte multipliziert, um den Wärmedurchgangskoeffizienten für die Dachziegel zu erhalten. Vergleicht man dies mit dem CFD-Ergebnis des Wärmeübergangskoeffizienten für die Strömung über Dachziegel, so zeigt sich, dass die Werte ähnlich denen sind, die mit der Nusselt-Zahl-Gleichung für die Strömung über eine Platte berechnet wurden.

Die Nusselt-Zahl für die Strömung über eine Platte wird als Nusselt-Zahl-Gleichung [30] gewählt. Und im Übergangsbereich von laminarer Strömung zur turbulenten Strömung wird (6.10) verwendet.

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot Re_{lk}^{0,5} Pr^{0,33} \tag{6.9}$$

$$Nu_{turb} = 0.037 \cdot Re_{lk}^{0.8} \cdot Pr^{0.43}$$
(6.10)

$$Nu = \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \tag{6.11}$$

6.2.2 Freie Konvektion

Dichteunterschiede und das Gravitationsfeld erzeugen eine Auftriebskraft, die eine Strömung verursacht. Diese Strömung wird als freie oder natürliche Konvektion bezeichnet. Der Dichteunterschied kann durch einen Temperatur- oder Konzentrationsunterschied im Fluid verursacht werden. Im Tunnelofen kann die freie Konvektion die Art der Wärmeübertragung von den Dachziegeln auf das Gas oder von den Außenwänden und der oberen Wand des Ofens auf die umgebende Atmosphäre sein. Im Falle der Dachziegel kann die freie Konvektion als Wärmeübertragung von einer horizontalen Platte von der Oberseite und von der Unterseite betrachtet werden, wie in (6.12) bzw. (6.13) angegeben. Die Nusselt-Zahl-Gleichung für den Wärmeverlust von oben ist die laminare Gleichung (6.12), wenn $Gr \cdot Pr \cdot f_2 < 7 \cdot 10^4$.

$$Nu_{Oben,lam} = 0.766 \cdot (Gr \cdot Pr \cdot f_2)^{1/5}$$
(6.12)

$$Nu_{Oben,turb} = 0.15 \cdot (Gr \cdot Pr \cdot f_2)^{1/3}$$
(6.13)

$$Nu_{unten} = 0.6 \cdot (Gr \cdot Pr \cdot f_2)^{1/5}$$
(6.14)

$$Nu_{frei} = Nu_{Oben} + Nu_{unten} \tag{6.15}$$

Die Nusselt-Zahl für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten, wenn Wärme von den äußeren Seitenwänden des Tunnelofens durch freie Konvektion an die Atmosphäre verloren geht, wird wie folgt angegeben (6.16).

$$Nu = \left[0,825 + 0,387 \cdot (Gr \cdot Pr \cdot f_1)^{\frac{1}{6}}\right]^2$$
(6.16)

$$f_1 = \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{-16/9} \tag{6.17}$$

6.2.3 Überlagerung von freier und erzwungener Konvektion

Um zu bestimmen, welche Art von Konvektion für den Wärmeübergang vom Festkörper zum Fluid vorherrschend ist, wird die Archimedes-Zahl verwendet.

$$Ar = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g \cdot L \cdot \beta_T \cdot \Delta T}{\overline{w}^2}$$
(6.18)

Wenn die Archimedes-Zahl kleiner als 0,2 ist, handelt es sich um erzwungene Konvektion, und wenn die Archimedes-Zahl größer als 10 ist, handelt es sich um freie Konvektion. Wenn die Archimedes-Zahl zwischen 0,2 und 10 liegt, befindet sich die Strömung in der Übergangszone und die Einflüsse sowohl der freien als auch der erzwungenen Strömung sollten gemäß Churchill [31] berücksichtigt werden. Gleichung 6.19 wird verwendet, wenn die freie und die erzwungene Konvektion senkrecht zueinanderstehen, wie es bei den Dachziegeln und der vertikalen Wand außerhalb des Tunnelofens der Fall ist.

$$Nu = \left(Nu_{frei}^4 + Nu_{erzwungene}^4\right)^{1/4} \tag{6.19}$$

6.3 Wärmeleitung im Nutzgut

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

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda_S}{\rho_S \cdot c_S} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) \tag{6.20}$$

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 in Bild 91 gezeigt, 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 t₁ gezeigt.

Die Wärmestromdichte an der Oberfläche des Besatzes ist

$$\dot{q} = (\alpha_{Konv} + \alpha_{Str}) \cdot \left(T_G - T_{S,Oberfläche}\right)$$
(6.21)

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 und es folgt



Bild 91: 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

$$\alpha_{eff} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{Konv} + \alpha_{Str}} + \frac{0.5s_s}{\chi \cdot \lambda_S}\right)}$$
(6.23)

verwendet werden. Der Transientenfaktor χ für eine Platte ist etwa 3. Diese Näherungslösung wurde z. B. in [32] 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 Nutzgut etwa eins, sodass sich lineare und parallele Temperaturprofile näherungsweise einstellen.

6.4 Strahlung

6.4.1 Strahlungswärmeübergangskoeffizient

Im Tunnelofen tauscht das Gas in der Brenn- und Vorwärmzone zusätzlich zur Konvektion durch Strahlung Wärme mit dem Nutzgut und dem Ofenwagen aus. Die Summe des Strahlungswärmestroms und des Konvektionswärmestroms ergibt den Gesamtwärmestrom vom Gas zum Nutzgut oder zum Ofenwagen. Der Strahlungswärmestrom vom Gas zum Festkörper kann wie folgt beschrieben werden

$$\dot{q} = \varepsilon_{eff} \cdot \sigma \cdot (T_G^4 - T_S^4) \tag{6.24}$$

Um die Wärmestromgleichung an die Wärmestromgleichung der Konvektion anzugleichen, kann ein Strahlungswärmeübergangskoeffizient bestimmt werden

$$\alpha_{str} \cdot (T_G - T_S) = \varepsilon_{eff} \cdot \sigma \cdot (T_G^4 - T_S^4) \tag{6.25}$$

 ε_{eff} ist der effektive Emissionsgrad. Der Strahlungswärmeübergangskoeffizient kann wie folgt geschrieben werden

$$\alpha_{str} = \varepsilon_{eff} \cdot \sigma \cdot T_G^3 \left(1 + \frac{T_s}{T_G} + \left(\frac{T_s}{T_G}\right)^2 + \left(\frac{T_s}{T_G}\right)^3 \right)$$
(6.26)

Der Strahlungswärmeübergangskoeffizient kann näherungsweise wie folgt berechnet werden

$$\alpha_{str} \approx 4 \cdot \varepsilon_{eff} \cdot \sigma \cdot \left(\frac{T_G - T_S}{2}\right)^3 \tag{6.27}$$

Die obige Gleichung kann auch zur Berechnung des Strahlungswärmeübergangskoeffizienten zwischen festen Körpern verwendet werden.

6.4.2 Effektiver Emissionsgrad

Gleichung zur Berechnung des effektiven Emissionsgrades $\varepsilon_{eff} = \varepsilon_{GS}$ zwischen dem Gas und dem Feststoff

$$\frac{1}{\varepsilon_{GS}} = \frac{1}{\varepsilon_G} + \frac{1}{\varepsilon_S} - 1 \tag{6.28}$$

Gleichung zur Berechnung des effektiven Emissionsgrades $\varepsilon_{eff} = \varepsilon_{12}$ wenn zwei Körper durch Strahlung Wärme austauschen, wobei Körper 1 eine höhere Temperatur als Körper 2 hat

$$\frac{1}{\varepsilon_{12}} = \frac{1}{\varepsilon_1} - 1 + \frac{1}{\varphi_{12}} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_s} - 1\right)$$
(6.29)

Der Sichtfaktor φ_{12} muss unter Berücksichtigung der Ausrichtung der beiden Körper zueinander berechnet werden. Bei einem Dachziegelofen können zur Berechnung des Sichtfaktors vom Dachziegel zum Ofenwagen der Dachziegel und der Ofenwagen als zwei parallele Platten betrachtet werden, so dass der Sichtfaktor gleich eins ist. Im Ziegelofen kann der Ziegel auf dem Ofenwagen als zwei Rechtecke betrachtet werden, die senkrecht zueinander stehen und eine gemeinsame Basis haben, und *Bild 92* kann zur Berechnung des Sichtfaktors vom Ofenwagen zum Ziegel verwendet werden φ_{21} . Die Reziprozitätsregel kann zur Berechnung des Sichtfaktors vom Ziegel zum Ofenwagen verwendet werden φ_{12} die gegeben ist durch





Bild 92: Sichtfaktoren zwischen zwei senkrecht zueinander stehenden Platten [32]

7. Modellierung des Tunnelofenprozesses

Die Temperatur der Keramik, die sich durch den Tunnelofen bewegt, steigt in der Vorwärmzone an, erreicht in der Brennzone ein Maximum und kühlt in der Kühlzone ab. Je nach Abkühlungsgeschwindigkeit werden die verschiedenen Bereiche in der Abkühlzone in Schnellkühlung, statische Abkühlung und Endabkühlungszone unterteilt. Die Abkühlgeschwindigkeit ist in der Schnellkühlzone, der statischen Kühlzone und der Endkühlzone jeweils hoch, niedrig und mittel. Die Temperaturschwankungen, denen die Keramik entlang des Tunnelofens unterliegt, werden als Brennkurve bezeichnet. Das Hauptziel der Modellierung des Tunnelofenprozesses besteht darin, die Brennkurve der Keramik entlang des Tunnelofens mit Hilfe von mathematischen Gleichungen nachzubilden.

Am Ende des Tunnelofens nimmt die Kühlluft die Wärme der gebrannten Keramik auf und erwärmt sich, während ein Teil zum Trockner abgezogen wird und die restliche Menge zur Brennzone strömt. In der Brennzone wird die Luft mit dem Verbrennungsgas gemischt, um die Keramik auf die Brenntemperatur zu erhitzen. In der Vorwärmzone schließlich heizt das Gas die nicht gebrannte Keramik auf und kühlt sich ab. Das Gas wird am Eingang des Tunnelofens als Rauchgas abgeleitet. Die Strömungsrichtung des Gases ist entgegengesetzt zur Richtung der Keramik, was zeigt, dass der Tunnelofen als Gegenstromwärmeübertragers betrachtet werden kann. Daher kann die Modellierung eines Tunnelofens, ähnlich wie die Modellierung eines Gegenstromwärmeübertragers, durchgeführt werden.



Bild 93: Tunnelofen mit kleinem Abschnitt 'dx'

Im Tunnelofen werden die ungebrannten Keramiken auf dem Ofenwagen mit Trägern, den sogenannten Brennhilfsmitteln bei Dachziegeln, aufbewahrt. Die Keramik und die Brennhilfsmittel werden von nun an zusammen als Festkörper bezeichnet. Im Wärmeübertrager findet eine Wärmeübertragung zwischen einer heißen und einer kalten Seite statt, während im Tunnelofen die Wärme zwischen dem Gas, dem Feststoff und dem Ofenwagen ausgetauscht wird. Gemäß der Analogie zum Wärmeübertrager ist die Enthalpieänderung eines Fluids gleich der an das Fluid übertragenen Nettowärme für einen kleinen Abschnitt durch die folgende Gleichung gegeben (7.31).



Bild 94: Vereinfachte Wärmeübertragung im Tunnelofen (Vorwärmzone)

Dieses Prinzip kann auf einen kleinen Abschnitt "dx" im Tunnelofen für die Vorwärmzone angewendet werden, wie in *Bild 93* dargestellt. Aus *Bild 94Bild 94* sind die Zusammenhänge der Wärmeübertragung zwischen den drei Medien in der Vorwärmzone ersichtlich. Das Gas verliert Wärme an den Feststoff und den Ofenwagen und auch durch die Wand des Tunnelofens. Der Feststoff gibt Wärme an den Ofenwagen ab, und innerhalb des Ofenwagens wird die Wärme zum Boden des Ofenwagens geleitet, was als adiabatischer Zustand angenommen wird. Die Temperatur an der Unterseite des Ofenwagens ändert sich im Verhältnis zur Oberseite des Ofenwagens nicht wesentlich, wenn er sich durch den Tunnelofen bewegt, und dies ist der Grund für den adiabatischen Bodenzustand. Wendet man die Gleichung (7.31) an und kombiniert sie mit der obigen Erklärung, so lassen sich die Gleichungen (7.32), (7.33) und (7.34) formulieren.

$$\dot{m}_{Gas}c_{p,Gas}\frac{dT_{Gas}}{dx} = -(-\dot{Q}_{Gas\to Solid} - \dot{Q}_{Gas\to TOW} - \dot{Q}_{Gas\to Luft})$$
(7.32)

$$\dot{m}_{Solid}c_{Solid}\frac{dT_{Solid}}{dx} = \dot{Q}_{Gas \to Solid} - \dot{Q}_{Solid \to TOW}$$
(7.33)

$$\dot{m}_{TOW}c_{TOW}\frac{dT_{TOW}}{dx} = \dot{Q}_{Gas \to TOW} + \dot{Q}_{Solid \to TOW} - \dot{Q}_{Leitung,TOW}$$
(7.34)

7.1 Differentialgleichung für den Ofenwagen



Bild 95: Wärmeleitung im Ofenwagen (Vorwärmzone)

Die im vorherigen Teil abgeleitete gewöhnliche Differentialgleichung für den Ofenwagen betrachtet den Ofenwagen als eine Einheit. Der Ofenwagen ist in verschiedene Materialschichten unterteilt und jede Materialschicht kann in numerische Schichten unterteilt werden. Wie in *Bild 95* zu sehen ist, wird die Wärme, die der obere Teil des Ofenwagens aus dem Gas und dem Feststoff erhält, bis zum Boden des Ofenwagens geleitet, da der Boden des Ofenwagens als adiabatisch angenommen wird. Die Schicht 1 erhält Wärme aus dem Gas durch Konvektion und Strahlung und aus dem Feststoff durch Strahlung. Die Wärme aus der Schicht 1 wird an die nächste Schicht 2 weitergeleitet, und dies geschieht bis zur Schicht n.

Differentialgleichung für Schicht 1:

$$\dot{M}_{1}c_{1}\frac{dT_{1}}{dx} = \left[\dot{Q}_{Gas \to TOW^{1}} + \dot{Q}_{Solid \to TOW^{1}} - \dot{Q}_{TOW^{1} \to TOW^{2}}\right]$$
(7.35)

Differentialgleichung für Schicht 'i':

$$\dot{M}_{i}c_{i}\frac{dT_{i}}{dx} = \left[\dot{Q}_{TOW^{i-1} \to TOW^{i}} - \dot{Q}_{TOW^{i} \to TOW^{i+1}}\right]$$
(7.36)

Differentialgleichung für Schicht 'n':

$$\dot{M}_n c_n \frac{dT_n}{dx} = \left[\dot{Q}_{TOW^{n-1} \to TOW^n} \right]$$
(7.37)

Die Anzahl der numerischen Schichten wird durch eine gitterunabhängige Studie bestimmt, auf die wir später noch eingehen werden. Daher wird die einzelne gewöhnliche Differentialgleichung für den Ofenwagen in viele Differentialgleichungen aufgeteilt, um das Temperaturprofil des Ofenwagens zu ermitteln, während er sich durch den Tunnelofen bewegt.

7.2 Berechnungsmethode

Im Tunnelofen ist der Massenstrom des Gases nicht über die gesamte Länge des Ofens konstant. Am Ende des Tunnelofens wird Kühlluft zugeführt und ein Teil der Luft in der Endkühlzone abgesaugt, um die Abkühlgeschwindigkeit des Feststoffs in der statischen Kühlzone zu verringern. In der Schnellkühlzone wird dem System Kühlluft zugeführt und ein Teil der heißen Luft aus dem Tunnel abgesaugt, um die Abkühlgeschwindigkeit des aus der Brennzone kommenden Feststoffs zu erhöhen. In der Brennzone wird die heiße Luft mit dem Verbrennungsgas gemischt, dass aus den verschiedenen oberen und seitlichen Brennern austritt, die sich an verschiedenen Positionen in der Brennzone befinden. Dies zeigt, dass der Massendurchsatz nicht konstant ist (*Bild 96*), aber die entwickelten gewöhnlichen Differentialgleichungen beziehen sich auf einen konstanten Massendurchsatz des Gases.



Bild 96: Massenströme (normiert) im Referenzofen

Um die gewöhnlichen Differentialgleichungen zu lösen, wird der Ofen in Abschnitte unterteilt, in denen der Massendurchsatz des Gases konstant bleibt. Die Berechnung beginnt am Eingang des Tunnelofens, und die Anfangsbedingungen sind die Eintrittstemperaturen des Feststoffs, die verschiedenen Schichten des Ofenwagens und die Austrittstemperatur des Gases. Die Eintrittstemperatur des Feststoffs und des Ofenwagens sind Daten aus experimentellen Messungen, aber der Wert der Austrittstemperatur des Gases (T_{G0}) ist eine Unbekannte. Zu Beginn der Berechnung wird ein angenommener Wert für die Austrittstemperatur des Gases berücksichtigt, und im Anfangsabschnitt, in dem der Massendurchsatz des Gases konstant bleibt, werden die gewöhnlichen Differentialgleichungen mit dem MATLAB-Löser "ode23t" gelöst. Der Solver liefert die Temperaturprofile des Gases, des Feststoffs und der verschiedenen Schichten des Ofenwagens. Um die gewöhnliche Differentialgleichung des nächsten Abschnitts zu lösen, werden die Ergebnisse der vorherigen Abschnitte als Anfangsbedingungen für den nächsten Abschnitt verwendet. Dieser Prozess wird bis zum Ende des Ofens fortgesetzt, und am Ende wird die berechnete Eintrittstemperatur der Zuluft mit der experimentellen Temperatur verglichen. Wenn die Temperaturen nicht übereinstimmen (*Bild 97*), wird eine lineare Regression durchgeführt, um die Austrittstemperatur des Gases (T_{G0}) so zu bestimmen, dass die berechnete Eintrittstemperatur der Zuluft dem tatsächlichen Wert entspricht.

Wenn die angenommene Ausgangstemperatur des austretenden Gases (T_{G0}) hoch ist, dann wird die Berechnung zu sehr hohen Werten führen (*Bild 98*). Um diese Instabilität zu vermeiden, versucht das Programm, wenn die berechnete Gastemperatur über 2000°C liegt, durch lineare Regression eine niedrigere Gasaustrittstemperatur als Ausgangswert zu finden, so dass der Wert des Gases unter 2000°C bleibt. Wenn die angenommene Temperatur des Gases (T_{G0}) niedriger ist, wird auch die berechnete Temperatur niedriger sein (*Bild 98*), dann wird das Programm manuell beendet und sollte mit einer höheren Austrittstemperatur des Gases neu gestartet werden.



Bild 97: Berechnete Schiebelufttemperatur


Bild 98: Hohe und niedrige angenommene Abgastemperatur des Gases

7.3 Gitterabhängigkeit der Lösung

Bild 99 zeigt, wie sich die Temperatur des Dachziegels ändert, wenn die Materialschicht in eine unterschiedliche Anzahl numerischer Schichten unterteilt wird. Mit zunehmender Anzahl der numerischen Schichten pro Materialschicht wird die Änderung der Temperatur des Dachziegels geringer; bei einer Erhöhung der Anzahl der numerischen Schichten von 35 auf 60 betrug der Anstieg der Temperatur der Dachziegel an der dimensionslosen Position 0,39 0,33 %. Die Zeit für die Simulation mit 35 numerischen Schichten für jede Materialschicht beträgt etwa 10 Minuten. Jede Materialschicht ist in 35 numerische Schichten aufgeteilt, so dass die Anzahl der Differentialgleichungen, die den Ofenwagen darstellen, 210 beträgt. Zusammen mit den gewöhnlichen Differentialgleichungen für Gas und Feststoff müssen insgesamt 212 gewöhnliche Differentialgleichungen zu erhalten.



Bild 99: Temperatur des Dachziegels an der Position 0,39 bei unterschiedlicher Anzahl von numerischen Schichten

8. Modellvalidierung

8.1 Referenz Tunnelofen

Das Temperaturprofil des Ofenwagens während seiner Bewegung durch den Tunnelofen ist für die Entwicklung des Prozessmodells erforderlich. Experimentelle Daten eines Tunnelofens zur Herstellung von Dachziegeln, einschließlich des Temperaturprofils des Ofenwagens, waren vom IZF erhältlich. Die Gesamtdurchlaufzeit eines Tunnelofenwagens wurde mit etwa 16 Stunden angenommen. Die Massenströme sind in *Bild 100* in Bezug auf ein Kilogramm des produzierten Dachziegels angegeben.



Bild 100: Prozessschema des Referenzofens zur Dachziegelherstellung

Jeder Dachziegel wird in einer Kassette (H-Kassette) aufbewahrt, die übereinandergestapelt wird. Der Ofenwagen mit den Stapeln bewegt sich vom Eingang des Tunnelofens von links zum Ausgang des Ofens, der sich am rechten Ende befindet, wie in *Bild 100* dargestellt. Die Kühlluft mit einer Temperatur von 33,1°C tritt am Ausgang des Ofens (rechte Seite) in den Ofen ein und bewegt sich entgegen der Richtung des Ofenwagens, wodurch die Dachziegel durch Konvektion gekühlt werden. An den Ofenwagenpositionen 31 und 32,5 wird eine Luftmenge von 2,01 kg pro Kilogramm Dachziegel abgesaugt, um die Abkühlungsgeschwindigkeit der Dachziegel zu verringern und Risse aufgrund von Quarzinversion zu vermeiden. An den Ofenwagenpositionen 25,5 und 24,5 wird frische Luft mit einer Temperatur von 28,7 °C eingeblasen, um die Abkühlungsgeschwindigkeit des Dachziegels zu erhöhen. Die Heißluft vermischt sich mit dem Verbrennungsgas in der Brennzone und erreicht eine maximale Gastemperatur von 1010°C. Das heiße Gas strömt zum Eingang des Ofens, erwärmt den grünen Dachziegel und wird an der Ofenwagenposition von 0,5 abgesaugt.



Bild 101: Gemessene axiale Temperaturprofile für verschiedenen Besatzpositionen [33]

Bild 101 zeigt das experimentell gemessene Temperaturprofil des Dachziegels an verschiedenen Positionen in einem Stapel und auch die obere Temperatur des Ofenwagens, die in der Abbildung als 3c bezeichnet wird. Die Temperatur des Dachziegels an der Oberseite (1), in der Mitte (2), an der Unterseite (3) und an der rechten Seite (4) wird beim Durchlauf des Dachziegels durch den gesamten Tunnelofen zusammen mit der Gastemperatur (2b und 3b), der Kassettentemperatur (2a) und der Oberseite des Ofenwagens (3c) bestimmt. Die Temperaturdifferenz zwischen oberem und unterem Dachziegel in der Vorwärmzone beträgt etwa 150°C und zeigt deutlich, dass die Gastemperaturverteilung in vertikaler Richtung inhomogen ist. In der Kühlzone ist die Temperatur des Gases in der Mitte des Schornsteins (2b) fast 50°C höher als am unteren Ende des Schornsteins (3b), während in der Vorwärmzone der Temperaturunterschied mehr als 50°C beträgt.



8.2 Validiertes Modell

Bild 102: Gemessenes und berechnetes axiales Temperaturprofil im Referenzofen

Die durchschnittliche Temperatur der Dachziegel in jeder der 16 Reihen auf einem Stapel wird mit der simulierten Temperatur des Festkörpers (Dachziegel und Kassette) verglichen, um das Modell zu validieren. *Bild 101* zeigt die simulierte Temperatur des Gases, des Festkörpers und die durchschnittliche gemessene Temperatur der Dachziegel entlang des Ofens. In der Vorwärmzone beträgt die maximale Abweichung zwischen der simulierten und der gemessenen Temperatur des Dachziegels etwa 25°C. Die höchste gemessene Durchschnittstemperatur des Dachziegels in der Brennzone beträgt fast 1001°C, während die simulierte Temperatur des Dachziegels etwa 1020°C beträgt. In der Kühlzone liegt der Hauptunterschied im Profil der gemessenen und simulierten Temperatur des Festkörpers vor allem am Ende des Tunnelofens, der Unterschied der Temperaturen beträgt 20°C.

Wie in *Bild 101* zu sehen ist, ist die gemessene Temperatur des Dachziegels in der oberen (1), mittleren (2) und unteren (3) Schicht des Stapels nicht die Gleiche. In der Vorwärmzone liegen die oberen Dachziegel etwa 150°C höher als die der unteren Schicht, während in der Brennzone die unteren Dachziegel eine Höchsttemperatur von 1010°C und die oberen Dachziegel eine Temperatur von 975°C aufweisen. Die Dachziegel in der oberen Schicht sind in der Schnellkühlzone etwa 50°C höher als die in der unteren Schicht, und in der statischen Kühlzone beträgt der Temperaturunterschied fast 5°C. In der Endkühlzone ist die Temperatur der Dachziegel der oberen Schicht um 50°C höher als die der unteren Schicht. Dies bedeutet, dass die Temperatur des Gases in vertikaler Richtung inhomogen ist. Im Modell wird jedoch von einer homogenen Temperaturverteilung des Gases ausgegangen, um die Komplexität der Berechnung zu verringern, und es





Bild 103: Gemessenes und berechnetes axiales Temperaturprofil des Tunnel Ofenwagens

Bild 103 zeigt das gemessene Temperaturprofil der ersten Schicht des Ofenwagens und das simulierte durchschnittliche Temperaturprofil der ersten Schicht des Ofenwagens. In der Vorwärmzone liegt die simulierte Temperatur des Ofenwagens um etwa 20°C über dem gemessenen Wert, während in der Brennzone die gemessene Temperatur um 40°C über dem simulierten Temperaturprofil liegt. Bei der simulierten Gastemperatur handelt es sich um die durchschnittliche Gastemperatur im Tunnelofen, wobei die vertikale Temperaturverteilung des Gases im Ofen nicht berücksichtigt wird. Daher ist die simulierte Temperatur höher als die Gastemperatur in der untersten Schicht des Schornsteins, was zu einer höheren simulierten Temperatur des Ofenwagens führt, da die Wärme des Gases in der Vorwärmzone an den Ofenwagen abgegeben wird. Am Ende der Brennzone wird die durchschnittliche Gastemperatur niedriger als die Gastemperatur in der untersten Schicht des Schornsteins, was zu einer niedrigeren simulierten Temperatur des Ofenwagens als dem gemessenen Wert führt. In der Kühlzone, insbesondere in der Endkühlzone, weicht das simulierte Temperaturprofil von dem gemessenen Temperaturprofil des Ofenwagens ab, und die höchste simulierte und gemessene Temperatur am Ausgang des Tunnelofens beträgt 310°C bzw. 120°C. Es gibt zwei Gründe, warum die simulierte Temperatur höher ist als das gemessene Temperaturprofil der ersten Schicht des Ofenwagens. Der erste Grund ist, wie bereits erläutert, die inhomogene Temperaturverteilung des Gases, die sich in der höheren Temperatur der Dachziegel der obersten Schicht im Vergleich zu den Dachziegeln der unteren Schicht zeigt. Dies deutet darauf hin, dass das Gas in der untersten Schicht der Dachziegel niedriger ist als die simulierte Durchschnittstemperatur des Gases. Der zweite Grund liegt in der Ausrichtung der Zuluft am Ende der Kühlzone. Die Zuluft wird der Kühlzone zugeführt, indem Luft mit einer Temperatur von 33,1°C von der Oberseite des Tunnelofens eingeblasen wird. Diese Zuluft trifft auf die erste Schicht des Ofenwagens und verursacht einen plötzlichen Temperaturabfall.



Bild 104: Gasseitige Ein- und Ausgänge am Referenzofen; schwarz: Messwerte bzw. relative Messwerte, rot: für Simulation genutzte Werte

Die maximale Abweichung zwischen den Werten der für die Simulation verwendeten Massenströme und dem gemessenen Wert beträgt 24% und gilt für den LTR. Wie in *Bild 104* zu sehen ist, beträgt die gemessene Temperatur des HTR 615,5°C, während die simulierte Temperatur des HTR 708°C beträgt. Die Differenz von 4% zwischen dem gemessenen Wert des Massendurchsatzes und dem Simulationswert des Abgases zeigt, dass die Gasmenge in der Vorwärm- und Brennzone in der Simulation und im Referenzkessel nahezu gleich ist. Die simulierte Abgasaustrittstemperatur beträgt 143°C und ist damit fast 7°C niedriger als der gemessene Wert. Die Abweichung des gemessenen Massendurchsatzes der primären Verbrennungsluft und der Zuluft im Vergleich zu dem in der Simulation verwendeten Wert ist sehr gering, so dass davon ausgegangen werden kann, dass die Abweichung bei HTR, LTR und schneller Kühlluft auf experimentelle Fehler zurückzuführen ist.

8.3 Ergebnisse der Simulation

Wie bereits im Abschnitt über die Modellierung erwähnt, ist jede Materialschicht in 35 numerische Schichten unterteilt. Der Temperaturverlauf jeder der numerischen Schichten entlang des Tunnelofens ist in *Bild 105* dargestellt. Die Temperaturprofile der numerischen Schichten, die zur gleichen Materialschicht gehören, sind ähnlich gefärbt. Die numerischen Schichten, die der ersten oder obersten Materialschicht entsprechen, sind grau gefärbt; orange steht für die zweite Materialschicht; gelb für die dritte Materialschicht; rot für die vierte Materialschicht; schwarz für die fünfte Materialschicht und braun für die sechste oder unterste Materialschicht.

Die erste Materialschicht ist die Schicht, die in der Vorwärmzone durch die Wärme des aus der Brennzone kommenden Heißgases schneller aufgeheizt wird als die zweite. Die Spitzen im Temperaturprofil der obersten numerischen Schicht von Position 0,4 bis 0,6 zeigen die Brennerposition, in der die Energie durch die Verbrennung von Erdgas in den Ofen eingespeist wird. Von Position 0,6 bis 1, der Kühlzone, nimmt die Temperatur der ersten Schicht ab, was zeigt, dass die Wärme von den ersten Schichten des Ofenwagens auf die Kühlluft in der Kühlzone übertragen wird. Die oberste numerische Schicht der ersten Materialschicht hat eine niedrigere Temperatur als die unterste numerische Schicht der ersten Materialschicht. Auch in der zweiten Materialschicht sinkt die Temperatur, was eine Umkehrung der Wärmeübertragungsrichtung im Vergleich zur Vorwärmzone bedeutet. Am Ende des Tunnelofens ist zu erkennen, dass die obere Hälfte der zweiten Schicht eine niedrigere Temperatur hat als die untere Hälfte der zweiten Materialschicht. Die erste numerische Schicht der dritten Materialschicht erhöht ihre Temperatur allmählich in der Vorwärmzone und in der Brennzone; sie erreicht ihre Höchsttemperatur in der Kühlzone und bleibt bis zum Ende der Kühlzone nahezu konstant. Die anderen numerischen Schichten der dritten Materialschicht steigen im Ofen ebenfalls langsam an und kommen am Ende der Kühlzone mit Temperaturen im Bereich von 500°C bis 280°C aus der Kühlzone. Der Trend der vierten und fünften Materialschicht ist ähnlich wie bei der dritten Materialschicht, und die unterste Materialschicht weist die geringste Temperaturänderung auf.



Bild 105: Temperaturprofil der verschiedenen Materialschichten des Ofenwagens

Der konvektive und strahlende Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Gas und dem Festkörper ist in *Bild 106* dargestellt. Ausgehend von der rechten Seite des Diagramms nimmt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient zu, da das Gas vom Ende des Tunnelofens zum Eingang des Tunnelofens strömt. Die Stellen, an denen ein plötzlicher Abfall des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten auftritt, sind die Stellen, an denen die Kühlluft aus dem Ofen abgezogen wird. Der plötzliche Anstieg zeigt die Stellen, an denen die Luft in die Kühlzone eingeblasen wird, und die Verbrennung von Erdgas in der Brennzone. In der Vorwärmzone sinkt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient aufgrund der Abnahme der Gastemperatur, da die Wärme des Gases auf den Feststoff und den Ofenwagen übertragen wird. Der Strahlungs-Wärmeübergangskoeffizient vom Gas auf den

Festkörper ist von Position 0,62 bis 1 gleich Null. Dies entspricht der Kühlzone, in der nur Luft vorhanden ist. In der Brenn- und Vorwärmzone befinden sich dreiatomige Gase wie Kohlendioxid und Wasserdampf, die Wärmestrahlung aussenden. In der Brennzone steigt der Strahlungswärmeübergangskoeffizient aufgrund der Verbrennung des Erdgases vom letzten Brenner zum ersten Brenner. Wenn die Temperatur des Gases in der Vorwärmzone sinkt, verringert sich auch der Strahlungswärmeübergangskoeffizient.



Bild 106: Konvektiver und radiativer Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasatmosphäre und Solid im Referenzofen



Bild 107: Axiale Profile der äußeren Ofenwandtemperatur und der Gaszusammensetzung im Referenzofen Die simulierte und die gemessene Außenwandtemperatur des Ofens sind in *Bild 107* dargestellt. Das simulierte Außentemperaturprofil hat die gleiche Profilform wie das gezeigte

Gastemperaturprofil. Zur Bestimmung der Außenwandtemperatur wird der Wärmeübergang vom Gas im Ofen zur Außenatmosphäre durch die Ofenwand berechnet. Dies ist der Grund für den plötzlichen Rückgang der Außenwandtemperatur an den Positionen 0,68 und 0,7, also an den Stellen, an denen die schnell abkühlende Luft eingeblasen wird. Die aus der Simulation berechneten Volumenkonzentrationen von Kohlendioxid und Wasserdampf im Abgas liegen bei ca. 2,4 % bzw. 4,6 %.

9. Simulation des Tunnelofenprozesses für (Klinker) Ziegel und Dachziegel

Die Tunnelöfen, die in der keramischen Industrie zur Herstellung von Ziegeln (Klinker) und Dachziegeln eingesetzt werden, sind in Bezug auf ihre Abmessungen und die Produktionskapazität nicht identisch. Selbst wenn die Produktionskapazität und die Abmessungen gleichbleiben, kann es Unterschiede bei den Prozessparametern geben, unter denen der Ofen betrieben wird, oder unterschiedliche Ofenwagen für den Transport der Ware durch den Tunnelofen. Wenn ein Prozessmodell für einen validierten Tunnelofen verwendet wird, um die Variation von Prozessparametern, wie z. B. die Änderung des Massenstroms des Nutzgutes, zu untersuchen, dann ist dieses Ergebnis nur für diesen speziellen Tunnelofen gültig. Diese Einschränkung macht es notwendig, einen generischen Tunnelofenprozess für die Herstellung von Ziegeln und Dachziegeln zu entwickeln, damit die Untersuchung der Simulationsergebnisse zu einem besseren Verständnis des Tunnelofenprozesses führt.

Die Planung eines generischen Tunnelofenprozesses beginnt mit der Brennkurve der Produkte. Die Brennkurve der Keramik beschreibt die Aufheiz- und Abkühlgeschwindigkeit sowie die Zeit, in der die Temperatur der Ware auf der Sintertemperatur gehalten werden sollte. Vasic et al. [34] ermittelten die Brennkurve von Montmorillonit- und Hydromica-Ziegeltonen durch Dilatometrie, und die Temperaturprofile der Keramik aus verschiedenen industriellen Tunnelöfen, die vom IZF zur Verfügung gestellt wurden, wurden zur Bestimmung der Brennkurve von Ziegeln und Dachziegeln verwendet.



Bild 108: Brennkurve von Ziegeln und Dachziegeln

Die Diagramme in *Bild 108* zeigen das theoretische Temperaturprofil, dem der Ziegel und der Dachziegel folgen sollten, um die gewünschte Produktqualität zu erreichen. Bei Ziegeln beträgt die Zeit vom Aufheizen bis zum Abkühlen etwa 60 Stunden, bei Dachziegeln 16,5 Stunden. Die Brennkurve zeigt auch die Aufheizrate und die Abkühlrate in verschiedenen Zonen des Tunnelofens. Die höchste Abkühlungsrate von 80°C/h für Ziegel und 200°C/h entspricht der schnellen Abkühlung. Die niedrigste Abkühlungsrate von 21,5°C/h bzw. 66°C/h für Ziegel und Dachziegel ist die Abkühlungsrate in der statischen Abkühlungszone, da bei Temperaturen von 573°C die Abkühlungsrate niedrig sein muss, um Rissbildung aufgrund von Quarzinversion zu vermeiden. Der größte Zeitaufwand in der Brennzone ist die Vorwärmphase, die bei Ziegeln etwa 29 Stunden und bei Dachziegeln 7 Stunden dauert. Dies entspricht der Vorwärmzone im Tunnelofen, in der die Feuchtigkeit im Rohmaterial verdampft und die organischen Stoffe verbrannt werden.

9.1 Tunnelofen für (Klinker) Ziegel

Der Ofen ist für eine Produktionskapazität von 60 Tonnen/Tag ausgelegt und der Ziegel hat eine Länge, Breite und Höhe von 200 mm, 100 mm bzw. 70 mm. Der Ofenwagen hat eine Länge von 3 m und eine Breite von 3,7 m. Die Informationen zu den verschiedenen Materialschichten im Ofenwagen sind in *Tabelle 7* aufgeführt. Die Höhe des Ofenwagens beträgt 0,68 m und die Masse eines Ofenwagens etwa 10 Tonnen. Ein einzelner Ofenwagen kann etwa 2688 Ziegel transportieren und die Anordnung der Ziegel auf dem Ofenwagen ist in *Bild* dargestellt. Mit den Angaben aus der Brennkurve (*Bild 108:*), der erforderlichen Produktionskapazität und der Masse der Ziegel auf jedem Ofenwagen kann die Länge der einzelnen Zonen im Tunnelofen ermittelt werden, und die berechnete Gesamtlänge des Tunnelofens beträgt 60 m. Die Verweilzeit eines Ofenwagens im Tunnelofen beträgt 60 Stunden, und alle 3 Stunden sollte ein Ofenwagen mit ungebrannten Ziegeln in den Tunnelofen eingeführt werden. Die Höhe des Tunnelofens ab der Oberkante des Ofenwagens beträgt 1,08 m und die Breite wird mit 3,8 m angenommen.

Materialschicht	Dicke (m)	Wärmeleitfähigkeit (W/m·K)	Dichte (kg/m ³)
1.	0.17	1.5	1550
2.	0.15	0.25	400
3.	0.06	0.18	64
4.	0.1	0.4	2013
5.	0.2	0.8	2200

Tabelle 7: Verschiedene Materialschichten des Ofenwagens

Nachdem die Länge jeder Zone bestimmt wurde, können die Positionen der verschiedenen Luftein- und -auslässe sowie die Brennerpositionen festgelegt werden, um die Brennkurve zu erhalten. *Bild 110* zeigt das Prozessschema des Tunnelofens zur Herstellung von Ziegeln. Die Positionen der verschiedenen Luftein- und -auslässe und die Brennerposition in der Brennzone sind in Abhängigkeit von der Wagennummer des Ofens dargestellt. Unter Verwendung des im Prozessschema angegebenen Massenstroms und der Temperatur sowie der Eintrittstemperatur des ungebrannten Ziegels und des Ofenwagens von 100°C kann die Brennkurve mit Hilfe der Differentialgleichungen, wie in Abschnitt 7 erläutert, simuliert werden.



Bild 109: Besatz auf dem Tunnelofenwagen zur Ziegelherstellung



Wagennummer

Bild 110: Prozessschema des Ofens zur Ziegelherstellung



Bild 111: Berechnetes axiales Temperaturprofil im Ofen zur Ziegelherstellung

Die simulierten Temperaturprofile des Ziegels (Solid), des Gases sowie der oberen und unteren numerischen Schichten sind in Bild 111 dargestellt. Die Feststofftemperatur weist zu Beginn der Vorwärmzone eine maximale Temperaturdifferenz von 70°C auf, folgt aber im übrigen Teil des Ofens dem idealen Temperaturprofil. Bei einer Position von 9 m bis 12 m in der Vorwärmzone flacht das Feststofftemperaturprofil aufgrund der endothermen Reaktionen im Inneren der Steine ab. Im Tunnelofen strömt das Gas vom Ende des Ofens zum Anfang des Ofens. In der Kühlzone bei 36m und 39m wird Kühlluft mit einer Temperatur von 28,7°C zugeführt, was zu einem drastischen Temperaturabfall führt, wie in der Grafik zu sehen ist. In der Brennzone ist der rasche Temperaturanstieg auf die Zugabe von Verbrennungsgas zurückzuführen, und in der Vorwärmzone sinkt die Temperatur des Gases aufgrund der Wärmeübertragung auf den Ziegel und den Ofenwagen, und die Austrittstemperatur entspricht etwa 315°C. Das Temperaturprofil der obersten numerischen Schicht des Ofenwagens hat die gleiche Tendenz wie das des Temperaturprofils des Gases, und die Temperatur der untersten numerischen Schicht steigt in der Vorwärmzone allmählich an und erreicht eine maximale Austrittstemperatur von 280°C. Der spezifische Energiebedarf des Tunnelofens beträgt 1,4 MJ/kg.

9.2 Tunnelofen für Dachziegel

Der Ofen ist für eine Produktionskapazität von 180 Tonnen pro Tag ausgelegt und der Dachziegel hat eine Länge von 450 mm und eine Breite von 350 mm. Die Kassette, die den Dachziegel hält, hat die gleiche Länge und Breite wie der Dachziegel, und die kombinierte Höhe von Dachziegel und Kassette beträgt 30 mm. *Bild 112* zeigt die vereinfachte Version der Anordnung der Dachziegel und Kassetten auf dem Ofenwagen. Es gibt 4

Stapel auf dem Ofenwagen und jeder Stapel hat 14 Lagen in vertikaler Richtung, die durch einen Spalt von 40 mm getrennt sind. In jeder Lage befinden sich 10 Dachziegel und Kassetten, und diese Lage wird vereinfacht als flache Platte dargestellt. Ein einziger Ofenwagen kann 560 Dachziegel durch den Tunnelofen transportieren. Die Gesamthöhe des Ofens ab der Oberkante des Ofenwagens beträgt 1,08 m und die Breite 3,8m. Die Gesamtlänge des Tunnelofens beträgt 102m, die anhand der Angaben der idealen Brennkurve (*Bild 108*), der Masse der Dachziegel auf jedem Ofenwagen und der erforderlichen Produktionskapazität berechnet wird. Die Verweilzeit eines Ofenwagens im Tunnelofen beträgt 16,5 Stunden und alle 28 Minuten sollte ein Ofenwagen mit ungebrannten Dachziegeln in den Tunnelofen eingefahren werden. Der für den Dachziegel-Tunnelofens.



Bild 112: Besatz (vereinfacht) auf dem Tunnelofenwagen



Bild 113: Prozessschema des Ofens zur Dachziegelherstellung

In *Bild 113* sind die Positionen und Massenströme der Luftein- und -auslässe sowie die Positionen der Brenner in der Brennzone dargestellt. Unter Verwendung der Massenströme in *Bild 113* und der Eintrittstemperatur des Dachziegels, der Kassette und des

Ofenwagens von 100°C sowie der in Abschnitt 7 erläuterten Methode werden die Temperaturprofile des Gases, des Dachziegels und der Kassette (massiv) sowie des Ofenwagens simuliert.



Bild 114: Berechnetes axiales Temperaturprofil im Ofen zur Dachziegelherstellung

Die simulierten Temperaturprofile sind in *Bild 114* dargestellt, wobei das Temperaturprofil solid das Temperaturprofil von Dachziegel und Kassette zusammen beschreibt, da diese vereinfacht als Platten auf dem Ofenwagen angeordnet sind. Das solide Temperaturprofil hat eine maximale Temperaturdifferenz von 80°C in der Brennzone und erreicht eine Maximaltemperatur von 1000°C. Wie bereits erläutert, strömt das Gas vom Ende des Tunnelofens zum Eingang des Tunnelofens. Der plötzliche Abfall der Gastemperatur auf die Zugabe von Brenngas in den Tunnelofen zurückzuführen. Die Temperatur der untersten Schicht, der numerischen Schicht, bleibt nahezu gleich der Temperatur, mit der sie in den Ofen gelangt ist (100°C). Der spezifische Energiebedarf des Tunnelofens beträgt 1,56 MJ/kg.

9.3 Temperaturprofil des Ofenwagens

Die Temperaturprofile der verschiedenen Materialschichten des Tunnelofens, in dem Ziegel und Dachziegel hergestellt werden, sind in *Bild 115* bzw. *Bild 116* dargestellt. Jede Linie im Diagramm zeigt das Temperaturprofil der numerischen Schicht, und jede Materialschicht im Ofenwagen ist in 35 numerische Schichten unterteilt. Die Temperaturprofile der verschiedenen numerischen Schichten für die beiden obersten Materialschichten sind



Bild 115: Temperaturprofil der verschiedenen Materialschichten des Ofenwagens zur Ziegelherstellung



Bild 116: Temperaturprofil der verschiedenen Materialschichten des Ofenwagens zur Dachziegelherstellung

für die anderen Materialschichten für die Ofenwagen im Ziegel und Dachziegel produzierenden Tunnelofen deutlich sichtbar. Die Eintrittstemperaturen aller Materialschichten werden auf 100°C gehalten, da der Ofenwagen in einigen Tunnelöfen direkt aus der Vorwärmkammer kommt, bevor er in den Tunnelofen einfährt. Aus Bild 115 geht hervor, dass die erste Materialschicht des Ofenwagens eine Temperatur von mehr als 900°C erreicht. Die Spitzen im Temperaturprofil der ersten numerischen Schichten zeigen die Stellen der Brenner, an denen die Verbrennung des Erdgases stattfindet. Anschließend sinkt die Temperatur der ersten numerischen Schichten der ersten Materialschicht gegenüber der zweiten Materialschicht in der Schnellkühlzone. In der Schnellkühlzone ist der plötzliche Temperaturabfall auf das Einblasen der Schnellkühlluft an diesen Stellen zurückzuführen. Die Temperatur der ersten Materialschicht sinkt stärker als die der zweiten Materialschicht und verlässt den Tunnelofen schließlich mit einer niedrigeren Temperatur als die der anderen vier Materialschichten. Der Grund dafür, dass die Temperatur der ersten Schicht stärker abnimmt als die der anderen Schichten in der Kühlzone, liegt darin, dass die erste Materialschicht der Kühlluft ausgesetzt ist und durch Konvektion mehr Wärme an die Kühlluft verliert als durch Leitung an die unteren Schichten. In der Vorwärmzone erhält die erste Schicht Wärme aus dem Gas und diese Wärme wird an die zweite Materialschicht weitergeleitet, wodurch sich deren Temperatur erhöht und die Wärme weiter nach unten bis zur unteren Materialschicht geleitet wird. Die Temperatur der fünften Materialschicht steigt in der Vorwärmzone nicht an, aber da mehr Wärme von den oberen Materialschichten geleitet wird, steigt ihre Temperatur auch in der Kühlzone weiter an. Im Ziegeltunnelofen liegt die Austrittstemperatur der verschiedenen Materialschichten zwischen 200°C und 400°C.

Innerhalb der ersten Materialschicht des Ofenwagens im Dachziegel-Tunnelofen erreicht die Temperaturdifferenz in der Brennzone einen Maximalwert von mehr als 400°C, beim Ofenwagen im Ziegel-Tunnelofen von etwa 300°C. Die Temperaturdifferenz innerhalb der zweiten Materialschicht beträgt für den Ofenwagen im Dachziegel- und Ziegeltunnelofen etwa 350°C bzw. 450°C. Die erste Schicht des Ofenwagens im Dachziegeltunnelofen kühlt aufgrund der Wärmeübertragung an die Kühlluft durch Konvektion schneller ab als das andere Bodenmaterial in der Kühlzone. Die Temperatur der fünften Materialschicht steigt nur um 10°C an. Um den Unterschied zwischen den Temperaturprofilen der Ofenwagen im Ziegel- und im Dachziegel-Tunnelofen zu verstehen, muss die Verweilzeit der Ofenwagen in beiden Tunnelöfen berücksichtigt werden. Im Tunnelofen für die Ziegelherstellung beträgt die Verweilzeit des Ofenwagens 60 Stunden, während sie im Ofen für die Dachziegelherstellung 16,5 Stunden beträgt. Die hohe Verweilzeit des Ofenwagens im Ziegeltunnelofen führt dazu, dass der Ofenwagen in der Vorwärmzone Wärme aus dem Gas aufnimmt, was der Grund für die hohe Temperatur der ersten Materialschicht ist. Aber in der Kühlzone kühlt die erste Materialschicht zwar schneller ab als die anderen Materialschichten, aber die letzte Materialschicht erhöht ihre Temperatur, was bedeutet, dass die Wärme von den darüber liegenden Materialschichten abgeleitet wird. Dies ist beim Ofenwagen des Dachziegel-Tunnelofens nicht der Fall, wo der Temperaturanstieg der letzten Materialschicht etwa 10°C beträgt, im Vergleich zu fast 200°C im Ziegeltunnelofen. Der Anteil der mit dem Ofenwagen austretenden Energie an der gesamten Austrittsenergie beträgt beim Dachziegel- und beim Ziegeltunnelofen etwa 30% bzw. 20%. Die hohe Verweilzeit des Ofenwagens im Ziegelofen ermöglicht es, die Wärme des Ofenwagens auf die Kühlluft in der Kühlzone zu übertragen, während dies im Dachziegelofen nicht der Fall ist. Dies ist auch der Grund für die höhere Austrittstemperatur der Ofenwagenschichten im Dachziegelofen als im Ziegelofen.



9.4 Wärmeübergangskoeffizient am Ofenwagen

Bild 117: Gesamtwärmeübergangskoeffizient zwischen Gas und Ofenwagen; Festkörperstrahlung zwischen Nutzgut und Ofenwagen

Der Gesamtwärmeübergangskoeffizient zwischen dem Gas und der ersten Schicht des Ofenwagens des Tunnelofens für Ziegel und Dachziegel ist in Bild 117 dargestellt. Im Tunnelofen strömt das Gas vom Ende des Tunnelofens zum Eingang des Tunnelofens. Der Gesamtwärmeübergangskoeffizient von 1 bis zur Position 0,61 für den Dachziegelofen und von 1 bis zur Position 0,55 für den Ziegelofen stellt den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten dar, da dies die Kühlzone ist. Die Spitzen des Gesamtwärmeübergangskoeffizienten ab der Position 0.61 im Dachziegeltunnelofen und 0.55 im Ziegelofen stellen den Temperaturanstieg des Gases aufgrund der Verbrennung des Erdgases dar. Der Gesamtwärmeübergangskoeffizient von dieser Position bis zum Eingang des Tunnelofens (Position 0) stellt die Kombination aus Strahlungswärmeübergangskoeffizient und konvektivem Wärmeübergang vom Gas zum Ofenwagen dar. Das vom Gas belegte Volumen über eine Länge des Ofenwagens ist beim Ziegelofen größer als beim Dachziegelofen. Dadurch erhöht sich die Strahllänge des Gases und damit der effektive Emissionsgrad des Gases, was den Strahlungswärmeübergangskoeffizienten zwischen Gas und der ersten Schicht des Ofenwagens im Ziegelofen gegenüber dem Dachziegelofen erhöht. Dies ist der Grund für die hohe Temperatur der ersten numerischen Schicht im Vergleich zum Ziegel, wie in Bild 111 gezeigt, während im Dachziegelofen der Dachziegel eine höhere Temperatur als die erste numerische Schicht des Ofenwagens hat (Bild 114).

Der Strahlungswärmeübergangskoeffizient zwischen dem Nutzgut und der ersten Schicht des Ofenwagens ist in *Bild 117* dargestellt. Im Dachziegelofen liegen der Dachziegel und

die Kassette parallel zum Ofenwagen, so dass die Wärmeübertragung als Wärmeübertragung zwischen zwei parallelen Platten betrachtet werden kann und der für die Berechnung des Strahlungswärmeübergangskoeffizienten verwendete Sichtfaktor 1 ist. Im Ziegelofen wird der Sichtfaktor von der Oberseite des Ofenwagens zum Ziegelstein berechnet, indem man die beiden Oberflächen als zwei senkrechte Rechtecke mit einer gemeinsamen Kante annähert, und der Sichtfaktor wird mit 0,38 berechnet. Dies ist der Grund für den niedrigen Strahlungswärmeübergangskoeffizienten zwischen Ziegel und Ofenwagen im Vergleich zu Dachziegel und Ofenwagen. Der plötzliche Abfall des Strahlungswärmeübergangskoeffizienten zwischen dem Ziegel und dem Ofenwagen an der Position 0,52 ist darauf zurückzuführen, dass die Temperatur der ersten Schicht niedriger ist als die des Ziegels, wie in Bild 111 zu sehen. Wenn die Temperaturänderung eintritt, muss der Sichtfaktor vom Ziegelstein zur ersten Schicht des Ofenwagens mit Hilfe der Reziprozitätsregel berechnet werden, und der Sichtfaktor liegt bei etwa 0,12. An der Position 0,62 ist die Temperatur der ersten Schicht höher als die des Ziegels, und der Sichtfaktor steigt ebenfalls an, was zu einem plötzlichen Anstieg der Strahlungswärmeübertragung führt.

9.5 Verringerung der Dicke des Ofenwagens

Die Idee, die Dicke des Ofenwagens zu verringern, besteht darin, die Masse des Ofenwagens zu reduzieren und damit die Fähigkeit, die Wärmemenge im Ofenwagen zu speichern, zu verringern. Die Dicke des derzeitigen Ofenwagens beträgt 68 cm und es werden zwei verschiedene Dicken des Ofenwagens in Betracht gezogen. Zum einen beträgt die Dicke des Ofenwagens nur 50% der ursprünglichen Dicke, was bedeutet, dass die Dicke jeder Materialschicht im Ofenwagen ebenfalls 50% und die Gesamtdicke des Ofenwagens 34cm beträgt. Dieser Wert wird berücksichtigt, um die Auswirkungen der Masse des Ofenwagens auf den Tunnelofenprozess zu ermitteln. Zweitens beträgt die Dicke des Ofenwagens nur 1% der Ausgangsdicke, was 0,68 cm entspricht. Da diese Dicke im Vergleich zu den anderen Abmessungen des Tunnelofenprozess ohne Ofenwagen durchgeführt wird.

Wenn die Dicke des Ofenwagens verändert wird, sollte das Temperaturprofil des Nutzgutes entlang des Tunnelofens mit der Brennkurve übereinstimmen, damit die Qualität des Produkts nicht beeinträchtigt wird. Wenn die Masse des Ofenwagens reduziert wird, verringert sich auch die zum Erreichen der Sintertemperatur erforderliche Brennstoffmenge. Die im Ziegelofen und im Dachziegelofen verwendete Luftüberschusszahl beträgt 1,2, so dass die Verbrennungsluft mit der Verringerung der Brennstoffmenge ebenfalls abnimmt. *Tabelle 8* zeigt die prozentuale Änderung der Massenströme von Luft und Brennstoff für verschiedene Ein- und Auslässe, um die Brennkurve von Ziegeln und Dachziegeln zu rekonstruieren, wenn die Dicke des Ofenwagens verringert wird. Die neu erstellte Brennkurve der Ziegel und Dachziegel ist in *Bild 118* dargestellt, und alle neu erstellten Brennkurven ähneln der Brennkurve, wenn die Dicke des Ofenwagens 100% beträgt. 40 % bzw. 35 % des Brennstoffs können im Ziegelofen und im Dachziegelofen eingespart werden, wenn der Ofenwagen vollständig aus dem Tunnelofenprozess herausgenommen wird.

Besatz	Ziegel		Dachziegel	
Dicke des Ofenwagens	50	1	50	1
Schiebeluft	0	-28	0	-5
UDA	0	-35	0	0
ODA	0	-45	0	0
Sturzkühlung	-10	-35	0	0
Erdgas	-10	-40	-12	-35
Luft	-10	-40	-12	-35

Tabelle 8: Veränderung des Massendurchsatzes bei verschiedenen Ein- und Auslässen in Prozent



Bild 118: Nachgebildete Brennkurve der Besatz bei unterschiedlicher Dicke des Ofenwagens

9.6 Verschiedene Arten der Ziegelanordnung

Um die Auswirkungen der Ziegelanordnung auf den Tunnelofenprozess zu verstehen, wobei die Produktionsrate konstant gehalten wird, werden drei verschiedene Anordnungen untersucht, darunter die in *Bild 109* gezeigte Anordnung. Diese Anordnung wird in diesem Abschnitt als Konfiguration 2 bezeichnet. Bei der in *Bild 119* gezeigten Konfiguration 1 besteht eine Ziegelsäule aus 8 Ziegeln, und diese Konfiguration kann als kompakte Anordnung betrachtet werden. Bei der Konfiguration 3, die in *Bild 120* zu sehen ist, besteht eine Ziegelsäule aus nur einem Ziegel und kann als lockere Fassung betrachtet werden. Die Konfiguration 2 liegt zwischen der kompakten und der losen Setzung. Bei allen Konfigurationen beträgt die Anzahl der Ziegel auf dem Ofenwagen 2688 und die Länge des Brennschlitzes 0,4 m.



```
Bild 119: Konfiguration 1
```



Bild 120: Konfiguration 3

Die Änderung der Massendurchsätze, die zur Erstellung der Brennkurve für alle verschiedenen Konfigurationen im Vergleich zu Konfiguration 1 verwendet werden sollten, ist in *Bild 121* dargestellt. Die Konfiguration 3 benötigt weniger als 48% Brennstoff im Vergleich zur kompakten Einstellung und es gibt eine beträchtliche Verringerung von UDA und ODA. Die Verringerung der Luftentnahme aus der Kühlzone reduziert die Energie, die dem Tunnelofen entnommen und dem Trockner zugeführt wird, da der Trockner nicht die ganze Woche über Energie benötigt. Dadurch können Trockner und Tunnel entkoppelt werden, und die aus der Kühlzone abgezogene Luft kann als vorgewärmte Verbrennungsluft für die Brenner in der Feuerungszone verwendet werden. Die Verringerung des Energiebedarfs ist hauptsächlich auf die Verringerung des Leitungswiderstands des Besatzaufbaues zurückzuführen, wodurch sich der Gesamtwärmeübergangskoeffizient zwischen dem Ziegel und dem Gas erhöht.



Bild 121: Einfluss der Konfiguration auf die Massendurchsätze

9.7 Ventilator in der Sturz- und Kühlzone



Bild 122: Prozessschema des Ofens zur Ziegelherstellung mit Umwälzung

Konfiguration 2 (*Bild*), bei der es sich weder um eine kompakte noch um eine lockere Einstellung handelt, wird verwendet, um die Auswirkungen des Ventilators in der Schnellkühl- und Endkühlzone auf den Prozess zu untersuchen. Der Ort, an dem sich der Ventilator in der Kühlzone befindet, ist in *Bild* 122 dargestellt. Um den Ventilator zu simulieren, wird die Geschwindigkeit der Kühlluft an der Stelle des Ventilators im Vergleich zur Geschwindigkeit ohne Ventilator erhöht. Aus *Bild* 123 ist ersichtlich, dass der Fall, in dem die Geschwindigkeit ohne Ventilator erhöht wird, mit 1 gekennzeichnet ist, der Fall, in dem die Geschwindigkeit an der Position ohne Ventilator verdoppelt wird, mit 2, der Fall, in dem die Geschwindigkeit verfünffacht wird, mit 5 und schließlich der Fall, in dem die Geschwindigkeit verzehnfacht wird, mit 10. Selbst wenn die Geschwindigkeit um das 10fache erhöht wird, steigt der Gesamtwärmeübergangskoeffizient nur um 14 %. Der Grund dafür ist der Wärmewiderstand der Ziegel resultierend aus der Besatzanordnung, der den Gesamtwärmeübergangskoeffizienten nicht erhöht, selbst wenn der konvektive Wärmeübergangskoeffizient erhöht wird. Dies ist der Grund dafür, dass sich das Temperaturprofil der Ziegel- und Gastemperatur, wie in *Bild 124* dargestellt, nicht verändert.



Bild 123: Axiales Profil der Geschwindigkeit und des Gesamtwärmeübergangskoeffizienten



Bild 124: Axiales Profil des Besatzes und des Gases

9.8 Parametervariation

Der Einfluss der Eingangsgrößen auf den Brennprozess bzw. die Brennkurve ist aufgrund der automatischen Prozesssteuerung meist nicht sichtbar. Die Brennkurve wird anhand einiger weniger Temperaturmesspunkte im Ofen geregelt. Wird z.B. der Durchsatz des Ofens verändert, führt dies zu einer veränderten Brennkurve. Diese Änderung ist jedoch nicht sichtbar, da z.B. die Brennstoffzufuhr über die einzelnen Brennergruppen automatisch so gesteuert wird, dass die gewünschte Brennkurve eingehalten wird. Der folgende Abschnitt befasst sich mit der Situation, wie sich die Brennkurve verhält, ohne dass der Prozess nachgeregelt wird. Am Beispiel des Ziegelofens wird der Einfluss der verschiedenen Parameter auf die Brennkurve gezeigt.

Bild 125 zeigt den Einfluss der Zuluft und der Produktionsleistung auf die Brennkurve. Wenn die Zuluft erhöht wird, wird die Brennkurve zum Eingang des Ofens hin verschoben und die Austrittstemperatur des Feststoffs sinkt. Die Brennkurve ändert sich logischerweise, wenn die Produktionskapazität verändert wird. Bei einer Verringerung der Produktionskapazität um 20% steigt die Höchsttemperatur um 100°C und die Auslauftemperatur des Ziegels sinkt um 20°C. In Bild ist der Einfluss von UDA und ODA auf die Brennkurve dargestellt. Wie aus dem Diagramm ersichtlich ist, haben beide Parameter ähnliche Auswirkungen auf die Brennkurve. Eine Verringerung der UDA oder ODA um 20 % bedeutet, dass die Luftmenge, die aus der Kühlzone entnommen wird, verringert wird, wodurch sich die Gasmenge im Tunnelofen erhöht. Wenn die Gasmenge im Tunnelofen erhöht wird, ist die Auswirkung auf die Brennkurve ähnlich der Auswirkung einer hohen Luftzufuhr, bei der die Ware eine höhere Temperatur in der Vorwärmzone hat als bei einer erhöhten UDA oder ODA. Der Einfluss der Temperatur der Verbrennungsluft und der Brennstoffmenge ist in Bild 126 dargestellt. Die Erhöhung der Temperatur der Verbrennungsluft von 35°C auf 300°C erhöht die Spitzentemperatur in der Brennzone um 100°C. Dies zeigt, dass die heiße Abluft aus der Kühlzone als vorgewärmte Verbrennungsluft genutzt werden kann und somit zur Energieeinsparung beiträgt. Eine Erhöhung der Brennstoffzufuhr um 20% erhöht die Höchsttemperatur in der Brennzone um 300°C.



Bild 125: Einfluss der Schiebeluftmenge und des Produktdurchsatzes auf die Brennkurve



Bild 126: Einfluss der unteren Absaugung und der oberen Absaugung auf die Brennkurve



Bild 127: Einfluss der Verbrennungslufttemperatur und der Brennstoffmenge auf die Brennkurve

10. Interne Umwälzung im Tunnelofen

10.1 Auswirkungen der internen Umwälzung

Im Tunnelofen ist die konvektive Wärmeübertragung, gerade in der Aufheiz- und Kühlzone, entscheidend für die Erwärmung bzw. Kühlung der Ziegel im Besatz. Dies sollte in jedem Fall gleichmäßig über die gesamte Besatzhöhe erfolgen. Dazu ist ein entsprechender Impuls, z. B. auch in der Heizzone durch die Verwendung von Hochgeschwindigkeitsbrennern, erforderlich. Daneben werden vermehrt Umwälzeinrichtungen, in der Regel extern, außerhalb der Öfen, in der Vorwärm- und Kühlzone betrieben [3, 12]. D. h. im Temperaturbereich bis ca. 600 °C wird die Ofenatmosphäre abgezogen und über wärmegedämmte Leitungen wieder dem Ofen zugeführt. Durch den damit verbundenen hohen Impulseintrag wird die Ofenatmosphäre umgewälzt und die konvektive Wärmeübertragung durch die Erhöhung des Wärmeübertragungskoeffizienten im Besatz verbessert. Nachteilig ist der hohe apparative Aufwand durch zusätzliche Rohrleitungen inkl. Dämmung und der auftretende Druckverlust, der über die Gebläseleistung, mit einem hohen Energiebedarf, ausgeglichen werden muss. Eine Weiterentwicklung ist in der Umwälzung durch integrierte Kanäle in der Tunnelofendecke [35] und die direkte Einblasung im gleichen Schürrschlitz zu sehen. Der apparative Aufwand sinkt und die Energieeffizienz wird erhöht. Im niedrigen Temperaturbereich kann eine höhere Umwälzung auch durch metallische Lüfter direkt im Ofen erfolgen. Gleiches erfolgt in der Kühlzone, was eine Verringerung der Kühlluftmenge zur Folge hat und somit zur Entkopplung von Tunnelofen und Trockner beiträgt.

Die experimentellen und numerischen Untersuchungen zeigen, dass der konvektive Wärmeübergangskoeffizient durch die Anbringung von Ventilatoren zur internen Umwälzung gesteigert werden kann. Die lokale Umwälzung sorgt für eine bessere Durchströmung des Besatzes. Im Vergleich zur reinen Längsströmung ohne Umwälzung kann der konvektive Wärmeübergang so um bis zu 50 % gesteigert werden. Durch eine zusätzliche Integration von Leitblechen oder ähnlichen strömungsführenden Bauteilen an oder in der Ofendecke kann die Strömung im Besatz weiter vergleichmäßigt werden.

10.2 Anpassungen des Tunnelofenkonzeptes

Die interne Umwälzung kann bei bestehenden Anlagen nachgerüstet und beim Neubau zielgerichtet angepasst und konstruktiv umgesetzt werden. Im Wesentlichen ist dazu eine Veränderung der Besatzhöhe bzw. ein Anheben der Ofendecke erforderlich. Im ersten Fall würde sich die Produktionsmenge reduzieren, da effektiv freier Ofenraum für den Ventilator genutzt werden muss. Gleichzeitig ist eine Führung der austretenden Luftströme aus den Ventilatoren erforderlich, um eine Überströmung des Besatzes zu vermeiden und einen Energieeintrag in die Besatzstapel zu erzielen. Im zweiten Fall muss die Ofendecke angehoben werden, *Bild 128.* Vorteil bei dieser Variante ist die Beibehaltung der Produktionsmenge und die lokale Anhebung kann so erfolgen, dass eine gerichtete Strömung realisiert werden kann. Nachteilig ist der hohe konstruktive und bautechnische Aufwand.



Bild 128: Schematischer Ofenaufbau mit interner Umwälzung

Ventilatorgehäuse und Leitbleche sind Schweißkonstruktionen, die sich in bestehenden Anlagen nachrüsten lassen. Ein neu gebauter Ofen ließe sich so gestalten, dass die Leitbleche in einem eingehausten Strömungskrümmer, der direkt mit dem Ventilatorgehäuse verbunden ist, integriert werden. Hierdurch würden Druckverluste verringert und die Vergleichmäßigung der Strömung ließe sich weiter optimieren. Ebenso ist der Einsatz von alternativen Ventilatorkonzepten denkbar. In den Untersuchungen zeigte sich, dass eine signifikante Erhöhung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten durch die Umwälzung moderater Volumenströme (ca. 9 m³/s) bei geringen Druckverlusten (einige Hundert Pascal) erreichbar ist. Dies ermöglicht unter den richtigen mechanischen und konstruktiven Voraussetzungen beispielsweise den Einsatz von Querstromventilatoren. Hierfür wären jedoch weitere Untersuchungen notwendig, um die Kosten und die Effizienz eines solchen alternativen Konzepts vergleichen zu können.

10.3 Energetische Betrachtungen

Aus den durchgeführten Versuchsreihen lässt sich eine wesentliche Verbesserung der Wärmeübertragung an den Besatz nachweisen. Wesentlich dabei ist, dass die interne, zusätzliche Umwälzung nicht nur zu einer besseren Wärmeübertragung an das Nutzgut, sondern wesentlich zur Vergleichmäßigung der Temperatur über die Besatzhöhe führt. In den *Bildern 129* und *130* sind im direkten Vergleich die Änderungen der Aufheizgeschwindigkeit abgeleitet aus den Versuchsergebnissen dargestellt. Für den 1. und 2. Besatz, die Hintermauerziegel, sind ähnliche Einsparpotenziale zu verzeichnen. In allen Fällen erfolgt eine schnellere und gelichmäßigere Aufheizung der Ofenatmosphäre, was letztendlich auch eine gleichmäßigere Aufheizung des Nutzgutes zur Folge hat. Aufgrund der geringen Wärmeleitfähigkeiten von Ziegeln, erfolgt eine Erhöhung der Gastemperatur. Begrenzend für die Produkttemperatur bleibt aber die Wärmeleitfähigkeit. Die mit Ventilator erzielbaren schnelleren Aufheizzeiten der Ofenatmosphäre beinhalten somit vor allem eine Reduzierung des Erdgasverbrauches um ca. 10 % und somit der CO₂-Emissionen, bei einer wesentlichen Vergleichmäßigung der Temperatur über den gesamten Besatzstapel.

Natürlich ist ein elektrischer Mehrbedarf für die Ventilatoren erforderlich, der aber in diesen Betrachtungen vernachlässigt wird, da von einer reinen regenerativen Strombereitstellung ausgegangen werden muss.



Bild 129: Gastemperatur Besatz 1, MZ70



Bild 130: Gastemperatur Besatz 3, Klinker

11. Schlussfolgerungen

Die durchgeführten experimentellen und numerischen Untersuchungen zur Implementierung der internen Atmosphärenumwälzung in Tunnelöfen haben gezeigt, dass:

- Der Einsatz von metallischen Ventilatoren zur Atmosphärenumwälzung in Tunnelöfen bis zu einer Einsatztemperatur von 500°C möglich und zur Energieeinsparung fossiler Brennstoffe beitragen kann;
- Die zusätzliche Umwälzung führt zur Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit und somit zur Erhöhung der konvektiven Wärmeübertragung. Wesentlich ist dabei vor allem die Vergleichmäßigung der Temperaturverteilung über die Besatzhöhe;
- Die Beeinflussung der Wärmeübertragung an das Nutzgut wirkt sich positiv auf den Tunnelofenprozess aus, ist aber limitiert durch die Wärmeleitung in den Ziegelprodukten, welche eine geringe Wärmeleitfähigkeit besitzen, und der Besatzanordnung;
- Bei Hintermauerziegeln kann aufgrund der relativ offenen Ziegelgeometrie eine bessere Wärmeübertragung im Besatz realisiert werden. Entscheidend ist der Strömungswiderstand basierend auf der Geometrie und der Besatzanordnung auf dem Tunnelofenwagen;
- Durch Variationen der Masse des Tunnelofenwagens wurde gezeigt, dass dieser für 35% des Brennstoffbedarfes bei Dachziegeln und 40% bei Klinkern verantwortlich ist. Voraussetzung war jeweils eine gleichbleibende Brennkurve des Produkts;
- Aus den experimentellen und numerischen Untersuchungen lässt sich ableiten, dass durch die Temperaturvergleichmäßigung eine Reduzierung der Aufheiz- und Kühlzone möglich wäre und eine Energieeinsparung von rd. 10% erzielt werden kann;
- Es wurden verschiedene Besatzanordnungen der Klinker untersucht. Voraussetzung war jeweils die gleiche Anzahl an Klinker auf dem Tunnelofenwagen und somit gleicher Durchsatz. Je lockerer die Klinker gesetzt sind, d.h. je mehr Oberfläche direkt mit dem Gas in Kontakt kommt, desto niedriger ist der spezifische Energiebedarf. Inwieweit diese Besatzanordnungen stabil sind, muss individuell geprüft werden;

• Für die Anwendung der internen Umwälzung im höheren Temperaturbereich ist die Entwicklung entsprechender Ventilatorbauteile aus hochtemperaturbeständigen Materialien zwingend erforderlich und die konstruktive Anpassung des Ventilators, um eine thermische Überlastung auszuschließen.

Die vorliegenden Ergebnisse können auf andere Industriezweige, wie z. B. die Stahlindustrie im Bereich der Wärm- und Wärmebehandlung, übertragen werden. Das erweiterte Prozessmodell ist für die Ziegelindustrie ein wesentliches Tool energetische Zusammenhänge und Änderungen an der Fahrweise schnell analysieren und bewerten zu können.

12. Schlussbemerkungen

12.1 Notwendigkeit und Angemessenheit der Förderung

Die geleistete Arbeit entspricht dem Ziel des begutachteten und bewilligten Antrages und war daher für die Durchführung des Vorhabens notwendig und angemessen. Die Personalausgaben entsprechen dem Fortgang der Arbeiten und den Personaleinsatzzeiten. Die Pauschale für "Sonstige Ausgaben" wurde den tatsachlichen Ausgaben für das Projekt entsprechend in Anspruch genommen. Die beantragten Zuwendungen wurden wie folgt verwendet:

Personalausgaben des IZF über die gesamte Projektlaufzeit

HPA A = 17,65 MM

Personalausgaben der RWTH über die gesamte Projektlaufzeit

HPA A = 23,25 MM

Personalausgaben der OvGU über die gesamte Projektlaufzeit

HPA A = 19,25 MM

12.2 Wirtschaftlicher Nutzen für kmU

Das Forschungsvorhaben hat gezeigt, dass eine interne Atmosphärenumwälzung zu einer wesentlichen Vergleichmäßigung der Temperatur im Besatz und zu einer Energieeinsparung durch die Verringerung des Gasbedarfes führt. Diese Auswirkungen basieren auf der Intensivierung der konvektiven Wärmeübertragung, verbunden mit der Steigerung der turbulenten Austauschgrößen über den gesamten Besatz. Somit kann beim Brennen von Ziegeln der Gasbedarf und zusätzlich der Luftmassenstrom zur Kühlung bzw. in der Aufheizzone verringert und die Kopplung von Ofen und Trockner weiter aufgelöst werden. Die Kopplung wurde bisher aus energetischer Sicht als sinnvoll erachtet. Führt aber bei unterschiedlichen Betriebsweisen der beiden Aggregate zu einem Mehrbedarf an Energie. Gleichzeitig ist es sinnvoll die Abwärme des Ofens zu nutzen bzw. zu reduzieren, wie es durch die interne Umwälzung möglich wird. In 2019 wurden in Deutschland 7,350 Mio. m³ Mauerziegel und rd. 600 Mio. Stück Dachziegel produziert. Dabei wird von einer CO₂ Emission von ca. 1,74 Mio. t pro Jahr ausgegangen. Bei einer 10 % igen Energieeinsparung, unterstützt durch die interne Atmosphärenumwälzung, entspricht das einer Reduktion von 174.000 t_{CO2}/Jahr. Die Auswirkungen, neben dem Energieeinspar- und CO₂-Reduktionpotential, auf die Verbesserung der Produktqualität und die Verringerung der Brennbruchquote sind nicht abschätzbar, werden aber deutlich erkennbar sein.

Da die Tunnelofenanlagen eine Standzeit von mehreren Jahrzehnten haben, kann bei entsprechender Analyse des jeweiligen Tunnelofens ein Retrofit mit der internen Atmosphärenumwälzung durchgeführt werden. Eine Prüfung der ggf. verringerten Besatzhöhe und damit geringeren Produktionszahlen ist abzuwägen. Bei Neuanlagen ist die konstruktive Umsetzung wesentlich für die Tunnelöfen der Zukunft. Gleichzeitig ist dies ein weiterer Schritt hin zur Elektrifizierung in der Ziegelindustrie.

12.3 Realisierbarkeit der Forschungsergebnisse

Die erzielten positiven Ergebnisse dieses Forschungsvorhabens lassen sich leicht in die Praxis umsetzen. Der apparative und konstruktive Aufwand für die Nachrüstung einer internen Umwälzung ist überschaubar und realisierbar. Durch die Erfahrungen bei Anlagenbetreiber mit externen Umwälzeinrichtungen und deren positiven Effekte auf den Brennprozess ist mit einer hohen Akzeptanz zu rechnen.

Bei Sanierungsarbeiten an der feuerfesten Auskleidung der Öfen kann auf relativ einfache Weise ein solches Ventilatorsystem nachgerüstet werden. Durch gezielte Anordnung lässt sich die für unterschiedlichen Produkte notwendige Brennkurve über die frequenzgeregelten Ventilatoren einstellen.

Da die Ziegelindustrie überwiegend durch KMU in familiengeführten Unternehmen geprägt ist, ist eine finanzielle und zeitaufwändige Forschung und Entwicklung nicht durch die Unternehmen umsetzbar, weshalb sie auf Unterstützung angewiesen sind.

13. Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft

Ziel	Rahmen	Zeitraum
Ergebnistransfer in die Wirt- schaft	 Internet-Seite des INSTITUT FÜR ZIE- GELFORSCHUNG 	April 2020
Ergebnistransfer in die Wirt- schaft	 Sitzungen des projektbegleitenden Aus- schuss 	06.07.2021 03.11.2021 13.09.2022
Ergebnistransfer in die Wirt- schaft	• CERAMITEC München IZF-Stand und Konferenzbeitrag: Prospects for a Cli- mate-neutral Brick and Tile Industry: Op- timisation of the Tunnel Kiln Process through Internal Hot Gas Circulation	2124.06.2022
Ergebnistransfer in die Wirt- schaft	TECNA Messe Rimini IZF Stand und Poster	2730.09.2022
Weiterbildung von Mitarbei- tern aus der Ziegelindustrie insbesondere KMU's	 Vortrag im Rahmen des Seminars des Institut f ür Ziegelforschung mit den Er- gebnissen des Projektes 	2930.09.2020 1314.09.2022
Ergebnistransfer in die Wirt- schaft	Beitrag in Fachliteratur "American Cera- mic Society Bulletin"	März 2021
Ergebnistransfer in die Wirt- schaft	9th International Conference on Fluid Flow, Heat and Mass Transfer (FFHMT'22) Niagara Falls, Canada	0809.06.2022
Weiterbildung von Mitarbei- tern aus der Ziegelindustrie insbesondere KMU's	Fachgespräch Fa. Keramischer Ofenbau GmbH	04.02.2022

13.1 Durchgeführte Transfermaßnahmen

13.2 Geplante Transfermaßnahmen

Ziel	Rahmen	Zeitraum
Ergebnistransfer in die Wirt- schaft	• Zusammenfassende Darstellung der Er- gebnisse durch die Forschungsgemein- schaft Ziegelindustrie in der Fachliteratur "Ziegelindustrie international"	II. Quartal 2023
Ergebnistransfer in die Wirt- schaft	 Vortrag im Rahmen des Seminars des Institut f ür Ziegelforschung mit den Er- gebnissen des Projektes 	September 2023
Ergebnistransfer in die Wirt- schaft	 Vortrag im Rahmen des Würzburger Zie- gellehrganges mit den Ergebnissen des Projektes 	Dezember 2023
Ergebnistransfer in die Wirt- schaft	 Beitrag in Fachliteratur "Applied Thermal Engineering" 	Januar 2023

13.3 Einschätzung zur Realisierbarkeit des vorgeschlagenen und aktualisierten Transferkonzeptes

Das fortgeschriebene Transferkonzept und damit der Ergebnis-, sowie der Wissenstransfer, in die Wirtschaft wird als hoch eingeschätzt. Bereits während der Laufzeit wurden Teilergebnisse innerhalb der Ziegelindustrie, sowie vor weiteren Interessenkreisen, öffentlich gemacht, siehe Punkt 13.1. Unter anderem zählt dazu die Präsentation der Ergebnisse auf den IZF-Seminaren, wo hauptsächlich Betreiber und Anlagenbauer aus dem Bereich der Ziegelindustrie vertreten sind, neben der Veröffentlichung in entsprechenden Fachzeitschriften und Präsentationen auf Messen. Die Einbindung von Anlagenbauern und Anlagenbetreibern in den projektbegleitenden Ausschuss garantiert einen direkten Transfer der Ergebnisse in die Wirtschaft. Darüber hinaus werden von den Forschungsstellen in verschiedenen Seminaren, Weiterbildungskursen und Konferenzen allgemein die Themen der Energie- und Ressourceneffizienz angesprochen und diskutiert. Die hier erzielten Ergebnisse bilden dabei einen wesentlichen Baustein. An den Universitäten finden die Ergebnisse ebenfalls Eingang in die Lehre.

Somit werden die weiteren geplanten Transfermaßnahmen den bisherigen durchgeführten folgen und der Wissenstransfer in die Wirtschaft und in weitere Interessenkreise auf diese Weise weiter fortgeführt und gewährleistet, siehe Punkt 13.2.

Literatur

- [1] Bundesverband der Deutschen Ziegelindustrie e.V.; Jahresbericht 2020.
- [2] Geres, R.; Lausen, J.; Weigert, S.: Roadmap für eine treibhausgasneutrale Ziegelindustrie in Deutschland; FutureCamp Climate GmbH, 2021
- [3] Agrafiotis, C.; Tsoutsos, T.: Energy saving technologies in the European ceramic sector: A systematic review, Applied Thermal Engineering Vol. 21 (2001), pp. 1231-1249
- [4] 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), No. 3
- [5] Bölling, R.; Perkowski, D.; Hornig, K.; Pfeifer, H.: Methoden zur Optimierung moderner Bandschwebeöfen für Cu-Bänder, gwi - gaswärme international Vol. 3 (2009)
- [6] Bölling, R., 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, 2. Auflage. Auflage, Vulkan Verlag, Essen, 2015
- [7] Junge, K.; Telljohann, U.: Entkopplung von Ofen und Trockner durch Verbrennungsluftvorwärmung und Zwischenspeicherung der Verbundwärme, Ziegelindustrie International Vol. 55 (2002), No. 8, pp. 12-22

- [8] Junge, K.; Tretau, A.; Specht, E.: Trocknung von Ziegelrohlingen: Stoffliche Grundlagen, Kinetik, Energetik, Ziegelindustrie International, Jahrbuch, Bauverlag Gütersloh, 2008
- [9] 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
- [10] Meng, P.: Solid-Solid Recuperation to Improve the Energy Efficiency of Tunnel Kilns, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2011
- [11] Pfeifer, H.; Beneke, F.; Nacke, B.: Praxishandbuch Thermoprozess-Technik: Band 2: Anlagen-Komponenten-Sicherheit, Vulkan-Verlag, 2011
- [12] Sladek, R.: Successful kilns for structural ceramics, Tile Brick Int. Vol. 9 (1993), pp. 209-211
- [13] Specht, E.; Meng, P.; Tretau, A.; Rimpel, E.: The solid-solid recuperator a forced-convection tunnel kiln for higher energy efficiency, Ziegelindustrie International (2011), pp. 10-21
- [14] Specht, E.: Wärme- und Stoffübertragung in der Thermoprozesstechnik: Grundlagen, Berechnungen, Prozesse, Vulkan-Verlag, 2014
- [15] Strämke, S.; Pfeifer, H.: AiF-Forschungsbericht zum Vorhaben Nr. 18418 N: Entwicklung von Querstromventilatoren f
 ür den Einsatz in Thermoprozessanlagen", RWTH Aachen, 2018
- [16] Strämke, S.; Pfeifer, H.: Numerische und experimentelle Untersuchungen von Querstromventilatoren, Prozesswärme Vol. 4 (2018)
- [17] Tretau, A.: Einfluss der Prozessführung auf den thermischen Energiebedarf von Konvektionstrocknern in der Ziegelindustrie, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2008
- [18] Tretau, A.: Wärmewirtschaft in Ziegelein unter besonderer Berücksichtigung von Asynchronitäten im Trockner- und im Ofenbetrieb, Ziegelindustrie International Vol. 63 (2010), No. 1-2
- [19] Vogt, S.; Beckmann, M.: Druckverlust und Strömungsverteilung an Ziegelbesätzen (Teil1), Ziegelindustrie International Vol. 60 (2008), No. 8, pp. 20-31
- [20] Vorhauer, N.; Tretau, A.; Bück, A.; Prat, M.: Microwave drying of wet clay with intermittent heating, Drying Technology Vol. 37 (2019), No. 5, pp. 664–678
- [21] Rimpel, E.: Strömungs- und wärmetechnische Untersuchungen zur Optimierung in Trocknern und Öfen der Ziegelindustrie, ZI-Jahrbuch 1999, pp.76-92
- [22] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas, 11. Aufl. Berlin: Springer, 2013
- [23] ANSYS Inc. (Hrsg.): ANSYS Fluent Theory Guide, Release 2022 R2. Cannonsburg (PA, USA): SAS IP, 2022
- [24] ventec AG: Radialventilator VHRE-710-560R, Technische Daten, Köln: ventec, November 2017

- [25] Bommes, L.; Fricke, J.; Grundmann, R. (Hrsg.): *Ventilatoren*, 2. Aufl. Essen: Vulkan, 2002
- [26] Pfeifer, H.; Schwotzer, C.; Schmitz, N.: "Gasförmige Brennstoffe und Verbrennung" in Pfeifer, H.; Nacke, B.; Beneke, F. (Hrsg.): Praxishandbuch Thermoprozesstechnik - Band I: Grundlagen, Prozesse, Verfahren, 3. Aufl., Essen: Vulkan, 2018, Kap. 4, S. 226-283
- [27] Rimpel, E.; Specht, E.; Pfeiffer, H.: Neues Tunnelofenkonzept zum energieeffizienten Brennen von Ziegeln; Abschlussbericht IGF-Vorhaben Br. 13 EW BG; 2020
- [28] Zhu, M.: CFD analysis of a gas flow through a roof tile setting in tunnel kiln with focus on convective heat transfer, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2018
- [29] Pohlhausen, E.: Der Wärmeaustausch zwischen festen Körpern und Flüssigkeiten mit kleiner Reibung und kleiner Wärmeleitung, ZAMM - Zeitschrift Für Angewandte Mathematik Und Mechanik. 1 (1921) 115–121. https://doi.org/10.1002/zamm.19210010205
- [30] Specht, E.: 3.2.3 Nusselt Functions, in: Heat and Mass Transfer in Thermoprocessing, Vulkan Verlag, 2017: pp. 81–81
- [31] Churchill, S.W.: A comprehensive correlating equation for laminar, assisting, forced and free convection, AIChE Journal. 23 (1977) 10–16. https://doi.org/10.1002/aic.690230103
- [32] Specht, E.: Heat and Mass Transfer in Thermoprocessing, Vulkan Verlag, 2017.
- [33] Redemann, T.: Entwicklung innovativer Tunnelofenkonzepte zum Brennen von keramischem Gut anhand eines mathematischen Prozessmodells, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2019. https://opendata.uni-halle.de//handle/1981185920/32794
- [34] Vasić, M.V.; Pezo, L.; Zdravković, J.D.; Bačkalić, Z.; Radojević, Z.: The study of thermal behavior of montmorillonite and hydromica brick clays in predicting tunnel kiln firing curve, Construction and Building Materials. 150 (2017) 872–879. https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2017.06.068
- [35] Gäbelein, Ch.: Optimierung der Aufheizzone im Tunnelofen; Ziegelindustrie International, 03/2021