

Johannes LOBNIK, BSc

Erstellung eines Prozessmodells für eine stationäre Wirbelschicht (Bubbling Flu- idized Bed - BFB)

MASTERARBEIT

Zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technische Universität Graz

Betreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Robert Scharler
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

Dipl.-Ing. Dr.techn. Robert Scharler
Institut für Wärmetechnik

Graz, im September 2023

KURZFASSUNG

Titel: Erstellung eines Prozessmodells für eine stationäre Wirbelschicht (Bubbling Fluidized Bed - BFB)

Autor: Johannes LOBNIK, BSc

1. Stichwort: Blasenbildende Wirbelschicht
2. Stichwort: Biomassefeuerung
3. Stichwort: Wärmeübergang durch Strahlung, Konvektion und Leitung

Diese Masterarbeit wurde im Zuge eines internen Projektes der Firma SAPP Management AG in Klagenfurt mit dem Ziel der Erstellung eines Prozessmodells für eine stationäre Wirbelschicht, auch BFB-Boiler (Bubbling Fluidized Bed) genannt, durchgeführt.

Aktuell werden in der Partnerfirma Wirbelschichten als Blackbox-Modelle abgebildet, die über eingebrachte Wärmequellterme Wasserdampf erzeugen. Da dies nicht länger den Vorstellungen der SAPP entspricht, wurde mit der dynamischen Simulationssoftware CADSIM Plus ein detaillierteres Modell für eine stationäre Wirbelschicht nach heutigem Stand der Technik, wie in den Grundlagen dargestellt, hinsichtlich Aufbau und Funktion erstellt. Der höhere Detaillierungsgrad ergibt sich aus der Aufteilung der Wärmetauscherflächen in Speisewasservorwärmer, Verdampfer und Überhitzer und ermöglicht somit eine Betrachtung dieser einzelnen Teilprozesse. Die Modellierung der Verbrennung ermöglicht außerdem eine detaillierte Betrachtung des entstehenden Rauchgases sowie einzelner Komponenten daraus.

Zu Beginn wird auf die Grundlagen, den Aufbau und die Besonderheiten dieser Art von Feuerungsanlagen bzw. Dampfkesseln eingegangen. Weiters werden in den Grundlagen die Mechanismen der Wärmeübertragung, Konvektion, Wärmestrahlung und -leitung, beschrieben. Auf Basis dessen wurde eine zusätzliche Wärmetauscherberechnung erstellt, wodurch auch eine Detailbetrachtung der Heizflächen selbst ermöglicht wird.

Der Aufbau des Prozessmodells erfolgte auf Basis eines kürzlich umgesetzten Projektes mit einer stationären Wirbelschicht. Dieses soll das bestehende Modell in zukünftigen Simulationsprojekten ersetzen.

Parallel zur Modellerstellung in CADSIM Plus wurden wesentliche Berechnungen wie Massen- und Energiebilanzen, Verbrennungsrechnungen für Biomasse sowie ein Vergleichsmodell in IPSEpro zur Validierung der Simulationsergebnisse erstellt.

IPSEpro ist eine Simulationssoftware zur Berechnung von Massen- und Energiebilanzen. Sie bietet, ebenso wie CADSIM Plus, die Möglichkeit, Prozessmodelle aus vordefinierten Blöcken aufzubauen. Einer der großen Unterschiede zwischen den beiden Softwares ist die Transparenz. Die Berechnungsmodelle hinter den vordefinierten Blöcken können bei IPSEpro, im Gegensatz zu CADSIM Plus, eingesehen und gegebenenfalls angepasst werden.

Aufgrund dessen, dass die Berechnung von Wärmeübergängen in der Simulationssoftware lediglich auf Basis von Energiebilanzen erfolgt, dient die erstellte Wärmetauscherberechnung auch zur Validierung der Simulationsergebnisse mit CADSIM Plus. Weiters ergibt sich die Möglichkeit, detaillierte Untersuchungen der Heizflächen hinsichtlich Wärmeübergang, Auslegung und Einflüsse wie beispielsweise Ablagerungsbildung durchzuführen.

Die Wärmetauscherberechnung wurde für die den Strahlungsraum umgebenden Membranwände als Verdampfer und für den Überhitzer direkt über der Brennkammer durchgeführt und kann zum einen in das erstellte Prozessmodell integriert und zum anderen auch separat verwendet werden. Dabei wird auf die Wärmeübertragungsmechanismen Strahlung, Konvektion und Wärmeleitung im Detail eingegangen.

Mit dem erstellten Modell und der Wärmetauscherberechnung ist der Anwender nun in der Lage, stationäre Wirbelschichten nach heutigem Stand der Technik abzubilden, detaillierte Untersuchungen durchzuführen und Herstellerangaben, wie zum Beispiel Dimensionierungen der Heizflächen, zu validieren.

Die Ergebnisse des CADSIM-Modells werden schließlich noch mit jenen des IPSEpro-Modells und der separat erstellten Verbrennungsrechnung sowie Massen- und Energiebilanzen verglichen. Dabei werden die Schwächen der verwendeten Software aufgezeigt. Eine wesentliche Erkenntnis ist hier die offensichtlich falsche Berechnung des unteren Heizwertes. Dies führt zu einer deutlich höheren Rauchgasenergie, verglichen mit den beiden anderen Modellen, und muss bei der Anwendung manuell korrigiert werden. Eine Möglichkeit zur Behebung dieses Fehlers ist, wie später gezeigt wird, die Berechnung des Heizwertes nach dem Ansatz von Gaur und die iterative Vorgabe des korrigierten Heizwertes in der Software.

Die Ergebnisse der manuellen Berechnung und des IPSEpro-Modells stimmen in sehr guter Näherung überein. Die kleinen Abweichungen ergeben sich aus der Verwendung von unterschiedlichen Ansätzen für die Heizwertberechnung.

Die Wärmetauscherberechnung zeigt eine Überdimensionierung der Heizflächen des Referenzprojektes von rund 29% bei den Membranwänden als Verdampfer bzw. rund 20% beim Überhitzer im Vergleich zu den mittels Energiebilanzen in CADSIM Plus ermittelten Größen.

ABSTRACT

Title: Development of a process model for a bubbling fluidized bed (BFB)

Author: Johannes LOBNIK, BSc

1st keyword: Bubbling fluidized bed

2nd keyword: Biomass combustion

3rd keyword: Heat transfer by radiation, convection and conduction

This master thesis was performed in the course of an internal project of the company SAPP Management AG in Klagenfurt with the aim of creating a process model for a stationary fluidised bed, also called BFB boiler (Bubbling Fluidized Bed).

Currently, fluidised beds are modelled as black boxes in the partner company, which generate steam via introduced heat source terms. Since this no longer corresponds to SAPP's standards, a more detailed process model for a bubbling fluidised bed was created with the dynamic simulation software CADSIM Plus according to the current state of the art regarding structure and function, as presented in the fundamentals. The higher level of detail results from the division of the heat exchanger surfaces into feedwater preheater, evaporator and superheater and thus enables a consideration of these individual sub-processes. The modelling of the combustion also enables a detailed examination of the flue gas produced as well as individual components from it.

At the beginning, fundamentals, design and specific features of this type of firing system and steam boilers in general are discussed. Furthermore, the mechanisms of heat transfer, convection, radiation and conduction, are described in the fundamentals. Based on this, a heat exchanger calculation was carried out, which also enables a detailed investigation of heat exchanger surfaces themselves.

The process model was developed based on a recently implemented project with a bubbling fluidised bed. This will replace the existing black box model in future simulation projects.

Parallel to the creation of the model in CADSIM Plus, essential calculations such as mass and energy balances, combustion calculations for biomass as well as a comparative model in IP-SEpro were created to validate the simulation results.

IPSEpro is a simulation software for calculating mass and energy balances. Like CADSIM Plus, it offers the possibility to build process models from predefined blocks. One of the major differences between the two software packages is transparency. In contrast to CADSIM Plus, IPSEpro allows the insight and adjustment of the calculation models behind the predefined blocks if necessary.

Since the calculation of heat transfers in the simulation software is based solely on energy balances, the heat exchanger calculation created also served to validate the simulation results with CADSIM Plus. Furthermore, it is possible to carry out detailed investigations of the heat exchanger surfaces regarding heat transfer, design and influences such as deposit formation.

The heat exchanger calculation was carried out for the evaporator membrane walls surrounding the combustion chamber and for the superheater directly above the combustion chamber. The heat exchanger calculation can be integrated into the process model or used separately for detailed heat transfer investigations. The heat transfer by radiation and convection as well as heat conduction are considered.

With the created process model and the heat transfer calculation, the user is able to build bubbling fluidised beds according to the current state of the art, carry out detailed investigations and validate manufacturer specifications, such as dimensions of the heat exchanger surfaces.

Finally, the results of the CADSIM model are compared with those of the IPSEpro model and the manual calculation including combustion calculation, mass and energy balances. The weaknesses of the software used are shown. One important finding is the obviously incorrect calculation of the lower heating value. This leads to a significantly higher flue gas energy compared to the other two models and must be corrected manually during application of the model. One way of correcting this error, as it will be shown later, is to calculate the heating value according to Gaur's approach and to preset the corrected heating value iteratively in the software.

The results of the manual calculation and the IPSEpro model agree in a very good approximation. The small deviations result from the use of different approaches for the heating value calculation.

The heat exchanger calculation shows an over dimensioning of the heat exchanger surfaces of the reference project of around 29% for the membrane walls as evaporators and around 20% for the superheater compared to the values determined with the energy balances in CADSIM Plus.

Vorwort und Danksagung

Energiegewinnung aus erneuerbarer Biomasse ist bereits heute ein wesentlicher Bestandteil, sowohl im industriellen als auch privaten Sektor. Im Hinblick auf das außerordentlich präsente Thema Klimaschutz kommt den regenerativen Energieträgern eine stetig wachsende Bedeutung zu. Neben Wasser, Sonne und Wind ist auch die Biomasse wesentlich, um die Abhängigkeit von fossilen Energieträgern mittel- bis langfristig zu minimieren oder, wenn möglich, zur Gänze zu vermeiden. Ich bin sehr dankbar, mich im Zuge dieser Arbeit in die Themen Energiegewinnung aus Biomasse, Feuerungskonzepte und Wärmeübertragung im speziellen vertiefen zu dürfen.

Ein großes Dankeschön gebührt an dieser Stelle der SAPP Management AG für die Bereitstellung der Masterarbeit sowie Dipl.-Ing. Dr.techn. Robert Scharler vom Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz für die großartige Betreuung und Beratung. Weiters möchte ich mich an dieser Stelle auch bei meiner Familie für die außerordentliche Unterstützung sowohl privat als auch im Studium bedanken.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Zielsetzung	1
1.1	Problemstellung	1
1.2	Zielsetzung und Methodik	2
2	Grundlagen der Biomasseverbrennung und Feuerungskonzepte	4
2.1	Biomasseverbrennung und Emissionen	4
2.2	Biomassefeuerungs- und Kesseltechnik im mittleren bis großen Leistungsbereich .	14
2.3	Umwandlung von thermischer in mechanische und elektrische Energie	17
2.4	Aufbau stationäre Wirbelschicht	18
2.5	Verbrennungsrechnung und Bilanzierung	30
3	Grundlagen der Wärmetauscherberechnung	32
3.1	Wärmeleitung	32
3.2	Wärmeübergang durch Konvektion.....	34
3.3	Wärmeübergang durch Strahlung.....	39
4	Methodik zur Modellierung einer stationären Wirbelschicht in CADSIM Plus	42
4.1	Programmpaket CADSIM Plus	42
4.2	Referenzprojekt	42
4.3	Aufbau des Modells.....	43
4.4	Erstellung nützlicher Prozessvariablen.....	48
5	Methodik zur Wärmetauscherberechnung im Detail.....	50
5.1	Stoffwerte des Rauchgases	51
5.2	Verdampfer-Membranwände.....	54
5.3	Überhitzer Nr. 2 direkt über dem Strahlungsraum	66
5.4	Einfluss von Ablagerungsbildung	82
5.5	Verwendung in Kombination mit dem Prozessmodell.....	86
6	Ergebnisse und Vergleich.....	87
6.1	Verbrennungsrechnung.....	87

6.2	Ergebnisse der Wärmetauscherberechnung	90
6.3	Verifizierung des Prozessmodells	91
6.4	Einfluss von Ablagerungsbildung	97
7	Zusammenfassung, Schlussfolgerung und Ausblick	99
	Abbildungsverzeichnis	103
	Tabellenverzeichnis	105
	Literaturverzeichnis	106
	Anhang.....	112

1 Einleitung und Zielsetzung

Die folgenden Kapitel beschreiben die Problemstellung sowie Zielsetzung und Methodik als Grundlage dieser Masterarbeit.

1.1 Problemstellung

Bei der Planung, Evaluierung und Optimierung von Kraftwerken ist der Einsatz von Prozessmodellen heutzutage nicht mehr wegzudenken. Diese Modelle bilden die jeweiligen Anlagen möglichst realitätsgetreu ab und ermöglichen eine detaillierte Untersuchung aus der Ferne. Im Zuge dieser Masterarbeit wurde ein Modell für eine blasenbildende Wirbelschicht erstellt, das Aufbau und Funktion eines solchen Kessels nach dem aktuellen Stand der Technik, wie in den Grundlagen beschrieben, widerspiegelt.

Die Auftraggeberin dieser Masterarbeit ist die Firma SAPP Management AG mit Sitz in Klagenfurt am Wörthersee. Der Haupttätigkeitsbereich dieser Firma liegt in der Betreuung und Beratung von Kunden aus der Papier- und Zellstoffbranche. Die Produktion von Zellstoff und in weiterer Folge Papier ist sehr energieintensiv und erfordert in der Regel sowohl Prozessdampf als auch elektrische Energie. Anfallender Holzreste wie zum Beispiel Rinde aber auch Hackgut oder andere Formen von Biomasse werden daher oft in Biomassekesseln verbrannt. Der dabei entstehende Hochdruckdampf treibt in der Regel Turbinen an, um den hohen elektrischen Eigenenergiebedarf so gut wie möglich selbst zu decken. Mittel- und Niederdruckdampf werden meist aus der Turbine entnommen und für die Papier- und Zellstoffherstellung verwendet.

Bisher lag der Fokus bei der Modellierung von Fabriken auf dem Herstellungsprozess von Papier und Zellstoff. Die Wirbelschichten in den Kraftwerken wurden lediglich als dampferzeugende Blackbox modelliert. Dabei wird das Speisewasser mittels Zufuhr von Wärmeenergie verdampft. Sämtliche Heizflächen wie Speisewasservorwärmer, Verdampfer und Überhitzer werden in einem Wärmetauscher zusammengefasst. Eine Untersuchung einzelner Kesselbereiche und Teilprozesse im Zuge von Planungs-, Evaluierungs- und Optimierungsprojekten ist damit nicht möglich. Diese Tatsache entspricht nicht der Zukunftsstrategie der SAPP. Aus diesem Grund wurde im Zuge dieser Masterarbeit ein detailliertes Prozessmodell für eine blasenbildende Wirbelschicht sowie eine Wärmetauscherberechnung erstellt. Dabei wird die elementare Brennstoffzusammensetzung dem Modell vorgegeben und mit der zugeführten Luft unter Freisetzung der Verbrennungsenthalpie verbrannt. Das entstehende Rauchgas durchströmt in weiterer Folge die separierten Verdampfer-, Überhitzer- und Vorwärmer-Heizflächen. Dadurch

ergibt sich die Möglichkeit der Untersuchung der Teilprozesse Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung. Die erstellte Wärmetauscherberechnung ermöglicht außerdem eine detaillierte Betrachtung des Wärmeübergangs, der Dimensionierung der Heizflächen und der Berücksichtigung von Einflüssen wie zum Beispiel Ablagerungsbildung in den verschiedenen Kesselbereichen.

1.2 Zielsetzung und Methodik

Ziel dieser Arbeit ist die Erstellung eines detaillierten Prozessmodells einer stationären Wirbelschicht, deren Aufbau dem heutigen Stand der Technik entspricht. Dieser wird zu Beginn dieser Arbeit in den Grundlagenkapiteln dargestellt. Das Modell des Kessels soll der Realität entsprechend in die wesentlichen Komponenten Brennkammer, Verdampfer, Überhitzer, Speisewasser- und Luftvorwärmer unterteilt werden, um auch abschnittsweise Untersuchungen wie zum Beispiel Wärmeübergänge oder Rauchgastemperaturen in den jeweiligen Bereichen durchführen zu können. Aufgrund dessen, dass die Wärmetauscherberechnung in CADSIM Plus lediglich auf der Erfüllung der Energiebilanz beruht, kann keine Aussage über die physikalische Gültigkeit der berechneten Werte für den Wärmeübergang gemacht werden. Aus diesem Grund wurde für die Validierung des Modells auch eine Wärmetauscherberechnung mittels semi-empirischer Korrelationen für den Wärmedurchgang aufgrund von Strahlung, Konvektion und Leitung, sowie die Fläche und Geometrie des Wärmetauschers bzw. die Mediumstemperaturen für die Kesselwände als Verdampfer und für den Überhitzer direkt über der Brennkammer erstellt. Diese ermöglicht neben der Validierung des Prozessmodells außerdem Detailuntersuchungen der Heizflächen. So können beispielsweise Ablagerungsbildung berücksichtigt und Aussagen hinsichtlich der Dimensionierung getroffen werden.

Das erstellte Modell soll in zukünftigen Projekten einfach adaptiert und implementiert werden können.

Zu Beginn wird in den Kapiteln 2 und 3 auf die Grundlagen der Biomassefeuerung, Feuerungskonzepte und Wärmeübertragung eingegangen, bevor in Kapitel 4 die Erstellung des Prozessmodells folgt. Eine detaillierte Wärmetauscherberechnung für die Membranwände als Verdampfer und den Überhitzer direkt über dem Strahlungsraum wird in den Kapiteln 5.2 und 5.3 durchgeführt. Im Kapitel 5.4 wird auf das Problem der Ablagerungsbildung im Allgemeinen eingegangen. Die Betrachtung des Einflusses von Ablagerungsbildung in Bezug auf die durchgeführten Berechnungen folgt in Kapitel 6.4.

Das Modell für die Wirbelschicht wird in der dynamischen Simulationssoftware CADSIM Plus erstellt. Darin werden komplexe Prozessmodelle aus mehreren vordefinierten Blöcken aufgebaut. Ausgehend von einem Brenner-Block wurden mehrere Wärmetauscher in Serie angeordnet. Die Wärmetauscherberechnung in der Software erfolgt lediglich auf der Erfüllung der Energiebilanz ungeachtet der physikalischen Gültigkeit der berechneten Werte.

Das Layout des Modells folgt dem Aufbau einer stationären Wirbelschicht aus einem vor kurzer Zeit fertiggestellten Projekt. Aufgrund der Tatsache, dass die Berechnungsmodelle hinter den vordefinierten Blöcken in CADSIM Plus weder eingesehen noch verändert werden können, müssen sämtliche Ergebnisse aus der Simulation verifiziert werden. Dazu dient eine separat erstellte Verbrennungsrechnung, Massen- und Energiebilanzen sowie ein Vergleichsmodell in der Software IPSEpro.

IPSEpro ist eine Simulationssoftware zur Durchführung von stöchiometrischen Verbrennungsrechnungen, Massen- und Energiebilanzen. Sie bietet, ebenso wie CADSIM Plus, die Möglichkeit, Prozessmodelle aus vordefinierten Blöcken aufzubauen. Einer der großen Unterschiede zwischen den beiden Softwares ist die Transparenz. Die Berechnungsmodelle hinter den vordefinierten Blöcken können bei IPSEpro, im Gegensatz zu CADSIM Plus, eingesehen und gegebenenfalls angepasst werden.

So wird auf Basis der Verbrennungsrechnung eine Massen- und Energiebilanz für die Brennkammer erstellt und die erhaltenen Ergebnisse mit jenen aus der Simulation verglichen. Wärmeübergänge an den Verdampfer- und Überhitzerheizflächen aus der Simulation werden den Ergebnissen aus der Wärmetauscherberechnung gegenübergestellt. Das unter den gleichen Randbedingungen erstellte IPSEpro-Modell liefert Vergleichswerte wie zum Beispiel Temperaturen, Massen- und Energieströme sowie Rauchgaszusammensetzungen in den unterschiedlichsten Bereichen des Kessels.

Das Erstellen einer Wärmetauscherberechnung bietet neben der Validierung des Wärmeübergangs aus der Simulation auch die Möglichkeit, Ablagerungsbildung über den sogenannten Foulingwiderstand zu berücksichtigen oder auch Auslegungen der Hersteller hinsichtlich Oberfläche und Material zu überprüfen.

Die erhaltenen Wärmeübergänge und Wärmeströme aus den Wärmetauscherberechnungen aus Kapitel 5 werden in Kapitel 6 den berechneten Werten aus der Simulation gegenübergestellt. Die Berechnung der Wärmeübergänge erfolgt in der Simulationssoftware lediglich auf Basis von Energiebilanzen, ohne Berücksichtigung physikalischer Einschränkungen. Mit der

Wärmetauscherberechnung kann überprüft werden, ob die zum Erreichen der entsprechenden Dampftemperaturen benötigte Wärme auch tatsächlich übertragen werden kann.

Weiters folgt in Kapitel 6 der Vergleich der Ergebnisse aus der CADSIM Plus Prozesssimulation mit jenen der händisch durchgeführten Massen- und Energiebilanzen und dem IPSEpro-Prozessmodell. Damit wird zum einen die Funktion des CADSIM Plus-Prozessmodells verifiziert und zum anderen werden Fehler und Möglichkeiten zur Behebung dieser aufgezeigt.

2 Grundlagen der Biomasseverbrennung und Feuerungskonzepte

Nachfolgend wird auf die Verbrennung biogener Brennstoffe und die dabei entstehenden Emissionen eingegangen. Weiters geben die Unterkapitel einen Einblick in die Feuerungstechniken im entsprechenden Leistungsbereich sowie den allgemeinen Aufbau von stationären Wirbelschichten.

2.1 Biomasseverbrennung und Emissionen

Die Verbrennung von Biomasse führt zu den Produkten Kohlenstoffdioxid (CO_2) und Wasser (H_2O) unter Freisetzung von Wärme. Dieser Vorgang kann bei genauerer Betrachtung in die vier Phasen Aufheizung und Trocknung, Pyrolyse, Vergasung und Verbrennung (Oxidation) unterteilt werden, wobei sich diese in der Regel überschneiden. Dazugehörige Temperaturniveaus und Luftverhältnisse dieser Teilprozesse sind in Abbildung 1 ersichtlich. Das Luftverhältnis λ bezeichnet dabei das Verhältnis von für den Verbrennungsprozess eingesetzter Luft- bzw. Sauerstoffmenge zur für die vollständige Verbrennung benötigten Mindestluft- bzw. Mindestsauerstoffmenge (vgl. Wilk et al. 2016, S. 646).

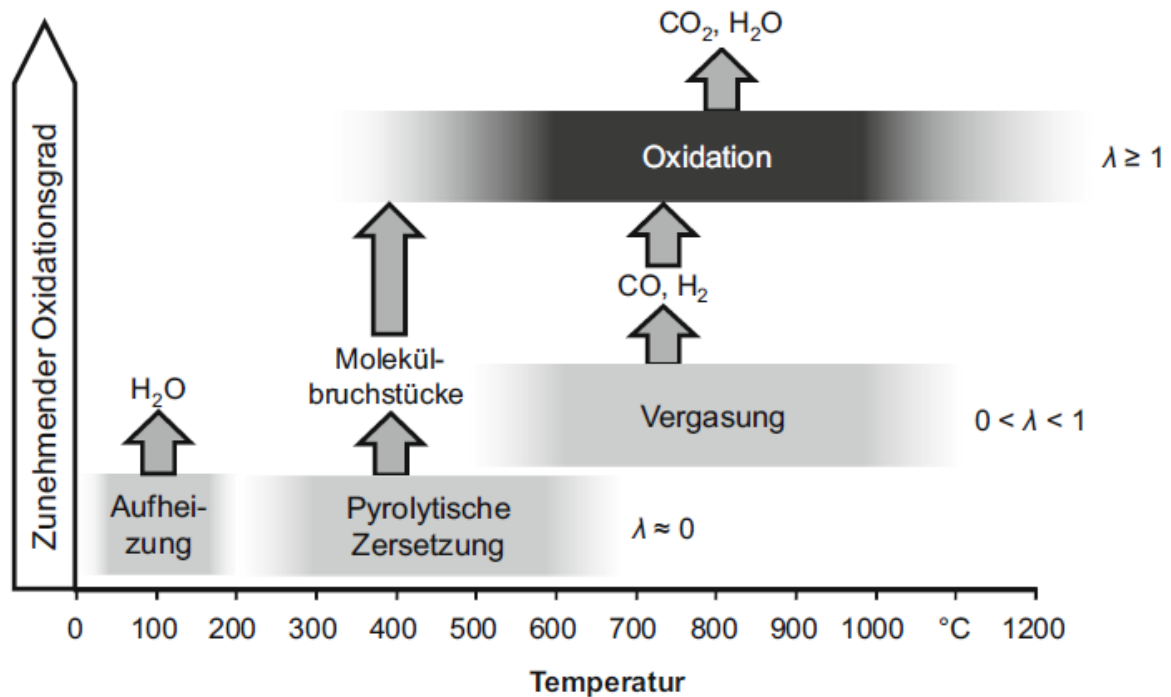


Abbildung 1: Teilprozesse der Biomasseverbrennung (Wilk et al. 2016, S. 648)

Aufheizung und Trocknung

Im ersten Schritt, der Aufheizung und Trocknung, beginnt das im Brennstoff enthaltene Wasser unter Aufnahme von Energie zu verdampfen. Dadurch verringert sich die Brennraumtemperatur. Dies geschieht bereits bei Temperaturen unter 100°C. Der Wassergehalt von Brennstoffen hat großen Einfluss auf den Verbrennungsprozess, da dieser die zur Verdampfung notwendige Energie bestimmt. Die Grenze für eine technisch sinnvolle Verbrennung von Holz liegt beispielsweise bei einer Feuchtigkeit von etwa 60 Gew.-% (vgl. Wesselak et al. 2013, S.475).

Pyrolyse

Im Teilprozess der Pyrolyse wird der Brennstoff, ohne dass Sauerstoff benötigt wird, ($\lambda = 0$) thermisch, also einzig durch Wärmeeinwirkung, zersetzt. Die dabei entstehenden Produkte sind die feste Pyrolysekohle oder auch Holzkohle genannt, Pyrolyseöl bzw. Teer und das permanente Pyrolysegas, welches auch bei Umgebungstemperatur nicht auskondensiert. Wird dazu ein eigener Pyrolysereaktor betrieben, können die Produkte für verschiedenste Anwendungen, wie zum Beispiel Kohle zum Heizen, Pyrolyseöl nach Weiterverarbeitung als Biokraftstoff und Pyrolysegas zur Strom- und Wärmeerzeugung in Kraftwerken, weiterverwendet werden. Da in einer Feuerung die Temperaturen hoch genug sind, um die Biomasse thermisch

zu zersetzen, findet der Pyrolyseprozess auch als Teilschritt der Verbrennung statt (vgl. Wesselak et al. 2013, S.475 f.).

Vergasung

Im nächsten Schritt, der Vergasung, wird die Biomasse im unterstöchiometrischen Bereich ($\lambda < 1$), bei entsprechend hohen Temperaturen, unvollständig oxidiert (Vergasung). Bei diesen Teiloxidationsreaktionen wird Kohlenstoff (C) in brennbare Produktgase, wie zum Beispiel Kohlenstoffmonoxid (CO), umgewandelt. Diese Reaktionen laufen in Summe endotherm ab, das heißt es muss dem Prozess Wärme zugeführt werden (vgl. Wilk et al. 2016, S. 648).

Oxidation

Die letzten Schritte der thermochemischen Umwandlung sind einerseits die Oxidation der Biokohle und andererseits der unvollständig oxidierten Gase wie zum Beispiel CH₄ und CO. Die in den vorherigen Teilprozessen gebildeten gasförmigen Zwischenprodukte werden optimalen Bedingungen vollständig zu Kohlenstoffdioxid (CO₂) und Wasser (H₂O) oxidiert. Für eine vollständige Verbrennung muss hierbei das Luftverhältnis $\lambda \geq 1$ sein. Diese Oxidationsreaktionen sind stark exotherm, das heißt es wird Wärme freigesetzt. Diese Wärme liefert die Energie für die drei zuvor beschriebenen Phasen der thermochemischen Umwandlung (vgl. Kaltschmitt 2013, S. 267).

Die bei der Verbrennung zurückbleibende Asche besteht aus den oxidierten, mineralischen Bestandteilen der Biomasse (vgl. Wilk et al. 2016, S. 646).

Emissionen der Biomasseverbrennung

Die Emissionen aus der Biomasseverbrennung lassen sich grundsätzlich in jene aus dem Verbrennungsprozess und in mit aus dem Brennstoff eingebrachte Verunreinigungen unterteilen.

Erstere können weiter in die Emissionen der vollständigen Verbrennung und die Schadstoffemissionen der unvollständigen Verbrennung unterteilt werden (vgl. Wesselak et al. 2013, S.477 f.).

Abbildung 2 zeigt die wesentlichen Komponenten des Rauchgases in Bezug auf die oben beschriebenen vier Phasen der Verbrennung.

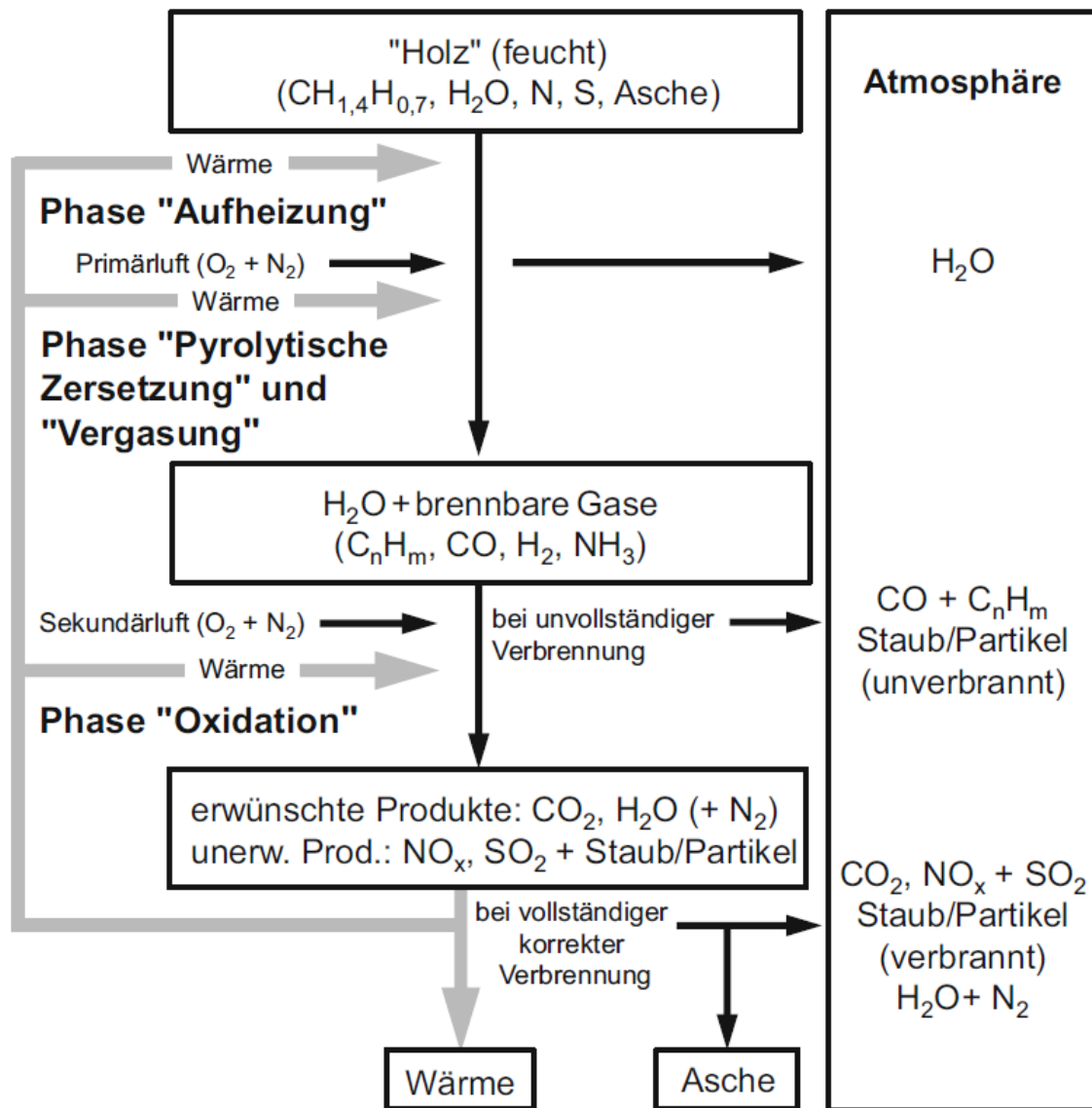


Abbildung 2: Rauchgaskomponenten in den verschiedenen Phasen der thermochemischen Umwandlung (Nussbaumer 1989)

Vollständige Verbrennung der Hauptbrennstoffkomponenten

Geht man von einem Brennstoff bestehend aus den Hauptelementen Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H) und Sauerstoff (O) aus, so sind die Produkte der vollständigen Verbrennung zum einen Kohlenstoffdioxid (CO_2) und zum anderen Wasserdampf (H_2O) (vgl. Höfer et al. 2016, S. 698 ff.).

Kohlenstoffdioxid (CO_2) bildet sich aus dem im Brennstoff enthaltenen Kohlenstoff. Die bei der Verbrennung entstehende Menge geht direkt mit der Energiefreisetzung einher, weshalb eine Verminderung der Emission bei gleichbleibendem Brennstoff lediglich über die Effizienz der Umzugsanlage realisierbar ist (vgl. Kaltschmitt 2016, S. 705).

Wasserdampf (H_2O) entsteht durch das Verdampfen des mit der Biomasse eingebrachten Wassers, sowie der Reaktion des enthaltenen Wasserstoffs mit dem der Verbrennung zugeführten Sauerstoff. Das mit dem Brennstoff eingebrachte Wasser muss erst verdampft werden, bevor eine Verbrennung möglich ist. Dadurch wird dem Verbrennungsprozess Wärme entzogen. Mit steigender Brennstofffeuchte sinkt somit der Heizwert. Dem kann durch den Einsatz von Biomasse mit geringerer Feuchtigkeit bzw. Vortrocknung entgegengewirkt werden. Meist wird der Wasserdampf mit dem Rauchgas an die Umgebung abgeführt. Ein Auskondensieren zur Nutzung der latenten Wärme ist auch möglich (vgl. Kaltschmitt 2016, S. 705).

Schadstoffemissionen aus unvollständiger Verbrennung der Hauptbrennstoffkomponenten

Bei der unvollständigen Verbrennung liegen als Produkte dieser im Wesentlichen Kohlenstoffmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (C_nH_m) wie kurzkettige Kohlenwasserstoffe (z.B. CH_4) und PAK (polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe) sowie Ruß vor. In modernen, automatischen Feuerungen ist aufgrund effizienter Verbrennungsbedingungen im Allgemeinen nur mehr CO von relevanter Größenordnung (vgl. Höfer et al. 2016, S. 698 ff.).

Kohlenstoffmonoxid (CO) und Kohlenwasserstoffe wie zum Beispiel CH_4 entstehen als Zwischenprodukte der Verbrennung aufgrund unzureichender Durchmischung mit Sekundärluft, zu niedrigen Brennraumtemperaturen und/oder zu kurzen Verweilzeiten im Reaktor. Für das Ausbrennen dieser gasförmigen Zwischenprodukte ist eine lange Verweilzeit im Brennraum bei ausreichend hohen Temperaturen und guter Durchmischung mit Luft notwendig. Der Gasphasenausbrand erfolgt größtenteils im Bereich der Sekundärluft, wo ausreichend Sauerstoff vorhanden ist (vgl. Baumbach et al. 2016, S.733 ff.).

Bei der Verbrennung von Biomasse können aus dem darin enthaltenen Lignin aromatische Ringverbindungen entstehen. Diese können in weiteren Reaktionsschritten zu polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK) und in weiterer Folge zu Makromolekülen anwachsen. Diese Makromoleküle agglomerieren untereinander, bis sie schließlich nach Erreichen einer bestimmten Größe nukleieren bzw. in die feste Phase überwechseln und als Ruß bezeichnet werden. Wenn PAKs und Ruß nicht in der Feuerung abbrennen, werden diese mit dem Rauchgas in die Umgebung ausgetragen. Dies führt zum einen zu Geruchsemissionen, zum anderen gelten diese entstehenden, lungengängigen Verbindungen als krebserregend (vgl. Baumbach et al. 2016, S.742 ff.).

Diese sind im Allgemeinen für moderne Biomassefeuerungen aufgrund des effizienten Ausbrands nicht relevant.

Emissionen aufgrund von Verunreinigungen im Brennstoff

Neben den zuvor erwähnten Hauptbrennstoffbestandteilen werden jedoch auch andere im Brennstoff enthaltene Elemente der Feuerung zugeführt. Man spricht hier von Verunreinigungen in Form von Spurenelementen. Wesentlich ist bei der Verbrennung von Biomasse die Bildung von Stickoxiden (NO_x) und Asche bzw. Grob- und Feinstaub (vgl. Höfer et al. 2016, S. 698 ff.).

NO_x -Bildner

Unter NO_x sind die Verbindungen Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO_2) zusammengefasst. Die Bildung dieser Stickstoffoxide (NO_x) kann im Wesentlichen auf den folgenden drei Wegen erfolgen (vgl. Nussbaumer & Winter 2016, S. 706):

- Thermisches NO_x
- Promptes NO_x
- Brennstoff NO_x

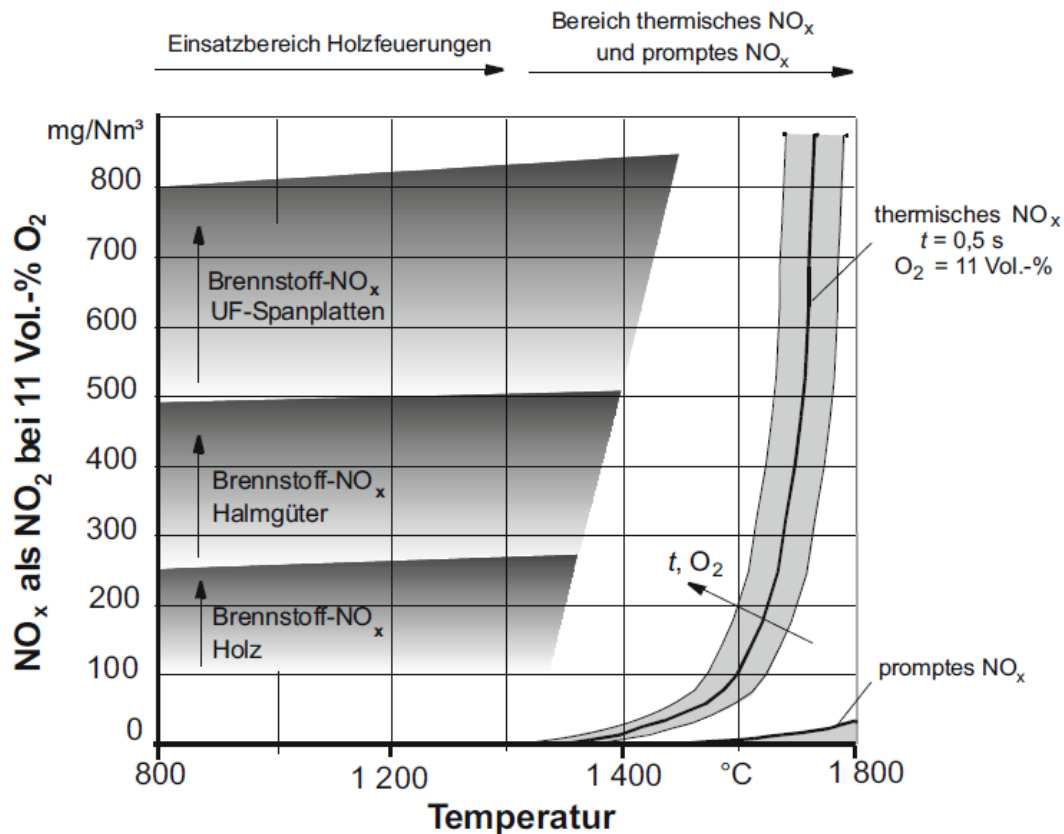


Abbildung 3: NO_x-Bildung bei der Biomasseverbrennung (Nussbaumer & Winter 2016, S. 707)

Thermisches NO_x bildet sich bei sehr hohen Temperaturen in relevanten Mengen – ab ca. 1500°C – aus dem Stickstoff (N) und Sauerstoff (O) der Verbrennungsluft. Da derart hohe Temperaturen bei der Verbrennung von Biomasse nur sehr selten auftreten, spielt dieser Bildungsmechanismus nur eine untergeordnete Rolle. Promptes NO_x bildet sich vor allem unter Anwesenheit von Kohlenwasserstoff-Radikalen bei sehr hohen Temperaturen (ab ca. 1500°C). Aus diesem Grund ist auch dieser Bildungsmechanismus bei der Biomasseverbrennung eher unbedeutend. Wesentlich für die Bildung von Stickstoffoxiden bei der Verbrennung von Biomasse ist der im Brennstoff enthaltene Stickstoff. Brennstoff NO_x bildet sich bereits bei Temperaturen von 800-1300°C. Somit ist der Stickstoffgehalt des Brennstoffes wesentlich für die Bildung von NO_x. Die folgende Abbildung zeigt den NO_x-Gehalt im Rauchgas in Abhängigkeit des mit dem Brennstoff eingebrachten Stickstoffs sowie unterschiedlichen Verbrennungskonzepten und Methoden zur Stickoxidreduktion (vgl. Nussbaumer & Winter 2016, S. 706 ff.).

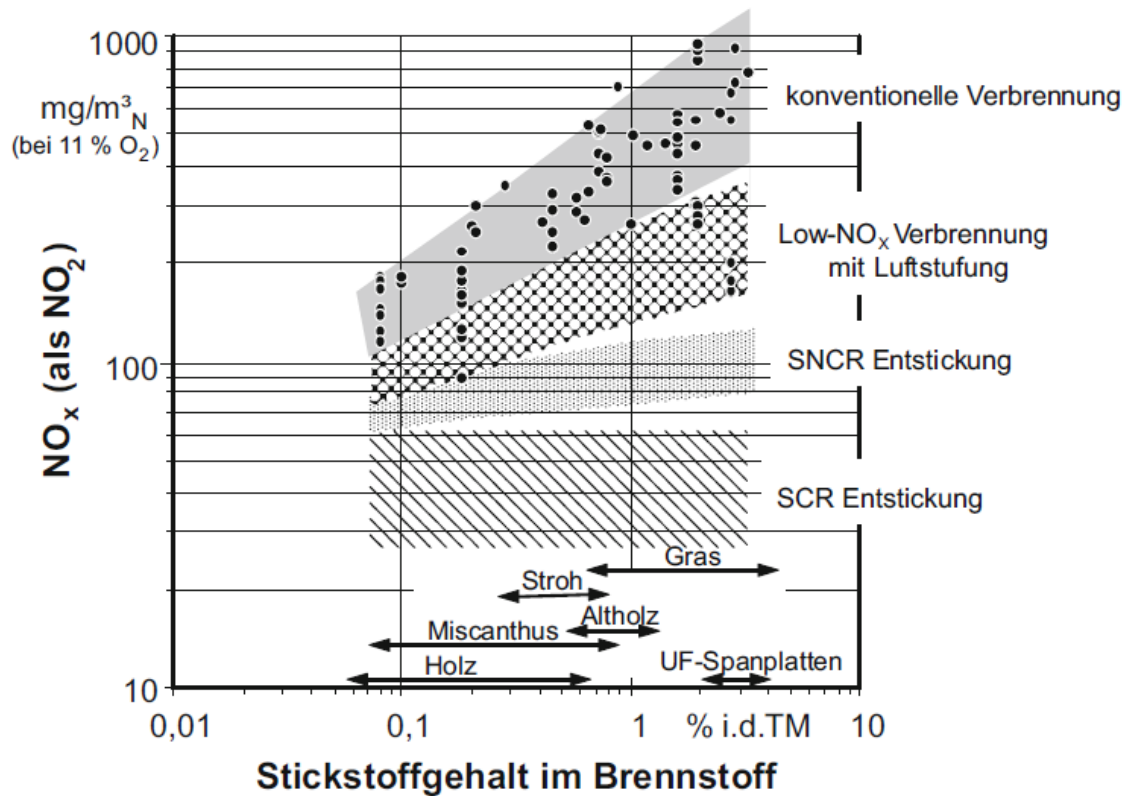


Abbildung 4: Maßnahmen zur Reduzierung von Stickstoffoxiden (Nussbaumer 1997)

Moderne Feuerungsanlagen zielen darauf ab, bereits die Entstehung von Stickoxiden bestmöglich zu vermeiden. Nachfolgend werden diese sogenannten Primärmaßnahmen als Ansätze zur Verminderung der Entstehung von NO_x bei der Verbrennung beschrieben. Diese sind zum Beispiel:

- Luftstufung und damit Aufteilung der Brennkammer in einen unterstöchiometrischen (Reduktionszone) und einen überstöchiometrischen (Nachbrennkammer) Bereich.

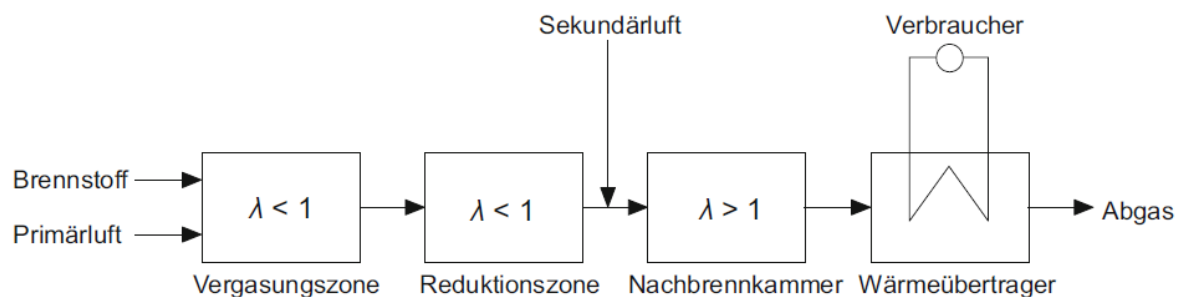


Abbildung 5: Luftstufung (Nussbaumer & Winter 2016, S. 713)

Bei der Verbrennung von Biomasse ist mit Luftstufung im Idealfall eine Reduktion der NO_x -Emissionen von bis zu 50% möglich (vgl. Nussbaum & Winter 2016, S. 712 ff.).

- Brennstoffstufung, meist als Alternative zur Luftstufung. Hierbei wird der Hauptbrennstoff bei $\lambda > 1$ verbrannt und anschließend ein Zweitbrennstoff zur Schaffung einer reduzierenden Atmosphäre in das Rauchgas eingebracht.

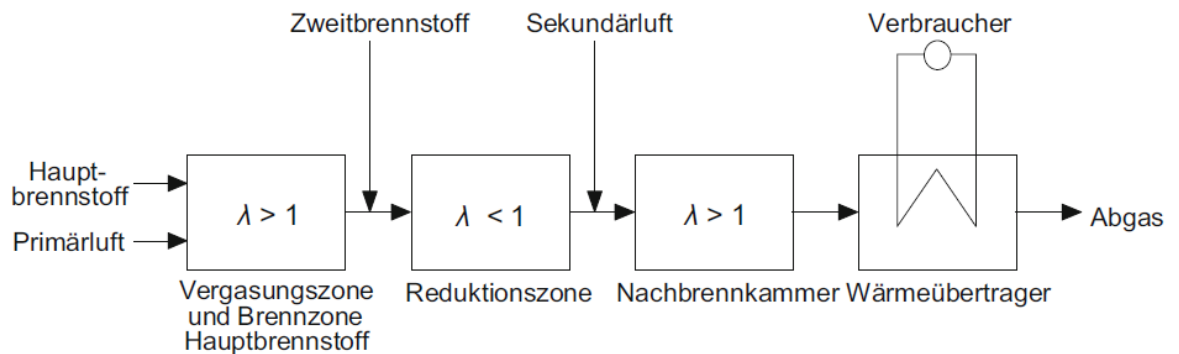


Abbildung 6: Brennstoffstufung (Nussbaumer & Winter 2016, S. 715)

Die Brennstoffstufung spielt im Vergleich zur Luftstufung eine eher untergeordnete Rolle (vgl. Nussbaumer & Winter 2016, S. 714 ff.).

- Abgasrezirkulation zur Absenkung des Sauerstoffgehalts und der Temperatur im Brennraum, sowie einer Verbesserung der Gasmischung (vgl. Nussbaumer & Winter 2016, S. 711 f.).

Sollte eine ausreichende Reduktion der Stickoxide mit Primärmaßnahmen nicht möglich sein, kommen sogenannte Sekundärmaßnahmen zum Einsatz. Solche Sekundärmaßnahmen, wie SNCR (selektive nicht katalytische Reduktion) und SCR (selektive katalytische Reduktion), zielen darauf ab, die bei der Verbrennung entstandenen Stickstoffoxide zu reduzieren. SNCR-Systeme sind nicht so effizient wie SCR-Anlagen, jedoch kostengünstig und meist ausreichend im Hinblick auf Einhaltung der NO_x -Grenzwerte (vgl. Nussbaumer & Winter 2016, S. 711 ff.).

Beide Systeme benötigen Ammoniak (NH_3) oder Harnstoff als Reduktionsmittel. Stickstoffoxide (NO_x) werden im Wesentlichen zu Stickstoff (N_2) und Wasserdampf (H_2O) umgewandelt. Für das SCR-Verfahren wird ein Temperaturbereich von 220-270°C für Ammoniak (NH_3) und 400-450°C für Harnstoff als Reduktionsmittel benötigt. Das SNCR-Verfahren arbeitet in einem Temperaturbereich von 850-950°C. Oft kommen Biomassefeuerungen auch gänzlich ohne Sekundärmaßnahmen aus (vgl. Wiese 2013, S. 309).

Aschebildner

Zu den Aschebildnern bei der thermo-chemischen Umwandlung zählen Kalzium (Ca), Magnesium (Mg), Kalium (K), Silizium (Si) und Chlor (Cl). Wesentlich bei der Verbrennung von

Biomasse sind vor allem die Komponenten Kalzium (Ca) und Magnesium (Mg) und daraus die Produkte Kalziumoxid (CaO) und Magnesiumoxid (MgO). Silizium (Si) und daraus entsprechend Siliziumoxid (SiO₂) spielt eine große Rolle bei der Verbrennung von Torf und Klärschlamm. Kalium (K) und daraus entstehend Kaliumoxid (K₂O) ist wesentlich bei der Verbrennung von landwirtschaftlichen Produkten wie zum Beispiel Stroh (vgl. Höfer et al. 2016, S. 721 ff.).

Während der Großteil des mit dem Brennstoff eingebrachten Chlors (Cl) in gasförmigem Zustand dem Rauchgas folgt, findet sich auch ein Teil in Form von Salzen wie zum Beispiel Kaliumchlorid (KCl) und Natriumchlorid (NaCl) in der Asche wieder. Diese Chlorverbindungen erhöhen die Korrosionsgefahr im Kessel und beeinflussen das Schmelzverhalten der Asche und damit die Ablagerungsbildung und Verschlackung (vgl. Höfer et al. 2016, S. 718 ff.).

Anorganischer Feinstaub (Aerosole)

Feinstaub bildet sich aufgrund von mit dem Brennstoff eingebrachten Verunreinigungen. Die Entstehung kann zum einen direkt als feste Partikel aus dem Brennstoff und zum anderen über verschiedene Bildungspfade aus der gasförmigen Phase heraus erfolgen. Die Entstehung von Feinstaub über die Gasphase hat dabei einen überwiegenden Einfluss. Wesentlich für die Bildung von Feinstaub über die Gasphase sind die Elemente Kalium (K), Natrium (Na), Schwefel (S) und Chlor (Cl). Aus Kalium (K) und Natrium (Na) bilden sich die gasförmigen Hydroxide KOH und NaOH, die dem Weg des Rauchgases folgen. Schwefel (S) wird zwar zum Teil in die Aschematrix eingebunden, zuvor liegt dieser jedoch immer gasförmigen als elementarer Schwefel (S₂) oder als H₂S vor. Somit folgt auch ein Teil des Schwefels dem Rauchgaspfad. Der Schwefelgehalt von Biomasse ist in der Regel sehr gering und spielt daher eine eher untergeordnete Rolle. Chlor (Cl) reagiert zu den gasförmigen Komponenten Cl₂ und HCl und folgt ebenfalls dem Rauchgas. In weiterer Folge reagieren die entstandenen Produkte untereinander und bilden flüssige bzw. gasförmige Verbindungen wie zum Beispiel K₂SO₄, KCl und K₂CO₃. Es können jedoch auch feste Verbindungen wie CaSO₄ und CaSiO₃ entstehen (vgl. Winter et al. 2016, S. 716 ff. & Höfer et al. 2016, S. 721 ff.).

Der hauptsächlich über die Gasphase gebildete Feinstaub hat aufgrund der Lungengängigkeit einen gesundheitsgefährdenden Einfluss auf den Menschen. Die entstehenden Partikel mit einem Durchmesser von weniger als 10 µm (PM₁₀) können mithilfe von Sekundärmaßnahmen wie zum Beispiel Gewebefiltern oder elektrostatischen Abscheidern zu einem großen Anteil abgeschieden werden (vgl. Nussbaumer & Winter 2016, S. 701 ff.).

2.2 Biomassefeuerungs- und Kesseltechnik im mittleren bis großen Leistungsbereich

Stand der Technik bei der Stromerzeugung bzw. Kraft-Wärme-Kopplung aus Biomasse ist die Verbrennung in Dampfkesseln. Die eingesetzten Feuerungstypen lassen sich wie folgt unterscheiden:

- Rostfeuerungen
- Wirbelschichtfeuerungen
- Staubfeuerungen

Abbildung 7 gibt einen Überblick über die wesentlichen Bauweisen der betrachteten Leistungsklasse.

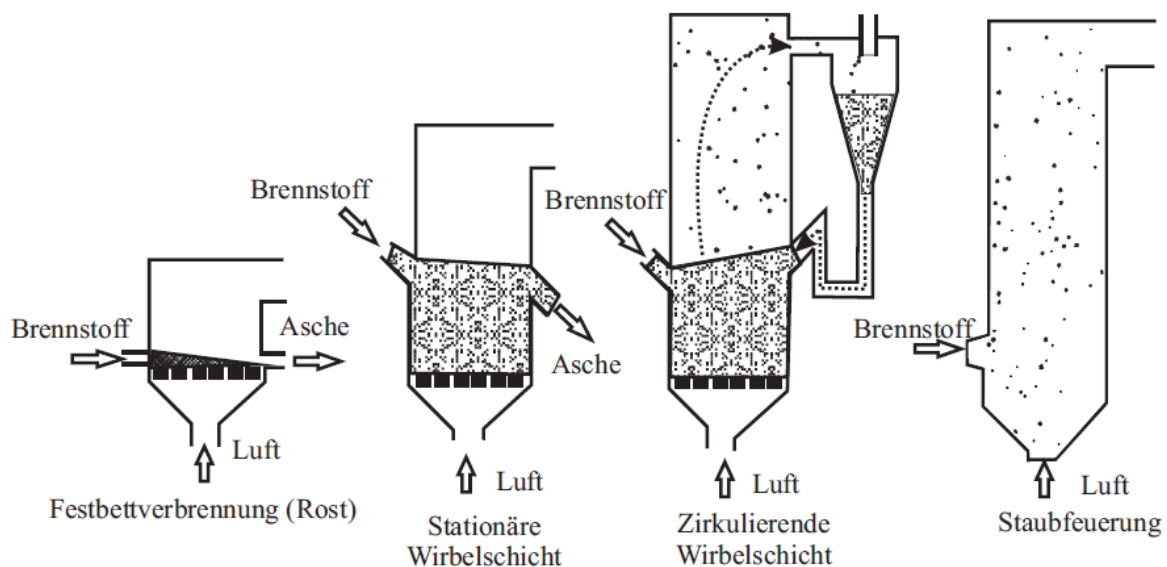


Abbildung 7: Ausführungen von Feuerungen im mittleren bis großen Leistungsbereich (Wesselak et al. 2013, S. 485)

Rostfeuerungen

Festbettssysteme finden je nach Bauart Anwendung in einem Leistungsbereich von 10 kW bis 60 MW thermisch und werden üblicherweise in Form von Rostfeuerungen ausgeführt. Bei dieser Anwendung strömt Primärluft durch ein Brennstoffbett am Rost, in welchem die drei Teilprozesse Trocknung, Pyrolyse und Vergasung (siehe Kapitel 2.1) stattfinden. Die entstehenden Gase werden in weiterer Folge nach Zufuhr der Sekundärluft in einer separaten Zone verbrannt (vgl. Hartmann & Hofbauer 2016, S. 879 ff.).

Abbildung 8 zeigt den Aufbau einer Rostfeuerung.

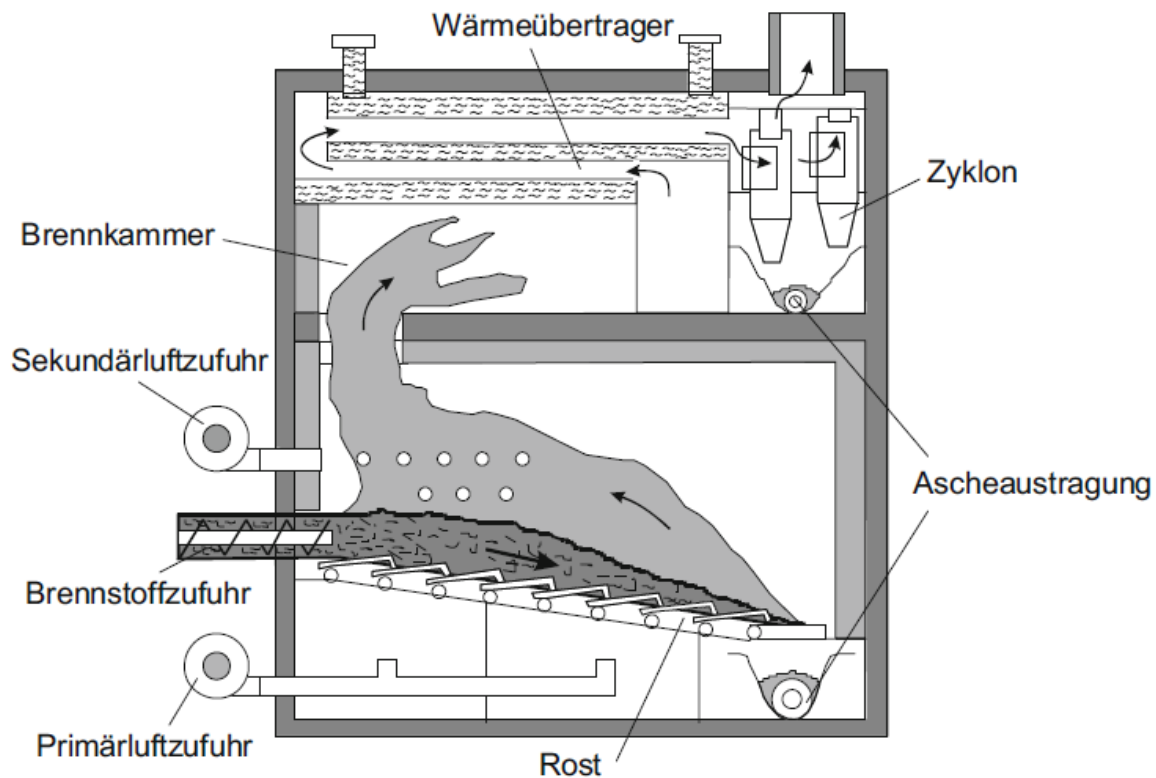


Abbildung 8: Rostfeuerung (Hartmann & Hofbauer 2016, S.890)

Hinsichtlich der Bauweise des Rostes kann zwischen festen, beweglichen, drehenden und vibrierenden Ausführungen sowie Wanderrosten - jeweils horizontal oder geneigt - unterschieden werden. Die Auswahl des entsprechenden Rostes hängt im Wesentlichen von den Brennstoffeigenschaften sowie der Größe der Anlage ab. Rostfeuerungen werden für Brennstoffe wie zum Beispiel Hackschnitzel, Rinde, Pellets, Sägemehl und Halmgüter unterschiedlichster Größe, jedoch mindestens 2 mm, einem Wassergehalt bis zu 60% und hohem Aschegehalt eingesetzt (vgl. Wiese 2013, S. 302).

Wirbelschichtfeuerungen

Wirbelschichtfeuerungen weisen eine sehr hohe Effizienz auf, kommen aufgrund ihrer hohen Investitionskosten jedoch in der Regel eher im oberen Leistungsbereich zum Einsatz. Bei diesen Feuerungskonzepten wird der feste Brennstoff während des Verbrennungsprozesses von einem bewegenden Gas-Partikel-Gemisch, dem sogenannten Bett, umgeben. Die entstehende Gas-Feststoff-Mischung ermöglicht effiziente chemische Reaktionen und Wärmetransportvorgänge. Das aus körnigen Feststoffen bestehende Bett, üblicherweise Sand, wird mit einem gasförmigen oder flüssigen Medium (z.B. Verbrennungsluft) entsprechender Geschwindigkeit

durchströmt. Dadurch verhält sich dieses Gas-Feststoff-Gemisch wie ein Fluid - man spricht von sogenannter Fluidisierung. Abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit des Mediums ergeben sich verschiedene Bettformen. Bei Blasenbildung spricht man von einer sogenannten blasenbildenden Wirbelschicht. Eine weitere Bauform mit höherer Fluidisierungsgeschwindigkeit stellt die zirkulierende Wirbelschicht dar. Bei dieser Ausführung gibt es keine eindeutig definierte Bettoberfläche. Die Bett-Partikel werden mit dem Rauchgas ausgetragen und danach in einem oder mehreren Zyklonen wieder voneinander getrennt. Der typische Leistungsbereich für den Einsatz von blasenbildenden Wirbelschichten liegt bei 5 bis 50 MW thermisch und jener für zirkulierende Wirbelschichten bei 30 bis 100 MW thermisch. Diese Werte beschreiben den Hauptanwendungsbereich. In Sonderfällen können die oben angegebenen Grenzen auch deutlich überschritten werden. Hohe Investitionskosten machen diese Anlagen erst ab einer entsprechenden Größenordnung attraktiv. Die Luftverhältnisse liegen im Bereich von $\lambda = 1,3 - 1,4$ für blasenbildende und $\lambda = 1,1 - 1,2$ für zirkulierende Wirbelschichten. Durch effiziente Mischungsvorgänge und Wärmeübergänge ergeben sich gute Verbrennungsbedingungen bei gleichzeitig niedrigem Luftverhältnis λ . Durch Wärmetauscher (Bettmaterialkühler) oder Rauchgasrückführung wird die Verbrennungstemperatur zwischen 650 und 900°C gehalten und somit ein Schmelzen der Asche verhindert. Wirbelschichtfeuerungen können für eine große Variation an Brennstoffen wie Kohle, Abfall, Klärschlamm und Biomasse - auch mit relativ hohem Wassergehalt - eingesetzt werden. Die Partikelgröße für Biomasse-Anwendungen liegt in der Regel bei maximal 60 bis 100 mm. Zum Erwärmen des Bettmaterials beim Anfahren werden üblicherweise Öl- oder Gasbrenner eingesetzt. Durch Stufung der Verbrennungsluft, niedrige Luftverhältnisse und gute Durchmischung können die NO_x-Emissionen sehr niedrig gehalten werden. Außerdem ergibt sich aufgrund des kleinen Luftüberschusses ein reduzierter Rauchgasstrom und eine erhöhte Verbrennungseffizienz. In der Regel ist eine entsprechende Rauchgasreinigung hinsichtlich der hohen Staubbeladung notwendig (Hofbauer & Hartmann 2013, S. 905 ff.).

Staubfeuerungen

Bei Staubfeuerung werden Brennstoffe wie zum Beispiel Holz- oder Sägespäne pneumatisch, gemeinsam mit der Primärluft, in die Brennkammer eingebracht. Nach entsprechender Vorwärmung des Kessels mit Startbrennern werden Primärluft und Biomassepartikel - üblicherweise in der Größenordnung von 1 - 4 mm - über separate Brenner zugeführt. Die Feuchtigkeit des Brennstoffes sollte 20% nicht überschreiten. Staubfeuerungen finden Anwendung im Größenbereich von 0,5 MW bis 1 GW thermisch (vgl. Hartmann et al. 2016, S. 877 ff.).

Die aus der Verbrennung entstehende thermische Energie wird zur Erwärmung von durch Rohre fließendem Wasser verwendet, das heißt hier ist der Einsatz von Wasserrohrkesseln Stand der Technik. Bei den Bereichen der Wärmeübertragung kann man grundsätzlich zwischen Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer unterscheiden.

Auftretende Verluste hängen im Wesentlichen von Typ, Größe und Material des Kessels sowie vom eingesetzten Brennstoff ab. Die Effizienz von Biomassefeuerungen ist das Verhältnis der vom Dampf absorbierten Wärme zur über den Brennstoff freigesetzten Wärme. Moderne Anlagen im Bereich von 20 MW_{th} und größer erreichen eine Kessel-Effizienz von 90-95% (vgl. Wiese 2013, S. 302).

2.3 Umwandlung von thermischer in mechanische und elektrische Energie

Die bei der Verbrennung freigesetzte thermische Energie kann über einen Kreisprozess in mechanische Energie umgewandelt werden. Bei der Dampferzeugung in Biomassekesseln geschieht dies in der Regel über Dampfturbinen. Abbildung 9 zeigt stark vereinfacht den Aufbau eines solchen Prozesses.

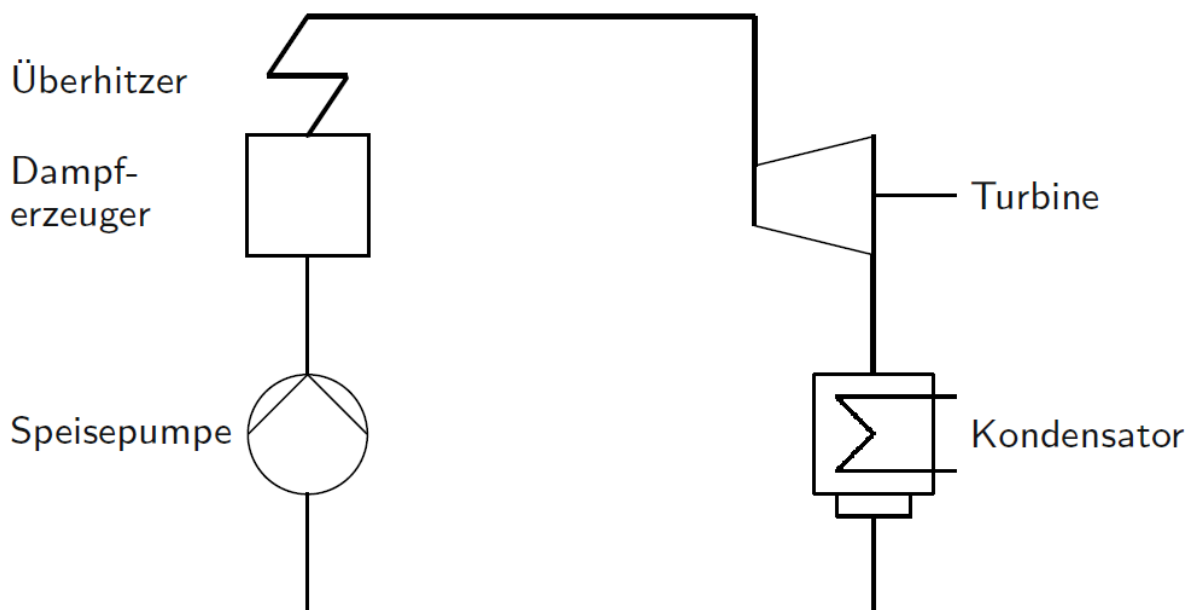


Abbildung 9: Vereinfachtes Anlagenschema (vgl. Strauß 2009, S.72)

Dieser sogenannte Rankine-Prozess aus Abbildung 9 wird nachfolgend in einem T, s-Diagramm dargestellt.

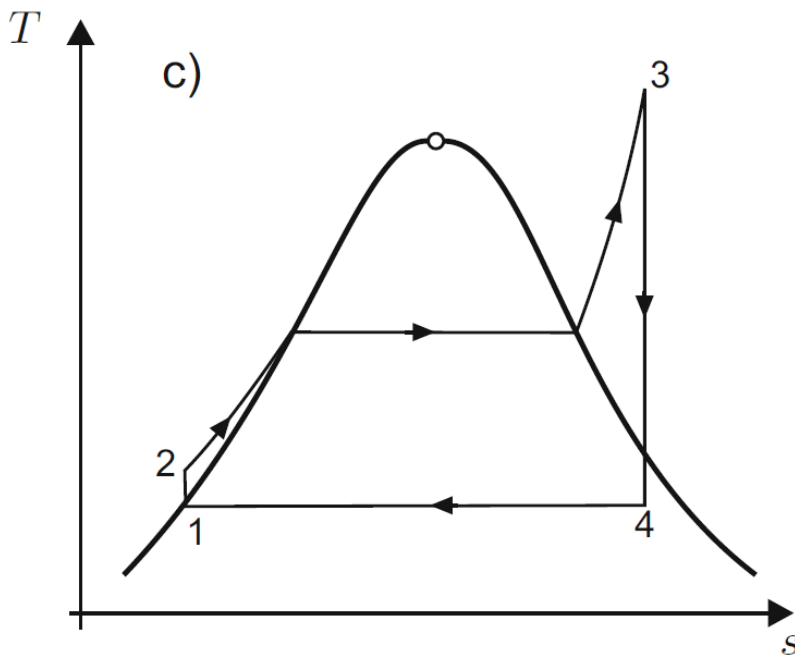


Abbildung 10: Idealisierter Rankine-Prozess (vgl. Strauß 2009, S. 73)

Von 1 bis 2 erfolgt die Druckerhöhung des Speisewassers in der Speisepumpe. Der Prozess zwischen den Punkten 2 und 3 läuft im Kessel ab und beschreibt die Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung des Wassers. Von 3 bis 4 wird der Heißdampf in einer Dampfturbine entspannt und von 4 nach 1 erfolgt die Wärmeabfuhr im Kondensator. Die Dampfturbine wandelt dabei die thermische Energie des Wasserdampfes in mechanische Energie um. Diese mechanische Energie treibt in weiterer Folge über eine Welle einen Generator zur Stromerzeugung an. Abbildung 10 zeigt einen idealisierten Prozess mit isentroper Kompression und Expansion sowie isobarer Wärmez- und -abfuhr. Der reale Prozessverlauf entspricht nicht exakt dieser vereinfachten, idealisierten Darstellung (vgl. Strauß 2009, S. 71 ff.).

2.4 Aufbau stationäre Wirbelschicht

Die Inhalte des folgenden Abschnittes beziehen sich zum Großteil auf das Werk „Steam Generation From Biomass, Construction And Design Of Large Boilers“ von Esa Kari Vakkilainen (2017).

Der Leistungsbereich für stationäre Wirbelschichten liegt nach „Wirbelschichtfeuerungen“ von Hofbauer und Hartmann in „Energie aus Biomasse“ von Kaltschmitt et al., wie oben erwähnt, im Bereich von 5 bis 50 MW thermisch. Die Größe der eingesetzten Brennstoffpartikel sollte 100 mm nicht überschreiten. Der betrachtete Kessel des Referenzprojektes liegt mit 40 MW

thermisch in diesem Bereich und bildet somit einen typischen Anwendungsfall ab. Zirkulierende Wirbelschichten kommen in der Regel aus ökonomischen Gründen erst in einem hohen Leistungsbereich zum Einsatz. Sie erlauben die Verbrennung von Brennstoffpartikeln bis zu einer Größe von ca. 60 bis 100 mm (vgl. Hofbauer & Hartmann 2013, S. 905 ff.).

Bei Wirbelschichtfeuerungen wird Luft durch den Boden des Kessels geblasen und strömt anschließend durch ein darauf befindliches Bett. Das Bettmaterial ist eine Mischung aus Sand und Asche, welches sich mit steigender Strömungsgeschwindigkeit der Luft zu lockern beginnt. Ab einer gewissen Geschwindigkeit verhält sich das Bettmaterial ähnlich einem Fluid. Ab dem Erreichen einer entsprechend hohen Temperatur – in der Regel mit Hilfe von Startbrennern – wird der Festbrennstoff eingebracht und vermischt sich mit dem heißen Bettmaterial. Der Masseanteil der Brennstoffpartikel beträgt in etwa 1-5% vom Gesamtgewicht des Bettes. Aufgrund der hohen Wärmekapazität des Bettmaterials und dem intensiven Stoff- und Energietransport in der Wirbelschicht trocknet der Brennstoff sehr schnell und die Verbrennung läuft bei relativ konstanter Temperatur ab (vgl. Vakkilainen 2017, S. 213).

Abbildung 11 zeigt die unterschiedlichen Ausführungsarten von Wirbelschichten sowie den Druckabfall durch das Bett in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit des Gases.

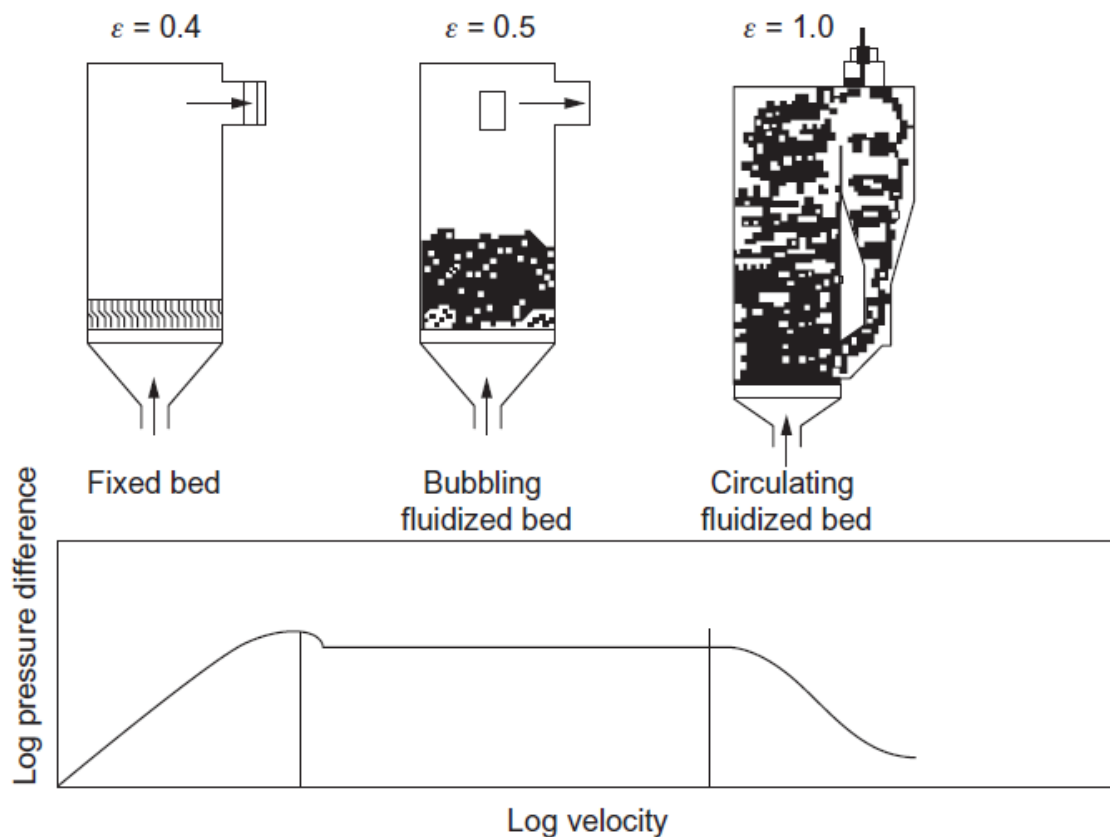


Abbildung 11: Ausführungsarten von Wirbelschichten und Druckabfall durch das Bett als Funktion der Gasgeschwindigkeit (Vakkilainen 2017, S. 213)

Ausgehend vom Festbett am linken Bildrand ist ein stetiger Anstieg des Druckabfalls – proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit des Gases - zu beobachten. Bei weiterer Erhöhung der Geschwindigkeit erreicht man den Punkt, an dem der Übergang vom festen Bett zum fluidähnlichen Verhalten stattfindet. An diesem Punkt beginnt der Einsatzbereich für stationäre Wirbelschichten. Die dafür notwendige Strömungsgeschwindigkeit des Gases wird als minimale Fluidisierungsgeschwindigkeit U_{mf} bezeichnet. Die Partikel-Auftriebskraft und die Partikel-Schwerkraft sind in diesem Punkt gleich groß (vgl. Vakkilainen 2017, S. 213).

Betrachtet man ein einzelnes Sandpartikel im Detail, so wirken darauf die folgenden Kräfte:

- Widerstandskraft F_d (drag force)
- Auftriebskraft F_b (buoyant force)
- Schwerkraft F_g (gravity force)

Die folgende Abbildung zeigt die Wirkung dieser Kräfte auf ein Sandpartikel und einen Ausschnitt aus dem Bettmaterial mit den entstehenden Hohlräumen.

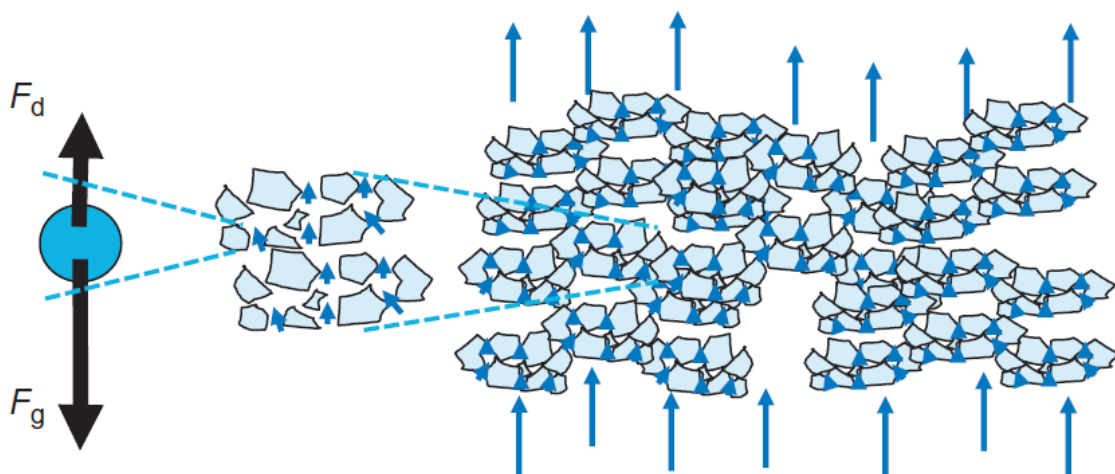


Abbildung 12: Einzelpartikel (links) und Bettmaterial mit Hohlräumen (rechts) (Vakkilainen 2017, S. 215)

Die auf das Sandpartikel wirkenden Kräfte berechnen sich wie folgt.

Widerstands- bzw. Zugkraft:

$$F_d = C_d \frac{\pi(d_p)^2}{4} \frac{1}{2} \rho_g U^2 \quad \text{in N.} \quad (1)$$

(Vakkilainen 2017, S. 215 f.)

Mit d_p Partikeldurchmesser in m
 ρ_g Gasdichte in kg/m³
 U Fluidisierungsgeschwindigkeit in m/s
 C_d Zugkoeffizient, abhängig von der Partikelform und Strömungsgeschwindigkeit. Diese wird im deutschen Sprachgebrauch auch als Widerstandsbeiwert C_W bezeichnet. Die Ermittlung des Widerstandsbeiwertes basiert in der Regel auf Versuchen. Für einfache Geometrien – wie hier angenommen – ist jedoch auch eine rechnerische Näherung möglich. Die folgende Näherungsformel nach Kaskas gilt für die erste Abschätzung der Größenordnung des Widerstandsbeiwertes von sphärischen Körpern in laminaren Strömungen. Diese wird auch in der Literatur, wie zum Beispiel im VDI-Wärmeatlas, für entsprechende Berechnungen verwendet.

$$C_W = \frac{24}{Re} + \frac{4}{\sqrt{Re}} + 0,4 \quad (2)$$

(Kaskas 1964)

Auftriebskraft:

$$F_b = \frac{\pi(d_p)^3}{6} \rho_g g. \quad (3)$$

(Vakkilainen 2017, S. 215)

Mit d_p Partikeldurchmesser in m
 ρ_g Gasdichte in kg/m³
 g Erdbeschleunigung in m/s²

Schwerkraft:

$$F_g = \frac{\pi(d_p)^3}{6} \rho_p g. \quad (4)$$

(Vakkilainen 2017, S. 216)

Mit d_p Partikeldurchmesser in m
 ρ_p Partikeldichte in kg/m³
 g Erdbeschleunigung in m/s²

Durch Bilden des Gleichgewichts bei einem Partikel mit der Widerstands- bzw. Zugkraft, der Auftriebskraft und der Schwerkraft (Gleichungen (1), (2) und (4)) lässt sich somit die minimale Fluidisierungsgeschwindigkeit berechnen. U_{mf} hängt somit unter anderem von

Partikeldurchmesser, -form und -dichte sowie Gasdichte und -geschwindigkeit ab und berechnet sich nach folgender Gleichung:

$$U_{mf} = \frac{\eta_s}{d_p \rho_s} \left[\sqrt{33,7^2 + 0,0408 \frac{d_p \rho_p (\rho_g - \rho_s) g}{\mu_g^2}} - 33,7 \right]. \quad (5)$$

(Vakkilainen 2017, S. 214)

Mit	η_s	dynamische Viskosität in Pa s
	d_p	Partikeldurchmesser in m
	ρ_g	Gasdichte in kg/m ³
	ρ_p	Partikeldichte in kg/m ³
	g	Erdbeschleunigung in m/s ²

Der Druckabfall ist, wie in Abbildung 11 ersichtlich, vom Erreichen der minimalen Fluidisierungsgeschwindigkeit bis zum Beginn der Austragung des Bettmaterials konstant. Folgende Gleichung zeigt die Berechnung des Druckabfalls unter Berücksichtigung von Auftriebs- und Schwerkraft.

$$\Delta p = (\rho_g - \rho_p)(1 - \varepsilon)gH \quad (6)$$

(Vakkilainen 2017, S. 214)

Da man hierbei von einem Druckabfall spricht, ist das Ergebnis dieser Gleichung negativ.

Mit	ρ_g	Gasdichte in kg/m ³
	ρ_p	Partikeldichte in kg/m ³
	ε	Hohlraumanteil im Bett (ca. 0,5 – 0,6 für blasenbildende und 1 für zirkulierende Wirbelschichten)
	g	Erdbeschleunigung in m/s ²

Erhöht man die Fluidisierungsgeschwindigkeit über U_{mf} , beginnt schließlich die Blasenbildung durch das für die Fluidisierung überschüssig durchströmende Gas. Man spricht dabei von einer blasenbildenden Wirbelschicht (BFB – bubbling fluidized bed).

Der Übergang vom Bett zum Leerzug ist durch eine klar sichtbare Oberfläche getrennt. Der Austrag von Sandpartikeln mit dem Rauchgas ist bei dieser Form von Wirbelschicht sehr gering. Mit steigender Fluidisierungsgeschwindigkeit (ab etwa 2 m/s) verschwimmt die Trennfläche zunehmend und der Partikel-Austrag nimmt zu. Dies macht ein System zur

Bettmaterialrückgewinnung, in dem der Sand vom Rauchgas getrennt wird, notwendig. Kesselbauarten mit diesen Charakteristiken nennen sich zirkulierende Wirbelschichten (CFB - circulating fluidized bed) (vgl. Vakkilainen 2017, S. 215).

Ein wesentlicher Vorteil der Wirbelschicht im Vergleich zu Festbett- und Rostfeuerungen ist der deutlich erhöhte Wärmeaustausch zwischen der Gas-Feststoff-Strömung und der Wärmetauscher-Oberfläche. Die nachfolgende Abbildung zeigt den Wärmeübergang in einer Wirbelschicht in Abhängigkeit von der Fluidisierungsgeschwindigkeit.

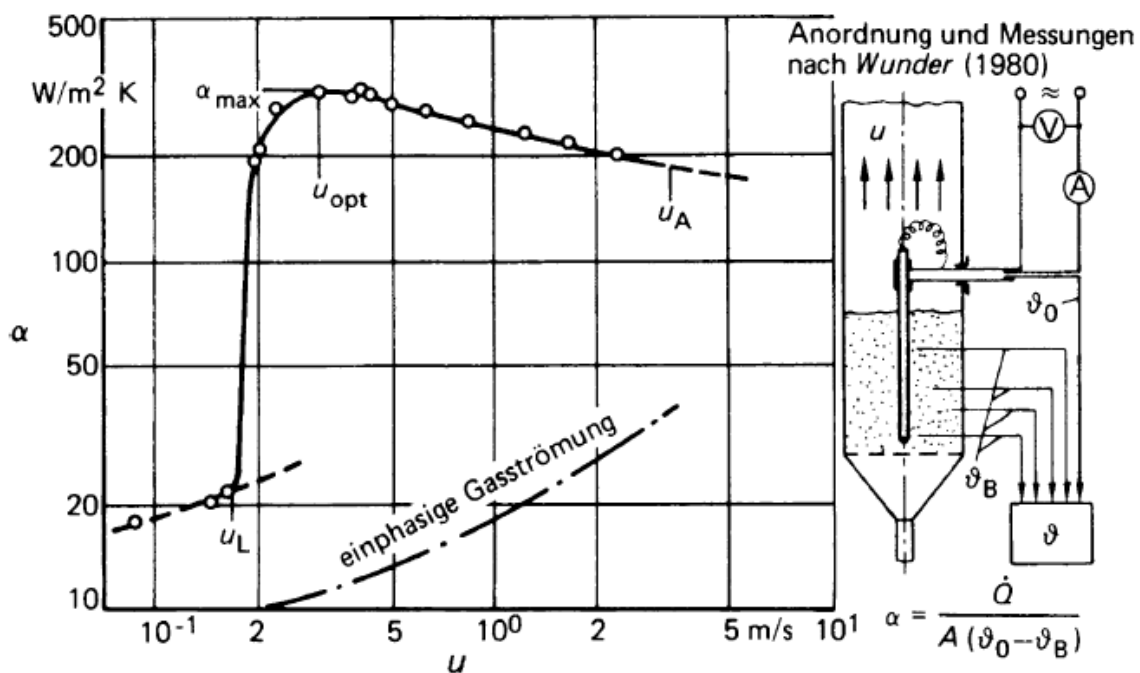


Abbildung 13: Wärmeübergangskoeffizient in einer Wirbelschicht (Wunder 1980)

Die Strichpunktierte Kurve „einphasige Strömung“ zeigt exemplarisch den Verlauf des Wärmeübergangs zufolge Gaskonvektion ohne Partikel. Die strichlierte Kurve zeigt bereits einen Wärmeübergang bei einer Strömungsgeschwindigkeit von null m/s aufgrund des Kontaktes zwischen Partikel und Wand und folgt dem Trend der einphasigen Strömung bis zum Lockerungspunkt (u_L). Mit steigender Fluidisierungsgeschwindigkeit werden ab dem Lockerungspunkt heiße Partikel von der Strömung mitgerissen und tragen somit aufgrund von Kollisionen mit den Wärmetauschern zu einem starken Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten bei. Dieser erreicht bei einer gewissen Geschwindigkeit (u_{opt}) sein maximum (α_{max}) und nimmt mit weiter steigender Geschwindigkeit leicht ab (vgl. Vakkilainen 2017, S. 216).

Der typische Aufbau einer blasenbildenden Wirbelschicht, die im Rahmen dieser Arbeit modelliert wird, ist in Abbildung 14 dargestellt.

Dieser ist jenem des später gezeigten Modells sehr ähnlich. Der Aufbau des Modells kann jedoch auch auf entsprechende Anforderungen hinsichtlich zum Beispiel Wärmetauscher-Anordnung mit geringem Aufwand angepasst werden.

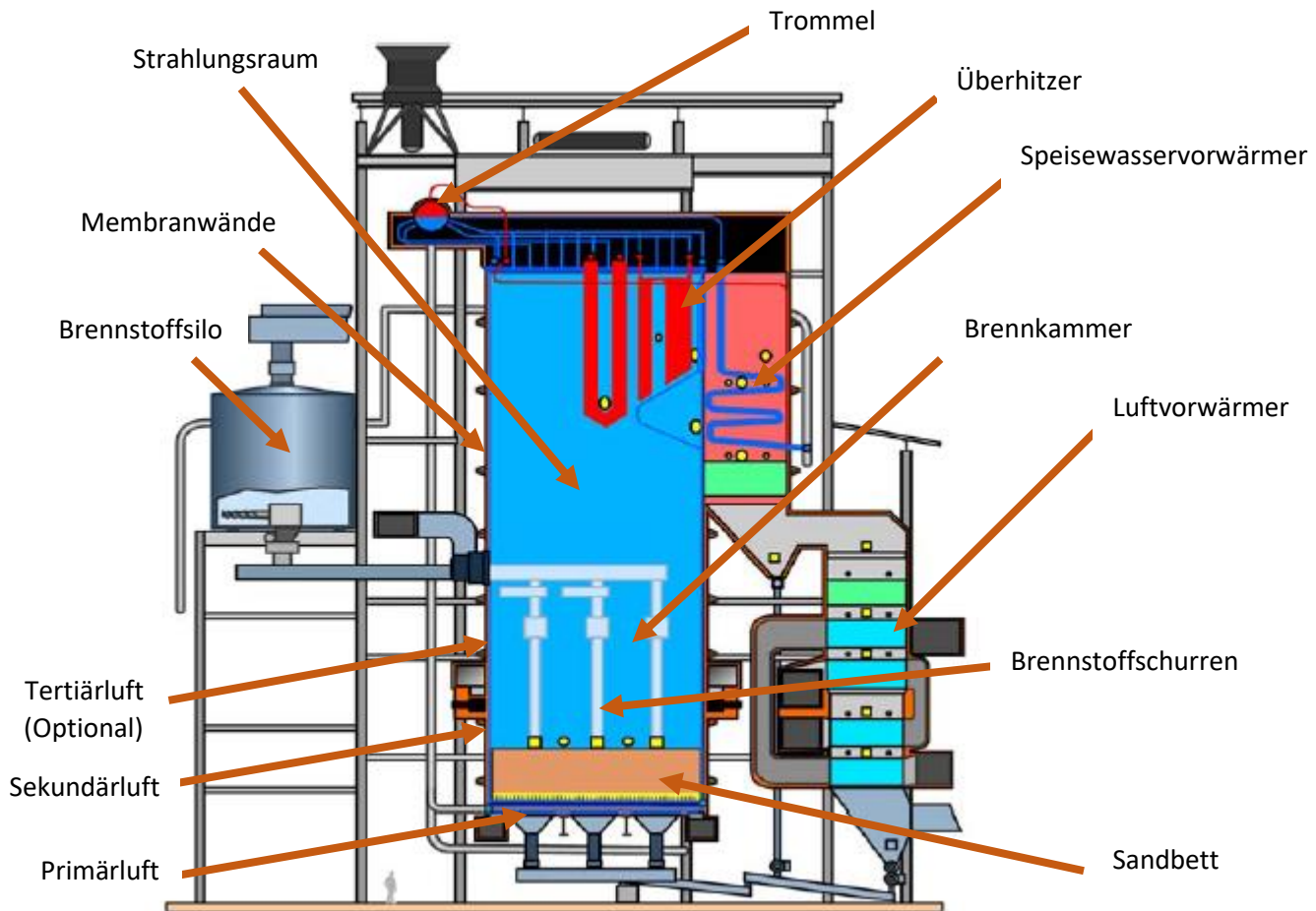


Abbildung 14: Aufbau blasenbildende Wirbelschicht (verändert nach Vakkilainen 2017, S. 217)

Das Bett (hellbraun), bestehend aus Sand, Asche und bei hoher Schwefelbeladung des Brennstoffes auch Kalkstein, mit Partikeln in der Größenordnung von 0,5 bis 2 mm ist Teil der Brennkammer und des Strahlungsraumes (hellblau). Die Bettmaterialtemperatur liegt zwischen 700°C als untere Grenze für eine entsprechende Verbrennungsqualität und 1000°C als obere Grenze um ein Sintern der einzelnen Partikel zu verhindern. Die Wände des Kessels bestehen aus vielen, miteinander verschweißten, Rohren und funktionieren als Verdampfer. Der Aufbau dieser sogenannten Membranwände ist in Abbildung 17 dargestellt. Die Überhitzer (dunkelrot) hängen direkt über der Brennkammer und grenzen an den ersten Zug (hellrot) an. Danach folgen

Speisewasservorwärmer (dunkelblau) und Luftvorwärmer je nach Kessel-Design im ersten oder zweiten Zug vor der hier nicht dargestellten Rauchgasnachbehandlung.

Links vom Kessel sieht man das Zufuhr-System für den Brennstoff. Von einem Speicher kommt der Brennstoff in das oben dargestellte Tagessilo (grau) und von dort aus über Schneckenförderer, Förderbänder und Schurren in die Brennkammer (vgl. Vakkilainen 2017, S. 217 ff.).

Wie in Kapitel 2.1 beschrieben, wird zum Einhalten von NO_x -Grenzwerten in der Regel eine Stufung der Verbrennungsluft vorgenommen, um eine effiziente Reduktionszone zu erhalten. Dabei wird die Luft auf zwei oder mehreren Ebenen in die Brennkammer zugeführt. Abbildung 15 zeigt den Aufbau einer Brennkammer mit Primär-, Sekundär- und Tertiärluft.

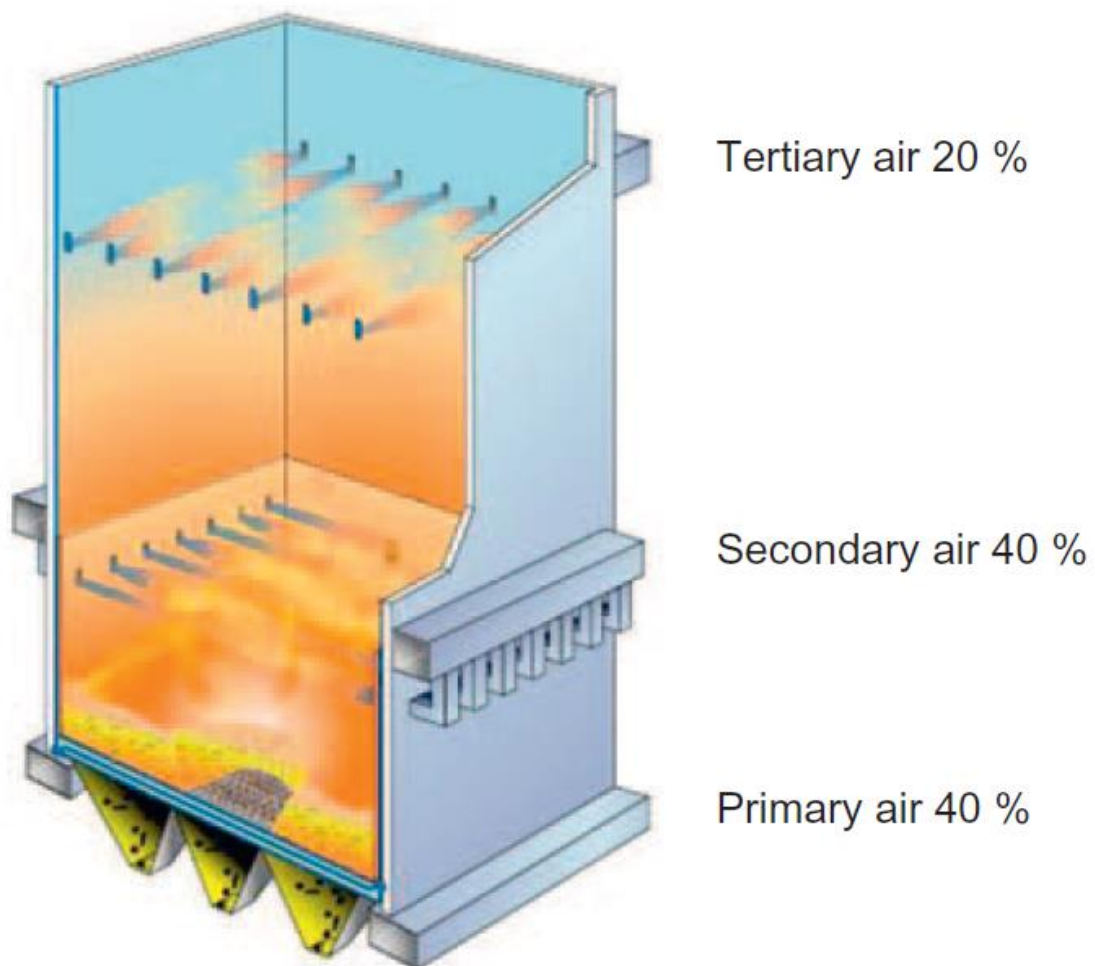


Abbildung 15: Stufung der Verbrennungsluft (Vakkilainen 2017, S. 220)

Primärluft wird über Düsen im Rost, bestehend aus wassergekühlten Rohren, am Boden der Brennkammer eingebracht und sorgt in Wirbelschichten für die Fluidisierung des Bettmaterials.

Abbildung 16 zeigt den typischen Aufbau dieser Primärluft-Düsen (vgl. Vakkilainen 2017, S. 219 f.).

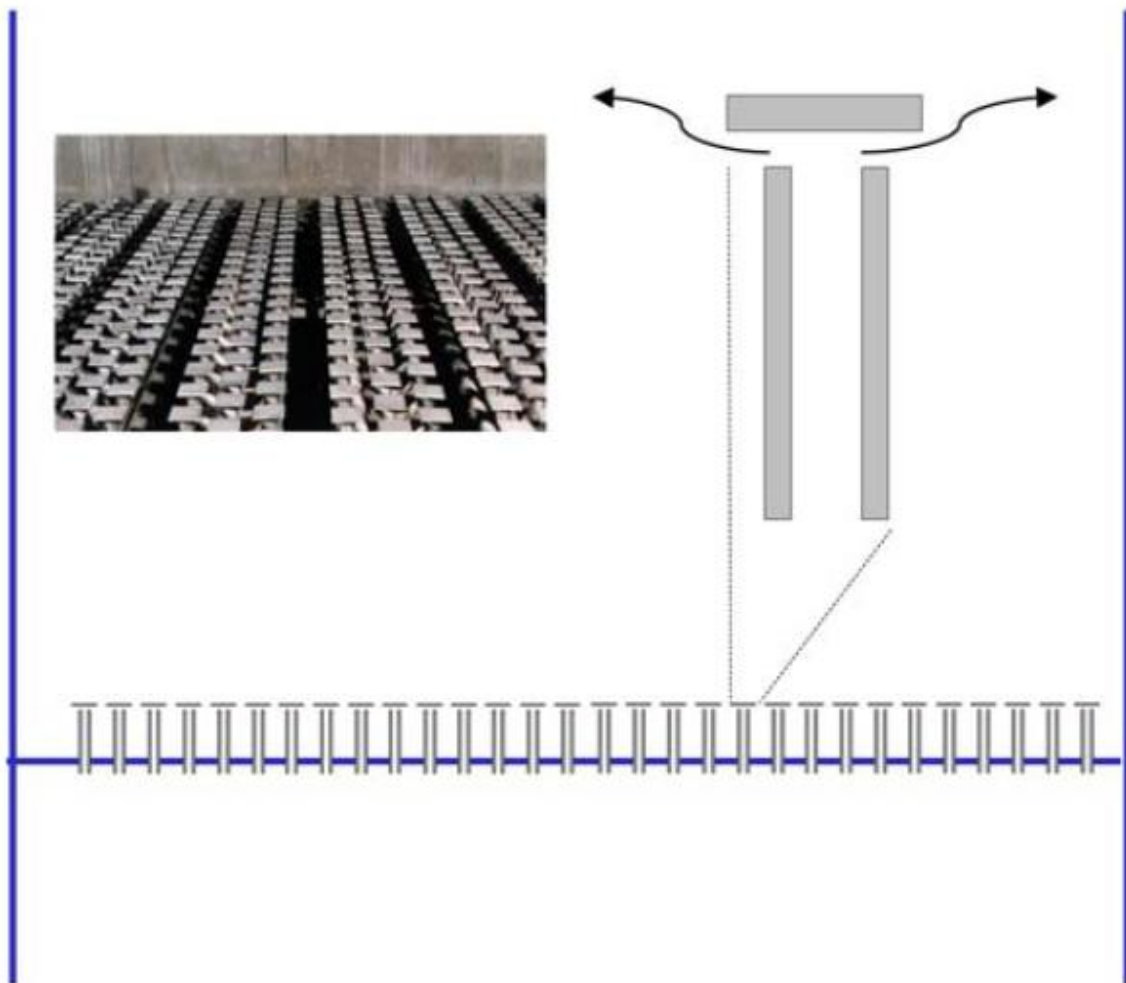


Abbildung 16: Primärluft-Düsen am Boden der Brennkammer (Vakkilainen 2017, S. 157)

Im Bereich der Sekundärluft wird der Brennstoff eingebracht. In diesem Übergangsbereich zwischen Bett und Leerzug läuft der Großteil der Mischungs- und Verbrennungsprozesse ab. Die möglichst vollständige Oxidation der teil- und unverbrannten Komponenten passiert im Bereich der Tertiärluft (vgl. Vakkilainen 2017, S. 219 f.).

Wie in Kapitel 2.1 beschrieben, ist bei der Verbrennung von Biomasse vor allem der mit dem Brennstoff eingebrachte Stickstoff und folglich das entstehende Brennstoff- NO_x relevant. Ziel der Luftstufung ist die Schaffung einer Reduktionszone im Bereich zwischen Primär- und Sekundär-, gegebenenfalls auch Tertiärluft mit einem unterstöchiometrischen Luftverhältnis von $\lambda < 1$. Die Aufteilung der Sekundärluft in Sekundär- und Tertiärluft dient der besseren Durchmischung der Luft mit den Brenngasen. In diesem Bereich erfolgt die teilweise Umwandlung

des mit dem Brennstoff eingebrachten Stickstoffs zu molekularem Stickstoff (N_2) wodurch die Bildung von NO und NO_2 (bzw. NO_x) reduziert wird (vgl. Nussbaum & Winter 2016, S. 712).

Die Wände der Brennkammer sind eine Schweißkonstruktion aus Rohren und Flossen, die zur Kühlung im Inneren mit einer Dampf-Wasser-Mischung durchströmt werden (vgl. Vakkilainen 2017, S. 167 ff.).

Der Aufbau dieser sogenannten Membran- oder Flossenwände ist in Abbildung 17 dargestellt.

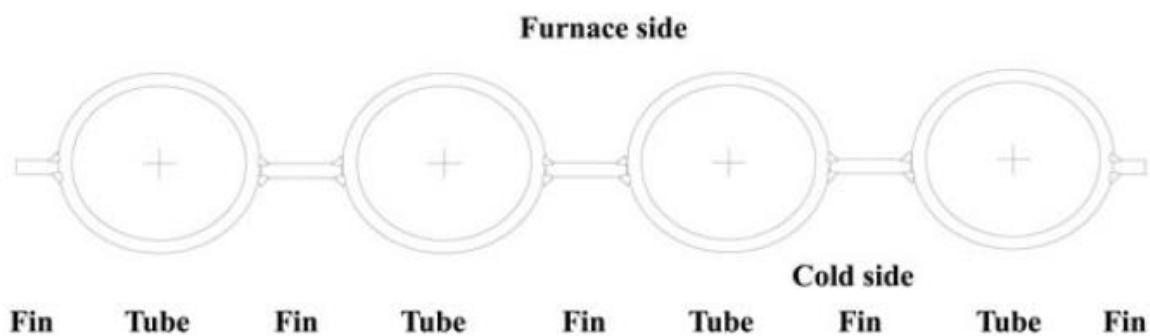


Abbildung 17: Aufbau einer Membranwand (Vakkilainen 2017, S. 169)

Im unteren Bereich der Brennkammer sind diese Wände zum Schutz vor Erosion und zum Halten der notwendigen Brennraumtemperatur mit einem hitzebeständigen Material verkleidet.

Direkt über der Brennkammer, im Bereich sehr heißer Rauchgase, befinden sich die Überhitzer. Diese können nach Art der Auslegung hinsichtlich Wärmeübertragung in Strahlungs- und Konvektivüberhitzer unterteilt werden (vgl. Vakkilainen 2017, S. 167 ff.).

Der erste Wärmetauscher über der Brennkammer ist in der Regel ein Strahlungswärmetauscher. Diese Überhitzer müssen eine hohe Beständigkeit in Bezug auf Ablagerungen und Temperatur aufweisen und werden aus hochtemperatur- und korrosionsbeständigen Legierungen gefertigt. Nach Verringerung der Rauchgastemperatur wird die Konvektion hauptverantwortlich für die Wärmeübertragung. Erfolgt weniger als die Hälfte der Wärmeübertragung durch Strahlung, so kommen konvektive Überhitzer zum Einsatz. Diese Rohrbündel sind oft im ersten Zug angeordnet und müssen hohen Temperaturen standhalten. Chrom und Nickel sind dafür wesentliche Legierungsbestandteile (vgl. Vakkilainen 2017, S. 170 ff.).

Speisewasservorwärmer, fast ausschließlich als Gegenstromwärmetauscher ausgeführt, haben eine deutlich geringere Temperaturbeanspruchung und können aus herkömmlichen Stählen gefertigt werden. Restriktionen hinsichtlich Ausführung und Aufbau können sich durch Tieftemperaturkorrosion ergeben, wenn das Rauchgas unter 150°C abgekühlt wird. Um den aufgrund der niedrigen Temperaturen kleinen Wärmeübergangskoeffizienten zu erhöhen, können auf die Rohre des Vorwärmers Rippen aufgeschweißt werden. Wegen der Gefahr von Ablagerungen wird diese Bauweise in Biomasseanwendungen nur sehr selten eingesetzt (vgl. Vakkilainen 2017, S. 171 f.).

Die Trommel stellt bei Zwangsumlaufkesseln das Verbindungsglied zwischen Speisewasservorwärmer, Verdampfer und Überhitzer dar und ist in Abbildung 18 dargestellt.

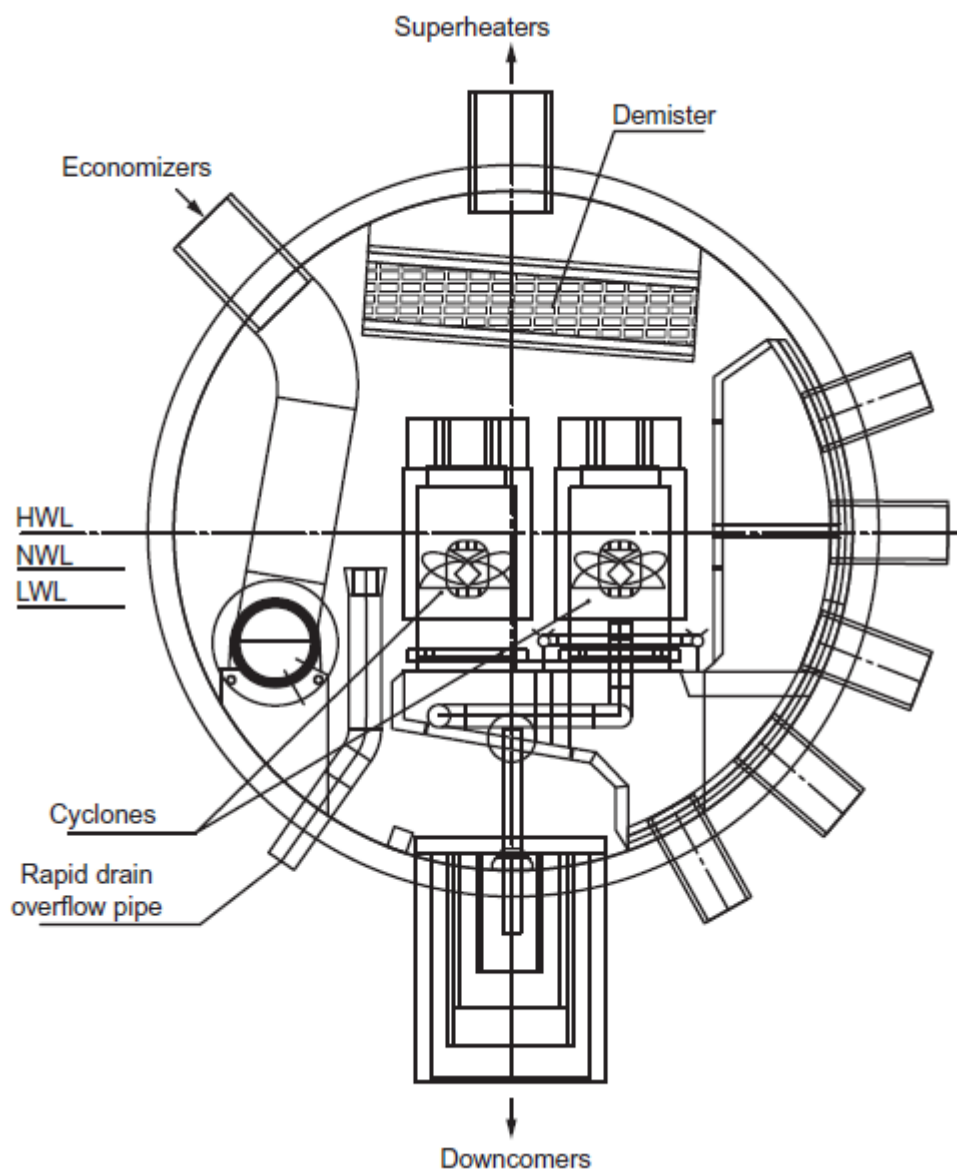


Abbildung 18: Trommel (Vakkilainen 2017, S. 101)

Hauptaufgabe der Trommel ist die Trennung von flüssigem Wasser und gasförmigem Dampf. Von den Speisewasservorwärmern strömt Wasser nahe der Sättigungstemperatur in die Trommel. Vom Boden der Trommel wird das Wasser über Fallrohre den Membranwänden zugeführt und während des Aufsteigens im Kessel teilweise verdampft, bevor das Wasser-Dampf-Gemisch wieder der Trommel zugeführt wird. Mit Hilfe von Zyklonen und Tropfenabscheidern wird die gasförmige Phase von der Flüssigen getrennt. Gesättigter Dampf strömt aus dem oberen Bereich der Trommel weiter zu den Überhitzern (vgl. Vakkilainen 2017, S. 101 f.).

Für einen effektiven Kesselbetrieb mit ausreichend hoher Brennraumtemperatur ist es beim Einsatz feuchter Brennstoffe notwendig, die Verbrennungsluft vorzuwärmen. Dies geschieht entweder mit Rauchgas oder Dampf in Wärmetauschern mit großen Oberflächen, um auch bei niedrigen Temperaturen ausreichenden Wärmeübergang zu erreichen. Es können herkömmliche Stähle eingesetzt werden, jedoch muss auch hier auf Niedertemperaturkorrosion geachtet werden (vgl. Vakkilainen 2017, S. 172 f.).

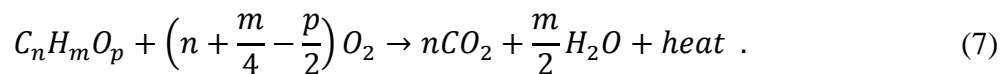
Während des Betriebes von Kesseln kommt es, spezielle bei der Biomasseverbrennung, zu Ablagerungsbildungen auf Oberflächen von Wärmeübertragern. Diese Verschmutzungen wirken wie eine Isolierungsschicht. Sie verringern den Wärmeübergang und enthalten außerdem Salze (z.B. KCl und NaCl), die korrosionsbeschleunigend wirken. Um ein regelmäßiges Abschalten des Kessels für Wartungsarbeiten zu vermeiden, müssen Wärmetauscher-Oberflächen während des Betriebes gereinigt werden. Dies geschieht meist mit Rußbläsern, die in regelmäßigen Intervallen die Oberflächen von Wärmetauschern reinigen (vgl. Vakkilainen 2017, S. 158 ff.).

Der Großteil der bei der Verbrennung anfallenden Asche kann über den Boden der Brennkammer entfernt werden. Ein Teil jedoch, die sogenannte Flugasche, folgt dem Rauchgasstrom durch den gesamten Kessel. Nach der Verwendung des Rauchgases für die Erwärmung von Wasser, Dampf und Luft muss vor der Übergabe zur Atmosphäre die verbleibende Asche vom Gas abgeschieden werden. Hierfür kommen in der Regel elektrostatische Abscheider oder Schlauchfilter zum Einsatz. Bei ersteren strömt das Rauchgas zwischen zwei Platten, an denen elektrische Hochspannung anliegt. Die Aschepartikel werden aufgeladen und von der Kollektorplatte angezogen. Schlauchfilter bestehen aus einem porösen Material durch dessen Poren das Rauchgas strömt. Sind Partikel im Rauchgas größer als die Poren, so lagern sich diese an der Filteroberfläche ab. Die Dicke dieser Ablagerungsschicht kann über die Druckdifferenz

errechnet werden. Bei Überschreiten eines Grenzwertes erfolgt die Reinigung üblicherweise mit Hilfe eines Druckluftimpulses in oder entgegen der Strömungsrichtung des Rauchgases (vgl. Vakkilainen 2017, S. 160 ff.).

2.5 Verbrennungsrechnung und Bilanzierung

Bei der vollständigen thermochemischen Umwandlung von Biomasse oxidiert der Festbrennstoff zu den Hauptprodukten Kohlenstoffdioxid (CO_2) und Wasserdampf (H_2O) nach folgender Reaktionsgleichung:



(Kaltschmitt 2013, S.265)

Geht man von einer vollständigen Verbrennung aus, so kann man für die Oxidation von Kohlenstoff (C) und Wasserstoff (H) die folgenden Teilreaktionen annehmen.



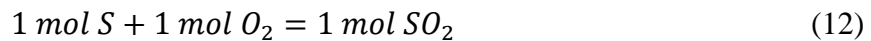
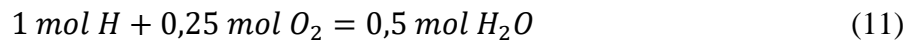
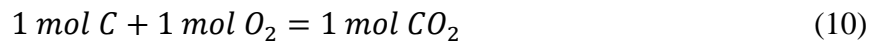
(Kaltschmitt 2013, S. 266)



(Kaltschmitt 2013, S. 267)

Neben den Hauptkomponenten Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H) und Sauerstoff (O) enthält Biomasse aber auch die Komponenten Schwefel (S), Stickstoff (N) und Asche. Asche wird bei der Verbrennungsrechnung in der Regel als inerter Bestandteil betrachtet. Schwefel oxidiert mit Sauerstoff zu Schwefeldioxid (SO_2) und ein Teil des Stickstoffs bildet die Stickoxide NO und NO_2 , zusammengefasst als NO_x . Für die Verbrennungsrechnung werden bei der Biomasse aufgrund ihrer vergleichsweise geringen Konzentrationen in der Regel die Reaktionen von Schwefel und Stickstoff vernachlässigt. Geht man von Luft als Oxidationsmittel aus, so wird der Brennkammer neben Sauerstoff auch Stickstoff zugeführt. Betrachtet man diesen als inerte Komponente so enthält das Rauchgas bei einem Luftverhältnis von $\lambda > 1$ neben dem überschüssigen Sauerstoff auch den an der Verbrennungsreaktion unbeteiligten Stickstoff (vgl. Höfer et al. 2016, S. 698 ff.).

Der für die vollständige Verbrennung benötigte Sauerstoff (O_2) hängt demnach vom Kohlenstoff-, Wasserstoff- und Sauerstoffgehalt des Brennstoffes ab. Die stöchiometrischen Reaktionsgleichungen je Spezies lauten wie folgt.



Der mit dem Brennstoff eingebrachte Sauerstoff vermindert den benötigten Luftsauerstoff. Weiters beeinflussen auch der im Brennstoff enthaltene Schwefel und Stickstoff den Verbrennungsluftbedarf. Der Mindestsauerstoffbedarf kann in Abhängigkeit der elementaren Zusammensetzung des Brennstoffes nach der folgenden Gleichung berechnet werden.

$$O_{2,min} = 1,87 \cdot c + 5,6 \cdot h + 0,8 \cdot n + 0,7 \cdot s - 0,7 \cdot o \quad (15)$$

(Hofbauer 2016, S. 831)

Mit $O_{2,min}$ Mindestsauerstoffbedarf für die vollständige Verbrennung
in $\text{kg/kg}_{\text{Brennstoff, trocken}}$
c, h, n, s, o Massenanteile der Brennstoffkomponenten Kohlenstoff, Wasserstoff, Stickstoff, Schwefel und Sauerstoff in $\text{kg/kg}_{\text{Brennstoff}}$

Der für die vollständige Verbrennung benötigte Luftbedarf berechnet sich aufgrund des Sauerstoffgehaltes von 23,2 Gew.-% in der Luft wie folgt.

$$L_{min} = \frac{O_{2,min}}{0,232} \quad (16)$$

(Hofbauer 2016, S. 831)

Mit L_{min} Mindestluftbedarf für die vollständige Verbrennung in $\text{kg/kg}_{\text{Brennstoff, trocken}}$

In Kapitel 5.1, Zusammensetzung des Rauchgases, wird eine Verbrennungsrechnung für den im Referenzprojekt verwendeten Brennstoff bei einem gegebenen λ von 1,27 durchgeführt.

3 Grundlagen der Wärmetauscherberechnung

Um Wärme von einem Medium auf ein anderes zu übertragen, muss eine Temperaturdifferenz vorliegen. Im Kessel geschieht das zum Beispiel zwischen dem heißen Rauchgas und Wasser bzw. Dampf. Der dabei stattfindende Wärmetransport kann in die drei unterschiedlichen Arten Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung unterteilt werden. Diese werden in den folgenden Kapiteln im Detail erläutert (vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 1 ff.).

3.1 Wärmeleitung

Wärmeleitung beschreibt den Transportprozess von Energie zwischen einzelnen Molekülen im Material. Die chaotischen Bewegungen der Moleküle nehmen mit steigender Temperatur zu. Diese kinetische Energie wird bei Zusammenstößen der Moleküle übertragen. Der Energietransport erfolgt von Teilchen mit höherer Energie auf Teilchen mit niedrigerer Energie (vgl. Stephan 2013, S. 19).

Für die weitere Betrachtung ist der Begriff der Wärmestromdichte bedeutend. Diese ist wie folgt definiert.

$$\dot{q} = \frac{d\dot{Q}}{dA} \text{ in W/m}^2\text{K} \quad (17)$$

(Stephan 2013, S. 19)

Mit \dot{Q} Wärmestrom in W
 A Fläche in m²

Die Wärmestromdichte beschreibt also den pro Fläche übertragenen Wärmestrom in W/m².

Die Wärmeleitung kann in allen Gasen, Flüssigkeiten und Festkörpern stattfinden und hängt einzig von der Wärmeleitfähigkeit λ (W/mK) des Stoffes ab. Sie kann auch durch das Fourier'sche Gesetz beschrieben und lautet wie folgt (vgl. Stephan 2013, S. 19 f.).

$$\dot{q} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad (18)$$

(Fourier 1822, in Stephan 2013, S. 20)

Mit λ Wärmeleitfähigkeit in W/mK
 T Temperatur in K
 x Koordinate

Ein positiver Wärmestrom zeigt stets in die Richtung des negativen Temperaturgradienten. Daraus ergibt sich das negative Vorzeichen vor der Wärmeleitfähigkeit λ auf der rechten Seite der obigen Gleichung (vgl. Stephan 2013, S. 20).

Der Vorgang der Wärmeleitung durch eine ebene Wand mit der Dicke s und Wärmeleitfähigkeit λ ist in Abbildung 19 dargestellt.

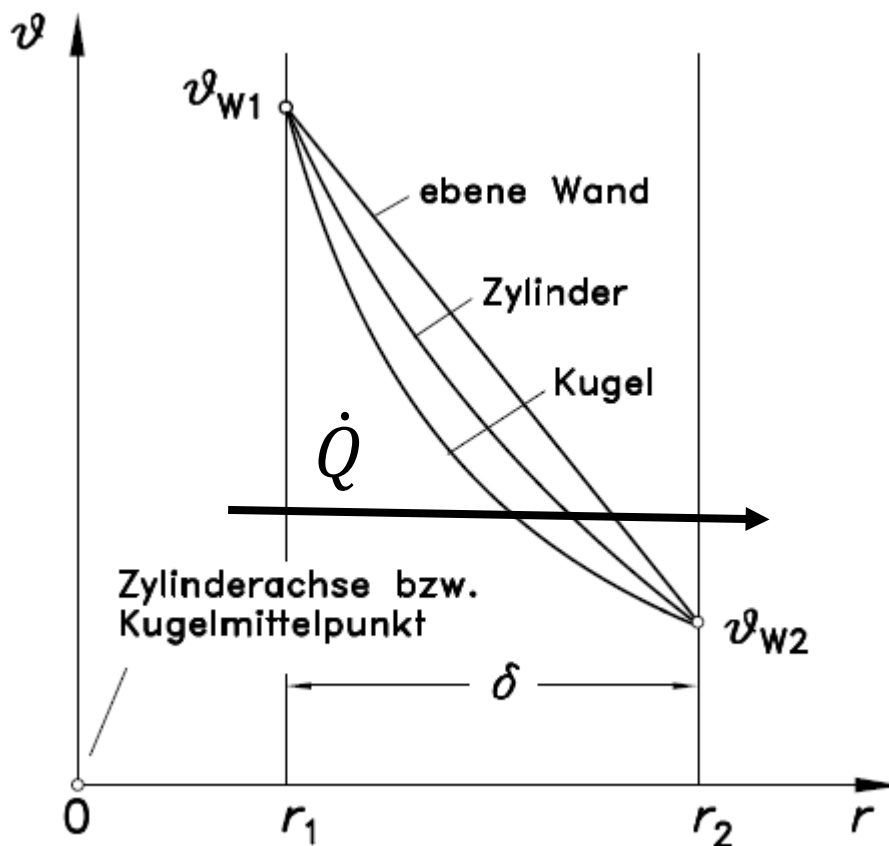


Abbildung 19: Wärmeleitung durch ebene Wand (verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 9)

Der Wärmestrom \dot{Q} fließt in x-Richtung vom höheren Temperaturniveau ϑ_1 zum niedrigeren ϑ_2 . Die Wärmeleitfähigkeit λ beschreibt den übertragbaren Wärmestrom pro Längeneinheit und pro Grad Temperaturdifferenz und ist abhängig von Druck und Temperatur (vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 2 ff.).

Für die erstellte Wärmetauscherberechnung in Kapitel 5 ist die Wärmeleitung in Bezug auf Wärmedurchgang durch die Rohrwände der Heizflächen inklusive der Depositionsschicht, die mitunter einen hohen Wärmeleitwiderstand hat, von Bedeutung.

3.2 Wärmeübergang durch Konvektion

Während die Wärmeleitung auf mikroskopischer Ebene stattfindet, ist bei der Konvektion der Transport von zum Beispiel Masse, Impuls und Energie aufgrund makroskopischer Bewegung des Fluids verantwortlich. Der konvektive Wärmeübergang beschreibt also auch den Transport von Wärme zwischen einem strömenden Medium und einer festen Wand. Neben der konvektiven Wärmeübertragung durch das Rauchgas hat bei Wirbelschichten, wie in Kapitel 2.4 erwähnt, vor allem die Partikelkonvektion einen wesentlichen Einfluss auf den Wärmeübergang. Der wandnahe Bereich mit großen Geschwindigkeits- und Temperaturgradienten wird als Grenzschicht bezeichnet und kann mathematisch mit der sogenannten Grenzschichttheorie beschrieben werden (vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 10 ff.).

Die dafür verwendete dimensionslose Korrelation ist die Prandtl-Zahl.

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (19)$$

(vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 22)

Wobei die Temperaturleitfähigkeit des Fluids a wie folgt definiert ist.

$$a = \frac{\lambda}{\rho c_p} \quad (20)$$

(vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 22)

Mit	ν	Kinematische Viskosität in m^2/s
	λ	Wärmeleitfähigkeit des Fluids in W/mK
	ρ	Dichte des Fluids in kg/m^3
	c_p	Spezifische Wärmekapazität des Fluids bei konstantem Druck in $\text{J}/\text{kg K}$

Die Prandtl-Zahl bildet das Verhältnis von Geschwindigkeits- zu Temperaturgrenzschicht ab. Sie liegt in diesem Anwendungsfall im Bereich von $0,7 \leq Pr \leq 0,8$.

Abbildung 20 zeigt ein typisches Geschwindigkeits- und Temperaturprofil mit den jeweiligen Grenzschichten δ_w (Geschwindigkeitsgrenzschicht) und δ_T (Temperaturgrenzschicht).

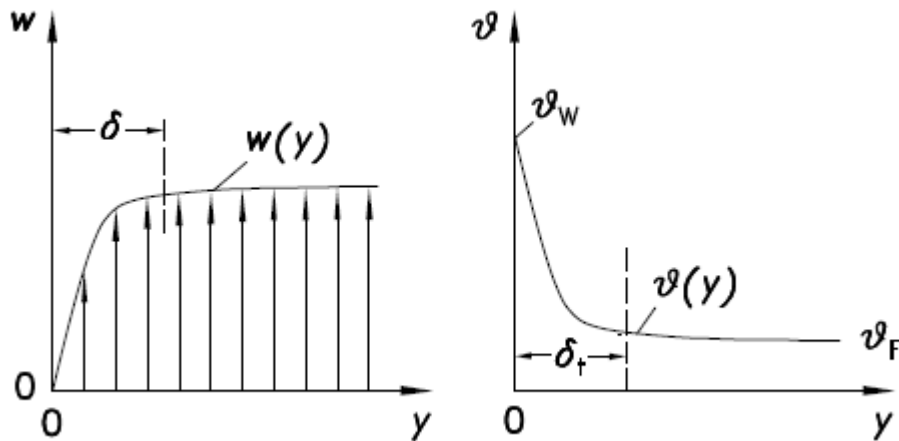


Abbildung 20: Strömungsprofil (links) und Temperaturprofil (rechts) (Baehr & Stephan 2019, S. 12)

Im Gegensatz zur Wärmeleitung hängt der konvektive Wärmeübergang nicht nur von den Stoffwerten des Fluids, sondern auch von der Art und Geschwindigkeit der Strömung ab.

Die Wärmestromdichte für Konvektion kann wie folgt definiert werden.

$$\dot{q} = \alpha(T_W - T_F) \quad (21)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 12)

Mit T_W Wandtemperatur in K
 T_F Fluidtemperatur in K

Der Wärmeübergangskoeffizient α in $\text{W/m}^2\text{K}$ fasst die komplexen Abhängigkeiten von Wärmestromdichte und Ausprägung des Geschwindigkeits- und Temperaturprofils zusammen und hängt im Wesentlichen vom Fluid und dessen temperaturabhängigen Stoffwerte, der Strömung und der Geometrie und Oberfläche der Wand ab. Direkt an der Wand ist aufgrund der Haftbedingung die Fluidgeschwindigkeit gleich null. Die Wärmeübertragung kann somit nur aufgrund Wärmeleitung erfolgen (vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 10 ff.).

Demnach gilt:

$$\dot{q} = -\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} . \quad (22)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 12)

Aus den Gleichungen (21) und (22) folgt die Annäherung für die Dicke der thermischen Grenzschicht zu

$$\delta_T \approx \frac{\lambda}{\alpha}. \quad (23)$$

Abbildung 21 veranschaulicht die oben beschriebene Annäherung.

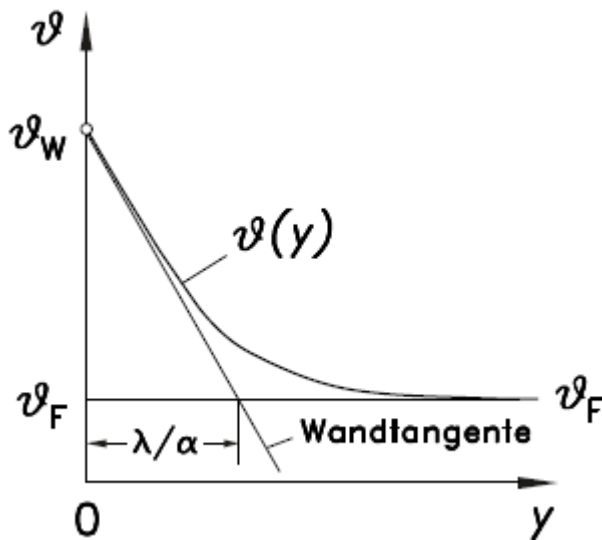


Abbildung 21: Annäherung der thermischen Grenzschicht (Baehr & Stephan 2019, S. 13)

Der Wärmeübergangskoeffizient α kann bei bekanntem Temperaturprofil demnach wie folgt berechnet werden.

$$\alpha = -\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \frac{1}{T_W - T_F} \quad (24)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 12)

Mit T_W Wandtemperatur in K
 T_F Fluidtemperatur in K

In der Regel kennt man den Temperaturverlauf jedoch nicht. Aus diesem Grund wurden zahlreiche Messungen und Experimente durchgeführt und in dimensionslosen Korrelationen zum Ausdruck gebracht. Für den Wärmeübergangskoeffizienten α ist das die Nusselt-Zahl mit folgender Definition.

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (25)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 19)

Mit L Charakteristische Länge in m
 λ Wärmeleitfähigkeit des Fluids in W/mK

Bei Verwendung der Nusselt-Korrelation ist es wichtig, zwischen den beiden Konvektionsarten freie und erzwungene Konvektion zu unterscheiden. Bei erzwungener Konvektion wird die Strömung durch äußere Krafteinwirkung erzeugt. Zur Beschreibung dieser Strömungsform wird die Reynolds-Zahl verwendet.

$$Re = \frac{wL}{\nu} \quad (26)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 22)

Mit w Charakteristische Strömungsgeschwindigkeit in m/s
 L Charakteristische Länge in m
 ν Kinematische Viskosität des Fluids in m²/s

Bei freier Konvektion wird die Strömung des Fluids durch innere Kräfte, wie zum Beispiel Druckunterschiede hervorgerufen, die durch die Schwerkraft aufgrund von Temperatur- bzw. dadurch induzierte Dichteunterschiede erzeugt werden. Für diese Form der Wärmeübertragung ist die Grashof-Zahl bedeutend (vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 25 ff.).

$$Gr = \frac{L^3 g \beta \Delta T}{\nu^2} \quad (27)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 27)

Mit L Charakteristische Länge in m
 g Erdbeschleunigung in m/s²
 β Thermischer Ausdehnungskoeffizient in 1/K
 ΔT Temperaturdifferenz in K
 ν Kinematische Viskosität des Fluids in m²/s

Im Wesentlichen kann damit die Abhängigkeit der Nusselt-Zahl zusammenfassend mit

$$Nu = f(Gr, Pr, Geometrie) \quad (28)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 27)

für die freie Konvektion und

$$Nu = f(Re, Pr, Geometrie) \quad (29)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 23)

für die erzwungene Konvektion beschrieben werden.

Abbildung 22 zeigt typische Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten α bei unterschiedlichen Anwendungsfällen.

2–25	W/m^2K	für freie Konvektion in Gasen
10–1000	W/m^2K	für freie Konvektion in Flüssigkeiten
25–250	W/m^2K	für erzwungene Konvektion in Gasen
50–20000	W/m^2K	für erzwungene Konvektion in Flüssigkeiten
2500–100000	W/m^2K	für kondensierende oder siedende Fluide

Abbildung 22: Größenordnung des Wärmeübergangskoeffizienten α (Stephan 2013, S. 22)

Daraus ist ersichtlich, dass der Wärmeübergang durch Konvektion bei Flüssigkeiten meist größer ist als jener bei Gasen. Ein sehr großer Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten ergibt sich für Strömungen mit Phasenumwandlung (vgl. Stephan 2013, S. 22).

Relevant für die Betrachtung der Wärmetauscher in der Wirbelschicht ist zum einen die erzwungene Konvektion rauchgasseitig (25 – 250 W/m^2K) und zum anderen die erzwungene Konvektion wasser- bzw. dampfseitig (50 – 20000 bzw. 25 – 250 W/m^2K).

Für die Membranwände als Verdampfer gilt der Wertebereich von 2500 – 100000 W/m^2K für siedende Fluide.

Die folgende Abbildung zeigt das Zusammenspiel von Wärmeübergang und Wärmeleitung am Beispiel einer ebenen Wand.

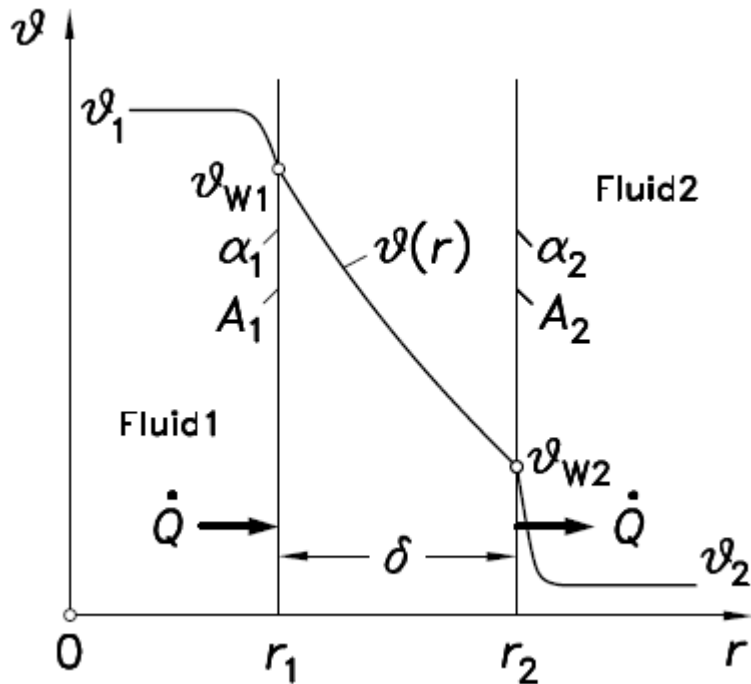


Abbildung 23: Wärmeübergang und -leitung durch eine ebene Wand (Baehr & Stephan 2019, S. 35)

In diesem Fall erfolgt der Wärmeübergang vom Fluid 1 zur Wand mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α_1 . Danach folgt die Wärmeleitung durch die Wand, wie in Kapitel 3.1 beschrieben und schließlich gibt es den konvektiven Wärmeübergang von der Wand zu Fluid 2 mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α_2 (vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 34 ff.).

3.3 Wärmeübergang durch Strahlung

Als Wärmestrahlung werden elektromagnetische Wellen bezeichnet, die jeder Körper abhängig von seiner Temperatur aussendet. Die Wärmeübertragung durch Strahlung ist abhängig von der vierten Potenz der Temperatur und nicht an ein Medium gebunden, sie findet also auch im Vakuum statt.

Der sogenannte schwarze Körper kann die größte Energiestromdichte im Vergleich zu einem realen Körper ausstrahlen und gilt als Basis für weitere Betrachtungen. Diese Energiestromdichte beschreibt den Energietransport pro Fläche und Zeit und berechnet sich nach der folgenden Gleichung (vgl. Stephan 2013, S. 22).

$$\dot{e}_s = \sigma T^4 \text{ in W/m}^2 \quad (30)$$

(Stephan 2013, S. 22)

Mit σ Stefan-Boltzmann-Konstante in $\text{W/m}^2\text{K}^4$
 T Temperatur in K

Weiters kann für die Betrachtung des Wärmetransportes die Energiedichte mit der Wärmestromdichte gleichgesetzt werden.

$$\dot{q}_s = \dot{e}_s = \frac{d\dot{Q}_s}{dA} \text{ in W/m}^2 \quad (31)$$

(Stephan 2013, S. 22)

Mit σ Stefan-Boltzmann-Konstante in $\text{W/m}^2\text{K}^4$
 T Temperatur in K

Der Index s steht für den schwarzen Körper und die Stefan-Boltzmann-Konstante σ beträgt $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ (vgl. Stephan 2013, S. 22).

Die ausgestrahlte Energiestromdichte des realen Körpers ist geringer als jene des schwarzen Körpers. Diese Tatsache wird mit dem sogenannten Emissionsgrad ε berücksichtigt. Dieser hängt von Material und Oberflächenbeschaffenheit sowie oft auch von Temperatur, Strahlungsrichtung und Wellenspektrum ab und liegt für reale Körper zwischen null und eins (vgl. Stephan 2013, S. 22).

Die Energiestromdichte eines realen Körpers berechnet sich somit nach folgender Gleichung.

$$\dot{e} = \varepsilon \dot{e}_s = \varepsilon \sigma T^4 \text{ in W/m}^2 \quad (32)$$

(Stephan 2013, S. 22)

Typische Werte für Emissionskoeffizienten von Wandoberflächen (Index W) sind in der folgenden Abbildung dargestellt (vgl. Strauß 2009, S. 166).

Material	ε_W
Gusseisen oxidiert	0,5 – 0,7
Stahl oxidiert	0,6 – 0,8
Stahl poliert	0,07 – 0,1
Schlacke	0,6 – 0,7

Abbildung 24: Emissionskoeffizienten verschiedener Wandoberflächen (Strauß 2009, S. 166)

Wärmestrahlung kann jedoch nicht nur von Festkörpern ausgehen. Auch Flüssigkeiten und Gase emittieren entsprechend ihrer Temperatur elektromagnetische Wellen. Für die durchgeführte Wärmetauscherberechnung spielt somit auch die Gasstrahlung eine wichtige Rolle.

Speziell dreiatomige Gase wie CO₂ und H₂O haben gute Strahlungseigenschaften.

Die Wärmestrahlung bei Gasen hängt im Wesentlichen vom Partialdruck, der Schichtdicke und der Temperatur ab (vgl. Vortmeyer & Kabelac 2013, S. 1115 f.).

Der Wärmeaustausch aufgrund von Strahlung zwischen einem Gaskörper und einer Wand kann nach folgender Gleichung berechnet werden (vgl. Vortmeyer & Kabelac 2013, S. 1121).

$$\dot{Q}_{gw} = A\sigma \frac{\varepsilon_w}{1 - (1 - \varepsilon_w)(1 - A_v)} (\varepsilon_g T_g^4 - A_v T_w^4) \quad \text{in W.} \quad (33)$$

(Vortmeyer & Kabelac 2013, S. 1121)

Mit	\dot{Q}_{gw}	Ausgetauschter Energiestrom zwischen Gas und Wand in W
	A	Für den Strahlungsaustausch relevante Oberfläche in m ²
	σ	Stefan-Boltzmann-Konstante in W/m ² K ⁴
	ε_w	Emissionsgrad der Wand
	ε_g	Emissionsgrad des Gases bzw. Gasgemisches
	A_v	Absorptionsgrad des Gasvolumenkörpers
	T_g	Temperatur des Gaskörpers in K
	T_w	Temperatur der Wand in K

Für die erstellte Wärmetauscherberechnung wird zum einen der Strahlungsaustausch zwischen Sandbett und Membranwänden (Kapitel 5.2) und zum anderen die Strahlung des den Überhitzer umgebenden Gaskörpers (Kapitel 5.3) betrachtet.

Aus der oben angeführten Gleichung kann die Rechengröße α_s gebildet werden. Diese hängt von der dritten Potenz der Temperaturdifferenz ab und berechnet sich wie folgt.

$$\alpha_s = \frac{\dot{Q}_{gw}}{A \cdot (T_m - T_w)} \quad (34)$$

Mit	T_m	Mittlere Gastemperatur in K
	T_w	Wandtemperatur in K

Mit dem Einfluss der Wärmestrahlung kann ein gemeinsamer Wärmeübergangskoeffizient α_a (Index a für „außen“) für die Kombination von Konvektion und Strahlung berechnet werden (vgl. Strauß 2009, S. 211 f.).

$$\alpha_a = \frac{\alpha_K A_K + \alpha_S A_S}{A_a} \quad \text{in W/m}^2\text{K} \quad (35)$$

(Strauß 2009, S. 212)

Mit	α_K	Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion in W/m ² K
	A_K	Konvektivheizfläche in m ²
	α_S	Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung in W/m ² K
	A_S	Strahlungsheizfläche in m ²
	A_a	Äußere Heizfläche (meist mit $A_a = A_K$) in m ²

4 Methodik zur Modellierung einer stationären Wirbelschicht in CADSIM Plus

Das Prozessmodell wurde mit der dynamischen Simulationssoftware CADSIM Plus aufgebaut. Als Vorlage diente ein kürzlich umgesetztes Projekt und die von Herstellerseiten gegebenen Prozessgarantien. Der Aufbau der Wirbelschicht entspricht dem heutigen Stand der Technik.

4.1 Programmpaket CADSIM Plus

CADSIM Plus von der Firma Aurel Systems Inc. mit Sitz Kanada ist eine Simulationssoftware für chemische Prozesse. Neben der Berechnung von Massen- und Energiebilanzen bietet die Software auch die Möglichkeit, dynamische Simulationen mit Hilfe von Kontrolllogik durchzuführen (Aurel Systems Inc. 2019, o. S.).

4.2 Referenzprojekt

Als Referenzprojekt diente ein der Partnerfirma vorliegendes Angebot und die darin festgehaltenen Prozessgarantien für eine blasenbildenden Wirbelschicht aus dem Jahr 2021. Sämtliche Kesseldimensionen sowie Parameter der Fluid- und Brennstoffströme finden sich in der Dokumentation.

Die Brennstoffleistung der stationären Wirbelschicht beträgt 40 MW_f mit Rinde als Brennstoff.

Der Kessel erzeugt 46,2 Tonnen Frischdampf mit 98 bar Absolutdruck und 500°C pro Stunde. Das Speisewasser wird dem Kessel mit 137°C bei 104,5 bar(a) zugeführt. Das Luftverhältnis λ beträgt 1,27. 55% der Verbrennungsluft werde als Primärluft mit einer Temperatur von 259°C und die restlichen 45% als Sekundärluft mit einer Temperatur von 155°C in die Brennkammer eingebracht.

Die Erfüllungsgarantien des Herstellers, Werte aus der Literatur, Massen- und Energiebilanzen aus der Verbrennungsrechnung sowie ein mit IPSEpro erstelltes Vergleichsmodell werden zur Validierung des Prozessmodells herangezogen. Die physikalische Gültigkeit der, aus der Simulation erhaltenen, Ergebnisse zum Wärmeübergang wird durch eine separat erstellte Wärmetauscherberechnung überprüft. Dieser Vergleich folgt in Kapitel 6.

4.3 Aufbau des Modells

Einleitend werden in diesem Kapitel die wesentlichen Massen- und Energieströme der Wirbelschicht erläutert. Diese sind stark vereinfacht in der nachfolgenden Abbildung dargestellt.

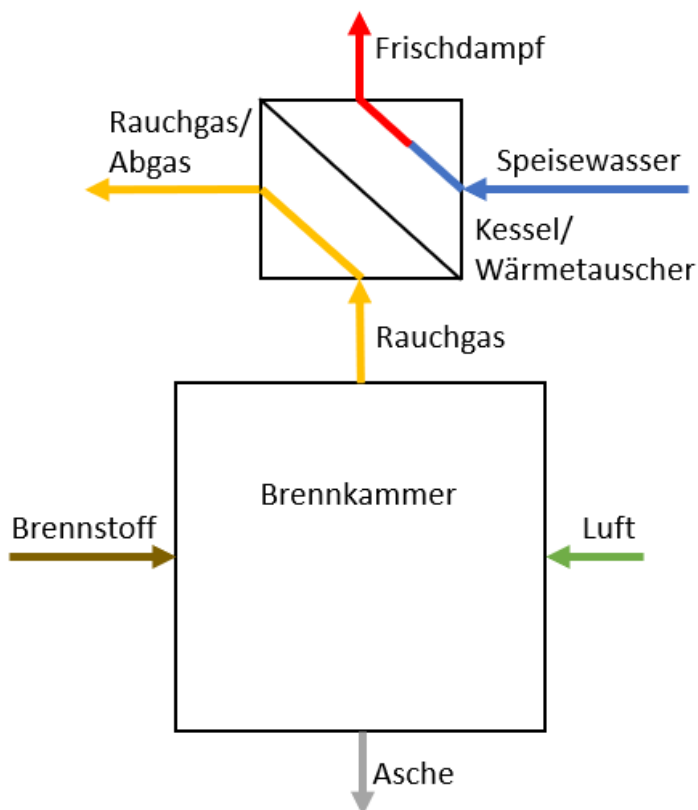


Abbildung 25: Massen- und Energieströme der stationären Wirbelschicht (eigene Darstellung)

Der Brennkammer werden Luft und Brennstoff zugeführt. Nach der thermochemischen Umwandlung verlassen die Brennkammer zum einen Asche und zum anderen Rauchgas. Die heißen Rauchgase werden für das Erwärmen, Verdampfen und Überhitzen von Wasser bzw. Dampf verwendet. Strahlungswärmeverluste werden bei der Erstellung des Modells vernachlässigt, können in weiterer Folge jedoch ohne großen Aufwand miteinbezogen werden. Der Wärmetauscher über der Brennkammer in der obigen Abbildung fasst vereinfacht alle drei dieser Prozessschritte zusammen.

Somit gibt es für die betrachtete stationäre Wirbelschicht die eingehenden Massen- und Energieströme Brennstoff, Luft und Speisewasser. Ausgehende Massen- und Energieströme sind zum einen der für weitere Prozessschritte benötigte Frischdampf, das Rauchgas sowie die Asche.

Aufgrund der grafisch schlechten Darstellung des Modells in CADSIM Plus wurde dieses zur nachfolgenden Beschreibung in PowerPoint übertragen. Der unten dargestellte Aufbau des Kessels in Abbildung 26 entspricht exakt jenem in der Simulationssoftware.

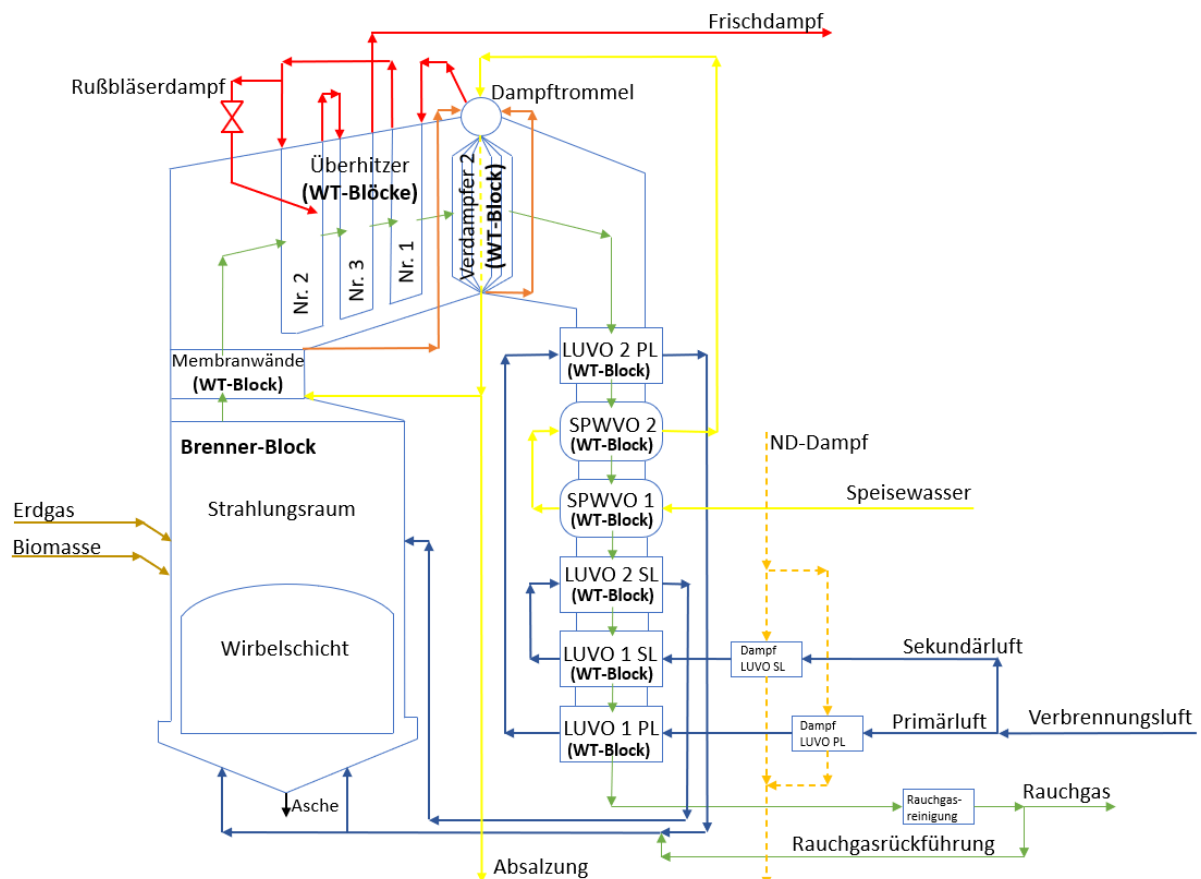


Abbildung 26: Aufbau des Modells einer blasenbildenden Wirbelschicht (eigene Darstellung)

In der verwendeten Software werden Modelle aus einzelnen Blöcken aufgebaut. Nach Benennung dieser Blöcke verlangt CADSIM Plus entsprechend vordefiniert Art und Anzahl von ein- und ausgehenden Strömen sowie für die Berechnung benötigte Prozessvariablen/-parameter.

Auf die zugrundeliegenden Berechnungsmethoden hat der Anwender keine Einsicht, jedoch können spezifisch benötigte Variablen/Parameter eigens – wie in Abschnitt 4.4 gezeigt - definiert werden.

Beginnend mit einem Brenner-Block und den eingehenden Strömen Brennstoff - Biomasse und Erdgas zum Starten des Kessels - und Luft, aufgeteilt in Primär- und Sekundärluft, werden Rauchgas und Asche als ausgehende Ströme berechnet.

Die Aufteilung von Brennstoff und Luft hat keinen Einfluss auf das Modell, da dieses nur je einen Eingang vorsieht. Das Erdgas ist der Biomasse und die Sekundärluft der Primärluft beigemischt.

In der obigen Abbildung sind die Membranwände repräsentativ als Wärmetauscher (WT-Block) nach dem Brenner-Block angeordnet, da die Software nur eine Serienschaltung der einzelnen Blöcke zulässt. In der Realität sind alle umgebenden Wände des Strahlungsraumes und der Wirbelschicht als Membranwände ausgeführt. Diese Tatsache wird in der Wärmetauscherberechnung in Kapitel 5.2 berücksichtigt.

Das entstehende Rauchgas (grüne Pfeile) strömt also aus dem Brenner weiter zu den als Verdampfer fungierenden Membranwänden.

Wird einem Block der Name „Burner“ gegeben, so verlangt dieser die Eingabe der folgenden Variablen:

- HeatOut → Vom Brenner erzeugte Wärmeleistung (optional)
- BottomAshTemperature → Temperatur der aus dem Kessel ausgebrachten Asche
- BARK_%C → Kohlenstoffgehalt des Brennstoffs
- BARK_%H → Wasserstoffgehalt des Brennstoffs
- BARK_%S → Schwefelgehalt des Brennstoffs
- BARK_%O → Sauerstoffgehalt des Brennstoffs
- BARK_%N → Stickstoffgehalt des Brennstoffs
- BARK_%Inerts → Anteil der inerten Komponenten im Brennstoff
- BARK_HHV → Oberer Heizwert des Brennstoffs
- BARK_CToBottomAsh → Anteil des mit der Asche ausgebrachten Kohlenstoffs

- %BlowDownFlow → Absalzung aus der Trommel als prozentueller Anteil des Speisewassers
- %SootBlowingFlow → Rußbläser-Dampf als prozentueller Anteil des Frischdampfes
- RadiationLoss → Wärmeverlust an die Umgebung
- UnmeasuredHeatLoss → Andere Wärmeverluste (optional)

Diese sind mit den entsprechenden Werten aus dem Referenzprojekt in der nachfolgenden Tabelle dargestellt.

Tabelle 1: Eingabeparameter CADSIM Plus Modell

	Einheit	Wert aus Referenzprojekt
HeatOut	GJ/d	0,00
BottomAshTemperature	°C	400,00
BARK_%C	Gew.-% (d.b.)	52,32
BARK_%H	Gew.-% (d.b.)	5,80
BARK_%S	Gew.-% (d.b.)	0,06
BARK_%O	Gew.-% (d.b.)	37,00
BARK_%N	Gew.-% (d.b.)	0,45
BARK_%Inerts	Gew.-% (d.b.)	4,37
BARK_HHV	GJ/t	21,18
BARK_CToBottomAsh	% von C aus dem Brennstoff	0,01
%BlowDownFlow	% des Speisewassers	1,00
%SootBlowingFlow	% des Frischdampfes	1,00
RadiationLoss	% der Brennstoffwärme	0,00
UnmeasuredHeatLoss	% der Brennstoffwärme	0,00

Der Verdampfer wird mit einem Teil des zu verdampfenden Wassers aus der Trommel gespeist. Gesättigtes Wasser tritt in den Wärmetauscher ein, wird verdampft und danach wieder der Trommel zugeführt.

Wird ein Block mit dem Namen „Exchanger“ versehen, so verlangt dieser zwei eingehende und zwei ausgehende Ströme - je Ein- und Auslass des heißen und kalten Fluids.

Die Software verlangt die Eingabe der Wasser- bzw. Dampftemperaturen, -drücke und -massenströme. Daraus wird die zur Erwärmung benötigte Energie und damit schließlich die Rauchgastemperatur nach dem Wärmetauscher berechnet.

Weitere benötigte Variablen und deren Werte aus dem Referenzprojekt sind:

- Is_Counterflow → „1“ für Gegenstrom- und „0“ für Gleichstromwärmetauscher
- Tube_Area → Wärmetauscheroberfläche
- Heat_Loss → Wärmeverluste

Diese sind in der nachfolgenden Tabelle angegeben.

Tabelle 2: Eingabeparameter Wärmetauscher CADSIM Plus

	Einheit	Wert aus Referenzprojekt
Is_Counterflow	-	0 (Gleichstrom)
Tube_Area	m ²	448,50
Heat_Loss	%	0,00

Nach den Membranwänden folgen in Rauchgasrichtung drei Überhitzer und ein weiterer Verdampfer, der den restlichen Teil des benötigten Wassers verdampft. Auch hier strömt gesättigtes Wasser aus der Trommel in den Wärmetauscher, wird verdampft und anschließend wieder der Trommel zugeführt. Die Nummerierung der Überhitzer erfolgt in Dampfrichtung.

Die drei Überhitzer und der Verdampfer 2 verlangen dieselben Eingabevariablen wie in Tabelle 2 für die Membranwände als Verdampfer angegeben.

Die Trommel selbst ist als „Separator“ ausgeführt und trennt flüssige von gasförmiger Phase. Ein Teil des Wassers - üblicherweise zwischen 1 und 5% - wird als Absatzung aus der Trommel entfernt. Das zur Absatzung entnommene, gesättigte Wasser aus der Trommel stellt genau genommen einen Verlust dar. In der Regel wird jedoch ein möglichst großer Teil dieser Energie über Wärmetauscher in den Prozess zurückgeführt.

Weiter in Rauchgasrichtung folgen vier Luftvorwärmer, zwei Speisewasservorwärmer und die Rauchgasreinigung. Alle Vorwärmer sind auch hier als Wärmetauscher-Blöcke ausgeführt. Ein Teil des Rauchgases wird nach der Reinigung mit der Verbrennungsluft vermischt und zurück in die Brennkammer geleitet. Der Rest wird über den Schornstein an die Atmosphäre übergeben. Die Rauchgasrückführung dient in erster Linie der Regelung der Wirbelschicht- und Rauchgastemperatur.

Weiters wurden optional noch zwei Niederdruckdampf-Luftvorwärmer vorgesehen.

Alle eingesetzten Wärmetauscher-Blöcke berechnen den Wärmeübergang lediglich auf Basis einer Energiebilanz, vollkommen ungeachtet der physikalischen Gültigkeit der errechneten

Werte. Um zu überprüfen, ob die entsprechenden Wärmemengen auch tatsächlich übertragen werden können, wurde in Kapitel 5 eine Wärmetauscherberechnung durchgeführt. Diese soll das Prozessmodell ergänzen (z.B. Berücksichtigung von Ablagerungsbildung und Untersuchungen hinsichtlich Dimensionierung) und unter anderem auch als Werkzeug zur Validierung der Simulationsergebnisse eingesetzt werden.

4.4 Erstellung nützlicher Prozessvariablen

Die Berechnungsmethoden hinter den Blöcken von CADSIM Plus können weder verändert noch erweitert werden. Jedoch gibt es die Möglichkeit, Variablen hinzuzufügen und diese bezogen auf andere Variablen/Parameter im Modell zu berechnen.

Im oben beschriebenen Modell wurden dem Brenner-Block die Variablen Lambda (Luftverhältnis) und LHV (lower heating value bzw. unterer Heizwert) hinzugefügt.

Für den Luftbedarf wurde der errechnete Faktor aus Tabelle 15, Kapitel 6.1 verwendet.

$$L_{min} = 6,39 \cdot \text{Brennstoffmassenstrom} \text{ in kg/kg}_{\text{Brennstoff}} \quad (36)$$

Brennstoff bedeutet in diesen Fall die in den Kessel eingebrachte Biomasse in Tonnen pro Zeiteinheit.

Damit ergibt sich das Luftverhältnis λ nach

$$\lambda = \frac{\text{Verbrennungsluft}}{L_{min}}. \quad (37)$$

Dieses wird im Simulationsmodell für die Regelung der Verbrennungsluft genutzt.

Das vorgegebene Berechnungsmodell sieht außerdem lediglich die Ein- und Ausgabe des oberen Heizwertes (GCV) für die Berechnungen vor.

Aus diesem Grund wurde auch der Ansatz zur Berechnung des oberen Heizwertes (GCV) nach Gaur dem Brenner-Block hinzugefügt. Auf Basis des oberen Heizwertes wird unter Berücksichtigung der Verdampfungsenthalpie des mit dem Brennstoff eingebrachten und aus dem enthaltenen Wasserstoff entstehenden Wassers der untere Heizwert (NCV) berechnet. Die Eingabe der Heizwertformel ist außerdem für die später aufgezeigte Fehlerbehebung in der Berechnung des unteren Heizwertes in CADSIM Plus wichtig. Die Abkürzung d. b. steht folgend für dry

base oder zu deutsch trockene Basis und a. r. für as received, also die im Brennstoff enthaltene Feuchtigkeit berücksichtigend.

$$GCV(d.b.) = 0,3491X_C + 1,1783X_H + 0,1005X_S - 0,0151X_N - 0,1034X_O - 0,0211X_{Ash} \text{ in MJ/kg(d.b.)} \quad (38)$$

(verändert nach Gaur & Reed 1995, S. 9-2)

Mit GCV Oberer Heizwert (gross calorific value) in MJ/kg
X Masseanteil von Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H), Schwefel (S), Stickstoff (N), Sauerstoff (O) und Asche im trockenen Brennstoff in kg/kg_{Brennstoff}

Unter Berücksichtigung des bei der Verbrennung entstehenden Wasserdampfes aus dem enthaltenen Wasserstoff ergibt sich:

$$NCV(d.b.) = GCV(d.b.) - 2,443 \cdot \left(\frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}} \right) \cdot X_H \text{ in MJ/kg(d.b.)} \quad (39)$$

(verändert nach Vakkilainen 2017, S. 43)

Mit NCV Unterer Heizwert (net calorific value) in MJ/kg
M Molare Massen von Wasser und Wasserstoff in kg/kmol
X_H Massenanteil von Wasserstoff im trockenen Brennstoff in kg/kg_{Brennstoff}

Berücksichtigt man die Brennstoff-Feuchtigkeit und den bei der Verbrennung entstehenden Wasserdampf aus der Oxidation des enthaltenen Wasserstoffs so gilt:

$$NCV(a.r.) = GCV(d.b.) \cdot (1 - X_{H_2O}) - 2,443 \cdot X_{H_2O} - 2,443 \cdot \left(\frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}} \right) \cdot X_H \cdot (1 - X_{H_2O}) \text{ in MJ/kg(a.r.)} \quad (40)$$

(verändert nach Vakkilainen 2017, S. 43)

Mit NCV Unterer Heizwert (net calorific value) in MJ/kg
X Massenanteile von Wasser und Wasserstoff im Brennstoff in kg/kg_{Brennstoff, feucht}
M Molare Massen von Wasser und Wasserstoff in kg/kmol

5 Methodik zur Wärmetauscherberechnung im Detail

Wie bereits im Kapitel 3 „Grundlagen der Wärmetauscherberechnung“ beschrieben, setzt sich die Wärmeübertragung aus den drei Teilprozessen Leitung, Konvektion und Strahlung zusammen. Die Berechnung folgt im Wesentlichen den Werken Wärme- und Stoffübertragung von Hans Dieter Baehr und Karl Stephan, Regenerative Energietechnik von Wesselak et. al., VDI-Wärmeatlas mit den jeweiligen Verweisen zur Primärliteratur und diversen publizierten wissenschaftlichen Abhandlungen. In den folgenden Unterkapiteln wird eine Wärmetauscherberechnung für die Kesselbereiche „Membranwände“ (Verdampfer) und „Überhitzer Nr. 2“ (rauchgasseitig der erste, dampfseitig der zweite Überhitzer) direkt über dem Strahlungsraum durchgeführt. In diesen Bereichen trägt die Strahlung wesentlich zur Wärmeübertragung bei.

Die Wärmeübergänge der beiden weiteren Überhitzer wurden nicht explizit berechnet, da der Anteil der Wärmestrahlung mit den niedrigeren Rauchgastemperaturen stark abnimmt. Die für den Überhitzer Nr. 2 erstellte Wärmetauscherberechnung berücksichtigt die Wärmeübertragung zufolge Strahlung und Konvektion und kann mit geringem Aufwand auf die folgenden Überhitzer sowie Luft- und Speisewasservorwärmer übertragen werden.

Der Wärmeübergang bei der Phasenumwandlung von flüssigem Wasser zu gasförmigem Dampf in den Membranwänden wird, basierend auf Literaturwerten, angenommen, da dieser wie später gezeigt wird, nur einen sehr kleinen Einfluss auf den Wärmeübergang hat.

Somit ergibt sich unter Berücksichtigung von Ablagerungen der Wärmeübergang aus Konvektion und Strahlung vom Rauchgas auf die grau eingezeichnete Depositionsschicht (α_a), durch diese und die Rohrwand hindurch über Wärmeleitung zur Innenwand (λ) und durch Konvektion von der Rohrwand hin zum Wasser bzw. Wasserdampf (α_i). Dieser Vorgang ist in Abbildung 27 grafisch dargestellt.

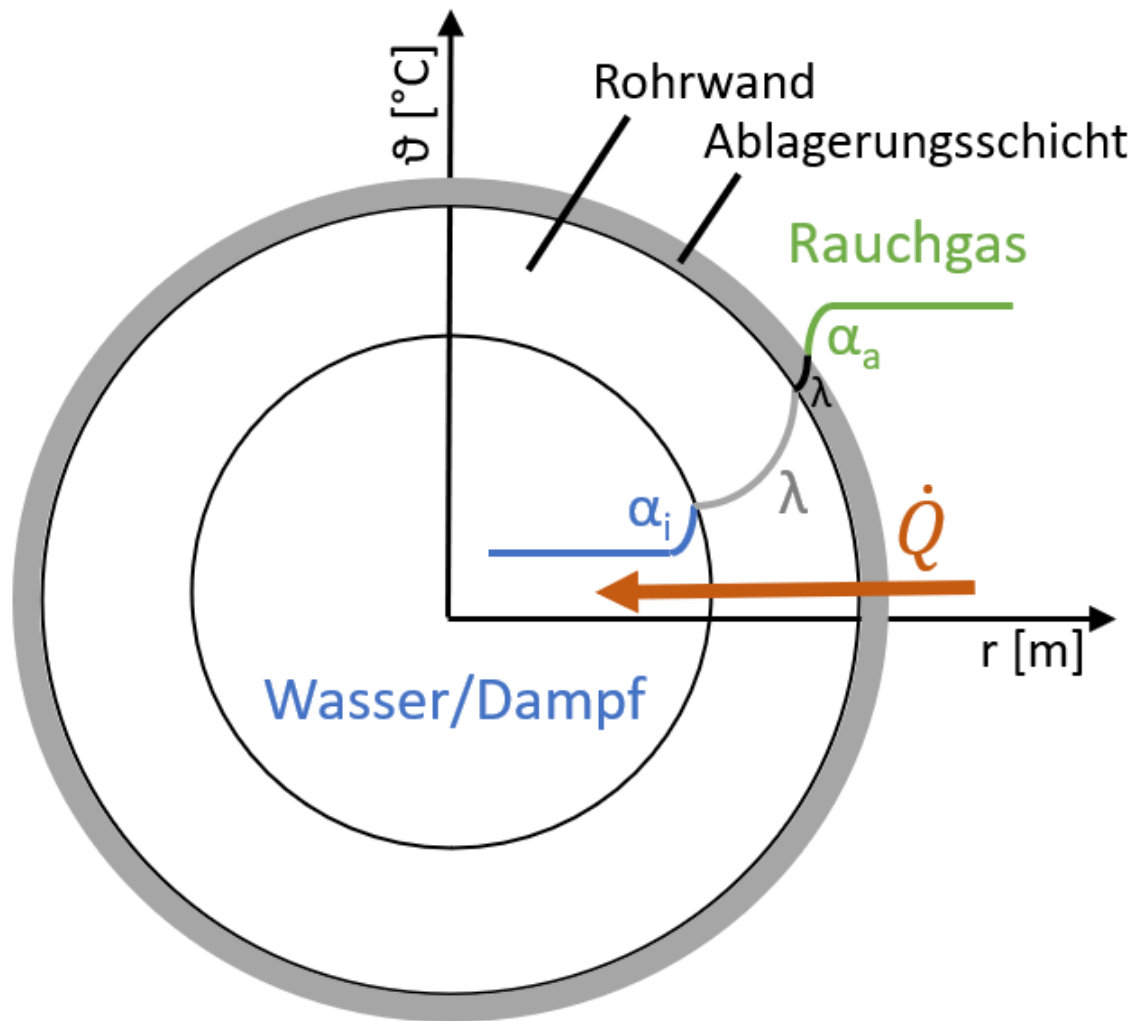


Abbildung 27: Wärmeübergang bei einer Rohrleitung (eigene Darstellung)

Der resultierende Wärmestrom ergibt sich vom höheren Temperaturniveau hin zum niedrigeren, entgegen der radialen Koordinate. In den Berechnungen in Kapitel 5.2 und 5.3 ergibt sich daher ein negatives Vorzeichen.

5.1 Stoffwerte des Rauchgases

Bei der Verbrennung von biogenen Brennstoffen mit Luftüberschuss ($\lambda > 1$) besteht das Rauchgas aus den gasförmigen Bestandteilen Sauerstoff, Stickstoff, Kohlenstoffdioxid, Schwefeldioxid und Wasserdampf.

Die Stoffwerte dieser Komponenten sind abhängig von Druck und Temperatur. Für den Druck des Rauchgases wird näherungsweise die Annahme getroffen, dass dieser im gesamten Kessel

konstant gleich 1 bar ist. Die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte wird durch Anwendung der NASA-Polynome wie folgt berücksichtigt.

$$c_p(T) = R \cdot (a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4) \quad (41)$$

(verändert nach McBride et al. 1993, S. 9)

$$\ln \eta = A \ln T + \frac{B}{T} + \frac{C}{T^2} + D \quad (42)$$

(McBride et al. 1993, S. 5)

$$\ln \lambda = A \ln T + \frac{B}{T} + \frac{C}{T^2} + D \quad (43)$$

(McBride et al. 1993, S. 5)

Mit	c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck in J/kgK
	R	Molare Gaskonstante in J/molK
	η	Dynamische Viskosität in kg/m s
	λ	Wärmeleitfähigkeit in W/mK
	T	Gastemperatur in K

Die verwendeten Koeffizienten für die Berechnung der spezifischen Wärmekapazität c_p aus Gleichung (41), der Viskositäten η nach Gleichung (42) und der Wärmeleitfähigkeiten λ nach Gleichung (43) für unterschiedliche Gastemperaturen finden sich im Anhang.

Das Rauchgas ist bei vollständiger Verbrennung eine Mischung aus den Einzelkomponenten CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 und SO_2 . Somit hängen die Stoffwerte des Rauchgases neben der Gastemperatur auch wesentlich von der Größe der einzelnen Anteile ab. Diese Tatsache wird über die Mischungsformeln von Wilke für die Viskosität und von Wassiljewa, Mason und Saxena für die Wärmeleitfähigkeit berücksichtigt. Beide Gleichungen sind identisch aufgebaut.

Mischungsformel nach Wilke:

$$\eta_m = \sum_{i=1}^n \frac{y_i \eta_i}{\sum_{j=1}^n y_j \phi_{ij}} \quad (44)$$

(Poling et al. 2001, S. 9.21)

Mit η_m Dynamische Viskosität der Gasmischung in kg/m s
 η_i Dynamische Viskosität der Gaskomponente in kg/m s
 y_i Molanteile der Komponenten

$$\phi_{ij} = \frac{\left[1 + (\eta_i/\eta_j)^{1/2} (M_j/M_i)^{1/4}\right]^2}{\left[8(1 + M_i/M_j)\right]^{1/2}} \quad (45)$$

(Poling et al. 2001, S. 9.21)

Mit $M_{i/j}$ Molare Masse der jeweiligen Komponente in kg/mol

Mischungsformel nach Wassiljew:

$$\lambda_m = \sum_{i=1}^n \frac{y_i \lambda_i}{\sum_{j=1}^n y_j A_{ij}} \quad (46)$$

(Poling et al. 2001, S. 10.30)

Mit A_{ij} modifiziert nach Mason und Saxena:

$$A_{ij} = \frac{\varepsilon \left[1 + (\lambda_i/\lambda_j)^{1/2} (M_j/M_i)^{1/4}\right]^2}{\left[8(1 + M_i/M_j)\right]^{1/2}} \quad (47)$$

(Poling et al. 2001, S. 10.31)

Für die Konstante ε wurden im Laufe der Zeit verschiedene Werte vorgeschlagen. Im Folgenden wird mit der Annahme $\varepsilon = 1$ gerechnet (vgl. Poling et al. 2001, S. 10.31).

Die molare Wärmekapazität eines Gasmisches ist abhängig von den Molanteilen der einzelnen Komponenten.

$$\tilde{c}_{p,Gem} = \sum_i \tilde{x}_i \tilde{c}_{p,i} \quad (48)$$

(Kleiber & Joh 2013, S. 158)

Mit \tilde{c}_p Molare Wärmekapazität bei konstantem Druck der Komponente i bzw. des Gasmisches in J/molK
 \tilde{x}_i Molanteil der Komponente i

Damit werden die Stoffwerte des Rauchgases in Abhängigkeit von Druck, Temperatur und Zusammensetzung berücksichtigt und können in weiterer Folge für die Berechnung der

Wärmeübertragung im Strahlungsraum und für den Überhitzer direkt über den Strahlungsraum verwendet werden.

5.2 Verdampfer-Membranwände

In diesem Kapitel wird die Wärmeübertragung von der Wirbelschicht und dem Rauchgas auf die Membranwände berechnet, in denen das Wasser verdampft wird. Die Grundlage für die folgende Berechnung bildet das Buch Wärme- und Stoffübertragung von Hans Dieter Baehr und Karl Stephan 2019 und der VDI-Wärmeatlas 2013 und 2019 mit den jeweiligen Verweisen zu Primärquellen. Zur Veranschaulichung des für die folgende Berechnung betrachteten Bereiches ist dieser in Abbildung 28 mit einem roten Rahmen gekennzeichnet.

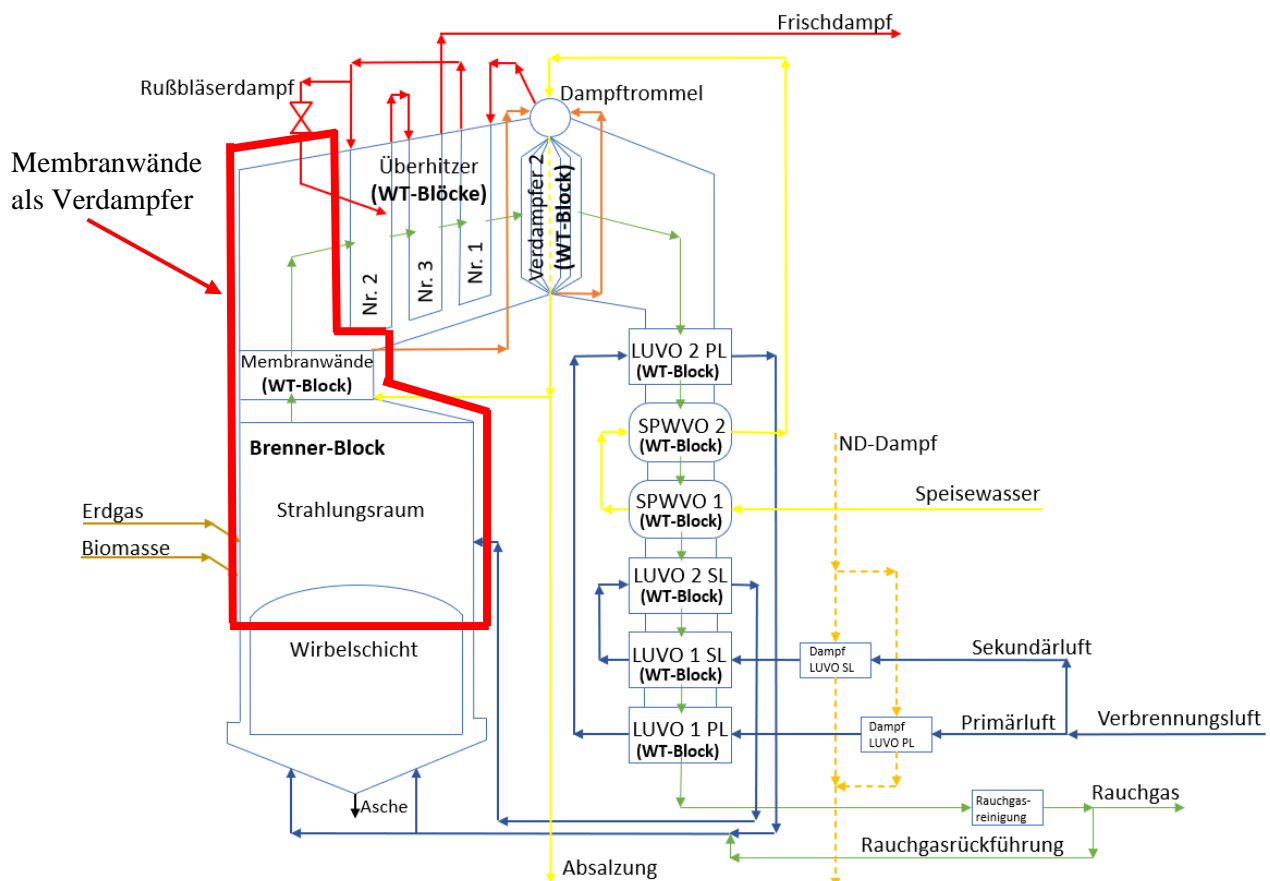


Abbildung 28: Bereich der Membranwände als Verdampfer (eigene Darstellung)

Die Membranwände einer blasenbildenden Wirbelschicht werden über die Fallrohre aus der Trommel mit gesättigtem Wasser gespeist. Das Wasser tritt am Boden des Kessels in die Verdampferrohre ein und wird während des Aufstieges zurück zur Trommel verdampft.

Das Schema für die iterative Berechnung des Wärmeübergangs an den Membranwänden ist in der nachfolgenden Abbildung 29 dargestellt.

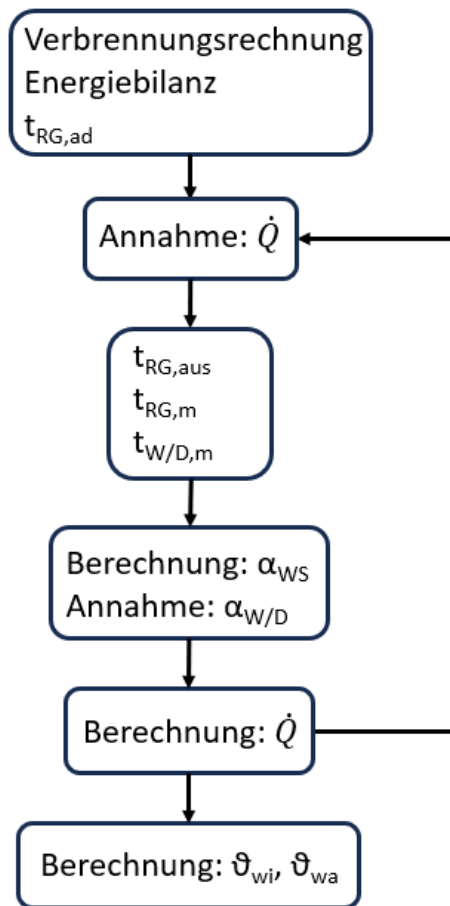


Abbildung 29: Iterationsschleife zur Berechnung des Wärmeübergangs an den Membranwänden (eigene Darstellung)

Verbrennungsrechnung, Energiebilanz und adiabate Rauchgastemperatur (Index RG, ad) bilden die Ausgangsbasis zur Berechnung des Wärmeübergangs. Danach bedarf es der Annahme des Wärmestromes (\dot{Q}) vom Rauchgas, durch die Rohrwand hindurch, auf das Wasser bzw. den Dampf. Die mittlere Temperatur des Wasser-Dampf-Gemisches im Inneren der Membranwände entspricht der Sättigungstemperatur von Wasser bei entsprechendem Druck. Mit diesem Wärmestrom lässt sich die Temperatur des ausströmenden Rauchgases (Index RG, aus) und in weiterer Folge die arithmetisch gemittelte Rauchgastemperatur (Index RG, m) berechnen. Daraus folgt die Berechnung des Wärmeüberganges vom Gas-Feststoff-Gemisch der Wirbelschicht (Index WS) auf die äußere Rohrwand. Der wasser- bzw. dampfseitige Wärmeübergang an der Innenseite (Index W/D) wird, wie später in diesem Kapitel ausführlich erläutert, angenommen. Die folgende Berechnung des Wärmestroms ersetzt die zuvor getroffene Annahme

und schließt somit die Iterationsschleife. Letztlich können auch noch die Rohrwandtemperaturen (ϑ_{wi} , ϑ_{wa}) zur Überprüfung der Einhaltung von Werkstoffgrenzwerten berechnet werden.

Brennraumseitiger Wärmeübergang

Der brennraumseitige Wärmeübergang in einer Wirbelschicht setzt sich im Wesentlichen aus drei Teilen zusammen und berechnet sich nach:

$$\alpha_w = \alpha_p + \alpha_g + \alpha_{rad} \quad (49)$$

(Martin 2013, S. 1493)

Mit	α_w	Wärmeübergangskoeffizient Wirbelschicht in W/m ² K
	α_p	Wärmeübergang durch Partikelkonvektion in W/m ² K
	α_g	Wärmeübergang durch Gaskonvektion in W/m ² K
	α_{rad}	Wärmeübergang durch Strahlung in W/m ² K

In einer Wirbelschicht ist für den Strahlungswärmeaustausch das Bettmaterial von größter Bedeutung, weshalb hier die Gas- und Wandstrahlung vernachlässigt werden können (vgl. Tsotsas 2019a, S. 1724 und Tsotsas 2019b, S. 1744 f.).

In der folgenden Berechnung wird mit einer Fluidisierungsgeschwindigkeit von 1,5 m/s gerechnet. Dies entspricht dem gegebenen Wert des Referenzprojektes.

Der mittlere Sandpartikeldurchmesser wurde mit 0,8 mm basierend auf Literaturangaben (vgl. Hofbauer & Hartmann 2016, S. 907) und der nachfolgenden Angabe betreffend der Größenverteilung aus dem Referenzprojekt angenommen.

Partikelgröße < 2 mm	→	100%
< 1 mm	→	92%
< 0,5 mm	→	12%
< 0,25 mm	→	2%

Die mittlere Dichte der Sandpartikel ist mit $\rho_p = 1.400 \text{ kg/m}^3$ gegeben.

Das Sandbett ist eine Schüttung aus Partikeln unterschiedlicher Größen und weist bereits in Ruhe eine entsprechende Porosität (Hohlraumanteil) ψ auf. Wird diese Schüttung von Primärluft durchströmt, so erreicht man mit steigender Strömungsgeschwindigkeit den sogenannten

Lockerungspunkt ψ_{mf} . Die Porosität im Betrieb muss zwischen dem Lockerungs- und dem Austragungspunkt ψ_{elu} liegen. Für den Lockerungspunkt kann diese in Abhängigkeit von der Partikelgrößenverteilung wie folgt berechnet werden.

Ausgehend von $\psi_{\infty} = 0,4$ für nicht verdichtete Schüttungen gleich großer Kugeln wird die Größenverteilung der Partikel in einer polydispersen Schüttung mit folgender Gleichung berücksichtigt (vgl. Bauer 1977).

$$\xi = \left[\frac{\sum Q_i/d_i^2}{(\sum Q_i/d_i)^2} - 1 \right]^{0,5} \quad (50)$$

(Bauer 1977)

Mit ξ Verteilungsparameter der Partikelgröße
 Q_i Anteil der Partikel mit jeweiligem Durchmesser
 d_i Partikeldurchmesser in m

Für die oben angegebene Größenverteilung ergibt sich $\xi = 0,45345$.

Damit kann die Porosität der nicht durchströmten, polydispersen Schüttung ψ_{pd} nach

$$\psi_{pd} = \psi_{\infty} \cdot (-0,112\xi^3 + 0,017\xi^2 - 0,259\xi + 1) \quad (51)$$

(verändert nach Tsotsas 1991)

berechnet werden. Es ergibt sich $\psi_{pd} = \psi_{mf} = 0,35$.

Für die Wärmeübertragung werden an dieser Stelle nur die Sandpartikel betrachtet, obwohl sich im Betrieb auch Biomasse im Bett befindet. Diese Annahme wird damit begründet, dass im Betrieb das Bett in einer stationären Wirbelschicht zu 95 bis 98% aus Sand und nur zu 2 bis 5% aus Biomasse besteht (vgl. Wesselak et al. 2013, S. 486).

Die Primärluft, zum einen zur Fluidisierung und Kühlung des Bettmaterials und zum anderen für die Verbrennung, strömt mit 250°C durch den Düsenboden in die Brennkammer und sorgt dafür, dass im Betrieb des Kessels die Temperatur des Sandbettes im Bereich um 825°C liegt. Dabei wird die für die Wärmeübertragung in der Brennkammer wesentliche Primärluft erwärmt. Die mittlere Temperatur im Strahlungsraum beträgt laut Herstellerangaben rund 850°C.

Nachfolgende Tabelle zeigt die Stoffwerte für trockene Luft bei 850°C und 1 bar.

Tabelle 3: Stoffwerte für trockene Luft bei 850°C und 1 bar (vgl. Span 2013, S. 198; Ergebnisse nach Lemmon et al. 2000,

Stoffwert	Einheit	Wert
Kinematische Viskosität ν	m ² /s	0,15057·10 ⁻³
Dichte ρ	kg/m ³	0,3100
Wärmeleitfähigkeit λ	W/mK	0,07382
Spezifische Wärmekapazität c_p	kJ/kgK	1,163
Dynamische Viskosität η	Pas	46,68·10 ⁻⁶

Damit kann die Archimedes-Zahl nach

$$Ar = \frac{gd^3}{\nu_f^2} \frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_f} \quad (52)$$

(Tsotsas 2019a, S.1720)

Mit g Erdbeschleunigung in m/s²
 d Partikeldurchmesser im m
 ν_f Kinematische Viskosität in m²/s
 ρ_p Partikeldichte in kg/m³
 ρ_f Fluidichte in kg/m³

berechnet werden und ergibt $Ar = 743,99$.

Daraus folgt die Reynoldszahl am Lockerungspunkt.

$$Re_{mf} = \frac{A}{2B} (1 - \psi_{mf}) \left[\sqrt{1 + \frac{\psi_{mf}^3}{(1 - \psi_{mf})^2} \frac{Ar}{A^2/4B}} - 1 \right] \quad (53)$$

(Tsotsas 2019a, S.1720)

Mit A Zahlenfaktor Reibungsterm für nahezu kugelförmige und monodisperse Partikel
 B Zahlenfaktor Trägheitsterm für nahezu kugelförmige und monodisperse Partikel
 ψ_{mf} Porosität am Lockerungspunkt
 Ar Archimedes-Zahl

Für A wird der Zahlenwert 150 und für B 1,75 eingesetzt (vgl. Tsotsas 2019a, S. 1720).

Damit ergibt sich die Reynoldszahl am Lockerungspunkt zu $Re_{mf} = 0,3261$.

Die Berechnung der Reynoldszahl am Austragungspunkt ist davon abhängig, ob die Fluidisation homogen ($\rho_p \approx \rho_f$) oder heterogen ($\rho_p \gg \rho_f$) ist. In diesem Fall liegt eindeutig eine heterogene Fluidisation vor und somit berechnet sich die Reynoldszahl am Austragungspunkt wie folgt (vgl. Tsotsas 2019a, S. 1720).

$$Re_{elu} = \sqrt{\frac{4}{3} Ar} \quad (54)$$

(Tsotsas 2019a, S.1720)

Damit ergibt sich eine Reynoldszahl am Austragungspunkt von $Re_{elu} = 31,50$.

Im Betrieb der Wirbelschicht muss die tatsächliche Reynoldszahl zwischen jener am Lockerungspunkt und jener am Austragungspunkt liegen. Es muss also $Re_{mf} < Re < Re_{elu}$ gelten (vgl. Tsotsas 2019a, S. 1719).

$$Re = \frac{ud}{v_f} \quad (55)$$

(Tsotsas 2019a, S. 1719)

Mit den obenstehenden Werten für Fluidisierungsgeschwindigkeit, Partikeldurchmesser und kinematischer Viskosität ergibt sich eine Reynoldszahl von $Re = 7,518$ und somit ist das Kriterium für das Vorhandensein einer Wirbelschicht erfüllt.

Im nächsten Schritt wird der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Partikel berechnet. Dafür benötigt man zuerst den Akkommodationskoeffizienten γ .

$$\gamma = \frac{1}{10^{0,6 - \frac{1000/T+1}{C}} + 1} \quad (56)$$

(verändert nach Tsotsas 2019b, S. 1745)

Die Konstante C hängt von der Molmasse des Gases ab und beträgt für Luft 2,8 (vgl. Tsotsas 2019b, S. 1745). Die Gastemperatur wurde mit 850°C bzw. 1123,15 K angenommen.

Mit dem Akkommodationskoeffizienten kann weiters die modifizierte freie Weglänge berechnet werden.

$$l = 2 \frac{2 - \gamma}{\gamma} \sqrt{\frac{2\pi \tilde{R} T}{\tilde{M}}} \frac{\lambda_g}{p(2c_{p,g} - \tilde{R}/\tilde{M})} \quad (57)$$

(Tsotsas 2019b, S. 1745)

Mit	γ	Akkommodationskoeffizient
	\tilde{R}	Universelle Gaskonstante in J/kmol K
	\tilde{M}	Molmasse des Gases in kg/kmol
	T	Temperatur in K
	λ_g	Wärmeleitfähigkeit des Gases in W/mK
	p	Druck in Pa
	$c_{p,g}$	Spezifische Wärmekapazität des Gases in J/kgK

Damit kann der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Partikel wie folgt berechnet werden. Die Oberflächenrauigkeit δ wurde dabei mit 2,5 μm angenommen.

$$\alpha_{WP} = \frac{4\lambda_g}{d} \left[\left(1 + \frac{2(l + \delta)}{d} \right) \ln \left(1 + \frac{d}{2(l + \delta)} \right) - 1 \right] \quad (58)$$

(Schlünder 1984)

Für die weitere Berechnung wird eine Porosität im Betrieb von $\psi = 0,675$ angenommen. Dieser Wert liegt in der Mitte des Gültigkeitsbereiches für das Vorhandensein einer stationären Wirbelschicht von $\psi_{mf} = 0,35$ bis $\psi_{elu} = 1$ (vgl. Tsotsas 2019a, S. 1725).

Damit ergibt sich die mittlere Partikelgeschwindigkeit nach

$$\bar{w}_p = \sqrt{\frac{gd}{5(1 - \psi_{mf})}} \frac{\psi - \psi_{mf}}{1 - \psi} \quad \text{in m/s.} \quad (59)$$

(Martin 1984)

Der Wärmeübergang durch Partikelkonvektion berechnet sich nach

$$\alpha_p = \frac{1}{6} (1 - \psi) \rho_p c_p \bar{w}_p (1 - e^{-N}) \quad \text{in W/m}^2\text{K} \quad (60)$$

(Martin 1984)

mit

$$N = \frac{6\alpha_{WP}}{\rho_p c_p \bar{w}_p} \frac{1}{C}. \quad (61)$$

(Martin 1984)

Die Konstante C ist ein Anpassungsparameter und beträgt $C = 2,6$ (vgl. Martin 1984).

Für N ergibt sich der Zahlenwert $N = 0,046$.

Die spezifische Wärmekapazität des Sandpartikels wurde mit $1,045 \text{ kJ/kgK}$ angenommen (vgl. Schweizer 2022, o. S.).

Der Wärmeübergang durch Gaskonvektion berechnet sich nach

$$\alpha_g = 0,009 Pr^{1/3} Ar^{1/2} (\lambda_f/d) \text{ in W/m}^2\text{K} \quad (62)$$

(Baskakov et al. 1973)

mit

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda}. \quad (63)$$

(vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 22)

Die Wärmeübertragung durch Sandbettstrahlung kann aus dem linearisierten Stefan-Boltzmann-Gesetz abgeleitet werden und berechnet sich nach folgender Gleichung.

$$\alpha_{rad} = 4C_{w,bed} T^3 \text{ in W/m}^2\text{K} \quad (64)$$

(verändert nach Schlünder 1984)

Die Festkörperstrahlung der Wirbelschicht hat den größten Anteil des gesamten Strahlungswärmeaustausch, weshalb die Gas- sowie Festkörperstrahlung in diesem Bereich in der Regel vernachlässigt werden (vgl. Tsotsas 2019a, S. 1724 und Tsotsas 2019b, S. 1744 f.).

Die Membranwände werden zum Großteil von Wasser durchströmt und sind daher sehr gut gekühlt. Die nach Gleichung (72) berechnete Außentemperatur der Rohrwand ist mit $529,8^\circ\text{C}$ deutlich geringer als die Temperatur der Wirbelschicht mit 825°C , weshalb der Einfluss der Wandstrahlung im Vergleich zur Bettstrahlung eher von untergeordneter Bedeutung ist.

Der darin enthaltene Strahlungsaustauschkoeffizient $C_{w,bed}$ für eine allgemeine Geometrie der Wirbelschicht ist wie folgt definiert.

$$C_{w,bed} = \frac{\sigma}{\left(\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{1}{\varepsilon_{bed}} - 1\right)} \quad (65)$$

(verändert nach Schlünder 1984)

Mit $C_{w,bed}$ Strahlungsaustauschkoeffizient zwischen Sandbett und Wand in $\text{W/m}^2\text{K}^4$

σ Stefan-Boltzmann-Konstante ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$)

ε_w Emissionskoeffizient der Wand

ε_{bed} Emissionskoeffizient des Sandbettes

Der Emissionsgrad der Rohrwand ε_w wurde für eine oxidierte Stahloberfläche mit 0,79 angenommen (vgl. Kabelac & Vortmeyer 2013, S. 1087 nach Touloukian 1972; Palik 1998; Sala 1984; Kirchhoff 1999; Landolt-Börnstein 1986).

Der Emissionsgrad des Sandbettes wurde nach dem Gesetz von Baskakov und Leckner wie folgt berechnet.

$$\varepsilon_{bed} = \varepsilon_{sand}^{0,64} \quad (66)$$

(Baskakov & Leckner 1997)

Mit $\varepsilon_{sand} = 0,9$ (vgl. Engineering ToolBox 2003, o. S.).

Wie mit Gleichung (49) am Beginn dieses Kapitels beschrieben, setzt sich der gesamte rauchgasseitige Wärmeübergang aus den Teilen Partikelkonvektion, Gaskonvektion und Strahlung zusammen.

Wasser- bzw. dampfseitiger Wärmeübergang

In den Verdampferrohren treten je nach Ort der Betrachtung unterschiedliche Strömungsformen auf. Nach dem Eintritt der unterkühlten Flüssigkeit am Boden des Kessels wird dieser während des Aufstiegs Wärme zugeführt. Nach erstem Einsetzen örtlicher Verdampfung bildet sich eine Blasenströmung. Auf diese folgen aufgrund fortschreitender Verdampfung die sogenannte Pfropfenströmung, Schaum-Ring-Strömung, Ringströmung und Sprühströmung (vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 595 f.).

Die folgende Abbildung zeigt entsprechende Temperaturen, Strömungsformen und Wärmeübergangsbereiche.

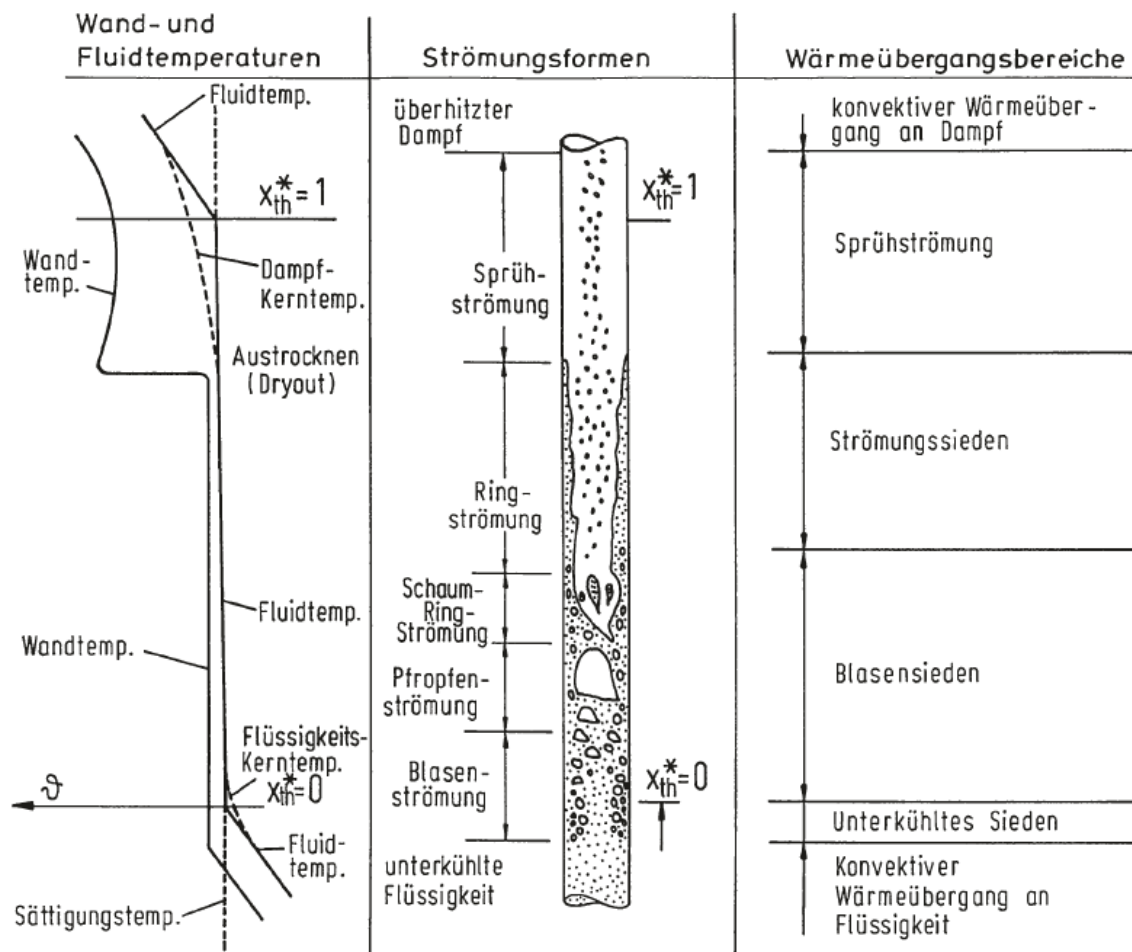


Abbildung 30: Strömungsformen und Wärmeübergangsbereiche in Verdampferrohren (Baehr & Stephan 2019, S. 596)

Der wasser- bzw. dampfseitige Wärmeübergang wurde für diesen Bereich nicht berechnet. Gesättigtes Wasser tritt am Boden des Kessels in die Membranwände ein und verdampft während des Aufstiegs zurück zur Trommel. Je nach Ort der Betrachtung strömt in den Rohren Wasser, Dampf oder eine Mischung aus beidem. Über weite Strecken befindet sich flüssiges Wasser in den Verdampferrohren, weshalb als Richtwert für den Wärmeübergangskoeffizienten die freie Konvektion in Flüssigkeiten verwendet wird. Dieser liegt, wie auch in Abbildung 22 dargestellt, im Bereich von 10 bis 1000 W/m²K. Erst ab einer gewissen Zeit in den Verdampferrohren beginnt das Wasser zu siedend und verdampft schließlich zu einem kleinen Teil. Bei einem Trommeldruck von 100 bar, was in etwa jenem des Referenzprojektes entspricht, beträgt der Dampfgehalt x in etwa 0,1 (vgl. Strauß 2009, S. 188).

Ab dem Zeitpunkt des Siedens steigt der Wärmeübergangskoeffizient stark an und liegt dann im Bereich von 2500 bis 100000 W/m²K und damit um ein Vielfaches höher als der rauchgas-seitige (25 bis 250 W/m²K).

Für die weitere Berechnung wird wasser- bzw. dampfseitig ein mittleres α von 600 W/m²K angenommen, wobei später gezeigt wird, dass der Wärmeübergangskoeffizient auf der Rauchgas- bzw. Partikelseite deutlich kleiner ist und somit den limitierenden Faktor darstellt.

Wärmeleitung in der Rohrwand

Schließlich gilt es noch die Wärmeleitung in der Rohrwand zu betrachten. Die Wärmeleitung in den Ablagerungen wird in Abschnitt 5.4 gesondert beschrieben.

Die Dimensionen für die Einzelrohre und die Gesamtfläche der Membranwände wurden wie folgt vom Referenzprojekt übernommen.

Tabelle 4: Dimensionen der Membranwände

	Einheit	Wert
Rohrinnendurchmesser d_i	mm	52,3
Rohraußendurchmesser d_a	mm	63,5
Wandstärke δ	mm	6,5
Außenfläche A_a	m ²	220,0
Innenfläche A_i	m ²	181,2

Für einen Hohlzylinder berechnet sich die mittlere Fläche A_m nach

$$A_m = \frac{(A_2 - A_1)}{\ln(A_2/A_1)} \text{ in m}^2. \quad (67)$$

(Baehr & Stephan 2019, S. 7)

Die Wärmeleitfähigkeit λ ist ein temperaturabhängiger Stoffwert. Beispiele für die Wärmeleitfähigkeit für legierte Stähle und Mauerwerk bei 20°C und 100 kPa sind in der nachfolgenden Tabelle angeführt.

Tabelle 5: Wärmeleitfähigkeiten (vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 5)

	Einheit	Wert
Legierte Stähle	W/mK	13 – 48
Mauerwerk	W/mK	0,5 – 1,3

In den meisten Fällen, insbesondere bei der Betrachtung von Stählen, ist die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit sehr gering und kann daher vernachlässigt werden. Damit ergibt sich $\lambda_m = \lambda$ (vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 7).

Die Wände und Decke der Brennkammer sind im Referenzprojekt aus dem warmfesten Stahl 16Mo3 (Werkstoff-Nr.: 1.5415) gefertigt. Für diesen wird in der folgenden Berechnung die Wärmeleitfähigkeit mit $\lambda = 42,5 \text{ W/mK}$ angenommen (vgl. ThyssenKrupp Materials International 2008, S. 3).

Übertragener Wärmestrom

Die mittleren Fluidtemperaturen wurden mit $\vartheta_i = 313^\circ\text{C}$ für das verdampfende Wasser auf der einen Seite (Sättigungstemperatur ϑ_s (103,4 bar) = $313,46^\circ\text{C}$) und $\vartheta_a = 850^\circ\text{C}$ für die mittlere Rauchgastemperatur aus der Verbrennungsrechnung und dem angenommenen Wärmestrom auf der anderen Seite der Membranwand angenommen.

Somit kann der, oft auch als Wärmedurchgangswiderstand bezeichnete, Faktor $1/kA$ und in weiterer Folge auch der Wärmedurchgangskoeffizient k berechnet werden. Letzterer wird immer auf eine entsprechende Fläche bezogen. Bei Rohren ist das in der Regel die Außenfläche A_a (vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 35 f.).

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{\delta}{\lambda_m A_m} + \frac{1}{\alpha_a A_a} \quad \text{in K/W} \quad (68)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 35)

$$k = \frac{\left(\frac{1}{kA}\right)^{-1}}{A_a} \quad \text{in W/m}^2\text{K} \quad (69)$$

(vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 35 f.)

Aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten kann schließlich der übertragene Wärmestrom wie folgt berechnet werden.

$$\dot{Q} = kA(\vartheta_i - \vartheta_a) \text{ in W} \quad (70)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 35)

Mit ϑ_i Arithmetisch gemittelte Temperatur des Mediums innen in K

ϑ_a Arithmetisch gemittelte Temperatur des Mediums außen in K

Der berechnete Wärmestrom ergibt sich somit durch Konvektion und Strahlung vom Rauchgas auf die Außenfläche des Rohres, durch die Rohrwand hindurch und durch Konvektion weiter in das verdampfende Wasser.

Die Berechnung liefert in diesem Fall ein negatives Vorzeichen. Dies ergibt sich aus der Konvention in Abbildung 27, wonach ein Wärmestrom entgegen der radialen Koordinate stets negativ ist.

Mit dem berechneten Wärmestrom kann schließlich auf die Rohrwandtemperaturen wie folgt zurückgerechnet werden.

$$\vartheta_{wi} = \vartheta_i - \frac{\dot{Q}}{\alpha_i A_i} \text{ in K} \quad (71)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 36)

$$\vartheta_{wa} = \vartheta_a - \frac{\dot{Q}}{\alpha_a A_a} \text{ in K} \quad (72)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 36)

Mit Index i für innen

 Index a für außen

Die Ergebnisse aus der oben angeführten Berechnungsmethodik werden in Kapitel 6.2 dargestellt.

5.3 Überhitzer Nr. 2 direkt über dem Strahlungsraum

Nach der Brennkammer mit den Membranwänden folgen bei stationären Wirbelschichten, wie in Kapitel 2.4 beschrieben, in Strömungsrichtung des Rauchgases meist mehrere Überhitzer. Diese sind als Rohrbündel ausgeführt und auf der Decke des Kessels aufgehängt. Der erste Überhitzer hängt meist direkt über dem Strahlungsraum und wird aufgrund der dort

vorherrschenden hohen Rauchgastemperaturen in der Regel als Strahlungswärmetauscher ausgeführt, während die folgenden nach den Angaben des Herstellers vorrangig für Wärmeübertragung durch Konvektion ausgelegt sind. Die Wärmetauscherberechnung berücksichtigt die rauchgasseitige Wärmeübertragung aufgrund Strahlung und Konvektion beim Überhitzer 2, sie kann jedoch bei Bedarf relativ einfach auf die weiteren Überhitzer abgeleitet werden. Abbildung 31 veranschaulicht den betrachteten Bereich.

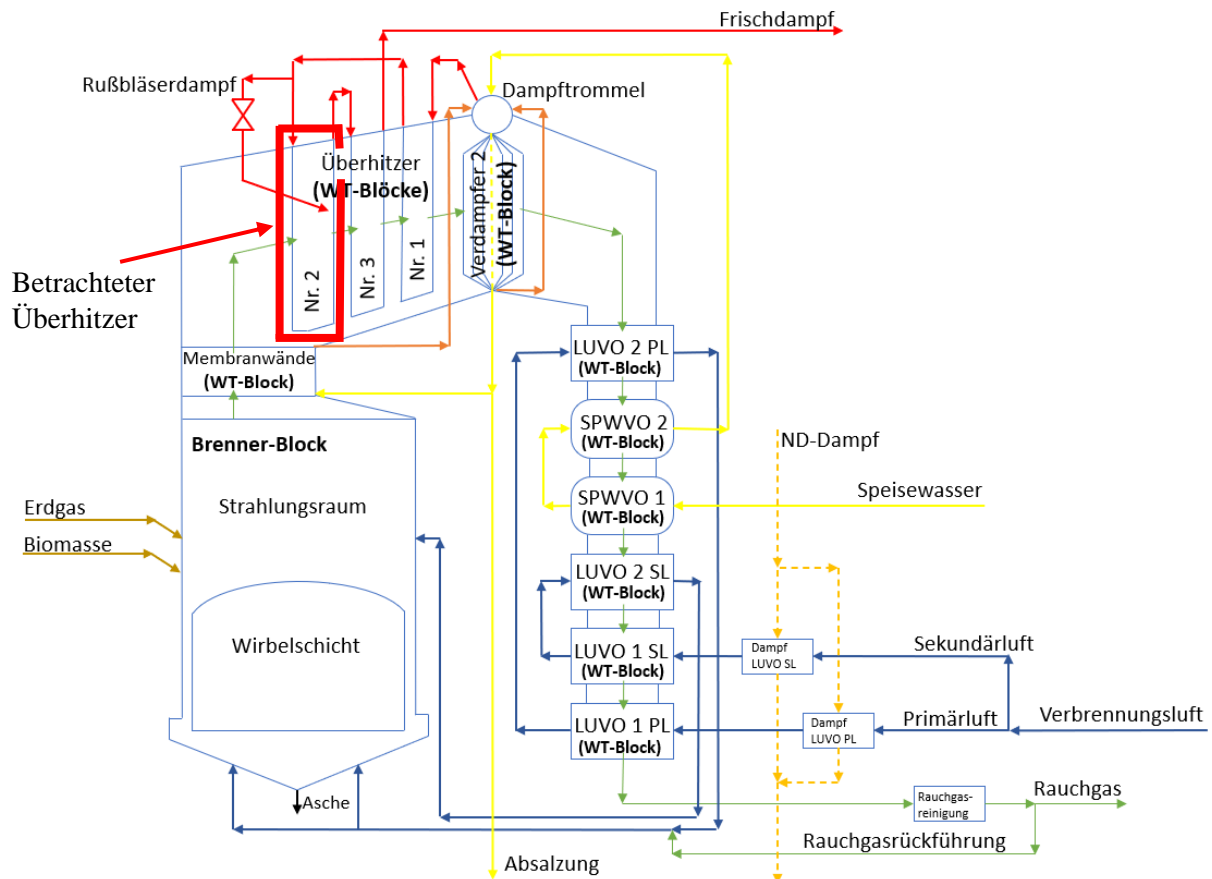


Abbildung 31: Bereich des betrachteten Überhitzers (eigene Darstellung)

In der folgenden Berechnung wird auf den rauchgasseitigen Wärmeübergang durch Strahlung und Konvektion, den konvektiven Wärmeübergang auf der Dampfseite sowie auf die Wärmeleitung durch die Rohrwand eingegangen. Auch diese Berechnung beruht auf dem Werk Wärme- und Stoffübertragung von Hans Dieter Baehr und Karl Stephan 2019 und dem VDI-Wärmeatlas 2013 und 2019 mit den jeweiligen Verweisen zu Primärquellen.

Zu Beginn der Berechnung des Wärmeübergangs muss eine Rohrwandtemperatur angenommen werden. Daraus errechnen sich in weiterer Folge unter anderem die Wärmeübergangskoeffizienten und der Wärmestrom. Die entsprechende Iterationsschleife ist in Abbildung 32 dargestellt.

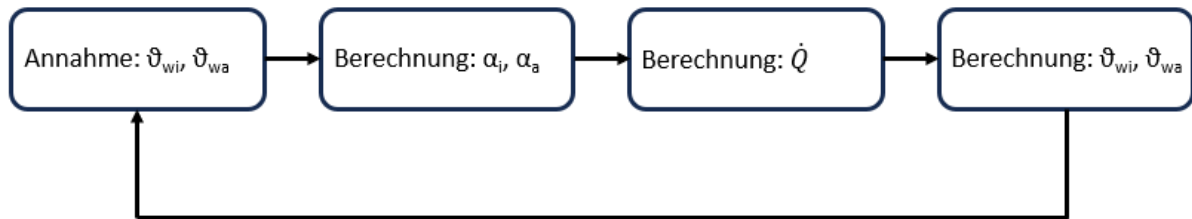


Abbildung 32: Iterationsschleife zur Berechnung des Wärmeübergangs am Überhitzer (eigene Darstellung)

Das Rückrechnen vom Wärmestrom auf die Rohrwandtemperatur schließt somit die benötigte Iterationsschleife.

Der Einfluss der Ablagerungsbildung auf den Wärmeübergang wird in Kapitel 5.4 separat betrachtet.

Die wesentlichen Parameter und Kenngrößen für den Rohrbündelwärmetauscher aus dem Referenzprojekt lauten wie folgt.

Tabelle 6: Dimensionen des Überhitzers

	Einheit	Wert
Wärmetauscherfläche A	m ²	150
Querteilung Einzelrohre s₁	mm	352
Längsteilung Einzelrohre s₂	mm	53
Rohrreihen quer n_q	Anz.	15
Rohrreihen längs n_l	Anz.	20
Rohraußendurchmesser d_a	mm	38
Rohrinnendurchmesser d_i	mm	28
Wandstärke δ	mm	5

Die Einzelrohre des betrachteten Wärmetauschers sind fluchtend angeordnet. Versetzte Anordnungen neigen zu schnellerer Ablagerungsbildung und Verschlackung. Die folgende Abbildung zeigt die möglichen Anordnungen sowie Quer- und Längsteilung.

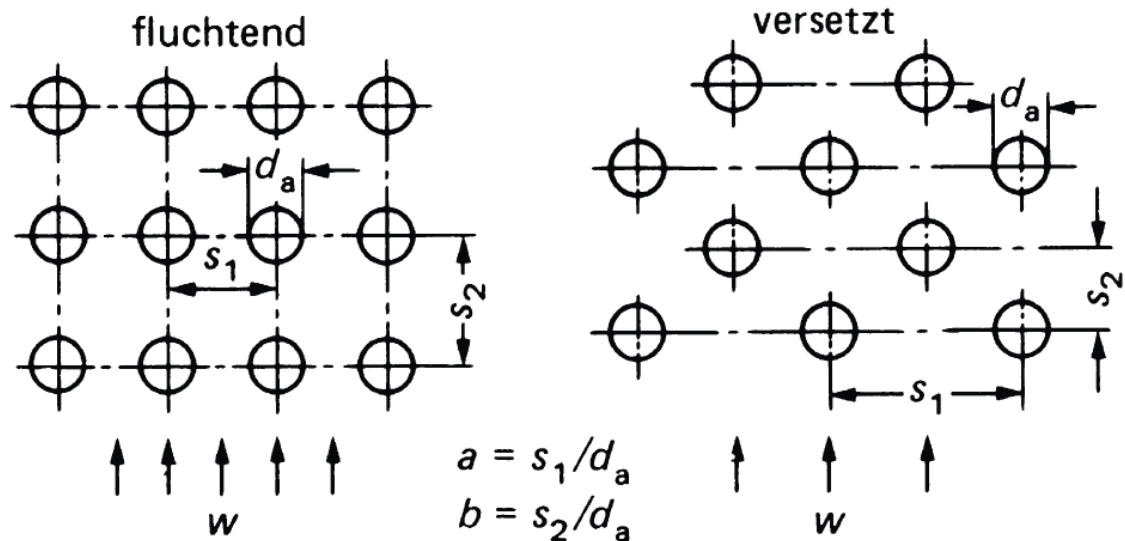


Abbildung 33: Quer- und Längsteilung fluchtender und versetzter Einzelrohre in einem Rohrbündelwärmetauscher (Gnielinski 2013b, S. 820)

Im ersten Schritt werden das Querteilungsverhältnis a und das Längsteilungsverhältnis b wie folgt berechnet.

$$a = \frac{s_1}{d_a} \quad (73)$$

(Gnielinski 2013b, S. 820)

$$b = \frac{s_2}{d_a} \quad (74)$$

(Gnielinski 2013b, S. 820)

Mit s_1 Querteilung in m
 s_2 Längsteilung in m
 d_a Rohraußendurchmesser in m

Aus $a = 9,263$ und $b = 1,395$ kann der Hohlraumanteil ψ berechnet werden. Für $b \geq 1$ gilt

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4a}. \quad (75)$$

(Gnielinski 2013b, S. 820)

Damit ergibt sich der Hohlraumanteil zu $\psi = 0,915$.

Der Rohranordnungsfaktor für fluchtende Rohranordnung berechnet sich nach

$$f_{a,fl} = 1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} \frac{(b/a - 0,3)}{(b/a + 0,7)^2} \quad (76)$$

(Gnielinski 2013b, S. 820 nach Gnielinski 1978)

zu $f_{a,fl} = 0,835$.

Mit einer mittleren Querschnittsfläche von $24,42 \text{ m}^2$ im Bereich des Überhitzers und einem berechneten Rauchgasvolumenstrom von $104,07 \text{ m}^3/\text{s}$ ergibt sich eine mittlere Leerraumgeschwindigkeit w von $4,26 \text{ m/s}$.

Die Reynolds-Zahl berechnet sich nach

$$Re_{\psi,l} = \frac{wl}{\psi\nu} \quad (77)$$

(Gnielinski 2013b, S. 820)

mit der Überströmlänge des Einzelrohres

$$l = \frac{\pi}{2} d_a \text{ in m} \quad (78)$$

(Gnielinski 2013b, S. 820)

und Stoffwerten des Rauchgases bei mittlerer Temperatur

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_e + \vartheta_a}{2} \text{ in K.} \quad (79)$$

(Gnielinski 2013b, S. 820)

Mit ϑ_m Arithmetisch gemittelte Rauchgastemperatur in K

ϑ_e Temperatur des einströmenden Rauchgases in K

ϑ_a Temperatur des ausströmenden Rauchgases in K

Die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte des Rauchgases wurde über die NASA-Polynome berücksichtigt (vgl. McBride et al. 1993). Das Mischungsverhältnis der einzelnen Rauchgas-komponenten über die Mischungsformeln von Wilke und Wassiljewa (vgl. Poling et al. 2001).

Konvektiver Wärmeübergang Rauchgas

Die Reynolds-Zahl $Re_{\psi,l}$ berechnet sich nach Gleichung (77) zu 1752,630 und liegt damit in dem angegebenen Gültigkeitsbereich von $10 < Re_{\psi,l} < 10^6$ (vgl. Gnielinski 2013b, S. 820).

Für die Prandtl-Zahl gilt

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta c_p}{\lambda} \quad (80)$$

mit einem Gültigkeitsbereich von $0,6 < Pr < 10^3$ (vgl. Gnielinski 2013b, S. 820).

Die Nusselt-Zahl kann für eine quer angeströmte, einzelne Rohrreihe in einen laminaren und einen turbulenten Anteil unterteilt und anschließend zusammengefasst werden.

$$Nu_{l,lam} = 0,664 \sqrt{Re_{\psi,l}} \sqrt[3]{Pr} \quad (81)$$

(Gnielinski 2013b, S. 820 nach Gnielinski 1975)

$$Nu_{l,turb} = \frac{0,037 Re_{\psi,l}^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re_{\psi,l}^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (82)$$

(Gnielinski 2013b, S. 820 nach Gnielinski 1975)

$$Nu_{l,0} = 0,3 + \sqrt{Nu_{l,lam}^2 + Nu_{l,turb}^2} \quad (83)$$

(Gnielinski 2013b, S. 820 nach Gnielinski 1975)

Für die Übertragung auf ein Rohrbündel mit in diesem Fall fluchtender Anordnung der Einzelrohre gilt

$$Nu_{0,Bündel} = f_A Nu_{l,0} \quad (84)$$

(Gnielinski 2013b, S. 820 nach Gnielinski 1978)

Daraus kann die Nusselt-Zahl für das Rohrbündel und in weiterer Folge der Wärmeübergangskoeffizient α für die rauchgasseitige Konvektion nach wie folgt berechnet werden.

$$\alpha = \frac{Nu_{0,Bündel}\lambda}{\frac{d}{2}\pi} \text{ in W/m}^2\text{K} \quad (85)$$

(verändert nach Gnielinski 2013b, S. 820)

Wärmeübergang zufolge Rauchgasstrahlung

In der Berechnung im nachfolgenden Abschnitt wird auf den rauchgasseitigen Wärmeübergang durch Strahlung auf den Überhitzer eingegangen.

Zu Beginn muss ein die Rohrreihen umschließender Rauchgaskörper definiert werden. Hierfür wurde aus den Herstellerangaben bezüglich der Querteilung, sowie Höhe und Länge des Wärmetauschers ein Gaskörper V_{RG} von $1,613 \text{ m}^3$ berechnet. Die entsprechende Oberfläche A_{RG} beträgt $13,076 \text{ m}^2$.

Daraus kann die gleichwertige Schichtdicke s_{gl} näherungsweise wie folgt berechnet werden.

$$s_{gl} = 0,9 \frac{4V_{RG}}{A_{RG}} \text{ in m} \quad (86)$$

(Vortmeyer & Kabelac 2013, S. 1118)

Die Rauchgaszusammensetzung mit gegebenen Luftverhältnis von $\lambda = 1,27$ und Brennstoffzusammensetzung entsprechend des Referenzprojektes wird in Kapitel 6.1 angeführt und ist in der folgenden Tabelle auf Mol-% umgerechnet wiedergegeben.

Tabelle 7: Molare Rauchgaszusammensetzung

Komponente	Einheit	Wert
CO ₂	Mol-%	10,713
H ₂ O	Mol-%	31,661
O ₂	Mol-%	3,117
N ₂	Mol-%	54,504
SO ₂	Mol-%	0,005
Summe	Mol-%	100,000

Daraus können die entsprechenden Partialdrücke von CO₂ und H₂O im Rauchgas unter der Annahme eines Gesamtdruckes von 1 bar in der Brennkammer wie folgt berechnet werden.

$$p_{H_2O} = p_{ges} \chi_{H_2O} \quad \text{in bar} \quad (87)$$

$$p_{CO_2} = p_{ges} \chi_{CO_2} \quad \text{in bar} \quad (88)$$

(vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 74)

Mit den jeweiligen Molanteilen χ_i .

Daraus ergibt sich ein Partialdruck des Wasserdampfes im Rauchgas von 0,317 bar und Partialdruck des Kohlenstoffdioxids von 0,107 bar.

Diese werden schließlich mit der gleichwertigen Schichtdicke s_{gl} multipliziert, um entsprechende Emissionsgrade und Druckkorrekturfaktoren aus den nachfolgenden Abbildungen abzulesen.

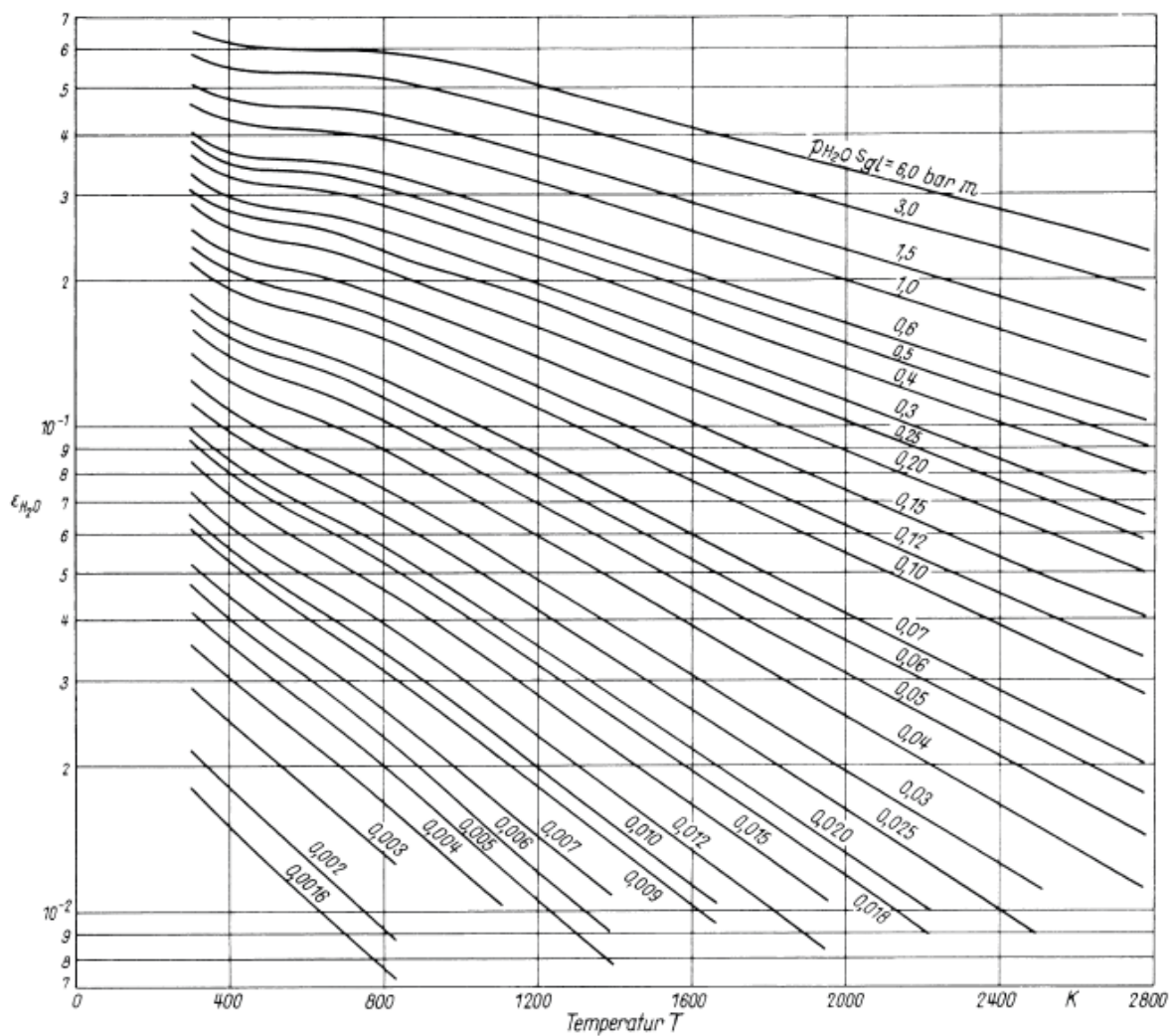


Abbildung 34: Emissionsgrad für Wasserdampf (Hottel & Egbert 1942)

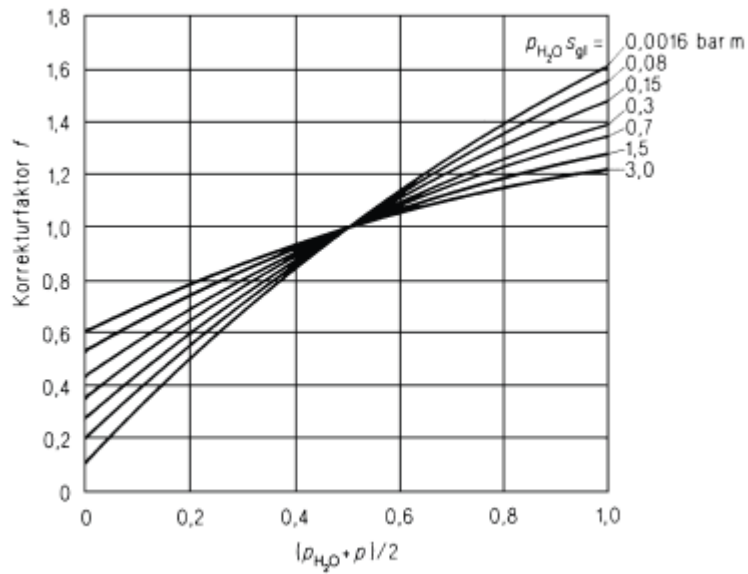


Abbildung 35: Druckkorrekturfaktor für Wasserdampf (Hottel & Egbert 1942)

Es ergibt sich ein unkorrigierter Emissionsgrad für Wasserdampf von $\varepsilon'_{H_2O} = 0,1$ und ein Druckkorrekturfaktor $f_{H_2O} = 1,2$.

Daraus folgt ein Emissionsgrad für den Wasserdampf im Rauchgas von $\varepsilon_{H_2O} = 0,12$.

Analog wird auch der Emissionsgrad des im Rauchgas enthaltenen Kohlenstoffdioxid bestimmt, wobei der Druckkorrekturfaktor bei einem Gesamtdruck von einem bar gleich eins ist.

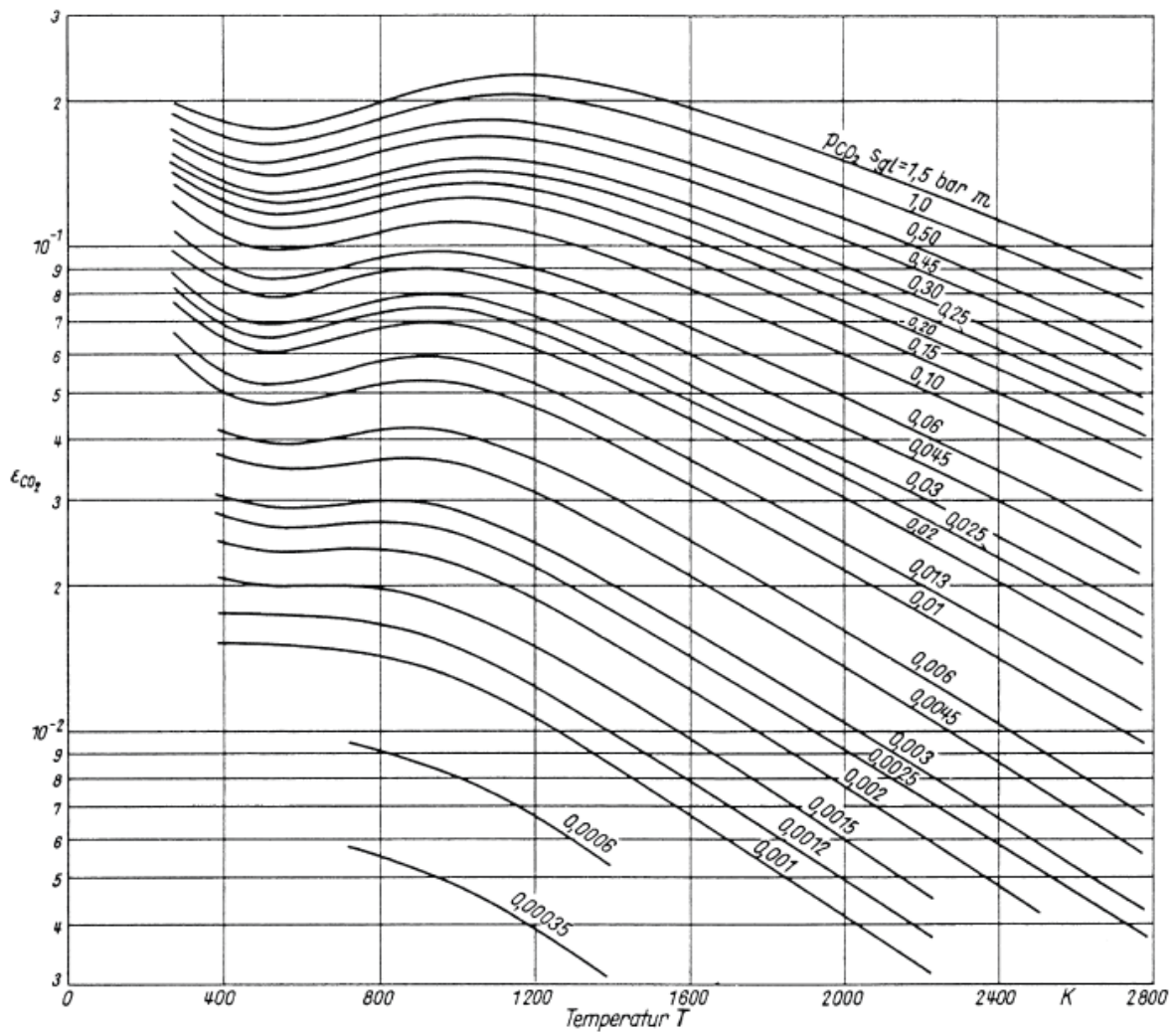


Abbildung 36: Emissionsgrad für Kohlenstoffdioxid (Hottel & Egbert 1942)

Daraus folgt ein Emissionsgrad von $\epsilon'_{CO_2} = \epsilon_{CO_2} = 0,086$.

Die oben angegebenen Werte für die einzelnen Rauchgaskomponenten H_2O und CO_2 müssen weiters um Korrekturfaktoren angepasst werden, um Zusammenhänge und Überlagerungen in Gasgemischen zu berücksichtigen (vgl. Vortmeyer & Kabelac 2013, S. 1124 f. nach Lee & Happel 1967).

Für ein Gasgemisch aus den beiden strahlungsfähigen Komponenten H_2O und CO_2 gilt

$$\epsilon_g = \epsilon_{H_2O} + \epsilon_{CO_2} - (\Delta\epsilon)_g = 0,198 \quad (89)$$

(Hottel & Egbert 1942)

mit $\Delta\epsilon$ aus der nachfolgenden Abbildung.

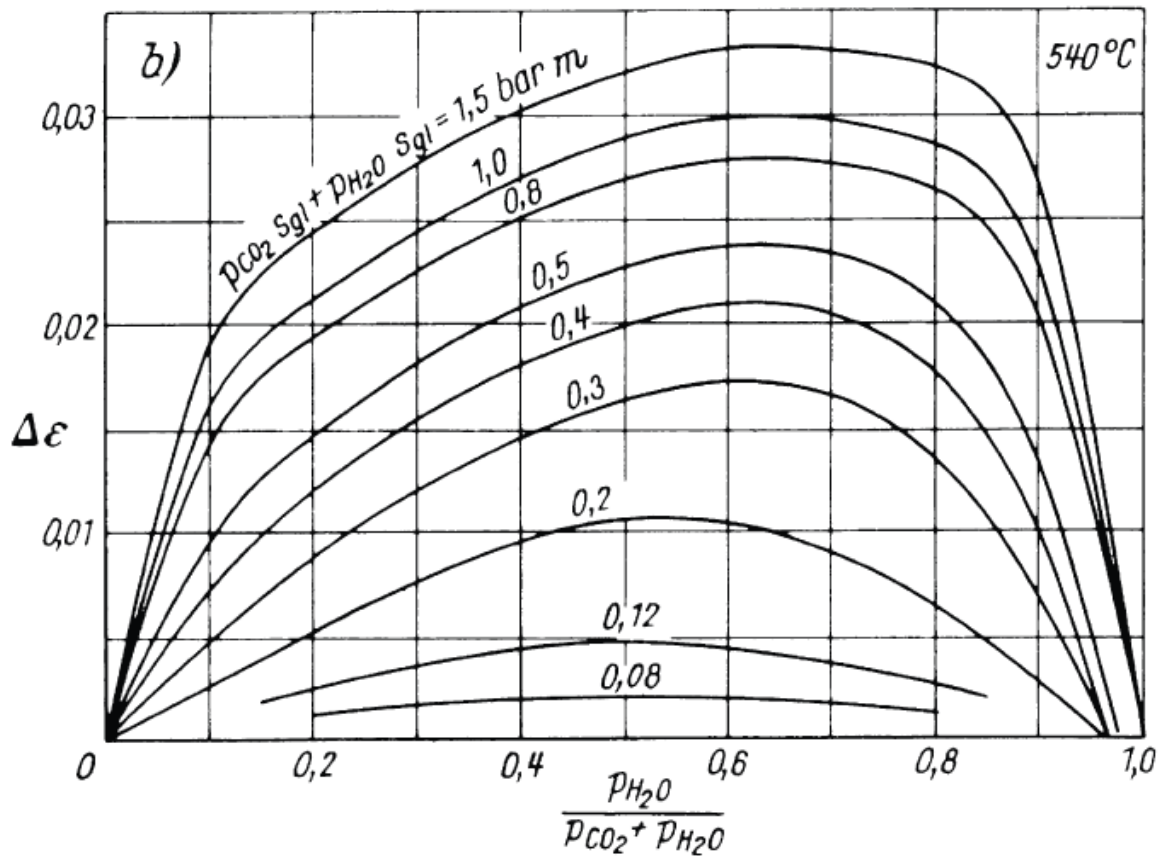


Abbildung 37: Korrekturfaktor für den Emissionsgrad von Gasgemischen (Lee & Happel 1967)

Während die Emissionsgrade im Wesentlichen von Gesamtdruck, Partialdruck und Gastemperatur abhängen, ist für die Berechnung der Absorption auch die Wandtemperatur ausschlaggebend (vgl. Vortmeyer & Kabelac 2013, S. 1122).

Aus einigen Iterationen folgen Wandtemperaturen von $429,9^\circ\text{C}$ rauchgasseitig und $422,8^\circ\text{C}$ dampfseitig. Die mittlere Rauchgastemperatur in diesem Bereich beträgt 650°C .

Damit werden die Partialdrücke von CO_2 und H_2O wie folgt erneut berechnet.

$$p_{H_2O,w} = p_{H_2O} \frac{T_w}{T_g} \text{ in bar} \quad (90)$$

(vgl. Hottel & Sarofim 1967)

$$p_{CO_2,w} = p_{CO_2} \frac{T_w}{T_g} \text{ in bar} \quad (91)$$

(vgl. Hottel & Sarofim 1967)

Wiederum multipliziert mit der gleichwertigen Schichtdicke s_{gl} können Emissionsgrade und Druckkorrekturfaktoren aus den Abbildungen 34 bis 37 abgelesen werden.

Aus $\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O},\text{gw}} = 0,15$ und $f_{\text{H}_2\text{O},\text{gw}} = 1,08$ für Wasserdampf und $\varepsilon'_{\text{CO}_2,\text{gw}} = 0,074$ und $f_{\text{CO}_2,\text{gw}} = 1$ für Kohlenstoffdioxid können weiters die Absorptionsgrade wie folgt berechnet werden.

$$a_{v,\text{H}_2\text{O}} = f_{\text{H}_2\text{O},\text{gw}} \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O},\text{gw}} \left(\frac{T_g}{T_w} \right)^{0,45} \quad (92)$$

(Hottel & Sarofim 1967)

$$a_{v,\text{CO}_2} = f_{\text{CO}_2,\text{gw}} \varepsilon'_{\text{CO}_2,\text{gw}} \left(\frac{T_g}{T_w} \right)^{0,65} \quad (93)$$

(Hottel & Sarofim 1967)

$$a_v = a_{v,\text{H}_2\text{O}} + a_{v,\text{CO}_2} - (\Delta\varepsilon)_w \quad (94)$$

(Hottel & Egbert 1942)

Der Emissionsgrad der Rohrwand für oxidierten Stahl wurde, wie auch schon für die Membranwände, mit 0,79 angenommen (vgl. Kabelac & Vortmeyer 2013, S. 1087 nach Touloukian 1972; Palik 1998; Sala 1984; Kirchhoff 1999; Landolt-Börnstein 1986).

Daraus kann der zwischen Rauchgas und Rohrwand übertragene Wärmestrom zufolge Strahlung wie in nachfolgender Gleichung beschrieben berechnet werden.

$$\dot{Q}_{gw} = A\sigma \frac{\varepsilon_w}{1 - (1 - \varepsilon_w)(1 - a_v)} (\varepsilon_g T_g^4 - a_v T_w^4) \quad \text{in W} \quad (95)$$

(Vortmeyer & Kabelac 2013, S. 1121)

Bezieht man den berechneten Wärmestrom auf die dazugehörige Fläche und Temperaturdifferenz, kann man dadurch ein Ersatz- α ausdrücken. Damit kann der rauchgasseitige Wärmeübergangskoeffizient aufgrund Strahlung bei einer durch mehrfache Iteration erhaltenen Rohrwandtemperatur (vgl. Abbildung 32) wie folgt berechnet werden.

$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{A(T_g - T_w)} \quad \text{in W/m}^2\text{K} \quad (96)$$

Konvektiver Wärmeübergang auf den Wasserdampf

Im nachfolgenden Abschnitt wird auf den dampfseitigen Wärmeübergang durch Konvektion näher eingegangen. Dieser liegt nach Abbildung 22 im Bereich von 25 bis 250 W/m²K und hat

daher einen wesentlichen Einfluss auf den Wärmeübergang, weswegen dieser auch direkt berechnet wurde.

Für die Berechnung wird die einströmende Rauchgas- und Dampftemperatur sowie der Dampfmassenstrom vorgegeben. Rauchgas- und Dampfaustrittstemperatur werden berechnet. Die Dampfeintrittstemperatur wird vor dem Überhitzer über die Einspritzkühlung geregelt und wurde vom Referenzprojekt übernommen.

Der Überhitzer besteht aus 15 Rohrreihen, wobei jede Reihe selbst aus zwei Einzelrohren besteht. Aus den Angaben des Referenzprojektes folgt ein Dampfmassenstrom durch den Überhitzer von $\dot{m}_d = 12,8 \text{ kg/s}$. Rohr- und Wärmetauscher-Dimensionen sowie Dampftemperaturen sind in der folgenden Tabelle aufgelistet.

Tabelle 8: Berechnungsparameter Überhitzer

	Einheit	Wert
Rohraußendurchmesser d_a	mm	38
Rohrinnendurchmesser d_i	mm	28
Länge Einzelrohr	m	41,88
Wärmetauscherfläche außen A_2	m^2	150
Wärmetauscherfläche innen A_1	m^2	110,53
Dampfeintrittstemperatur t_{ein}	$^{\circ}\text{C}$	368
Dampfeintrittsdruck p_{ein}	bar	101,8
Dampfaustrittsdruck p_{aus}	bar	99,3

Für die Stoffwerte des Dampfes wurde auf die NIST-Datenbank (National Institute of Standards and Technology) zurückgegriffen.

Nachfolgende Tabelle zeigt die Stoffwerte für Wasserdampf bei einer mittleren Temperatur $t_m = 395^{\circ}\text{C}$ und bei einer Wandtemperatur $t_w = 423^{\circ}\text{C}$.

Tabelle 9: Stoffwerte Wasserdampf (NIST 2023, o. S.)

	Einheit	Wert
$\rho(t_m)$	kg/m^3	38,607
$\eta(t_m)$	kg/ms	$24,325 \cdot 10^{-6}$

v (t_m)	m ² /s	0,630·10 ⁻⁶
λ (t_m)	W/mK	0,0687
cp (t_m)	J/kgK	3158,9
ρ (t_w)	kg/m ³	35,822
η (t_w)	kg/ms	25,649·10 ⁻⁶
v (t_w)	m ² /s	0,716·10 ⁻⁶
λ (t_w)	W/mK	0,0699
cp (t_w)	J/kgK	2899,6

Aus

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda} \quad (97)$$

(vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 22)

folgen die Prandtl-Zahlen bei mittlerer bzw. wandnaher Temperatur von $Pr(t_m) = 1,119$ und $Pr(t_w) = 1,064$.

Für die Reynolds-Zahl gilt

$$Re = \frac{u_d d_i}{\nu} \quad (98)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 22)

mit einer Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes von

$$u_d = \frac{m_d}{30 \rho d_i^2 \frac{\pi}{4}} \quad \text{in m/s.} \quad (99)$$

Der Faktor 30 ergibt sich aus den 15 Rohrreihen mit je 2 Einzelrohren.

Die Reynolds-Zahl nach Gleichung (98) beträgt $79,8 \cdot 10^4$. Dies bedeutet eine voll ausgebildete turbulente Strömung ($Re \geq 10^4$) (vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 424 ff.).

Weiters kann die mittlere Nusselt-Zahl unter der Annahme konstanter Wandtemperatur wie folgt berechnet werden.

$$Nu_m = \frac{(\xi/8) Re Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\xi/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (100)$$

(Gnielinski 1975; Erweiterung von Petukhof & Kirillov 1958 mit Hausen 1943)

Für den Druckverlustbeiwert ξ nach der Beziehung von Konakov gilt

$$\xi = (1,8 \log_{10} Re - 1,5)^{-2} . \quad (101)$$

(Konakov 1946)

Um die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte zu berücksichtigen wird der Korrekturterm $(T/T_w)^n$ herangezogen. Darin ist T die mittlere Fluidtemperatur und T_w die mittlere Rohrwandtemperatur in Kelvin (vgl. Gnielinski 2013a, S. 790).

Der Exponent n für überhitzten Wasserdampf in einem Gültigkeitsbereich von $1 > T/T_w > 0,67$ kann mit -0,18 angenommen werden (vgl. Heinmann o. J., S. 196).

Daraus folgt die Nusselt-Zahl nach

$$Nu = Nu_m (T/T_w)^n . \quad (102)$$

(Gnielinski 2013a, S. 790)

Folglich ergibt sich ein dampfseitiger Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion nach

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_i} \text{ in W/m}^2\text{K} . \quad (103)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 19)

Wärmeleitung durch die Rohrwand

Schließlich folgt noch die Betrachtung der Wärmeleitung durch die Rohrwand.

Wie bereits im Abschnitt 5.2 beschrieben, kann die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit λ in der Regel vernachlässigt werden. Im Referenzprojekt sind für die Überhitzerrohre die Legierungen 10CrMo9-10 und X8CrNi19-11 jeweils zu 50% gegeben. In der nachfolgenden Berechnung wurde eine Wärmeleitfähigkeit für die Überhitzerrohre von $\lambda = \lambda_m = 15 \text{ W/mK}$ für Cr-Ni-Stähle angenommen. (vgl. LUMITOS AG o. J.)

Der als Wärmedurchgangswiderstand bezeichnete Faktor $1/kA$ berechnet sich nach

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{\delta}{\lambda_m A_m} + \frac{1}{\alpha_a A_a} \text{ in K/W} \quad (104)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 35)

mit den zuvor berechneten Wärmeübergangskoeffizienten α_i für die Dampf- und α_a für die Rauchgasseite.

Weitere Wärmetauscher-Dimensionen sind in der nachfolgenden Tabelle dargestellt.

Tabelle 10: Dimensionen des Überhitzers

	Einheit	Wert
Wandstärke δ	mm	5
Wärmetauscherfläche außen A_a	m ²	150
Wärmetauscherfläche innen A_i	m ²	110,53

Für die mittlere Fläche bei Hohlzylindern gilt

$$A_m = \frac{(A_2 - A_1)}{\ln(A_2/A_1)} \text{ in m}^2. \quad (105)$$

(Baehr & Stephan 2019, S. 7)

Damit kann der Wärmedurchgangswiderstand $1/kA$ nach Gleichung (104) berechnet werden.

Für den Wärmedurchgangskoeffizienten k gilt

$$k = \frac{\left(\frac{1}{kA}\right)^{-1}}{A_a} \text{ in W/m}^2\text{K}. \quad (106)$$

(vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 35 f.)

Damit ergibt sich der Wärmestrom durch die Rohrwand mit einem vereinfacht angenommenen, linearen Temperaturverlauf nach

$$\dot{Q} = kA(\vartheta_i - \vartheta_a) \text{ in MW}. \quad (107)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 35)

Mit ϑ_i Arithmetisch gemittelter Dampftemperatur in K

ϑ_a Arithmetisch gemittelter Rauchgastemperatur in K

Auch hier ergibt sich für den Wärmestrom ein negatives Vorzeichen aus der Konvention nach Abbildung 27, wonach ein Wärmestrom entgegen der radialen Achse stets negativ ist.

Das Rückrechnen auf die zu Beginn angenommenen Rohrwandtemperaturen zum Schließen der Iterationsschleife erfolgt nach

$$\vartheta_{wi} = \vartheta_i - \frac{\dot{Q}}{\alpha_i A_i} \quad \text{in } ^\circ\text{C} \quad (108)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 36)

für die Rohrrinnenseite und

$$\vartheta_{wa} = \vartheta_a - \frac{\dot{Q}}{\alpha_a A_a} \quad \text{in } ^\circ\text{C} \quad (109)$$

(verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 36)

für die Außenseite.

Die Ergebnisse aus der oben angeführten Berechnungsmethodik werden in Kapitel 6.2 dargestellt.

5.4 Einfluss von Ablagerungsbildung

Ablagerungsbildung oder auch in der deutschsprachigen Literatur oft als „Fouling“ bezeichnet, versteht die Ablagerung von Aschepartikeln an der Wärmetauschoberfläche. Eine Ascheschicht wirkt wie eine Isolierung und reduziert somit den Wärmeübergang erheblich. Außerdem reduziert sich der Strömungsquerschnitt, was rauchgasseitig zu einem Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit und des Druckverlustes führt (vgl. Vakkilainen 2017, S. 182 ff.).

Die folgende Abbildung zeigt das Fouling an der rauchgasseitigen Oberfläche eines Speisewasservorwärmers.



Abbildung 38: Ablagerungsbildung an der Oberfläche eines Speisewasservorwärmers (Vakkilainen 2017, S. 183)

Im Extremfall kann diese Ascheschicht so lange wachsen, bis der Strömungsquerschnitt vollkommen verstopft ist. Weiters verursacht eine solche Isolierungsschicht eine ungleichmäßige thermische Belastung des Wärmetauschers, was zu Schäden an einzelnen Rohren oder sogar ganzen Bereichen führen kann. Wie intensiv dieser Fouling-Prozess ausfällt, hängt sehr stark vom eingesetzten Brennstoff ab. So ist es schwierig, Asche aus der Verbrennung von Biomasse von den Oberflächen der Wärmetauscher zu entfernen. Um die oben beschriebenen Probleme durch Ablagerungsbildung zu vermeiden, werden während des Betriebes Rußbläser eingesetzt. Diese verwenden je nach Ausführung Druckluft oder Dampf zur Reinigung der Wärmetauscheroberflächen. Außerdem kommen speziell im zweiten Zug auch mechanische Verfahren, wie zum Beispiel die Kugelregen-Reinigung, zum Einsatz. Im betrachteten Anwendungsfall bewegen sich Lanzen axial in dem Kessel und führen dabei eine Rotationsbewegung aus. Überhitzter Dampf strömt aus meist mehreren Bohrungen und reinigt die Oberflächen der Wärmetauscher (vgl. Vakkilainen 2017, S. 182 ff.).

Der Einfluss von Ablagerungsbildung kann in der Berechnung durch die Einführung des Fouling-Widerstandes berücksichtigt werden.

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{\delta}{\lambda_m A_m} + \frac{1}{\alpha_a A_a} + \frac{s_f}{\lambda_f A_a} \quad \text{in K/W} \quad (110)$$

(verändert nach Müller-Steinhagen 2013, S. 92)

Mit s_f Schichtdicke der Ablagerung in m
 λ_f Wärmeleitfähigkeit der Ablagerungen in W/mK

Je nach Art der Ablagerungen weisen diese unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten auf. Diese hängen im Wesentlichen von der Größe der Partikel sowie der Porosität und des Sintergrades der Schicht ab (vgl. Andonov 2013, S. 28).

Die nachfolgende Abbildung zeigt die mit verschiedenen Modellen berechneten Wärmeleitkoeffizienten k von Ablagerungsschichten in Abhängigkeit von deren Temperatur und Porosität P . Diese stellt das Verhältnis von Hohlraum- zu Gesamtvolumen dar. In Abbildung 39 wird für den Wärmeleitkoeffizienten die Abkürzung k verwendet. Diese ist gleichbedeutend mit λ in Gleichung (110) und in den Berechnungen.

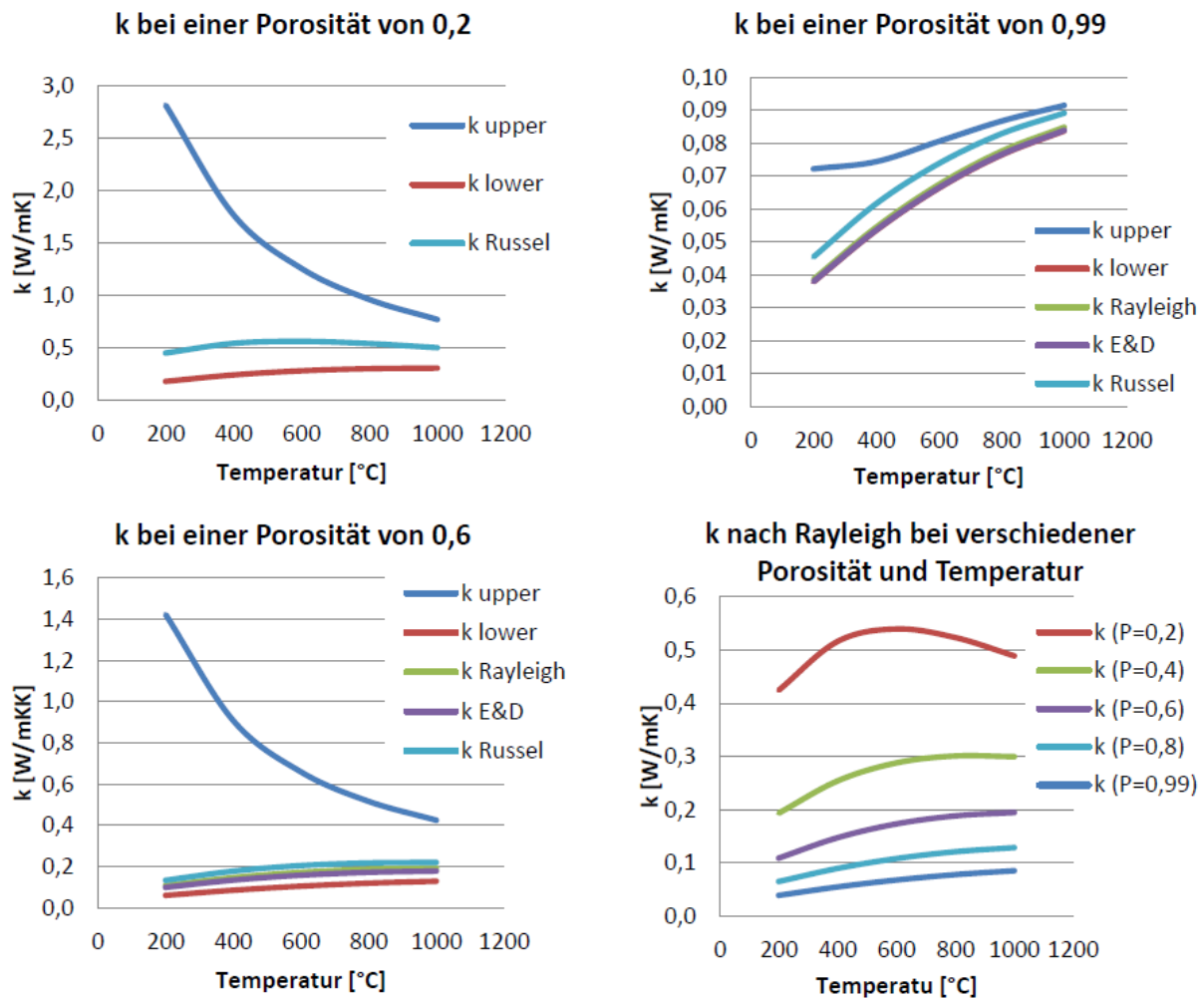


Abbildung 39: Wärmeleitkoeffizienten von Ablagerungsschichten (Andonov 2013, S. 33)

In den beiden Diagrammen oben unten links sind die Wärmeleitfähigkeiten von Ablagerungsschichten für unterschiedliche Randbedingungen dargestellt. Die Kurve „ k_{upper} “ beschreibt die Wärmeleitfähigkeit der Depositionsschicht für den Fall normal auf die Oberfläche angenommener Hohlräume, während die Hohlräume bei „ k_{lower} “ parallel zur Oberfläche gerichtet sind. Diese beiden Extremfälle bilden die theoretischen Grenzwerte dieser Betrachtung ab, wobei Messungen zeigen, dass die Wärmeleitfähigkeiten in der Realität näher am unteren Grenzwert liegen (vgl. Robinson et al. 2001).

Es ist ersichtlich, dass die Modellierung von Ablagerungsschichten nach den Modellen von Rayleigh und Russel („ $k_{Rayleigh}$ “ und „ k_{Russel} “) annähernd dieselben Ergebnisse liefern und in der Nähe des unteren Grenzwertes liegen. Die Ergebnisse für die Wärmeleitfähigkeiten von Ablagerungsschichten aus der Anwendung des Rayleigh-Modells sind in Abhängigkeit von Temperatur und Porosität im Diagramm unten rechts in Abbildung 39 dargestellt.

Für stark poröse Schichten (blaue Kurve, $P = 0,99$) liegt die Wärmeleitfähigkeit der Ablagerungen im Temperaturbereich von $200 \leq T \leq 1000^\circ\text{C}$ in etwa im Bereich $0,05 \leq \lambda \leq 0,09 \text{ W/mK}$. Mit sinkender Porosität, also weniger Hohlräumen in der Ablagerungsschicht, nimmt die Wärmeleitfähigkeit dieser zu. So liegt λ im Temperaturbereich von $200 \leq T \leq 1000^\circ\text{C}$ bei einer Porosität von $P = 0,2$ im Bereich $0,42 \leq \lambda \leq 0,55 \text{ W/mK}$. Da die Porosität nur schwer zu bestimmen ist und auch abhängig vom Bereich des Kessels die Ablagerungsschichten unterschiedlich sind, ist hier nur die ungefähre Annahme der entsprechenden Größenordnung des Wärmeleitkoeffizienten möglich.

Je nach Bereich im Kessel werden die Wärmetauscherflächen im Betrieb gereinigt oder auch nicht. Somit finden sich nach den Reinigungsvorgängen im Bereich der Überhitzer sowohl vollkommen saubere Bereiche als auch solche mit mehreren Millimeter dicken Fouling-Schichten. In der Brennkammer und damit an den Membranwänden findet in der Regel keine Reinigung im Betrieb statt.

Zur Veranschaulichung des wesentlichen Einflusses von Ablagerungsbildung wird in Kapitel 6.4 der Wärmeübergang unter Berücksichtigung einer Fouling-Schicht auf den Membranwänden und am Überhitzer berechnet und in den Abbildungen 40 und 41 dargestellt.

5.5 Verwendung in Kombination mit dem Prozessmodell

In CADSIM Plus wird die Berechnung des Wärmeübergangs in Wärmetauschern unter Vorgabe der Parameter in den Fluidströmen auf Basis einer Energiebilanz durchgeführt. Wie in Kapitel 4.3 erläutert, kann dies dazu führen, dass mit Werten jenseits der physikalischen Gültigkeit gerechnet wird.

Mit den Ergebnissen aus der Wärmetauscherberechnung wie zum Beispiel berechnete Wärmeübergangskoeffizienten k (oft auch mit „ U “ abgekürzt), können zum einen Detailuntersuchungen im Prozessmodell durchgeführt und zum anderen von der Software berechnete Werte auf Gültigkeit überprüft und validiert werden.

Für Detailuntersuchungen muss neben dem Namen des Blocks („Exchanger“) auch die Variable „Set_ U “ hinzugefügt werden. Damit verlangt das Modell neben den Eingabeparametern aus Tabelle 2 in Kapitel 4.3 auch das manuelle Eingeben des Wärmeübergangskoeffizienten.

Dies ermöglicht zukünftig die Untersuchung im Hinblick auf unter anderem Ablagerungsbildung und Überdimensionierung die Wärmetauscher betreffend.

6 Ergebnisse und Vergleich

Das vorliegende Referenzprojekt wurde mit den angegebenen Parametern möglichst genau in ein Prozessmodell übergeführt. Um die mit der Simulationssoftware berechneten Daten zu validieren, wurde eine Verbrennungsrechnung durchgeführt sowie Massen- und Energiebilanz erstellt. Weiters wurde ein Vergleichsmodell in der Software IPSEpro aufgebaut.

Zu Beginn werden in Kapitel 6.1 und 6.2 die Ergebnisse der Verbrennungsrechnung und der Wärmetauscherberechnung dargestellt. Diese dienen dann gemeinsam mit der IPSEpro-Berechnung als Basis zur Verifizierung des mit CADSIM Plus erstellten Prozessmodells in Kapitel 6.3. Der Einfluss von Ablagerungsbildung an den Heizflächen wird in Kapitel 6.4 dargestellt.

6.1 Verbrennungsrechnung

Auf Basis der angeführten Reaktionsgleichungen in Kapitel 2.5 wurde die Rauchgaszusammensetzung unter Verwendung der chemischen Zusammensetzung des Brennstoffes des Referenzprojektes und des gegebenen Luftüberschusses wie folgt berechnet.

Zusammensetzung der verfeuerten Rinde aus dem Referenzprojekt:

Tabelle 11: Brennstoffzusammensetzung

Komponente	Einheit	Wert
Kohlenstoff (C)	Gew.-% (d.b.)	52,32
Wasserstoff (H ₂)	Gew.-% (d.b.)	5,80
Sauerstoff (O ₂)	Gew.-% (d.b.)	37,00
Stickstoff (N)	Gew.-% (d.b.)	0,45
Schwefel (S)	Gew.-% (d.b.)	0,06
Chlor (Cl)	Gew.-% (d.b.)	0,02
Asche	Gew.-% (d.b.)	4,35

Die Abkürzung d.b. steht für den jeweiligen Anteil auf trockener Basis (dry base).

Molare Masse:

Tabelle 12: Molare Massen

Komponente	Einheit	Wert
Kohlenstoff (C)	kg/kmol	12
Wasserstoff (H)	kg/kmol	1

Sauerstoff (O)	kg/kmol	16
Stickstoff (N)	kg/kmol	14
Schwefel (S)	kg/kmol	32
Wasser (H₂O)	kg/kmol	18

Daraus kann die Brennstoffzusammensetzung in mol/kg berechnet werden. Die Ergebnisse sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

Tabelle 13: Molare Brennstoffzusammensetzung

Komponente	Einheit	Wert
Kohlenstoff (C)	mol/kg	43,60
Wasserstoff (H)	mol/kg	58,00
Sauerstoff (O)	mol/kg	23,13
Stickstoff (N)	mol/kg	0,32
Schwefel (S)	mol/kg	0,02

Aus diesen Werten kann der stöchiometrische Sauerstoffbedarf, wie in Kapitel 2.5 beschrieben, berechnet werden.

Tabelle 14: Stöchiometrischer Sauerstoffbedarf

Komponente	Einheit	Wert
Kohlenstoff (C)	mol _{Sauerstoff} /kg _{Brennstoff} (d.b.)	43,60
Wasserstoff (H)	mol _{Sauerstoff} /kg _{Brennstoff} (d.b.)	14,50
Sauerstoff (O)	mol _{Sauerstoff} /kg _{Brennstoff} (d.b.)	-11,56
Stickstoff (N)	mol _{Sauerstoff} /kg _{Brennstoff} (d.b.)	0,00
Schwefel (S)	mol _{Sauerstoff} /kg _{Brennstoff} (d.b.)	0,02
Summe	mol _{Sauerstoff} /kg _{Brennstoff} (d.b.)	46,56

Mit dem volumenbezogenen Verhältnis $O_2/N_2 = 0,21/0,79$ in der Verbrennungsluft ergibt sich diese zu:

Tabelle 15: Stöchiometrischer Luftbedarf

Komponente	mol/kgBrennstoff (d.b.)	kg/kgBrennstoff (d.b.)
Sauerstoff (O ₂)	46,56	1,49
Stickstoff (N ₂)	175,14	4,90
Luft	221,70	6,39

Aus den obenstehenden Tabellen kann schließlich die Rauchgaszusammensetzung berechnet werden. Die Ergebnisse werden für $\lambda = 1,27$ in der nachfolgenden Tabelle dargestellt. Dies entspricht dem Luftverhältnis aus dem Referenzprojekt.

Es sei erwähnt, dass der mit dem Brennstoff eingebrachte Stickstoff als Brennstoffstickstoff und der Stickstoff als Teil der Verbrennungsluft als Luftstickstoff bezeichnet wird. Verbrennungswasser bezeichnet den bei der Verbrennung entstehenden Wasserdampf aufgrund des im Brennstoff enthaltenen Wasserstoffs. Brennstoffwasser ergibt sich aus dem Feuchtegehalt des Brennstoffes, wobei hier wie erwähnt von trockener Biomasse ausgegangen wird.

Tabelle 16: Rauchgaszusammensetzung

Komponente	mol/kgBrennstoff (d.b.)	kg/kgBrennstoff (d.b.)
Sauerstoff (O ₂)	12,57	0,4022
Brennstoffstickstoff (N ₂)	0,16	0,0045
Luftstickstoff (N ₂)	222,43	6,2280
Kohlenstoffdioxid (CO ₂)	43,60	1,9184
Schwefeldioxid (SO ₂)	0,02	0,0012
Verbrennungswasser- dampf (H ₂ O)	29,00	0,5220
Brennstoffwasserdampf (H ₂ O)	0,00	0,0000
Summe	307,78	9,0763

Die in der obigen Tabelle berechnete Rauchgaszusammensetzung wird in Kapitel 6.3 zur Verifizierung des Prozessmodells herangezogen.

6.2 Ergebnisse der Wärmetauscherberechnung

In diesem Kapitel sind die wesentlichen Ergebnisse der Wärmetauscherberechnung nach der beschriebenen Methodik in den Kapiteln 5.2 und 5.3 dargestellt.

Für die Membranwände als Verdampfer ergeben sich nach Kapitel 5.2 die in der nachfolgenden Tabelle dargestellten Wärmeübergänge.

Tabelle 17: Berechnungsergebnisse zu den Membranwänden als Verdampfer

	Einheit	Wert
Partikelkonvektion α_p	W/m ² K	174,46
Rauchgaskonvektion α_g	W/m ² K	24,12
Strahlung α_{rad}	W/m ² K	209,89
Summe rauchgasseitig	W/m ² K	408,47
Wasser-/dampfseitige Konvektion $\alpha_{w/d}$ (Annahme)	W/m ² K	600,00
Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand λ	W/mK	42,50
Wärmeübergangskoeffizient k	W/m ² K	216,60
Übertragener Wärmestrom \dot{Q} (Betrag)	MW	24,22
Rohrwandtemperatur innen ϑ_{wi}	°C	513,75
Rohrwandtemperatur außen ϑ_{wa}	°C	529,75

Tabelle 18 zeigt die wesentlichsten Ergebnisse aus der Berechnung des Überhitzers nach Kapitel 5.3.

Tabelle 18: Berechnungsergebnisse zum Überhitzer

	Einheit	Wert
Rauchgaskonvektion α_g	W/m ² K	35,31
Rauchgasstrahlung α_{rad}	W/m ² K	23,83
Summe rauchgasseitig	W/m ² K	59,14

Dampfseitige Konvektion α_d	W/m ² K	3213,76
Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand λ	W/mK	15,00
Wärmeübergangskoeffizient k	W/m ² K	56,44
Übertragener Wärmestrom \dot{Q} (Betrag)	MW	2,76
Rohrwandtemperatur innen ϑ_{wi}	°C	422,77
Rohrwandtemperatur außen ϑ_{wa}	°C	429,89

Die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten von $k = 216,60 \text{ W/m}^2\text{K}$ für die Membranwände und $k = 56,44 \text{ W/m}^2\text{K}$ für den Überhitzer können mit Werten aus der Literatur untermauert werden.

Typische Wertebereiche für die Membranwände als Verdampfer sind $110 \leq k \leq 220 \text{ W/m}^2\text{K}$ und für den Überhitzer $40 \leq k \leq 85 \text{ W/m}^2\text{K}$ (vgl. Zhang et al. 2016, S. 113).

Die angegebenen Wertebereiche beziehen sich auf eine zirkulierende Wirbelschicht. Während die Art des Kessels keinen Einfluss auf die Wärmeübertragung im Überhitzer hat – in beiden Fällen wird Energie vom Rauchgas auf den Dampf übertragen – sind die Gegebenheiten im Bereich der Membranwände etwas anders. Der Wärmeübergang durch Partikelkonvektion liegt bei beiden Bauarten jedoch im gleichen Größenbereich (vgl. Strauß 2009, S. 173 ff.).

6.3 Verifizierung des Prozessmodells

CADSIM Plus bietet nicht die Möglichkeit, die Berechnungsmethodik hinter den vordefinierten Blöcken einzusehen. Daher wird in diesem Kapitel das Prozessmodell mit Massen- und Energiebilanzen aus händischer Berechnung sowie aus einem zusätzlich erstellten IPSEpro-Modell verifiziert. Der Vergleich der Modelle erfolgt im Auslegungspunkt des Kessels unter den nachfolgend angeführten Randbedingungen.

Randbedingungen

Das erstellte CADSIM Plus-Modell, die händische Berechnung sowie das Vergleichsmodell in IPSEpro unterliegen alle denselben Randbedingungen. Diese wurden bereits in Kapitel 4.2 beschrieben und werden an dieser Stelle somit nur kurz dargestellt.

Die elementare Zusammensetzung des Brennstoffes findet sich in Tabelle 11 im Kapitel 6.1.

Die wesentlichen Randbedingungen sind:

Tabelle 19: Randbedingungen

	Einheit	Wert
Primärlufttemperatur	°C	259,00
Sekundärlufttemperatur	°C	155,00
Speisewassertemperatur	°C	137,00
Speisewasserdruck	bar(a)	104,50
Dampfeintrittstemperatur ÜH2	°C	368,00
Frischdampfdruck	bar(a)	98,00
Luftverhältnis	-	1,27

Die angegebenen Lufttemperaturen beziehen sich auf jene nach dem Luftvorwärmer.

Da das Modell keine Aufteilung in Primär- und Sekundärluft erlaubt, werden diese beiden zusammengemischt. Die Temperatur des gemischten Luftstroms beträgt 209,2°C.

Die Dampfeintrittstemperatur in den Überhitzer Nr. 2 wird mittels Einspritzkühlung geregelt und daher vom Referenzprojekt übernommen.

Massenbilanz Brennkammer

Auf Basis der Verbrennungsrechnung in Tabelle 16, Kapitel 6.1 und einem Luftverhältnis von $\lambda = 1,27$ werden nachfolgend die Massenbilanzen der drei Modelle verglichen.

Tabelle 20: Massenbilanz Brennkammer

	Einheit	CADSIM	Verbrennungs- rechnung	IPSEpro
Brennstoff	t/h	25,17	25,17	25,17
Luft	t/h	75,01	75,01	75,22

Rauchgas	t/h	99,78	99,78	99,99
N₂	t/h	57,53	57,57	57,84
O₂	t/h	3,8	3,72	3,70
H₂O	t/h	20,72	20,75	20,72
CO₂	t/h	17,72	17,72	17,72
SO₂	t/h	0,01	0,01	0,01
Asche	t/h	0,40	0,40	0,40
Input	t/h	100,18	100,18	100,39
Output	t/h	100,18	100,18	100,39

Unter Vorgabe der Brennstoffzusammensetzung und des Luftverhältnisses ergeben sich bei allen drei Modellen annähernd identische Werte, womit eine gute Genauigkeit des Modells hinsichtlich der Verbrennungsrechnung und Massenbilanz belegt werden kann.

Energiebilanz Brennkammer

Aus der elementaren Zusammensetzung des Brennstoffes aus Tabelle 11, Kapitel 6.1 wurde in der händischen Berechnung für den Heizwert der Ansatz von Gaur verwendet. Im IPSEpro-Modell erfolgt die Heizwertberechnung nach der Gleichung von Boie. Das CADSIM-Modell bietet keine Einsicht in die Berechnungsmodelle der einzelnen Blöcke.

Die Energiebilanz für die Brennkammer ist in der nachfolgenden Tabelle dargestellt.

Tabelle 21: Energiebilanz Brennkammer

Enthalpie- /Wärmestrom	Einheit	CADSIM	Energiebilanz	IPSEpro
Brennstoffwär- meleistung	MW	54,50	40,00	40,20
Luft	MW	4,50	4,50	4,50
Rauchgas	MW	58,91	44,40	44,60
Asche	MW	0,09	0,10	0,10
Input	MW	59,00	44,50	44,70
Output	MW	59,00	44,50	44,70

Der leichte Unterschied in der Brennstoffleistung zwischen der händischen Berechnung und dem Ergebnis aus dem IPSEpro-Modell liegt in der Verwendung unterschiedlicher Heizwertformeln. Für die händische Berechnung wurde, wie oben erwähnt, die Heizwertformel nach Gaur verwendet, während die Berechnung in IPSEpro nach der Formel von Boie erfolgt.

Auffällig ist hier jedoch die deutlich höhere Brennstoffwärmeleistung im CADSIM-Modell. Der Grund dafür ist die offensichtlich falsche Berechnung des unteren Heizwertes in der Software. Dieser wird unabhängig von der Brennstoffzusammensetzung unter Vorgabe des oberen Heizwertes berechnet. Um diesen Fehler im Modell zu korrigieren, wird der im Kapitel 4.4 beschriebene Ansatz von Gaur zur Berechnung des unteren und oberen Heizwertes in Abhängigkeit von der Brennstoffzusammensetzung und -feuchte dem Modell hinzugefügt. Damit wird die Eingabe des oberen Heizwertes im Modell so lange iterativ angepasst, bis der untere Heizwert dem berechneten Wert entspricht.

Ein weiteres Problem in der Software ist das nicht selbstständige Erkennen von Phasenumwandlungen. So liegt das im Rauchgas enthaltene Wasser nach der Verbrennung in flüssiger Phase vor, was einen erheblichen Einfluss auf den Rauchgasvolumenstrom darstellt. Im CADSIM Plus-Modell folgt somit das flüssige Wasser dem Rauchgasstrom, weshalb die Massenbilanz auch mit nicht-korrigiertem Heizwert erfüllt ist. Der daraus entstehende Fehler wird durch den Einsatz eines Separators nach dem Brenner-Block behoben. Dieser verlangt die Vorgabe des Aggregatzustandes der ausströmenden Medien (100% Dampf, 0% Wasser). Die Verdampfungsenthalpie wird bereits mit der Korrektur des Heizwertes berücksichtigt und wird im Separator deshalb gleich null gesetzt.

Die nachfolgende Tabelle zeigt den Vergleich der Ergebnisse nach der Korrektur der erkannten Fehler.

Tabelle 22: Korrigierte Energiebilanz Brennkammer

Enthalpie- /Wärmestrom	Einheit	CADSIM	Berechnung	IPSEpro
Brennstoffwär- meleistung	MW	40,00	40,00	40,20
Luft	MW	4,50	4,50	4,50
Rauchgas	MW	44,41	44,40	44,60
Asche	MW	0,09	0,10	0,10
Input	MW	44,50	44,50	44,70
Output	MW	44,50	44,50	44,70

Durch die Verwendung des gleichen Ansatzes zur Heizwertberechnung (Gaur) in der händischen Berechnung und in CADSIM Plus sind die beiden Ergebnisse der Heizwerte ident, obwohl der Brennwert abweicht. Die leichte Abweichung zum IPSEpro-Modell ergibt sich, wie bereits oben erwähnt, aus der Berechnung des Heizwertes nach der Formel von Boie.

Die Ergebnisse aus Tabelle 22 werden als Basis für die nachfolgenden Vergleiche herangezogen.

Energiebilanz Verdampfer-Membranwände

In der nachfolgenden Tabelle sind die Energiebilanzen für die Membranwände als Verdampfer aus den drei Modellen dargestellt.

Die Abkürzungen „WT“, „RG“, „W“ und „D“ stehen hier für Wärmetauscher Rauchgas, Wasser und Dampf.

Tabelle 23: Energiebilanz Membranwände als Verdampfer

Enthalpiestrom	Einheit	CADSIM	WT-Berechnung	IPSEpro
RG ein	MW	44,41	44,40	44,60
RG aus	MW	25,61	20,18	20,38
Delta RG	MW	18,80	24,22	24,22
W ein	MW	18,79	18,79	18,79
W/D aus	MW	37,59	43,01	43,01
Delta W/D	MW	18,80	24,22	24,22
Input	MW	63,20	63,19	63,39
Output	MW	63,20	63,19	63,39

Die Differenz der Energie von einströmendem zu ausströmendem Rauchgas wird auf das Wasser bzw. den Dampf übertragen. Der Wärmeübergang wird im CADSIM Plus-Modell auf Basis einer Energiebilanz berechnet. Die Spalte „Wärmetauscher-Berechnung“ („WT-Berechnung“) gibt die Ergebnisse der Wärmetauscherberechnung wieder. Diese wurden in das IPSEpro-Modell übertragen, was zu den annähernd identischen Ergebnissen dieser beiden Spalten führt. Die Energiebilanz in CADSIM Plus wird unter Vorgabe der Dampftemperaturen am Ein- und Austritt sowie dem Dampfmassenstrom berechnet. Der Vergleich der Ergebnisse aus der Energiebilanz des CADSIM-Modells mit jenen aus der Wärmetauscherberechnung zeigt eine

Überdimensionierung der Heizflächen hinsichtlich übertragbarer Wärme von rund 29%. Durch eine solche Überdimensionierung werden Einflussgrößen, wie zum Beispiel Ablagerungsbildung, berücksichtigt. Der übertragene Wärmestrom auf die Membranwände des Kessels bei sauberen Heizflächen ist somit größer, als im Auslegungspunkt benötigt. Dies führt im sauberen Zustand zwar dazu, dass in den Membranwänden mehr Wasser verdampft werden kann, jedoch folgt daraus auch eine niedrigere Rauchgasenthalpie nach den Verdampferheizflächen. Somit steht im Bereich der Überhitzer Rauchgas mit niedrigerer Temperatur zur Verfügung, was in diesem Fall den limitierenden Faktor für die Dampfproduktion darstellt.

Energiebilanz Überhitzer

Die nachfolgende Tabelle zeigt die Energiebilanzen für den Überhitzer mit den gleichen Abkürzungen wie in Tabelle 23. Der Enthalpiestrom des einströmenden Rauchgases entspricht jenem beim Verlassen der Verdampfer-Membranwände.

Tabelle 24: Energiebilanz Überhitzer

Enthalpiestrom	Einheit	CADSIM	WT-Berechnung	IPSEpro
RG ein	MW	25,61	20,18	20,38
RG aus	MW	23,33	17,42	17,62
Delta RG	MW	2,28	2,76	2,76
D ein	MW	39,34	39,34	38,93
D aus	MW	41,62	42,10	41,69
Delta D	MW	2,28	2,76	2,76
Input	MW	64,95	59,52	59,31
Output	MW	64,95	59,52	59,31

Auch das Ergebnis für den Wärmeübergang im Überhitzer Nr. 2 aus der Wärmetauscherberechnung wurde in das IPSEpro-Modell übertragen. Vergleicht man die Ergebnisse aus der Energiebilanz aus CADSIM Plus mit jenen der Wärmetauscherberechnung, so sieht man eine Überdimensionierung der Heizfläche des Überhitzers Nr. 2 in Bezug auf den übertragbaren Wärmestrom von rund 20%. Dies führt im Wesentlichen zu denselben Erkenntnissen wie oben bei den Membranwänden. Durch das Übertragen eines größeren Wärmestromes im Überhitzer Nr. 2 verringert sich die verfügbare Rauchgasenergie in den nachfolgenden Bereichen, was wiederum den limitierenden Faktor für die Dampfproduktion darstellt.

6.4 Einfluss von Ablagerungsbildung

Im folgenden Abschnitt soll der Einfluss von Ablagerungsbildung auf den Wärmetauscherflächen als möglicher Anwendungsfall der Wärmetauscherberechnung betrachtet werden. Um den Einfluss einer Fouling-Schicht zu berücksichtigen, werden die Heizflächen in der Regel überdimensioniert. Die nachfolgend angestellte Untersuchung soll dies verdeutlichen.

Die Basis für die folgende Betrachtung stellt die zum Erreichen der Prozessparameter vorgegebene Wärmemenge aus der Energiebilanz vom CADSIM Plus-Modell in Tabelle 22 und 23 dar.

Die Wärmeleitfähigkeit der Ablagerungen ist, wie in Kapitel 5.4 beschrieben, abhängig von ihrer Porosität und Temperatur und liegt im Bereich von $0,05 \leq \lambda \leq 0,55 \text{ W/mK}$ (vgl. Kapitel 5.4).

Um den Einfluss von Ablagerungsbildung exemplarisch darzustellen, wird für die nachfolgenden Berechnungen eine Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = 0,3$ angenommen. Dies entspricht der Wärmeleitfähigkeit einer Ablagerungsschicht im Temperaturbereich von 700 bis 850°C und einer Porosität von 0,4 zur Darstellung eines Mittelwertes nach Abbildung 39.

Abbildung 40 zeigt den Einfluss einer Ablagerungsschicht auf den Wärmeübergangskoeffizienten auf die Membranwänden.

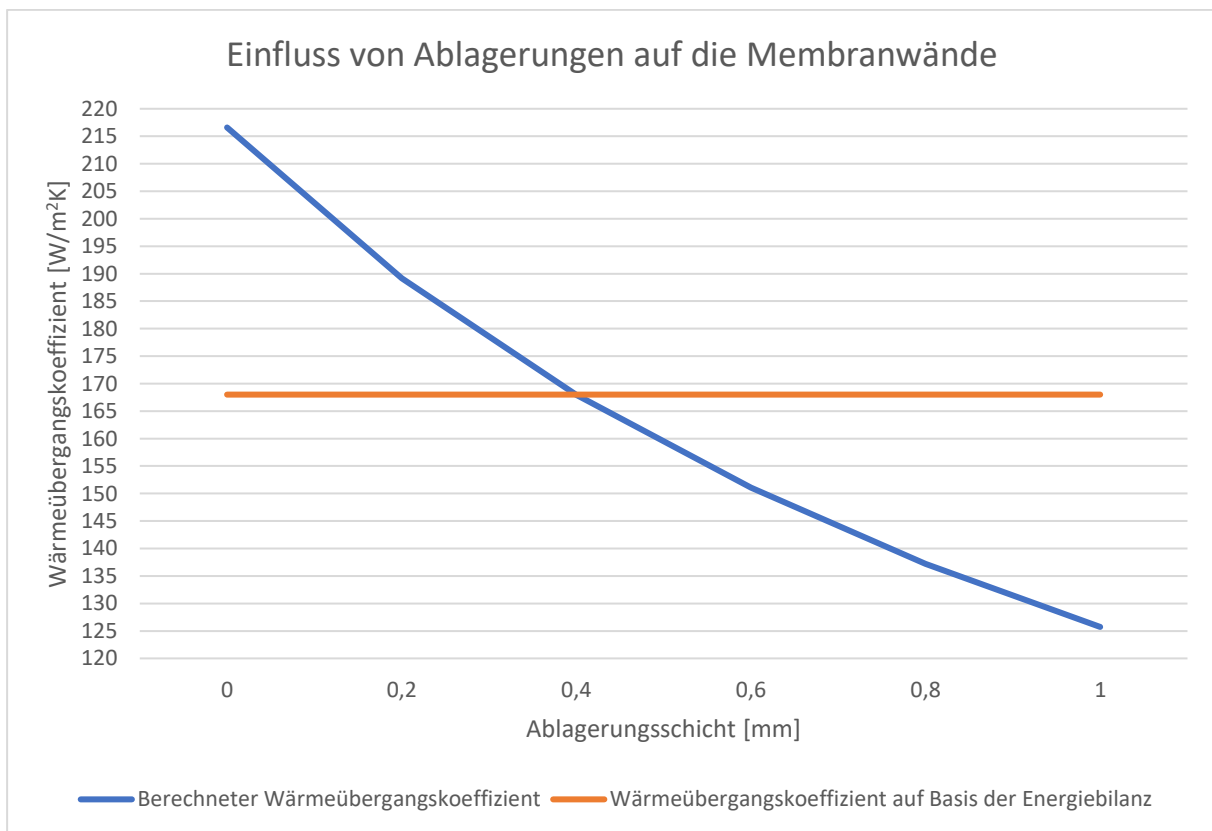


Abbildung 40: Einfluss von Ablagerungen auf die Membranwände (eigene Darstellung)

Die Membranwände sind im betrachteten Anwendungsfall so ausgelegt, dass sie ohne Ablagerungen $216,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ übertragen können (blaue Kurve). Eine wachsende Ablagerungsschicht verringert den Wärmeübergang. Beim Erreichen einer Schichtdicke von etwas mehr als $0,4 \text{ mm}$ im gesamten Strahlungsraum unterschreitet der berechnete Wärmeübergangskoeffizient den auf Basis der Energiebilanz in Tabelle 22 berechneten Wert (orange Linie). Das bedeutet, dass ab einer Ablagerungsschicht von rund $0,4 \text{ mm}$ nicht mehr ausreichen Energie übertragen werden kann und Auslegungsparameter wie zum Beispiel Frischdampfmenge oder -temperatur nicht mehr erreicht werden.

Nachfolgend wird die gleiche Untersuchung beim Überhitzer durchgeführt. Auch hier wird, wie bei den Membranwänden, mit einer Wärmeleitfähigkeit der Ablagerungsschicht von $\lambda = 0,3 \text{ W/mK}$ gerechnet.

Abbildung 41 zeigt den Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten mit wachsender Ablagerungsschicht.

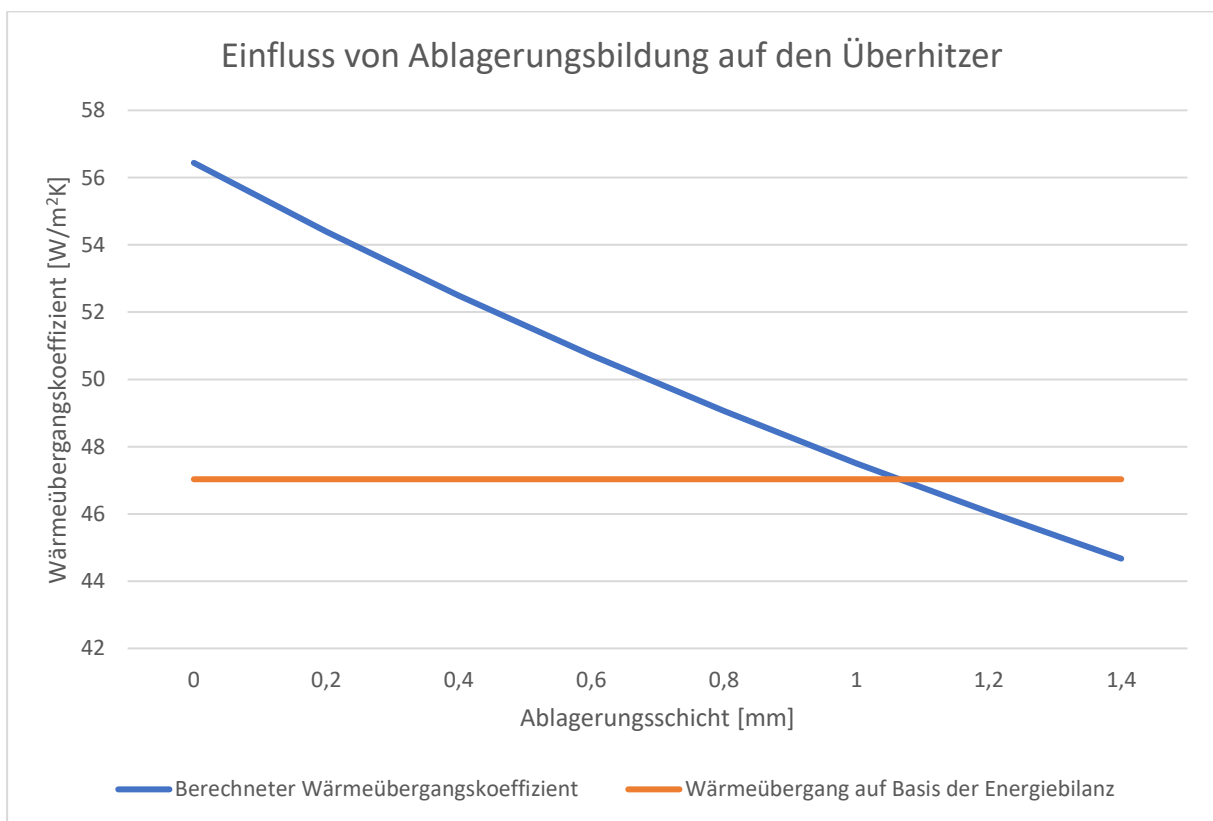


Abbildung 41: Einfluss von Ablagerungen auf den Überhitzer (eigene Darstellung)

Es ist zu erkennen, dass auf Basis der mit CADSIM Plus berechneten Energiebilanz aus Tabelle 23 ein Wärmeübergangskoeffizient von rund $47 \text{ W/m}^2\text{K}$ notwendig ist, um die benötigte Energie zum Erreichen der vom Hersteller vorgegebenen Dampfparameter zu erreichen (orange Linie). Aufgrund von Überdimensionierung ist der Wärmeübergangskoeffizient bei sauberen Wärmetauscherflächen um rund 20% größer als erforderlich (blaue Kurve). Mit zunehmender Ablagerungsschicht nimmt auch hier der Wärmeübergangskoeffizient ab und bei Erreichen einer Schichtdicke von etwas mehr als 1 mm kann nicht mehr ausreichend Wärme zum Erreichen der Prozessparameter übertragen werden.

Wie die obigen Berechnungen zeigen, sind Ablagerungen ein wesentlicher Faktor bei der Wärmeübertragung. Der Wärmeübergangskoeffizient reduziert sich aufgrund der isolierend wirkenden Schicht erheblich. Der starke Einfluss einer Ablagerungsschicht führt dazu, dass Wärmetauscher in der Regel überdimensioniert sind (vgl. Thackery 1980).

Der in diesem Kapitel beschriebene Einfluss von Ablagerungsbildung kann im erstellten Berechnungsmodell berücksichtigt und weiters in das Prozessmodell übertragen und zur detaillierten Untersuchung von Wärmetauschern verwendet werden.

Neben der Betrachtung von Ablagerungen kann das Berechnungsmodell auch für Detailuntersuchungen hinsichtlich Dimensionierung und zur Plausibilisierung der von CADSIM Plus und IPSEpro berechneten Wärmeübergänge in den Prozessmodellen herangezogen werden.

7 Zusammenfassung, Schlussfolgerung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Prozessmodell mit der Software CADSIM Plus für eine stationäre Wirbelschicht erstellt. Die Modellierung erfolgte auf Basis der Studie der Grundlagen zu Feuerungssystemen und Kesseln im entsprechenden Leistungsbereich sowie basierend auf Daten aus einem von der Partnerfirma kürzlich umgesetzten Projekt mit einer blasenbildenden Wirbelschicht.

In Kapitel 3 sind die Grundlagen der Wärmetauscherberechnung dargestellt. Die Mechanismen der Wärmeübertragung – Konvektion, Wärmeleitung und -strahlung – werden darin näher erläutert. Dies bildet die Basis für die in den Kapiteln 5.2 und 5.3 durchgeführten Berechnungen

des Wärmeüberganges für die Verdampfer-Membranwände bzw. den ersten Überhitzer in Rauchgasrichtung.

Das Vorgehen bei der Erstellung des Modells wird in Kapitel 4 beschrieben. Das erstellte Prozessmodell folgt dem Aufbau und gegebenen Parametern aus einem kürzlich umgesetzten Projekt. Die Wirbelschicht hat eine Brennstoffwärmeleistung von 40 MW und wird mit Rinde befeuert. Der Kessel ist für eine Dampfproduktion von rund 46,2 Tonnen pro Stunde bei 500°C und 98 bar Absolutdruck ausgelegt.

Bisher wird in der Partnerfirma lediglich ein Blackbox-Modell verwendet, das mittels Zufuhr von Wärmeenergie das Speisewasser verdampft. Das im Zuge dieser Arbeit erstellte Prozessmodell soll in zukünftigen Simulationsprojekten das bisher eingesetzte Blackbox-Modell ersetzen und damit eine detailliertere Betrachtung zulassen. Aufbau und Funktion des Prozessmodells entsprechen dem heutigen Stand der Technik für diese Art von Kesseln im Leistungsbereich von 5 bis 50 MW thermisch. Der Aufbau hinsichtlich Anordnung von Wärmetauschern im Kessel kann mit geringem Aufwand angepasst werden.

Daneben wurde außerdem ein identisches Modell mit der Software IPSEpro erstellt und zur Verifizierung des CADSIM Plus-Modells genutzt. Die Modelle in IPSEpro sind deutlich transparenter und ermöglichen einen Einblick in die hinterlegten Berechnungsmethoden. An dieser Stelle sei erwähnt, dass IPSEpro für energietechnische Berechnungen und Simulationen deutlich besser geeignet ist als das üblicherweise für die Abbildung und Berechnung von chemischen Prozessen verwendete CADSIM Plus. Die Anwenderfreundlichkeit zum einen und speziell die Transparenz und Nachvollziehbarkeit sowie die Möglichkeit zur Anpassung der Berechnungsmodelle in der Software zum anderen sprechen für die Verwendung von IPSEpro.

Die zusätzlich in Excel durchgeführte Verbrennungsrechnung (Kapitel 6.1), Massen- und Energiebilanzen (Kapitel 6.3) sowie die detaillierten Wärmetauscherberechnungen (Kapitel 5.2, 5.3) bilden im Gesamten ein weiteres Modell, das zur Verifikation des CADSIM Plus-Modells herangezogen werden kann bzw. herangezogen wurde. Die Ergebnisse der Wärmetauscherberechnung sind in Kapitel 6.2 dargestellt. Mit diesem Berechnungsmodell können die errechneten Wärmeübergänge aus der Simulation hinsichtlich ihrer physikalischen Gültigkeit überprüft werden. Weiters ergibt sich die Möglichkeit, Detailuntersuchungen hinsichtlich Dimensionierung von Wärmetauschern, Ablagerungsbildung, Grenzen im Betrieb des Kessels und Rauchgaszusammensetzung anzustellen. Es gelten dieselben Randbedingungen hinsichtlich Brennstoff, Verbrennungsluft, Speisewasser und Frischdampf wie in den beiden erstellten Prozessmodellen.

Das erstellte Berechnungsmodell wurde, ebenso wie das IPSEpro-Modell, zur Verifizierung der Ergebnisse des CADSIM Plus-Modelles herangezogen. Die Gegenüberstellung der drei Modelle erfolgt in Kapitel 6.3.

Beim Vergleich der drei Modelle (CADSIM Plus, Berechnung, IPSEpro,) in Kapitel 6.3 fällt auf, dass trotz gleicher Brennstoffzusammensetzung, -menge und -feuchtigkeit bei gleichem Luftverhältnis, der Brennstoffenergiestrom und damit verbunden der untere Heizwert im CADSIM Plus-Modell deutlich größer ist als bei den beiden anderen Modellen. Daraus ergibt sich in weiterer Folge auch ein deutlich höherer Enthalpiestrom des Rauchgases. Bei genauer Betrachtung dieser Abweichung wurde festgestellt, dass der untere Heizwert in CADSIM Plus offensichtlich nicht richtig berechnet wird. Der von CADSIM Plus berechnete untere Heizwert ist deutlich höher als jener aus der händischen Berechnung und IPSEpro. Die Berechnung erfolgt offensichtlich auf Basis der Eingabe des oberen Heizwertes, unabhängig von der Brennstoffzusammensetzung. Das IPSEpro-Modell (Boie) und die händische Berechnung (Gaur) erfolgen zwar nach unterschiedlichen Ansätzen zur Heizwertbestimmung, zeigen jedoch eine sehr gute Übereinstimmung (vgl. Kapitel 6.3).

Um das Problem in CADSIM Plus zu lösen, wurde die Heizwertformel von Gaur, wie in Kapitel 4.4 beschrieben, dem Modell hinzugefügt. Damit werden Heiz- und Brennwert unter Berücksichtigung der Brennstoffzusammensetzung und -feucht berechnet. Mit den erhaltenen Ergebnissen wird die Vorgabe des oberen Heizwertes in der Software so lange angepasst, bis die unteren Heizwerte übereinstimmen.

Ein weiteres Problem in CADSIM Plus ist die Tatsache, dass nach der Verbrennung das Wasser im Rauchgas in flüssiger Phase vorliegt. Dies hat einen erheblichen Einfluss auf den Rauchgasvolumenstrom. Um diesen Fehler zu beheben muss nach dem Brenner-Block ein Separator eingefügt werden. Dieser verlangt die Vorgabe des Aggregatzustandes der ausströmenden Fluide (100% Dampf, 0% Wasser). Aufgrund dessen, dass die Berücksichtigung der Verdampfungsenthalpie bereits mit der Korrektur des Heizwertes erfolgt, muss diese im Separator gleich null gesetzt werden.

Die Ergebnisse aus dem korrigierten Modell sind in Kapitel 6.3 dargestellt.

Die Berechnung des Wärmeüberganges an den Heizflächen erfolgt in CADSIM Plus auf Basis einer Energiebilanz. Massenstrom, Temperatur und Druck des Wassers bzw. Dampfes müssen vorgegeben werden, woraus schließlich die ausströmende Rauchgasenergie berechnet wird. Die Ergebnisse der Energiebilanzen für die Verdampfer-Membranwände und den Überhitzer Nr. 2 wurden mit jenen aus der händischen Berechnung und dem IPSEpro-Modell verglichen und

stimmen in sehr guter Näherung überein. Weiters konnten in Kapitel 6.3 alle Massen- und Energiebilanzen geschlossen werden.

In den Kapiteln 6.3 und 6.4 wurden als mögliche Anwendungsfälle dieses Berechnungsmodells die Heizflächen der Membranwände und des Überhitzers hinsichtlich Dimensionierung und Ablagerungsbildung untersucht. Die Ergebnisse zeigen eine Überdimensionierung von rund 29% bei den Verdampfer-Heizflächen (Membranwände) und rund 20% beim Überhitzer. Dadurch ist ein zuverlässiger Betrieb des Kessels auch bei leichter Verschmutzung der Heizflächen möglich.

Die detaillierte Untersuchung von Ablagerungsbildung an den Heizflächen erfolgt in Kapitel 6.4. Es zeigte sich, dass bis zu einer Schichtdicke der Ablagerungen von etwas mehr als 0,4 mm bei den Membranwänden und etwas mehr als 1 mm beim Überhitzer der Wärmeübergang zum Erreichen der Prozessparameter (wie z.B. Frischdampfmenge und -temperatur) ausreichend ist.

Die Ergebnisse aus der Wärmetauscherberechnung wurden in weiterer Folge in das IPSEpro-Modell übertragen. Damit wurde das Verhalten des Kessels für den Anwendungsfall absolut sauberer Heizflächen betrachtet. Durch die Überdimensionierung der Verdampfer-Membranwände kann in diesem Bereich mehr Wärme übertragen werden als im Auslegungspunkt erforderlich. Werden Druck und Temperatur in der Trommel konstant gehalten, so erhöht sich der Massenstrom in den Verdampferrohren. Aufgrund der Tatsache, dass in diesem Bereich nun mehr Wärme übertragen wird, ist der Enthalpiestrom des Rauchgases beim Eintritt in den ersten Überhitzer jedoch geringer.

Wird nun auch beim ersten Überhitzer in Rauchgasrichtung der höhere Wärmeübergang vorgegeben, führt das zum gleichen Ergebnis. Der Rauchgasenthalpiestrom vor dem Eintritt in die weiteren Überhitzer ist deutlich geringer als im Auslegungspunkt des Kessels. Daraus folgt, dass bei den weiteren Überhitzern sowie Speisewasser- und Luftvorwärmern nicht mehr ausreichend Rauchgasenergie zum Erreichen der Prozessparameter verfügbar ist. Dies stellt folglich den limitierenden Faktor bei der Dampfproduktion dar.

Mit der Berücksichtigung der oben erwähnten Einschränkungen von CADSIM Plus kann sowohl das CADSIM- als auch das IPSEpro-Modell in zukünftigen Simulations-Projekten verwendet werden, wobei zweiteres wie oben erwähnt für energietechnische Berechnungen deutlich besser geeignet ist.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Teilprozesse der Biomasseverbrennung (Wilk et al. 2016, S. 648).....	5
Abbildung 2: Rauchgaskomponenten in den verschiedenen Phasen der thermochemischen Umwandlung (Nussbaumer 1989)	7
Abbildung 3: NO _x -Bildung bei der Biomasseverbrennung (Nussbaumer & Winter 2016, S. 707).....	10
Abbildung 4: Maßnahmen zur Reduzierung von Stickstoffoxiden (Nussbaumer 1997)	11
Abbildung 5: Luftstufung (Nussbaumer & Winter 2016, S. 713).....	11
Abbildung 6: Brennstoffstufung (Nussbaumer & Winter 2016, S. 715)	12
Abbildung 7: Ausführungen von Feuerungen im mittleren bis großen Leistungsbereich (Wesselak et al. 2013, S. 485).....	14
Abbildung 8: Rostfeuerung (Hartmann & Hofbauer 2016, S.890)	15
Abbildung 9: Vereinfachtes Anlagenschema (vgl. Strauß 2009, S.72)	17
Abbildung 10: Idealisierter Rankine-Prozess (vgl. Strauß 2009, S. 73)	18
Abbildung 11: Ausführungsarten von Wirbelschichten und Druckabfall durch das Bett als Funktion der Gasgeschwindigkeit (Vakkilainen 2017, S. 213)	19
Abbildung 12: Einzelpartikel (links) und Bettmaterial mit Hohlräumen (rechts) (Vakkilainen 2017, S. 215)	20
Abbildung 13: Wärmeübergangskoeffizient in einer Wirbelschicht (Wunder 1980).....	23
Abbildung 14: Aufbau blasenbildende Wirbelschicht (verändert nach Vakkilainen 2017, S. 217).....	24
Abbildung 15: Stufung der Verbrennungsluft (Vakkilainen 2017, S. 220)	25
Abbildung 16: Primärluft-Düsen am Boden der Brennkammer (Vakkilainen 2017, S. 157)..	26
Abbildung 17: Aufbau einer Membranwand (Vakkilainen 2017, S. 169).....	27
Abbildung 18: Trommel (Vakkilainen 2017, S. 101)	28
Abbildung 19: Wärmeleitung durch ebene Wand (verändert nach Baehr & Stephan 2019, S. 9).....	33
Abbildung 20: Strömungsprofil (links) und Temperaturprofil (rechts) (Baehr & Stephan 2019, S. 12)	35
Abbildung 21: Annäherung der thermischen Grenzschicht (Baehr & Stephan 2019, S. 13)...	36
Abbildung 22: Größenordnung des Wärmeübergangskoeffizienten α (Stephan 2013, S. 22). 38	
Abbildung 23: Wärmeübergang und -leitung durch eine ebene Wand (Baehr & Stephan 2019, S. 35)	39
Abbildung 24: Emissionskoeffizienten verschiedener Wandoberflächen (Strauß 2009, S. 166)	40
Abbildung 25: Massen- und Energieströme der stationären Wirbelschicht (eigene Darstellung)	43
Abbildung 26: Aufbau des Modells einer blasenbildenden Wirbelschicht (eigene Darstellung)	44
Abbildung 27: Wärmeübergang bei einer Rohrleitung (eigene Darstellung)	51
Abbildung 28: Bereich der Membranwände als Verdampfer (eigene Darstellung).....	54
Abbildung 29: Iterationsschleife zur Berechnung des Wärmeübergangs an den Membranwänden (eigene Darstellung)	55

Abbildung 30: Strömungsformen und Wärmeübergangsbereiche in Verdampferrohren (Baehr & Stephan 2019, S. 596)	63
Abbildung 31: Bereich des betrachteten Überhitzers (eigene Darstellung)	67
Abbildung 32: Iterationsschleife zur Berechnung des Wärmeübergangs am Überhitzer (eigene Darstellung)	68
Abbildung 33: Quer- und Längsteilung fluchtender und versetzter Einzelrohre in einem Rohrbündelwärmetauscher (Gnielinski 2013b, S. 820)	69
Abbildung 34: Emissionsgrad für Wasserdampf (Hottel & Egbert 1942)	73
Abbildung 35: Druckkorrekturfaktor für Wasserdampf (Hottel & Egbert 1942)	74
Abbildung 36: Emissionsgrad für Kohlenstoffdioxid (Hottel & Egbert 1942)	75
Abbildung 37: Korrekturfaktor für den Emissionsgrad von Gasgemischen (Lee & Happel 1967)	76
Abbildung 38: Ablagerungsbildung an der Oberfläche eines Speisewasservorwärmers (Vakkilainen 2017, S. 183)	83
Abbildung 39: Wärmeleitkoeffizienten von Ablagerungsschichten (Andonov 2013, S. 33) ..	85
Abbildung 40: Einfluss von Ablagerungen auf die Membranwände (eigene Darstellung)	97
Abbildung 41: Einfluss von Ablagerungen auf den Überhitzer (eigene Darstellung)	98

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Eingabeparameter CADSIM Plus Modell.....	46
Tabelle 2: Eingabeparameter Wärmetauscher CADSIM Plus	47
Tabelle 3: Stoffwerte für trockene Luft bei 850°C und 1 bar (vgl. Span 2013, S. 198; Ergebnisse nach Lemmon et al. 2000,.....)	58
Tabelle 4: Dimensionen der Membranwände	64
Tabelle 5: Wärmeleitfähigkeiten (vgl. Baehr & Stephan 2019, S. 5)	65
Tabelle 6: Dimensionen des Überhitzers	68
Tabelle 7: Molare Rauchgaszusammensetzung	72
Tabelle 8: Berechnungsparameter Überhitzer.....	78
Tabelle 9: Stoffwerte Wasserdampf (NIST 2023, o. S.)	78
Tabelle 10: Dimensionen des Überhitzers	81
Tabelle 11: Brennstoffzusammensetzung	87
Tabelle 12: Molare Massen	87
Tabelle 13: Molare Brennstoffzusammensetzung.....	88
Tabelle 14: Stöchiometrischer Sauerstoffbedarf	88
Tabelle 15: Stöchiometrischer Luftbedarf.....	89
Tabelle 16: Rauchgaszusammensetzung	89
Tabelle 17: Berechnungsergebnisse zu den Membranwänden als Verdampfer.....	90
Tabelle 18: Berechnungsergebnisse zum Überhitzer	90
Tabelle 19: Randbedingungen.....	92
Tabelle 20: Massenbilanz Brennkammer	92
Tabelle 21: Energiebilanz Brennkammer.....	93
Tabelle 22: Korrigierte Energiebilanz Brennkammer.....	94
Tabelle 23: Energiebilanz Membranwände als Verdampfer.....	95
Tabelle 24: Energiebilanz Überhitzer	96
Tabelle 25: Koeffizienten für die Berechnung von c_p bei $T > 1000$ K (vgl. McBride et al. 1993, S. 10 ff.).....	112
Tabelle 26: Koeffizienten für die Berechnung von c_p bei $T < 1000$ K (vgl. McBride et al. 1993, S. 10 ff.).....	112
Tabelle 27: Koeffizienten für die Berechnung von η für Temperaturen von $300 \leq T \leq 1000$ K (vgl. McBride et al. 1993, S. 75 ff.)	113
Tabelle 28: Koeffizienten für die Berechnung von η für Temperaturen von $1000 < T \leq 5000$ K (vgl. McBride et al. 1993, S. 75 ff.)	113
Tabelle 29: Koeffizienten für die Berechnung von λ für Temperaturen von $300 \leq T \leq 1000$ K (vgl. McBride et al. 1993, S. 75 ff.)	114
Tabelle 30: Koeffizienten für die Berechnung von λ für Temperaturen von $1000 < T \leq 5000$ K (vgl. McBride et al. 1993, S. 75 ff.)	114

Literaturverzeichnis

Andonov, Wili (2013): Einfluss von kondensierenden Aschedämpfen auf den Wärmeübergang in Biomasse-befeuerten Kesseln. Diplomarbeit. TU Graz.

Aurel System Inc. (2019): CADSIM Plus. URL: <https://www.aurelsystems.com/cadsim-plus/> (Letzter Zugriff am 19.04.2023).

Baehr, Hans Dieter; Stephan, Karl (2019): Wärme- und Stoffübertragung. 10. Auflage. Deutschland: Springer Vieweg.

Baskakov, A.P.; Berg, B.V.; Vitt, O.K.; Filipovsky, N.F.; Kirakosyan, V.A.; Goldobin, J.M.; Maskaev, V.K. (1973): Heat transfer to objects immersed in fluidized beds. Powder Technol. 8, S. 273–282.

Baskakov, A.P.; Leckner, B. (1997): Radiative heat transfer in circulating fluidized bed furnaces, Powder Technol. 90, S. 213-218.

Bauer, Ralf (1977): Effektive radiale Wärmeleitfähigkeit gasdurchströmter Schüttungen mit Partikeln unterschiedlicher Form und Größenverteilung. VDI-H. 582. Düsseldorf: VDI-Verlag.

Baumbach, Günter; Winter, Franz; Lenz, Volker; Höfer, Isabel; Kaltschmitt, Martin; Nussbaumer, Thomas (2016): 11.4.2.5 Stoffe aus unvollständiger Verbrennung der Hauptbrennstoffbestandteile. In: Kaltschmitt, Martin; Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 732-739, 742-748.

Engineering ToolBox (2003): Emissivity Coefficients common Products. URL: https://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html (Letzter Zugriff am 19.04.2023).

Fourier, Jean Baptiste Joseph (1822): Théorie Analytique de la Chaleur, Reprint (2009): Cambridge University Press. 1st edition.

Gaur, Siddhartha; Reed, Thomas B. (1995): An Atlas of Thermal Data For Biomass and Other Fuels. URL: <https://www.nrel.gov/docs/legosti/old/7965.pdf> (Letzter Zugriff am 26.04.2023).

Gnielinski, Volker (1975): Neue Gleichungen für den Wärme- und Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. Forsch. Ing-wes 41(1), S. 8–16.

Gnielinski, Volker (1975): Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mithilfe einer einheitlichen Gleichung. Forsch-Ing Wes 41(5), S. 145–153.

Gnielinski, Volker (1978): Gleichungen zur Berechnung des Wärmeübergangs in querdurchströmten einzelnen Rohrreihen und Rohrbündeln. *Forsch Ing-Wesen* 44(1), S. 144–149.

Gnielinski, Volker (2013a): G1 Durchströmte Rohre. In: Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 11., bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 785-791.

Gnielinski, Volker (2013b): G7 Querumströmte einzelne Rohrreihen und Rohrbündel. In: Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 11., bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 819-822.

Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann (2016): 12.3.2 Festbettfeuerungen. In: Kaltschmitt, Martin; Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 705.

Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann; Nussbaumer, Thomas (2016): 12.3.1 Feuerungsprinzipien. In: Kaltschmitt, Martin; Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 877-879.

Hausen, H. (1943): Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen. *Verfahrenstechn., Z. VDI-Beiheft* 8(4), S. 91–98.

Heinmann, J.B. (o. J.): Argonne National Laboratory, ANL-213, S. 196.

Hofbauer, Hermann (2016): 12.1.4 Verbrennungsrechnung und adiabate Verbrennungstemperatur. In: Kaltschmitt, Martin; Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 830-831.

Hofbauer, Hermann; Hartmann, Hans (2016): 12.3.3 Wirbelschichtfeuerungen. In: Kaltschmitt, Martin; Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 905-911.

Hottel, H. C.; Egbert, R. (1942): *Trans Amer Inst Chem Engs*, S. 38-581.

Hottel, H. C.; Sarofim A. F. (1967): *Radiative Transfer*. McGraw- Hill, New York.

Höfer, Isabel; Hülsmann, Theresa; Kaltschmitt, Martin; Lenz, Volker (2016): 11.4.1 Unterteilung und Definitionen. In: Kaltschmitt, Martin; Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 698-704.

Höfer, Isabel; Hülsmann, Theresa; Kaltschmitt, Martin; Lenz, Volker (2016): 11.4.2.4 Mineralien und Salze. In: Kaltschmitt, Martin; Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 721-732.

Kabelac, Stephan; Vortmeyer, Dieter (2013): K1 Strahlung technischer Oberflächen. In: Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 11., bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 1087.

Kaltschmitt, Martin (2013): Biomass as Renewable Source of Energy, Possible Conversion Routes. In: Kaltschmitt, Martin; Themelis, Nickolas J; Bronicki, Lucien Y.; Söder, Lennart; Vega, Luis A. (Hrsg.): Renewable Energy Systems. New York: Springer Science+Business, S. 267.

Kaltschmitt, Martin; Lenz, Volker; Baumbach, Günter (2016): 11.4.2.1 Stoffe aus vollständiger Verbrennung der Hauptbrennstoffbestandteile. In: Kaltschmitt, Martin; Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 705.

Kaskas, A. (1964): Berechnung der stationären und instationären Bewegung von Kugeln in ruhenden und strömenden Medien. Diplomarbeit. TU Berlin.

Kirchhoff, R. (1999): Bestimmung der spektralen Emissionsgrade feuerfester Baustoffe und keramischer Spezialerzeugnisse. Göttingen: Cuvillier Verlag.

Kleiber, Michael; Joh, Ralph (2013): D1 Berechnungsmethoden für Stoffeigenschaften. In: Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 11., bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 158.

Konakov, P. K. (1946): A New Correlation for the Friction Coefficient in Smooth Tubes. Berichte der Akademie der Wissenschaften der UdSSR. Band LI, 51, S. 503–506.

Landolt-Börnstein (1985): Zahlenwerte und Funktionen aus Naturwissenschaften und Technik, z.B. Band 15. Berlin: Springer.

Lee, R. H. C.; Happel, J. (1967): Ind Eng Chem Fundam, S. 3-167.

Lemmon, Eric W.; Jacobsen, Richard T.; Penoncello, Steven G.; Friend, Daniel G. (2000) Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen From 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa. J Phys Chem Ref Data 29(3), S. 331–385.

Lemmon, Eric W.; Jacobsen, Richard T. (2004) Viscosity and Thermal Conductivity Equations for Nitrogen, Oxygen, Argon, and Air. International Journal of Thermophysics 25(1), S. 21–69.

LUMITOS AG (o. J.): Temperaturleitfähigkeit. URL: <https://www.chemie.de/lexikon/Temperaturleitf%C3%A4higkeit.html> (Letzter Zugriff am 19.04.2023).

Martin, Holger (1984): Heat transfer between gas fluidized beds of solid particles and the surfaces of immersed heat exchanger elements. Chem. Eng. Process 18, S. 157–169, 199–223.

Martin, Holger (2013): M5 Wärmeübergang in Wirbelschichten. In: Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 11., bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 1489-1497.

McBride, Bonnie J.; Gordon, Sanford; Reno, Martin A. (1993): Coefficients of Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species. NASA Technical Memorandum 4513. URL: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19940013151/downloads/19940013151.pdf> (Letzter Zugriff am 19.04.2023).

Müller-Steinhagen, Hans (2013): C4 Verminderung von Ablagerungsbildung in Wärmeübertragern. In: Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 11., bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 91-92.

National Institute of Standards and Technology (NIST) (2023): Thermophysical Properties of Fluid Systems. URL: <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/> (Letzter Zugriff am 27.04.2023).

Nussbaumer, Thomas (1989): Schadstoffbildung bei der Verbrennung von Holz; Dissertation, ETH Zürich.

Nussbaumer, Thomas (1997): Verbrennung und Vergasung von Energiegras und Feldholz. Bundesamt für Energiewirtschaft, Bern.

Nussbaumer, Thomas; Winter, Franz (2016): 11.4.2.2 Stickstoffoxide. In: Kaltschmitt, Martin; Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 705-716.

Palik, E.D. (1998): Handbook of Optical Constants of Solids. Bd. I–IV. New York: Elsevier.

Petukhov, B. S.; Kirillov, V. V. (1958): On Heat Exchange at Turbulent Flow of Liquids in Pipes (in Russisch). Teploenergetika 4, S. 63–68.

Poling, Bruce E.; Prausnitz, John M.; O'Connell, John P. (2001): The properties of gases and liquids. Fifth edition. Unites States of America: The McGraw-Hill Companies, Inc.

Robinson, Allen L.; Buckley, Steven G.; Yang, Nancy; Baxter, Larry L.; (2001): Experimental Measurements of the Thermal Conductivity of Ash Deposits: Part 2. Effects of Sintering and Deposit Microstructure. Energy & Fuels, S. 75-84.

Sala, A. (1986): Radiant properties of materials. Amsterdam: Elsevier Science Publishers.

Schlünder, E.-U. (1984): Heat transfer to packed and stirred beds from the surface of immersed bodies. Chem. Eng. Process 18, S. 31–53.

Schweizer, Anton (2022): Wärmekapazität verschiedener Materialien. URL: https://www.schweizer-fn.de/stoff/wkapazitaet/wkapazitaet_baustoff_erde.php (Letzter Zugriff am 25.04.2023).

Span, Roland (2013): D2.2 Trockene Luft. In: Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 11., bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 198.

Stephan, Peter (2013): B1 Wärme und verschiedene Arten der Wärmeübertragung. In: Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 11., bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 19-22.

Strauß, Karl (2009): Kraftwerkstechnik zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen. 6., aktualisierte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.

Thackery, P. A. (1980): The Cost of Fouling in Heat Exchanger Plant. Effluent and Water Treatment Journal.

ThyssenKrupp Materials International (2008): Werkstoffblatt TK 1.5415. URL: <https://www.go-engineering.net/app/download/5778602005/1.5415.pdf>, S. 3 (Letzter Zugriff am 19.04.2023).

Touloukian, Y.S. (1972): Thermophysical Properties of Matter. Bd. 7, 8 u. 9. New York: IFI Plenum.

Tsotsas, Evangelos (1991): Eine einfache empirische Gleichung zur Vorausberechnung der Porosität polydisperser Kugelschüttungen. Chem-Ing-Tech 63, S. 495–496.

Tsotsas, Evangelos (2019a): M5 Wärmeübergang in Wirbelschichten. In: Stephan, Peter; Kabelac, Stephan; Kind, Matthias; Mewes, Dieter; Schaber, Karlheinz; Wetzel, Thomas (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 12. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 1719-1726.

Tsotsas, Evangelos (2019b): M6 Wärmeübergang von einer Heizfläche an ruhende oder mechanisch durchmischte Schüttungen. In: Stephan, Peter; Kabelac, Stephan; Kind, Matthias; Meves, Dieter; Schaber, Karlheinz; Wetzel, Thomas (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 12. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 1731-1746.

Vakkilainen, Esa Kari (2017): Steam Generation From Biomass. Construction and Design of Large Boilers. Elsevier Inc., Butterworth-Heinemann.

Van Loo, Sjaak; Koppejan, Jaap (2002): Handbook of Biomass Combustion and Co-Firing, Twente University Press, Enschede.

Vortmeyer, Dieter; Kabelac, Stephan (2013): K3 Strahlung von Gasen und Gasgemischen. In: Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 11., bearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 1115-1116, 1118-1125.

Wesselak, Viktor; Schabbach, Thomas; Link, Thomas; Fischer, Joachim (2013): Regenerative Energietechnik. 2., erweiterte und vollständig neu bearbeitete Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg.

Wiese, Andreas (2013): Biomass Combustion for Electricity Generation In: Kaltschmitt, Martin; Themelis, Nickolas J; Bronicki, Lucien Y.; Söder, Lennart; Vega, Luis A. (Hrsg.): Renewable Energy Systems. New York: Springer Science+Business, S. 290-326.

Wilk, Veronika; Hofbauer, Hermann; Kaltschmitt, Martin (2016): 11.2 Thermo-chemische Umwandlungsprozesse. In: Kaltschmitt, Martin; Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S.646-649.

Winter, Franz; Lenz, Volker; Baumbach, Günter (2016): 11.4.2.3 Emissionen aus Schwefel und Chlor. In: Kaltschmitt, Martin; Hartmann, Hans; Hofbauer, Hermann (Hrsg.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, S. 716-721.

Wunder, R. (1980): Wärmeübergang an vertikalen Wärmetauscherflächen in Gaswirbelschichten. Dissertation. TU München.

Zhang, Yanguo; Li, Quinghai; Zhou, Hui (2016): Heat Transfer in Fluidized Beds. In: Zhang, Yanguo; Li, Quinghai; Zhou, Hui (Hrsg.): Theory and Calculation of Heat Transfer in Furnaces. Academic Press, S. 113.

Anhang

Die verwendeten Koeffizienten für die Berechnung der spezifischen Wärmekapazität c_p in J/kgK aus Gleichung (41) für Gastemperaturen von $T \geq 1000$ K sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

Tabelle 25: Koeffizienten für die Berechnung von c_p bei $T > 1000$ K (vgl. McBride et al. 1993, S. 10 ff.)

Spezies	a1	a2	a3	a4	a5
CO2	4,63659493 $\cdot 10^0$	2,74131991 $\cdot 10^{-3}$	-9,95828531 $\cdot 10^{-7}$	1,60373011 $\cdot 10^{-10}$	-9,16103468 $\cdot 10^{-15}$
H2O	2,67703787 $\cdot 10^0$	2,97318329 $\cdot 10^{-3}$	-7,73769690 $\cdot 10^{-7}$	9,44336689 $\cdot 10^{-11}$	-4,26900959 $\cdot 10^{-15}$
O2	3,66096083 $\cdot 10^0$	6,56365523 $\cdot 10^{-4}$	-1,41149485 $\cdot 10^{-7}$	2,05797658 $\cdot 10^{-11}$	-1,29913248 $\cdot 10^{-15}$
N2	2,95257626 $\cdot 10^0$	1,39690057 $\cdot 10^{-3}$	-4,92631691 $\cdot 10^{-7}$	7,86010367 $\cdot 10^{-11}$	-4,60755321 $\cdot 10^{-15}$
SO2	5,24513640 $\cdot 10^0$	1,97042040 $\cdot 10^{-3}$	-8,03757690 $\cdot 10^{-7}$	1,51499690 $\cdot 10^{-10}$	-1,05580040 $\cdot 10^{-14}$

Für $T < 1000$ K lauten die Koeffizienten:

Tabelle 26: Koeffizienten für die Berechnung von c_p bei $T < 1000$ K (vgl. McBride et al. 1993, S. 10 ff.)

Spezies	a1	a2	a3	a4	a5
CO2	2,35677352 $\cdot 10^0$	8,98459677 $\cdot 10^{-3}$	-7,12356269 $\cdot 10^{-6}$	2,45919022 $\cdot 10^{-9}$	-1,43699548 $\cdot 10^{-13}$
H2O	4,19864056 $\cdot 10^0$	-2,03643410 $\cdot 10^{-3}$	6,52040211 $\cdot 10^{-6}$	-5,48797062 $\cdot 10^{-9}$	1,77197817 $\cdot 10^{-12}$
O2	3,78245636 $\cdot 10^0$	-2,99673415 $\cdot 10^{-3}$	9,84730200 $\cdot 10^{-6}$	-9,68129508 $\cdot 10^{-9}$	3,24372836 $\cdot 10^{-12}$
N2	3,53100528 $\cdot 10^0$	-1,23660987 $\cdot 10^{-4}$	-5,02999437 $\cdot 10^{-7}$	2,43530612 $\cdot 10^{-9}$	-1,40881235 $\cdot 10^{-12}$
SO2	3,26653380 $\cdot 10^0$	5,32379020 $\cdot 10^{-3}$	6,84375520 $\cdot 10^{-7}$	-5,28100470 $\cdot 10^{-9}$	2,55904540 $\cdot 10^{-12}$

Für die Berechnung der Viskositäten η in kg/m s nach Gleichung (42) bei Temperaturen von $300 \leq T \leq 1000$ K wurden die folgenden Koeffizienten verwendet.

Tabelle 27: Koeffizienten für die Berechnung von η für Temperaturen von $300 \leq T \leq 1000$ K (vgl. McBride et al. 1993, S. 75 ff.)

Spezies	A	B	C	D
CO2	0,54330318 $\cdot 10^0$	-0,18823898 $\cdot 10^3$	0,88726567 $\cdot 10^4$	0,24499362 $\cdot 10^1$
H2O	0,78387780 $\cdot 10^0$	-0,38260408 $\cdot 10^3$	0,49040158 $\cdot 10^5$	0,85222785 $\cdot 10^0$
O2	0,61936357 $\cdot 10^0$	-0,44608607 $\cdot 10^2$	-0,13460714 $\cdot 10^4$	0,19597562 $\cdot 10^1$
N2	0,60443938 $\cdot 10^0$	-0,43632704 $\cdot 10^2$	-0,88441949 $\cdot 10^3$	0,18972150 $\cdot 10^1$
SO2	0,52954513 $\cdot 10^0$	-0,26860106 $\cdot 10^3$	0,17696352 $\cdot 10^5$	0,25434068 $\cdot 10^1$

Für Gastemperaturen von $1000 < T \leq 5000$ K:

Tabelle 28: Koeffizienten für die Berechnung von η für Temperaturen von $1000 < T \leq 5000$ K (vgl. McBride et al. 1993, S. 75 ff.)

Spezies	A	B	C	D
CO2	0,65318879 $\cdot 10^0$	0,51738759 $\cdot 10^2$	-0,62834883 $\cdot 10^5$	0,15227045 $\cdot 10^1$
H2O	0,50714993 $\cdot 10^0$	-0,68966913 $\cdot 10^3$	0,87454750 $\cdot 10^5$	0,30285155 $\cdot 10^1$
O2	0,63839563 $\cdot 10^0$	-0,12344438 $\cdot 10^1$	-0,22885810 $\cdot 10^5$	0,18056937 $\cdot 10^1$
N2	0,65060585 $\cdot 10^0$	0,28517449 $\cdot 10^2$	-0,16690236 $\cdot 10^5$	0,15223271 $\cdot 10^1$
SO2	0,63357876 $\cdot 10^0$	-0,32706650 $\cdot 10^2$	-0,54558956 $\cdot 10^5$	0,16605700 $\cdot 10^1$

Die Wärmeleitfähigkeiten λ in W/mK für Gastemperaturen von $300 \leq T \leq 1000$ K berechnen sich nach Gleichung (43) mit den folgenden Koeffizienten.

Tabelle 29: Koeffizienten für die Berechnung von λ für Temperaturen von $300 \leq T \leq 1000$ K (vgl. McBride et al. 1993, S. 75 ff.)

Spezies	A	B	C	D
CO2	0,53726173 $\cdot 10^0$	-0,49928331 $\cdot 10^3$	0,37397504 $\cdot 10^5$	0,32903619 $\cdot 10^1$
H2O	0,15541443 $\cdot 10^1$	0,66106305 $\cdot 10^2$	0,55969886 $\cdot 10^4$	-0,39259598 $\cdot 10^1$
O2	0,81595343 $\cdot 10^0$	-0,34366856 $\cdot 10^2$	0,22785080 $\cdot 10^4$	0,10050999 $\cdot 10^1$
N2	0,94306384 $\cdot 10^0$	0,12279898 $\cdot 10^3$	-0,11839435 $\cdot 10^5$	-0,10668773 $\cdot 10^0$
SO2	0,53161859 $\cdot 10^0$	-0,46428334 $\cdot 10^3$	0,34368389 $\cdot 10^5$	0,28729848 $\cdot 10^1$

Für Gastemperaturen von $1000 < T \leq 5000$ K lauten die Koeffizienten wie folgt.

Tabelle 30: Koeffizienten für die Berechnung von λ für Temperaturen von $1000 < T \leq 5000$ K (vgl. McBride et al. 1993, S. 75 ff.)

Spezies	A	B	C	D
CO2	0,66068182 $\cdot 10^0$	-0,12741845 $\cdot 10^3$	-0,81580328 $\cdot 10^5$	0,21817907 $\cdot 10^1$
H2O	0,79349503 $\cdot 10^0$	-0,13340063 $\cdot 10^4$	0,37864327 $\cdot 10^6$	0,23591474 $\cdot 10^1$
O2	0,80805788 $\cdot 10^0$	0,11982181 $\cdot 10^3$	-0,47335931 $\cdot 10^5$	0,95189193 $\cdot 10^0$
N2	0,65147781 $\cdot 10^0$	-0,15059801 $\cdot 10^3$	-0,13746760 $\cdot 10^5$	0,21801632 $\cdot 10^1$
SO2	0,68373370 $\cdot 10^0$	-0,17546035 $\cdot 10^2$	-0,11091192 $\cdot 10^6$	0,15164401 $\cdot 10^1$