

Hannes GERHARDTER, BSc.

CFD Simulation der Strömungs- und Temperaturverteilung im Wassermantel eines Biomassekessels

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Beurteiler

Univ.-Prof. Christoph Hochenauer
Institut für Wärmetechnik

Betreuer

Markus Buchmayr, MSc.
Institut für Wärmetechnik

Graz, im Februar 2015

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG *AFFIDAVIT*

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: CFD-Simulation der Strömungs- und Temperaturverteilung im Wassermantel eines Biomassekessels

Autor: Hannes Gerhardter, BSc.

1. Stichwort: Sieden
2. Stichwort: Hot Spots
3. Stichwort: Wärmeübergang

Die in Biomasse-Kleinfeuerungsanlagen am häufigsten verwendete Kesselbauart ist der Rauchrohrkessel. Viele Anlagen werden als Dreizugkessel ausgeführt. Die Verbrennungsgase bzw. Abgase werden durch Rauchrohre geleitet welche vom Wärmeübertragungsmedium, meist Wasser, umspült sind. Rauchgas und Wasser sind durch eine Stahlblechwand voneinander getrennt. Als erster Zug wird der wassergekühlte Feuerraum bezeichnet. Den zweiten und dritten Zug beschreiben senkrechte, mit Wasser umspülte Rauchrohre, die bei einfachem Richtungswechsel vom Abgas vertikal durchströmt werden. Zur Erhöhung des Wärmeüberganges können im zweiten und dritten Zug sogenannte Turbulenzgeneratoren eingehängt sein, welche zum Teil auch der Reinigung dienen.

Auf der Wasserseite stellt die Grenzfläche zwischen dem Wassermantel und dem Kesselblech die Wärmeübertragerfläche dar. Das Strömungsfeld im Wassermantel ist sehr wesentlich für die Güte des Wärmeübergangs vom Kesselblech auf das Wärmeträgermedium. Eine Reduktion der Wärmeübertragerfläche führt, bei gleichbleibendem Wärmestrom, zwangsweise zu einer Erhöhung der Wandtemperatur. Ein schwach ausgeprägtes Strömungsfeld im Wassermantel bedingt ebenfalls einen kleinen Wärmeübergangskoeffizienten welcher zu einer Erhöhung der Wandtemperatur beiträgt. Übersteigt die Wandtemperatur die druckabhängige Siedetemperatur des Wassers kommt es zur Bildung von Dampfblasen. Dieser Effekt kann zu unerwünschter Geräuscentwicklung führen.

Die Problemstellung eines partiell siedenden Wassermantels ist in dieser Arbeit behandelt worden. Aus experimentellen Tests des Projektauftraggebers ist zwar bekannt, dass das Wärmeträgermedium in bestimmten Bereichen der zu untersuchenden Anlage partiell siedet, eine Lokalisierung ist mit empirischen Mitteln jedoch nicht möglich. Aus diesem Grund wurden im Rahmen dieser Diplomarbeit CFD-Simulationen durchgeführt, um auf diesem Weg das besagte Problem zu lösen. Die Herausforderungen bestanden dabei in der Wahl des passenden numerischen Modells zur korrekten Beschreibung des Strömungsfeldes, der Wahl geeigneter thermischer Randbedingungen und in der räumlichen Diskretisierung der Kesselgeometrie (Netzgittererstellung). Es galt Lösungsansätze zu finden, welche die Realität in ausreichendem Maß widerspiegeln, dabei aber mit „Standard Hardware“ und moderatem Rechenzeitaufwand bearbeitet werden können.

Es wurden mehrere, unterschiedlich komplexe Rechenmodelle erarbeitet und verglichen. Zur Auswahl des passenden Strömungsmodelles (Turbulenzmodelles) und zur Ermittlung der

optimalen Netzgitterfeinheit wurde zu Beginn der Arbeiten mit vereinfachten thermischen Randbedingungen gearbeitet. Hierzu erfolgte die Unterteilung der Wärmeübertragerfläche zwischen Kesselblech und Wassermantel in einzelne Zonen. Jeder dieser Zonen wurde ein, von der Verbrennungsseite, eintretender Wärmestrom zugeordnet. Die spezifischen Wärmestromdichten wurden vom Projektauftraggeber zur Verfügung gestellt. Mit den gewonnenen Erkenntnissen hinsichtlich Strömungsmodell und Netzgitter wurden in einem zweiten Schritt Profile der Wärmestromdichte einer vom Projektauftraggeber zur Verfügung gestellten CFD-Verbrennungsrechnung entnommen und auf das CFD-Simulationsmodell des Wassermantels übertragen. Zuletzt wurden sowohl die Strömung im Wassermantel als auch die reaktive Strömung auf der Verbrennungsseite in ein Gesamtmodell überführt und parallel berechnet. Dieses Modell beinhaltet sowohl die Verbrennung der Biomasse im Verbrennungsteil als auch den Wassermantel des Biomassekessels und ist numerisch sehr aufwändig. Die Ergebnisse der unterschiedlich komplexen, numerischen, Methoden wurden miteinander verglichen und dokumentiert. Fehler, verursacht durch vereinfachte thermische Randbedingungen sowie durch unzureichend genaue räumliche Diskretisierung, konnten durch die verschiedenen Modellansätze quantifiziert und bewertet werden. Auf Basis der Untersuchungen des Strömungsfeldes, der Fluid- und Wandtemperatur wurden Bereiche identifiziert in denen hohe Wandtemperaturen auftreten. Ein praxistaugliches Rechenmodell erlaubt es bereits in der Konstruktionsphase eines Kessels die Problemzonen hinsichtlich Dampfblasenbildung zu erkennen und durch geeignete Maßnahmen zu vermeiden.

ABSTRACT

Title: CFD-simulation of the flow- and temperature field within a biomass boilers water jacket

Author: Hannes Gerhardter, BSc.

1st keyword: Boiling

2nd keyword: Hot Spots

3rd keyword: Heat Transfer

Small-scale biomass fired boiler designs are primarily based on the smoke tube boiler, especially the three pass smoke tube boiler is very common. The hot flue gas passes through smoke tubes which are cooled by the heat transfer medium, mainly water. The water jacket is separated from the flue gas by steel walls. The water-cooled combustion chamber acts as the first pass. Water circulates around vertical smoke tubes which are referred to as the second and third pass. The flue gas is redirected between the second and the third pass. Turbulators in the smoke tubes increase the heat transfer-coefficient. As a secondary application, they additionally constitute a device for cleaning the second and third pass.

The water-side wall between the heat transfer medium and the boiler plate represents the heat transfer surface. Assuming constant heat flux, reducing the heat transfer surface results in increased wall temperatures. Moreover, low velocities within the flow field of the water jacket induce a low heat transfer coefficient which contributes to the rise in wall temperatures. If the wall temperature exceeds the saturation temperature for a corresponding saturation pressure, steam bubbles form in the heat transfer medium and lead to undesirable noise.

Partial nucleate boiling regions within a biomass boilers water jacket have been investigated within this thesis. Experiments of the project partner have shown that nuclear boiling occurs in certain regions within the fluid zone while empirical methods fail in the detection of their position. To resolve this issue, CFD-based investigations of the water jacket were made. The major challenges were posed by the determination of physical models which characterise the flow field sufficiently, the selection of convenient thermal boundary conditions and the spatial discretisation of the given geometry. Adequate results were achieved by using standard hardware and corresponding sufficiently to reality, while computing times remained moderate.

A number of calculation models with a varying level of detail were developed and compared with each other. As a start, simplified thermal boundary conditions were used to determine a sufficient model corresponding to the flow properties (turbulence model) and the ideal mesh resolution. For this purpose, the heat transfer surface was split up into finite zones. A specific heat flux, given by the project partner, was applied to each of these surface elements. With respect to the turbulence model and mesh resolution, the results of these simulations were taken into account for a second model: The heat flux profile was extracted from a given CFD-simulation of the reactive flow and applied to the numerical model of the water jacket. The water jacket and the reactive flow on the flue gas side were brought together within a single model for the final calculations. The model includes the water side as well as the biomass combustion, resulting in the highest levels of complexity and computational cost. Finally, the results for each alternative were compared with each other and documented. Errors and variations, induced by insufficient thermal boundary

conditions and inadequate spatial discretisation, were quantified and assessed. Investigations concerning the flow field, the heat flux profile and the corresponding fluid- and wall temperatures allow the determination of areas where steam bubble formation occurs. A practical approach for identification of these problematic zones enables their detection and thus the prevention during an early stage in the design process.

VORWORT

Diese Arbeit entstand im zweiten Halbjahr 2015 im Rahmen des Projekts „BioFireNextGen“ (Projekt Nr. 844515) in Zusammenarbeit mit der Hargassner GmbH und dem Institut für Wärmetechnik der TU Graz. Das Projekt wird durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft (FFG) unterstützt. Ich möchte mich bei allen Projektpartnern und Fördergebern bedanken, ohne Sie wäre die Ausführung dieser hochinteressanten Arbeit nicht möglich gewesen.

Ich bedanke mich beim gesamten Team des Instituts für Wärmetechnik, insbesondere bei Herrn Univ.-Prof. Christoph Hochenauer für die Zuteilung und Beurteilung der Arbeit sowie die reibungslose Zurverfügungstellung der benötigten Ressourcen. Ein besonderer Dank gilt auch meinem Betreuer, Herrn Markus Buchmayr MSc., für die hilfreiche Anleitung und die überaus angenehme Zusammenarbeit.

Einen Dank möchte ich an alle Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter der Hargassner GmbH richten. Besonders hervorzuheben sind Herr Dr. Johann Gruber und Herr Markus Hargassner welche federführend am Projekt beteiligt sind.

An dieser Stelle möchte ich auch die Gelegenheit nutzen und mich bei meinen Eltern herzlich bedanken. Ohne ihre Unterstützung wäre es mir weder möglich gewesen ein Studium zu beginnen, noch erfolgreich abzuschließen. Die Gewissheit ständigen Rückhalts durch meine Familie und meinen Freundeskreis hat mir meinen Werdegang wesentlich erleichtert.

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
2	<u>GRUNDLAGEN</u>	2
2.1	Wärmeübertragung	2
2.1.1	Wärmeleitung	2
2.1.2	Konvektiver Wärmeübergang	2
2.1.3	Wärmedurchgang	3
2.1.4	Wärmestrahlung	4
2.2	Sieden	6
2.2.1	Behältersieden	6
2.2.2	Strömungssieden	9
2.3	Strömungsmechanik	10
2.3.1	Grundgleichungen	10
2.3.2	Dimensionslose Kennzahlen	11
2.3.3	Turbulenz	12
2.3.4	Grenzschichttheorie	13
3	<u>CFD</u>	14
3.1	Grundlagen	14
3.2	Netzgitter und Netzgitterqualität	15
3.3	Modellierung von Turbulenz	17
3.4	Grenzschichtmodellierung	18
3.5	Modellierung von Wärmestrahlung	19
3.6	Solver	22
3.7	Bewertung von Konvergenz	23
3.8	Fehlerbewertung	24
4	<u>HACKSCHNITZELKESSEL</u>	25
5	<u>CFD-SIMULATION DES BIOMASSEKESSELS</u>	32
5.1	Variante mit gemittelten Wärmestromdichten	33
5.1.1	Netzgitterunabhängigkeitsstudie und Fehlerabschätzung	35
5.1.2	Eingabeparameter	40
5.1.3	Darstellung des Strömungsfelds im Wassermantel	43
5.1.4	Darstellung der Temperaturverteilung im Wassermantel	49
5.2	Wärmestromdichte aus Verbrennungssimulation	55
5.2.1	Eingabe- und Modellparameter	55
5.2.2	Diskussion der Ergebnisse	57
5.3	Simulation des Gesamtmodells	64
5.3.1	Verbrennungsmodell	64

5.3.2	Eingabeparameter	64
5.3.3	Diskussion der Ergebnisse	67
5.4	Vergleich und Interpretation der Ergebnisse	77
5.4.1	Resultate auf Basis der gemittelten Wärmestromdichte	77
5.4.2	Resultate auf Basis eines Profils der Wärmestromdichte	78
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	83
	LITERATUR	85
	FORMELZEICHEN	87
	INDIZES	89
	ANHANG A – RAUCHGASZUSAMMENSETZUNG	90

1 EINLEITUNG

Mit dem Voranschreiten des Treibhauseffekts und dem daraus resultierenden Klimawandel, den steigenden Kosten für fossile Brennstoffe und deren begrenzter Verfügbarkeit fanden in den letzten Jahren immer mehr Technologien zur Nutzung umweltfreundlicher Energieformen den Einzug in das tägliche Leben. Die Bereitstellung von Raumwärme erfolgt in Österreich zunehmend durch den nachwachsenden Energieträger Holz. Eine häufig genutzte Variante stellen dabei Holzhackschnitzelfeuerungen dar. In diesen Anlagen wird ein Teil der bei der Verbrennung frei werdenden Wärme in einen Wassermantel übertragen welcher den Feuerraum umgibt. Das Wasser dient als Wärmeträgermedium und wird den Wärmeverbrauchern (z.B. Radiatoren) durch Pumpen zugeführt.

Die Hauptziele bei der Entwicklung und Konstruktion von modernen Holzhackschnitzelfeuerungen sind Kompaktheit, höchste Effizienz bei möglichst geringen Herstellkosten. Bei der Optimierung von Herstellkosten und Anlagenabmessungen werden oft Heizflächen eingespart. Beim „upscaling“ oder auf Deutsch hochskalieren besagter Anlagen wachsen die Wärmeübertragerflächen gegenüber der Feuerungswärmeleistung oft nur unterproportional. Zu geringe Wärmeübertragerflächen führen, bei gleichbleibender Leistung, zu sehr hohen Wärmestromdichten welche weiter zu hohen, wasserseitigen Wandtemperaturen führen. Übersteigt diese Temperatur den druckabhängigen Siedepunkt des Wassers bilden sich Dampfblasen. Solche Zonen sind unerwünscht da das Sieden einerseits eine schleichende Schädigung des Kesselblechs als auch eine unerwünschte Geräuschquelle darstellt.

Bei Biomassekesseln schreitet der Verschleiß der Rauchgasseite wesentlich schneller voran als auf der Wasserseite [1], wasserseitiger Verschleiß durch Siedevorgänge in Heizungsanlagen wurde bis dato kaum erforscht. Sieden im Bereich der Wärmeübertragerflächen ist im Technologiebereich der innermotorischen Verbrennung Gegenstand aktueller Forschungen [2]. Durch siedende Wärmeträgermedien verursachte, wasserseitige Erosions- und Korrosionsschäden konnten bereits nachgewiesen werden [3].

Aus experimentellen Untersuchungen beim Projektauftraggeber ist bekannt, dass Wasser im Wassermantel des gegenständlichen Funktionsmodelles partiell zu sieden beginnt. Die genaue Lage der Zonen in denen Siedeeffekte auftreten ist bislang unbekannt. Zur Identifikation dieser Bereiche wurden im Rahmen dieser Arbeit CFD-Simulation durchgeführt. Dabei wurden unterschiedliche Rechenmodelle welche sich im Grad ihrer Detailliertheit unterscheiden erstellt, beurteilt und verglichen. Es sollen dabei die Modelleinstellungen und Netzgitterparameter mit dem besten „trade-off“ zwischen Genauigkeit und numerischem Rechenaufwand gefunden und dargelegt werden.

Das Ziel der aktuellen Arbeit ist zum einen die Identifikation von so genannten „Hot Spots“, also jenen Bereichen in denen es zu Siedevorgängen im Wassermantel kommen kann. Weiter soll ein praxistaugliches Rechenmodell erarbeitet werden welches die Lokalisierung oben beschriebener Problemzonen mit möglichst geringem numerischem Aufwand ermöglicht. Ein derartiges Simulationsmodell gibt dem Projektauftraggeber die Möglichkeit zukünftige Entwicklungen effizienter und sicherer zu gestalten und „Hot Spots“ bereits vor dem Bau eines Funktionsmusters an einem virtuellen Prototyp zu identifizieren.

2 GRUNDLAGEN

2.1 Wärmeübertragung

Beinahe jede wärmetechnische Problemstellung hängt in irgendeiner Form damit zusammen in welcher Art Wärme transportiert wird. Alle Transportprozesse von Energie in Form von Wärme werden unter dem Begriff der Wärmeübertragung zusammengefasst. Im physikalischen Sinn ist Wärme eine Prozessgröße. Die in einem System enthaltene Energie wird als „innere Energie“ bezeichnet und stellt eine Zustandsgröße dar. Zusätzlich ist Energie eine Erhaltungsgröße, sie kann weder erzeugt noch vernichtet aber in andere Formen umgewandelt werden. Dies zeigt der 1. Hauptsatz der Thermodynamik welcher in Gl. 2-1 für ein offenes, stationäres System unter Vernachlässigung äußerer Energien angeführt ist:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \dot{m} \cdot (h_{aus} - h_{ein}) \quad \text{Gl. 2-1}$$

Treten zwei Systeme unterschiedlicher Temperatur miteinander in Verbindung wird Wärme ausgetauscht. Gemäß den Gesetzen der Thermodynamik kann ein positiver Nettowärmestrom nur entlang eines negativen Temperaturgradienten existieren. Die Wärme fließt also von Bereichen höherer in Bereiche tieferer Temperatur. Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik nimmt jedoch keinen Einfluss darauf wie die Wärme zwischen mehreren Systemen übergeht. Wärme kann durch Wärmeleitung, Konvektion oder Strahlung übertragen werden.

2.1.1 Wärmeleitung

Stehen mehrere Systeme unterschiedlicher Temperatur durch ihre Oberflächen in Kontakt während sie sich relativ zueinander in Ruhe befinden spricht man von Wärmeleitung [4]. Es passiert kein Stofftransport, der Wärmeaustausch findet aufgrund atomarer Wechselwirkungen statt. Sowohl in Festkörpern als auch in Flüssigkeiten und Gasen wird Wärme durch Leitung übertragen. Der Zusammenhang zwischen dem Temperaturgradienten und der Wärmestromdichte wird für den Fall der Wärmeleitung durch das Fouriersche Gesetz in Gl. 2-2 mathematisch beschrieben [5]:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \dot{q} = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{Gl. 2-2}$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ ist dabei eine Stoffgröße. Für den einfachen Fall eindimensionaler, stationärer Wärmeleitung durch eine Trennwand (Dicke s , Wärmeleitfähigkeit λ) welche zwischen zwei Systemen unterschiedlicher Temperatur liegt und die Grenzflächentemperaturen $T_{w2} > T_{w1}$ besitzt, ergibt sich die Wärmestromdichte durch Gl. 2-3.

$$\dot{q} = \frac{\lambda}{s} \cdot (T_{w2} - T_{w1}) \quad \text{Gl. 2-3}$$

2.1.2 Konvektiver Wärmeübergang

Wenn mehrere Systeme unterschiedlicher Temperatur an ihren Grenzen in Kontakt stehen, sich aber relativ zueinander bewegen (z.B. bei der Umströmung eines Körpers durch ein wärmeres Fluid) so spricht man von konvektivem Wärmeübergang [4]. Der konvektive Wärmeübergang

kann nur zwischen Fluiden oder Fluiden und Festkörpern stattfinden, nicht aber zwischen mehreren Festkörpern welche in Kontakt stehen.

Entlang der Oberfläche zwischen den Systemen lässt sich die Bildung eines Temperaturprofils feststellen. Es entsteht also, analog zur Strömungsgrenzschicht, eine Temperaturgrenzschicht mit der Dicke δ_T [5].

Wird diese Größe anstatt der Wanddicke s in Gl. 2-3 eingefügt, lässt sich daraus der Wärmeübergangskoeffizient α ableiten [4]. Die Wärmestromdichte errechnet sich nach Gl. 2-4.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\lambda_L}{\delta_T} \cdot (T_\infty - T_W) = \alpha \cdot (T_\infty - T_W) \quad \text{Gl. 2-4}$$

Zu beachten ist in diesem Fall, dass es sich nicht um die Wärmeleitfähigkeit der Wand handelt sondern um jene des Fluides (Index „L“).

Beim konvektiven Wärmeübergang handelt es sich um eine Sonderform der Wärmeleitung. Die Güte des Wärmeübergangs wird durch die Dicke der Temperaturgrenzschicht bestimmt. Die Größe der Grenzschichtdicke und Einflüsse darauf werden in Punkt 0 genauer betrachtet.

Grundsätzlich muss man zwischen zwei Arten des konvektiven Wärmeübergangs unterscheiden:

a) Erzwungene Konvektion

Die erzwungene Konvektion entsteht aufgrund einer freien Außenströmung welche durch Hilfsmittel wie z.B. Pumpen erzeugt wird.

b) Freie oder natürliche Konvektion

Bei freier Konvektion liegt keine Außenströmung vor. Fluidbewegungen entstehen aufgrund lokaler Temperaturunterschiede im Fluid welche durch die Temperaturabhängigkeit der Dichte zu Auftriebsbewegungen führen. Die Strömung wird durch die Schwerkraft getrieben.

Exakte Lösungen zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten α existieren in allen Fällen nur für einfache Geometrien und Strömungsfelder [4]. In der Technik handelt es sich jedoch fast zur Gänze um komplexe Anwendungen und Strömungsformen welche Experimente bzw. Simulationen zur Bestimmung von α erfordern [5].

2.1.3 Wärmedurchgang

Tritt Wärme zwischen Fluiden durch einen Festkörper über, wird dies als Wärmedurchgang bezeichnet. Der Wärmedurchgang fasst sowohl die Wärmeleitung als auch den konvektiven Wärmeübergang zusammen, in vielen technischen Anwendungen finden diese Vorgänge gemeinsam statt.

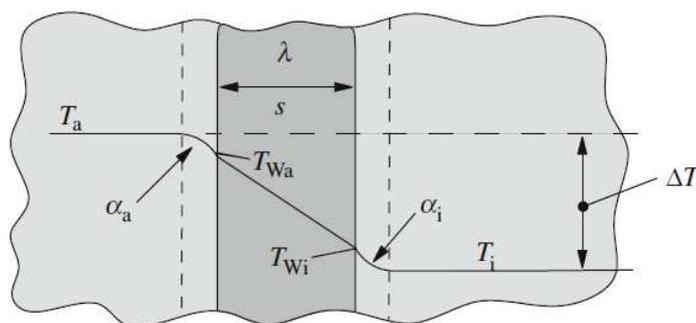


Abb. 2-1 Wärmedurchgang durch eine ebene Wand [6]

Die Wärmedurchgangszahl k für eine ebene Wand mit der Fläche A , aufgebaut aus m Schichten unterschiedlicher Dicke s_j und Wärmeleitfähigkeit λ_j errechnet sich durch Gl. 2-5 [6] mit:

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^m \left(\frac{s_j}{\lambda_j} \right) + \frac{1}{\alpha_a} \right]^{-1} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Für gekrümmte Wände, beispielsweise Rohre, ist zu beachten dass beide Wärmeüberträgerflächen nicht zwangsläufig gleich groß sind. Für den allgemeinen Fall berechnet sich der Wärmedurchgangskoeffizient unter Berücksichtigung einer gemittelten Wärmeüberträgerfläche A_j der einzelnen Schichten nach [5] mit Gl. 2-6

$$k \cdot A = \left[\frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} + \sum_{j=1}^m \left(\frac{s_j}{\lambda_j \cdot A_j} \right) + \frac{1}{\alpha_a \cdot A_a} \right]^{-1} \quad \text{Gl. 2-6}$$

Der Gesamtwärmestrom errechnet sich, unter Voraussetzung konstanter Wandtemperatur, durch Gl. 2-7.

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T \quad \text{Gl. 2-7}$$

2.1.4 Wärmestrahlung

Wechselwirkungen auf atomarer Ebene sind die Ursache aller bisher beschriebenen Wärmetransportprozesse. Thermische Energie ist die kinetische Energie von Atomen welche durch Stöße zwischen benachbarten Teilchen übertragen wird. Im Gegensatz dazu handelt es sich bei der Wärmestrahlung um elektromagnetische Wellen welche sich über den gesamten Raum ausbreiten. Wärmetransport durch Strahlung findet auch im Vakuum statt.

Jeder Körper mit einer Temperatur über dem absoluten Nullpunkt gibt Wärmestrahlung ab. Die Intensität und Wellenlänge dieser Strahlung ist eine Funktion seiner Beschaffenheit und Temperatur. Auftreffende Wärmestrahlung wird von einem Körper zu unterschiedlichen Teilen reflektiert, transmittiert und absorbiert, die Bilanz ist in Gl. 2-8 zusammengefasst. Die Differenz aus absorbierter und emittierter Wärmestrahlung ergibt einen Nettowärmestrom. Ist dieser positiv so absorbiert der jeweilige Körper mehr Wärmestrahlung als er abgibt, seine innere Energie und damit die Temperatur steigen.

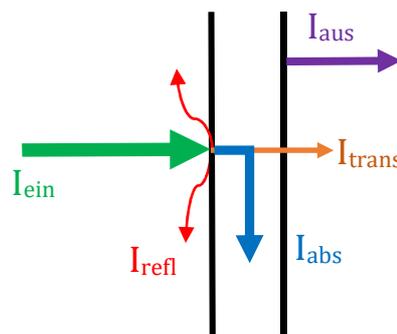


Abb. 2-2 Wärmestrahlung auf einen Festkörper

Im Rahmen dieser Arbeit wird die reflektierte Wärmestrahlung als völlig diffus behandelt. Für den in Abb. 2-2 dargestellten Körper gilt der Zusammenhang aus Gl. 2-8.

$$I_{ein} = I_{trans} + I_{refl} + I_{abs} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Die Division durch die Größe der Einstrahlung führt zu Gl. 2-9

$$1 = \alpha_{rad} + \tau_{rad} + \varepsilon_{rad} \quad \text{Gl. 2-9}$$

Im stationären Fall, also wenn sich die innere Energie und damit die Temperatur eines Körpers über die Zeit nicht ändern, muss der Körper Wärmestrahlung mit der gleichen Gesamtleistung emittieren wie absorbieren. Hieraus lässt sich das Kirchhoff'sche Gesetz ableiten wonach das Emissionsverhältnis ε_{rad} gleich dem Absorptionsverhältnis α_{rad} eines Körpers ist [5]. Körper mit einem Emissionsverhältnis von $\varepsilon_{rad} < 1$ werden als „grauer Körper“ bezeichnet. Ein so genannter „schwarzer Körper“ besitzt ein Emissionsverhältnis von $\varepsilon_{rad} = 1$, absorbiert auftreffende Wärmestrahlung völlig und gibt bei einer gegebenen Temperatur die maximale Strahlungsleistung entsprechend dem Wien'schen Verschiebungsgesetz [5] ab. Die von einem grauen Körper mit der Temperatur T und dem Emissionsverhältnis ε_{rad} abgegebene Wärmestromdichte ergibt sich unter Anwendung von Gl. 2-10

$$\dot{q} = \varepsilon_{rad} \cdot C_s \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad \text{Gl. 2-10}$$

Der Wärmestrom zwischen zwei gleich großen, parallelen Flächen errechnet sich unter Anwendung der genannten Zusammenhänge durch Gl. 2-11.

$$\dot{Q}_{12} = \frac{C_s}{\frac{1}{\varepsilon_{rad,1}} + \frac{1}{\varepsilon_{rad,2}} - 1} \cdot A \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \quad \text{Gl. 2-11}$$

C_s steht dabei für die Strahlungskonstante eines schwarzen Körpers,

$$C_s = 5,67 \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \quad \text{Gl. 2-12}$$

Entscheidend für die Berechnung von Brennkammern, Rauchgaswärmetauschern und anderen Komponenten in der Wärmetechnik ist das Strahlungsverhalten von Gasen. Gasmoleküle mit drei oder mehr Atomen emittieren bzw. absorbieren Wärmestrahlung während Gase mit weniger Atomen je Molekül für Wärmestrahlung, in guter Näherung, als durchlässig angesehen werden können. Bei der Verbrennung von Biomasse besteht das Verbrennungsgas, zu größeren Teilen aus Wasserdampf (H_2O) und Kohlendioxid (CO_2). Bei Sauerstoffmangel muss auch der Gehalt an unverbrannten Kohlenwasserstoffen (C_xH_y) berücksichtigt werden. Diese Gaskomponenten sind an der Wärmestrahlung beteiligt, ihr Verhalten unterscheidet sich jedoch von den bereits genannten idealisierten Körpern. Strahlende Gase sind in der Regel Bandstrahler welche nur in relativ engen Wellenlängenbereichen Wärmestrahlung absorbieren bzw. emittieren, die Anwendung des Kirchhoff'schen Gesetzes ist nicht zulässig. Außerdem ist das Emissions- bzw. Absorptionsverhältnis eines Gasgemisches eine Funktion seiner Zusammensetzung, Temperatur und der Partialdrücke der einzelnen Komponenten. Am Strahlungsaustausch beteiligte Gase werden aus diesem Grund auch als „nicht grau“ bezeichnet.

2.2 Sieden

Areale in denen es zum Sieden eines flüssigen Mediums kommen kann müssen bestimmten Randbedingungen unterliegen. Mit Kenntnis dieser Randbedingungen ist es möglich diese Bereiche zu erkennen. Beim Sieden findet die Wärmeübertragung am Übergang von der flüssigen zur gasförmigen Phase statt. Der Vorgang unterscheidet sich grundlegend von bisher genannten Mechanismen der Wärmeübertragung. Die Wärmeleitung sowie der konvektive Wärmeübergang lassen sich durch rein physikalische Größen wie die Viskosität, Dichte, Wärmeleitfähigkeit und zusätzlich durch geometrische Größen beschreiben. Beim Sieden finden zusätzlich jene Variablen Beachtung welche mit dem Phasenwechsel verknüpft sind, unter anderem die Verdampfungsenthalpie, die Dichte des Dampfes und der siedenden Flüssigkeit, ihre Siedetemperatur, die Grenzflächenspannung sowie die Oberflächenstruktur und der Werkstoff der Heizfläche. Hinzu kommen die Vielzahl unterschiedlichster Strömungsformen und die Größe der Überhitzung es siedenden Fluids. Aus diesem Grund ist die Ermittlung von Wärmeübergangskoeffizienten für das Sieden wesentlich komplexer [7].

Damit es überhaupt zur Verdampfung kommt muss die Flüssigkeit auf die vom Druck abhängige Siedetemperatur T_s erhitzt und zur Umwandlung der flüssigen in die gasförmige Phase zusätzlich die Verdampfungswärme zugeführt werden. Das heißt, um ein zur Wärmezufuhr notwendiges Temperaturgefälle von der Heizfläche auf die Flüssigkeit zu erhalten, muss die Heizfläche gegenüber der siedenden Flüssigkeit eine gewisse Übertemperatur besitzen.

2.2.1 Behältersieden

Behältersieden bezeichnet den Siedevorgang ohne eine von außen aufgeprägte Strömung. Wie Abb. 2-3 dargestellt unterscheidet man zwischen stillem Sieden, Blasensieden und Filmsieden.

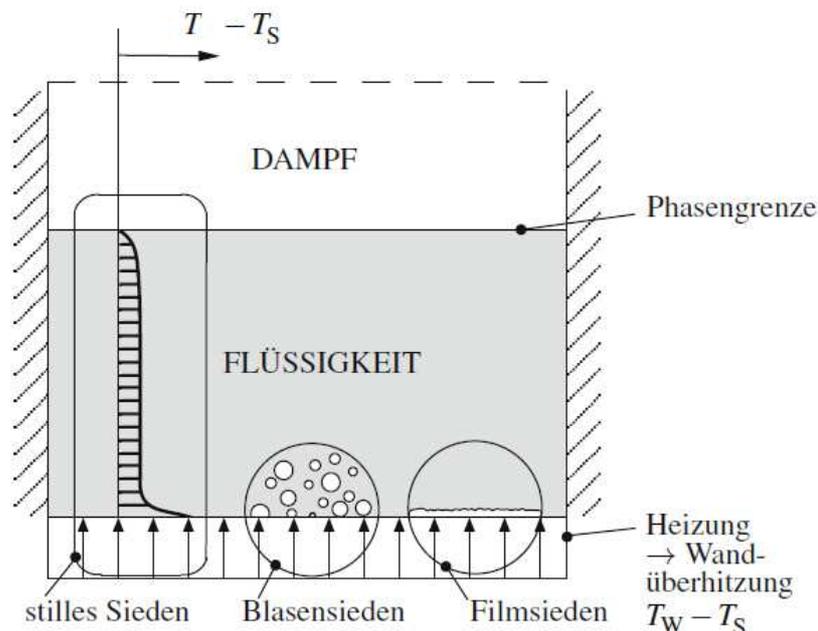


Abb. 2-3 Temperaturverlauf siedender Flüssigkeit in einem Behälter [6]

Beim „Stillen Sieden“ kommt es zu keiner oder nur sehr schwacher Blasenbildung, die Flüssigkeit verdampft an der freien Oberfläche [7]. Anzumerken ist die Übertemperatur $T - T_s$ der verdampfenden Flüssigkeit an der freien Oberfläche gegenüber ihrer Siedetemperatur. Für Wasser wurde bei einem Druck von 1,001 bar eine Übertemperatur von etwa 0,03 K nachgewiesen [8].

Die Fluidtemperatur am Behälterboden ist gleich der Heizflächentemperatur T_w . Die zugeführte Wärme wird durch Leitung an das Fluid übertragen, Konvektionsströmungen bewirken eine Durchmischung und somit die relativ konstante Fluidtemperatur. In der bodennahen Zone des Behälters findet sich ein steiles Temperaturgefälle, die Bildung einer Temperaturgrenzschicht kann beobachtet werden. Der Verlauf der Fluidtemperatur ist unbekannt, da sie aber nur wenig von der Siedetemperatur abweicht wird diese zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten herangezogen [7].

Für laminare Strömungen gilt Gl. 2-13 [7]:

$$\alpha = C_1 \cdot \Delta T^{1/4} \quad \text{mit } \Delta T = T_0 - T_S \quad \text{Gl. 2-13}$$

Für turbulente Strömungen wird der Wärmeübergangskoeffizient nach Gl. 2-14 errechnet [7]:

$$\alpha = C_2 \cdot \Delta T^{1/3} \quad \text{Gl. 2-14}$$

Steigert man die Heizflächentemperatur und damit die Wärmestromdichte weiter kommt es zur Blasenbildung. Diese entstehen, wie Beobachtungen zeigen, immer an den gleichen Stellen der Heizfläche wobei die Blasenanzahl mit der Wärmestromdichte steigt. Die Strömung wird durch die Wechselwirkung mit den Blasen stark angeregt, dies führt zu besserer Durchmischung und stark mit der Heizflächentemperatur ansteigenden Wärmeübergangskoeffizienten [7].

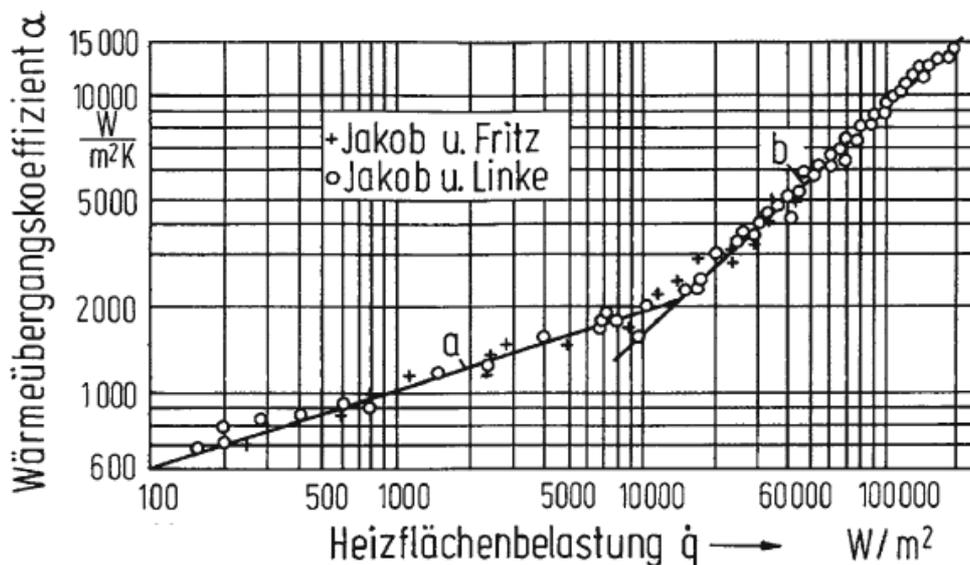


Abb. 2-4 Wärmeübergang an siedendes Wasser von 100°C bei waagrechter Heizfläche [9] [10]

Die Abbildung zeigt deutlich den wesentlich stärker mit der Wärmestromdichte ansteigenden Wärmeübergangskoeffizienten beim „Blasensieden“ (Kurve b) gegenüber dem stillen Sieden (Kurve a). Steigert man die Wärmestromdichte weiter setzt das Filmsieden ein. Dabei bildet sich über der gesamten Heizfläche ein Dampffilm welcher allerdings, zum Nachteil aus Sicht des Wärmeübergangs, durch die geringere Wärmeleitfähigkeit eine isolierende Wirkung besitzt. Bei konstanter Wärmestromdichte steigt die Heizflächentemperatur sprunghaft an was zu ihrer

Zerstörung führen kann („Siedekrise“). Dieser Effekt konnte am behandelten Biomassekessel aber ausgeschlossen werden und wird nicht weiter erläutert.

Ein Hauptaugenmerk wird aber noch weiter auf das „unterkühlte Sieden“ geworfen. Es findet im Übergangsbereich zwischen dem stillen Sieden und dem Blasensieden statt. An der Heizfläche entstehen zwar bereits Dampfblasen, da die Flüssigkeit im Behälter aber noch nicht vollständig auf Siedetemperatur erhitzt ist kondensieren die Blasen wieder bevor sie die Oberfläche der Flüssigkeit erreichen und geben dabei die latente Verdampfungswärme an das umgebende Fluid ab welches sich dadurch erhitzt (sensible Wärme). Erst wenn im gesamten Behälter die Fluidtemperatur ausreichend hoch ist können die Blasen zur Oberfläche aufsteigen (Blasensieden).

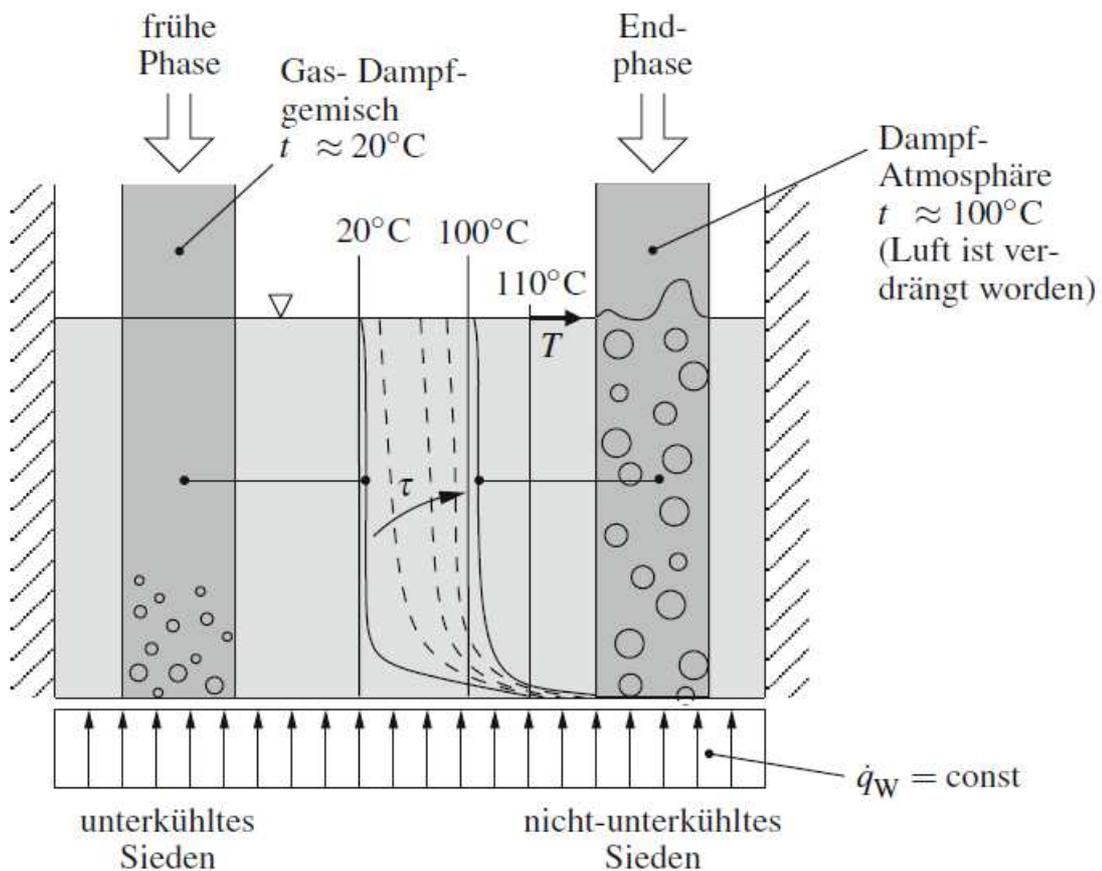


Abb. 2-5 Instationärer Siedevorgang in einem offenen Behälter nach [6]

Abb. 2-5 zeigt das zeitabhängige Temperaturprofil in einem offenen Behälter beim Aufheizvorgang. Während zu Beginn die Fluidtemperatur nahe der Heizfläche zwar die Bildung von Dampfblasen zulässt kondensieren sie beim Aufsteigen in Bereichen kleinerer Fluidtemperatur. Erst wenn die Fluidtemperatur nach einer bestimmten Zeit τ im gesamten Behälter ausreichend hoch ist können die Dampfblasen zur Oberfläche aufsteigen und nicht-unterkühltes Blasensieden setzt ein.

2.2.2 Strömungssieden

Beim Strömungssieden ist, im Gegensatz zum Behältersieden, durch äußere Einflüsse (z.B. Pumpen) ein Strömungsfeld aufgeprägt. Das Fluid strömt die Heizfläche entlang und wird dabei erhitzt.

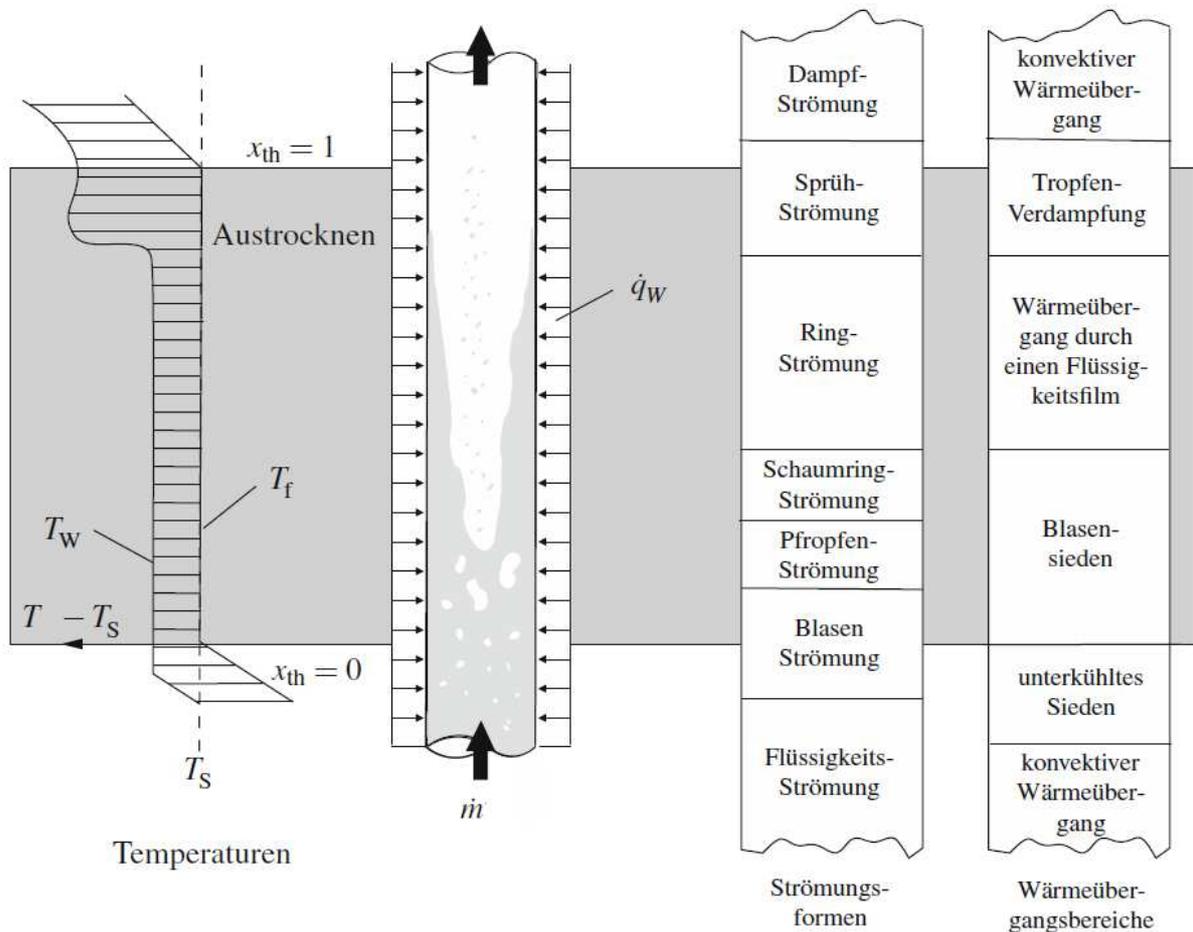


Abb. 2-6 Phasen des Strömungssiedens nach [6]

Die einzelnen Phasen des Strömungssiedens sind in Abb. 2-6 dargestellt. In Verdampfern wie sie z.B. in kalorischen Kraftwerken Anwendung finden muss das Fluid vollständig in die Gasphase umgewandelt werden, die Strömung durchläuft alle Abschnitte bis zur reinen Dampfströmung. In dieser Arbeit ist der Wassermantel eines Biomassekessels bearbeitet worden. Die zugeführte Wärmemenge reicht nicht aus um den durchfließenden Massenstrom auf Siedetemperatur zu erhitzen, allerdings zeigten Beobachtungen des Projektauftraggebers am Prüfstand, dass „Hot Spots“ im Bereich der Kesselwände existieren an denen die Wandtemperatur bzw. Wärmestromdichte ausreichend hoch ist um unterkühltes Sieden hervorzurufen. An der wasserseitigen Kesselwand entstehen Dampfblasen welche aber in weiterer Folge wieder kondensieren, es findet also „unterkühltes Strömungssieden“ statt.

2.3 Strömungsmechanik

Strömungsmechanik und Wärmelehre bzw. Wärmeübertragung sind untrennbar miteinander verknüpft. Die in einem System enthaltenen Stoffe in ihren jeweiligen Zuständen und die herrschenden Strömungsverhältnisse beeinflussen die Art und Weise wie Wärme übertragen wird. Ein- und austretende Wärmeströme können das Strömungsfeld maßgeblich beeinflussen. Wärme- und strömungsmechanische Problemstellungen müssen aus diesem Grund in den meisten Fällen gemeinsam behandelt werden. In der Regel beinhaltet dies auch die Lösung der Grundgleichungen der Strömungsmechanik.

2.3.1 Grundgleichungen

Die grundlegenden Prinzipien der Strömungsmechanik sind die Erhaltung von Masse, Impuls und Energie. Zusammengefasst wurden diese Prinzipien in den Grundgleichungen der Strömungsmechanik. Zur Beschreibung und Lösung vieler Problemstellungen ist die differentielle Form der Erhaltungsgleichungen gebräuchlich, diese ist jedoch nur für infinitesimale Kontrollvolumina (kurz KV) gültig. Im Falle der verwendeten Software, Ansys Workbench bzw. Ansys Fluent, handelt es sich um einen Finite-Volumen-Solver welcher die integrale Form der Grundgleichungen verwendet [11] [12].

Allgemein handelt es sich bei den Grundgleichungen der Strömungslehre um Transportgleichungen. Die Transportgleichung für eine allgemeine, physikalische Größe Φ kann in Form von Gl. 2-15 angeschrieben werden [12]:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \int_V \rho \cdot \Phi dV + \oint_O \rho \Phi \cdot \vec{U} \cdot \vec{n} dO = \oint_O \Gamma_\Phi \nabla \Phi \cdot \vec{n} dO + \int_V S_\Phi dV \quad \text{Gl. 2-15}$$

Die Terme der Gleichung können folgendermaßen interpretiert werden:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \tau} \int_V \rho \cdot \Phi dV & \quad \dots \text{Instationäre Änderung innerhalb des KV} \\ \oint_O \rho \Phi \cdot \vec{U} \cdot \vec{n} dO & \quad \dots \text{Konvektiver Fluss über die Oberfläche des KV} \\ \oint_O \Gamma_\Phi \nabla \Phi \cdot \vec{n} dO & \quad \dots \text{Diffusiver Fluss über die Oberfläche des KV} \\ \int_V S_\Phi dV & \quad \dots \text{im KV generiert bzw. dissipiert} \end{aligned}$$

Die entsprechende Gleichung ergibt sich durch Einsetzen der jeweiligen Variablen [12] [13] [14]:

Gleichung	Erhaltungsgröße	Größe Φ	Diffusionsterm	Quellterm
Kontinuitätsgleichung	Masse	1	-	-
Impulsgleichung	Impuls	u_j	Reibungsterm	Druckgradient, Volumenkräfte
Energiegleichung	Energie	h	Wärmeleitung	Wärmestrahlung, chem. Reaktion

2.3.2 Dimensionslose Kennzahlen

Die Problemstellungen in der Strömungslehre lassen sich mit dimensionslosen Kennzahlen charakterisieren. Dies ermöglicht den einfachen Vergleich von Strömungen, beispielsweise in Modellversuchen, sowie stark vereinfachte Lösungen ähnlicher Strömungsfelder unter Anwendung dimensionsloser Randbedingungen und dimensionsloser Form der Grundgleichungen. Die Herleitung der Kennzahlen erfolgt durch Dimensionsanalyse der differentiellen Form der Grundgleichungen, sie berechnen sich aus geometrischen und physikalischen Größen der Strömung bzw. des Strömungsfelds. Aus der Fülle der dimensionslosen Kennzahlen sollen nur die wichtigsten erläutert werden [15].

a) Reynolds-Zahl

Die Reynolds-Zahl in Gl. 2-16 stellt die am meisten verwendete Kennzahl in der Strömungslehre dar. Mit Kenntnis der Reynolds-Zahl lässt sich feststellen ob laminare oder turbulente Strömung vorliegt, ab einer kritischen Reynolds-Zahl erfolgt der Umschlag zwischen den Strömungsformen. Außerdem lassen sich für sehr kleine bzw. sehr große Reynolds-Zahlen die Grundgleichungen vereinfachen. Die Reynolds-Zahl berechnet sich durch

$$Re = \frac{U_\infty \cdot L}{\nu} \text{ bzw. } Re_x = \frac{U(x) \cdot x}{\nu} \quad \text{Gl. 2-16}$$

Die globale Reynolds-Zahl Re (ohne Index) wird mit für die angeströmte Geometrie charakteristischen Größen (Geschwindigkeit U_∞ sowie der charakteristischen Länge L) sowie der kinematischen Zähigkeit ν des Fluids berechnet wogegen der Index „ x “ die lokale Reynolds-Zahl bezeichnet. Ihre Bildung erfolgt mit Hilfe lokaler Größen. In weiterer Folge entscheidend ist die Kenntnis des Zusammenhangs zwischen der Reynolds-Zahl und der Grenzschichtdicke. Nach Gl. 2-17 [16] gilt für eine längs angeströmte Platte unter der Voraussetzung laminarer Strömung

$$\frac{\delta}{L} = \frac{5}{\sqrt{Re}} \cdot \sqrt{x} \quad \text{Gl. 2-17}$$

Bei steigenden Reynolds-Zahlen sinkt also, im Verhältnis, die Dicke der Strömungsgrenzschicht.

b) Prandtl-Zahl

Die Prandtl-Zahl in Gl. 2-18 errechnet sich rein aus Stoffwerten bzw. kann selbst als Stoffwert interpretiert werden. Sie ist das Verhältnis aus der kinematischen Zähigkeit ν zur Temperaturleitfähigkeit a .

$$Pr = \frac{\nu}{a} \text{ mit } a = \frac{\lambda_L}{\rho \cdot c_p} \quad \text{Gl. 2-18}$$

Nach [16] bezeichnet die Prandtl-Zahl, wie in Gl. 2-19 angeführt, das Verhältnis der Dicke der Strömungsgrenzschicht zur Dicke der Temperaturgrenzschicht

$$\frac{\delta_T}{\delta} = Pr \quad \text{Gl. 2-19}$$

c) Nusselt-Zahl

Die Nusselt-Zahl ist die dimensionslose Wärmeübergangszahl. Sie errechnet sich mittels Gl. 2-20 aus dem Wärmeübergangskoeffizienten α , der Wärmeleitfähigkeit des Fluids λ_L sowie einer charakteristischen Länge L . Zu unterscheiden ist, analog zur Reynolds-Zahl, zwischen der lokalen und der globalen Nusselt-Zahl.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_L} \text{ bzw. } Nu_x = \frac{\alpha_x \cdot x}{\lambda_L} \quad \text{Gl. 2-20}$$

Diese Beziehung lässt noch keine Rückschlüsse auf den Einfluss des Strömungsfeldes auf den Wärmeübergangskoeffizienten zu. Holt man sich aber ins Gedächtnis, dass der Wärmeübergangskoeffizient von der Dicke der Temperaturgrenzschicht abhängt, diese wiederum über die Prandtl-Zahl an die Dicke der Geschwindigkeitsgrenzschicht gebunden ist, die Reynolds-Zahl Einfluss auf die Geschwindigkeitsgrenzschichtdicke hat und (bei gleicher Geometrie und gleichen Stoffwerten des Fluides) nur von der Strömungsgeschwindigkeit abhängt ist es ersichtlich, dass höhere Strömungsgeschwindigkeiten auch höhere Wärmeübergangszahlen zur Folge haben. Der Zusammenhang zwischen den einzelnen Kennzahlen ist durch Gl. 2-21 beschrieben.

$$Nu = f(Re, Pr) \quad \text{Gl. 2-21}$$

Mit Kenntnis der Nusselt-Zahl sowie der Geometrie und den Stoffwerten des Fluides ist es möglich den Wärmeübergangskoeffizienten zu ermitteln, exakte Gleichungen existieren jedoch nur für wenige Sonderfälle. In technischen Strömungen an komplexen Geometrien muss meist mit empirischen Näherungslösungen gerechnet werden [4].

2.3.3 Turbulenz

Turbulenz bezeichnet das zufällige Auftreten von Fluktuationen des Geschwindigkeitsfeldes quer zur Hauptströmungsrichtung. Die kritische Reynolds-Zahl Re_{krit} kennzeichnet den Umschlag zwischen laminarer und turbulenter Strömung. Eine Interpretation der Reynolds-Zahl ist das Verhältnis von Trägheits- und Zähigkeitskräften in Gl. 2-22

$$Re = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Zähigkeitskräfte}} \quad \text{Gl. 2-22}$$

Bei kleinen Reynolds-Zahlen dominiert die dämpfende Wirkung der Zähigkeitskräfte. In Strömungen mit $Re > Re_{krit}$ werden Störungen des Strömungsfeldes jedoch nicht mehr ausreichend abgedämpft sondern durch die dominierenden Trägheitskräfte angefacht. Die Geschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung lässt sich in diesem Fall als Summe eines zeitlich konstanten Mittelwerts und der zeitabhängigen Größe der Fluktuation in Form von Gl. 2-23 formulieren [17].

$$U(x, y, z, \tau) = \bar{U}(x, y, z) + U'(x, y, z, \tau) \quad \text{Gl. 2-23}$$

Wird dieser Zusammenhang in die differentielle Form der Navier-Stokes-Gleichung in Tensornotation eingesetzt ergibt sich nach [18]:

$$\rho \left[\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_k \cdot \bar{u}_j) \right] = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_k} + \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} \right) - \rho (\overline{u'_j \cdot u'_k}) \right] \quad \text{Gl. 2-24}$$

Man nennt diese Form der Navier-Stokes-Gleichung auch „Reynolds Averaged Navier Stokes“-Gleichung (RANS). Auf der rechten Seite der Gleichung tritt ein zusätzlicher, gemischter Term als Unbekannte auf welcher auch als „Reynolds’scher Spannungstensor“ bezeichnet wird [19]. Analoges Vorgehen führt ebenfalls zu neuen Unbekannten in der Energiegleichung.

2.3.4 Grenzschichttheorie

Wie bereits in den vorherigen Abschnitten erwähnt, müssen Strömungen an der Wand bestimmte Bedingungen erfüllen. Die Haftbedingung besagt, dass das Fluid an der Wand haftet. Es ergibt sich $U(y=0)=0$, während in der freien Außenströmung $U = U_\infty$ ist. Die Fluidtemperatur verhält sich ähnlich. An der Wand muss sie gleich der Wandtemperatur sein $T_L(y=0) = T_w$, während in der freien Außenströmung der Zustand $T_L = T_\infty$ herrscht.

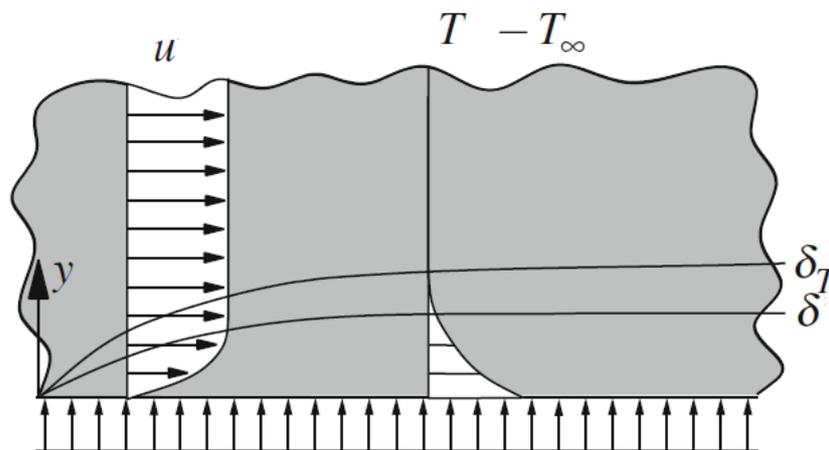


Abb. 2-7 Geschwindigkeits- und Temperaturverlauf an einer Wand mit konstanter Temperatur [6]

Die Abbildung zeigt den Verlauf des Temperatur- und Geschwindigkeitsprofils. Es lässt sich deutlich die Bildung von Übergangsbereichen feststellen in denen sich Temperatur und Geschwindigkeit an jene der Außenströmung anpassen. Modellhaft spricht man in der Strömungslehre von Grenzschichten wobei natürlich keine scharfe Trennung zwischen Grenzschicht und freier Außenströmung existiert. Die Dicke der Geschwindigkeitsgrenzschicht ist durch Gl. 2-25 gegeben [16]:

$$\delta = y(U = 0,99 \cdot U_\infty) \quad \text{Gl. 2-25}$$

Die Prandtl-Zahl gibt das Verhältnis von Temperatur- zu Geschwindigkeitsgrenzschichtdicke wieder, somit sind beide Grenzschichtdicken definiert.

Komplexer gestaltet sich der Aufbau der Grenzschicht in turbulenten Strömungen. Während nahe an der Wand nur kleine Strömungsgeschwindigkeiten und damit kleine Reynolds-Zahlen bzw. laminare Bereiche vorliegen schlägt weiter außen die Grenzschichtströmung in eine turbulente Strömung um. In der Modellvorstellung wird die Grenzschicht in mehrere Schichten oder Layer unterteilt, die Aufteilung erfolgt mit Hilfe des dimensionslosen Randabstands nach [16].

Die Schubspannung an der Wand im Strömungsfeld berechnet sich durch Gl. 2-26

$$\tau_w = \lim_{y \rightarrow 0} \mu \cdot \frac{\partial U}{\partial y} \quad \text{Gl. 2-26}$$

Mit Hilfe der Wandschubspannung erfolgt die Entdimensionierung der Geschwindigkeit in Gl. 2-27

$$U^+ = \frac{U}{U_\tau} \text{ mit } U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad \text{Gl. 2-27}$$

Die Entdimensionierung des Wandabstandes folgt aus Gl. 2-28

$$y^+ = \frac{y \cdot U_\tau}{\nu} \quad \text{Gl. 2-28}$$

Mit Hilfe dieser Größen lässt sich die Grenzschicht in drei Zonen einteilen:

1. **Viskose Unterschicht (Viscous Sublayer)**
 $y^+ \leq 5$, hier gilt $u^+ = y^+$
2. **Turbulente Zwischenschicht (Buffer Layer)**
 $5 < y^+ \leq 60$
3. **Turbulente Außenschicht (Outer Layer, Log Law Region)**
 $y^+ > 60$, es gilt das logarithmische Wandgesetz

Ergänzend zu erwähnen ist, dass es sich bei Grenzschichten um äußerst dünne Bereiche handelt welche aber wesentlichen Einfluss auf den Wärmeübergang und andere wichtige Eigenschaften der Strömung wie z.B. die auftretende Wandschubspannung haben. Turbulente Grenzschichten erhöhen durch die auftretenden Querbewegungen und die daraus folgende konvektive Durchmischung den Wärmeübergangskoeffizienten drastisch. Aus diesem Grund ist es für ein brauchbares Ergebnis essentiell, ein Augenmerk auf die Modellierung der Grenzschichten zu legen, da bereits geringe Abweichungen starke Auswirkungen auf das spätere Simulations- bzw. Rechenergebnis haben können.

3 CFD

Die numerische Strömungsmechanik (engl. Computational Fluid Dynamics (CFD)) umfasst Methoden zur numerischen Lösung strömungsmechanischer Problemstellungen. Dies beinhaltet in der Regel die numerische Lösung der in Abschnitt 2.3.1 beschriebenen Grundgleichungen welche in den meisten Fällen (3-dimensional, turbulent, instationär...) nicht analytisch gelöst werden können. Am meisten etabliert haben sich

- Finite Differenzen-
- Finite Elemente- und
- Finite Volumen-Methoden

Die verwendete Software, Ansys Fluent 15.0, beinhaltet die Methode der Finiten Volumen weshalb in weiterer Folge ausschließlich auf diese Methode näher eingegangen wird.

3.1 Grundlagen

Die Grundgleichungen der Strömungsmechanik sind partielle Differentialgleichungen erster oder höherer Ordnung und stellen Erhaltungssätze dar. Um diese Gleichungen zu lösen wird das Rechengebiet räumlich und, im Fall instationärer Rechnungen, auch zeitlich diskretisiert. Zur räumlichen Diskretisierung wird ein Netzgitter benötigt. Mit Hilfe verschiedener mathematischer Modelle zur Vereinfachung (Turbulenzmodelle, Zweiphasen-Modelle etc.) werden die Gleichungen in algebraische Gleichungen umgewandelt (diskretisiert) und mittels eines Lösungsalgorithmus („Solver“) gelöst.

Vom User werden verschiedene Eingabeparameter verlangt:

- Materialdaten für Fluide und Festkörper
- Modelle welche berücksichtigt werden sollen
- Randbedingungen (für ein- und austretende Flüsse)
- Parameter des Rechengebiets (z.B. Betriebsdruck)
- Solverparameter

Anschließend ermöglicht die Software eine qualitative (grafische) und quantitative Darstellung der Simulationsergebnisse.

3.2 Netzgitter und Netzgitterqualität

Wie bereits in den vorherigen Abschnitten erwähnt ist es für die Anwendung eines Finite Volumen-Solvers zwingend nötig das Rechengebiet örtlich zu diskretisieren. Es wird mit Hilfe eines so genannten Netzgitters in einzelne Zellen unterteilt, nachdem die Geometrie als CAD-Format in das Programm zur Netzgittererzeugung geladen wurde. Diese Arbeit wurde mit Hilfe der Software „Ansys Meshing“ ausgeführt.

Die Eckpunkte der Netzgitterzellen werden als „Nodes“ bezeichnet, die Kanten als „Edges“ und die entstehenden Flächen als „Faces“.

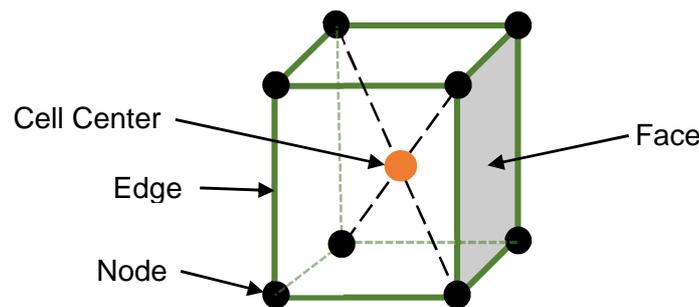


Abb. 3-1 Netzgitterzelle

Im Fall eines dreidimensionalen Netzgitters stehen Tetraeder (kurz „Tet“, die Faces bestehen aus Dreiecken), Prismen („Prism“, dreieckige Grund- und Deckfläche), Hexaeder („Hex“, viereckige Grund- und Deckfläche) und Pyramiden-Elemente („Pyr“) zur Verfügung. Pyramidenelemente erzeugen den Übergang von Netzgittern mit viereckigen Flächen zu Bereichen die mit Hilfe von Tetraedern vernetzt werden.

Während Tet-Elemente zwar größtmögliche Flexibilität für komplexe Geometrien ermöglichen sollte bei Wärmeübertragungsproblemen darauf geachtet werden möglichst große Bereiche des Rechengebiets mit Hilfe von Prism- und Hex-Elementen zu vernetzen. Dies ermöglicht schnellere Konvergenz und bessere Rechenergebnisse [12]. Die Verwendung von Hex-Elementen vermindert die benötigte Zellanzahl bei vergleichbarer Auflösung deutlich. In Teilen der in dieser Arbeit behandelten Kesselgeometrie konnte eine Senkung der benötigten Zellanzahl um 50 % erreicht werden. Von der Elementform unabhängig ist es zwingend notwendig ein Netzgitter von möglichst hoher Qualität zu erzeugen. Die verwendete Software bietet verschiedene Kriterien zur Bewertung des Netzgitters an nach denen jede einzelne Zelle geprüft wird.

Die wichtigsten Kriterien sind [12]:

- **Skewness**

Die Skewness beschreibt die „Schiefe“ einer Zelle und errechnet sich nach [12] mit Hilfe der Winkel der Zellkanten zueinander bzw. aus ihrer Abweichung zum Optimum (90° bei Hex-Zellen, 60° für Tet-Zellen). Der Wert 0 steht für eine perfekte, der Wert 1 bezeichnet eine degenerierte Netzgitterzelle. Die Skewness der schlechtesten Zelle sollte 0,9 nicht überschreiten wobei der Mittelwert der Skewness des Netzgitters idealerweise wesentlich niedriger sein sollte. Bereits eine Zelle mit zu hoher Skewness kann zu divergentem Verhalten beim Lösen der Grundgleichungen führen oder die Lösung stark negativ beeinflussen.

- **Aspect Ratio**

Die Aspect Ratio beschreibt nach [12] das Verhältnis der längsten und kürzesten Seitenlänge einer Netzgitterzelle und sagt dadurch aus wie „gestreckt“ sie ist. Die Aspect Ratio sollte den Wert 100 nicht überschreiten. In Zellen die in Strömungsrichtung orientiert sind (z.B. in der Grenzschicht) ist eine wesentlich höhere Aspect Ratio zulässig als in unorientierten.

- **Orthogonal Quality**

Die Lage des Gitterzellmittelpunktes zu den Flächen der Zellen bzw. zu den Zellmittelpunkten der benachbarten Zellen wird nach [12] mit Hilfe der Orthogonal Quality bewertet. Sie bewegt sich im Bereich zwischen 0 (schlechteste) und 1 (beste) wobei ein Wert von 0,1 nicht unterschritten werden sollte.

Es existiert eine Reihe von Angaben bzw. empfohlenen Grenzwerten für die Abweichung der Netzgitterqualität vom Optimum. Eine in Strömungsrichtung gestreckte Zelle (z.B. in der Grenzschicht) darf beispielsweise eine wesentlich höhere Aspect Ratio aufweisen als eine Zelle mitten im Rechengebiet, quer zur Strömungsrichtung. Es ist auch darauf zu achten jene Bereiche in denen das Simulationsergebnis von besonderem Interesse ist mit Zellen möglichst hoher Netzgitterqualität zu vernetzen. Zu berücksichtigen ist auch die Qualität der gesamten Zelle. Beispielsweise muss eine hohe Aspect Ratio allein noch nicht zu Problemen führen während es die Kombination aus mehreren qualitativ schlechten Zelleigenschaften zu vermeiden gilt. Generell ist die Folge eines Netzgitters mit unzureichender Qualität auch eine Lösung mit schlechter Qualität. Im schlimmsten Fall ist es nicht möglich ein brauchbares Ergebnis zu erhalten.

Neben einer guten Netzgitterqualität sollte auch die Auflösung des Netzgitters passend gewählt sein. Ein zu feines Netzgitter erhöht nur unnötig die Rechenzeiten und den Speicherbedarf. Ein zu grobes Netzgitter spiegelt die Realität nicht in ausreichendem Maße wieder. Aus diesem Grund muss bei jeder Anwendung eine Netzgitterunabhängigkeitsstudie durchgeführt werden. Das Netzgitter wird hierzu mehrmals nach bestimmten Kriterien, beispielsweise nach dem Temperaturgradienten benachbarter Zellen, verfeinert. Erst wenn sich die Lösung mit der Verfeinerung des Netzgitters nicht mehr ändert kann davon ausgegangen werden, dass sie unabhängig vom Netzgitter ist.

3.3 Modellierung von Turbulenz

Zur Berechnung turbulenter Strömungen bieten sich mehrere Wege an:

- **Direkte Numerische Simulation (DNS)**

Sie stellt den rechnerisch aufwändigsten Weg dar, die turbulente Bewegung des Strömungsfelds wird direkt durch Lösung der Grundgleichungen berechnet. Um Turbulenz vollständig auflösen zu können ist ein sehr feines Rechenetz die Voraussetzung. Rechenetze welche fein genug sind um die Turbulenzvorgänge auf mikroskopischen Niveau auflösen zu können sind nach Stand der Technik in der industriellen Praxis kaum anwendbar da die dazu nötige Rechenleistung bzw. der benötigte Arbeitsspeicher nur von Großrechnern zur Verfügung gestellt werden kann.

- **Large Eddy Simulation (LES)**

Hier werden die turbulenten Bewegungen der Strömung nur auf makroskopischen Niveau berechnet. Die benötigte Rechenleistung sinkt, im Vergleich zur DNS, bereits in hohem Maßstab aber für einen Großteil der technischen Problemstellungen ist LES noch immer zu aufwändig.

- **RANS-basierte Modelle**

Die RANS-Gleichungen werden zur Modellierung von Turbulenz herangezogen. Je nach Modell ergeben sich unterschiedliche Vor- und Nachteile. Der rechnerische Aufwand variiert von Modell zu Modell beträchtlich. Es bieten sich mehrere Varianten der Modellierung an:

- **Reynolds-Stress Modell**

Dabei wird der Reynolds'sche Spannungstensor algebraisch oder mit Hilfe von Transportgleichungen modelliert [20].

- **Zweigliedungsmodelle**

Dabei wird die so genannte Wirbelviskosität μ_{Turb} mit Hilfe einer oder mehrerer Differentialgleichungen berechnet. In industriellen Anwendungen werden Zweigliedungs-Modelle am meisten verwendet.

Zur Ausführung der numerischen Strömungssimulationen wurde zur Modellierung der Turbulenz in dieser Arbeit das Realizable K-Epsilon-Modell verwendet. Die Vorzüge dieses Modells sind die hohe Stabilität und der moderate Bedarf an Rechenleistung [19]. Dabei handelt es sich um ein algebraisches, RANS-basiertes Zweigliedungsmodell [20]. Die algebraischen Modelle basieren auf dem Ansatz der turbulenten Schubspannungen welche, wie anhand von Gl. 3-1 gezeigt wird, mittels Wirbelviskosität modelliert werden.

$$-\rho(\overline{u'_j \cdot u'_k}) = \mu_{Turb} \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_k} + \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} \right) \text{ mit } \mu_{Turb} = f(K, \varepsilon_{Turb}, C) \quad \text{Gl. 3-1}$$

Die Wirbelviskosität stellt eine zusätzliche Unbekannte dar welche mit Hilfe von zwei Gleichungen und mehreren weiteren Parametern für die turbulente kinetische Energie K und die turbulente Dissipation ε_{Turb} berechnet wird [21]. Die Wirbelviskosität ist kein Stoffwert sondern eine Eigenschaft der turbulenten Strömung.

Voraussetzung zur Anwendung eines algebraischen Turbulenzmodells ist die Isotropie der Turbulenz. Da Turbulenz immer einen anisotropen Vorgang darstellt ist die Lösung mittels eines algebraischen Turbulenzmodells immer als Näherungslösung anzusehen. Alternativ können rechnerisch aufwändigere Reynolds-Stress-Modelle angewendet werden [18]. Als weiterer Nachteil des verwendeten Turbulenzmodells sind die, im Vergleich zu anderen Modellen,

tendenziell ungenauere Resultate bei geringen Reynolds-Zahlen zu nennen. In solchen Fällen wäre beispielsweise das K- ω -SST-Modell vorzuziehen welches aber ein feines Netzgitter zur Auflösung der Geschwindigkeitsgrenzschicht an der Wand benötigt [21].

Es existiert kein Turbulenzmodell welches als „Universalwerkzeug“ angesehen werden kann. Die Auswahl des passenden Modells erfolgt immer unter verschiedenen Gesichtspunkten (Eigenschaften des Strömungsfelds, Stabilität, verfügbare Rechenleistung...) wobei die Vorteile des verwendeten Modells die Nachteile überwiegen sollen um ein brauchbares Simulationsergebnis zu erhalten [20].

3.4 Grenzschichtmodellierung

In laminaren Strömungen wird die Grenzschicht nur mittels eines ausreichend feinen Netzgitters nahe der Wand und unter Berücksichtigung der Haftbedingung modelliert. In turbulenten Strömungsfeldern existieren aber turbulente Grenzschichten mit einer viskosen Unterschicht in der ein Turbulenzmodell für hohe Reynolds-Zahlen keine brauchbaren Ergebnisse liefern kann. Für turbulente Strömungen gibt es, bei Anwendung eines algebraischen Turbulenzmodells, grundsätzlich zwei Herangehensweisen um den Wandeinfluss auf das Strömungsfeld zu berechnen [21]:

a) **Auflösung der viskosen Unterschicht mit Hilfe des Netzgitters**

Voraussetzung ist die Nutzung eines Turbulenzmodells welches auch für kleine Reynolds-Zahlen geeignet ist, z.B. das K- ω -Transition-Modell. Dieses Modell ermöglicht sowohl die Berechnung hochturbulenter wie auch laminarer Strömung. Es ist darauf zu achten, die erste Zelle an der Wand in den Bereich $y^+ = 1$ zu legen, weitere „dünne Schichten“ an Netzgitterzellen müssen aufgebracht werden. Insgesamt ergibt sich ein Netzgitter mit einer feinen Auflösung über den Spalt. Die Grenzen von Zellwachstum und Aspect Ratio führen zu einer sehr hohen Zellanzahl im Netzgitter wodurch die benötigte Rechenleistung stark ansteigt. Der Vorteil dieser Methode ist die genauere Kalkulation der Grenzschichteffekte, u.A. die auftretenden Schubspannungen und Wärmeübergangskoeffizienten.

b) **Nutzung von Wandfunktionen**

Die erste Netzgitterzelle sollte im Bereich $30 \leq y^+ \leq 300$ liegen [21]. Dabei werden die Grenzschichteffekte, basierend auf den Daten der freien Außenströmung und semiempirischen Zusammenhängen, mit Hilfe einer Wandfunktion modelliert. Oftmals ist diese Methode völlig ausreichend um den Wandeinfluss in die Strömungsberechnung miteinzubeziehen. Die Nutzung von Wandfunktionen ist in Turbulenzmodellen für hohe Reynolds-Zahlen, beispielsweise dem verwendeten Realizable K-Epsilon-Modell, verfügbar.

c) **Enhanced Wall Treatment**

Dabei handelt es sich um eine Mischform aus beiden genannten Varianten. Die viskose Unterschicht muss dabei vom Netzgitter aufgelöst werden, allerdings kann die erste Zelle in den Bereich $y^+ < 5$ gelegt werden. Es werden etwa 10 bis 15 weitere Schichten aufgebracht um die turbulente Zwischen- und Außenschicht aufzulösen, die Strömung außerhalb der Grenzschicht wird mit einem Netzgitter ohne besondere Vorkehrungen behandelt. Die Vorzüge der beiden vorhin genannten Methoden werden so in einem Wandmodell kombiniert.

Zur Ausführung der numerischen Berechnungen in dieser Arbeit wurde die Nutzung von Wandfunktionen („Standard Wall Function“ in Ansys Fluent) gewählt. Zwar wäre die Verwendung eines genaueren Wandmodells bzw. eines Turbulenzmodells für niedrige Reynolds-Zahlen oder eines Transition-Modells durchaus vorteilhaft, die benötigte Anzahl an Netzgitterzellen erhöht aber die Rechenzeiten und den Arbeitsspeicherbedarf unverhältnismäßig und über die Grenzen der verfügbaren Ressourcen. Aus diesem Grund wird die Simulation sowohl durch Anwendung des Realizable K-Epsilon-Modells als auch durch das laminare Modell durchgeführt und miteinander verglichen.

3.5 Modellierung von Wärmestrahlung

Vollständig beschrieben wird die Wärmestrahlung in beteiligten Medien durch die Strahlungstransportgleichung Gl. 3-2 [21].

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a_{rad} + \sigma_s) \cdot I(\vec{r}, \vec{s}) = a_{rad} \cdot \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \cdot \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\omega \quad \text{Gl. 3-2}$$

Die Terme der Gleichung können wie folgt interpretiert werden:

$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds}$	Änderung der Strahlungsintensität über die Weglänge ds durch das Gasvolumen
$(a_{rad} + \sigma_s) \cdot I(\vec{r}, \vec{s})$	Änderung zur Folge von Absorption und Ausstreuung
$a_{rad} \cdot \frac{\sigma T^4}{\pi}$	Änderung zur Folge der Emission von Oberflächen
$\frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \cdot \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\omega$	Änderung zur Folge von Einstreuung

Analog zum hydraulischen Durchmesser zur Berechnung der Reynolds-Zahl kann für Brennkammern die gleichwertige Schichtdicke als charakteristische Länge definiert werden [5]:

$$s_{gl} = f \cdot \frac{4V}{O} \quad \text{Gl. 3-3}$$

Der Korrekturfaktor „ f “ in Gl. 3-3 berücksichtigt die Brennkammergeometrie sowie den Druck in der Brennkammer, in vielen Fällen kann $f = 0,9$ angenommen werden [4]. Eine weitere entscheidende Kennzahl ist die so genannte „optische Dicke“, sie errechnet sich durch den Zusammenhang in Gl. 3-4

$$\text{optische Dicke} = s_{gl} \cdot (a_{rad} + \sigma_s) \quad \text{Gl. 3-4}$$

Ein Medium mit einer optischen Dicke $\ll 1$ wird als „optisch dünn“ bezeichnet während sie für ein optisch dickes Medium einen Wert $\gg 1$ einnimmt. Die Größe der optischen Dicke bestimmt welche Modelle zur Berechnung der Wärmestrahlung herangezogen werden können. Zur Ermittlung des Emissions- und Absorptionsverhältnisses von Gasen auf elektronischem Weg wird häufig die „Grey and Clear Gas Approximation“ (auch als „Weighted Sum of Grey Gases Model“ oder kurz WSGGM bezeichnet) genutzt [4]. Die Strahlungsparameter können dadurch auf analytischem Wege bestimmt werden [22]. Dabei ist unbedingt zu beachten, dass die Temperatur

des Gasgemisches und damit auch die Partialdrücke der jeweiligen Komponenten über die Brennkammer nicht konstant sind. Die Änderung der Strahlungsparameter an gekühlten Brennkammerwänden ist deutlich [22].

Der Wärmetransport von den heißen Verbrennungsgasen hin zu den Brennkammerwänden stellt immer eine Überlagerung von Konvektion und Wärmestrahlung dar. Je größer der Temperaturunterschied zwischen Wand und Verbrennungsgas, desto dominanter ist der Einfluss der Wärmestrahlung. In einem realen Verbrennungsprozess muss zusätzlich der Staub- und Rußgehalt der Verbrennungsgase berücksichtigt werden. Ruß verhält sich in der Flamme wie ein Festkörper und beeinflusst die Strahlungseigenschaften des Mediums [4]. Die Ausführungen in dieser Arbeit beschränken sich jedoch auf ein vereinfachtes Verbrennungsmodell, basierend auf gasförmigen Edukten und unter Vernachlässigung von Staub in der Flamme.

Wärmestrahlung stellt, wie bereits erwähnt, nicht nur eine Wechselwirkung zwischen benachbarten Zellen dar. Jedes Molekül eines an der Wärmestrahlung beteiligten Körpers emittiert Strahlung welche sich, unabhängig von den Zellgrenzen, diffus über den Raum und damit das gesamte Rechengebiet ausbreiten kann. Umgekehrt können all diese Moleküle auch Wärmestrahlung absorbieren. Umgelegt auf ein Netzgitter zur CFD-Simulation bedeutet dies, dass alle Netzgitterzellen des an der Wärmestrahlung beteiligten Rechengebiets miteinander in Verbindung stehen. Die Anzahl der Beziehungen ergibt sich durch Anwendung der Gauß'schen Summenformel. Für ein Netzgitter mit einer Million Gitterzellen sind die Zellen untereinander durch annähernd 500 Milliarden Beziehungen miteinander verbunden!

Die Auswirkungen einer solch enormen Anzahl an Verbindungen auf die Rechenzeit und den Speicherbedarf liegen auf der Hand, aus diesem Grund wird die Berechnung des Strahlungseinflusses mit Hilfe eines Modells durchgeführt. Die unterschiedlichen Strahlungsmodelle sind, analog zu den Turbulenzmodellen, auf bestimmte Anwendungen spezialisiert. Die Auswahl erfolgt anhand folgender Gesichtspunkte [21]:

- Optische Dicke des Mediums
- Streuung im Medium
- Feststoffgehalt des Mediums
- Transparenz der Wände
- Spiegelnde Reflexion an den Wänden
- Nicht-Graue Strahler im Rechengebiet
- Lokale Wärmestrahlungsquellen im Rechengebiet
- Nicht beteiligte Medien

Folgende Strahlungsmodelle stehen in Ansys Fluent 15.0 zur Verfügung [21]:

- **Surface-To-Surface Modell**
Dieses Modell eignet sich nur für optisch sehr dünne bzw. unbeteiligte Medien. Der Einfluss einer optisch dichten, also beteiligten Komponente im Rechengebiet wird vernachlässigt und nur der Strahlungsaustausch zwischen grauen und diffus reflektierenden Flächen mit Hilfe von Sichtfaktoren berechnet. Zur Simulation von Verbrennungen ist dieses Modell also nicht geeignet.
- **P1-Modell**
Hierbei handelt es sich um ein Modell welches speziell auf die Simulation von Verbrennungen zugeschnitten ist. Für das P1-Modell ist die Strahlungstransportgleichung eine einfache Diffusionsgleichung, sie kann mit geringem Rechenaufwand numerisch gelöst werden. Außerdem wird die Streuung berücksichtigt. Der Nachteil des Rechenmodells ist aber die Gültigkeit für optische Dicken > 1 . Für kleine Brennkammern ist es ungeeignet.

- **Rosseland-Modell**

Die Eigenschaften ähneln dem P1-Modell, der rechnerische Aufwand ist jedoch geringer. Es ist nur für optisch sehr dicke Medien (opt. Dicke > 3) geeignet.

- **Discrete-Transfer-Radiation-Model (DTRM)**

Die vereinfachende Annahme hinter diesem Modell ist die diskrete Ausbreitung von einzelnen Strahlen, im Gegensatz dazu steht die diffuse Ausbreitung der Strahlung in der Realität. Es eignet sich für einen weiten Bereich optischer Dicke. Die Voraussetzungen für die Anwendung dieses Modells sind die Annahme diffus strahlender Oberflächen, grauer Körper und die Vernachlässigung von Streuung. Mit der Anzahl der berücksichtigten Strahlen steigt der Rechenaufwand. Es ist unter Anwendung des DTRM-Modells nicht möglich parallel, mit mehr als einem Prozessorkern, zu rechnen. Hinsichtlich der Auswirkungen auf die Rechenzeit, in Verbindung mit einem Netzgitter von mehreren Millionen Zellen, wird die Verwendung dieses Modells ausgeschlossen.

Die Eigenschaften und die damit verbundenen Nachteile der genannten Modelle schließen ihre Nutzung aus. Stattdessen wurde die Strahlung im Kessel mit Hilfe des **Discrete Ordinates-Models (kurz DO-Modell)** simuliert. Die Gültigkeit des Modells erstreckt sich über die volle Bandbreite der optischen Dicke. Es besteht die Möglichkeit das Verhalten nicht-grauer Körper in die Rechnung miteinzubeziehen, jedoch ist die Funktion in im verwendeten Solver Ansys Fluent 15.0 für Wasserdampf und CO_2 nicht implementiert [21]. Dies kann aber auch durch Nutzung des „Weighted Sum of Grey Gases Model“ erfolgen. Bei Verwendung des DO-Modells wird die Wärmestrahlung in einer diskreten Anzahl von $N_\theta \times N_\phi$ Raumwinkelsegmenten behandelt. Ein in Raumwinkelsegmente unterteilter Oktant ist anhand Abb. 3-2 dargestellt.

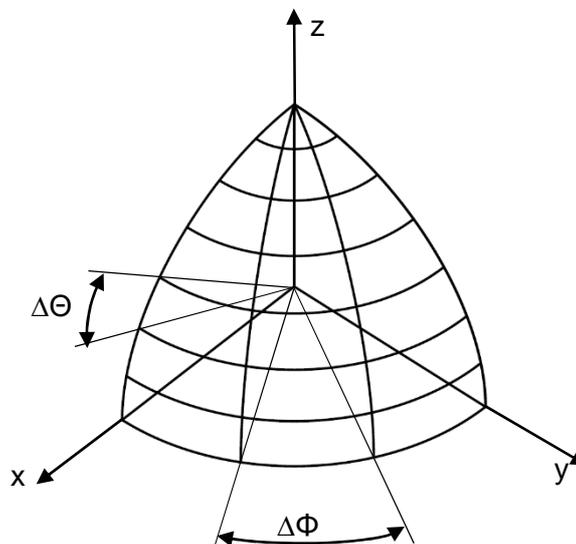


Abb. 3-2 Diskretisierung eines Oktanten in Raumwinkelsegmente

Jedem Raumwinkelsegment wird, vom globalen Koordinatensystem ausgehend, ein Orts- sowie ein Richtungsvektor zugeordnet. Die Lösung der Strahlungstransportgleichung erfolgt für jedes Raumwinkelsegment numerisch ähnlich zur Impuls- oder Energiegleichung [21]. Im dreidimensionalen Fall, für acht Oktanten, sind $8 \times (N_\theta \times N_\phi)$ zusätzliche Transportgleichungen zu lösen. Der CPU- und Speicherbedarf des Modells ist moderat, wächst jedoch mit einer genaueren Diskretisierung.

3.6 Solver

Nachdem ein Netzgitter erstellt, den Zonen Materialien zugewiesen sowie Randbedingungen und Modelle vom User festgelegt sind, können die Grundgleichungen für jede Netzgitterzelle von der Software iterativ gelöst werden. Der Grundgleichungssatz besteht in jedem Fall aus der Impuls- und Kontinuitätsgleichung, ob weitere Gleichungen für den Speziestransport, Energie, Turbulenz etc. gelöst werden müssen hängt von den verwendeten Modellen ab. In der Software Ansys Fluent 15.0 sind drei unterschiedliche Solver implementiert. Die jeweiligen Schemen zur Lösung der Grundgleichungen sind in Abb. 3-3 skizziert.

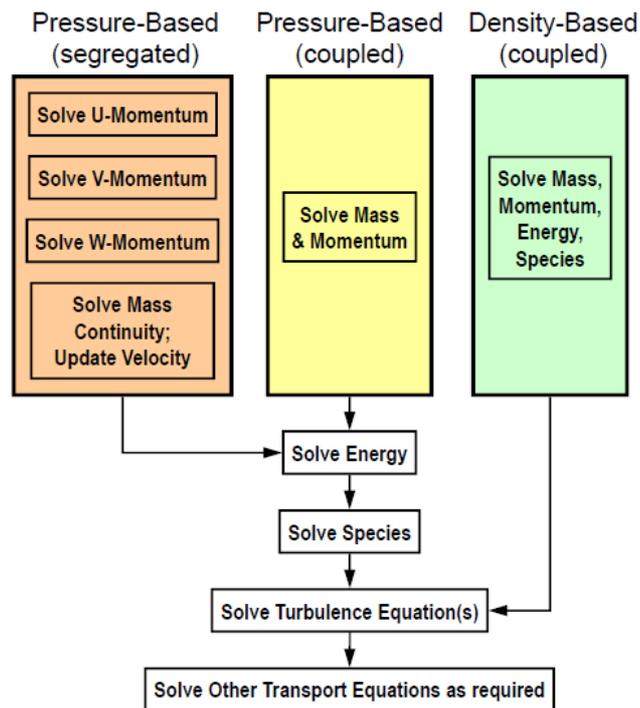


Abb. 3-3 Solver in Ansys Fluent [12]

Der Density Based Coupled-Solver löst den Grundgleichungssatz gemeinsam in Vektorform. Seine Anwendung beschränkt sich auf kompressible Strömungen, die Grundgleichungen sind hier stark gekoppelt und deutliche Dichtegradienten können festgestellt werden. Der Druck wird über eine Zustandsgleichung bestimmt. Bei Anwendung des Pressure Based Segregated-Solvers werden die Grundgleichungen hintereinander gelöst. Der Druck wird mittels einer Druckkorrekturgleichung bestimmt sodass das Geschwindigkeitsfeld die Kontinuitätsbedingung erfüllt. Nach Lösung der Druckkorrekturgleichung wird das Geschwindigkeitsfeld nochmals aktualisiert. Mit Ausnahme schallnaher Bereiche bzw. Überschall sind Pressure Based-Solver für alle Anwendungen geeignet. Beim Pressure Based Coupled Solver werden die Kontinuitäts- und Impulsgleichung gleichzeitig gelöst. Durch die kompliziertere Kalkulation verlängert sich zwar die Rechenzeit per Iteration, allerdings wird ein konvergentes Ergebnis insgesamt oft schneller als mit dem Segregated Solver erreicht. Es handelt sich um ein sehr stabiles Lösungsverfahren welches jedoch gegen über dem Segregated Solver den Nachteil besitzt, den in etwa doppelten Arbeitsspeicher zu benötigen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Pressure Based Coupled Solver zur Ausführung der Berechnungen gewählt da der Segregated Solver zum Teil die Konvergenz einer Lösung bereits bei Überschlagsrechnungen behindert hat.

3.7 Bewertung von Konvergenz

Konvergenz, im Sinn der Numerik, steht für die Annäherung einer iterativen Lösung an einen Grenzwert. Ein konvergentes Ergebnis im Bereich von CFD liegt vor wenn sich die Lösung in einer hohen Anzahl von Iterationen um einen Grenzwert bewegt bzw. die Ergebnisse mehrerer Iterationen hintereinander nur mehr geringfügig voneinander abweichen. Aus diesem Grund wird von Ansys Fluent die Abweichung der Lösungen untereinander über die Iterationsschritte aufgezeichnet, dies bezeichnet man auch als „Residuals“.

Es bietet sich die Möglichkeit Grenzwerte festzulegen unter welche die Residuals sinken müssen damit von einer konvergenten Lösung ausgegangen werden kann. Nachteilig daran ist, dass die Residuals nach weiteren Iterationen wieder ansteigen können und eigentlich eine falsche bzw. noch nicht konvergierte Lösung vorliegt. In einigen Fällen kann auch beobachtet werden, dass die Residuals für den Fall einer (weniger genaueren) 1st Order-Diskretisierung und Größenordnungen weiter fallen als für eine 2nd Order-Diskretisierung. Aus diesem Grund wurden zur Ausführung dieser Arbeit keine Grenzwerte der Residuals zur Bewertung der Konvergenz festgelegt sondern eine ausreichende Anzahl an Iterationen durchgeführt, bis sich die Residuals über eine signifikante Anzahl an Iterationen nicht mehr in hohem Maß ändern bzw. um mehrere Größenordnungen gefallen sind. Die Bewertung der Residuals reicht jedoch nicht aus um die Konvergenz der Lösung beurteilen zu können. Zellen mit schlechter Netzgitterqualität, die aber außerhalb jener Bereiche im Rechenggebiet liegen welche von besonderem Interesse sind, führen oftmals zu hohen Residuals. Diese beeinflussen die Lösung in relevanteren Bereichen aber unter Umständen kaum. Aus diesem Grund wurden weitere Hilfsmittel zur Bewertung der Konvergenz eingesetzt.

a) **Konvergenzmonitore**

Diese werden vom Nutzer der Simulationssoftware erstellt. Dabei werden Werte welche von besonderem Interesse sind aufgezeichnet, beispielsweise mittlere Wandtemperaturen im Fall von Wärmeübertragungsproblemen.

b) **Flux-Reports**

Dabei werden in das Rechenggebiet ein- und austretende Flüsse (Massenströme, Wärmeströme etc.) sowie Quellen und Senken im Rechenggebiet überwacht. Gemäß des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik kann im stationären Fall nur so viel Wärme in ein System hinein- wie hinausfließen. Analog gilt diese Bedingung laut der Kontinuitätsgleichung für den Massenstrom. In der Numerik sind kleine Abweichungen die Regel. So kann es durchaus passieren, dass in einem System Masse vernichtet oder erzeugt wird. Mit Hilfe eines Flux Reports kann festgestellt werden wie groß die Differenz der zu- und abfließenden Ströme unter Berücksichtigung von Quellen und Senken ist. Die Energiebilanz sollte einen Fehler von unter einem Prozent, die Massenbilanz von wenigen ppm des gesamten Zu- bzw. Abflusses aufweisen.

Abschließend ist zu sagen, dass ein konvergentes Ergebnis nicht zwingend ein physikalisch richtiges Ergebnis ist. Die Aufgabe der Simulationssoftware ist es mathematische Zusammenhänge iterativ zu lösen, der Benutzer muss dafür aber passende Modelle und Randbedingungen vorgeben welche ebenfalls die Realität in ausreichendem Maße widerspiegeln. Es ist essentiell ein Simulationsergebnis auf physikalische Plausibilität und Netzgitterunabhängigkeit zu prüfen und ggf. mit Hilfe von Experimenten zu validieren.

3.8 Fehlerbewertung

Die numerische Strömungsmechanik basiert auf iterativen bzw. approximativen Berechnungen mit Hilfe diskretisierter Gleichungen und einer Diskretisierung des Rechengebietes. Die Grundgleichungen werden hier nicht exakt gelöst. Aus diesem Grund treten Abweichungen in Form von Fehlern im Ergebnis der Rechnung auf. Die Fehler können in folgende Klassen unterteilt werden [14]:

- **Abbruchfehler**

Darunter versteht man den Unterschied zwischen einer exakten, mathematischen Gleichung und der diskretisierten, algebraischen Gleichung (Vernachlässigung von Termen höherer Ordnung).

- **Modellfehler**

Dies ist die Differenz zwischen einem realen Fall und einem idealisierten, mathematischen Modell dieses Falles (Modellvorstellung).

- **Diskretisierungsfehler**

Dieser ist definiert als die Differenz der exakten, mathematischen Lösung einer Erhaltungsgleichung und der exakten Lösung des, durch Diskretisierung dieser Gleichung entstandenen, zugehörigen Gleichungssystems.

- **Iterationsfehler**

Der Iterationsfehler ist der Unterschied zwischen der exakten und der numerischen (iterativen) Lösung des Gleichungssystems.

Simulationen basieren in den meisten Fällen auf Modellvorstellungen die die Wirklichkeit nur in beschränktem Maße widerspiegeln. Viele reale Phänomene wie z.B. Turbulenz können nur modelliert, nicht aber realitätsgetreu mathematisch beschrieben werden. Hinzu kommt die Tatsache, dass der Satz an Grundgleichungen der Strömungslehre nur für sehr einfache Problemstellungen exakt gelöst werden kann. Die numerische Lösung einer wärmetechnischen Aufgabe stellt also immer nur eine Näherungslösung zur realen Physik dar.

4 HACKSCHNITZELKESSEL

Diese Anlagen zur Umwandlung von chemischer zu thermischer Energie aus Biomasse sind mittlerweile weit entwickelt. Der prinzipielle Aufbau hat sich seit Jahren kaum geändert. Über eine Förderanlage werden Hackschnitzel in eine Brennkammer transportiert. Eine Rückbrandschutzeinrichtung verhindert die Entzündung des Brennstoffes auf dem Weg vom Lager zur Brennkammer. Zusätzlich zum Brennstoff wird zur vollständigen Verbrennung Luft zugeführt. Das Verhältnis aus zur vollständigen Verbrennung benötigter und tatsächlich zugeführter Luftmenge wird als Luftverhältnis bezeichnet. Wird exakt die zur Verbrennung benötigte Luft zugeführt ist das Luftverhältnis stöchiometrisch. Bei einer Vergrößerung der Luftmenge bezeichnet man das Luftverhältnis als überstöchiometrisch. Die Verbrennungstemperatur wird nahe des stöchiometrischen Luftverhältnisses maximal. Bei einem leicht überstöchiometrischen Luftverhältnis werden beste Verbrennungsqualität und damit höchste Kesselwirkungsgrade erreicht. Hohe Feuerraumtemperaturen und ein Überangebot an Sauerstoff in bestimmten Bereichen können zu hohen Stickoxidemissionen und Feinstaubemissionen führen. Aus diesem Grund wurde die Methode der gestuften Verbrennung entwickelt. In Abb. 4-1 ist das prinzipielle Schaltbild einer entsprechenden Anlage dargestellt:

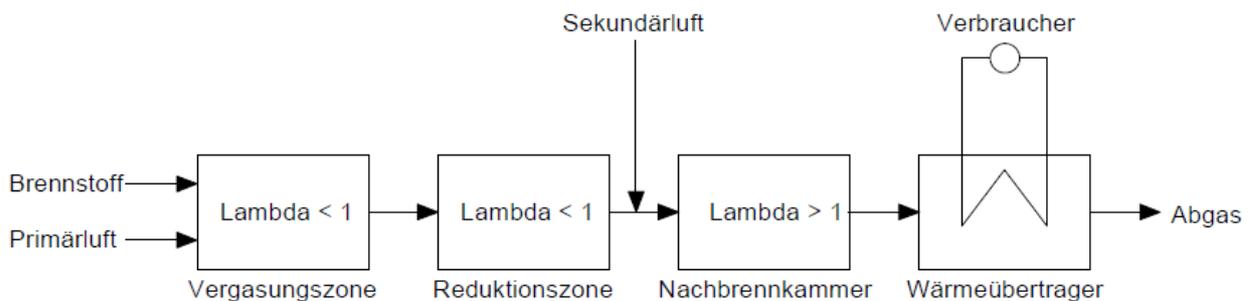


Abb. 4-1 Prinzip der Luftstufung [23]

Der Brennstoff wird gemeinsam mit der Primärluft der Vergasungszone zugeführt, diese befindet sich am Feuerungsrost. Vor der eigentlichen Vergasung trocknet der Brennstoff (Freisetzung von Wasserdampf) und wird in Zonen höherer Temperatur pyrolytisch zersetzt. Durch diese Zersetzung werden langkettige Moleküle des Brennstoffes gespalten und gasförmige Komponenten freigesetzt. Durch die aus den Brennstoffpartikeln austretenden Gase kommt der Sauerstoff aus der Primärluft nicht in Kontakt mit dem Brennstoff [23]. In dieser Phase findet noch keine Oxidation der Partikel bzw. der Verbrennungsgase statt. Die festen Endprodukte der pyrolytischen Zersetzung sind inerte Komponenten (Asche) und elementarer Kohlenstoff. Erst nach Abschluss der Zersetzungsreaktionen wird dieser durch den Sauerstoff der Primärluft zu Kohlenmonoxid (CO) oxidiert, zusätzlich finden Reduktionsreaktionen mit Wasserdampf statt. Die Pyrolyse/Vergasungsprodukte aus dem Brennstoffbett setzen sich hauptsächlich aus CO, H₂, CH₄ und langkettigen Kohlenwasserstoffen zusammen. In Hackschnitzelkesseln sind die Trocknungs-, Vergasungs- und Reduktionszone nicht streng voneinander getrennt, alle Reaktionen finden in der Nähe des Rosts bzw. des Glutbetts am Rost statt. Das entstehende Gasgemisch steigt mit einer Temperatur von ca. 600 °C aus dem Glutbett auf. Durch die Zufuhr der Sekundärluft werden die brennbaren Komponenten vollständig zu CO₂ und H₂O oxidiert. Wie in Abb. 4-2 zu sehen ist, umgibt der Wassermantel beinahe den gesamten Kessel.

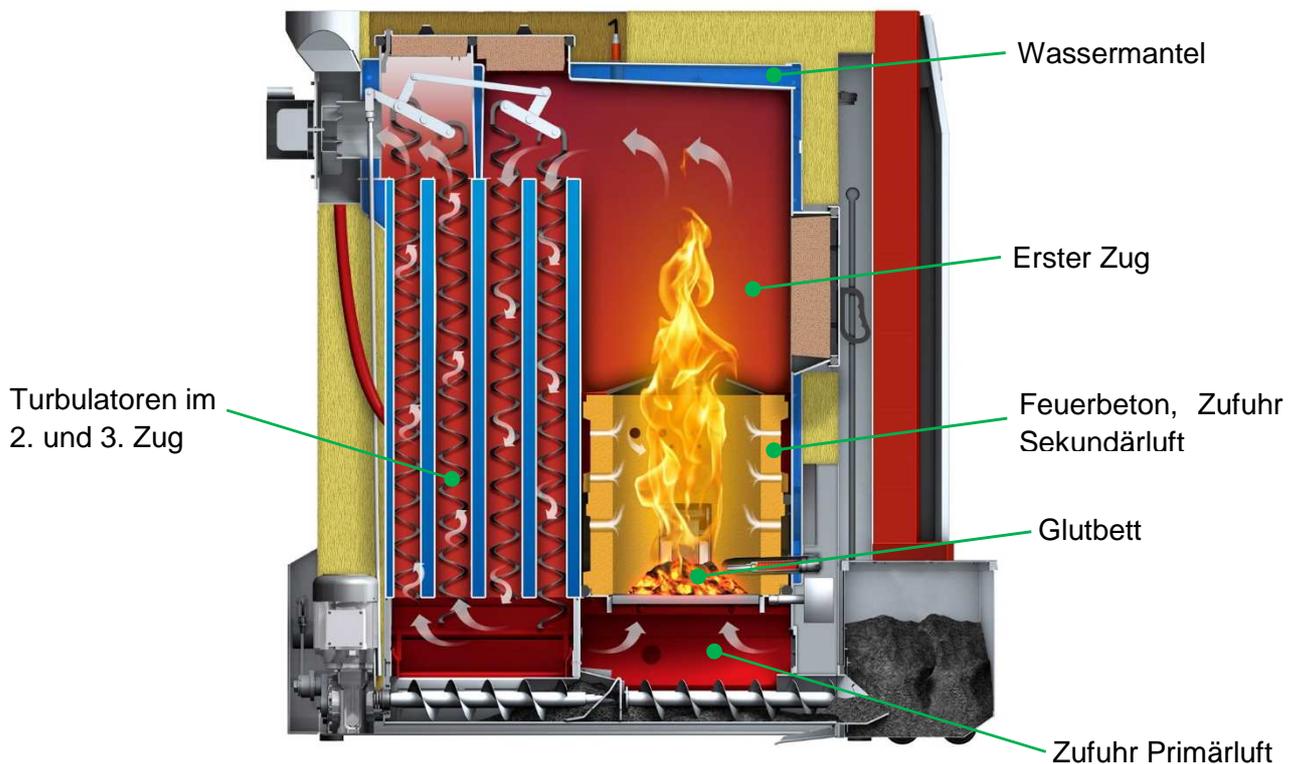


Abb. 4-2 Schnitt durch einen Hackschnitzelkessel

Die Primärluft wird unter dem Rost zugeführt und strömt durch das Glutbett, die Zufuhr des Brennstoffes erfolgt seitlich (außerhalb der Schnittebene). Die Brennkammer ist mit Feuerbeton ummantelt, die Sekundärluft tritt durch Bohrungen in die Brennkammer ein. Die Isolierung dient zur Sicherstellung ausreichend hoher Brennkammertemperaturen, eine zu niedrige Temperatur führt zu mangelhaftem Ausbrand und erhöhten Emissionen. Nach der Pyrolyse/Vergasung des Brennstoffes wird die Sekundärluft zugeführt. Um eine möglichst saubere Verbrennung sicherzustellen ist das Verhältnis aus Zeit, Temperatur und Turbulenzgrad/Durchmischung entscheidend. Durch Strahlung und Konvektion gibt das Rauchgas gleichzeitig Wärme an die vom Wassermantel gekühlten Wände ab (erster Zug).

In weiterer Folge tritt das Rauchgas in den eigentlichen Rauchrohrwärmetauscher ein. Der Wärmetauscher an sich besteht aus dem zweiten und dritten Zug. Da die Temperatur der Verbrennungsgase im Wärmetauscher schnell abnimmt sinkt der Anteil der durch Strahlung übertragenen Wärme beträchtlich, der Wärmetransport vom Rauchgas an die rauchgasseitige Wärmeübertragerfläche erfolgt hauptsächlich durch konvektiven Wärmeübergang. Aufgrund der, im Vergleich zu Wasser, wesentlich geringeren Wärmeleitfähigkeit der Verbrennungsgase ist der rauchgasseitige Wärmeübergangskoeffizient beschränkt. Um dem entgegen zu wirken befinden sich im Wärmetauscher rauchgasseitig Turbulenzgeneratoren. Diese sorgen für einen höheren Grad der Turbulenz wodurch der Wärmeübergangskoeffizient steigt. Außerdem ermöglichen sie durch ihre besondere Form die automatisierte Reinigung des zweiten und dritten Zuges. Bei der Dimensionierung des Wärmetauschers muss außerdem die Kondensationstemperatur des Abgases beachtet werden. Sie darf bei Biomassefeuerungen nicht unterschritten werden da bei der Rauchgaskondensation die Bildung korrosiver Substanzen erfolgt welche die Rohrwandwände des Wärmetauschers in kürzester Zeit schädigen. Es gilt also den Wärmeübergang so zu kalkulieren, dass eine rauchgasseitige Mindestwandtemperatur im Wärmetauscher nicht unterschritten wird. Die Taupunkttemperatur des Rauchgases liegt im Bereich von 55 bis 60°C. Im Normalbetrieb der Heizanlage stellt dies an sich technisch kein

Problem dar, kritisch ist die Unterschreitung der minimalen Rücklauf­temperatur welche z.B. beim Anfahren der Heizungsanlage oder bei großem Wärmebedarf auftritt. Die niedrige Temperatur des rücklaufenden Wassers führt zu niedrigen Wandtemperaturen im Wärmetauscher, das Rauchgas kondensiert vor dem Austritt. Aus diesem Grund muss die Rücklauf­temperatur nach unten begrenzt werden. Dies geschieht, wie in Abb. 4-3 dargestellt, indem dem Wassermantel bereits erwärmtes Wasser entnommen und mit Hilfe eines 3-Wege-Mischventils dem Rücklauf zugegeben wird.

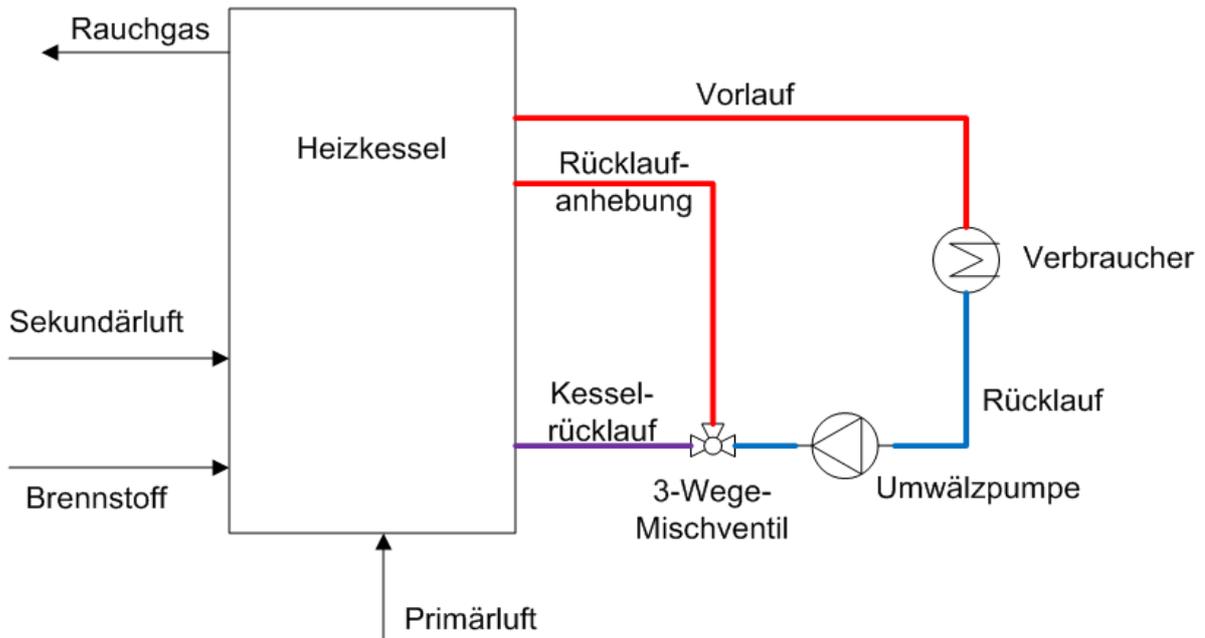


Abb. 4-3 Schaltschema Rücklaufanhebung

Die Regelung des 3-Wege-Mischventils erfolgt in der Regel elektronisch. Das zur Anhebung der Rücklauf­temperatur nötige Warmwasser kann entweder dem Vorlauf oder, wie abgebildet, einem eigenen Anschluss entnommen werden.

In dieser Arbeit wird eine Hackguthheizung vom Typ „ECO HK 150“, welche vom Projektauftraggeber hergestellt und vertrieben wird, behandelt. Ausgewählte technische Daten des Kessels sind in Tab. 4-1 zusammengefasst.

Tab. 4-1 Technische Daten des Kessels (Auszug nach [24])

Bezeichnung	Größe	Einheit
Leistungsbereich	42-149	kW
Wirkungsgrad Volllast	93,4	%
Brennstoffwärmeleistung Volllast	159,5	kW
Max. Betriebstemperatur	95	°C
Kesseltemperaturbereich	75-80	°C
Rücklaufanhebung nötig ab	58	°C
Max. Betriebsüberdruck	3	bar
Wasserseitiger Widerstand $\Delta T=10K$ (20K)	51,3 (13,7)	mbar

Die Kesselbauart gleicht Abb. 4-2. 3D-CAD-Modelle für Wassermantel und Rauchgasvolumen wurden vom Projektauftraggeber zur Verfügung gestellt. Das Heizungswasser wird durch eine Pumpe zur Überwindung des Druckverlusts im Heizkreislauf umgewälzt. Die Ein- und Austrittsquerschnitte sind in Abb. 4-4 dargestellt: Der zufließende Massenstrom \dot{m}_{RL} tritt durch den Rücklaufanschluss in den Kessel ein und wird über Leitbleche intern verteilt. Die Aufteilung des durch den Rücklauf eintretenden Massenstroms in mehrere Teilmassenströme garantiert die Umströmung der gesamten Wärmeübertragerfläche. Das genaue Bild der Durchströmung des Wassermantels wird anhand von Simulationsergebnissen in Abschnitt 5.1.3 dargestellt. Durch den Vorlauf tritt der erwärmte Massenstrom \dot{m}_{VL} wieder aus dem Kessel aus. Bei zu geringer Rücklauftemperatur wird der Vorlaufmassenstrom verringert und stattdessen der austretende Teilmassenstrom \dot{m}_{RLA} dem Eintrittsmassenstrom durch die Rücklaufanhebung beigemischt. Die Aufteilung der durch die Anschlüsse für Vorlauf und Rücklaufanhebung austretenden Massenströme wird, wie anhand von Abb. 4-3 erläutert, von einem separaten Ventil geregelt.

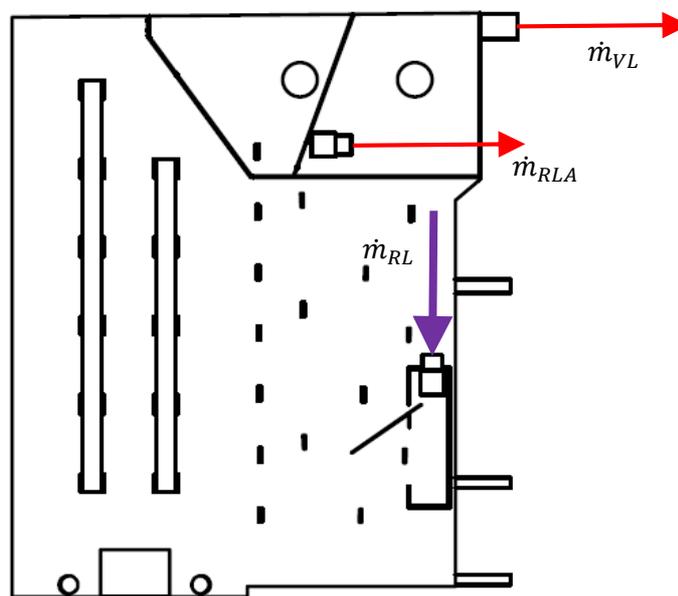


Abb. 4-4 Kreuzriss des Wassermantels

Mittels des CAD-Programms „Autodesk Inventor Professional 2014“ wurden die Modelle des Wassermantels und des Rauchgasvolumens in eine Baugruppe eingefügt. Abb. 4-5 ist eine gemeinsame Darstellung des geschnittenen Wassermantels (blaue Schraffur) und des Rauchgasvolumens. Von diesem Modell ausgeschlossen sind das Kesselblech sowie der Feuerbetonmantel der Brennkammer, es handelt sich um eine reine Darstellung der Fluidvolumina. Dem Austritt des Rauchgases ist ein unterdruckgeregeltes Saugzuggebläse nachgeschaltet (nicht dargestellt). Durch den erzeugten Unterdruck wird der Rauchgasmassenstrom \dot{m}_{RG} abgesaugt. Die Verbrennungsluft tritt frei, über Regelklappen, in den Kessel ein. Die Hackschnitzel werden nach der pyrolytischen Zersetzung durch den eintretenden Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} vergast. Die Zersetzung und Vergasung der Holzhackschnitzel stellen aus chemischer Sicht recht komplexe Vorgänge dar. Zur Vereinfachung wurde bei den Verbrennungsrechnungen, basierend auf experimentellen Untersuchungen [25], der bei der Vergasung entstehende Massenstrom \dot{m}_B des Gasgemisches als Brennstoff betrachtet. Der untere Teil der Brennkammer wird im Modell 120 mm über dem Rost abgetrennt und nicht im Simulationsmodell behandelt, hier finden die Zersetzungsreaktionen statt. Die entstehende Schnittfläche liegt in etwa auf Höhe der Oberkante des Glutbetts und wurde im Modell als

Brennstoffeintritt angesehen. Zur vollständigen Verbrennung des Brennstoffes bei Luftüberschuss treten zusätzlich die beiden Sekundärluftmassenströme \dot{m}_{SL1} und \dot{m}_{SL2} in den Kessel ein.

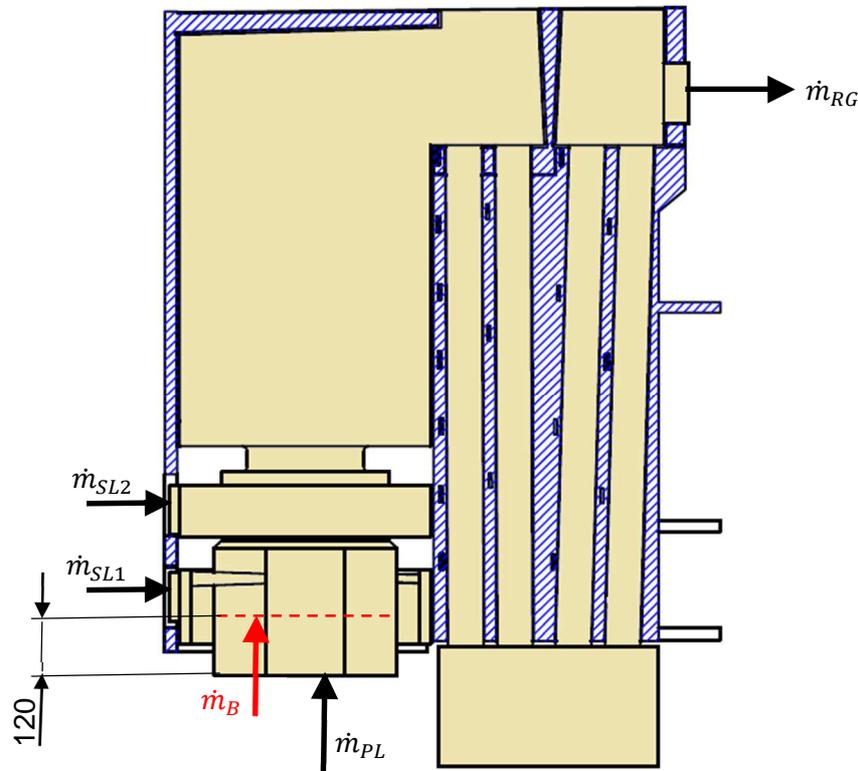


Abb. 4-5 Rauchgasvolumen und Wassermantel

Die Brennstoffzusammensetzung ist in Tab. 4-2 kurz zusammengefasst. Er stellt eine Mischung aus inerten und reaktiven Komponenten dar. Trockene Biomasse selbst ist hauptsächlich aus Kohlenstoff, Sauerstoff und Wasserstoff zusammengesetzt. Je nach Art der Pflanze ist auch ein gewisser Wasseranteil in der Biomasse gebunden. Der Wassergehalt der Biomasse besitzt einen wesentlichen Einfluss auf den H₂O-Gehalt des Gasmisches. Stickstoff wird hauptsächlich durch die Primärluft zugeführt. Abhängig von der Pflanzenart ist jedoch auch ein gewisser Stickstoffanteil im Brennstoff gebunden. Dieser ist insbesondere für die Bildungsreaktionen von Stickoxiden von Bedeutung ist [23].

Tab. 4-2 Zusammensetzung des Brenngases [25]

Bezeichnung	Chem. Formel	Stoffmengenanteil	Massenanteil
		x_i	w_i
Wasserdampf	H ₂ O	0,35516	0,26
Kohlendioxid	CO ₂	0,03355	0,06
Stickstoff	N ₂	0,36896	0,42
Wasserstoff	H ₂	0,02441	0,002
Kohlenmonoxid	CO	0,19328	0,22
n-Heptan	C ₇ H ₁₆	0,00663	0,027
Methan	CH ₄	0,018	0,011

Von den aktiven Komponenten stellt CO, welches aus der unvollständigen Verbrennung des in der Biomasse enthaltenen Kohlenstoffs stammt, den weitaus größten Anteil dar. Kohlenwasserstoffe und Wasserstoff sind dagegen nur in wesentlich geringeren Mengen vorhanden. Die Zusammensetzung des Gasgemisches wurde durch experimentelle Untersuchungen ermittelt [25]. Im Inneren des Kessels werden der Brennstoff und die beiden Sekundärluftmassenströme vermischt und gezündet wodurch der vollständige Ausbrand erfolgt. Das zur numerischen Simulation verwendete Verbrennungsmodell wird in Abschnitt 5.3.1 beschrieben.

Der Brennstoff und die Sekundärluftmassenströme vermischen sich in der Brennkammer. Da dieser Bereich mit Feuerbeton ausgekleidet ist entstehen hier feuerungsseitig die höchsten Temperaturen, es wird verhältnismäßig wenig Wärme an die Brennkammerwand abgegeben. Anschließend treten die Verbrennungsgase in den ersten Zug ein, dieser ist von Stahlwänden umgeben. Der Temperaturverlauf des Wärmedurchgangs vom Rauchgas auf das Wärmeträgermedium in Abb. 4-6 skizziert. Die hohe Wärmeleitfähigkeit der Kesselwände aus Stahl führt zu einem vergleichsweise kleinen, treibenden Temperaturgradienten. Die Wärme wird durch Konvektion und Strahlung an die Feuerungsseite der Stahlwände transportiert und geht an der Wasserseite in den Wassermantel über. Da der Wärmeübergangskoeffizient auf der Wasserseite wesentlich größer als auf der Rauchgasseite ist ergibt sich wasserseitig ein deutlich geringerer Temperaturunterschied ΔT_{H_2O} zwischen Wand und Fluid als an der Rauchgasseite.

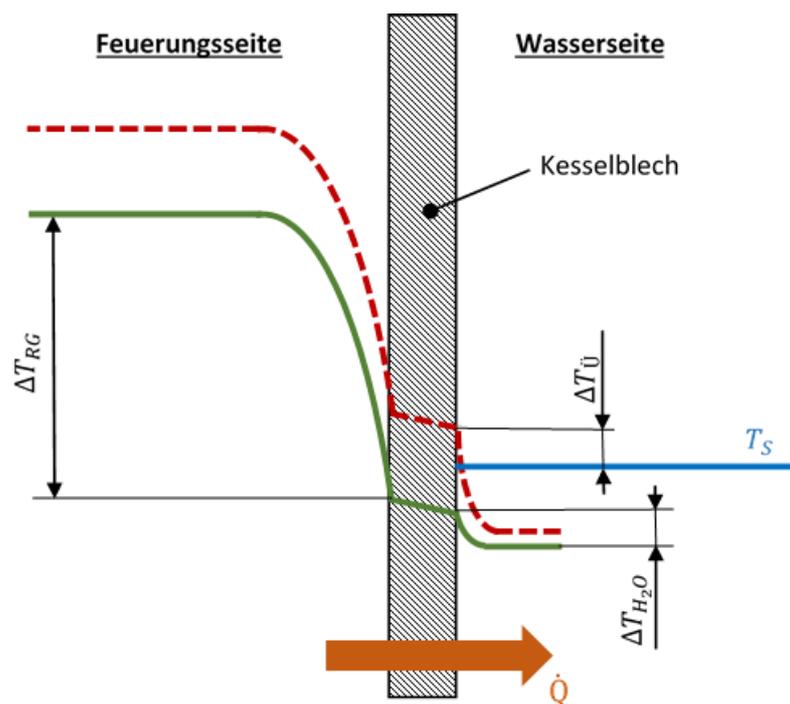


Abb. 4-6 Wärmedurchgang durch die Kesselwand

In Abb. 4-6 wurden zwei unterschiedliche Temperaturverläufe skizziert. Im unteren Verlauf wird die Siedetemperatur T_S des Wassers nicht durch die wasserseitige Wandtemperatur überschritten, die Wärmeübertragung erfolgt nur durch Konvektion. Im oberen, rot strichliert gezeichneten Verlauf weist die Wand eine Übertemperatur ΔT_U gegenüber der Siedetemperatur des Wassers auf. In diesem Fall bilden sich Blasen an der Kesselwand, das Wasser siedet.

Die Interpretation von Gl. 2-4 auf Seite 2 zeigt, dass die Überschreitung der Siedetemperatur durch die wasserseitige Wandtemperatur die Folge aus einer oder der Kombination mehrerer Ursachen ist:

- Geringe Strömungsgeschwindigkeit im Wassermantel und daraus folgend ein geringer Wärmeübergangskoeffizient
- Hohe Wassertemperatur der Außenströmung
- Hohe Wärmestromdichte

Eine hohe Wärmestromdichte wird erreicht, wenn ein großer Wärmestrom über eine verhältnismäßig kleine Fläche übertragen wird. Beim Vergleich von am Markt befindlichen Hackschnitzelkesseln des Projektauftraggebers mittels Tab. 4-3 ist die kompakte Bauweise von Anlagen mit vergleichsweise großer Feuerungsleistung schnell ersichtlich. Im Vergleich zu wesentlich leistungsschwächeren Typen steigt die Baugröße unterproportional zur Leistung.

Tab. 4-3 Baugrößenvergleich verschiedener Kesselleistungen [24]

	Modell			
	Einheit	WTH 150	Eco HK 70	Eco HK 20
Therm. Leistung	<i>kW</i>	149	70	20
Kesselhöhe	<i>mm</i>	1910	1612	1443
Kesselbreite	<i>mm</i>	1000	745	660
Kesseltiefe	<i>mm</i>	1500	1501	1297
Gewicht	<i>kg</i>	1880	885	490
Wasserinhalt	<i>Liter</i>	410	182	91

Die für den Wärmeaustausch zwischen Rauchgas und Wassermantel relevante Fläche steigt deshalb ebenfalls nur unterproportional. Die Tendenz zur Ausbildung von siedenden Bereichen im Wassermantel ist aus diesem Grund bei Anlagen mit höheren Feuerungsleistungen wesentlich stärker.

Im Wassermantel bilden sich die Dampfblasen an der Wärmeübertragerfläche, lösen sich ab und kondensieren im weiteren Verlauf wieder. Sowohl theoretische Untersuchungen [26] als auch Experimente [27] haben bereits gezeigt, dass in Verbindung mit dem Kollaps von Dampfblasen Drücke in der Größenordnung von 10^8 Pa bis 10^{10} Pa entstehen. Zerfallen die Dampfblasen asymmetrisch kommt es zur Bildung von „Microjets“, dabei handelt es sich um mikroskopische Bereiche mit sehr hohem Druck. Beim Zerfall in Wandnähe und entsprechender Ausrichtung des Jets wird dadurch die Wand in mikroskopischem Maßstab plastisch deformiert und geschädigt [28]. Dieser Erosionsverschleiß wurde bereits im Wassermantel verschiedener Dieselmotoren festgestellt [29] und untersucht [3], in Verbindung mit thermischen Energieanlagen blieb der Mechanismus bis dato aber weitestgehend unerforscht. Neben der nicht näher erforschten, schleichenden Schädigung des Kesselblechs ist das Sieden des Wärmeträgermediums eine unerwünschte Geräuschquelle und soll daher vermieden werden.

Die Überschreitung der Siedetemperatur durch die Wandtemperatur wird verhindert indem gerade jenen Arealen, die die höchste Wärmestromdichte an der Kesselwand aufweisen, Wasser mit möglichst geringer Ausgangstemperatur und ausreichend hoher Strömungsgeschwindigkeit zugeführt wird. Um das Sieden des Wärmeträgermediums zu vermeiden muss festgestellt werden, wo die kritischen Bereiche im Wassermantel angesiedelt sind. Da diese mit empirischen Mitteln nicht bestimmt werden konnten wurde der Wassermantel unter Anwendung der numerischen Strömungsberechnung untersucht.

5 CFD-SIMULATION DES BIOMASSEKESSELS

Vor der eigentlichen Simulation mit Ansys Fluent mussten die 3D-Geometrien für Wassermantel und Rauchgasvolumen mit Hilfe der Software Ansys Design Modeler „zerteilt“ werden. Ohne die Unterteilung in Einzelteile war es nicht möglich die Geometrien, örtlich mit Hilfe eines Netzgitters, zu diskretisieren welches alle Qualitätskriterien erfüllt und dabei eine vernünftige Zellanzahl besitzt. Jedes Modell wurde zunächst in viele Einzelkörper aufgeteilt und anschließend vernetzt. Eine sehr große Herausforderung stellte die Vernetzung des Wassermantels dar.

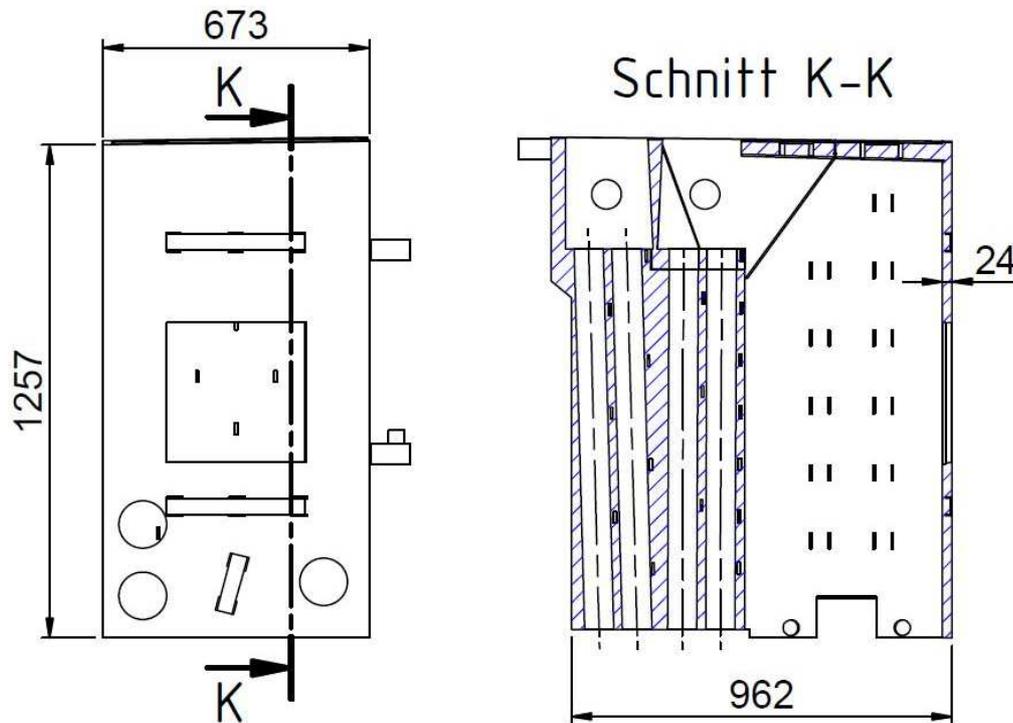


Abb. 5-1 Auf- und Kreuzriss des Wassermantels

Der Auf- und Kreuzriss des Wassermantels ist in Abb. 5-1 dargestellt. Zwar erstreckt sich der Wassermantel über einen räumlich verhältnismäßig großen Bereich, die Fluidschichten sind aber im Vergleich dazu relativ dünn. Die Fluidschicht an der Front weist nur eine Stärke von 24mm auf. Um das Geschwindigkeitsprofil in der Fluidschicht in zumindest ausreichendem Maß berechnen zu können, muss ihre Dicke mit mindestens fünf Netzgitterzellen aufgelöst werden. Die vergleichsweise feine Auflösung der Fluidschichten führt, in Zusammenhang mit der räumlich weit ausgedehnten Geometrie, zu einer großen Zahl an Netzgitterzellen. Zur Generierung des Netzgitters wurde die Software Ansys Meshing verwendet. Da die Software die Vernetzung mit qualitativ guten Hex-Elementen nur für geometrisch einfache Körper erlaubt wurde der Wassermantel vor der Vernetzung in eine Vielzahl geometrisch möglichst einfacher Einzelkörper aufgeteilt. Die Aufteilung des Wassermantels in einzelne Körper und ihre konforme Vernetzung untereinander stellten im Rahmen dieser Arbeit den Bereich mit größtem zeitlichem Aufwand dar. Das Augenmerk lag auf einem qualitativ möglichst hochwertigen Netzgitter bei ausreichender Auflösung und minimaler Zellanzahl.

5.1 Variante mit gemittelten Wärmestromdichten

Zur Aufbringung von gemittelten Wärmestromdichten wurde die Wärmeübertragerfläche zwischen Wassermantel und Kesselblech in finite Flächenelemente unterteilt. Die Unterteilung der Geometrie und die Zuteilung der zugehörigen Wärmestromdichten erfolgten basierend auf Angaben des Projektauftraggebers welche wiederum auf Erfahrungswerten aus einer breiten Auswahl an bereits am Markt befindlichen Biomassekesseln beruhen. Die numerischen Untersuchungen mit dieser Variante sind von Interesse weil sie, die benötigte Rechenkapazität betreffend, den geringsten Aufwand darstellt. Diese Methode ist daher bestens für die Durchführung der Netzgitterunabhängigkeitsstudie und zur Überprüfung des Turbulenzmodelles bzw. zur Auswahl der Solvereinstellungen geeignet. Zu Beginn wurden einige Netzgittervarianten erarbeitet um in weiterer Folge ermitteln zu können, welches Rechenmodell die Realität am besten wiedergibt und wie fein die Geometrie durch das Netzgitter aufzulösen ist.

Tab. 5-1 Netzgitterparameter

		Netzgitter Nr.			
		1	2	3	4
Anzahl Körper		142	142	142	132
Zellen über Schicht		6	7	10	14
Maschenweite		8 mm	6 mm	4 mm	2 mm
Anzahl Zellen		4150435	5160047	8342718	12789633
Max. EAQ		0,88	0,87	0,88	0,91
Max. EVQ		0,85	0,81	0,87	0,91
Statistik	Mittelwert	0,21	0,18	0,15	0,12
	Skewness	0,13	0,13	0,14	0,13
Min. Orthogonal Quality		0,23	0,24	0,22	0,11

Die wichtigsten Parameter der einzelnen Netzgitter sind in Tab. 5-1 kurz zusammengefasst. Netzgitter Nr. 1 stellt die am größten vernetzte Variante dar. Die Fluidschicht welche den ersten, sowie Teile des zweiten und dritten Zuges umschließt ist etwa 24 mm dick (siehe Abb. 5-1). Sie wird bei diesem Netzgitter durch sechs Zellen aufgelöst. Zum größten Teil erfolgte die Vernetzung dieser Fluidschicht mit Prismenelementen. Die Auflösung des Rechengitters wurde schrittweise erhöht um die Netzgitterunabhängigkeit zu überprüfen. Netzgitter Nr. 4 stellt die Variante mit der höchsten Auflösung dar. Dabei wurden größtenteils Hex-Elemente genutzt um die Zellanzahl nicht in zu hohem Maß zu steigern. In allen Fällen wurde der Wärmetauscher, also jener Teil des Wassermantels, welcher den zweiten und dritten Zug beinhaltet, wegen der komplexen Geometrie (Aussteifungen, Leitbleche) mit Tet-Elementen vernetzt. Wegen der geringeren rauchgasseitigen Temperaturen in diesem Bereich war hier kein Sieden zu erwarten weshalb das Areal von geringerem Interesse ist. Die Auflösung und Netzgitterqualität müssen aber noch ausreichend sein um brauchbare Simulationsergebnisse zu erhalten.

Um ein qualitativ gutes Netzgitter mit einer möglichst geringen Zellanzahl generieren zu können, wurde der Wassermantel in eine große Zahl von Einzelkörpern unterteilt. Die unterteilte Geometrie ist in Abb. 5-2 dargestellt.

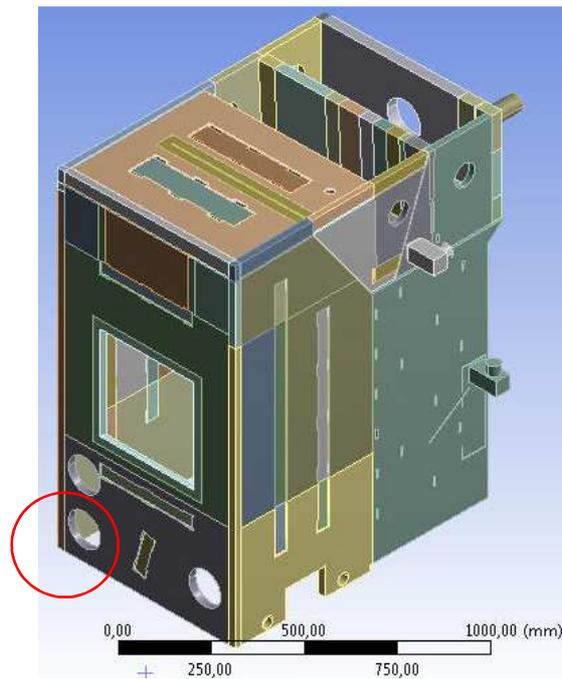


Abb. 5-2 In einzelne Körper unterteilte Geometrie

Abb. 5-3 zeigt anhand des Netzgitters Nr. 3 das markierte Detail aus Abb. 5-2, dargestellt ist eine Ansicht von unten. Die Fluidschicht um den ersten Zug wurde mit 10 Zellen vernetzt. Außerdem ist ein Teil des Netzgitters aus dem Kopfbereich abgebildet, dieses wurde unter Anwendung von Prismenelementen (dreieckige Grundfläche) erstellt. Nach der Netzgittergenerierung wurde der Wassermantel in Ansys Fluent bearbeitet.

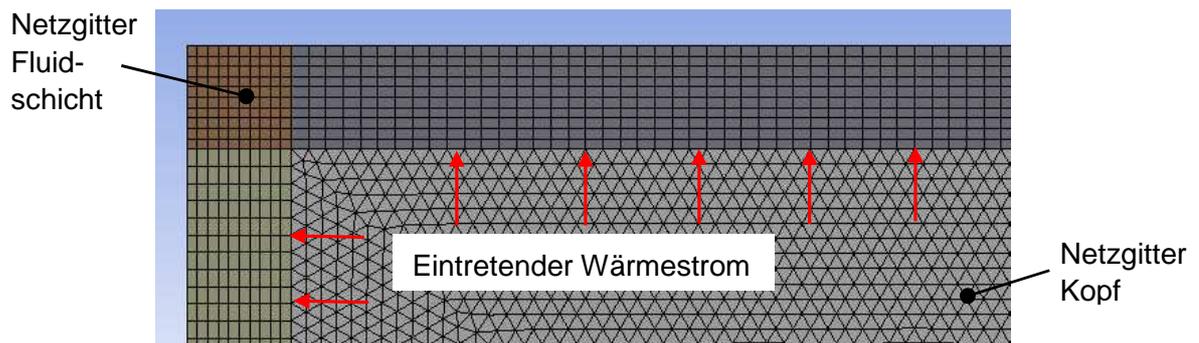


Abb. 5-3 Netzgitter

5.1.1 Netzgitterunabhängigkeitsstudie und Fehlerabschätzung

Die Netzgitterunabhängigkeitsstudie wurde auf Basis der in Abschnitt 5.1.4 dargestellten Ergebnisse durchgeführt. Zur Beurteilung von Konvergenz wurde Tab. 5-2 erstellt:

Tab. 5-2 Ausgewählte Simulationsergebnisse aus Fluent

	Einheit	Boundary	Netzgitter Nr.				
			1	2	3	4	3
Strömungsform			Turbulent	Turbulent	Turbulent	Turbulent	Laminar
Statische Temperatur	K	Vorlauf	355,52	355,56	355,50	355,53	
		RL-Anhebg.	355,99	355,92	356,00	355,92	
Statischer Absolutdruck	Pa	Vorlauf	-3011,2	-3037,9	-3010,2	-2993,3	
		RL-Anhebg.	-3412,9	-3408,0	-3352,0	-3365,3	
Geschwindigkeit	m/s	Rücklauf	1,2874	1,2875	1,2874	1,3019	
		Vorlauf	0,5346	0,5242	0,5265	0,5306	
		RL-Anhebg.	0,6956	0,6843	0,6794	0,6755	
Übertragener Wärmestrom	W		169378	169373	169369	169286	169369
Enthalpiestrom	W	Rücklauf	258928	258930	258929	258930	258855
		Vorlauf	-213344	-213455	-213227	-213357	-215433
		RL-Anhebg.	-215056	-214767	-215079	-214779	-216853
Energiebilanz	W		-93,74	80,71	-7,54	80,75	-4061,99
	%		-0,0553	0,0476	-0,00445	0,0477	-2,398
Massenstrom	kg/s	Rücklauf	1,7756	1,7756	1,7756	1,7756	1,7751
		Vorlauf	-0,8878	-0,8878	-0,8878	-0,8878	-0,8878
		RL-Anhebg.	-0,8878	-0,8878	-0,8878	-0,8878	-0,8878
Massenbilanz	kg/s		-6,30E-06	3,77E-06	1,03E-06	1,15E-05	-5,07E-4
	%		-0,00035	0,00021	0,00006	0,00065	-0,029

Generell hat sich an allen Modellen gezeigt, dass die Unterteilung der gesamten Wärmeübertragerfläche in Verbindung mit gemittelten Wärmestromdichten zu überschätzten Wärmeströmen führt. Der behandelte Kessel besitzt bei Vollast eine Nennwärmeleistung nur 150 kW, tatsächlich wird in allen Modellen eine Leistung von ca. 169 kW zugeführt. Die Berechnung des laminaren Modells erfolgte unter Anwendung von Netzgitter Nr. 3. Auffällig ist die verhältnismäßig hohe Differenz der Wärme- bzw. Energiebilanz welche unter Anwendung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik berechnet wurde. Dieser besagt, dass Energie weder gewonnen noch vernichtet werden kann. Ist die Summe aller zu- und abgeführten Wärme-/Enthalpieströme gleich Null, ist die Energiebilanz ausgeglichen. Laut der Bilanz in Tab. 5-2 wird aus dem Modell ein 4062 W höherer Enthalpiestrom abgeführt als durch Enthalpie- und Wärmeströme zugeführt wird. Daraus folgt, bezogen auf den zugeführten Wärmestrom, eine Abweichung von -2,398 %. Ein konvergentes Ergebnis sollte dagegen nicht mehr als ein Prozent Abweichung bezogen auf den gesamten, zu- oder abgeführten Wärmestrom aufweisen. Die Residuals zeigen trotz der Variation der Unterrelaxationsfaktoren und Diskretisierungsmethoden über eine große Anzahl an Iterationen keinen konstanten Verlauf. Die Abweichung der laminaren Lösung von real zu erwartenden Situation ist deutlich am Bild der Wandtemperatur der Wärmeübertragerfläche in Abb. 5-4 zu sehen. Der Siedepunkt von Wasser bei einem Druck von 3 bar absolut liegt bei 406,67 K [30]. Sobald der Siedepunkt von der Wandtemperatur überschritten wird beginnt das Wasser zu sieden. Die maximale Wandtemperatur im Bereich der oberen Ecke vorne rechts beträgt 550 K, die Siedetemperatur wird um 143,33 K überschritten.

Bei dieser Übertemperatur der Wand setzt bereits das Filmsieden ein, an der Wand bildet sich ein geschlossener Dampffilm [5]. Weite Teile der Kesselwand um den 1. Zug weisen ebenfalls eine Temperatur auf welche sehr deutlich über der Siedetemperatur des Wärmeträgermediums liegt. Laut dem laminaren Modell müsste es folglich in großen Teilen des Kessels zum Sieden kommen wobei sich dieser Aspekt nicht mit realen Beobachtungen deckt.

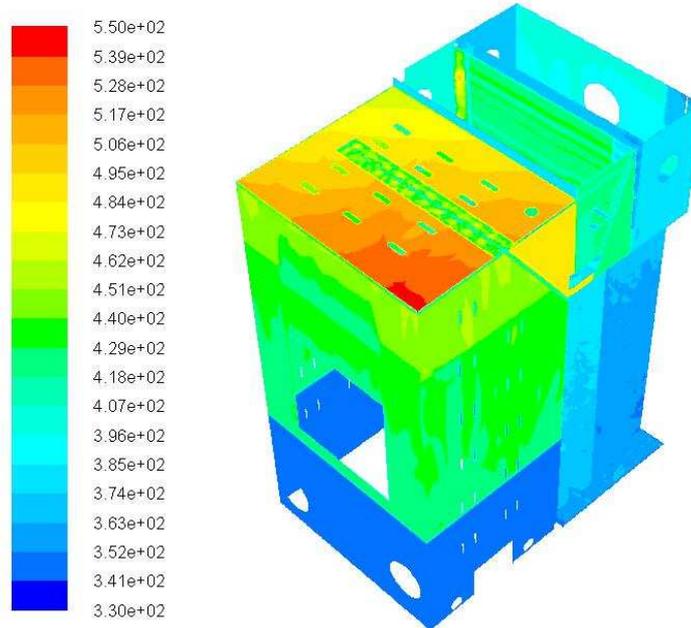


Abb. 5-4 Wandtemperaturen für laminares Modell

Die Berechnung des Strömungs- und Temperaturbildes im Wassermantel unter Annahme einer vollständig laminaren Strömung zeigt also weder konvergentes noch physikalisch richtiges Verhalten und wurde deshalb verworfen. Es konnte nachgewiesen werden, dass turbulente Effekte den Wärmeübergang in allen Bereichen des Kessels beeinflussen. In weiterer Folge wurden Rechnungen nur mehr auf Basis des Realizable-K-Epsilon-Turbulenzmodells durchgeführt. Beim Vergleich der turbulenten Varianten fiel auf, dass sowohl die Massen- als auch die Energiebilanz von Modell Nr. 4 gegenüber den anderen Varianten erhöht ist. Als Grund können, im Vergleich zu den anderen Modellen, einige hundert Netzgitterzellen schlechter Qualität (hohe Skewness) im Bereich des Kopfes, die Geometrie im Bereich D auf Abb. 5-8, vermutet werden. Die Skewness einer idealen Netzgitterzelle ist gleich 0, im schlechtesten Fall ist sie gleich 1. Wie in Abb. 5-5 dargestellt, liegt die Skewness im Bereich des Kopfes zum Teil zwischen 0,7 und 0,9.

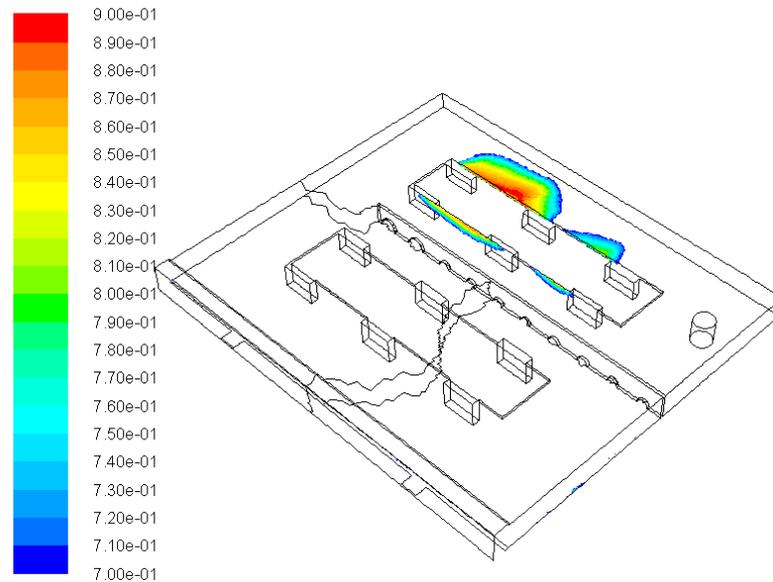


Abb. 5-5 Skewness im Kopfbereich Netzgitter Nr. 4

In den anderen Zonen des Netzgitters Nr. 4 sind keine weiteren Anhäufungen von Zellen schlechter Qualität vorhanden. In den Ergebnissen für die Netzgitter 1-3 waren keine Auffälligkeiten feststellbar und mit Ausnahme des abgebildeten Bereichs am Kopf in Netzgitter 4 wurde angenommen, dass es sich um konvergente und korrekte Lösungen handelt. Im Normalfall müsste ein Netzgitter mit einem Bereich schlechter Netzgitterqualität überarbeitet werden. Netzgitter Nr. 4 diente aber nur zum Nachweis der Netzgitterunabhängigkeit. Es konnte festgestellt werden, dass die anhand der weiteren Netzgitter ermittelten Ergebnisse in allen Bereichen nicht deutlich voneinander abweichen weshalb auf eine weitere Überarbeitung von Netzgitter Nr. 4 verzichtet worden ist.

Zum Nachweis der Netzgitterunabhängigkeit sind in Abb. 5-6 jeweils die Profile der Fluidtemperatur sowie der Strömungsgeschwindigkeit in Schichtmitte an der Front unter Anwendung von Netzgitter Nr. 1 (jeweils links) und Netzgitter Nr. 3 (rechte Abbildungen) dargestellt. Wie in Abschnitt 5.1.3 genauer dargestellt wird durchströmt das Wärmeträgermedium die Fluidschicht an der Front von unten nach oben und wird dabei erwärmt. Die Fluidtemperatur steigt dabei stetig an. Es ist zu erkennen, dass das erwärmte Wasser an der Unterseite der Kesseltüre nicht gut aus dem Bereich abfließen kann weshalb die Fluidtemperatur hier ansteigt. Die Schaubilder der Strömungsgeschwindigkeit unterscheiden sich kaum. Beide Bilder zeigen, dass die Strömungsgeschwindigkeit in überwiegender Teil der Fluidschicht gering ist. Nur im unteren Bereich der frontseitigen Fluidschicht des Wassermantels und links der Türöffnung ist die Geschwindigkeit zum Teil deutlich gegenüber der Umgebung erhöht. Die Profile der Strömungsgeschwindigkeit in der frontseitigen Fluidschicht weisen nur kleine Unterschiede auf, die Auflösung beider Netzgitter ist zur Berechnung des Geschwindigkeitsfelds ausreichend.

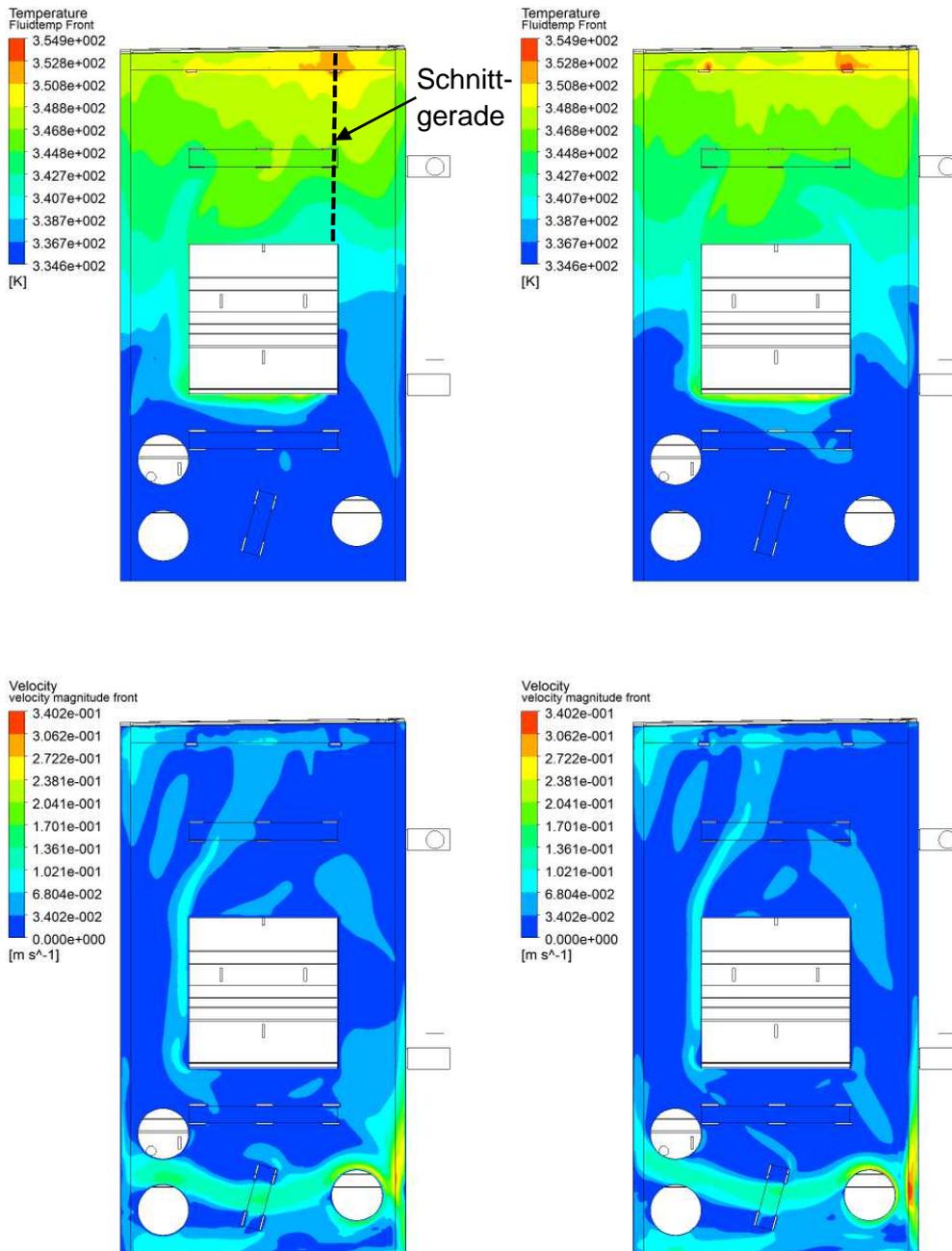
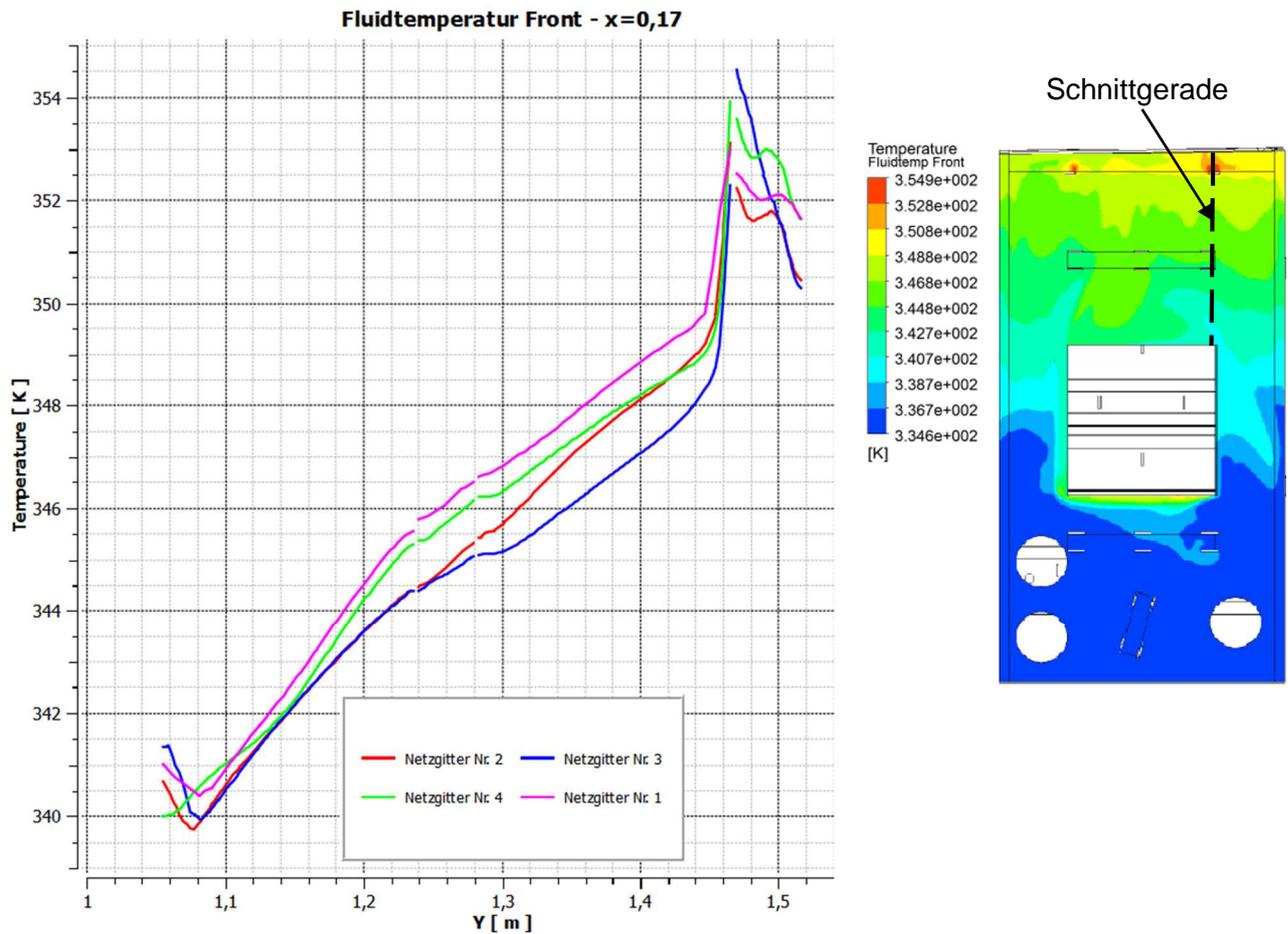


Abb. 5-6 Vergleich Fluidtemperatur und des Strömungsfelds in Schichtmitte

Das Schaubild der Fluidtemperatur in Abb. 5-6 zeigt auf den ersten Blick im oberen Teil der Fluidschicht eine Differenz zwischen beiden Modellen, für das höher auflösende Netzgitter Nr. 3 ergibt sich kleinräumig eine höhere Fluidtemperatur (rote Bereiche). Die Mitte der Fluidschicht wurde zur weiteren Untersuchung mit einer weiteren Ebene geschnitten und der Verlauf der Fluidtemperatur an der entstehenden Schnittgerade für alle vier Netzgitter in einem Diagramm in Form von Abb. 5-7 ausgewertet. Die Schnittgerade ist in Abb. 5-6 sowie Abb. 5-7 hervorgehoben und verläuft exakt durch den roten Bereich mit erhöhter Fluidtemperatur.



Am Resultat in Abb. 5-7 ist deutlich zu erkennen, dass die Fluidtemperatur in den einzelnen Rechenmodellen zwar voneinander abweicht, die Schwankungen aber verhältnismäßig klein sind. Markant ist ebenfalls das Maximum aller Temperaturverläufe an der gleichen Position, hierbei handelt es sich um den Bereich höchster Temperatur wie er in Abb. 5-6 dargestellt ist. Die größte Abweichung der Verläufe beträgt 2 K bei $Y=1,4\text{ m}$, es handelt sich um die Differenz der Fluidtemperatur welche anhand von Netzgitter Nr. 1 und Netzgitter Nr. 3 errechnet wurde. Die maximale Differenz der Ergebnisse welche anhand von Netzgitter Nr. 1 (kleinste Auflösung) und Netzgitter Nr. 4 (höchste Auflösung) ermittelt wurden beträgt nur $0,5\text{ K}$. Der anhand der unterschiedlich aufgelösten Netzgitter errechnete Verlauf zeigt über eine Erhöhung der Zellanzahl keine klare Tendenz zu höheren oder niedrigeren Fluidtemperaturen. Vielmehr konnte die Abweichung der Verläufe auf Fehlerquellen innerhalb der numerischen Berechnung des Temperaturverlaufs zurückgeführt werden. Ein Einfluss des Turbulenzmodells auf die Schwankung des Temperaturverlaufs war ebenfalls nicht auszuschließen. Zur Identifikation von Hotspots ist aber nicht die exakte Quantifizierung von Wand- und Fluidtemperaturen gefordert. Vielmehr ist von Interesse, dass die Rechenmodelle qualitativ vergleichbare Ergebnisse liefern, kleine quantitative Abweichungen sind im Bereich der Numerik zu erwarten.

Es wurde festgestellt, dass Form, Lage und räumliche Ausdehnung der heißen Bereiche an der Kesselwand bzw. im Fluid bei einer feineren Auflösung keine starken Änderungen zeigen und somit ausreichende Netzgitterunabhängigkeit zur Identifikation von Hotspots gegeben ist.

5.1.2 Eingabeparameter

In allen numerischen Berechnungen in dieser Arbeit wurden für den Wassermantel, falls nicht explizit anders dargestellt, die gleichen Eingabeparameter verwendet. Folgende Randbedingungen für die Ein- und austretenden Massenströme wurden wasserseitig vorgegeben:

Tab. 5-3 Randbedingungen für den Wassermantel

	Größe	Einheit
Volumenstrom Rücklauf	6,5	m^3/h
Rücklauftemperatur	333	K
Volumenstrom Vorlauf	3,25	m^3/h
Volumenstrom Rücklaufanhebung.	3,25	m^3/h
Nennndruck Rücklauf (absolut)	3	bar
Durchmesser Rücklauf	42,5	mm
Durchmesser Rücklaufanhebung	42,5	mm
Durchmesser Vorlauf	55	mm

Der über den Rücklauf eintretende Volumenstrom wird von einem nachgeschalteten Drei-Wege-Mischventil (siehe Abb. 4-3) zu gleichen Teilen auf den Kesselvorlauf und die Rücklaufanhebung aufgeteilt. Die entsprechenden Massenströme ergeben sich durch

$$\dot{m} = \rho \cdot \frac{\dot{V}}{3600} \quad \text{Gl. 5-1}$$

Die Stoffwerte für das als Wärmeträgermedium im Heizkreislauf zirkulierende Wasser wurden in Schritten von 10 K und einem Druck von 3 bar der NIST-Datenbank entnommen [30]. Dabei handelt es sich um die frei verfügbare Stoffwertsammlung der US-Bundesbehörden. Für den Vorlauf und die Rücklaufanhebung ergibt sich ein Austrittsmassenstrom von je 0,8878 kg/s , sie wurden als „mass-flow-inlet“ mit negativem Massenstrom behandelt. Der Rücklauf stellt ein „pressure-inlet“ mit einem Eingangsabsolutdruck von 0 Pascal dar. Dadurch kann der Kesseldruckverlust direkt ermittelt werden. Die Intensität der Turbulenz beim Eintritt wird auf 10 % geschätzt, außerdem wird der hydraulische Durchmesser entsprechend den Rohrdurchmessern am Ein- und Austritt angegeben.

Tab. 5-4 Stoffwerte Wasser

	T	ρ	c_p	ν	λ	
Einheit	K	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{J}{kg \cdot K}$	$\frac{m^2}{s}$	$\frac{W}{m \cdot K}$	
Stützstelle Nr.	1	333	983,36	4184,4	0,0004675	0,65433
	2	343	977,94	4189,5	0,00040477	0,66311
	3	353	971,94	4196,2	0,00035507	0,67003
	4	363	965,5	4204,6	0,000315	0,6753
	5	373	958,55	4215	0,00028224	0,67915
	6	383	951,14	4227,7	0,00025511	0,68175
	7	393	943,28	4243	0,00023239	0,68323
	8	403	934,98	4261,1	0,00021317	0,68372
	9	406,67	931,82	4268,6	0,00020685	0,68366
	10	>406,67	931,82	4268,6	0,00020685	0,68366

Zur Aufbringung der passenden Werte für die Wärmestromdichten erfolgte die Einteilung der Wärmeübertragerfläche des Wassermantels in 10 verschiedene Zonen nach Abb. 5-8.

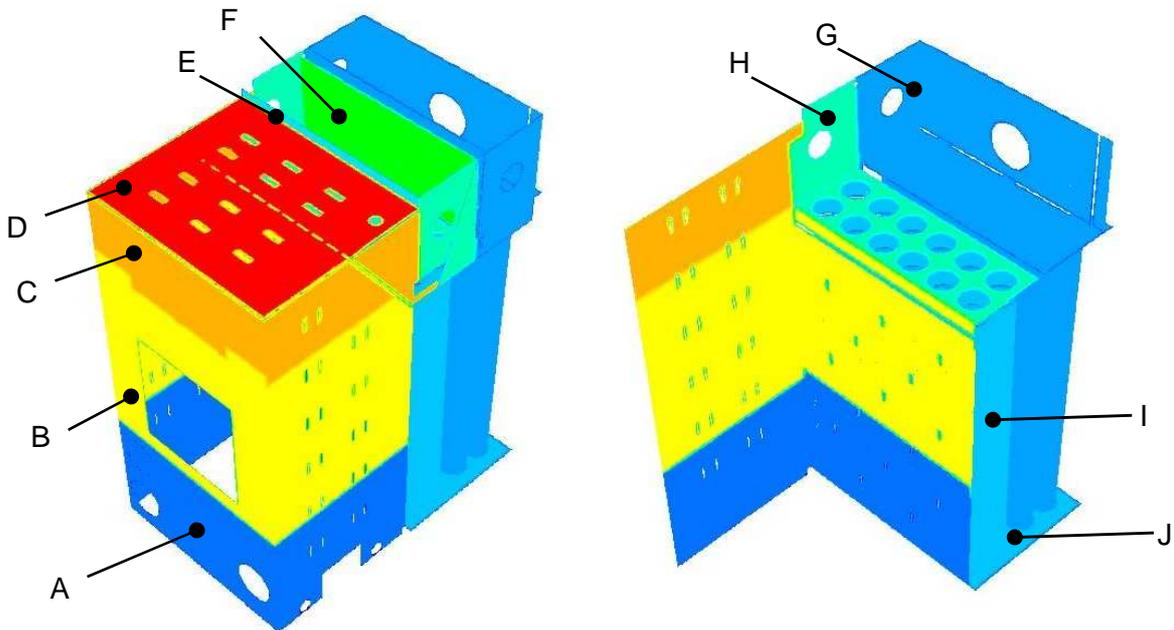


Abb. 5-8 Einteilung des Wassermantels in Zonen konstanter Wärmestromdichte

Die den verschiedenen Zonen zugeordneten Wärmestromdichten sind in Tab. 5-5 angeführt. Zu beachten ist, dass Zone A, B und zum Teil C die Brennkammer sowie den ersten Zug ringförmig umschließen.

Tab. 5-5 Wärmestromdichte in Zonen

Zone	Betreffende Geometrie	$\dot{q} \left[\frac{W}{m^2} \right]$
A	Brennkammer	5000
B	Erster Zug (4 Flächen)	45000
C	Erster Zug (3 Flächen)	52500
D	Kopf	65000
E	Hinterkante Kopf	15000
F	Wassertasche am Eintritt zum 2. Zug	30000
G	Austritt 3. Zug (incl. Wassertasche), Rohre 3. Zug	7500
H	Bereich Eintritt 2. Zug (3 Flächen)	25000
I	Rohre 2. Zug	12500
J	Unterseite Wärmetauscher/Übergang 2. Auf 3. Zug	10000

Die genaue Unterteilung der Wärmeübertragerfläche und die dazugehörigen Werte der Wärmestromdichte wurden vom Projektauftraggeber vorgegeben. Diese Vorgaben entstammen aus Erfahrungswerten welche aus einer großen Bandbreite an bereits am Markt befindlichen Biomassekesseln gewonnen wurden. Die Wärmestromdichte kann durch eine Vielzahl unterschiedlicher Sensoren ermittelt werden. In Verbindung mit thermischen Energieanlagen wird sie meist indirekt, durch die Messung einer Temperaturdifferenz bestimmt. Das Messprinzip [31] ist vereinfacht in Abb. 5-9 dargestellt.

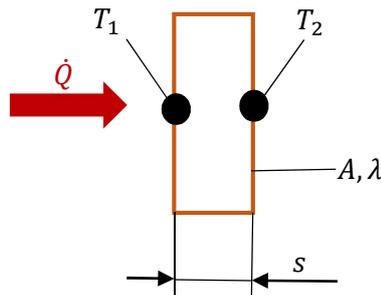


Abb. 5-9 Heat Flux Sensor (schematisch)

Ein Sensor mit bekannter Querschnittsfläche A und bekannter Dicke s , aus dem Werkstoff mit der bekannten Wärmeleitfähigkeit λ wird an bzw. in die Wärmeübertragerfläche eingebracht. Im Sensor besteht, analog zu Abb. 2-1, ein durch den Wärmestrom bedingtes Temperaturgefälle. Durch die Messung der Temperaturen T_1 und T_2 bzw. deren Differenz wird der Temperaturgradient im Sensor ermittelt. Der Wärmestrom bzw. die Wärmestromdichte errechnet sich durch das Fourier'sche Gesetzes in Gl. 2-2 [31]. Die Temperatur wird in der Regel mit Thermoelementen gemessen. Thermoelemente haben nur eine geringe Masse und punktförmig ausgebildete Messstellen, sie sind daher zur Messung von Wandtemperaturen geeignet. Ohne spezielle Kalibrierung beträgt die Grenzabweichung bei der Temperaturmessung mit Thermoelementen nach Herstellerangabe [32] etwa 1 K , der Wert ist aber vom exakten Typ abhängig. Zusätzlich sind Strahlungseffekte zu berücksichtigen. Es ergeben sich daher für unterschiedliche Sensoren zum Teil deutlich variierende Ergebnisse [33]. Im Rahmen dieser Arbeit wird aus diesem Grund auch untersucht inwiefern sich die in Tab. 5-5 enthaltenen Werte von anderen Ansätzen unterscheiden und ob die Annahme einer gemittelten Wärmestromdichte zur Identifikation von Hot Spots zulässig ist.

Die Kesselwand wurde in den Berechnungen als Stahlwand mit einer Wandstärke von 3 mm modelliert. Die Stoffwerte des Stahls sind in Tab. 5-6 angeführt.

Tab. 5-6 Materialparameter für Stahl

ρ $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	λ $\left[\frac{W}{m}\right]$	c_p $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$
8030	16,27	502,48

Diese Materialparameter wurden in allen Berechnungen beibehalten und als temperaturunabhängig angenommen. Ansys Fluent berechnet die Wärmeleitung in der Kesselwand ohne den Bereich mit Netzgitterzellen aufzulösen und bezieht das Ergebnis in die Berechnung der Wandtemperatur der Wärmeübertragerfläche ein. Die in Tab. 5-7 und Tab. 5-8 aufgeführten Parameter wurden für den Gleichungslöser gesetzt:

Tab. 5-7 Solution Methods

	Pressure-Velocity Coupling	Coupled
	Gradient	Least Squares Cell Based
Spatial Discretization	Pressure	Second Order Upwind
	Momentum	
	Turbulent Kinetic Energy	
	Turbulent Dissipation Rate	
	Energy	

Tab. 5-8 Solution Controls

	Flow Courant Number (CFL)	1
Explicit Relaxation Factors	Pressure	0,3
	Momentum	0,7
Under-Relaxation Factors	Density	0,8
	Body Forces	0,8
	Turbulent Kinetic Energy	0,6
	Turbulent Dissipation Rate	0,6
	Turbulent Viscosity	0,5
	Energy	1

Der Einfluss der Schwerkraft wurde in allen Modellen berücksichtigt. Zur Überprüfung der Konvergenz dienen Monitore. Über die Zahl der Iterationen wurden die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers am Rücklauf, der statische Druck am Vorlauf sowie der Rücklaufanhebung und die Wandtemperaturen an der Front, am Kopf sowie am Eintritt in den zweiten Zug evaluiert (Bereiche A, B, C, H und J) da hier wegen der größeren Rauchgastemperaturen am ehesten Siedevorgänge im Wassermantel zu erwarten sind. Für jede Netzgittervariante wurden mit diesen Einstellungen mehrere tausend Iterationen durchgeführt. Die CFL-Zahl bestimmt das Verhältnis aus Weg- und Zeitschritt. Eine höhere CFL-Zahl beschleunigt, zumindest in Maßen, die Berechnung einer groben Lösung wobei über die fortlaufende Zahl der Iterationen Schwankungen beobachtet werden konnten. Zur Minimierung dieser Schwankungen wurde die Einstellung $CFL = 1$ gewählt.

5.1.3 Darstellung des Strömungsfelds im Wassermantel

Damit das Wärmeträgermedium überhaupt zu sieden beginnt müssen mehrere Bedingungen erfüllt sein:

- Hohe Wärmestromdichte an der Kesselwand
- Niedrige Strömungsgeschwindigkeiten im betrachteten Bereich
- Ausreichende Ausgangstemperatur des Mediums

Die Wärmestromdichte ist das Produkt aus dem Wärmeübergangskoeffizient und der treibenden Differenz zwischen Fluid- und Wandtemperatur. Nur wenn Wasser mit ausreichend hoher Ausgangstemperatur in Bereiche strömt, welche eine hohe Wärmestromdichte an der Kesselwand aufweisen, kann die Fluidtemperatur nahe der Wand auch die Siedetemperatur überschreiten. Eine weitere Voraussetzung ist eine geringe Strömungsgeschwindigkeit welche die Größe des Wärmeübergangskoeffizienten beschränkt. Um gefährdete Bereiche erkennen zu können wurde zunächst das Strömungsfeld im Wassermantel in den unterschiedlichen Abschnitten auf schwach durchströmte Bereiche und Totwassergebiete untersucht.

Zur Darstellung der Verläufe von Strömungsgeschwindigkeit und Fluidtemperatur im Wassermantel wurden Schnittebenen eingefügt. Die Lage der Schnittebenen ist in Abb. 5-10 dargestellt und bemaßt, diese Ebenen werden zur Untersuchung aller Modelle herangezogen. Mit Ausnahme des Kopfes weisen alle Fluidschichten, welche den ersten Zug umfassen, eine Dicke von 24 mm auf. Sie werden jeweils in Mitten der Schicht durch Ebenen geschnitten, dies ist in Abb. 5-10 explizit für die linke und frontseitige Fluidschicht (Details X und Y). Neben der Strömungsgeschwindigkeit und der Fluidtemperatur werden auch die Profile von Wärmestromdichte und Wandtemperatur ausgewertet. Die Darstellungen bilden grundsätzlich die rauchgasseitige Wärmestromdichte bzw. die wasserseitige Wandtemperatur entlang den entsprechenden Fluidschichten ab.

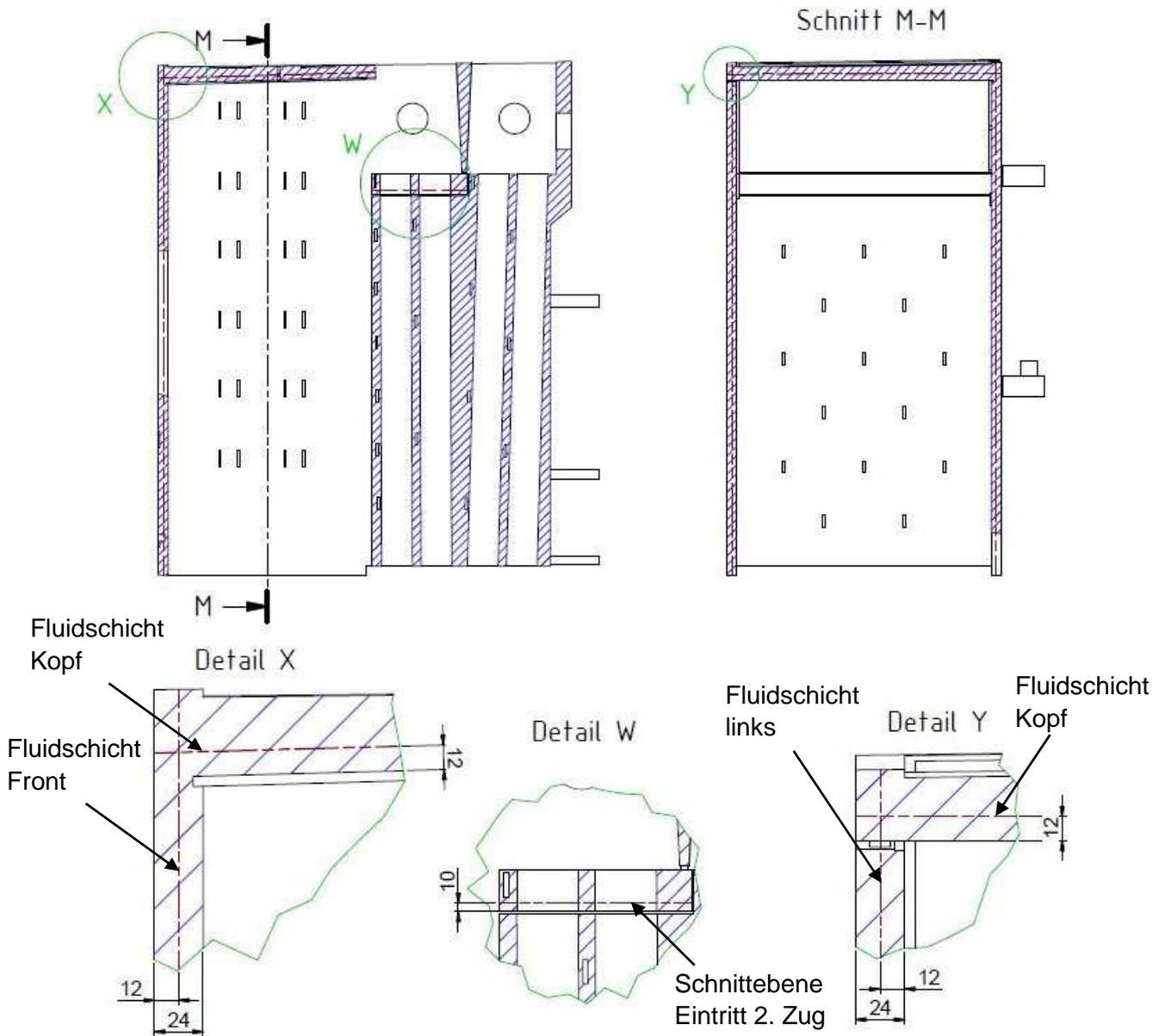


Abb. 5-10 Lage der Schnittebenen

Das makroskopische Bild der Strömungsgeschwindigkeit im Wassermantel ist in allen Modellen gleich. Das prinzipielle Schema der Durchströmung der einzelnen Geometrien ist in Abb. 5-11 dargestellt. Der Wassermassenstrom \dot{m}_{RL} tritt durch den Rücklauf ein und wird intern, über Leitbleche, verteilt. Das detaillierte Bild der Durchströmung des Wassermantels wird durch die Abb. 5-12 bis Abb. 5-17 dargestellt. In weiterer Folge treten die erwärmten Massenströme \dot{m}_{VL} bzw. \dot{m}_{RLA} durch den Vorlauf bzw. den Anschluss der Rücklaufanhebung wieder aus dem Wassermantel aus.

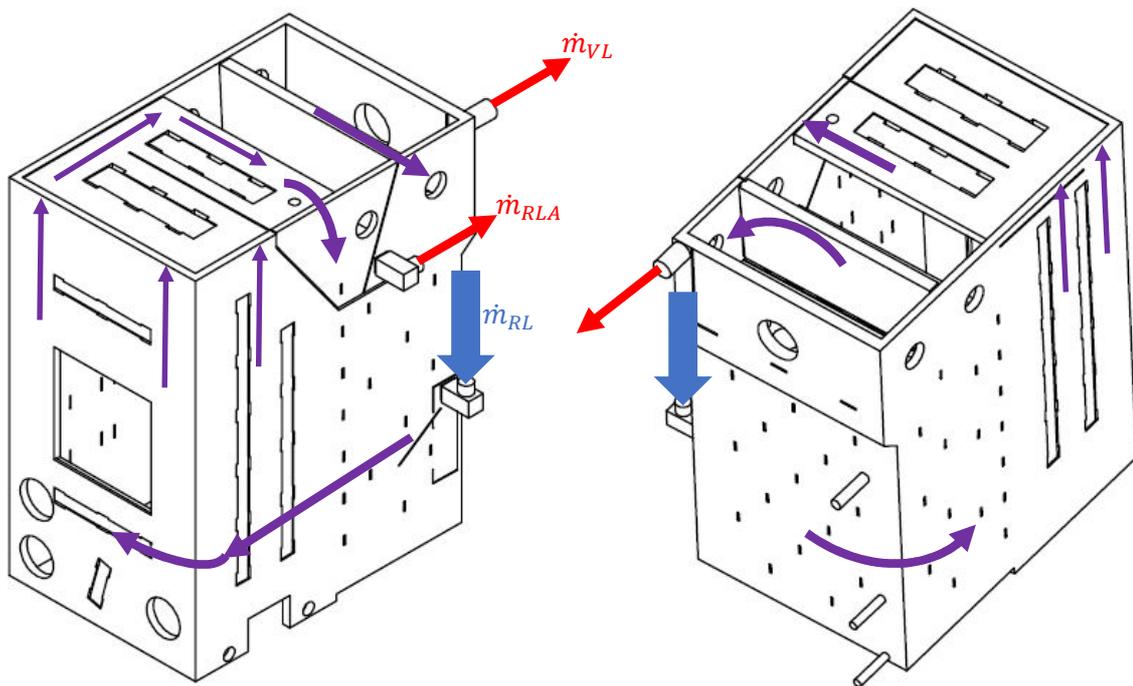


Abb. 5-11 Durchströmung des Wassermantels, Ansichten von vorne (links) und von hinten (rechts)

In Abb. 5-12 bis Abb. 5-17 werden die lokalen Geschwindigkeitsvektoren in den einzelnen Fluidschichten dargestellt. Ihre Farbgebung gibt den Betrag der Geschwindigkeit wieder. Da zur Identifikation von Hot Spots besonders die Areale mit geringerer Strömungsgeschwindigkeit in den Fluidschichten die den ersten Zug umfassen von Interesse sind, werden Beträge der Geschwindigkeit über 0,2 m/s hier nicht explizit in die Skalierung miteinbezogen sondern erscheinen als roter Vektor. Die Strömungsgeschwindigkeit ist besonders im Kopf und der rechten Fluidschicht zum Teil aber wesentlich größer.

Abb. 5-12 ist die Darstellung der Strömungsgeschwindigkeit in der rechten Fluidschicht nach Abb. 5-10. Wärmeträgermedium tritt durch den Rücklauf ein und wird über Leitbleche in drei Teilmassenströme aufgeteilt, zwei dieser Massenströme werden in die rechte Fluidschicht gelenkt. Ihre Geschwindigkeit liegt beim Eintritt in die Fluidschicht über 0,2 m/s und wird erst durch Verwirbelung vermindert. Der dritte Teilmassenstrom wird durch den Wärmetauscher hindurch in die linke Fluidschicht gelenkt. Das Fluid aus der rechten Schicht strömt in Richtung des Kopfes (siehe Abb. 5-15), ein weiterer Teil tritt in die Fluidschicht an der Front ein (siehe Abb. 5-13). Im unteren Teil der frontseitigen Fluidschicht weist die Strömungsgeschwindigkeit einen wesentlich höheren Betrag als im übrigen Teil auf. Dieser „Strahl“ tritt in die linke Fluidschicht ein, die Strömungsgeschwindigkeit im übrigen Teil ist wesentlich geringer. In Abb. 5-13 ist zu sehen, dass das restliche Wärmeträgermedium hauptsächlich von unten nach oben, in Richtung des Kopfes strömt. Mit Ausnahme der linken Seite ergibt sich die Kesseltüröffnung umfassend nur eine geringe Strömungsgeschwindigkeit, diesem Bereich wird deshalb bei der Untersuchung des Wassermantels auf Hot Spots besondere Aufmerksamkeit zuteil.

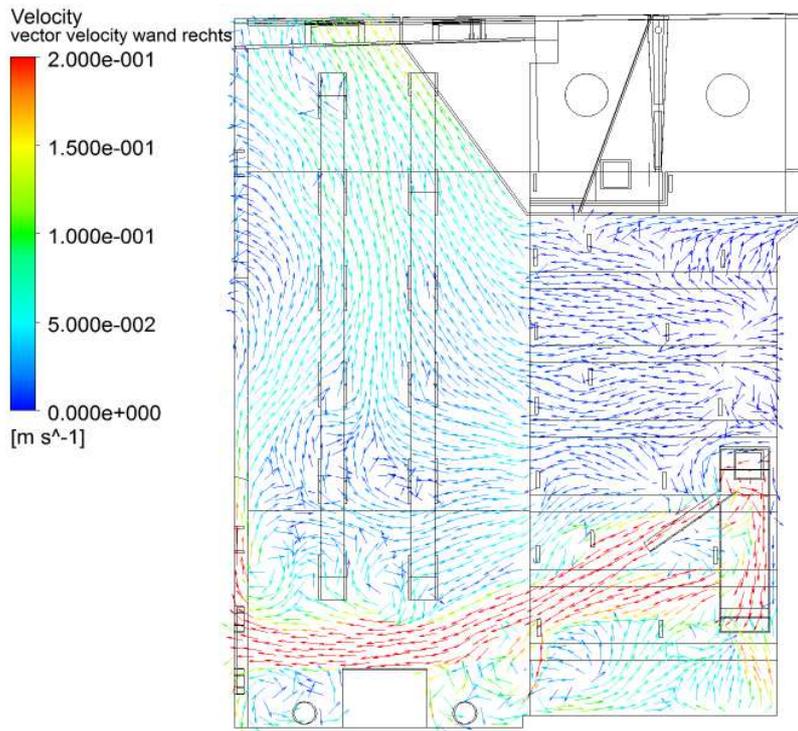


Abb. 5-12 Strömungsfeld in der rechten Fluidschicht/Ansicht von rechts

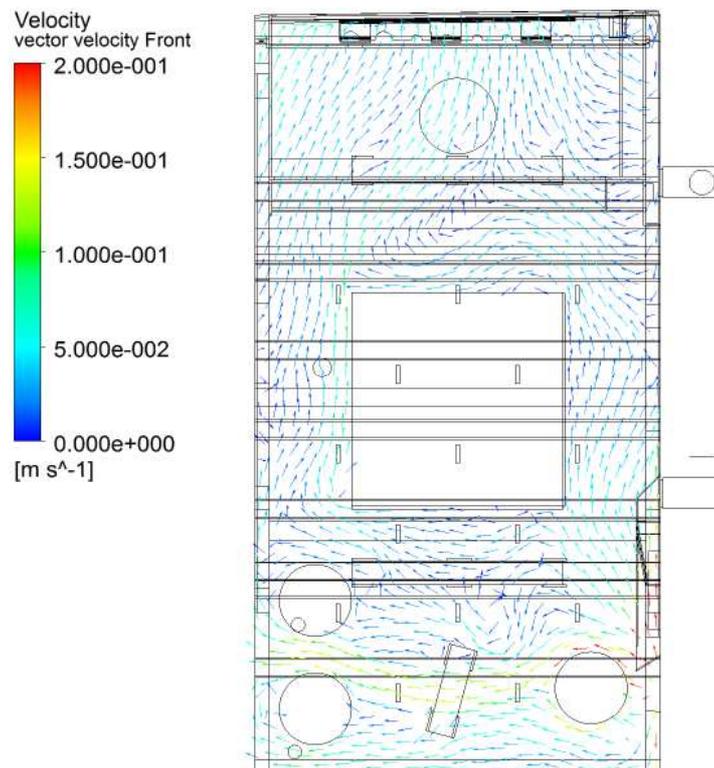


Abb. 5-13 Strömungsfeld in der frontseitigen Fluidschicht

Die linke Fluidschicht des Wassermantels in Abb. 5-14 wird ausgehend von der Front und dem Wärmetauscher mit Wärmeträgermedium versorgt. Durch die Verwirbelung der Massenströme ist die Strömungsgeschwindigkeit zum Teil sehr gering, ein Faktor zur Ausbildung eines Hot Spots ist also gegeben. Das Wasser tritt in weiterer Folge in den Bereich des Kopfes ein, siehe auch Abb. 5-15.

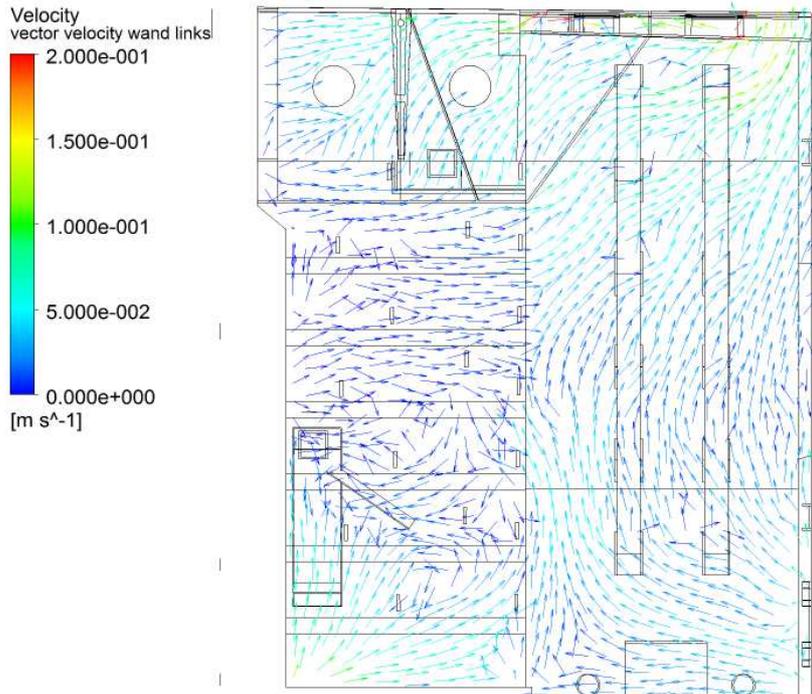


Abb. 5-14 Strömungsfeld im Wassermantel, linke Fluidschicht/Ansicht von links

In Abb. 5-15 ist gut sichtbar, dass die von den einzelnen Abschnitten ausgehenden Teilmassenströme im Kopf wieder gesammelt werden. Im Vergleich zu den bisher betrachteten Zonen wird der Kopf wesentlich schneller durchströmt wodurch sich ein höherer, wasserseitiger Wärmeübergangskoeffizient ergibt welcher das Risiko eines Hot Spots im Bereich des Kopfes vermindert.

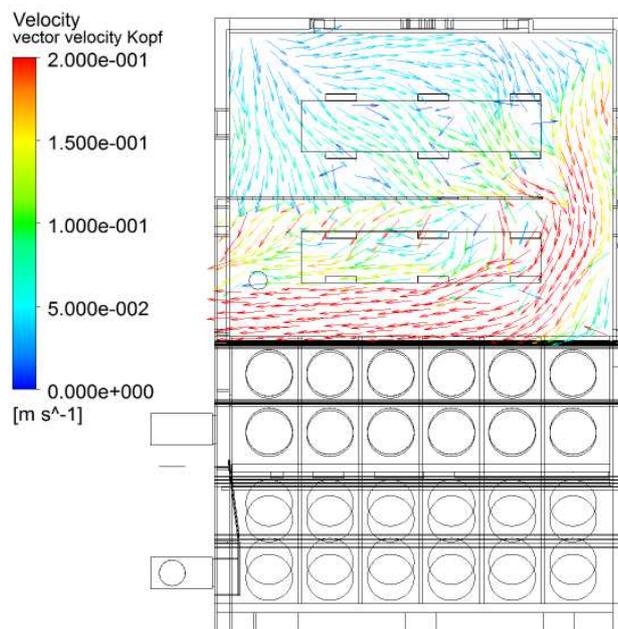


Abb. 5-15 Strömungsfeld im Kopf, Ansicht von oben

Abb. 5-16 zeigt die Versorgung eines separat durchströmten Bereichs des Wärmetauschers (rauchgasseitig zweiter Zug). Wasser tritt durch einen trapezförmigen Abschnitt des Wassermantels in ihn ein. Die Strömungsgeschwindigkeit ist hier wesentlich höher als in den bisher abgebildeten Zonen weshalb eine eigene Skalierung gewählt wurde. Die Ausnahme bildet

ein Bereich auf der linken Seite, er ist in Abb. 5-16 hervorgehoben und wird ebenfalls genauer untersucht. Das Wärmeträgermedium strömt in weiterer Folge in die Wassertasche.

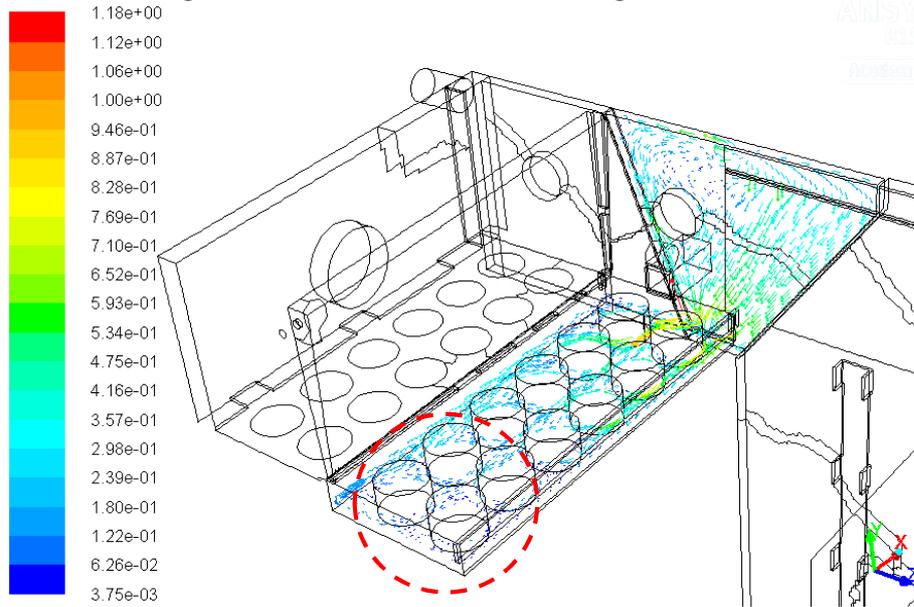


Abb. 5-16 Strömungsfeld Eintritt Wärmetauscher, Betrag der Geschwindigkeit in m/s

Durch die Wassertasche werden der zweite und der dritte Rauchgaszug räumlich voneinander getrennt. Wärmeträgermedium tritt hauptsächlich von unten, ausgehend vom Wärmetauscher-Eintritt, in die Wassertasche ein. Zusätzlich wird sie durch eine Bohrung an der linken Seite versorgt (siehe hervorgehobenes Detail in Abb. 5-17). Die Strömungsgeschwindigkeit ist im Vergleich mit den bisher betrachteten Zonen hoch. Die Wassertasche wird nicht von der Untersuchung auf Hot Spots ausgenommen, das Potential für ihre Entstehung ist aber wesentlich geringer als in anderen Zonen. Nach Durchströmung der Wassertasche tritt das Wasser durch den Vorlauf sowie den Anschluss zur Rücklaufanhebung aus dem Wassermantel aus.

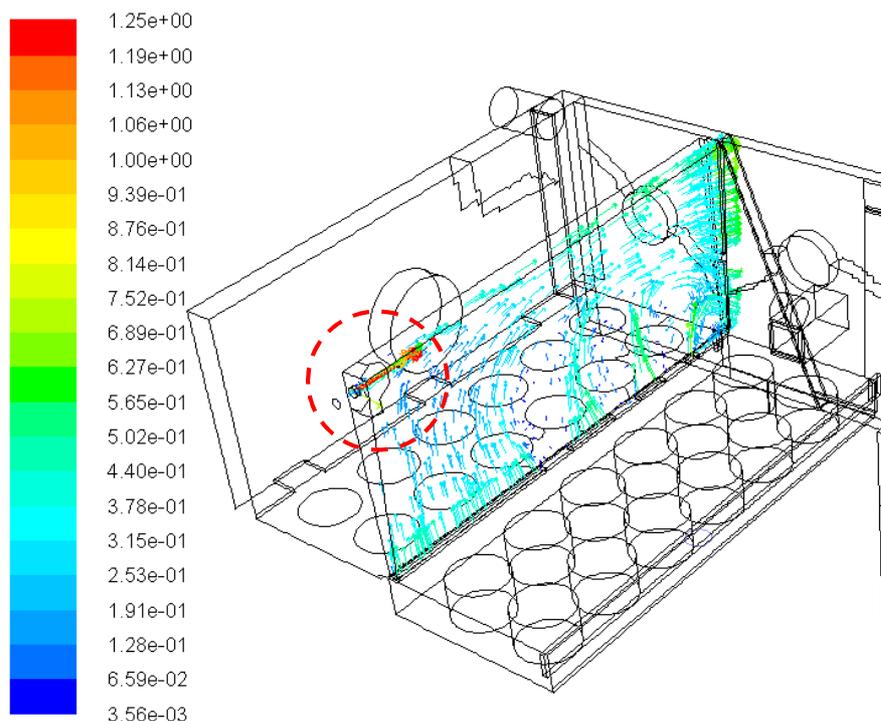


Abb. 5-17 Strömungsfeld Wassertasche, Betrag der Geschwindigkeit in m/s

5.1.4 Darstellung der Temperaturverteilung im Wassermantel

Nach der Analyse des Strömungsfelds wurden die Wandtemperaturen der Wärmeübertragerfläche genauer untersucht. Abb. 5-18 zeigt die Wärmeübertragerfläche an der rechten Fluidschicht nach Abb. 5-10. Dabei fiel als erstes ins Auge dass, ähnlich der laminaren Lösung, die Wandtemperaturen teilweise deutlich und großflächig über der Siedetemperatur des Wassers von 406,67 K bei 3 bar Druck lagen (gelbe/orange und rote Bereiche).

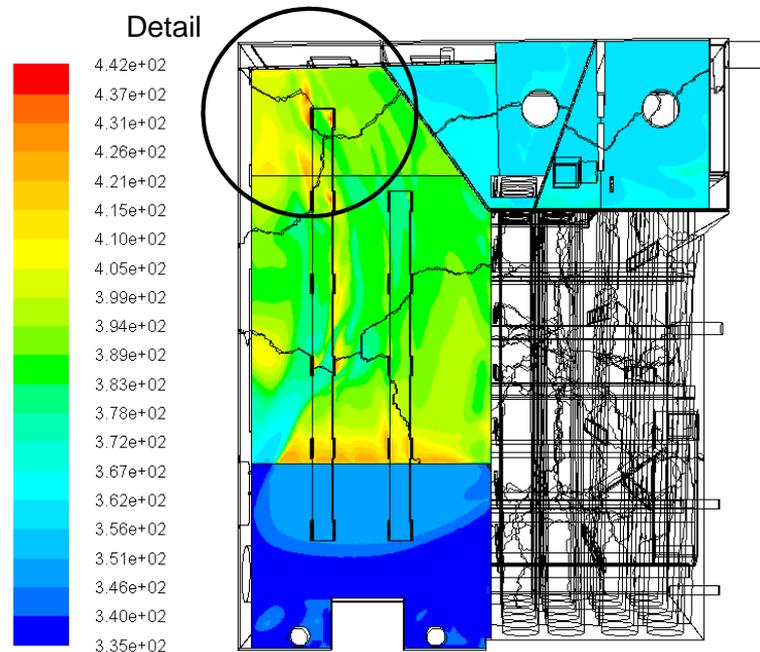


Abb. 5-18 Wandtemperaturen in Kelvin der rechten Seite

In Realität würde sich intensives Blasensieden einstellen [4] [5]. Die Abweichung des Simulationsergebnisses von der Realität kann auf Fehler, verursacht durch das verwendete Turbulenzmodell bzw. durch das Wandmodell zurückgeführt werden. Es wurde zwar nachgewiesen, dass kein rein laminares Strömungsfeld im Wassermantel vorliegt, kleinräumig laminare Abschnitte waren jedoch nicht auszuschließen. Das verwendete Turbulenzmodell liefert dagegen nur in voll turbulenten Strömungen zuverlässige Ergebnisse. Desweiteren stellt Wärmeübergang einen Wandeffekt dar. Zur genauen Berechnung der korrekten Wandtemperatur und des Wärmeübergangskoeffizienten müsste die Temperaturgrenzschicht der Strömung unter Anwendung eines passenden Netzgitters ($y^+ \approx 1$ für erste Zellschicht) aufgelöst und durch ein passendes Turbulenzmodell behandelt werden worauf aber wegen der beschränkten Zellanzahl verzichtet wurde. Generell erschienen die Wandtemperaturen in allen Bereichen als zu hoch. Aus diesem Grund wurde nicht nur die Wandtemperatur allein zur Identifikation von Hot Spots herangezogen sondern auch die Temperatur der Außenströmung, ihr Geschwindigkeitsfeld im jeweiligen Bereich sowie der durch die Kesselwand eintretende Wärmestrom.

Der teils sprunghafte Anstieg der Wandtemperatur in Abb. 5-18 und Abb. 5-21 ergibt sich durch die Annahme stark unterschiedlicher Werte der Wärmestromdichte. Nach der in Abb. 5-8 dargestellten Einteilung der Wärmeübertragerfläche und den zugehörigen Werten aus Tab. 5-5 beträgt die Wärmestromdichte im unteren Bereich nur 5 kW/m^2 (Zone A in Abb. 5-8). Dieser Abschnitt der Wärmeübertragerfläche umschließt die mit Feuerbeton verkleidete Brennkammer. Direkt anschließend steigt die Wärmestromdichte auf 45 kW/m^2 (Zone B in Abb. 5-8). Die Änderung im Verlauf der Wärmestromdichte erfolgt nicht stetig, infolgedessen weist auch das Profil der Wandtemperatur eine starke Unstetigkeit auf. Beim Übergang auf Zone C steigt die Wärmestromdichte von 45 kW/m^2 auf $52,5 \text{ kW/m}^2$. Da dieser Sprung wesentlich geringer ist zeigt sich in Abb. 5-18 keine deutlich ausgeprägte Unstetigkeit der Wandtemperatur.

Die Detailansichten Abb. 5-19 und Abb. 5-20 des hervorgehobenen Bereichs in Abb. 5-18 weisen heiße Zonen in den Abströmgebieten von Ausnehmungen im Wassermantel aus.

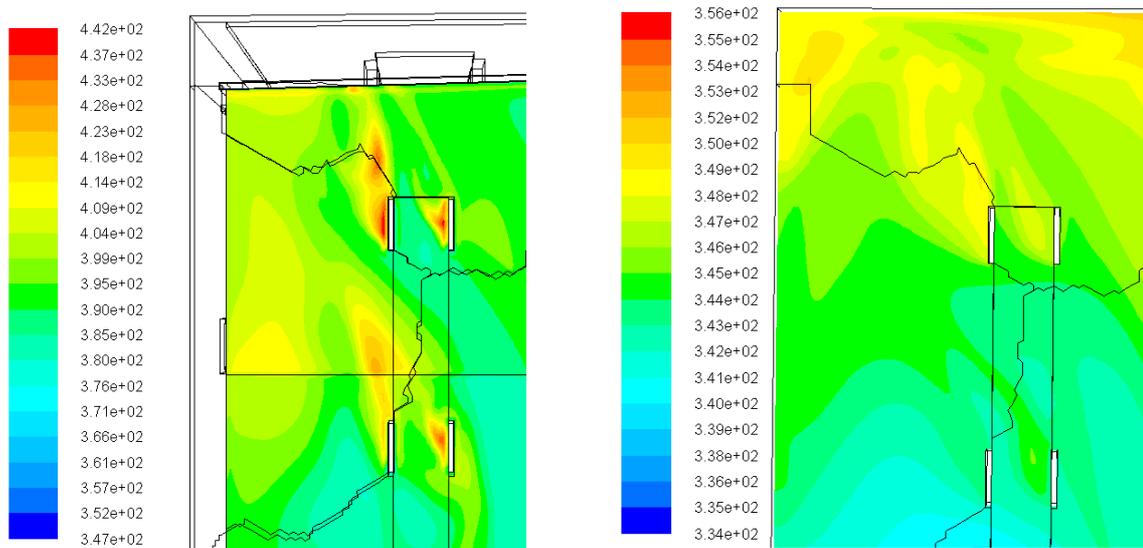


Abb. 5-19 Wandtemperatur (links) und Fluidtemperatur (rechts) der Detailansicht in Kelvin

Die Ausnehmungen sind in Realität Stabstähle welche sowohl mit dem inneren, als auch mit dem äußeren Kesselblech verschweißt sind und zur Steigerung der Festigkeit dienen. Die nach ihrem Betrag farblich skalierten Vektoren der Strömungsgeschwindigkeit im Detailbereich sind anhand Abb. 5-20 dargestellt.

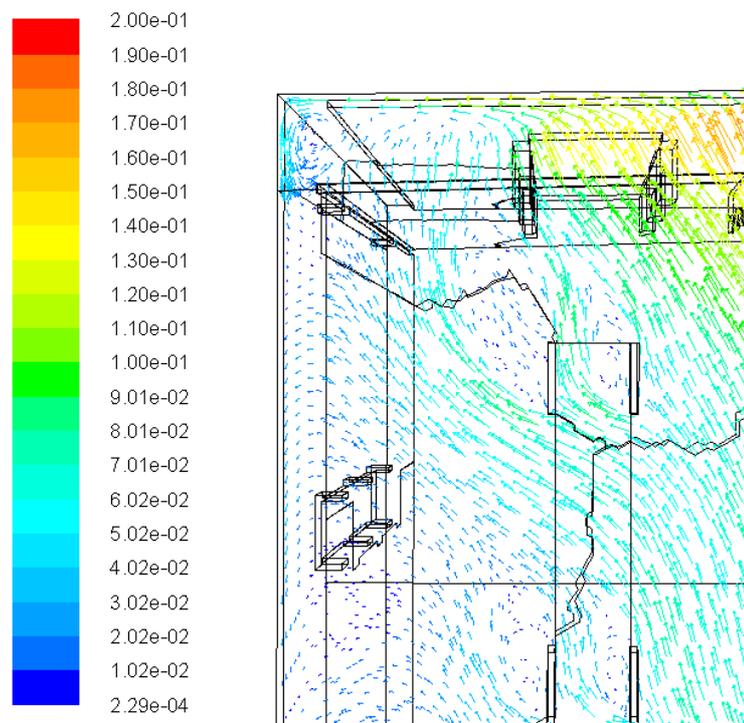


Abb. 5-20 Geschwindigkeiten in m/s im Bereich des Details

Die Geschwindigkeit weist in den Abströmzonen deutlich verringerte Werte auf, dem entsprechend ergibt sich ein kleinerer Wärmeübergangskoeffizient und daraus folgend eine, im Vergleich zu Bereichen mit ungestörter Strömung, erhöhte Wandtemperatur. Wie Abb. 5-21 zeigt, ergibt die Untersuchung der Wandtemperatur auf der linken Seite des ersten Zuges ein sehr

ähnliches Bild. Wieder liegt eine Unstetigkeit im Schaubild der Wandtemperatur, hervorgerufen durch die Unstetigkeit im Profil der Wärmestromdichte vor. Generell zeigt sich, dass die Wandtemperaturspitzen an der den ersten Zug umfassenden Wärmeübertragerfläche auftreten. Den betreffenden Flächen wird deshalb bei der Untersuchung weiterer Modellvarianten eine besondere Aufmerksamkeit zuteil.

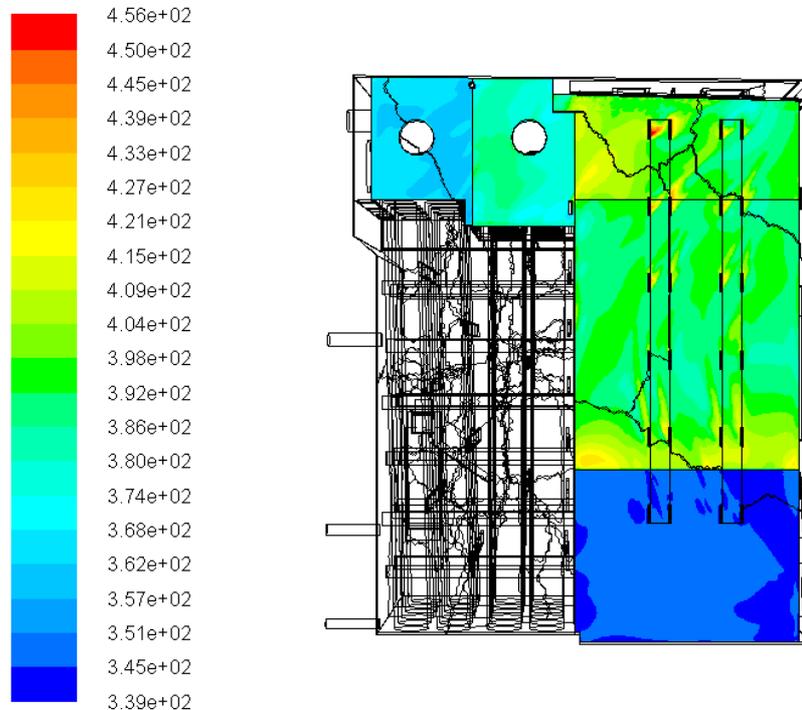


Abb. 5-21 Wandtemperatur in Kelvin an linker Seite des ersten Zuges

In Abb. 5-22 ist zu sehen, dass auch am Kopf die Siedetemperatur des Wassers großflächig überschritten wird und besonders in den Abströmzonen der Versteifungen Temperaturspitzen auftreten. Nur im hinteren Bereich des Kopfes sinkt die Wandtemperatur durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit (vgl. Abb. 5-15) stark ab. Hier sind lamellenförmige Abschnitte mit besonders geringer Wandtemperatur vorhanden. Sie entstehen aufgrund eines mit mehreren Bohrungen versehenen Leitblechs im Kopf. Die Strömungsgeschwindigkeit des Wassers steigt in den Bohrungen stark an und bleibt stromabwärts weiter verhältnismäßig hoch, aufgrund des gesteigerten Wärmeübergangskoeffizienten ist die Wandtemperatur im Einflussbereich dieser Bohrungen geringer als in der Umgebung. Die Fluidtemperatur in der rechten Darstellung von Abb. 5-22 ist im vorderen Bereich des Kopfes wesentlich geringer als auf der Rückseite. Das Wärmeträgermedium wird bei der Durchströmung des Kopfes erwärmt, durch die verhältnismäßig hohe Strömungsgeschwindigkeit bzw. die daraus folgende Turbulenz ist die Durchmischung im hinteren Bereich des Kopfes durch Querbewegungen im Fluid stark ausgeprägt wodurch die Bildung einer stark erwärmten Fluidschicht nahe der Wand verhindert wird. Insgesamt wird durch die turbulenten Querbewegungen der Wärmeübergang deutlich verbessert wodurch das Potential für einen Hot Spot stark sinkt.

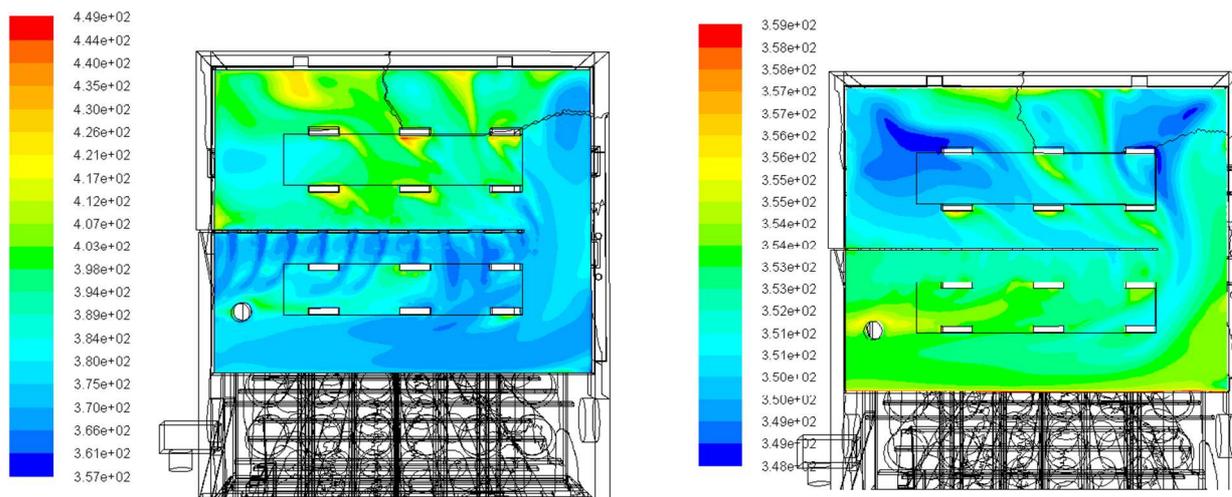


Abb. 5-22 Wandtemperatur (links) und Fluidtemperatur (rechts) am Kopf in Kelvin

Die Wahrscheinlichkeit der Bildung eines Hot Spots in den bisher betrachteten Bereichen wurde, obwohl die höchsten Wandtemperaturen erreicht werden, generell als geringer erachtet als es die Abbildungen vermuten lassen. Die Wandtemperaturprofile erscheinen wegen der Annahme einer gemittelten Wärmestromdichte als sehr homogen, nur in Bereichen mit deutlich höherer oder geringerer Strömungsgeschwindigkeit ergeben sich gut sichtbare Abweichungen. Besonders ausgeprägt sind die Wandtemperaturmaxima in den Abströmzonen von Verbindungen zwischen dem äußeren und inneren Kesselblech. Aus wärmetechnischer Sicht handelt es sich bei den Verbindungen aus Stahl um Rippen, neben der Annahme einer gemittelten Wärmestromdichte stellt dies wegen der praktisch vergrößerten Wärmeübertragerfläche einen Modellfehler dar. Es konnte nicht ausgeschlossen werden, dass sich das verwendete Turbulenzmodell in den Abströmbereichen der Versteifungen wegen der geringen Strömungsgeschwindigkeit nur unzuverlässig erhält. Die Ergebnisse sind zur Kenntnis genommen worden, unterscheiden sich aber deutlich von den in den Kapiteln 5.2 und 5.3 dargestellten Resultate der weiteren Modellvarianten.

Abb. 5-23 zeigt jenen Bereich, welcher auf den ersten Blick das größte Potential zur Bildung eines Hot Spots birgt. Er liegt im separat durchströmten Abschnitt am Eintritt des zweiten Zuges, siehe auch Abb. 5-10 für die Darstellung der entsprechenden Schnittebene sowie Abb. 5-16 für die vektorielle Darstellung der Strömungsgeschwindigkeit. Die lokal geringe Strömungsgeschwindigkeit ist in Abb. 5-16 und Abb. 5-24 deutlich zu sehen, aus ihr folgt ein geringerer Wärmeübergangskoeffizient als am übrigen Teil der Wärmeübertragerfläche des betrachteten Abschnitts der Geometrie. Wie in Abb. 5-24 zu sehen ist, verläuft eine Aussteifung in Form eines Flachstahles quer durch diesen Bereich und behindert die Strömung. Hinzu kommt die Tatsache, dass das Wasser vor der Durchströmung des Eintritts in den zweiten Zug bereits in den Seitenwänden des ersten Zuges und im Kopf „vorgewärmt“ wird. Geometriebedingt wird in der Region dem Fluid praktisch Wärme von drei Seiten zugeführt. Alle drei Bedingungen zur Ausbildung eines Hot Spots (Geringe Strömungsgeschwindigkeit/Wärmeübergangskoeffizient, hohe Wärmestromdichte, hohe Fluidtemperatur) sind damit erfüllt.

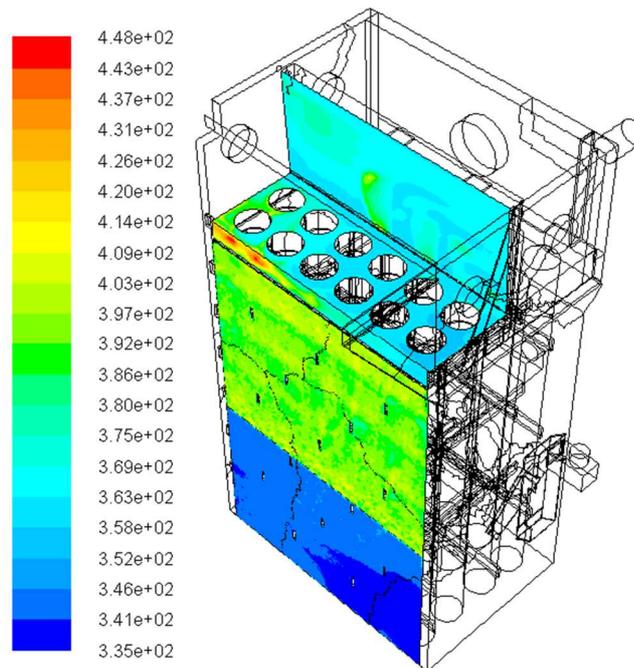


Abb. 5-23 Wandtemperatur in Kelvin Vorderseite Wärmetauscher

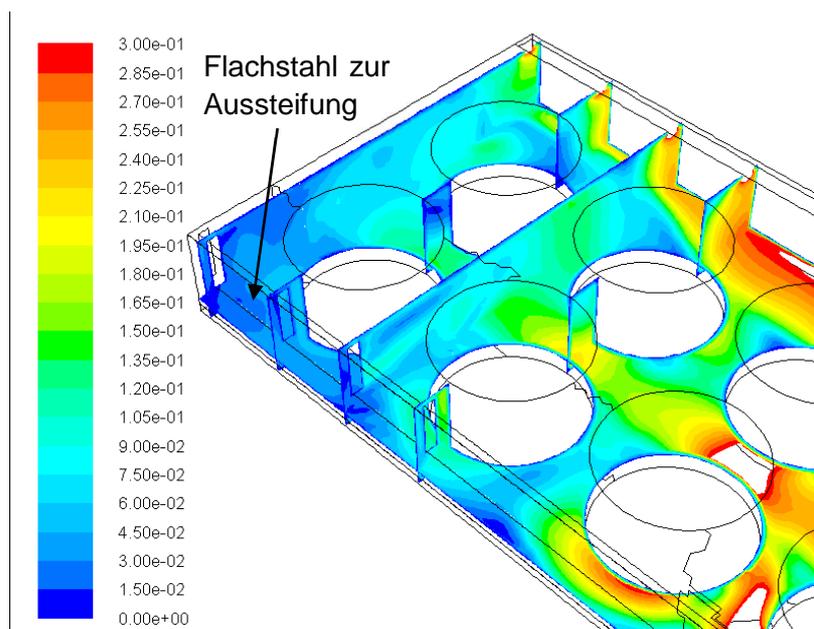


Abb. 5-24 Betrag der Geschwindigkeit in m/s im Eintrittsbereich des 2. Zuges

Der Spalt zwischen dem Flachstahl und der Kesselwand wird bei der Erzeugung des Netzgitters nur durch eine Zelle aufgelöst. Um eine exaktere Vorhersage treffen zu können wurde das Netzgitter Nr. 3 im abgebildeten Bereich verfeinert, die Zellanzahl stieg von 8,342 auf 9,165 Millionen Zellen. Im Zuge der Verfeinerung sank der dimensionslose Wandabstand im betrachteten Bereich auf $y^+ \approx 5$, aus diesem Grund wurde die Grenzschicht mit Hilfe der „Enhanced Wall Function“ modelliert. Wie Abb. 5-25 zeigt führt das verfeinerte Netz zu einer deutlichen Minderung der Wandtemperatur knapp über dem Siedepunkt während auf der übrigen, nicht in Abb. 5-24 dargestellten Geometrie keine deutliche Minderung im Vergleich zu den bereits diskutierten Wandtemperaturprofilen ergibt. Auf Basis dieser Ergebnisse kann ein siedender Bereich am Eintritt zum zweiten Zug zwar nicht vollständig ausgeschlossen werden, das Potential hierfür ist aber nur äußerst gering.

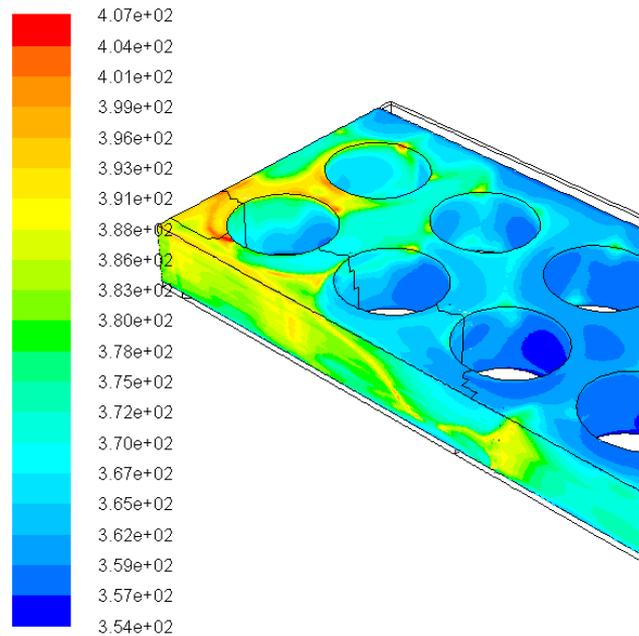


Abb. 5-25 Wandtemperatur nach Verfeinerung in Kelvin

Abb. 5-26 zeigt das Profil der Wandtemperatur welches den zweiten und dritten Zug umfasst. Die Wandtemperatur liegt durchwegs deutlich unterhalb der Siedetemperatur des Wassers. Die Rauchgastemperatur sinkt nach Eintritt in den zweiten Zug schnell wodurch sich auch eine deutlich geringere Wärmestromdichte als in jenen Abschnitten der Wärmeübertragerfläche ergibt, welche den ersten Zug umfassen. Der zweite und dritte Zug liegen zum Teil im Einfluss des Rücklaufes, besonders die rechten Rohre werden mit hoher Geschwindigkeit durch Wasser mit Kesseleintrittstemperatur angeströmt. Auf Basis dieser Ergebnisse kann im Wärmetauscher bzw. am Austritt der Verbrennungsgase aus dem dritten Zug sicher ausgeschlossen werden.

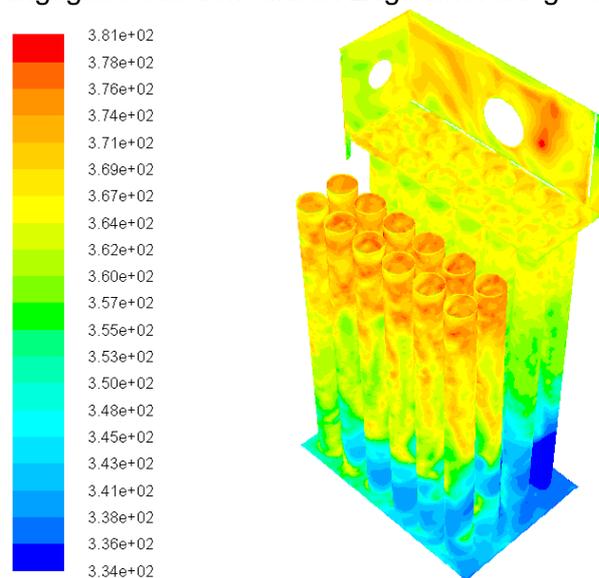


Abb. 5-26 Wandtemperaturen des 2. und 3. Zuges in Kelvin

5.2 Wärmestromdichte aus Verbrennungssimulation

Die Annahme von Mittelwerten der Wärmestromdichte ist zur Ermittlung von Hot Spots nicht ausreichend und sollte daher zumindest mit einer zweiten Rechnung validiert werden. Zur weiteren Untersuchung sind vom Projektauftraggeber detailliertere Daten hinsichtlich der auftretenden Wärmestromdichten an den Kesselwänden der untersuchten Anlage zur Verfügung gestellt worden. Die Daten stammen aus einer CFD-Verbrennungsrechnung welche beim Projektauftraggeber durchgeführt wurden.

5.2.1 Eingabe- und Modellparameter

Die Randbedingungen, Materialparameter und Solver Einstellungen zur Simulation des Wassermantels wurden größtenteils analog zu den in Abschnitt 5.1.2 genannten Einstellungen gewählt (siehe auch Tab. 5-7 und Tab. 5-8). Zwei grundlegende Änderungen wurden vorgenommen: Erstens wurde die Wärmestromdichte nicht mehr als konstant über die einzelnen Teilflächen angesehen sondern ein Profil der Wärmestromdichte, entnommen aus einer Verbrennungsrechnung, wurde den Kesselwänden in Form einer thermischen Wandrandbedingung aufgeprägt. Zweitens ist in diesem Modell nicht nur der Wassermantel sondern auch das Kesselblech durch eine Schicht Netzgitterzellen aufgelöst worden. Normalerweise wird beim Übertragen der Wärmestromdichte ihr jeweiliger Wert gemeinsam mit der Position im kartesischen Koordinatensystem eigens für jede Zelle gespeichert. Anschließend erfolgen eine Translation von der rauchgasseitigen zur wasserseitigen Wärmeübertragerfläche und eine Interpolation der Randbedingung auf das Netzgitter des Wassermantels. Diese Interpolation konnte in Ansys Fluent nicht durchgeführt werden, die Randbedingung wurde vom Programm nicht akzeptiert. Erst die Miteinbeziehung des Kesselblechs und die Aufbringung der Randbedingungen an der feuerungsseitigen Wärmeübertragerfläche ermöglichte die Anwendung des Profils der Wärmestromdichte wie es in Abb. 5-27 dargestellt ist.

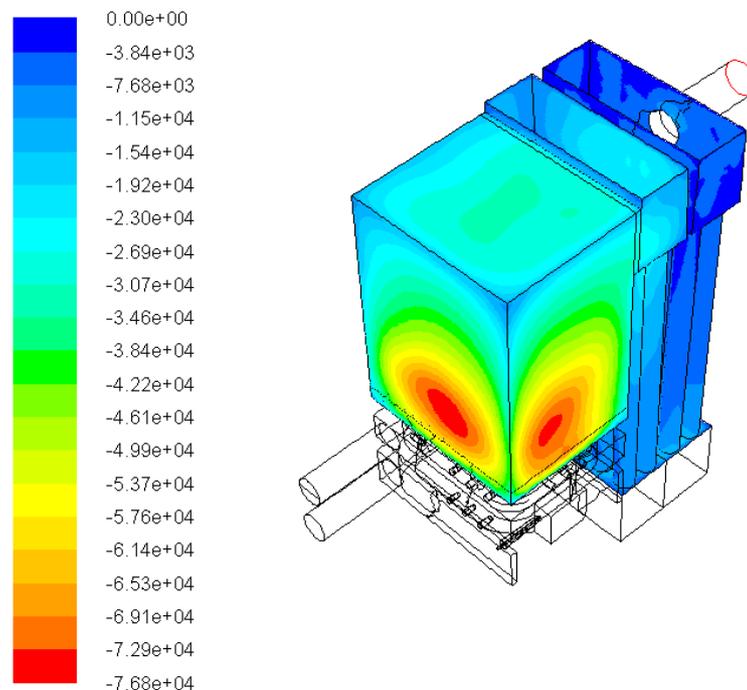


Abb. 5-27 Profil der Wärmestromdichte in W/m^2

Gemäß der Konvention aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik wird ein aus einem System austretender Wärmestrom mit einem negativen Vorzeichen versehen. Im Verbrennungsmodell wurde allen, für den Wärmedurchgang relevanten Flächen, rauchgasseitig

als thermische Wandrandbedingung eine konstante Oberflächentemperatur von 350 K aufgeprägt. Sie werden als nahezu schwarze Strahler betrachtet. Es handelt sich dabei um eine recht realistische Näherung, da

- eine sich mit der Zeit bildende Rußschicht ein Emissionsverhältnis nahe dem schwarzen Körper besitzt.
- der Temperaturgradient im Kesselblech in Realität sehr klein ist, d.h. die Wandtemperatur entspricht (gemittelt) in etwa der Fluidtemperatur.

Alle nicht am Wärmeübergang wurden als nahezu schwarz und adiabat behandelt. Eine große Abweichung des Verbrennungsmodelles von der Realität ergibt sich im Bereich der Kesseltüre und im unteren Teil der Feuerung welche eine Auskleidung aus Feuerbeton besitzt. Diese Bereiche wurden im Verbrennungsmodell vereinfacht bzw. vernachlässigt. Beim Modell des Wassermantels muss diese jedoch berücksichtigt werden. Die Simulation erfolgt unter Anwendung eines Netzgitters mit folgenden Parametern:

Tab. 5-9 Netzgitterparameter

Anzahl Körper		526
Zellen über Schicht		8
Maschenweite		4mm
Anzahl Zellen		9400532
Max. EAQ		0,89
Max. EVQ		0,90
Statistik	Mittelwert	0,20
Skewness	Stabw.	0,15
Min. Orthogonal Quality		0,19

Die Ermittlung der maximalen Skewness erfolgte auch für dieses Netzgitter nach einer Smooth-Operation. Das Netzgitter ist Mittelweg aus den in Abschnitt 5.1 näher beschriebenen Varianten 2 und 3. Da das Gitter auch das Kesselblech beinhaltet musste die Auflösung des Wassermantels begrenzt werden, andernfalls hätte der Arbeitsspeicher der zur Verfügung gestellten Hardware nicht mehr ausgereicht. Anhand der gewonnen Erkenntnisse aus Abschnitt 5.1.1 konnte angenommen werden, dass ausreichende Netzgitterunabhängigkeit vorliegt.

5.2.2 Diskussion der Ergebnisse

Zur Prüfung von Konvergenz und Plausibilität wurden einige Ergebnisse der Simulation vorab überprüft:

Tab. 5-10 Ausgewählte Simulationsergebnisse

	Einheit	Boundary	Wert
Übertragener Wärmestrom	W		129224
Enthalpiestrom	W	Rücklauf	258931
		Vorlauf	-189674
		RL-Anhebnng.	-189276
Energiebilanz	W		-8,270
	%		-0,0064
Massenstrom	kg/s	Rücklauf	1,7756
		Vorlauf	-0,8878
		RL-Anhebnng.	-0,8878
Massenbilanz	kg/s		1,69E-05
	%		-0,00095

Die Ergebnisse in Tab. 5-10 erscheinen durchwegs als realistisch und korrekt. Sowohl die Massen- als auch die Energiebilanz deuten auf ein konvergentes Ergebnis hin. Ein detaillierter Vergleich der Simulationsergebnisse erfolgt in Kapitel 5.4. In Abb. 5-28 ist die Wandtemperatur eines Teils der Wärmeübertragerfläche am Austritt der Verbrennungsprodukte aus dem dritten Zug dargestellt. Auf wenige Zellen beschränkt erscheint die Temperatur als deutlich zu hoch bzw. nicht korrekt, der Bereich ist in Abb. 5-28 hervorgehoben. Wie bereits in Kapitel 5.1.4 beschrieben, werden in diesem Bereich der Anlage keine hohen Wärmestromdichten erwartet. Somit ist auch davon auszugehen, dass Wandtemperaturen in diesem Bereich moderat bleiben und keine Hot Spots auftreten. Da die rechte Hälfte der Fläche in Abb. 5-28 eine als korrekt erscheinende Wandtemperatur aufweist können Hot Spots in diesem Bereich ausgeschlossen werden.

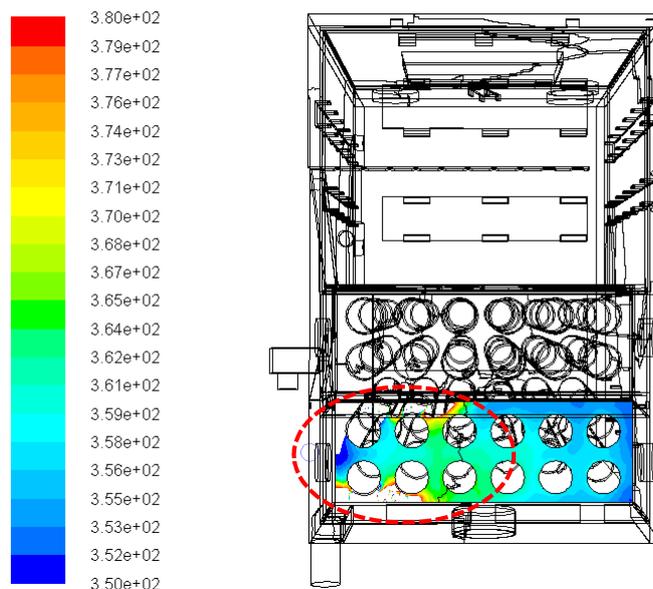


Abb. 5-28 Temperatur der rauchgasseitigen Wand in Kelvin

Zur eindeutigen Darstellung von weniger markanten Hot Spots die, im Vergleich zu den Maximalwerten, nur mehr eine geringe Wandübertemperatur aufweisen, wurde jede Darstellung in diesem Kapitel mit einer eigenen Skala der jeweilig abgebildeten, physikalischen Größe versehen. Alle Schnittebenen wurden analog wie in Abschnitt 5.1 bzw. Abb. 5-10 auf Seite 44 beschrieben gewählt wobei das Hauptaugenmerk auf die den ersten Zug umfassende Wärmeübertragerfläche und die entsprechenden Abschnitte der Fluidschichten gelegt wurde. Beim Vergleich des in Abb. 5-27 dargestellten Profils der Wärmestromdichte mit den gemittelten Werten aus Abb. 5-8 bzw. Tab. 5-5 ist der Unterschied zwischen beiden Modellannahmen deutlich zu erkennen, das genaue Profil weist örtlich weitaus höhere Wärmeströme auf. Die Maxima beschränken sich auf die Front sowie die rechte Seite des ersten Zuges. Geometrisch bedingt bzw. durch die Führung der Verbrennungsgase befinden sich die heißesten Zonen im ersten Zug näher an den Wänden. Dem entsprechend zeigt sich auch das Bild der wasserseitigen Wandtemperatur. Die Höchstwerte sind in der Nähe jener Bereiche zu finden an denen auch in der Verbrennungssimulation die größten Werte für die Wärmestromdichte auftreten.

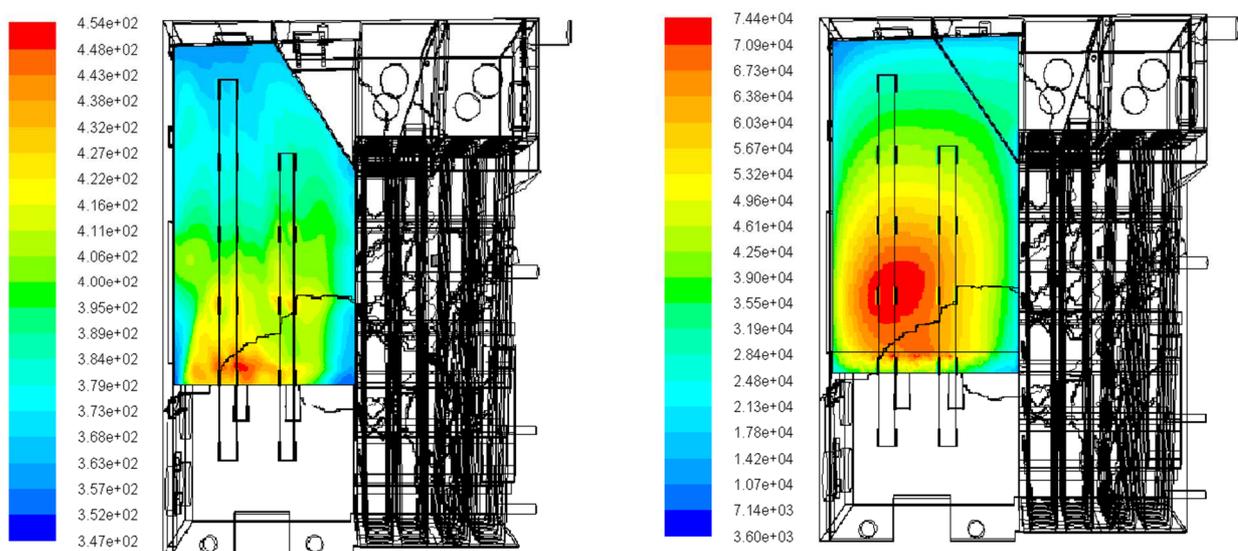


Abb. 5-29 Wandtemperatur in Kelvin (links) und Wärmestromdichte in W/m^2 (rechts)

In Abb. 5-29 ist die wasserseitige Temperaturverteilung der Kesselwand sowie das Profil der Wärmestromdichte abgebildet. Da der untere, mit Feuerbeton ausgekleidete Teil, welcher die Brennkammer umgibt, in diesem Modell als adiabat behandelt wird, wurde er von den Ergebnissen ausgenommen. Die Kesselwand weist ein lokales Temperaturmaximum von 454 K auf, diese Überhitzung würde zu überaus starkem Sieden führen welches real aber nicht zu beobachten ist. Nichts desto trotz könnte dieser Bereich eine Problemzone darstellen. Die Wandtemperaturverteilung muss also auch hier als eher qualitatives Profil angesehen werden, real wird dieser Peak quantitativ sicher nicht erreicht. Die Positionen der Maxima von Wandtemperatur und Wärmestromdichte unterscheiden sich aufgrund des Strömungsfelds. Ein Hot Spot ist ein Bereich in dem die Wandtemperatur über der Siedetemperatur des Wärmeträgermediums liegt. Eine solche Wandtemperatur ergibt sich aus den Auswirkungen von hoher Wärmestromdichte und geringer Strömungsgeschwindigkeit. Dem entsprechend ist es nicht zwingend, dass Hot Spots immer exakt am Maximum der Wärmestromdichte zu finden sind. In Abb. 5-30 ist die Position der maximalen Wärmestromdichte sowie die des Wandtemperaturmaximums zum Vergleich mit dem Schaubild der Strömungsgeschwindigkeit gekennzeichnet. Zusammengefasst handelt es sich um den markantesten Hot Spot in dieser Modellvariante.

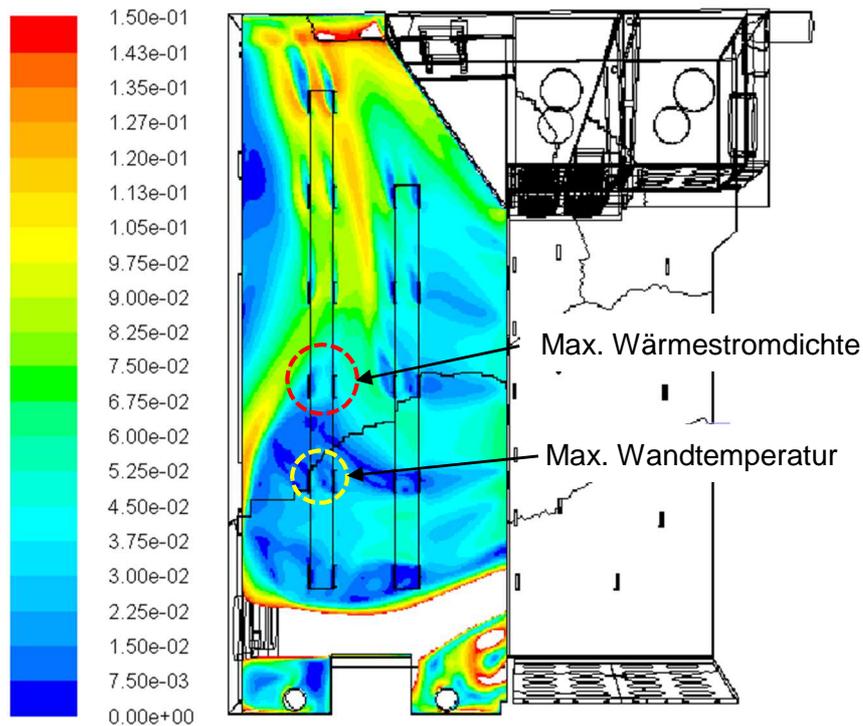


Abb. 5-30 Betrag der Geschwindigkeit in m/s

In Abb. 5-31 werden das Profil der Wandtemperatur sowie das Profil der Wärmestromdichte an der Front dargestellt. An den Rändern der Feuerraumtüre treten hohe Wärmestromdichten auf, dem entsprechend ergeben sich hohe Wandtemperaturen.

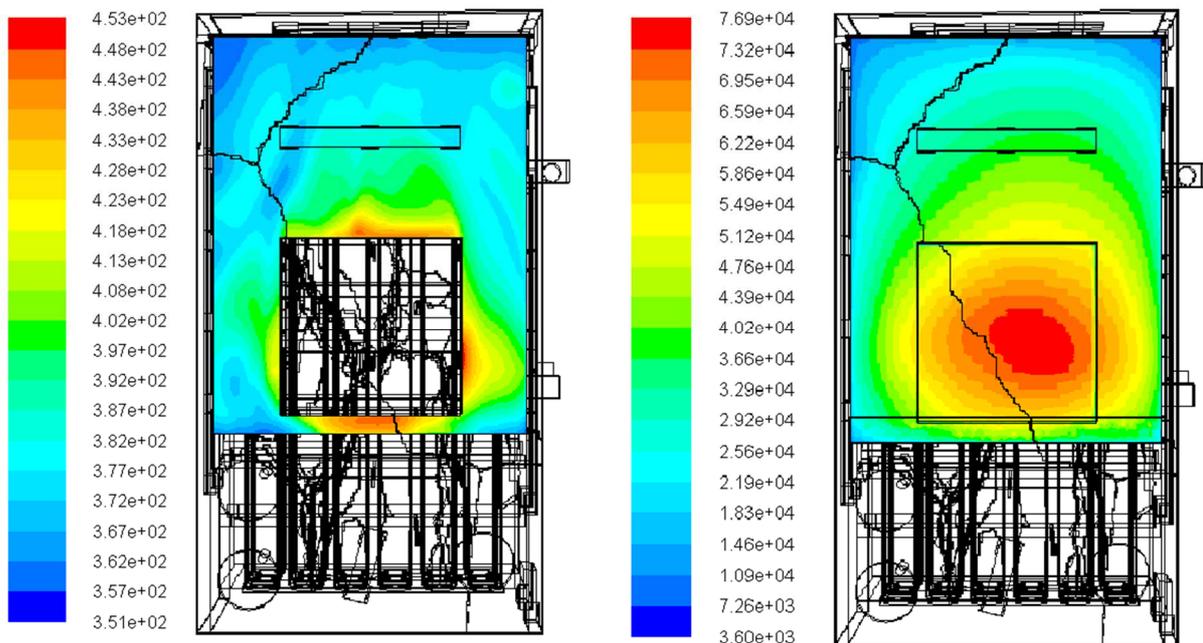


Abb. 5-31 Wandtemperatur der Front in Kelvin (links) und Wärmestromdichte an der Front (rechts)

Der heißeste Punkt mit einer Wandtemperatur von 453 K liegt rechts von der Türöffnung. An der Türoberseite ist die Wandtemperatur mit ca. 435 K wesentlich geringer. An den Rändern der Feuerraumtüre treten sehr hohe Wärmestromdichten auf welche in derselben Größenordnung wie das Maximum der Wärmestromdichte rechts des ersten Zuges liegen (siehe auch Abb. 5-31).

In Abb. 5-32 ist die Strömungsgeschwindigkeit in der Fluidschicht dargestellt.

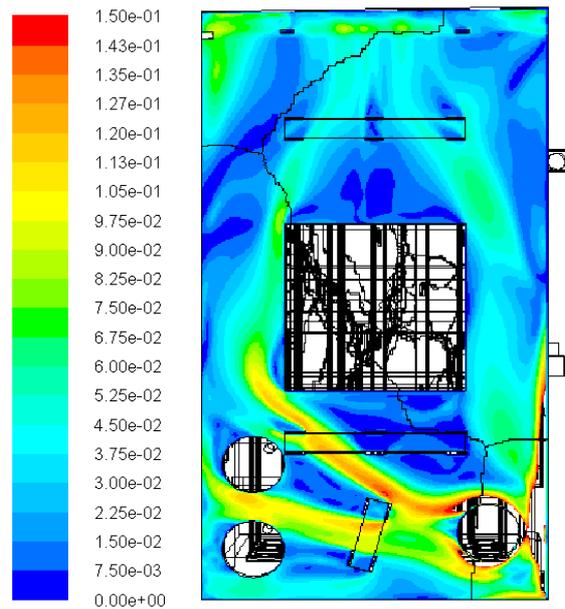


Abb. 5-32 Betrag der Geschwindigkeit in m/s

Der Vergleich mit Abb. 5-30 zeigt, dass die Strömungsgeschwindigkeit rechts der Ofentür in etwa von gleicher Größenordnung als am Hot Spot an der rechten Fluidschicht ist. Durch die ähnlich hohe Wärmestromdichte in diesen Bereichen muss auch die heiße Zone rechts der Ofentür als Hot Spot betrachtet werden.

An der Ober- und Unterseite der Tür zeigt sich mittig ein großflächig schwach ausgeprägtes Strömungsfeld. In Verbindung mit der Wärmestromdichte ergeben sich auch hier stark erhöhte Wandtemperaturen. Wie in Abb. 5-33 zu sehen ist, kann das erwärmte Wasser geometrisch bedingt nur schwer aus dem Bereich unterhalb der Kesseltüre abfließen. Da die treibende Größe des Wärmeübergangs der Temperaturunterschied zwischen der Wand und der freien Außenströmung ist, beeinflusst neben einem geringen Wärmeübergangskoeffizienten auch die hohe Fluidtemperatur die Höhe der Wandtemperatur in hohem Maße.

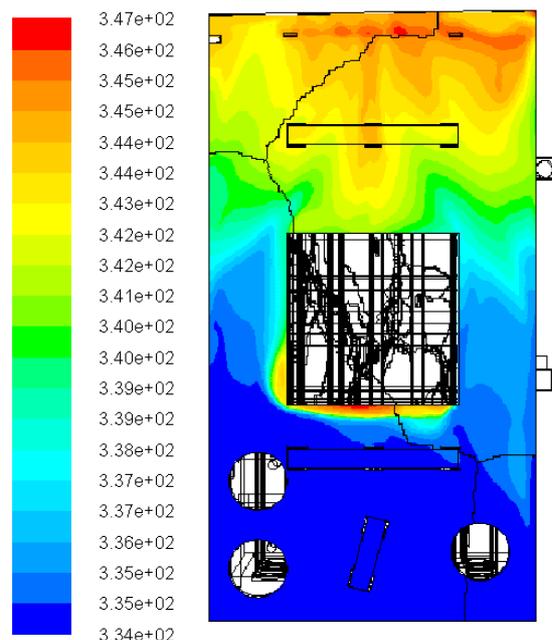


Abb. 5-33 Frontseitige Fluidschicht, Fluidtemperatur in Kelvin

Anhand der Simulationsergebnisse war es nicht möglich, eine Zone im Bereich der Tür als Hot Spot auszuschließen wobei ihre genaue Lage stark vom Strömungsfeld an der Rauchgasseite abhängt. Ergibt sich in der Realität ein verändertes, rauchgasseitiges Strömungsfeld, so verschieben sich auch die Maxima der Wärmestromdichte. Eine Lageänderung von nur wenigen Zentimetern kann das Bild der Wandtemperatur rund um die Feuerraumtür völlig verändern. Die Lage und Abmessungen der Durchbrandöffnung (Brennstoffeinlass) spielen eine wesentliche Rolle. In Abb. 5-34 ist deutlich zu sehen, dass die heißen Verbrennungsgase im ersten Zug eher zur rechten Seite strömen und dem entsprechend der zu übertragende Wärmestrom hier größer als an der linken Seite ist.

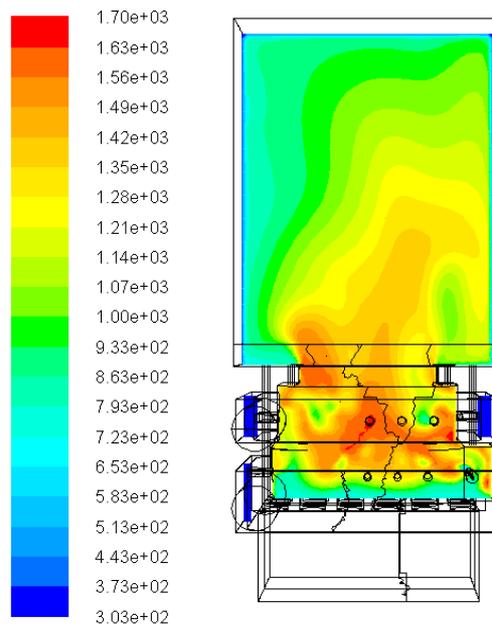


Abb. 5-34 Rauchgasseitige Temperaturverteilung des Verbrennungsmodells in Kelvin

Es ist ersichtlich, dass die Lage jener Wandbereiche, die eine hohe Wärmestromdichte aufweisen, in direktem Zusammenhang mit der rauchgasseitigen Temperaturverteilung steht. Dem entsprechend geringer ist der Maximalwert der Wärmestromdichte an der linken Fluidschicht des ersten Zuges.

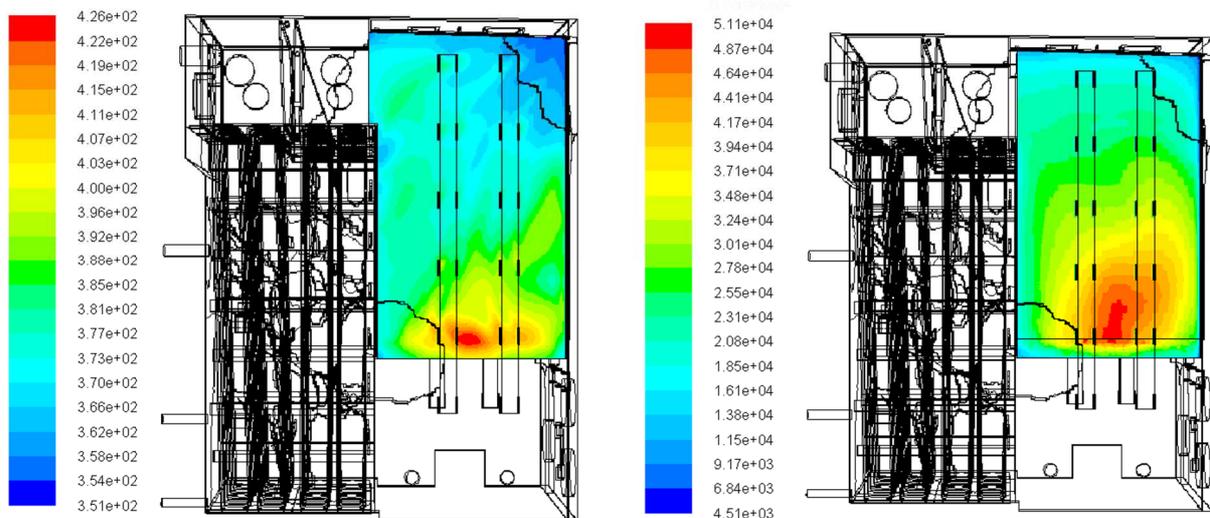


Abb. 5-35 Wandtemperatur in Kelvin (links) und Wärmestromdichte in W/m^2 (rechts)

Die heiße Zone fällt mit dem lokalen Maximum der Wärmestromdichte zusammen, diese beträgt hier aber nur etwa 51 kW/m^2 während an der rechten Kesselwand Spitzen um 74 kW/m^2 auftreten. Die Fluidgeschwindigkeit im Wassermantel befindet sich in einer Größenordnung ähnlich der Fluidschicht rechts des ersten Zuges. Beim Vergleich der Profile der Wandtemperatur und der Wärmestromdichte aus Abb. 5-35 mit dem in Abb. 5-36 dargestellten Bild der Strömungsgeschwindigkeit zeigt sich, dass die größte Wärmestromdichte an der linken Fluidschicht mit einem schwach durchströmten Gebiet vorliegt. Daraus ergibt sich das lokale Maximum der Wandtemperatur, seine Lage ist in Abb. 5-36 gekennzeichnet.

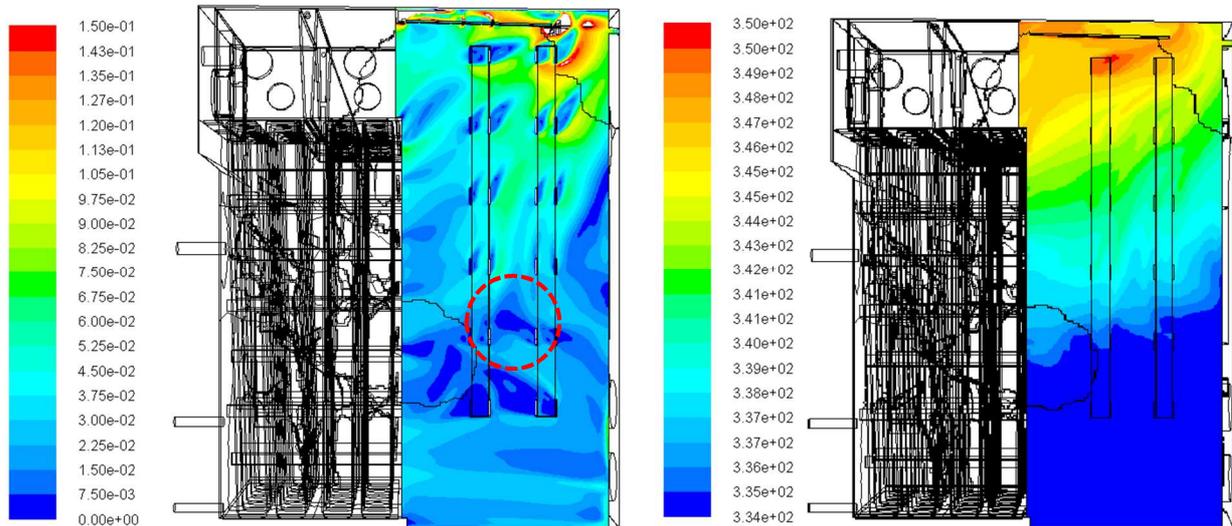


Abb. 5-36 Geschwindigkeit in m/s (links) und Fluidtemperatur in Kelvin (rechts)

Das lokale Maximum der wasserseitigen Wandtemperatur auf der linken Seite des ersten Zuges beträgt jedoch nur 426 K während in den anderen Bereichen lokal Wandtemperaturen von über 450 K festgestellt werden konnten. Auf Basis der Simulationsergebnisse konnte die Entstehung eines siedenden Bereichs nicht ausgeschlossen werden, das Potential hierfür ist jedoch wesentlich geringer als in den bereits dargestellten Bereichen des Wassermantels. Weitere Areale, in denen die Temperatur der Kesselwand über der Siedetemperatur des Wärmeträgermediums liegt, finden sich an der Rückseite des ersten Zuges:

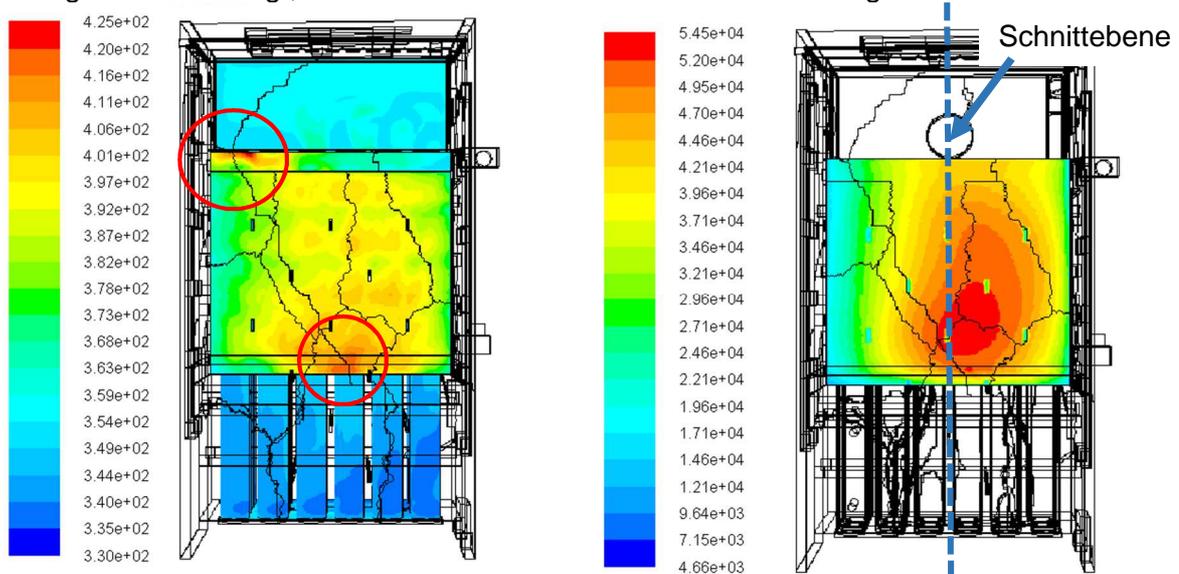


Abb. 5-37 Wandtemperatur in Kelvin (links) und Wärmestromdichte in W/m^2 (rechts) an der Rückseite des ersten Zuges

Im Profil der Wandtemperatur in Abb. 5-37 wurden zwei Positionen markiert an denen die Siedetemperatur des Wassers überschritten wird. Die Wandtemperatur im Areal am separat durchströmten Teil des Wärmetauschers (obere Hervorhebung) beträgt 425 K. In Kapitel 5.1.4 wurde, unter Anwendung von Mittelwerten der Wärmestromdichte, eine deutlich höhere Überschreitung der Siedetemperatur im selben Bereich festgestellt welche aber auf die zu grobe Vernetzung zurückgeführt werden konnte. Die Wandtemperaturprofile in Abb. 5-23 und Abb. 5-25 wurden für die in Kapitel 5.1 dargestellte Modellvariante ermittelt und zeigen, dass nach der Netzgitterverfeinerung die Wandtemperatur den Siedepunkt nur mehr minimal überschritten wurde. Der Vergleich des aktuellen Profils der Wärmestromdichte in Abb. 5-37 mit den gemittelten Werten in Tab. 5-5 zeigt, dass die Mittelwerte wesentlich höher angenommen wurden. Auch im aktuellen Modell ist die Zone mit einer zu geringen Auflösung vernetzt. Da die Strömungsgeschwindigkeit keinen deutlichen Unterschied aufweist besteht die Annahme, dass sich im aktuellen Modell nach einer Verfeinerung des Netzgitters kein Hot Spot am separat durchströmten Bereich des Wärmetauschers ergibt. Die Auflösung verwendeten Netzgitters wurde jedoch durch die Hardware beschränkt weshalb keine weitere Netzgitterverfeinerung durchgeführt werden konnte.

Der untere, in Abb. 5-37 hervorgehobene Bereich stellt im Rahmen dieser Modellvariante den Hot Spot mit der geringsten Wandtemperatur dar, sie liegt bei 416 K. Die Wärmestromdichte beträgt $54,5 \text{ kW/m}^2$ und ist damit wesentlich geringer als in weiteren Zonen festgestellte Werte. In Abb. 5-38 ist die Fluidtemperatur und die Strömungsgeschwindigkeit im Wärmetauscher dargestellt. Die Lage der Schnittebene wurde in Abb. 5-37 gekennzeichnet.

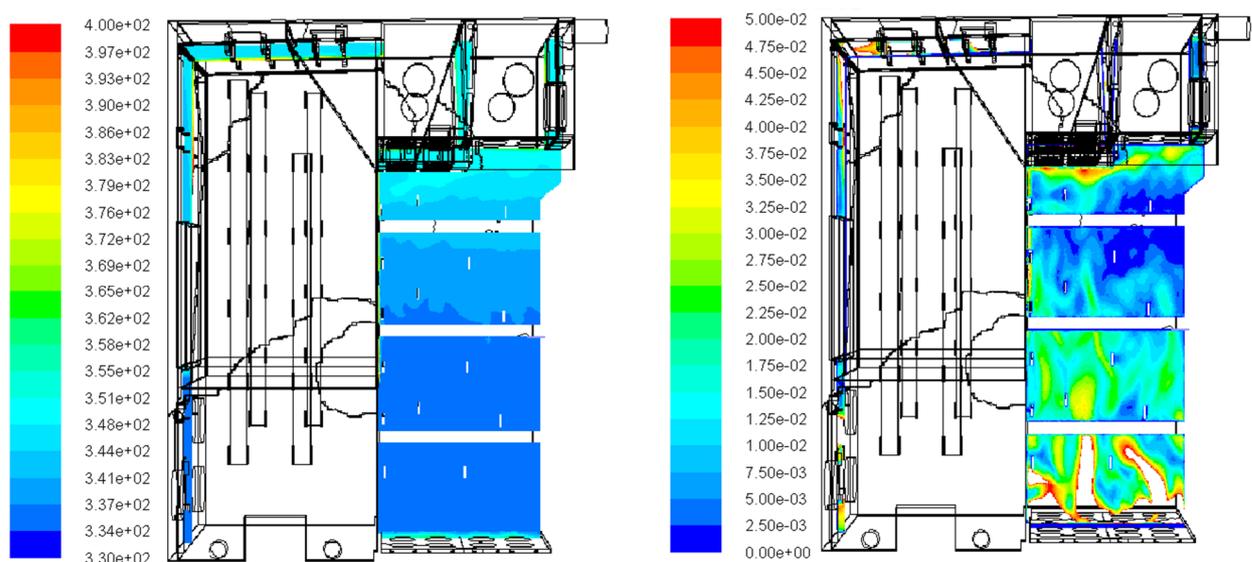


Abb. 5-38 Fluidtemperatur in Kelvin (links) und Strömungsgeschwindigkeit (rechts) in m/s im Wärmetauscher

Die Strömungsgeschwindigkeiten im Wärmetauscher sind größtenteils sehr gering, die Skalierung in Abb. 5-38 wurde daher auf die kleinen Werte angepasst. Trotzdem zeigt sich, dass die Strömung nicht ruht, sondern eine Durchmischung vorhanden ist. Aus diesem Grund ergibt sich im gesamten Wärmetauscher eine moderate Fluidtemperatur welche in der Nähe des Hot Spots nahe der Zulauftemperatur des Wassers liegt. Zusammengefasst handelt es sich innerhalb des behandelten Modells um jenen Bereich mit überhöhter Wandtemperatur, an dem das Potential zur Entstehung eines siedenden Bereichs am geringsten ist.

5.3 Simulation des Gesamtmodells

In der vorherigen Variante mussten einige Modellannahmen getroffen werden, z.B. die Vereinfachungen bezüglich der Wärmeübertragerfläche sowie die konstante Wandtemperatur im Verbrennungsmodell. Es wurde vermutet, dass diese Annahmen einen Einfluss auf die Simulationsergebnisse haben bzw. diese verfälschen. Zur Evaluierung der in den Kapiteln 5.1.4 und 5.2.2 beschriebenen, vereinfachten Modelle wurde die Verbrennungsmodellierung und die numerische Strömungssimulation des wasserführenden Teiles in ein Gesamtmodell überführt.

5.3.1 Verbrennungsmodell

Die Modellierung der Verbrennung wurde das in Ansys Fluent implementierte „Non-premixed Steady-flamelet Modell“ verwendet. Dieses Modell berechnet zwei zusätzliche Transportgleichungen für die den sogenannten Mischungsbruch und dessen Varianz. Da es sich dabei um Transportgleichungen ohne Quellterm handelt ist das Modell konservativ. Im Prinzip werden die komplexen Vorgänge welche für die Verbrennung relevant sind zu einem Mischungsproblem vereinfacht. Für einzelne Spezies müssen keine Gleichungen gelöst werden. Zusammenhänge zwischen dem Strömungsfeld und dem chemischen Zustand werden vorab berechnet und in Form des „Probability Density Function-Tables“ abgespeichert. Die Simulation wird beschleunigt da die Ergebnisse für die Interaktion zwischen dem Strömungsfeld und der Verbrennung bereits in fertiger Form vorhanden sind und, stark vereinfacht formuliert, nur mehr vom Solver aus einer Tabelle abgelesen werden müssen [21].

Die Mischung des Oxidationsmittels mit dem Brennstoff weist eine andere Geschwindigkeit als die chemischen Reaktionen auf. Die Folge daraus sind Nichtgleichgewichtseffekte unter Anwendung des „Steady Flamelet“ Ansatz berücksichtigt werden.

5.3.2 Eingabeparameter

Der Wassermantel unterlag den gleichen Randbedingungen wie sie in Kapitel 5.2 erläutert wurden, es gab keine grundlegenden Änderungen. Die Stoffwerte des Wassers sind Tab. 5-4 zu entnehmen. Die spezifische Wärmekapazität des flüssigen Wassers im Wassermantel konnte in Verbindung mit den verwendeten Modellen der Software nicht als stückweise linear angegeben werden. Stattdessen ist ein Polynom zweiter Ordnung auf Basis einer Ausgleichsfunktion durch die Datenpunkte gelegt worden. Das Polynom in Abb. 5-39 weist ein Bestimmtheitsmaß von 0,99977 auf. In der Literatur existieren einige unterschiedliche Angaben zur Annahme des Verlaufs der spezifischen Wärmekapazität von Wasser in Form einer Polynomfunktion. Auf deren Anwendung wurde aber verzichtet um die unterschiedlichen Rechenmodelle besser vergleichen zu können. Es sollte nicht bewusst durch die Anwendung leicht geänderter Stoffwerte eine Abweichung der Rahmenbedingungen herbeigeführt werden.

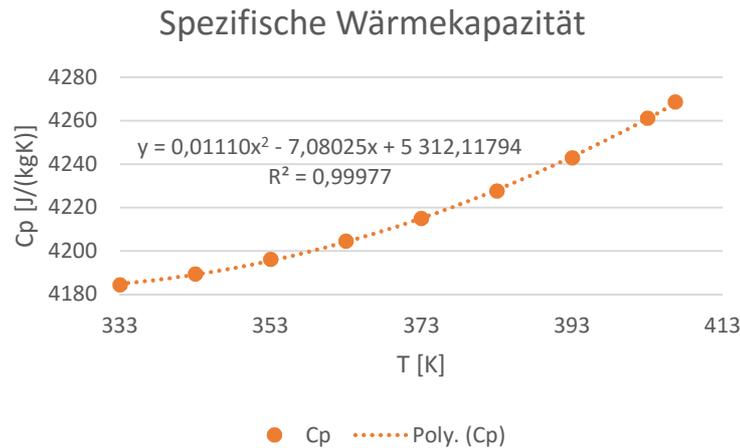


Abb. 5-39 Ausgleichspolynom der spezifischen Wärmekapazität

Die zur Berechnung der Verbrennung benötigten, nicht näher erläuterten chemischen Daten, Stoffwerte und zu berücksichtigende Reaktionen wurden aus dem Verbrennungsmodell des Projektauftraggebers entnommen und sind nachstehend angeführt. Die in Tab. 5-11 angeführten Randbedingungen für die Ein- und Auslässe der Sekundärluft, des Brennstoffes und der Rauchgase wurden übernommen:

Tab. 5-11 Randbedingungen für Verbrennungsrechnung

	Größe	Einheit
Massenstrom Sekundärluft 1	0,026	kg/s
Massenstrom Sekundärluft 2	0,041	kg/s
Luft Eintrittstemperatur	303	K
Brennstoffmassenstrom	0,032	kg/s
Brennstoffeintrittstemperatur	773	K
Absolutdruck Austritt Rauchgas	0	Pa
Hydr. Durchmesser Brennstoffeintritt	0,4	m
Durchmesser der Lufterlässe	0,095	m

Die Zusammensetzung des Brennstoffes ist Tab. 4-2 zu entnehmen. An allen Einlässen wurde eine turbulente Intensität von 10 % angenommen. Die gesamte Wärmeübertragerfläche wurde als annähernd schwarzer, diffuser Strahler behandelt. Wände, welche nicht Teil der Wärmeübertragerfläche sind, galten als annähernd schwarz und adiabat. Der Strahlungseinfluss ist mittels DO-Modell berechnet worden, hierfür wurden die Strahlungsparameter der grauen Gase mittels WSGGM-Methode (Domain based) kalkuliert.

Tab. 5-12 Solution Methods

	Pressure-Velocity Coupling	Coupled
	Gradient	Least Squares Cell Based
Spatial Discretization	Pressure	Second Order Upwind
	Momentum	
	Turbulent Kinetic Energy	
	Turbulent Dissipation Rate	
	Energy	
	Discrete Ordinates	First Order Upwind
	Mean Mixture Fraction	Second Order Upwind
	Mixture Fraction Variance	Second Order Upwind

Die Solvereinstellungen wurden wie in Tab. 5-12 Tab. 5-13 angeführt gewählt. Beim Versuch den Einfluss der Wärmestrahlung mittels einer genaueren Second Order Upwind-Diskretisierung durchzuführen erfolgte ein Abbruch der Berechnung nach einigen Iterationen, es war nicht möglich Konvergenz zu erreichen. Auch beim vorgefertigten Verbrennungsmodell ist First Order-Diskretisierung der Strahlungstransportgleichung gewählt worden, dies gilt auch für die turbulenten Größen. Das vorgefertigte Modell wurde unter Anwendung des Simple-Algorithmus berechnet. Die Verwendung des Coupled-Solvers ermöglichte für das Gesamtmodell die Second-Order-Diskretisierung der turbulenten Einflussgrößen.

Tab. 5-13 Solution Controls

	Flow Courant Number (CFL)	1
Explicit Relaxation Factors	Pressure	0,3
	Momentum	0,6
Under-Relaxation Factors	Density	0,8
	Body Forces	0,8
	Turbulent Kinetic Energy	0,5
	Turbulent Dissipation Rate	0,5
	Turbulent Viscosity	0,4
	Energy	0,995
	Temperature	0,995
	Discrete Ordinates	0,995
	Mean Mixture Fraction	0,995
	Mixture Fraction Variance	0,95

Zur Überprüfung auf Konvergenz wurden folgende Größen mit Konvergenzmonitoren überwacht:

- Über die Fläche gemittelte Geschwindigkeit am Rücklauf
- Gemittelter Druck an den Eintritt der Sekundärluft
- Gemittelte Geschwindigkeit am Austritt des Rauchgases
- Gemittelter Sauerstoffgehalt des Rauchgases
- Gemittelte Rauchgastemperatur am Austritt
- Gemittelter Druck an Vorlauf und Rücklaufanhebung
- Gemittelte Temperatur an Vorlauf und Rücklaufanhebung

Die Simulation basiert auf einem Netzgitter welches neben dem Wassermantel auch das Kesselblech und das Rauchgasvolumen umfasst, seine Parameter sind in Tab. 5-14 zusammengefasst.

Tab. 5-14 Netzgitterparameter

Anzahl Körper		412
Zellen über Schicht		6
Maschenweite		6 mm
Anzahl Zellen		17222557
Max. EAQ		0,91
Max. EVQ		0,87
Statistik	Mittelwert	0,22
Skewness	Stabw.	0,15
Min. Orthogonal Quality		0,17

Die Netzgitterauflösung des Wassermantels wurde von der verwendeten Hardware begrenzt und daher in etwa gleich zur in Abschnitt 5.1 beschriebenen Netzgittervariante Nr. 1 gewählt. Es bestand die Vermutung, dass das Netzgitter des Rauchgasvolumens in einigen Bereichen nicht optimal aufgelöst ist. Eine Adaption bzw. Netzgitterunabhängigkeitsstudie konnte allerdings hardwarebedingt nicht durchgeführt werden.

5.3.3 Diskussion der Ergebnisse

Die in Tab. 5-15 angeführten Simulationsergebnisse wurden vorab überprüft.

Tab. 5-15 Ausgewählte Simulationsergebnisse

	Einheit	Boundary	Wert
Übertragener Wärmestrom	<i>W</i>		135078
Rauchgasseitiger Massenstrom	<i>kg/s</i>	Eintritt SL1	0,026
		Eintritt SL2	0,041
		Eintritt Brenngas	0,032
		Austritt RG	-0,099
Rauchgasseitige Massenbilanz	<i>kg/s</i>		7,71E-07
	%		0,00078%
Wasserseitiger Massenstrom	<i>kg/s</i>	Rücklauf	-0,8878
		Vorlauf	-0,8878
		RL-Anhebnng.	1,7756
Wasserseitige Massenbilanz	<i>kg/s</i>		3,27E-05
	%		0,00184
Rauchgasseitiger Enthalpiestrom	<i>W</i>	Eintritt SL1	127,87
		Eintritt SL2	74,97
		Eintritt Brenngas	-142016
		Austritt RG	275489
Wasserseitiger Enthalpiestrom	<i>W</i>	Rücklauf	-27913272
		Vorlauf	13889365
		RL-Anhebnng.	13888829
Energiebilanz	<i>W</i>		-720
	%		-0,53

Aufgrund der Größenordnung der Massenströme ist die Massenbilanz für den Wassermantel und das Rauchgas separat behandelt worden, die Ergebnisse sind plausibel. Die Energiebilanz wies über die Anzahl der Iterationen starke Schwankungen auf. Bezogen auf den in den Wassermantel eintretenden Wärmestrom ergaben sich Abweichungen von bis zu 3 %. Das dargestellte Ergebnis weist zwar eine ausgeglichene Energiebilanz auf, es bestand aber die Vermutung, dass sich tatsächlich nur Fehler im Modell gegenseitig aufheben. Aus diesem Grund ist die Energiebilanz für das Kesselblech, die Rauchgas- sowie die Wasserseite separat untersucht worden. Unter Anwendung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik gilt:

$$0 = \sum_i \dot{H}_i - \dot{Q} \quad \text{Gl. 5-2}$$

Tab. 5-16 Separate Energiebilanz

		Zu-/Abgeführter Enthalpiestrom	Zu-/Abgeführter Wärmestrom	Bilanz
Einheit		W	W	W
Boundary				
Rauchgas	Eintritt Brennstoff	-142016,4		-1793
	Eintritt SL1	127,9		
	Eintritt SL2	75,0		
	Austritt Rauchgas	275489,9		
	Wand Kesselblech		-131883,3	
Kesselblech	Rauchgasseite		131883,3	-1083,8
	Wasserseite		-132967,1	
Wasser- mantel	Wand Kesselblech		132967,1	2111,23
	Rücklauf	-27913272,8		
	Vorlauf	13889365,5		
	Rücklaufanhebg.	13888829,0		

Die einzelnen Zonen im Gesamtmodell weisen keine ausgeglichene Energiebilanz auf. Der Wärmestrom, welcher aus dem Kesselblech in den Wassermantel übergeht, ist um 1083 W größer als jener, welcher aus dem Rauchgasvolumen ins Kesselblech tritt. Dies konnte auf mangelnde Netzgitterqualität vom Kesselblech und anderer, wandnaher Bereiche zurückgeführt werden. Für das Rauchgasvolumen ergab sich, bezogen auf den austretenden Wärmestrom, eine Abweichung der Energiebilanz von 1,36 %. Bezogen auf den eintretenden Wärmestrom weist die Energiebilanz des Wassermantels eine Abweichung von 1,59 % auf. Diese Werte deuten auf eine leicht schwankende Lösung hin, sind aber in Anbetracht der Herausforderungen des numerischen Modells (zwei strömende Medien, chemische Reaktion, Wärmestrahlung und Konvektion...) vollkommen akzeptabel. Gleiches gilt für die Konvergenzmonitore und Residuals. Der Konvergenzmonitor der gemittelten Rauchgasaustrittstemperatur in Abb. 5-40 weist eine Schwingung mit einer Amplitude von etwa 0,5 K auf, die Lösung ist über eine wachsende Anzahl an Iterationen nicht konstant. Die Temperatur der Verbrennungsgase bei Eintritt in den ersten Zug beträgt gemittelt etwa 1500 K, die Austrittstemperatur des Rauchgases dagegen nur 462 K. Im Verhältnis zur Temperaturänderung der Rauchgase ist die Schwankung sehr gering. Deutlich ersichtlich ist eine erhöhte auch anhand des Residual Plots welcher in Abb. 5-41 dargestellt ist. Die Residuals für die Kontinuitätsgleichung sollten um mindestens drei Größenordnungen fallen. Tatsächlich sanken sie nur um zwei Größenordnungen, es ist daher anzunehmen, dass das Strömungsfeld über die Iterationen ebenfalls leichte Schwankungen aufweist. Während die

Residuals der Kontinuitätsgleichung für die bisherigen Simulationen, welche nur den Wassermantel als Fluid-Zone beinhalten, in der Größenordnung von $2 \cdot 10^{-3}$ liegen, für die Lösung des Gesamtsystems aber nur ein Niveau von $2 \cdot 10^{-2}$ erreicht werden konnte, wird die Ursache der Abweichung im Bereich des Rauchgasvolumens vermutet.

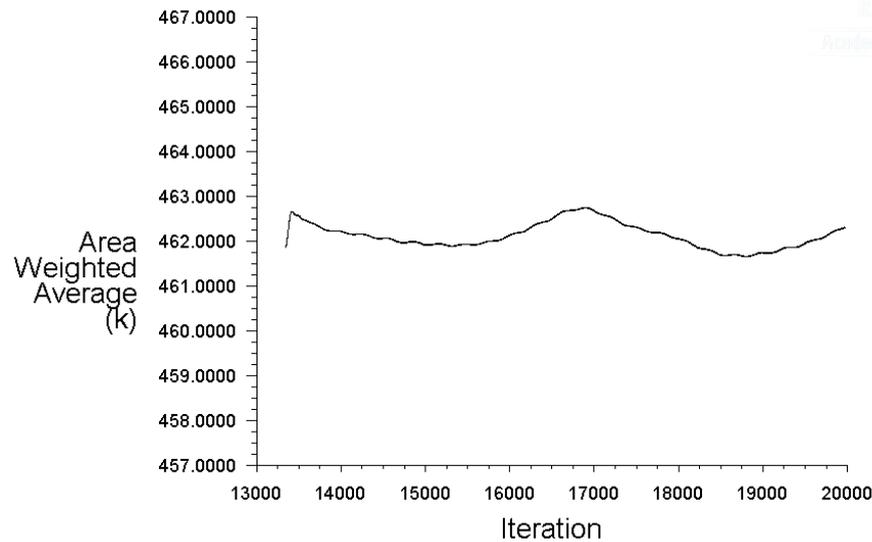


Abb. 5-40 Konvergenzmonitor der Rauchgasaustrittstemperatur

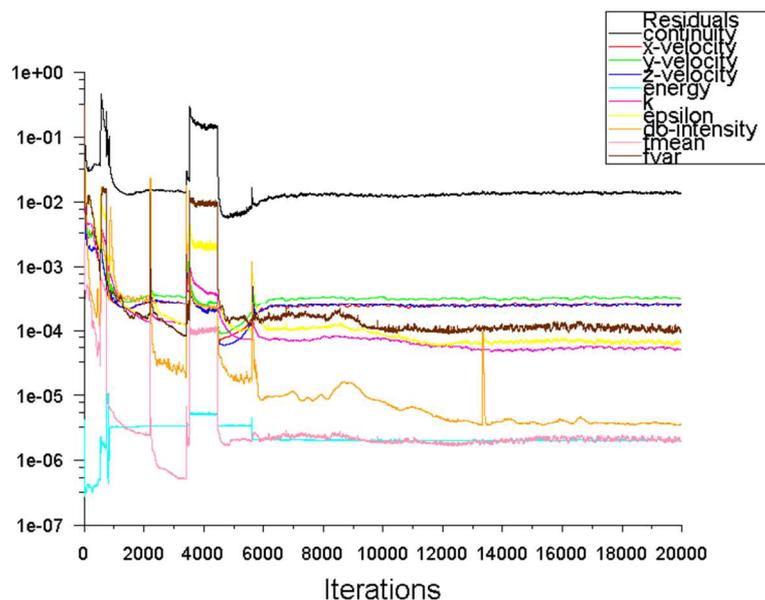
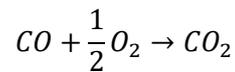
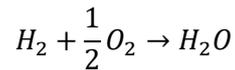
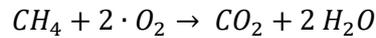
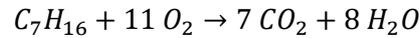


Abb. 5-41 Residual Plot

Obwohl die Qualität der Lösung durchaus verbesserungswürdig ist wurde sie nicht verworfen. Ein Bereich im Netzgitter, in dem z.B. viele Zellen mit einer hohen Skewness liegen, kann die Energiebilanz sowie die Residuals maßgeblich negativ beeinflussen obwohl die Ergebnisse am restlichen Netzgitter korrekt sind. Zur weiteren Überprüfung auf Plausibilität des Verbrennungsmodells wurden der Rauchgasvolumenstrom sowie die Rauchgaszusammensetzung überprüft. Die Brennstoffzusammensetzung ist in Tab. 4-2 angegeben, die entsprechenden Massenströme und Randbedingungen in Tab. 5-11. Die molaren Volumina wurden für einen Absolutdruck von $p_{abs}=1 \text{ bar}$ und einer mittleren Rauchgasaustrittstemperatur von 426 K nach [30] ermittelt. Es sind folgende Bruttoreaktionsgleichungen berücksichtigt worden:



Gl. 5-3



Zunächst wurden die zur Verbrennung benötigte Mindestluftmenge sowie das Luftverhältnis berechnet. Die stöchiometrische Sauerstoffmenge ergibt sich aus den Reaktionsgleichungen, die stöchiometrische Luftmenge in weiterer Folge aus dem Sauerstoffanteil der Verbrennungsluft. Folgende Beziehungen wurden zur Berechnung der Rauchgaszusammensetzung verwendet:

$$M_{Gemisch} = \sum_i M_i \cdot x_i \quad \text{Gl. 5-4}$$

$$\dot{n}_{Gemisch} = \frac{\dot{m}_{Gemisch}}{M_{Gemisch}} \quad \text{Gl. 5-5}$$

Die Stoffströme der einzelnen Komponenten ergeben sich durch

$$\dot{n}_i = x_i \cdot \dot{n}_{Gemisch} \quad \text{Gl. 5-6}$$

Sowohl die Sekundärluft als auch der Brennstoff stellen ein Gasgemisch dar, obige Beziehungen sind allgemein gültig. Der stöchiometrische Mindestluftmengenstrom ergibt sich aus der Summe der stöchiometrischen Luftmenge für jeden Stoffstrom einer Einzelkomponente \dot{n}_i des Brennstoffes. Das Luftverhältnis errechnet sich aus dem Verhältnis vom tatsächlichen zum stöchiometrischen Luftmengenstrom.

$$L_{min} = \sum_i \dot{n}_i \cdot L_{min,i} \quad \text{Gl. 5-7}$$

$$\lambda = \frac{\dot{n}_{Luft}}{L_{min}} \quad \text{Gl. 5-8}$$

Aus den Reaktionsgleichungen können die Reaktionsprodukte sowie ihre stöchiometrischen Anteile $x_{st,i}$ entnommen werden. Daraus lässt sich für jeden einzelnen Stoffmengenstrom des Brennstoffgemisches ein entsprechender Rauchgasmengenstrom berechnen. Die Komponenten H_2O und CO_2 sind sowohl in den Rauchgasen als auch im Brennstoff enthalten, dies wurde wie folgt berücksichtigt:

$$\dot{n}_{i,RG} = \dot{n}_{i,B} + \dot{n}_B \cdot \sum_i x_i \cdot x_{st,i} \quad \text{Gl. 5-9}$$

Der Stoffmengenstrom von Stickstoff im Rauchgas ist die Summe der Stoffmengenanteilstrome in der Sekundärluft sowie im Brennstoff. Für den Stoffmengenstrom an Restsauerstoff ergibt sich:

$$\dot{n}_{O_2} = (\lambda - 1) \cdot \dot{n}_{Luft} \cdot x_{O_2} \quad \text{Gl. 5-10}$$

Der Rauchgasvolumenstrom berechnet sich mit Hilfe der molaren Volumina.

$$\dot{V}_{RG} = \sum_i \dot{n}_{i,RG} \cdot V_m(T, p) \quad \text{Gl. 5-11}$$

Für die vollständige Berechnung siehe Anhang A. Die rechnerische Zusammensetzung des Rauchgases stimmt gut mit dem Simulationsergebnis überein. Der Rauchgasvolumenstrom zeigt eine Abweichung von ca. 1,66 %. Diese Differenz kann innerhalb der Simulation entstehen

(Massenerhaltung), andererseits werden für die Berechnung des Volumenstroms die molaren Volumina der realen Gaskomponenten nach [34] benutzt während in Ansys Fluent nur hinterlegte Polynomfunktionen und andere mathematische Zusammenhänge verwendet. Die Zusammensetzung sowie der Volumenstrom des Rauchgases und damit auch die Austrittsgeschwindigkeit konnten damit als zweifelsfrei plausibel dargestellt werden. Bei der Untersuchung der kritischen Bereiche des Wassermantels rund um den ersten Zug wurde festgestellt, dass die Resultate nicht grundlegend von den Berechnungen in Kapitel 5.2 abweichen, sondern größtenteils eine hohe Ähnlichkeit aufweisen. Die aktuelle Lösung wurde daher als gute Näherungslösung angesehen welche die eindeutige Identifikation von Hot Spots zulässt.

Zur eindeutigen Darstellung von weniger markanten Hot Spots die, im Vergleich zu den Maximalwerten, nur mehr eine geringe Wandübertemperatur aufweisen, wurde jede Darstellung in diesem Kapitel mit einer eigenen Skala der jeweilig abgebildeten, physikalischen Größe versehen. Alle Schnittebenen wurden analog wie in Abschnitt 5.1 bzw. Abb. 5-10 auf Seite 44 beschrieben gewählt wobei auch bei der Beurteilung dieses Modells wegen der hohen Wärmestromdichte die größte Aufmerksamkeit auf die den ersten Zug umfassende Wärmeübertragerfläche und die ihr anliegenden Abschnitte der Fluidschichten gelegt wurde. Wie in Abb. 5-42 dargestellt liegt der markanteste Hot Spot an der Fluidschicht rechts vom ersten Zug.

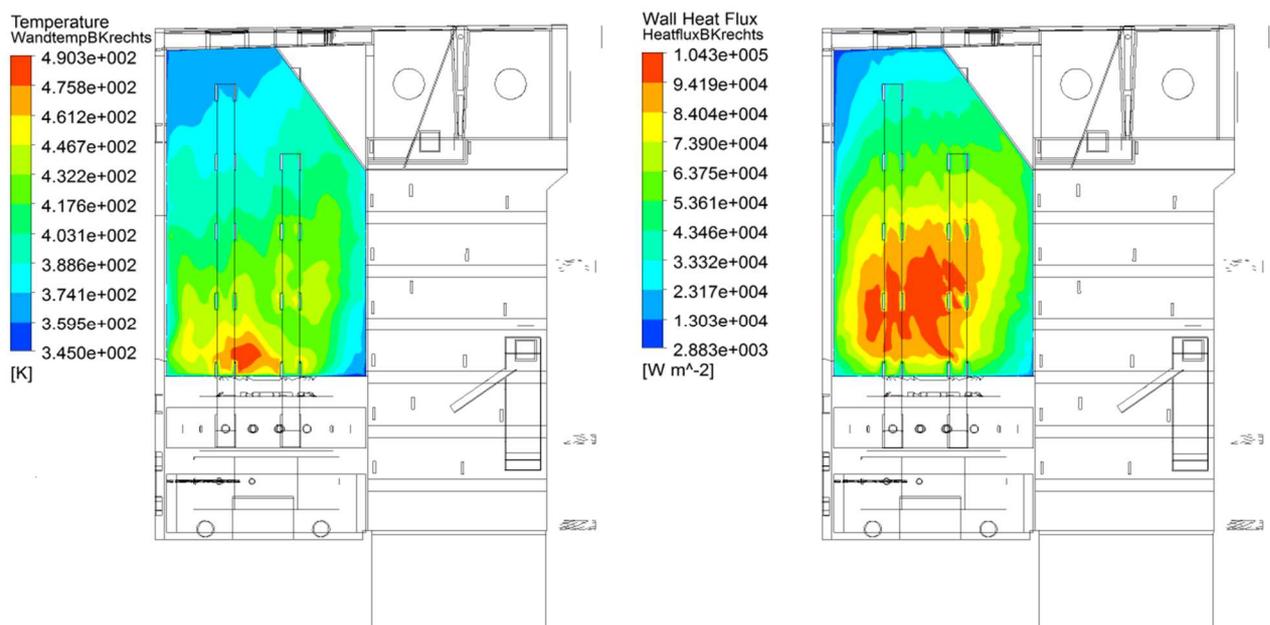


Abb. 5-42 Profile der Wandtemperatur (links) und Wärmestromdichte (rechts), Ansicht von rechts

Die Absolutwerte der Wandtemperaturen erscheinen nicht realistisch. Auch in dieser Modellvariante dient die Wandtemperatur nur dazu, das Potential zur Bildung von Hot Spots einschätzen zu können. Um jeweils das lokale Wandtemperaturmaximum kennzeichnen zu können wurde jede Darstellung mit einer eigenen Temperaturskala versehen. In Abb. 5-43 ist die Strömungsgeschwindigkeit in der rechten Fluidschicht dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Verbindungen im Kesselblech die Strömungsgeschwindigkeit örtlich mindern. Das Wandtemperaturmaximum befindet sich in ihrem Einflussbereich, er wurde in Abb. 5-43 hervorgehoben.

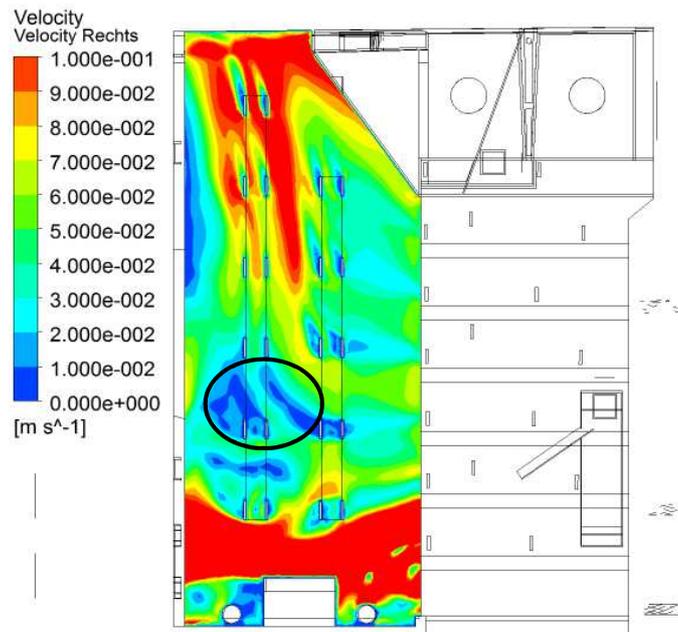


Abb. 5-43 Fluidgeschwindigkeit rechts

Weitere potentielle Hot Spots sind im Bereich der Kesseltüre angesiedelt.

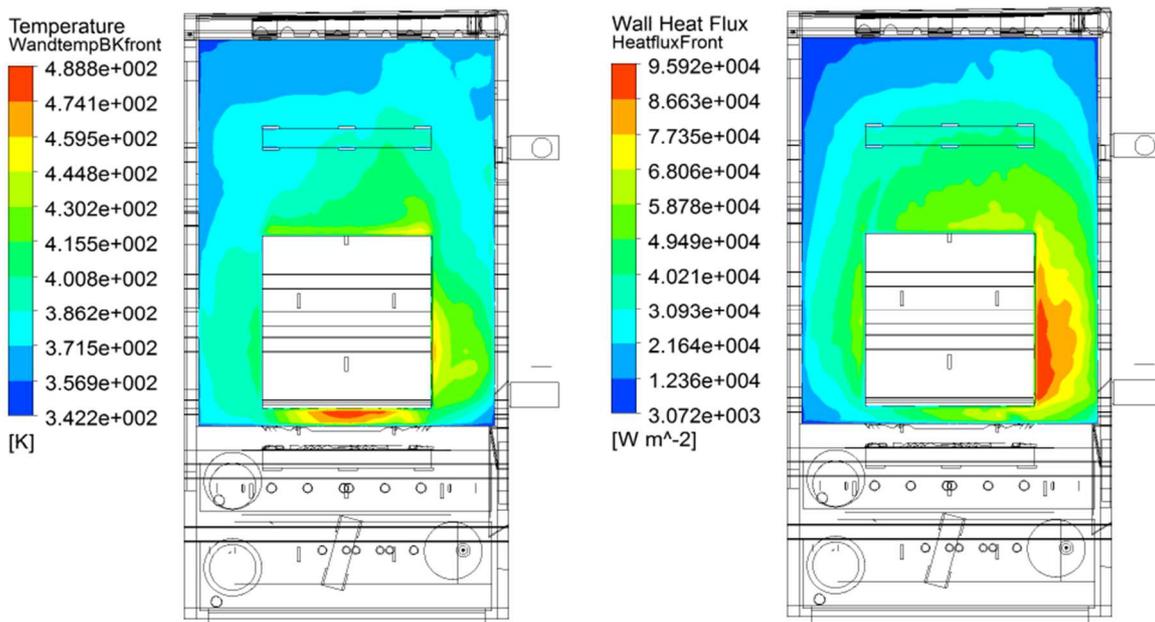


Abb. 5-44 Frontseitige Profile der Wandtemperatur (links) und Wärmestromdichte (rechts)

In Abb. 5-44 ist zu sehen, dass rechts der Türöffnung der lokal maximale Wärmestrom in den Wassermantel eintritt. Die in Abb. 5-45 dargestellte Strömungsgeschwindigkeit ist hier aber wesentlich höher als an der Türunterseite weshalb sich die größte Wandüberhitzung unterhalb der Tür einstellt. Wie das Profil der Fluidtemperatur in Abb. 5-45 zeigt, kann das erwärmte Wasser nur schwer aus dem Bereich unterhalb der Kesseltür abfließen. Sowohl die Wärmestromdichte als auch die Strömungsgeschwindigkeit und infolge dessen die Wandtemperatur liegen hier in der gleichen Größenordnung wie auch am Hot Spot in der rechten Fluidschicht.

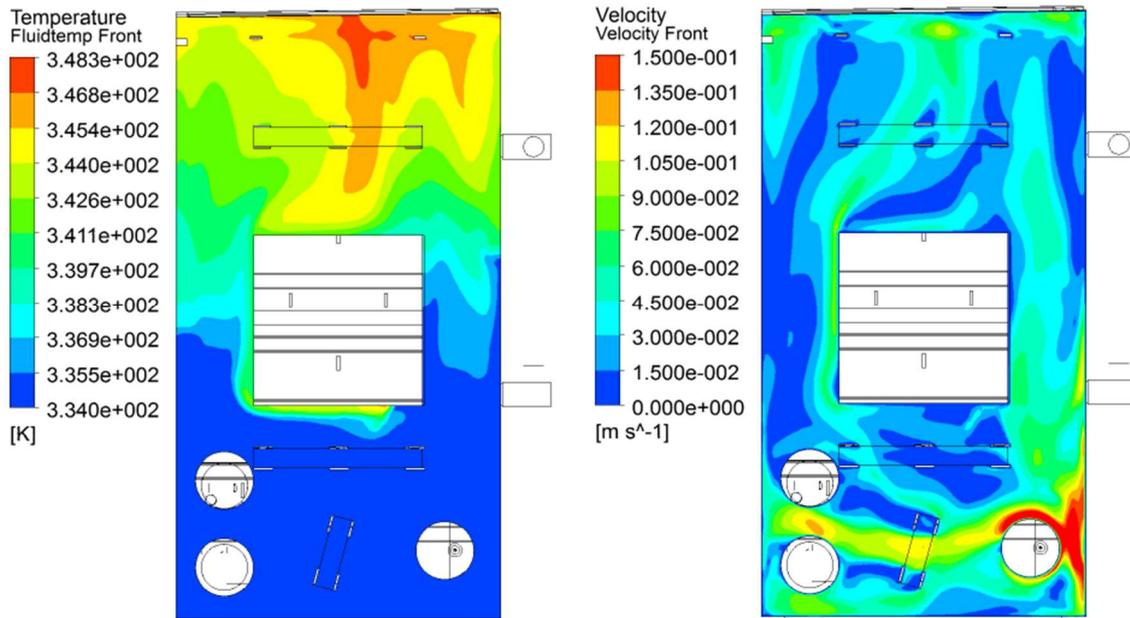


Abb. 5-45 Frontseitige Fluidtemperatur (links) und Strömungsgeschwindigkeit (rechts)

Die Wärmestromdichte und auch die maximale Wandtemperatur sind an der Fluidschicht links vom ersten Zug wesentlich geringer als in den bisher behandelten Abschnitten.

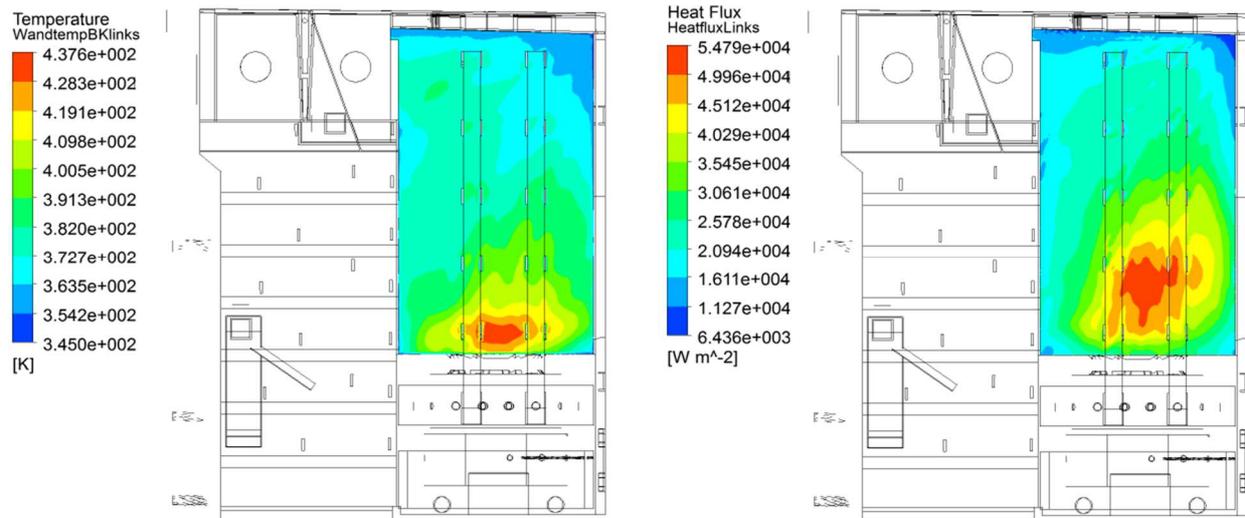


Abb. 5-46 Profile der Wandtemperatur (links) und Wärmestromdichte (rechts), Ansicht von links

Die eintretende Wärmestromdichte in diesem Bereich ist um fast 50 % niedriger als an der rechten Seite des ersten Zuges. Wie Abb. 5-42 zeigt, ist die Übertemperatur der Wand im Vergleich um 31 K geringer.

Analog zu den bisherigen Erfahrungen stellt sich das Potential zur Bildung eines siedenden Areals in der linken Fluidschicht des ersten Zuges wesentlich geringer als an der Front und der rechten Seite dar. Am Eintritt des Rauchgases in den zweiten Zug ist ebenfalls ein Areal vorhanden in dem, zumindest streng nach den Simulationsergebnissen, das Wärmeträgermedium siedern müsste.

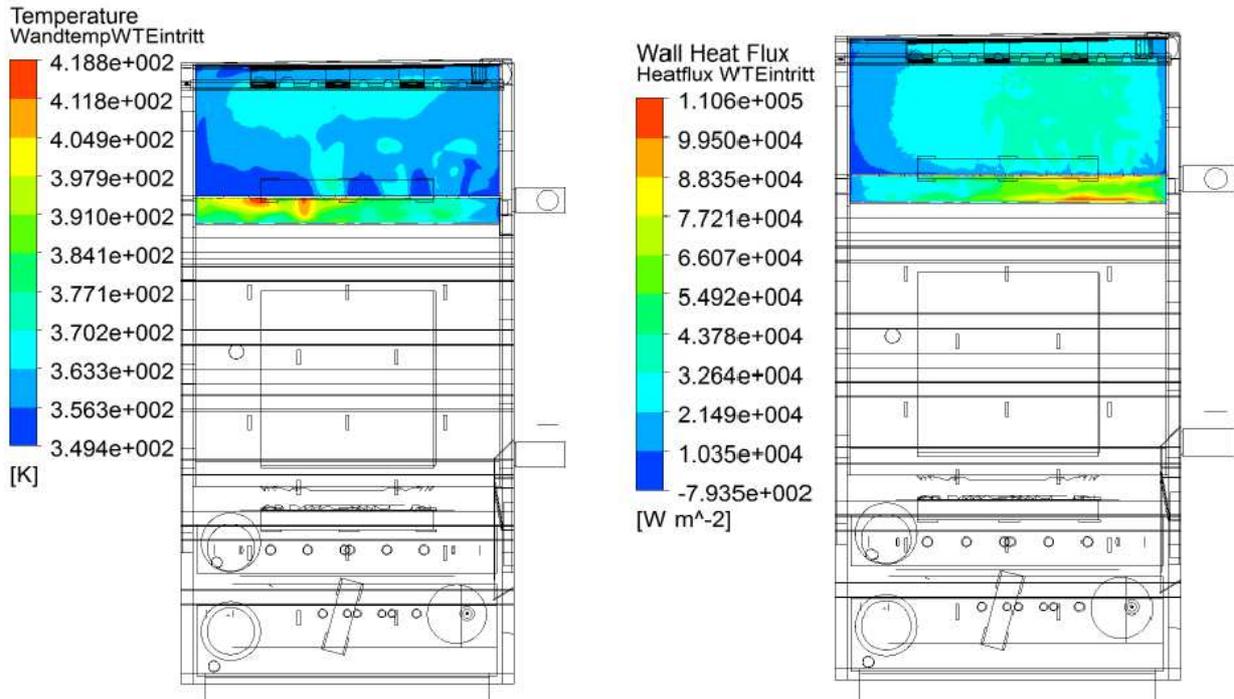


Abb. 5-47 Profile der Wandtemperatur (links) und der Wärmestromdichte (rechts)

Wie Abb. 5-47 zeigt, weist das Profil der Wärmestromdichte im rechten Bereich das globale Maximum von $110,6 \text{ kW/m}^2$ auf. Anhand von Abb. 5-48 ist aber ersichtlich, dass der rechte Abschnitt ausreichend durchströmt wird sodass es hier zu keiner Wandüberhitzung kommt.

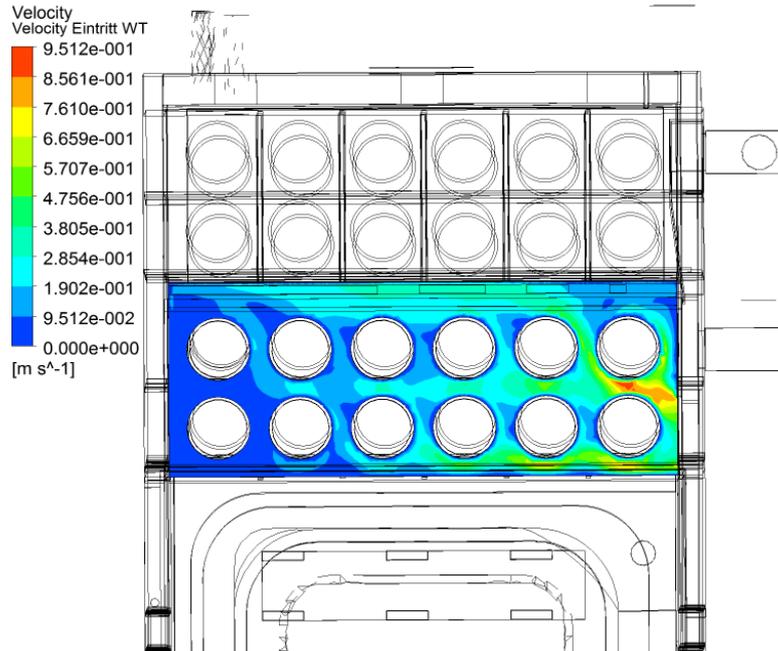


Abb. 5-48 Strömungsgeschwindigkeit des Wassers am Eintritt in den 2. Zug

In der Darstellung der Wärmestromdichte liegen auch negative Werte vor, Wärme wird also zumindest kleinräumig aus dem Wassermantel an das Rauchgas übertragen. Wie Abb. 5-49 zeigt, liegt die Temperatur der Verbrennungsprodukte beim Eintritt in den zweiten Zug in der Größenordnung von etwa 1000 K während im Wassermantel ein wesentlich niedrigeres Temperaturniveau vorherrscht. Wie bereits in Kapitel 2 beschrieben wurde, kann ein positiver

Wärmestrom nur entlang eines negativen Temperaturgradienten existieren wogegen der negative Anteil des Wärmestroms vom kühleren Wassermantel in das wesentlich heißere Rauchgas übertragen wird. Die negativen Werte der Wärmestromdichte in Abb. 5-47 verstoßen gegen den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik und sind daher nicht korrekt.

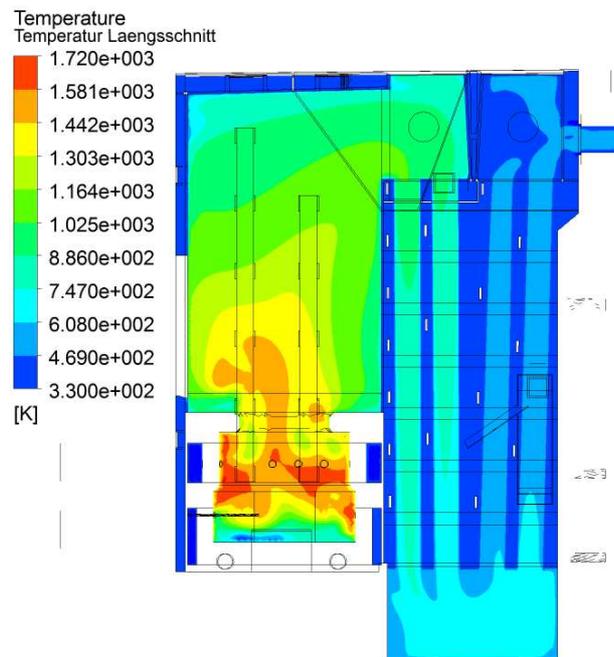


Abb. 5-49 Temperaturverlauf der Verbrennungsprodukte

Auch der Maximalwert der Wärmestromdichte erscheint als zu hoch. Da nicht ausgeschlossen werden konnte, dass die Ergebnisse in den Zonen mit überhöhter Wandtemperatur korrekt sind, wurden diese ebenfalls untersucht. Im linken Bereich der Geometrie ist die Strömungsgeschwindigkeit des Wärmeträgermediums wesentlich geringer, hier liegen die überhitzten Zonen. Wie bereits anhand von vorhergehenden Modellen beschrieben wurde, ist der Bereich allerdings nur grob vernetzt. Im in Kapitel 5.1.4 dargestellten Modell wird angenommen, dass die gemittelte Wärmestromdichte im linken Bereich des Eintritts zum zweiten Zug höher ist als im aktuell behandelten Modell, vergleiche auch Abb. 5-8 und Abb. 5-47. Wie in Abb. 5-23 und Abb. 5-25 dargestellt, sind nach einer Netzgitterverfeinerung an der Modellvariante mit gemittelter Wärmestromdichte keine markanten Hot Spots mehr am Eintritt zum zweiten Zug vorhanden. Aufgrund der verwendeten Hardware war es nicht möglich das Netzgitter im aktuellen Modell zu verfeinern. Anhand der Erkenntnisse aus vorhergehenden Berechnungen konnte aber ausgeschlossen werden, dass am Eintritt zum zweiten Zug das Wärmeträgermedium siedet.

An der Rückseite des ersten Zuges ist ein Bereich mit überhöhter Wandtemperatur zu finden, das Profil der Wärmestromdichte in Abb. 5-50 zeigt aber ein unphysikalisches Bild.

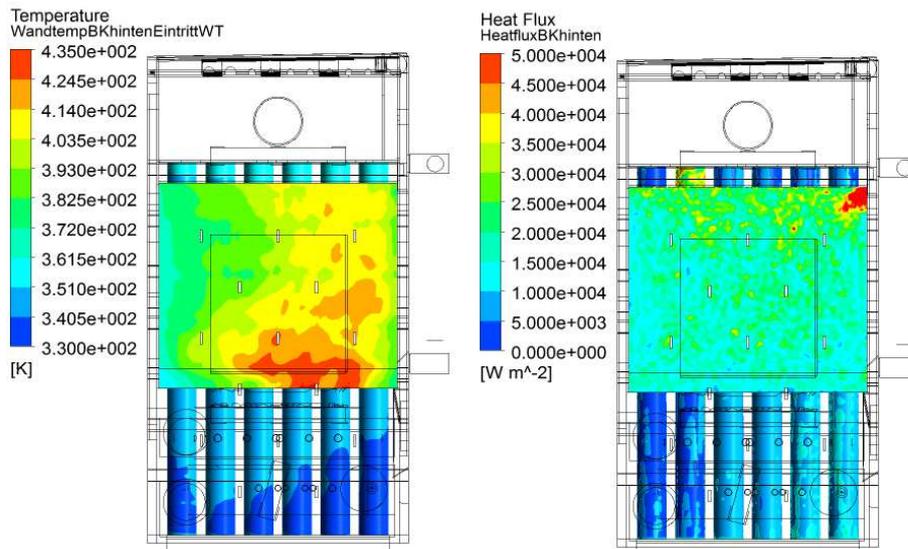


Abb. 5-50 Profil der Wandtemperatur (links) und Wärmestromdichte (rechts)

Sowohl die Lage als auch die Höhe des Wandtemperaturmaximums im betrachteten Bereich entsprechen in etwa dem Erwartungswert bzw. decken sich mit Betrachtungen aus den vorhergehenden Modellen. Das Profil der Wärmestromdichte weist allerdings ein realitätsfernes Erscheinungsbild auf. Alle bisher abgebildeten Profile der in den Wassermantel eintretenden Wärmestromdichte zeigten eine stetige Darstellung ohne scharfe Gradienten. In diesem Fall ergibt sich jedoch ein „fleckiges“ Bild wie es in Realität nicht zu erwarten ist. Die Gründe hierfür liegen einerseits in den verwendeten Vernetzungsmethoden, sowohl das Rauchgasvolumen als auch der Wassermantel mussten in diesem Bereich mit Tet-Elementen vernetzt werden. Andererseits war nicht auszuschließen, dass das Netzgitter eine nur ungenügende Qualität aufweist. Eine höhere Netzgitterqualität kann zwar mit einer verbesserten Auflösung erreicht werden, die Zellanzahl des verwendeten Netzgitters stellte jedoch die Obergrenze für die verwendete Hardware dar.

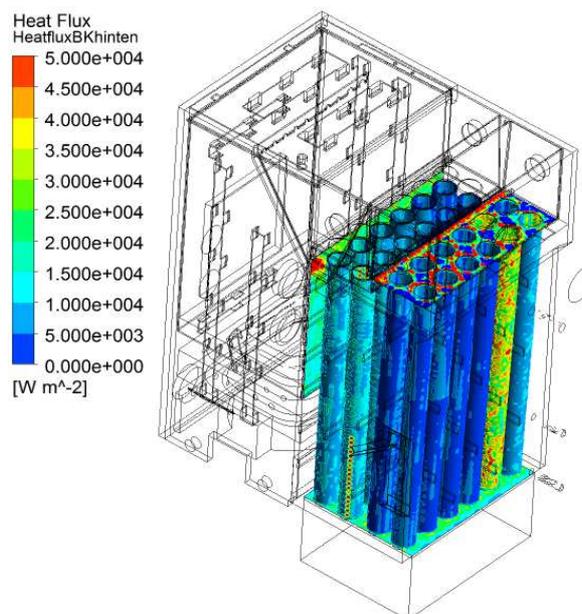


Abb. 5-51 Profil der Wärmestromdichte am 2. und 3. Zug

Noch deutlicher wurde dieses Bild bei Betrachtung des Profils der Wärmestromdichte am 2. und 3. Zug in Abb. 5-51. Auch in dieser Abbildung sind fleckige Muster mit großen Gradienten vorhanden. Weder die Stoffwerte noch die Strömungsgeschwindigkeit des Rauchgases sowie des Wassers zeigen starke, örtlich begrenzte Änderungen wobei diese Parameter hauptentscheidend für den Wärmeübergang sind. Das durch Netzgitterzellen aufgelöste Kesselblech „verschmiert“ real größere Gradienten der Wärmestromdichte zusätzlich durch die dreidimensionale Wärmeleitung. Zusammengefasst kann anhand der Erkenntnisse aus dem Gesamtmodell keine Aussage getroffen werden, ob im Wärmetauscher Hot Spots vorhanden sind. Die übrigen, aus dieser Modellvariante gewonnenen Daten decken sich mit den Erkenntnissen aus Abschnitt 5.2.2. Deshalb erschien es als naheliegend, dass die Abweichungen der Energiebilanzen der aktuellen Lösung im Bereich des Wärmetauschers verursacht wurden und die Ergebnisse auf der übrigen Geometrie korrekt sind. Wie bereits in den Abschnitten 0 und 5.2 beschrieben wurde, ist im Wärmetauscher die Bildung eines Hot Spots nicht zu erwarten.

5.4 Vergleich und Interpretation der Ergebnisse

Um festzulegen, welches der in den Kapiteln 0 bis 5.3 beschriebenen Simulationsmodelle die geeignetste Variante zur Identifikation von Hot Spots ist, wurden die Ergebnisse einem Vergleich unterzogen. Die Schnittebenen wurden bei der Untersuchung aller Modellvarianten wie in Abb. 5-10 auf Seite 44 beschrieben gewählt.

5.4.1 Resultate auf Basis der gemittelten Wärmestromdichte

Die Ermittlung der Lage von Hot Spots unter Annahme einer gemittelten Wärmestromdichte lieferte zwar keine eindeutigen Ergebnisse, es wurde aber ein Trend von Hot Spots in Zonen mit geringer Strömungsgeschwindigkeit sichtbar. Im Bereich von Störungen des Strömungsfelds, verursacht durch eingeschweißte Versteifungen zwischen dem inneren und dem äußeren Kesselblech, ergeben sich naturgemäß erhöhte Wandtemperaturen wie in Abb. 5-52 anhand einer Detailansicht der Fluidzone rechts vom ersten Zug dargestellt wird:

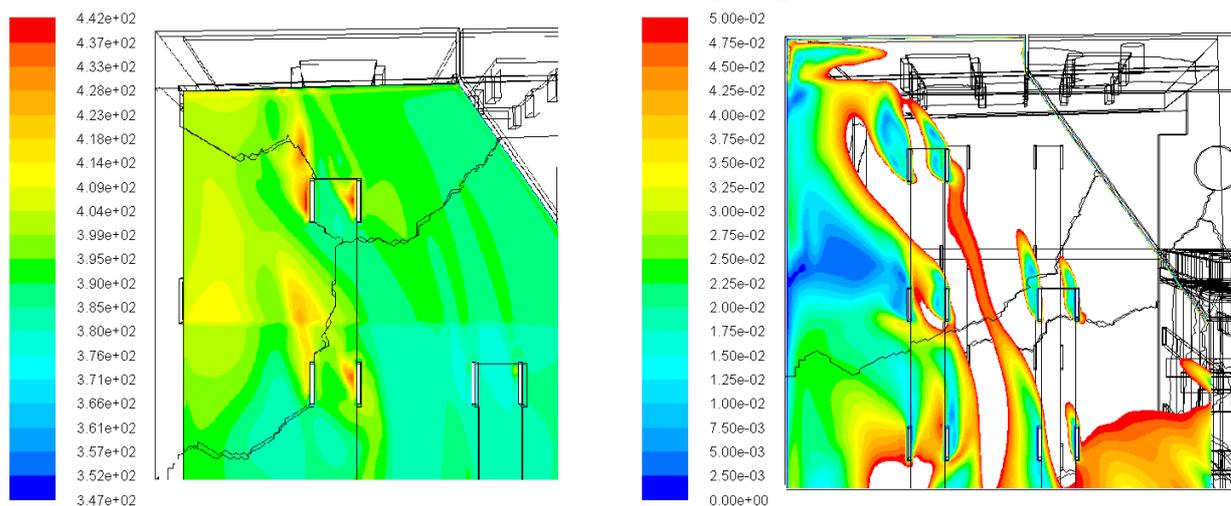


Abb. 5-52 Wandtemperatur in Kelvin (links), Strömungsgeschwindigkeit in m/s (rechts)

Ein potentieller Hot Spot welcher sich, wie in Abb. 5-23 dargestellt, nahe des Eintritts der Verbrennungsgase zum zweiten Zug befindet, wurde als solcher ausgeschlossen. Das Auftreten dieses Hot Spots war in allen Simulationsmodellen mit einem zu groben Netzgitter verbunden wobei eine Verfeinerung nur für die Variante mit gemittelter Wärmestromdichte durchgeführt werden konnte. Da sie hinsichtlich der Wärmestromdichte in diesem Bereich den ungünstigsten

Fall darstellt wurde die Bildung eines Hot Spots am Eintritt zum zweiten Zug auch repräsentativ für alle weiteren Modelle ausgeschlossen. Die Ergebnisse, welche auf Basis von Mittelwerten der Wärmestromdichte ermittelt wurden, dienten ansonsten noch zu Ermittlung der benötigten Netzgitterauflösung bzw. zur Abschätzung von Fehlern, welche in den anderen Modellvarianten durch die Anwendung eines suboptimalen Netzgitters verursacht werden.

5.4.2 Resultate auf Basis eines Profils der Wärmestromdichte

Eine veränderte Situation ergab sich, wenn das Profil der Wärmestromdichte einer Verbrennungssimulation entstammte. Sowohl für den vereinfachten Fall, in dem das Profil der Wärmestromdichte einer eigenen Simulation entnommen und auf den Wassermantel übertragen wurde, als auch für die numerische Berechnung des Gesamtmodells sind die Lösungen sehr ähnlich. Markante Hot Spots sind in beiden Modellvarianten an der rechten Seite des ersten Zuges sowie an der Kesseltüröffnung festgestellt worden. Die Lage des Hot Spots an der rechten Seite des ersten Zuges unterscheidet sich in beiden Fällen nur geringfügig, siehe Abb. 5-53. Die rein qualitative Darstellung des Wandtemperaturprofils ist sehr ähnlich, der starke Unterschied der Wandtemperatur ist jedoch auffällig. Zu Darstellung der qualitativen Ähnlichkeit wurden alle Abbildungen mit jeweils einer eigenen Skala versehen.

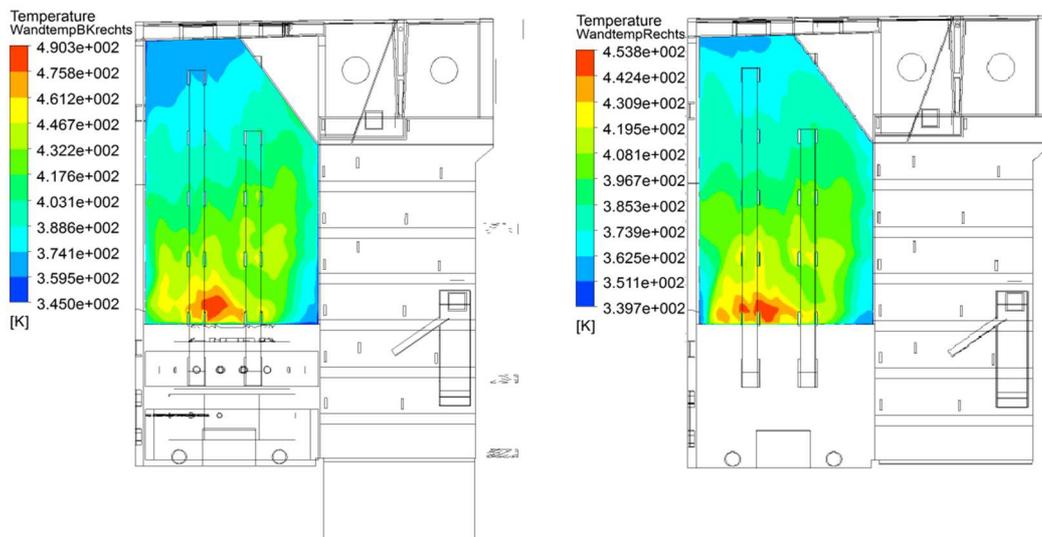


Abb. 5-53 Wandtemperaturprofil des Gesamtmodells (links) und des vereinfachten Modells (rechts)

Die in Abb. 5-54 dargestellten Profile der Wärmestromdichte sind ebenfalls qualitativ sehr gut vergleichbar während sich große, quantitative Unterschiede ergeben. Die maximale Wärmestromdichte an der rechten Seite des ersten Zuges ist im Gesamtmodell um rund 40 % höher als in der vereinfachten Modellvariante. Im vom Projektauftraggeber zur Verfügung gestellten Verbrennungsmodell, auf dem das vereinfachte Modell des Wassermantels basiert, wurde die Öffnung der Kesseltüre als Teil der Wärmeübertragerfläche behandelt. Dem entsprechend zeigt der Vergleich zwischen dem vereinfachten Modell und dem Gesamtmodell in Tab. 5-17 und

Tab. 5-18, dass im vereinfachten Modell an der Front ein um etwa 6 kW höherer, dafür aber an der rechten Seite des ersten Zuges ein um den gleichen Betrag geringerer Wärmestrom als im Gesamtmodell übertragen wird.

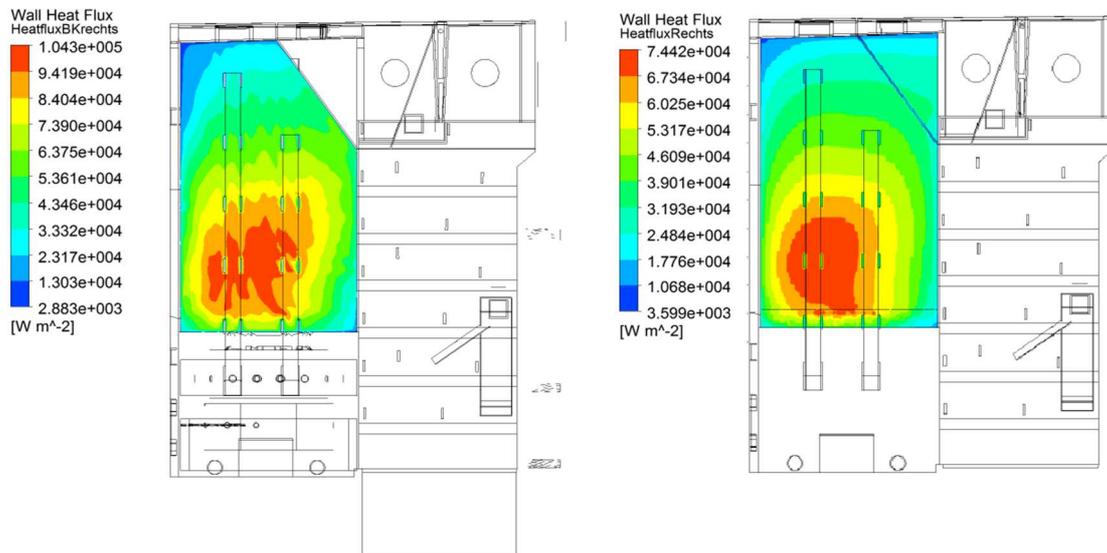


Abb. 5-54 Profile der Wärmestromdichte des Gesamtmodells (links) und des vereinfachten Modells (rechts)

Die vereinfachte Einteilung der Wärmeübertragerfläche im vom Projektauftraggeber zur Verfügung gestellten Verbrennungsmodell wirkt sich auch auf die genaue Lage der Hot Spots entlang der Kesseltüröffnung aus.

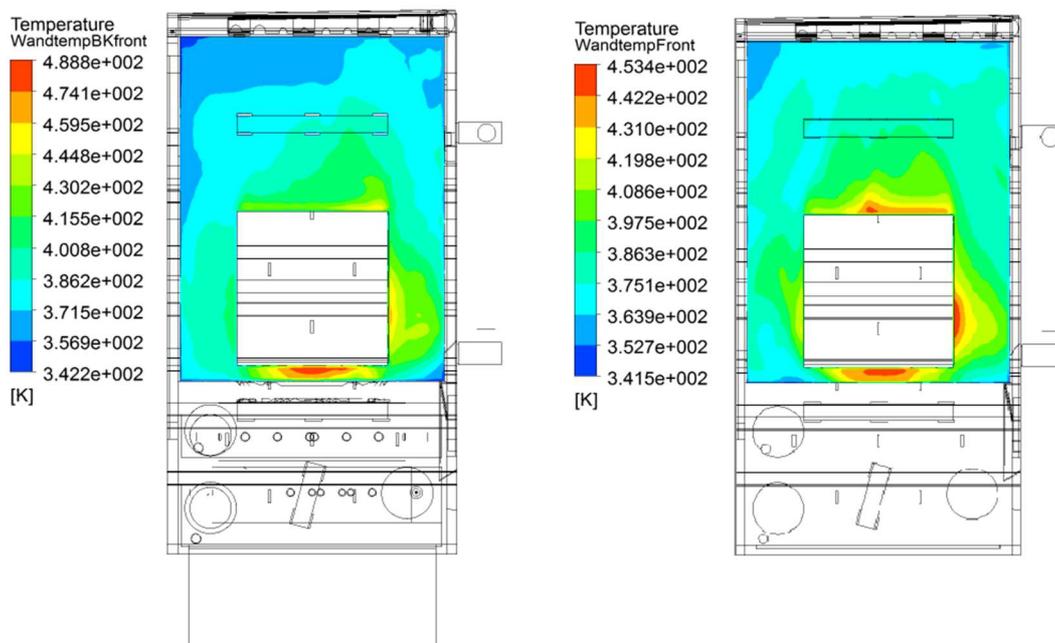


Abb. 5-55 Profil der Wandtemperatur an der Front, Darstellung des Gesamtmodells (links) und des vereinfachten Modells (rechts)

Anhand der Darstellung der Wandtemperatur in Abb. 5-55 ist ersichtlich, dass im vereinfachten Modell entlang der Türöffnung drei Hot Spots auftreten. Eine eindeutige Festlegung des gefährdetsten Bereichs ist nicht möglich. Am Gesamtmodell ergibt sich hingegen ein markanter Hot Spot an der Türunterseite während die Wandtemperatur an der Türoberseite und rechts der

Türöffnung wesentlich geringer ist. Wie Abb. 5-56 zeigt, unterscheidet sich das Profil des aus dem Rauchgas austretenden Wärmestroms in beiden Modellen deutlich.

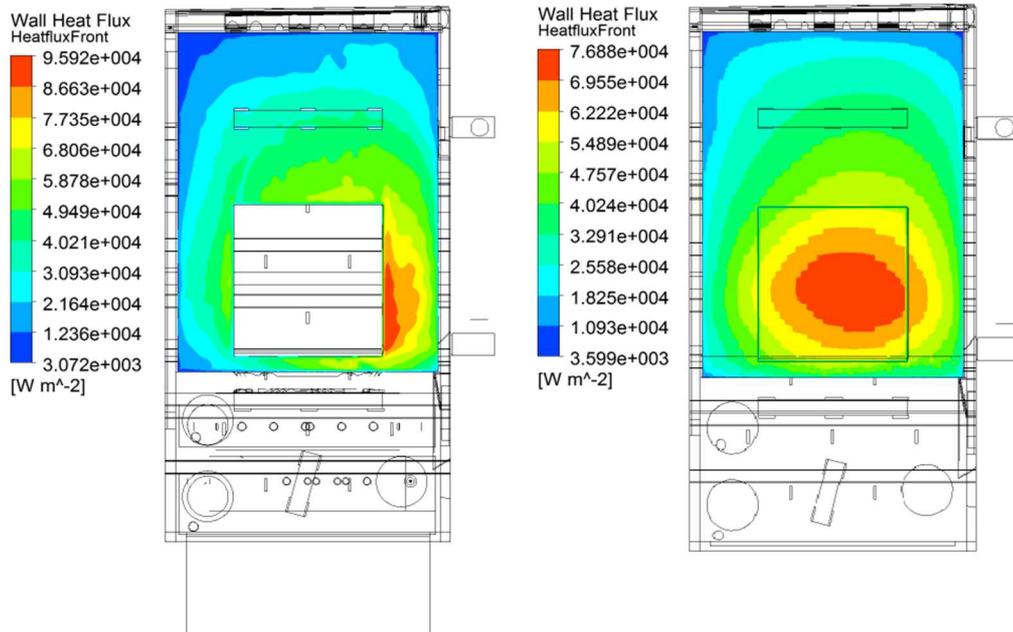


Abb. 5-56 Wärmestromdichte des Gesamtmodells (links) und des vereinfachten Modells (rechts)

Insgesamt ergab sich, dass die Spitzenwerte der Wärmestromdichte an der Front sowie an der rechten Seite des ersten Zuges im Gesamtmodell wesentlich höher sind und auch ein größerer Gesamtwärmestrom in den Wassermantel eintritt. Die Wärmeströme, welche über einzelne Abschnitte der Wärmeübertragerfläche aus dem Rauchgasvolumen austreten, sind in Tab. 5-17 für das Gesamtmodell bzw. Tab. 5-18 für das zur Verfügung gestellte Verbrennungsmodell zusammengefasst. Tab. 5-18 umfasst auch die Abweichung des Verbrennungsmodells in den einzelnen Abschnitten der Wärmeübertragerfläche.

Tab. 5-17 Übertragener Wärmestrom am Gesamtmodell

		Wärmestrom aus Rauchgasvolumen		
		Strahlung	Gesamt	Strahlungsanteil
Einheit		W		%
Bereich	Front	9685	14329	67,59
	Erster Zug Rechts	16002	24047	66,54
	Erster Zug Links	8785	11280	77,88
	Erster Zug Rückseite	13107	18892	69,38
	Kopf	6376	9730	65,53
	Eintritt WT	4724	9526	49,59
	Zweiter Zug	5571	30130	18,49
	Umlenkung	863	1675	51,52
	Dritter Zug	1649	12381	13,32
	Austritt	403,9	1886	21,42
Gesamt		67165,9	133876	50,17

Tab. 5-18 Übertragener Wärmestrom aus Verbrennungsmodell

		Wärmestrom aus Rauchgasvolumen			Abweichung des Verbrennungsmodells	
		Strahlung	Gesamt	Strahlungsanteil	W	%
Einheit		W		%	W	%
Bereich	Front	15152	21206	71,45	6877	47,99
	Erster Zug Rechts	12639	17913	70,56	-6134	-25,51
	Erster Zug Links	9364	11527	81,24	247	2,19
	Erster Zug Rückseite	11070	14393	76,91	-4499	-23,81
	Kopf	6749	8638	78,13	-1092	-11,22
	Eintritt WT	4012	6781	59,17	-2745	-28,82
	Zweiter Zug	4603	29822	15,43	-308	-1,02
	Umlenkung	1203	2205	54,56	530	31,64
	Dritter Zug	1552	14558	10,66	2177	17,58
	Austritt	488	2040	23,92	154	8,17
Gesamt		66832	129083	51,77	-4793	-3,58

Im vom Projektauftraggeber zur Verfügung gestellten Verbrennungsmodell wird ein Gesamtwärmestrom von 129 kW an die feuerungsseitige Wärmeübertragerfläche über. In den Wassermantel werden aber durch den Einfluss der vereinfachten Wärmeübertragerfläche nur ca. 120 kW übertragen, die Differenz bleibt im vereinfachten Modell des Wassermantels unberücksichtigt. Mit der als Teil der Wärmeübertragerfläche behandelten Kesseltüre ergibt sich an der Front sowie der rechten Seite als auch der Rückseite des ersten Zuges eine hohe Abweichung des übertragenen Wärmestromes. Alle nicht vom Wassermantel umschlossenen Flächen wurden hingegen im Gesamtmodell als adiabat behandelt, insgesamt ergibt sich also eine kleinere Wärmeübertragerfläche. Zusätzlich ist allen am Wärmeübergang beteiligten Wänden im separaten Verbrennungsmodell eine konstante Wandtemperatur von 353 K in Form einer Randbedingung zugewiesen worden. Wie in Abschnitt 5.3.3 dargelegt wurde, ist die rauchgasseitige Wandtemperatur im Gesamtmodell dagegen generell wesentlich höher. Durch den größeren Temperaturgradienten an der rauchgasseitigen Wänden und der größeren Wärmeübertragerfläche wäre also zu erwarten, dass sich für das Verbrennungsmodell ein höherer, aus dem Rauchgasvolumen übertragener Wärmestrom ergibt während die Simulationsmodelle ein gegenteiliges Ergebnis liefern. Es war nicht auszuschließen, dass die Qualität des zur Simulation des Gesamtmodells verwendeten Netzgitters im Bereich des Wärmetauschers einen erheblichen Einfluss auf den übertragenen Gesamtwärmestrom besitzt. Einen weiteren Aspekt stellt die konforme Vernetzung von Wassermantel, Kesselblech und Rauchgasvolumen für das Gesamtmodell dar. Um ausreichend genaue Simulationsergebnisse zu erhalten benötigt das Netzgitter des Wassermantels, verglichen zum Netz des Rauchgasvolumens, eine wesentlich höhere Auflösung. Durch das begrenzte Zellwachstum ergibt sich für die ersten Zellschichten des Rauchgasvolumens an der Kesselwand eine zu feine Auflösung und daraus folgend ein zu geringer, dimensionsloser Wandabstand. Für die verwendete Standard Wall Function ist $30 \leq y^+ \leq 300$ anzustreben während im Gesamtmodell rauchgasseitig nur wesentlich niedrigere Werte erreicht wurden. In Abb. 5-57 ist der dimensionslose Wandabstand auf der Rauchgasseite an der Front sowie an der rechten Wand des ersten Zuges dargestellt. Für diese Flächen ergibt sich ein Mittelwert von $y^+ \approx 6$.

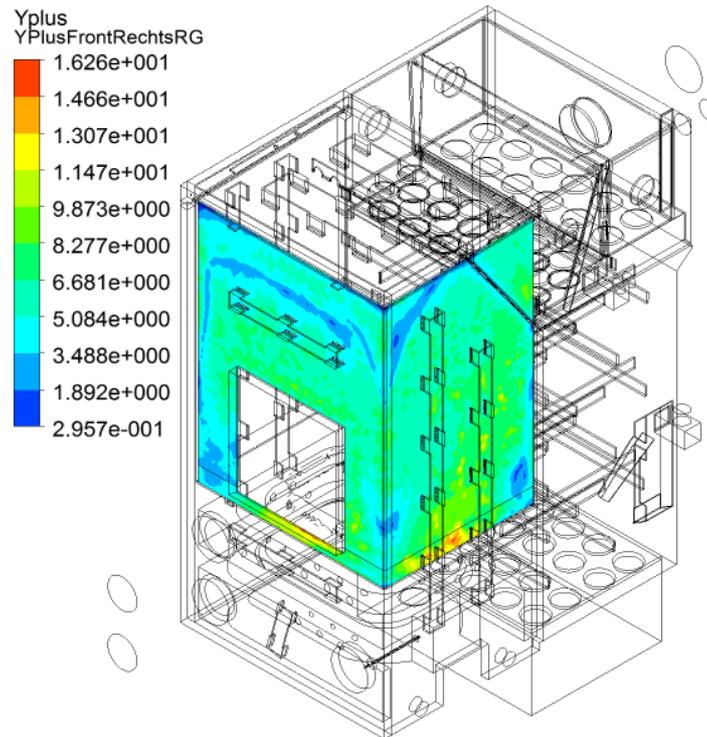


Abb. 5-57 Profil des dimensionslosen Wandabstands an der Rauchgasseite

Im gröber vernetzten Verbrennungsmodell konnte für die gleichen Flächen dagegen ein Mittelwert von $y^+=28,4$ festgestellt werden. Da das Netzgitter des Verbrennungsmodells nur das Rauchgasvolumen umfasst und nicht durch den Wassermantel beeinflusst wird, weist es zudem in allen Bereichen eine höhere Qualität als das Netzgitter des Gesamtmodells auf. Insgesamt ist also festzuhalten, dass das Gesamtmodell gegenüber dem vereinfachten Modell des Wassermantels einige Schwächen zeigt. Außerdem erforderten sowohl die Erstellung, als auch die Berechnung einen wesentlich höheren Zeitaufwand. Es wurde aber eindeutig festgestellt, dass sich sowohl für die getrennte als auch die gemeinsame Simulation des Wassermantels und der reaktiven Strömung im Inneren die Lage der Hot Spots kaum unterscheidet. Es ergaben sich also für zwei Modelle unter Annahme von teils unterschiedlichen Randbedingungen und unter Anwendung unterschiedlicher Netzgitter zwei vergleichbare Lösungen. Beide Modellvarianten sind zur Ermittlung von Hot Spots zulässig.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Im Zuge dieser Arbeit wurde die Strömungs- und Temperaturverteilung im Wassermantel eines Biomassekessels unter Anwendung von CFD untersucht um Bereiche zu identifizieren, in denen das Wärmeträgermedium siedet. Die Berechnungen sind mit der Software Ansys Fluent 15.0 durchgeführt worden. Zur Auswertung der Ergebnisse wurde das Programm CFD Post von Ansys genutzt. Zur Modellierung der turbulenten Strömung diente das Realizable K-Epsilon-Modell unter Anwendung der Standard Wall Function zur Behandlung der Grenzschicht.

Drei unterschiedliche Berechnungsansätze wurden erarbeitet und anschließend evaluiert. Bei der ersten und einfachsten Variante wurde die Wärmeübertragerfläche in einzelne Abschnitte unterteilt. Jeder dieser Teilflächen wurde ein von der Rauchgasseite eintretender Wärmestrom zugeordnet. Die Größe des jeweiligen Wärmestromes wurde vom Projektauftraggeber zur Verfügung gestellt. Die Berechnung wurde auf vier Netzgittern durchgeführt um die Netzgitterunabhängigkeit der Lösung zu überprüfen. Anschließend wurden die wasserseitigen Wände auf Bereiche untersucht, in denen die Wandtemperatur die Siedetemperatur des Wärmeträgermediums überschreitet und zusätzlich die Strömungsgeschwindigkeit und Wärmestromdichte an diesen Zonen beurteilt. Außerdem erfolgte die Berechnung mittels des günstigsten Netzgitters sowohl unter Annahme laminarer, als auch turbulenter Strömung. Anhand dieser Modellvariante war es nicht möglich, alle Hot Spots zweifelsfrei zu identifizieren. Durch die Evaluierung der Lösungen konnte aber die optimale Netzgitterauflösung ermittelt werden. Außerdem wurde auf Basis der gewonnenen Daten die Strömungsform im Wassermantel als turbulent identifiziert. Diese wertvollen Erkenntnisse flossen in die Bearbeitung der weiteren Simulationsmodelle ein.

Für die Berechnungen der zweiten Modellvariante wurde vom Projektauftraggeber ein CFD-Modell der Biomasseverbrennung zur Verfügung gestellt. Das Profil der Wärmestromdichte wurde der Verbrennungssimulation entnommen und in Form von Randbedingungen auf die einzelnen Abschnitte der Wärmeübertragerfläche des Wassermantels übertragen. Da auf die wesentlich komplexere Geometrie des Wassermantels bei der Erstellung des Verbrennungsmodells keine Rücksicht genommen worden ist musste das Kesselblech, welches die Feuerungsseite vom Wassermantel trennt, ebenfalls modelliert und durch Netzgitterzellen aufgelöst werden. Die Simulationsergebnisse dieser Modellvariante haben gezeigt, dass Hot Spots nur um den ersten Zug des Kessels zu finden sind da hier die Wärmestromdichte am höchsten ist. Besonders die rechte Wand des Feuerraumes sowie der Bereich um die Kesseltür stellen kritische Zonen dar.

Im Verbrennungsmodell sind Teile der Wärmeübertragerfläche vereinfacht bzw. vernachlässigt worden weshalb eine dritte Modellvariante erstellt wurde. Sie umfasst die Simulation des Wassermantels mitsamt Kesselblech und der reaktiven Strömung im Kesselinneren und stellt die numerisch aufwändigste Variante dar. Da die Verbrennung von Biomasse ein sehr komplexer Vorgang ist wurde zur Modellierung vereinfachend angenommen, dass nicht die Biomasse selbst, sondern das bei der thermischen Umwandlung der Biomasse entstehende Produktgasgemisch als Brennstoff dient. Die Netzgittererzeugung erwies sich als komplex und die Rechenzeit war mit Abstand größer als in den übrigen Modellen. Die Simulationsergebnisse decken sich in hohem Maße mit jenen, die auf Basis des übertragenen Profils der Wärmestromdichte ermittelt wurden. Sowohl an der rechten Wand des ersten Zuges als auch die Feuerraumtüre umfassend waren sehr markante Hot Spots festzustellen. Hot Spots treten immer in Zusammenhang mit einer hohen Wärmestromdichte auf. Die Maximalwerte der Wärmestromdichte wurden in der Nähe der angesprochenen Hot Spots festgestellt, hier strömen die heißen Verbrennungsgase dicht entlang den feuerungsseitigen Wänden. Das den ersten Zug umfassende Profil der Wärmestromdichte wird also durch die feuerungsseitige Strömung der Verbrennungsprodukte maßgeblich beeinflusst. Hierfür sind hauptsächlich die Form und Abmessungen der Durchbrandöffnung

verantwortlich. Durch eine gebündelte Flamme würden die heißeren Verbrennungsprodukte weiter mittig durch den Feuerraum strömen. In diesem Fall entstünde eine längere Flamme wodurch sich die Maxima im Profil der Wärmestromdichte aus den ermittelten, kritischen Bereichen hin zum Kopf verlagern.

Das Realizable K-Epsilon-Modell hat sich in Verbindung mit der Verwendung einer Standard Wall Function zur Modellierung der turbulenten bzw. wandnahen Strömung als zuverlässig und stabil erwiesen. Die Annahme von Mittelwerten der Wärmestromdichte auf einzelnen Teilbereichen der Wärmeübertragerfläche führte jedoch zu nicht eindeutigen Ergebnissen. Erst durch die Berücksichtigung des genauen Profils der Wärmestromdichte konnten Hot Spots als solche identifiziert und das Potential zur Entstehung eines siedenden Abschnitts im Wassermantel zuverlässig dargestellt werden. Die Behandlung des Wassermantels und der reaktiven Strömung im Kesselinneren innerhalb eines numerischen Berechnungsmodells ist möglich aber sehr aufwändig und zur Identifikation von Hot Spots nicht nötig. Die Übertragung des Profils der Wärmestromdichte aus einer Verbrennungssimulation auf den Wassermantel stellt aus jeder Hinsicht einen wesentlich geringeren Aufwand bei vergleichbar guten Ergebnissen dar.

LITERATUR

- [1] W. Liu, „Failure analysis on the economisers of a biomass fuel boiler,“ *Engineering Failure Analysis*, Nr. 31, 2013.
- [2] A. Torregrosa, A. Broatch, P. Olmeda und O. Cornejo, „Experiments on subcooled flow boiling in I.C. engine-like conditions at low flow velocities,“ *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2013.
- [3] D. Kim, J. Hwang, S. Han und C. Bae, „Effects of cylinder head temperature and coolant velocity on the erosion behavior of water jacket in a diesel engine,“ *Wear*, 2014.
- [4] Verein Deutscher Ingenieure, VDI Wärmeatlas, Zehnte Auflage, Heidelberg, Berlin, New York: Springer Verlag, 2006.
- [5] P. von Böckh und T. Wetzel, Wärmeübertragung - Grundlagen und Praxis, 4. Auflage, Heidelberg, Berlin, New York: Springer, 2011.
- [6] H. Herwig und A. Moschallski, Wärmeübertragung - Physikalische Grundlagen, Illustrierende Beispiele, Wiesbaden: Springer, 2014.
- [7] H. Baehr und K. Stephan, Wärme- und Stoffübertragung, Heidelberg, Berlin, New York: Springer, 2013.
- [8] W. Prüger, „Die Verdampfungsgeschwindigkeit von Flüssigkeiten,“ *Zeitschrift für Physik*, Nr. März, 1940.
- [9] M. Jakob und W. Fritz, „Versuche über den Verdampfungsvorgang,“ *Forsch. Ing-Wes.* 2, 1931.
- [10] M. Jakob und W. Linke, „Der Wärmeübergang von einer waagerechten Platte an siedendes Wasser,“ *Forsch. Ing.-Wes.* 4, 1933.
- [11] W. Polifke und J. Kopitz, Wärmeübertragung - Grundlagen, analytische und numerische Methoden, München: Pearson Studium, 2005.
- [12] Ansys Inc., „Customer Training Material, Ansys 13.0,“ 2010.
- [13] B. E. Schönung, Numerische Strömungsmechanik - Inkompressible Strömungen mit komplexen Berandungen, Heidelberg, Berlin, New York: Springer Verlag, 1990.
- [14] J. H. Ferziger und M. Peric, Computational Methods for Fluid Dynamics, 3rd Edition, Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2002.
- [15] H. Herwig, Strömungsmechanik - Einführung in die Physik von technischen Strömungen, Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2008.
- [16] H. Schlichting und K. Gersten, Grenzschichttheorie, Berlin, Heidelberg: Springer, 2006.
- [17] B. Andersson, H. Andersson, L. Hakansson, M. Mortensen, R. Sudiyo, B. van Wachem und L. Hellström, Computational Fluid Dynamics for Engineers, Cambridge, New York: Cambridge University Press, 2012.
- [18] E. Laurien und H. Oertel, Numerische Strömungsmechanik, Wiesbaden: Vieweg & Teubner, 2011.
- [19] J. Tu, G. Yeoh und C. Liu, Computational Fluid Dynamics - A practical Approach, Second Edition, Oxford, Waltham: Butterworth-Heinemann, 2013.
- [20] S. Lecheler, Numerische Strömungsberechnung, Wiesbaden: Springer Verlag, 2014.
- [21] Ansys Inc, „Fluent Theory Guide Release 15.0,“ Canonsburg, 2013.
- [22] H. Hottel und A. Sarofim, Radiative Transfer, New York: McGraw-Hill, 1967.

- [23] M. Kaltschmitt, H. Hartmann und H. (. Hofbauer, *Energie aus Biomasse - Grundlagen, Techniken und Verfahren*; 2. Auflage, Heidelberg, Dordrecht, London, New York: Springer, 2009.
- [24] Hargassner GmbH, [Online]. Available: https://www.hargassner.at/hackgutheizung-heizkessel-WTH_150-200kW.html. [Zugriff am 03 12 2015].
- [25] M. Buchmayr, J. Gruber, M. Hargassner und C. Hochenauer, „Experimental investigation of the primary combustion zone during staged combustion of wood-chips in a commercial small-scale boiler,“ *Biomass & Bioenergy*, Nr. 81, 2015.
- [26] L. Rayleigh, „On the pressure developed in a liquid during the collapse of a spherical cavity,“ *Philosophical Magazine Series 6*, 1917.
- [27] T. Okada, Y. Iwai und K. Awazu, „A study of cavitation bubble collapse pressures and erosion Part 1&2,“ *Wear*, Nr. 133, 1989.
- [28] S. N. Buravova und Y. A. Gordopolov, „Cavitation erosion as a kind of dynamic damage,“ *International Journal of Fracture*, Nr. 170, 2011.
- [29] B. Steck, G. Sommerfeld und V. Schneider, „Cavitation on wet cylinder liners of heavy duty diesel engines“. *SAE Technical Paper 2006-01-3477*.
- [30] National Institute for Standards and Technology, [Online]. Available: <http://webbook.nist.gov/cgi/fluid.cgi?ID=C7732185&Action=Page>. [Zugriff am 02 10 2015].
- [31] T. Diller, „Advances in Heat Flux Measurements,“ *Advances in Heat Transfer*, Nr. 23, p. 279–368, 1993.
- [32] WIKA Alexander Wiegand SE & Co. KG, „WIKA Datenblatt IN 00.23 · 03/2014,“ [Online]. Available: http://de-de.wika.de/upload/DS_IN0023_de_de_51541.pdf. [Zugriff am 21 01 2016].
- [33] T. Blanchat und C. Hanks, „Comparison of the High Temperature Heat Flux Sensors for Traditional Heat Flux Gages under High Heat Flux Conditions,“ Sandia, Albuquerque, 2013.
- [34] National Institute of Standards and Technology, [Online]. Available: <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>. [Zugriff am 11 29 2015].

FORMELZEICHEN

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
A	m^2	Querschnittsfläche
a	$\frac{m^2}{s}$	Temperaturleitfähigkeit
α	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Wärmeübergangskoeffizient
α_{rad}	–	Absorptionsverhältnis
C	–	Allgemeine Konstante
c	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	Spezifische Wärmekapazität
δ	m	Grenzschichtdicke
EAQ	–	Equi-Angle Skewness
EVQ	–	Equi-Volume Skewness
ε_{rad}	–	Emissionsverhältnis
ε_{Turb}	$\frac{m^2}{s^3}$	Turbulente Dissipation
f	–	Korrekturfaktor
Γ_{ϕ}	–	Allgemeine Diffusionskonstante
h	$\frac{kJ}{kg}$	Spezifische Enthalpie
I	$\frac{W}{sr}$	Strahlungsintensität
k	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Wärmedurchgangszahl
k_{α}	–	Absorptionskoeffizient
λ	$\frac{W}{m \cdot K}$	Wärmeleitfähigkeit
K	$\frac{m^2}{s^2}$	Turbulente kinetische Energie
M	$\frac{kmol}{kg}$	Molare Masse
\dot{m}	$\frac{kg}{s}$	Massenstrom
μ	$Pa \cdot s$	Dynamische Viskosität
\vec{n}	–	Normalvektor
\dot{n}	$\frac{kmol}{s}$	Stoffmengenstrom
ν	$\frac{m^2}{s}$	Kinematische Viskosität

Angang A – Berechnung der Rauchgaszusammensetzung

O	m^2	Oberfläche
ω	Sr	Raumwinkel
Φ	–	Streuungsfunktion
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\dot{q}	$\frac{W}{m^2}$	Wärmestromdichte
\vec{r}	m	Richtungsvektor
Re	–	Reynolds-Zahl
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte
ρ_{rad}	–	Reflektionskoeffizient
s	m	Schichtdicke/Weglänge
\vec{s}	m	Ortsvektor
σ	$\frac{W}{K^4 \cdot m^2}$	Stefan-Boltzmann-Konstante
σ_s	–	Streuungskoeffizient
S_ϕ	–	Allgemeiner Quellterm
T	K	Absolute Temperatur
t	$^\circ C$	Relative Temperatur
τ	s	Zeit
τ_{rad}	–	Transmissionskoeffizient
U	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
$u_{j,k,l}$	$\frac{m}{s}$	Komponenten des Geschwindigkeitsvektors
V	m^3	Volumen
w_i	$\frac{kg\ i}{kg\ Gemisch}$	Massenanteil
x_i	$\frac{kmol\ i}{kmol\ Gemisch}$	Stoffmengenanteil

INDIZES

Index	Bezeichnung
∞	Außenströmung
<i>a</i>	Außen
<i>aus</i>	Austretend
<i>B</i>	Brennstoff
<i>ein</i>	Eintretend
<i>konv</i>	Konvektiv
<i>L</i>	Fluid
<i>g</i>	Gasvolumen
<i>h</i>	Hydraulisch
<i>H₂O</i>	Wärmeträgermedium/Wasser
<i>i</i>	innen
<i>PL</i>	Primärluft
<i>RG</i>	Rauchgas
<i>RL</i>	Rücklauf
<i>RLA</i>	Rücklaufanhebung
<i>rad</i>	Wärmestrahlung
<i>refl</i>	Reflektiert
<i>S</i>	Siedezustand
<i>SL</i>	Sekundärluft
<i>T</i>	Thermisch
<i>trans</i>	Transmittiert
<i>turb</i>	Turbulent
<i>VL</i>	Vorlauf
<i>W</i>	Wand
<i>x</i>	Lokale Größe

ANHANG A – RAUCHGASZUSAMMENSETZUNG

	\dot{m}	Komponente	M_i	x_i	M_{Gemisch}	\dot{n}_{Gemisch}	\dot{n}_i	$O_{2\text{min},i}$	$L_{\text{min},i}$	L_{min}
Einheit	kg/s	-	kmol/kg	kmol/kgmolB	kmol/kg	kmol/s	kmol/s	kmolO ₂ /kmol	kmolL/kmol	kmolL/s
Brennstoff	0,032	N _{2,B}	28,0134	0,36896	24,6268	0,0012994	4,7942E-04	0	0	0,0013470
		H ₂ O	18,01528	0,35516			4,6149E-04	0	0	
		CO ₂	44,0098	0,03355			4,3595E-05	0	0	
		H ₂	2,01588	0,02441			3,1718E-05	0,5	2,38	
		CO	28,0104	0,19328			2,5115E-04	0,5	2,38	
		C ₇ H ₁₆	100,204	0,00663			8,6150E-06	11	52,36	
		CH ₄	16,043	0,018			2,3389E-05	2	9,52	
Sekundär-luft	0,067	N _{2,L}	28,0134	0,78992	28,8507	0,0023223	1,8344E-03			
		O ₂	31,9988	0,21008			4,8787E-04			

$\lambda = \underline{\underline{1,724}}$

		Errechnete Rauchgaszusammensetzung und errechneter Volumenstrom					RG-Zusammensetzung aus Simulation	
		\dot{n}_i RG	\dot{n}_{RG}	x_i RG	Mol. Volumen	Volumenstrom	x_i	Volumenstrom
Einheit		kmol/s	kmol/s	kmol/kgmolRG	m ³ /mol	m ³ /s	kmol/kgmolRG	m ³ /s
Rauchgas-zusammen-setzung	CO ₂	0,000378436	0,0035061	0,1079	0,038373	0,1346	0,1082	0,1324
	H ₂ O	6,0891E-04		0,1737	0,038194		0,1707	
	N ₂	0,00231386		0,6600	0,038427		0,6610	
	O ₂	0,000204894		0,0584	0,038417		0,0601	