

Numerische Untersuchung eines neuartigen Wärmeübertragerkonzeptes für den Einsatz in einem Speichersystem für solarthermische Kraftwerke

Technische Universität Dresden

Institut für Energietechnik

Professur für Gebäudeenergietechnik und Wärmeversorgung

Marcus Rohne

Matrikelnummer: 3396870

Mai 2012

Betreuender Hochschullehrer: Prof.Dr.-Ing. Clemens Felsmann

Betreuer: Dipl.-Ing. Christian Odenthal (DLR Stuttgart)

Dipl.-Ing. Lars Schinke (TU Dresden)

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	iii
Abkürzungsverzeichnis	v
Abbildungsverzeichnis	vi
Tabellenverzeichnis	viii
1 Einleitung	1
2 Betrachtete Ausführungen des Wärmeübertragerkonzeptes	3
2.1 Zylinderlängs- und Spaltströmung	3
2.2 Kreisrippen- Rohrbündelumströmung	4
2.3 Rohrbündel-Kanalströmung	5
3 Erstellung der Numerischen Modelle	7
3.1 Geometrien der Strömungsmodelle	7
3.1.1 Zylinderlängs- und Spaltströmung	7
3.1.2 Kreisrippen Rohrbündel	9
3.1.3 Rohrbündel Kanalströmung	9
3.2 Netzerstellung	10
3.3 Randbedingungen, Turbulenzmodellierung, Konvergenzbedingungen, Lösungsverfahren (Pre-Processing)	11
4 Berechnungen	13
4.1 Zylinderlängs- und Spaltströmung	13
4.1.1 Reine Zylinderlängströmung	13
4.1.2 Ergebnisse der numerischen Berechnungen der Zylinderlängs- und Spaltströmung	16
4.1.3 Validierung	20
4.1.4 Vergleich zwischen der reinen und der Zylinderlängs- und Spaltströmung	22
4.2 Kreisrippen- Rohrbündelumströmung	25
4.2.1 Reine Rohrbündelumströmung mit versetzter Rohranordnung	25
4.2.2 Ergebnisse der numerischen Berechnungen der Kreisrippen Rohrbündelumströmung	27
4.2.3 Validierung	31
4.2.4 Vergleich zwischen der reinen und der Kreisrippen- Rohrbündelumströmung	34
4.3 Rohrbündel Kanalströmung	36
4.3.1 Reine Rohrbündelumströmung mit fluchtender Rohranordnung . . .	36
4.3.2 Ergebnisse der numerischen Berechnungen der Rohrbündel- Kanalströmung	36
4.3.3 Validierung	40

4.3.4	Vergleich der reinen Rohrbündelumströmung und der Rohrbündel- und Kanalströmung	42
5	Vergleich der Ausführungen	44
6	Zusammenfassung und Ausblick	46
7	Literaturverzeichnis	48
A	Anhang	49

Symbolverzeichnis

Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m^2
a, b	Seitenlängen Kanal	mm
c	spezifische Wärmekapazität	$kJ/(kg\ K)$
d	horizontaler Rohrabstand Zylinderlängs-/Spaltströmung	mm
D	Rohraußendurchmesser	mm
f_A	Anordnungsfaktor	
d_h	hydraulischer Durchmesser	m
L	Rohrlänge	mm
H	Höhe	mm
m	Rippengröße	$1/m$
\dot{m}	Massestrom	kg/s
N	Rohranzahl	-
Nu	Nusselt-Zahl	-
\dot{Q}	Wärmestrom	W
N_f	Rippenanzahl je Rohrlänge	$1/mm$
Pr	Prandtl-Zahl	-
Re	Reynoldszahl	-
T	Kelvintemperatur	K
t	Rippendicke	mm
u	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
w	Anströmgeschwindigkeit	m/s

Griechische Symbole

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	$W/(m^2\ K)$
λ	Wärmeleitkoeffizient	$W/(m\ K)$
λ	Rohrreibungszahl	-
ν	kinematische Viskosität	m^2/s
φ	Hohlraumanteil	-
η	dynamische Viskosität	$kg/(m\ s)$
ρ	Dichte	kg/m^3
ϑ	Celsiustemperatur	$^{\circ}C$
ζ	Druckverlustbeiwert	-

Indizes

Symbol	Bedeutung
m	Mantel
r	Rippe
$Spalt$	Spaltströmung
W	Wand
x	Laufkoordinate

Abkürzungsverzeichnis

CFD	Computational Fluid Dynamics
CAD	Computer-aided Design
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes
EWT	Enhanced Wall Treatment
RMS	Root Mean Square
SST	Shear Stress Transport

Abbildungsverzeichnis

2.1	Zylinderlängs- und Spaltströmung	4
2.2	Kreisrippen-Rohrbündel	5
2.3	Rohrbündel-Kanalströmung	6
3.1	Modellerstellung der Zylinderlängs und Spaltströmung unter Ausnutzung der Symmetrie der Geometrie, modellierter Bereich ist schraffiert dargestellt	8
3.2	CAD Strömungsmodell Zylinderlängs- und Spaltströmung	8
3.3	CAD Strömungsmodell Hauptströmungsbereich Kreisrippen Rohrbündel . .	9
3.4	CAD Strömungsmodell Hauptströmungsbereich Rohrbündel Kanalströmung	10
3.5	Rechennetze der einzelnen Ausführungen	11
4.1	CAD-Modell Reine Zylinderlängsströmung	14
4.2	Vergleich Lokaler Alpha-Werte über der Strömungslänge bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s	15
4.3	Vergleich Mittlerer Alpha-Werte in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit	16
4.4	Mittlere Wärmeübergangskoeffizienten der verschiedenen Geometrien der Zylinderlängs- und Spaltströmung in Abhängigkeit von der Freiströmungsgeschwindigkeit	17
4.5	Spaltströmungsgeschwindigkeiten der einzelnen Geometrien der Zylinderlängs- und Spaltströmung	17
4.6	Druckverluste der verschiedenen Geometrien der Zylinderlängs- und Spaltströmung in Abhängigkeit von der Freiströmungsgeschwindigkeit	18
4.7	Qualitative Darstellung des Temperaturverlaufs der Zylinderlängs- und Spaltströmung (Geometrie D20_d40_t40), die Farben sind nach dem üblichen „Regenbogenmuster“ definiert:blau kennzeichnet Bereiche niedriger Temperatur (Einlasstemperatur) und rot kennzeichnet die maximale Temperatur (Temperatur Rohrwand)	19
4.8	Zusammenhang der Strömungsquerschnitte der Zylinderlängs- und Spaltströmung	20
4.9	Hydraulischer Durchmesser der Zylinderlängs- und Spaltströmung	21
4.10	Druckverlustvalidierung der Zylinderlängs- und Spaltströmung Geometrie D20_d40_t40	22
4.11	Verhältnis der Wärmeübergangskoeffizienten in Bezug auf die wärmeübertragende Fläche der Zylinderlängs- und Spaltströmung	23
4.12	Druckverluste reine Zylinderlängsströmung als Funktion des Wärmeübertragerdurchmessers, bei einer freiströmungsgeschwindigkeit von 10 m/s . . .	24
4.13	Geometrische Parameter für die Druckverlustberechnung der reinen Rohrbündelumströmung [8]	26
4.14	Numerisch ermittelte Wärmeübergangskoeffizienten der Kreisrippen-Rohrbündelumströmung	28
4.15	Numerisch ermittelte Druckverluste der Kreisrippen-Rohrbündelumströmung	29

4.16	Qualitative Darstellung des Temperaturverlaufs der Kreisrippen-Rohrbündelumströmung (Geometrie sl60_sq100_a10), die Farben sind nach dem üblichen „Regenbogenmuster“ definiert:blau kennzeichnet Bereiche niedriger Temperatur (Einlasstemperatur) und rot kennzeichnet die maximale Temperatur (Temperatur Rohrwand)	30
4.17	Ergebnisse der Validierung des Wärmeübergangs der Kreisrippen- Rohrbündelumströmung für die Geometrie sl100_sq100_a5	33
4.18	Ergebnisse der Validierung des Druckverlustes der Kreisrippen- Rohrbündelumströmung für die Geometrie sl100_sq100_a5	34
4.19	Verhältnis der Wärmeübergangs der Kreisrippen- Rohrbündelumströmung zur reinen Rohrbündelumströmung	35
4.20	Verhältnis des Druckverlustes der Kreisrippen-Rohrbündelumströmung zur reinen Rohrbündelumströmung	35
4.21	Numerisch ermittelte Wärmeübergangskoeffizienten der Rohrbündel- und Kanalströmung	37
4.22	Numerisch ermittelter Druckverlust der Rohrbündel- und Kanalströmung	38
4.23	Qualitative Darstellung des Temperaturverlaufs der Rohrbündel-Kanalströmung (Geometrie sl60_sq65), die Farben sind nach dem üblichen „Regenbogenmuster“ definiert:blau kennzeichnet Bereiche niedriger Temperatur (Einlasstemperatur) und rot kennzeichnet die maximale Temperatur (Temperatur Rohrwand)	39
4.24	Strömungstechnischer Versuchsstand	40
4.25	Beispielhafte Darstellung eines Klinkersteines zur Annäherung der Kanalströmung	41
4.26	Validierung des Druckverlustes der Rohrbündel- Kanalströmung mit Messwerten bei Normbedingungen	41
4.27	Verhältnis des Wärmeübergangs der Rohrbündel- und Kanalströmung zur reinen Rohrbündelumströmung	42
4.28	Verhältnis des Druckverlustes der Rohrbündel- und Kanalströmung zur reinen Rohrbündelumströmung	43
5.1	Verhältnis zwischen Aufwand und Nutzen für die Kreisrippen- Rohrbündelumströmung (rote Graphen) und die Rohrbündel- und Kanalströmung (blaue Graphen)	45
A.1	Stoffwerte Trockene Luft [4]	49
A.2	Ergebnisse der Validierung des Wärmeübergangs der Kreisrippen- Rohrbündelumströmung für die Geometrie sl100_sq100_a10	50
A.3	Ergebnisse der Validierung des Druckverlustes der Kreisrippen- Rohrbündelumströmung für die Geometrie sl100_sq100_a10	50

Tabellenverzeichnis

4.1	Geometrische Parameter der betrachten Zylinderlängs- und Spaltströmung-Geometrien	16
4.2	Geometrische Parameter der betrachteten Kreisrippen Rohrbündelumströmung	27
4.3	Geometrische Parameter der betrachten Rohrbündel- Kanalströmung	37
4.4	Geometrische Parameter des durch Klinkersteine angenäherten Strömungskanals	40
6.1	Qualitative Beurteilung der verschiedenen Ausführungen. Ein Plus steht für eine positive Wirkung im Sinne einer Effizienzsteigerung bzw. einer nicht-negativen Beeinflussung. Ein Minus für das Gegenteil. Null bedeutet „Neutral“	47

1 Einleitung

Die Solarthermie als regenerative Energiequelle ist eine vielversprechende Technologie auf dem Weg zu einer sauberen und von endlichen Energieträgern unabhängigen Energieversorgung. Das Grundprinzip liegt in der Nutzung der thermischen Sonnenenergie zur Betreibung eines Dampfkraftprozesses und somit der Bereitstellung elektrischer Energie. Doch auch die Nutzung der thermischen Energie als Heiz- und Industriewärme ist denkbar, so dass eine umfangreiche Energieversorgung durch die Nutzung der Solarthermie möglich ist. Dadurch besteht ein Vorteil gegenüber anderen regenerativen Energiequellen wie Windenergie oder Photovoltaik.

Das Hauptproblem dieser Technologie ist die tages- und jahreszeitliche Fluktuation der Verfügbarkeit. Für eine Grundlastversorgung durch regenerative Energien sind daher kostengünstige Energiespeicher unerlässlich. Im Zusammenhang mit der Solarthermie sind thermische Speicher, die überschüssige Wärmeenergie aufnehmen und über einen längeren Zeitraum verfügbar halten können, erforderlich. Da solche Speicher für solarthermische Kraftwerke eine nicht unerhebliche Mehrinvestition darstellen, liegt ein Hauptaugenmerk bei der Entwicklung neuer Speicher auf möglichst geringen Investitionskosten, um diese Technologie mittelfristig lukrativ zu machen.

Am Institut für Technische Thermodynamik des Deutschen Zentrums für Luft und Raumfahrt in Stuttgart liegt daher im Rahmen des „Cell-Flux“ Projektes der Schwerpunkt auf der Entwicklung eines sensiblen Wärmespeichers, welcher auf günstigen Speichermaterialien basiert. In Frage kommen Festkörper wie Beton, Naturstein, Natriumchlorid und andere kostengünstige und thermisch stabile Materialien. Diese bilden dabei eine Speicherstruktur, die in direkten Kontakt mit einem Luftstrom zur Be- und Entladung mit thermischer Energie gebracht wird. Die Schnittstelle zwischen dem Luftkreislauf und dem primären Kreislauf des solarthermischen Kraftwerks wird über einen Wärmeübertrager realisiert. Der Art und Weise der Gestaltung dieses Wärmeübertragers kommt in dem Projekt besondere Bedeutung zu und ist der Gegenstand dieser Arbeit.

In dieser Arbeit soll die Möglichkeit eines hybriden Wärmeübertragers untersucht werden. Die Bezeichnung *hybrider Wärmeübertrager* meint hierbei einen Wärmeübertrager, welcher neben der eigentlichen Aufgabe der effektiven Wärmeübertragung auch eine Speicherfunktion besitzt. Ausgangspunkt dieser Idee ist die Überlegung, dass zur Effizienzsteigerung des Wärmeübertragers dessen äußere wärmeübertragende Fläche mit Rippen versehen werden müsste. Wenn es nun gelingt, diese Rippenwirkung durch das Aufbringen von Speichermaterial zu erreichen, so lassen sich zwei wesentliche Effekte erzielen: Erstens entfällt die kostenintensive Berippung des Wärmeübertragers und zweites werden die Druckverluste durch die Kombination von Wärmeübertrager und Speicher verringert.

Die Untersuchung zur Machbarkeit eines solchen hybriden Wärmeübertragers erfolgt unter Verwendung der CFD Software Ansys CFX. Zunächst werden drei verschiedene Ausführungen dieses Wärmeübertragerkonzepts vorgestellt und die Möglichkeiten zu deren numerischen Modellierung beschrieben. Bei der Modellierung wird sich auf einfache Ausgangsfälle bezogen, um die Wirkung des Speichermediums auf die jeweilige Ausführung

beurteilen zu können. Wenn möglich kommen dabei verschiedene analytische Vergleichsrechnungen zum Einsatz, um die Anwendbarkeit der numerischen Einstellungen zu überprüfen. Auch auf Messwerte wird in diesem Rahmen zurückgegriffen. Letztlich erfolgt ein Vergleich der verschiedenen Ausführungen und eine Diskussion bezüglich deren Potenzial als hybrider Wärmeübertrager.

2 Betrachtete Ausführungen des Wärmeübertragerkonzeptes

Die betrachteten Ausführungen stellen einfache Verbindungen von Wärmeübertrager und Speichermaterial dar. Dabei liegt das Hauptaugenmerk auf folgenden Eigenschaften:

- Einfache fertigungstechnische Realisierung
- Möglichst geringe Druckverluststeigerung im Vergleich zum reinen Wärmeübertrager ohne Speichermaterial
- Guter Kontakt bzw. Wärmeübergang zwischen Sekundärkreislauf¹ und Speichermaterial
- Möglichst verbesserter oder gleichbleibender, in keinem Fall aber verschlechterter, Wärmeübergang auf Seite der Luftströmung

Konkret werden dabei folgende Ausführungen betrachtet, deren Geometrien anschließend beschrieben werden:

- Zylinderlängs- und Spaltströmung
- Rohrbündel Kanalströmung
- Kreisrippen- Rohrbündelumströmung

Die gemeinsamen Randbedingungen sind:

- Betriebstemperatur von 350 °C
- Betriebsdruck entspricht Umgebungsdruck
- Freiströmungsgeschwindigkeiten des Luftstroms zwischen 1 m/s und 10 m/s

2.1 Zylinderlängs- und Spaltströmung

Die einfachste Ausführung ist die Zylinderlängs- und Spaltströmung. Sie besteht aus längsumströmten Rohren, welche sich zwischen mehreren Platten des Speichermaterials befinden. In den Platten sind außerdem Vertiefungen in Form des Rohrdurchmessers vorhanden, in welchen die Rohre ca 1 mm tief eindringen. Die Luft strömt durch die Spalten, welche zwischen zwei Platten und zwei benachbarten Rohren bestehen, während der Sekundärkreislauf durch die Rohre geführt wird. Die Abbildung 2.1 veranschaulicht das Prinzip.

¹ Als Sekundärkreislauf wird im Folgenden der Kreislauf des Wärmeträgermediums (Thermoöl) des solarthermischen Kraftwerks bezeichnet

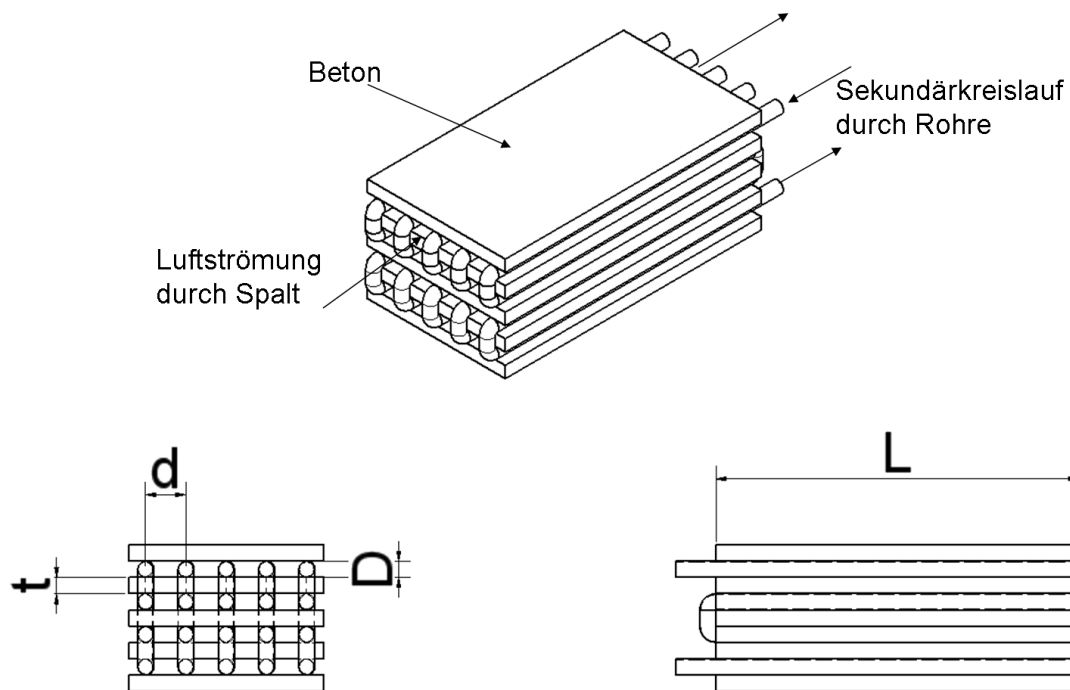


Abbildung 2.1: Zylinderlängs- und Spaltströmung

Die Geometrie wird durch den Rohraußendurchmesser D , die Rippendicke t , den horizontalen Rohrabstand d und die Strömungslänge L bestimmt. Der vertikale Rohrabstand ist als Summe aus Rohraußendurchmesser D und Rippendicke t fest definiert und wird daher nicht gesondert beschrieben.

2.2 Kreisrippen- Rohrbündelumströmung

Eine weitere Ausführung stellt die Kreisrippen-Rohrbündelumströmung dar. Diese Anordnung kann als Variante eines herkömmlichen mit Kreisrippen versehenen Rohrbündels betrachtet werden. Der Unterschied liegt darin, dass das Rohr selbst noch mit einem Mantel des Speichermaterials bedeckt ist. Die Kreisrippen sind direkt an dem Mantel angeordnet und bestehen ebenfalls aus dem Speichermaterial. Abbildung 2.2 zeigt das Prinzip und die geometrischen Parameter dieser Ausführung.

Die Geometrie wird definiert durch den Rohrdurchmesser D , den Manteldurchmesser D_m , den Durchmesser der Kreisrippen D_r , sowie durch den Rippenabstand a und die Rippendicke t . Die Anordnung der Rohre innerhalb des Bündels wird durch die Quer- und Längsteilung s_q bzw. s_l festgelegt.

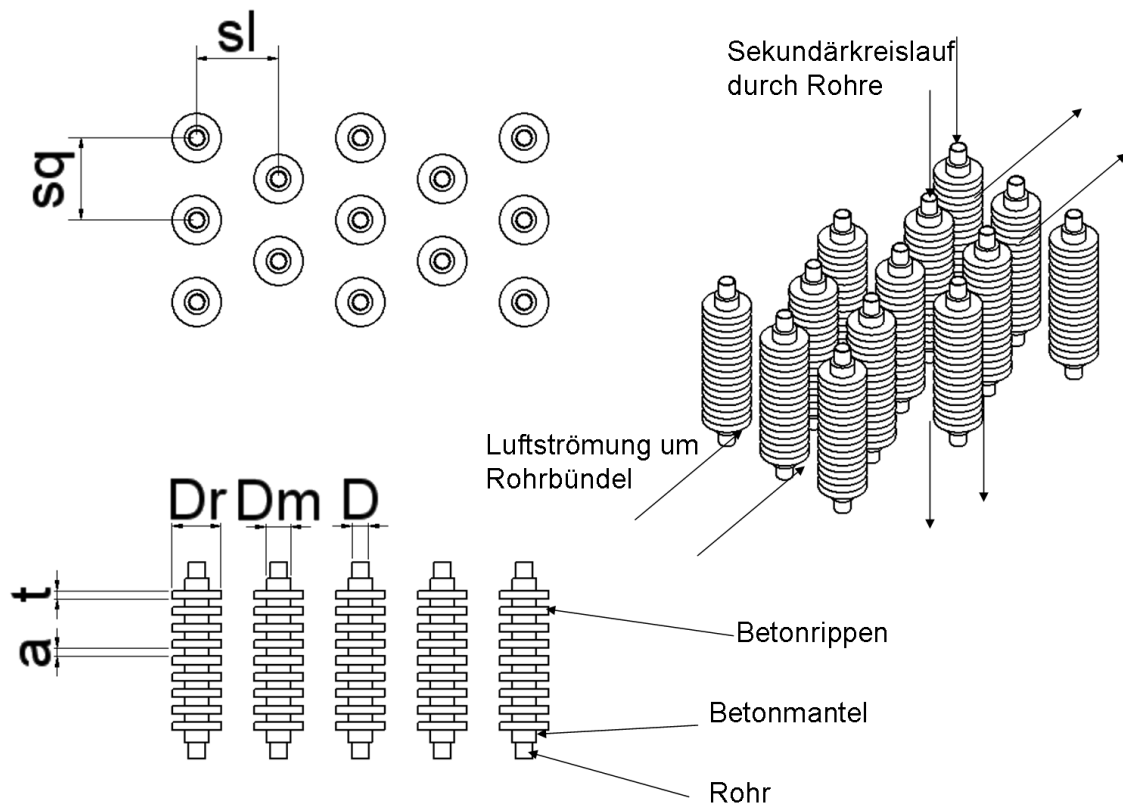


Abbildung 2.2: Kreisrippen-Rohrbündel

2.3 Rohrbündel-Kanalströmung

Die Rohrbündel- Kanalströmung beschreibt einen Fall, bei welchem sich ein Rohrbündel mit fluchtender Rohranordnung fest innerhalb einer definierten Struktur des Speichermaterials befindet. Das Rohrbündel wird dabei nicht direkt durchströmt, sondern die Kanäle, die durch die Rippenstruktur definiert werden. Die Rohre selbst sind dabei vollständig im Speichermaterial eingebettet. Die Abbildung 2.3 zeigt beispielhaft einen Ausschnitt einer solchen Geometrie. Die Geometrie der Speicher- bzw. Rippenstruktur wird definiert durch die Seitenlängen a und b der Kanäle, sowie die vertikale und die horizontale Rippendicke t_v bzw. t_h . Die Rohranordnung wird analog zu 2.2 durch die Rohrabstände s_q und s_l festgelegt.

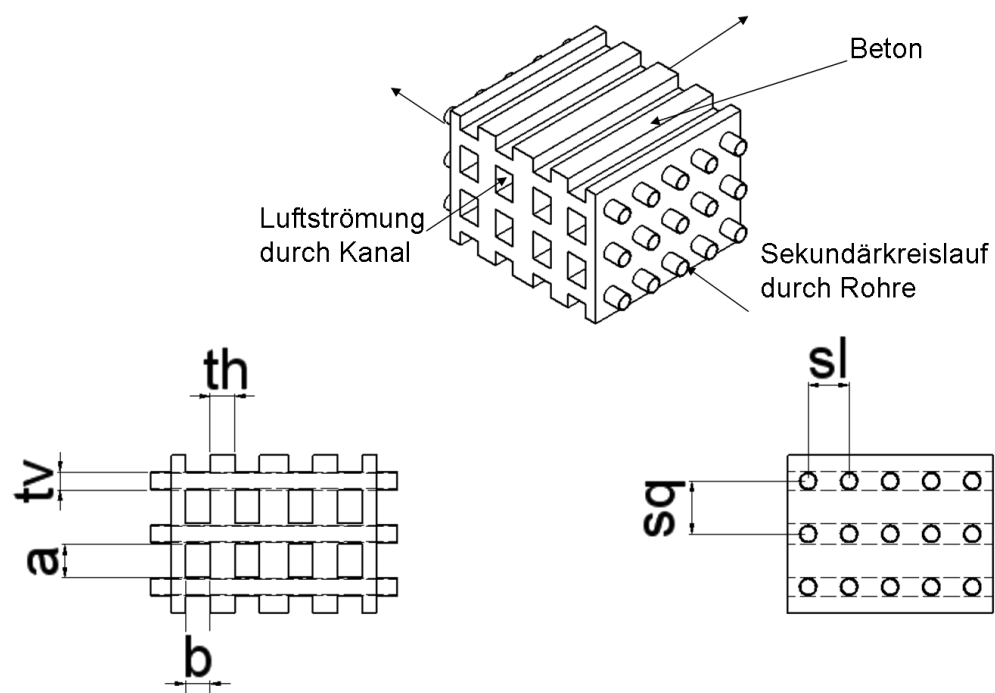


Abbildung 2.3: Rohrbündel-Kanalströmung

3 Erstellung der Numerischen Modelle

3.1 Geometrien der Strömungsmodelle

Zur numerischen Untersuchung der Ausführungen müssen zunächst die in Abschnitt 2 beschriebenen globalen Geometrien auf lokale, repräsentative Gebiete beschränkt werden. Dies ist notwendig, da eine Berechnung kompletter Wärmeübertrager zu rechenintensiv ist. Grundvoraussetzung für eine solche Vereinfachung sind Symmetriebeziehungen, welche durch die Geometrie gegeben sind. Die Vorgehensweise der Modellerstellung, auf Grundlage solcher Symmetriebeziehungen, wird im folgenden für die einzelnen Ausführungen beschrieben. Allen Modellen gemein ist die Annahme, dass der Wärmedurchgangswiderstand der Sekundärströmung (Thermoöl durch Rohre) klein gegenüber dem Widerstand der Luftströmung und des Rippenmaterials ist. Auf eine Modellierung des Sekundärkreislaufes wird daher verzichtet und als Randbedingung lediglich eine konstante Rohrwandtemperatur vorgegeben.

3.1.1 Zylinderlängs- und Spaltströmung

Das numerische Modell für die Zylinderlängs- und Spaltströmung beschränkt sich auf die Modellierung eines Ausschnittes des Strömungsbereiches des Wärmeübertragers. Randeffekte, wie Ein- und Ausströmung, sowie mögliche Ungleichverteilung, sollen vernachlässigt werden. Deshalb genügt es, einen Spalt inmitten des Wärmeübertragers zu betrachten. Weiterhin kann innerhalb einer solchen Spaltgeometrie ebenfalls von einer symmetrischen Strömung um die Mittelebene ausgegangen werden, so dass das tatsächliche Strömungsmodell nur ein Viertel der Spaltgeometrie abbildet. Die Platten werden nach dem analogen Vorgehen modelliert. Abbildung 3.1 veranschaulicht die Modellerstellung. Der tatsächlich modellierte Bereich ist dort schraffiert dargestellt.

Die Geometrie ist als CAD-Modell in Abbildung 3.2 dargestellt. Die Strömungslänge wurde dabei auf $L = 100 \text{ mm}$ beschränkt.

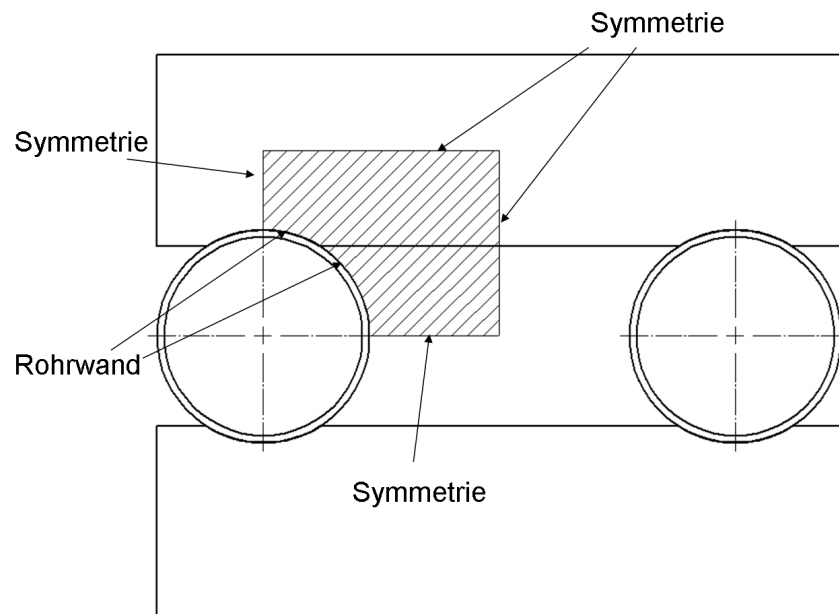


Abbildung 3.1: Modellerstellung der Zylinderlängs und Spaltströmung unter Ausnutzung der Symmetrie der Geometrie, modellierter Bereich ist schraffiert dargestellt

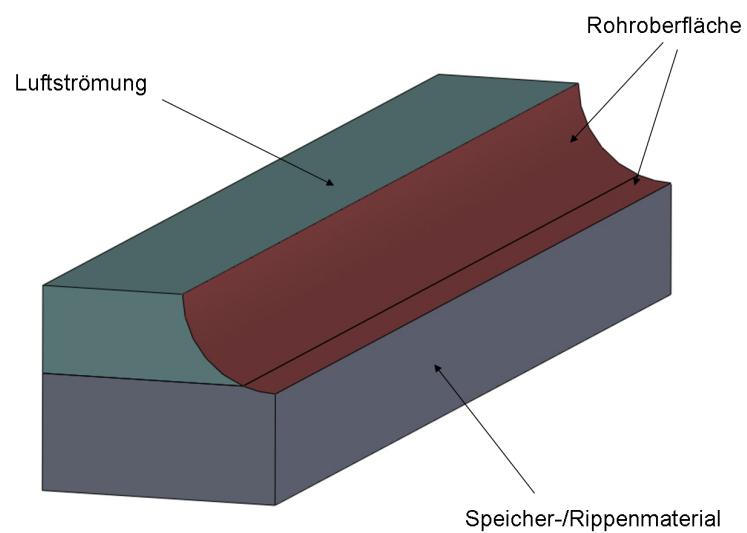


Abbildung 3.2: CAD Strömungsmodell Zylinderlängs- und Spaltströmung

3.1.2 Kreisrippen Rohrbündel

Bei der Anwendung der Symmetrieanahmen auf die Kreisrippen-Rohrbündelumströmung ergibt sich das in Abbildung 3.3 dargestellte Strömungsmodell (Darstellung des Hauptströmungsbereiches). Modelliert wird die Strömung zwischen zwei Rohrreihen, wobei die Symmetrieebene die Rohre mitsamt Rippen halbiert. Eine zweite Symmetrieebene schneidet die Rippe sowie die Ebene zwischen zwei Rippen. Die Rohrreihenanzahl wird auf fünf festgelegt, wodurch sich die Gesamtströmungslänge L aus dem Produkt der Rohranzahl in Strömungsrichtung N und der Längsteilung der Rohre s_l ergibt. Das Modell stellt somit einen vollständigen Wärmeübertrager mit fünf Rohrreihen dar und nicht nur einen Ausschnitt. Ein- und Ausströmeffekte können daher mit erfasst werden und erlauben eine umfassendere Beurteilung. Zur korrekten Darstellung dieser Effekte muss das Strömungsmodell allerdings um Ein- und Auslaufbereiche ergänzt werden. Die Abmessungen dieser Bereiche werden nach den Erkenntnissen aus [7] und den Empfehlungen nach [5] festgelegt.

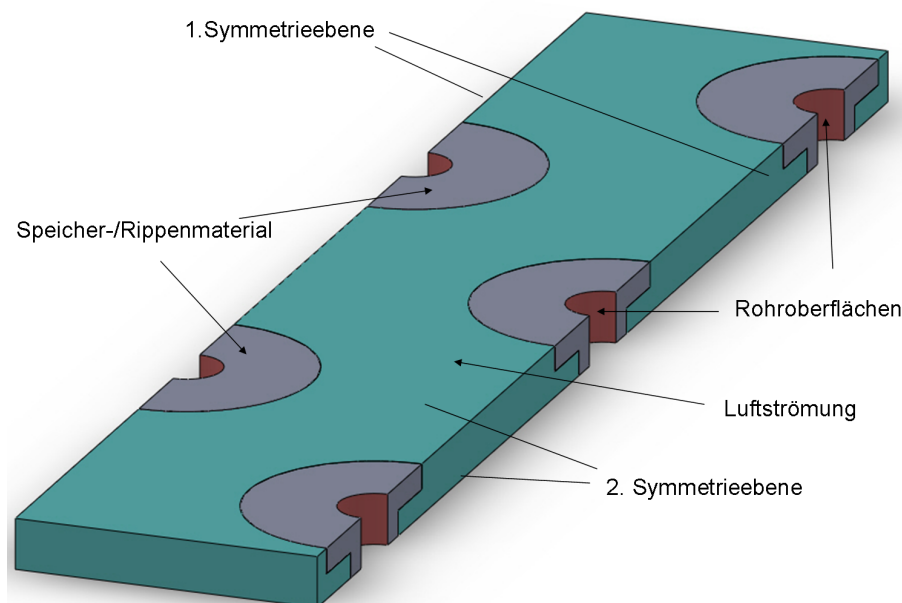


Abbildung 3.3: CAD Strömungsmodell Hauptströmungsbereich Kreisrippen Rohrbündel

3.1.3 Rohrbündel Kanalströmung

In Analogie zu den Modellen der zuvor beschriebenen Ausführungen ergibt sich das in Abbildung 3.4 dargestellte Modell für die Rohrbündel-Kanalströmung. Modelliert wird ebenfalls ein Viertel der Spaltgeometrie mit den dazugehörigen Bereichen des Speichermaterials. Das Modell wird ebenfalls als repräsentativ für einen vollständigen Wärmeübertrager betrachtet. Die in 3.1.2 beschriebenen Anforderungen für die Darstellung der Ein- und Ausströmung gelten daher ebenfalls für diese Ausführung.

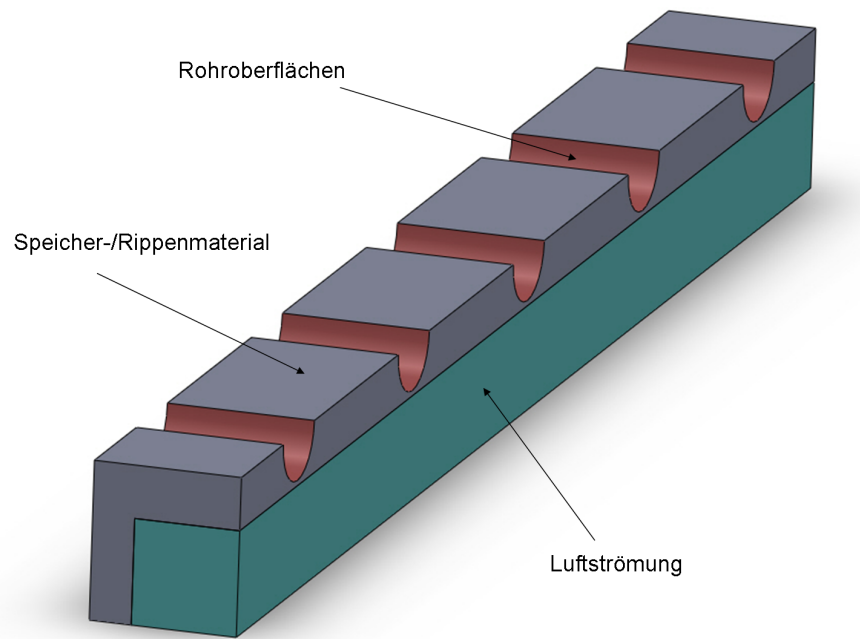


Abbildung 3.4: CAD Strömungsmodell Hauptströmungsbereich Rohrbündel Kanalströmung

3.2 Netzerstellung

Die für die numerische Berechnung notwendige Vernetzung der Strömungsmodelle erfolgt nach den in [7] gewonnenen Erkenntnissen bezüglich Netzart, Auflösung und Qualität. Die wichtigsten Eigenschaften sind:

- Hybrides Netz bestehend aus Tetraeder-, Hexaeder- und Prismenelementen. Hexaederzellen werden dabei aufgrund ihrer guten numerischen Eigenschaften (strömungsnormale Ausrichtung, Vermeidung numerischer Diffusion etc.) bevorzugt verwendet. An geometrisch komplexen Stellen muss auf Tetraederzellen zurückgegriffen, so dass das Netz insgesamt hybrid ist.
- Vernetzung der wandnahen Bereiche unter Verwendung von Prismenschichten, zur Realisierung eines Low-Reynoldsansatzes für die Modellierung der viskosen Unterschicht (Dimensionsloser Wandabstand $y^+ \leq 1$)
- Beurteilung der Netzqualität über den Parameter *Skewness*. Dieser beurteilt die Gitterwinkel, also die „Verzerrung“ der einzelnen Zellen. Zu spitze und zu stumpfe Winkel sollten generell vermieden werden. Nach [6] sollten die Winkel zwischen $20^\circ < \alpha < 160^\circ$ betragen.

Abbildung 3.5 zeigt beispielhaft die Rechennetze möglicher Varianten der zu betrachtenden Ausführungen des Wärmeübertragerkonzeptes.

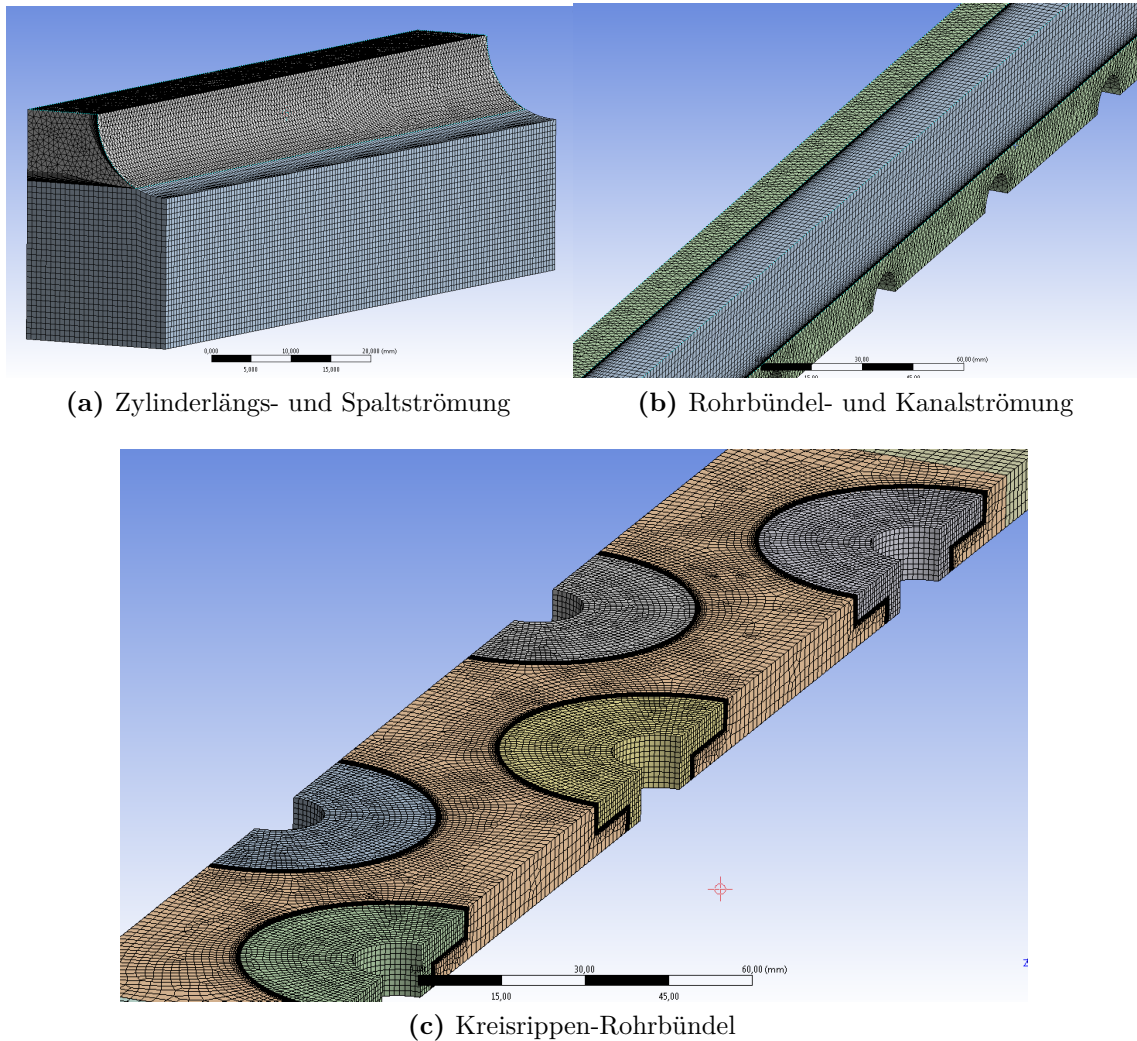


Abbildung 3.5: Rechenetze der einzelnen Ausführungen

3.3 Randbedingungen, Turbulenzmodellierung, Konvergenzbedingungen, Lösungsverfahren (Pre-Processing)

Im Pre-Prozessor von Ansys-CFX werden schließlich alle für die numerische Berechnung notwendigen Einstellungen vorgenommen. Die Stoffwerte für die Luftströmung werden gemäß der vorgesehen Betriebstemperatur von 350 °C festgelegt. Nach Tabelle A.1 ergibt sich demnach:

- Dichte $\rho = 0,5585 \text{ kg/m}^3$
- dynamische Viskosität $\eta = 31,64 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m s}$
- Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 47,05 \cdot 10^{-3} \text{ W/m K}$
- Volumenausdehnungskoeffizient $\beta = 1,605 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}$

Einlass, Auslass

Der Einlass- und Auslassbereich beschränkt sich bei der Zylinderlängs und Spaltströmung nur auf den luftseitigen Teil. Bei den beiden anderen Ausführungen wird die gesamte Ein- bzw. Austrittsfläche des beaufschlagten Einströmbereiches als Einlass definiert. Die Randbedingungen werden am Einlass über Strömungsgeschwindigkeiten und Eintrittstemperaturen ($\vartheta = 350\text{ °C}$) festgelegt. Am Auslass wird ein Relativdruck von 0 Pa angenommen.

Rohrwand

An den Rohrwänden werden Oberflächentemperaturen als Randbedingungen für den Wärmeübergang angegeben. Da bei der Berechnung des Wärmeübergangs keine absoluten Temperaturänderungen, sondern Wärmeübergangskoeffizienten von Interesse sind, kann diese Temperatur beliebig gewählt werden. Sie wird auf wenige Kelvin ($\approx 5\text{ K}$) oberhalb der Eintrittstemperatur festgelegt.

Wandbereiche zwischen Fluid und Festkörper

Die Wandbereiche zwischen der Luftströmung und dem Speicher-/Rippenmaterial werden als wärmeübertragende Fläche definiert (Conservative Interface Flux). Als strömungstechnische Randbedingung werden die Wände als *No Slip Wall* definiert. Dies bedeutet, dass die Geschwindigkeit direkt an der Wand 0 m/s beträgt (Haftbedingung). Auf die Angabe einer Oberflächenrauigkeit wird an dieser Stelle verzichtet, da die tatsächliche Rauigkeit stark abhängig von dem verwendeten Material und dessen fertigungstechnischen Verarbeitung ist. Es ist allerdings davon auszugehen, dass der Einfluss der Rauigkeit, vor allem auf den Druckverlust, in der Realität nicht vernachlässigt werden kann, so dass diese Annahme eine Vereinfachung darstellt.

Turbulenzmodellierung

In der Arbeit *Thermische Simulation einer Gasströmung durch einen Lamellen-Rohrbündel-Wärmeübertrager* [7] wurden mehrere Turbulenzmodelle auf deren Tauglichkeit zur Beschreibung der Strömungsverhältnisse und des Wärmeübergangs in Wärmeübertragern untersucht. Dabei wurde gezeigt, dass das SST-Modell als statistisches Turbulenzmodell sehr gute Eigenschaften hinsichtlich Konvergenzverhalten und Genauigkeit aufweist. Dieses Modell wird daher auch bei den folgenden Berechnungen durchgehend verwendet.

Lösungsverfahren, Konvergenzkriterium

Als Lösungsverfahren kommt das *High Resolution* Schema zum Einsatz. Dies vereint Lösungsverfahren erster und zweiter Ordnung und bietet größtmögliche Genauigkeit. Als Konvergenzkriterium wird ein quadratisch gemitteltes Residuum¹ von 10^{-5} festgelegt. Da die Geometrien keine gravierenden Singularitäten aufweisen, ist ein quadratisch gemitteltes Residuum ausreichend.

¹ Nach den Erfahrungen aus [7]

4 Berechnungen

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Berechnungen für die verschiedenen Ausführungen dargestellt. Dabei wird zunächst der jeweilige Ausgangsfall behandelt. Als Ausgangsfall wird die Geometrie ohne Speicher- bzw. Rippenmaterial bezeichnet, sprich die reine Anordnung der Wärmeübertragerrohre. Zur Beschreibung der Ausgangsfälle wird auf Gleichungen aus der Literatur zurückgegriffen. Diese Gleichungen sind teilweise analytischer Natur, etwa die Blasius-Formel zur Berechnung der Rohrreibungszahl laminarer Strömungen (siehe Gleichung 4.11), welche exakte Ergebnisse liefern. Der Großteil der Gleichungen beruht jedoch auf Korrelationen, die aus experimentellen Daten abgeleitet wurden und deren Lösungen selbst nur Näherungen darstellen. Im Folgenden werden jedoch alle Lösungen, die aus solchen Gleichungen gewonnen werden, als analytische Lösungen bezeichnet. Dadurch soll die klare Abgrenzung zu den numerischen Lösungen verdeutlicht werden.

Die Betrachtung der Ausgangsfälle dient dabei mehreren Zielen:

- Beurteilung der numerischen Einstellungen durch Simulation des Ausgangsfalls
- Beurteilung der Wirkung des Rippen-/Speichermaterials durch Vergleich mit Ausgangsfall
- Validierung der numerischen Ergebnisse

Die Beurteilung der Rippenwirkung erfolgt bei allen Ausführungen über die Ausgangsfallbetrachtung. Die numerische Betrachtung der Ausgangsfälle und die Validierung der numerischen Ergebnisse kann jedoch nicht überall oder nur teilweise erfolgen. Näheres findet sich dazu in den einzelnen Abschnitten.

Die Ergebnisse der Berechnungen, ob analytisch oder numerisch, werden als Funktionen der Freiströmungsgeschwindigkeit in Diagrammen dargestellt. Die Freiströmungsgeschwindigkeit stellt dabei die ungestörte Strömungsgeschwindigkeit vor der jeweiligen Geometrie dar. Dies dient der besseren Vergleichbarkeit der einzelnen Geometrien.

Im Folgenden wird jede Ausführung und deren Ausgangsfall separat betrachtet.

4.1 Zylinderlängs- und Spaltströmung

4.1.1 Reine Zylinderlängsströmung

Der Ausgangsfall der Zylinderlängs- und Spaltströmung ohne Speicher- bzw. Rippenmaterial ist ein längs umströmter Zylinder. Der Wärmeübergang kann für diesen Fall über empirische Gleichungen beschrieben werden. Somit bietet sich eine numerische Betrachtung dieses Ausgangsfalles an, um die Anwendbarkeit der numerischen Randbedingungen und Einstellungen nach 3.3 zu überprüfen. Das Modell wird analog dem Vorgehen in Abschnitt 3.1.1

erstellt und ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Der zuvor als Rippen- bzw. Speichermaterial modellierte Bereich ist nun Teil der Luftströmung.

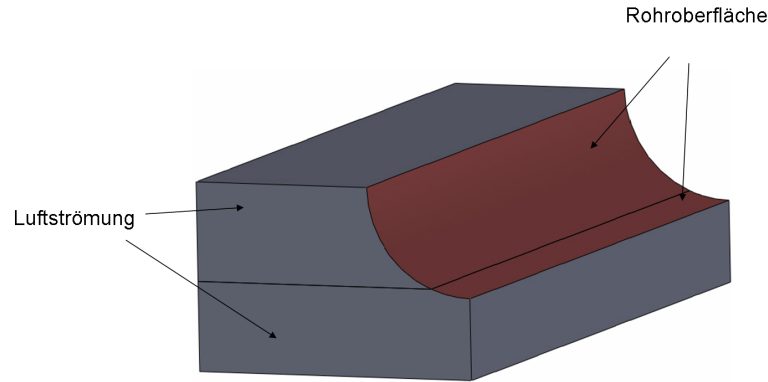


Abbildung 4.1: CAD-Modell Reine Zylinderlängsströmung

Die analytischen Lösungen werden nach den Gleichungen in [8] für den Wärmeübergang bei der Längsumströmung eines ruhenden Kreiszylinders ermittelt. Der Wärmeübergangskoeffizient nimmt wegen der sich ausbildenden Temperaturgrenzschicht mit zunehmender Strömungslänge ab. Daher wird sowohl ein *Lokaler* Wärmeübergangskoeffizient α_x in Abhängigkeit von der Laufkoordinate x , als auch ein *Mittlerer* Wärmeübergangskoeffizient α_m über der gesamten Strömungslänge L berechnet.

Für den Lokalen Wärmeübergangskoeffizienten gilt:

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \cdot \lambda_W}{x} \quad (4.1)$$

Hierbei ist Nu_x die Lokale Nusselt-Zahl, λ_W die Wärmeleitfähigkeit der Luft bei Wandtemperatur nach Abbildung A.1 und x die Laufkoordinate in Strömungsrichtung.

Der Mittlere Wärmeübergangskoeffizient ergibt sich zu:

$$\alpha_m = \frac{Nu_{xm} \cdot \lambda_W}{L} \quad (4.2)$$

Die Lokale und die Mittlere Nusselt-Zahl Nu_x bzw. Nu_m ergeben sich, unter Vernachlässigung der Wandkrümmung¹, zu:

$$Nu_x = 0,332 \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad \text{bzw.} \quad Nu_m = 0,664 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.3)$$

.

Hierin ist Pr die Prandtl-Zahl nach Tabelle A.1. Die jeweiligen Reynolds-Zahlen ergeben sich mit der kinematischen Viskosität ν und der Anströmgeschwindigkeit w zu:

¹ Die Wandkrümmung hat bei sehr kleinen Durchmesser, etwa bei Drähten, einen entscheidenden Einfluss auf den Wärmeübergang. Bei den hier betrachteten Rohrdurchmesser, Strömungs- und Geometrie Konfigurationen ist der Einfluss nach [8] jedoch vernachlässigbar

$$Re_x = \frac{w \cdot x}{\nu} \quad \text{bzw.} \quad Re_L = \frac{w \cdot L}{\nu} \quad (4.4)$$

Die Abbildung 4.2 zeigt die numerisch berechneten Ergebnisse der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten über der Strömungslänge im Vergleich zu den analytisch ermittelten Lösungen, bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s. Grundsätzlich zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen der analytischen und der numerischen Lösung. Lediglich für die kleinsten Werte von x sind größere Abweichungen zu erkennen. Dies ist durch die großen Gradienten infolge der Grenzschichtausbildung zu erklären. Der Vergleich der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit, erlaubt eine bessere Beurteilung der numerischen Ergebnisse. Diese sind in Abbildung 4.3 dargestellt. Dabei zeigt sich, dass die Werte mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit zunehmend besser übereinstimmen. Diese Erkenntnis deckt sich mit den Ergebnissen in [7]. Die Ursache liegt dabei in einer besseren Anwendbarkeit des Turbulenzmodells für größere Reynoldszahlen. Es kann jedoch festgehalten werden, dass die Ergebnisse für alle Strömungsgeschwindigkeiten eine Abweichung von maximal 10 % nicht übersteigen und somit hinreichend genau sind.

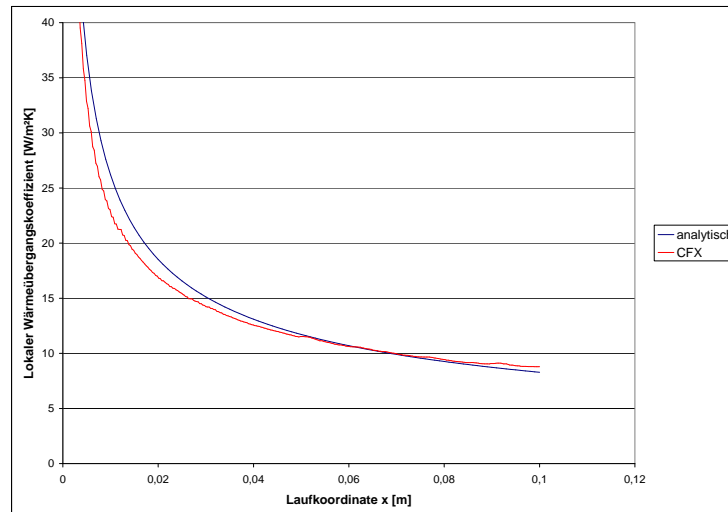


Abbildung 4.2: Vergleich Lokaler Alpha-Werte über der Strömungslänge bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s

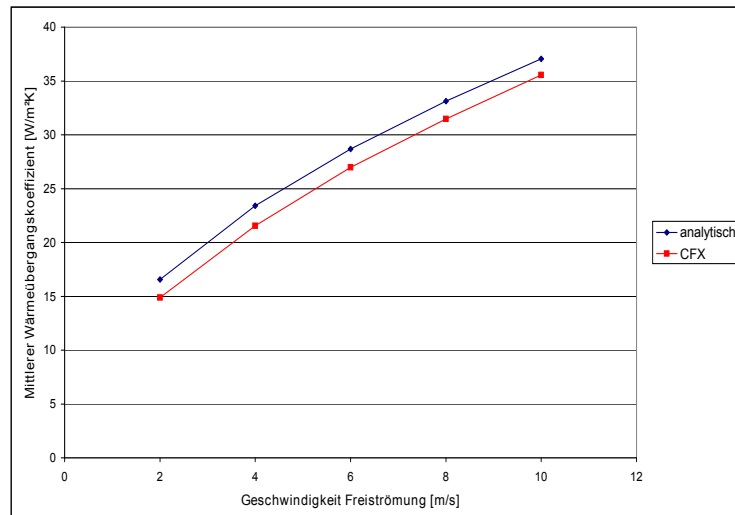


Abbildung 4.3: Vergleich Mittlerer Alpha-Werte in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit

4.1.2 Ergebnisse der numerischen Berechnungen der Zylinderlängs- und Spaltströmung

Die numerischen Berechnungen werden als Parameterstudien durchgeführt, um den Einfluss der geometrischen Parameter Rohraußendurchmesser D , Rippendicke t und horizontaler Rohrabstand d auf den Wärmeübergang und den Druckverlust zu ermitteln. Dabei werden Geometrien mit den in Tabelle 4.1 aufgelisteten Parametern betrachtet.

Tabelle 4.1: Geometrische Parameter der betrachteten Zylinderlängs- und Spaltströmungs-Geometrien

Bezeichnung Geometrie	Rohrdurchmesser D	Rohrabstand d	Rippendicke t
D20_d20_t20	20 mm	20 mm	20 mm
D20_d40_t20	20 mm	40 mm	20 mm
D20_d40_t40	20 mm	40 mm	40 mm
D20_d60_t40	20 mm	60 mm	40 mm
D20_d60_t60	20 mm	60 mm	60 mm
D10_d40_t40	10 mm	40 mm	40 mm

Die Ergebnisse für die Wärmeübergangskoeffizienten sind für alle Geometrieconfigurationen in Abbildung 4.4 dargestellt. Es zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von der Spaltgeometrie und der Rippendicke.

Erklärt werden kann dies durch die unterschiedlichen maximalen Geschwindigkeiten, welche sich infolge der Querschnittsverkleinerungen innerhalb des Spaltes ergeben. Abbildung 4.5 zeigt die maximalen Spaltgeschwindigkeiten der einzelnen Geometrien. Da der Wärmeübergangskoeffizient von der Geschwindigkeit abhängt, ergeben sich zwangsläufig größere Wärmeübergangskoeffizienten bei größerer Querschnittsverengung.

Ein ähnlicher Zusammenhang zeigt sich auch bei den auftretenden Druckverlusten. Diese sind in Abbildung 4.6 dargestellt. Auffällig ist dabei jedoch, dass die Geometrie D20_d20_t20 einen wesentlich größeren Druckverlust aufweist als alle anderen Geometrien. Der Rohrabstand d hat somit den größten Einfluss auf den Druckverlust.

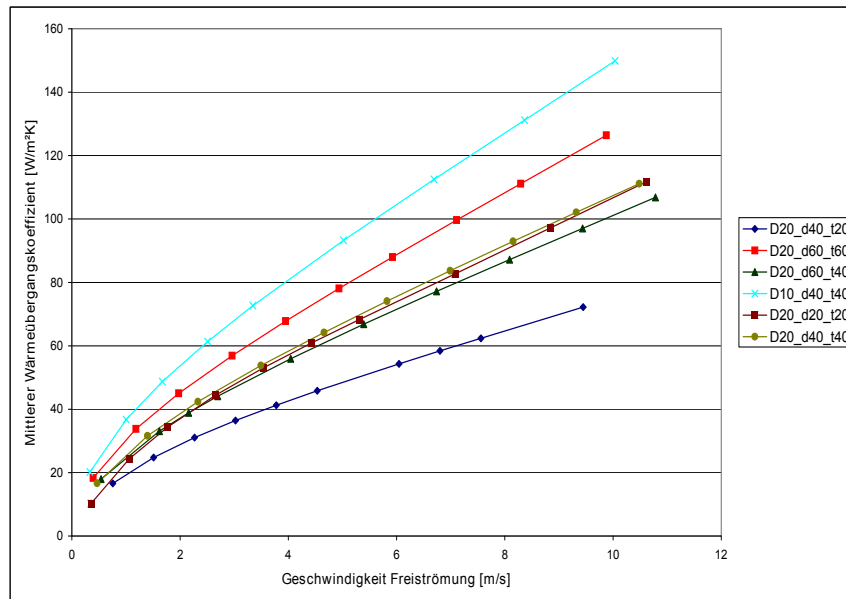


Abbildung 4.4: Mittlere Wärmeübergangskoeffizienten der verschiedenen Geometrien der Zylinderlängs- und Spaltströmung in Abhängigkeit von der Freiströmungsgeschwindigkeit

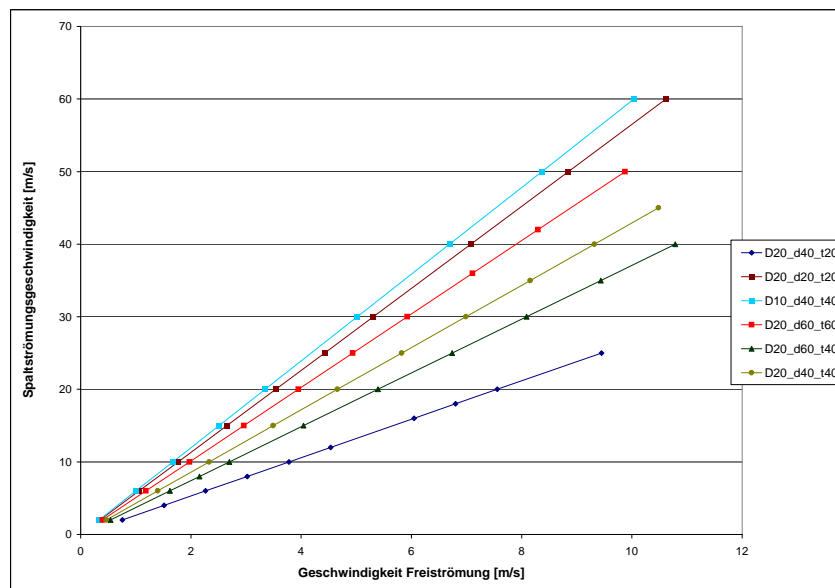


Abbildung 4.5: Spaltströmungsgeschwindigkeiten der einzelnen Geometrien der Zylinderlängs- und Spaltströmung

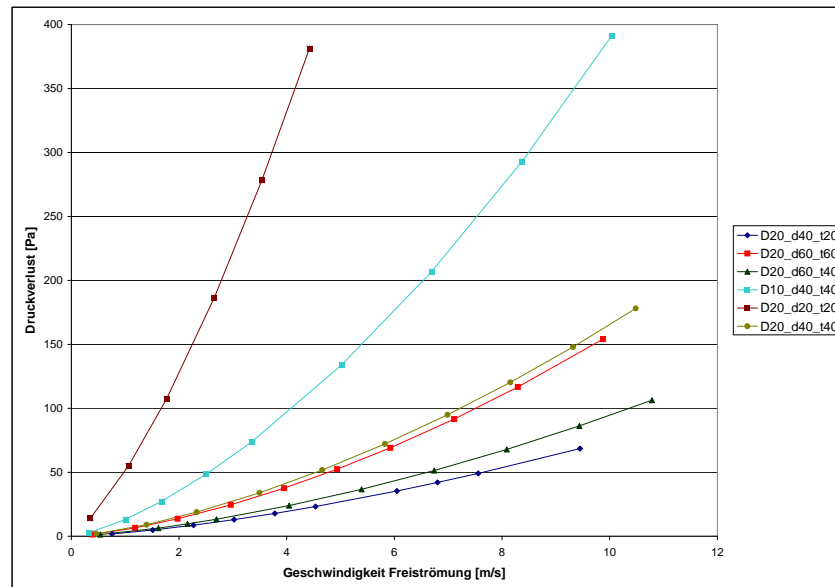
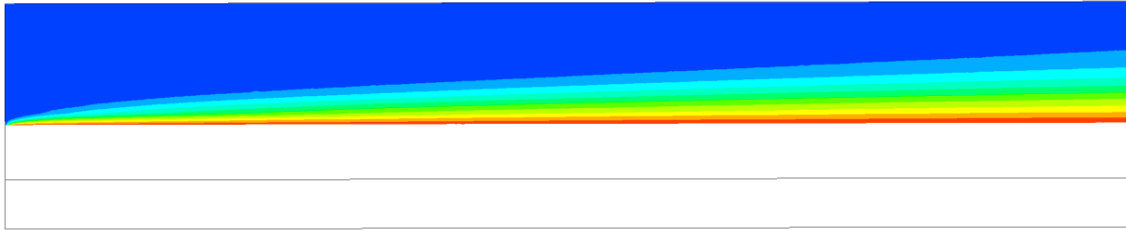
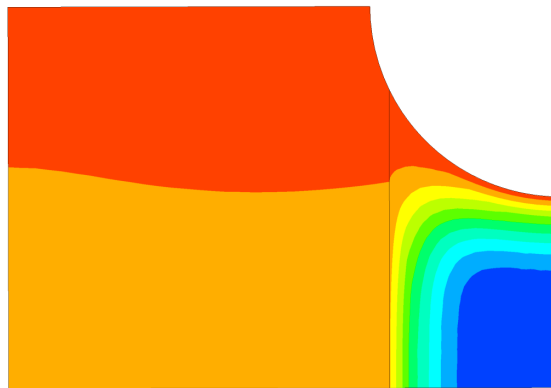


Abbildung 4.6: Druckverluste der verschiedenen Geometrien der Zylinderlängs- und Spaltströmung in Abhängigkeit von der Freistömungsgeschwindigkeit

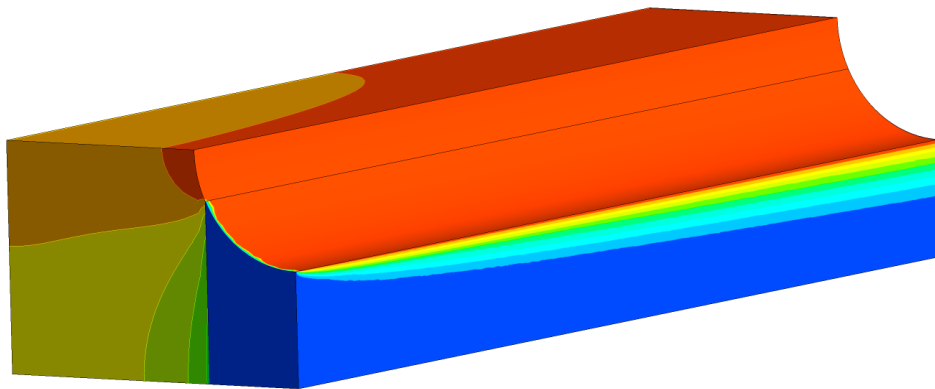
Die Abbildung 4.7 veranschaulicht die Verteilung der Temperatur innerhalb der Geometrie D20_d40_t40. Deutlich erkennbar ist die mit der Strömungslänge anwachsende Temperaturgrenzschicht, welche für den zunehmend verschlechterten Wärmeübergang verantwortlich ist. Zusätzlich zur Temperaturgrenzschicht bildet sich außerdem eine Strömungsgrenzschicht aus. Diese ist aufgrund der Prandtl-Zahl von $Pr \approx 0,71$ zwar kleiner als die Temperaturgrenzschicht, dennoch ist sie durch ein deutliches Abfallen der Strömungsgeschwindigkeit, und damit des Massestroms, zur Wand hin gekennzeichnet. Die Bereiche der größten Temperaturdifferenzen, wie sie in Abbildung 4.7b deutlich zu sehen sind, sind Bereiche der kleinsten lokalen Masseströme. Dies muss bei der qualitativen Beurteilung der Abbildungen berücksichtigt werden. Die Hauptströmungsbereiche sind daher kaum durch eine Temperaturänderung gekennzeichnet. Die dreidimensionale Betrachtung in Abbildung 4.7c verdeutlicht dies.



(a) Temperaturverlauf der Luftströmung entlang der Strömungslänge



(b) Temperaturverteilung der Luft und des Rippenmaterials in einer Ebene nach halber Strömungslänge



(c) Temperaturverläufe an den Modellrändern bzw. an den Symmetrie- und Wandbereichen

Abbildung 4.7: Qualitative Darstellung des Temperaturverlaufs der Zylinderlängs- und Spaltströmung (Geometrie D20_d40_t40), die Farben sind nach dem üblichen „Regenbogenmuster“ definiert: blau kennzeichnet Bereiche niedriger Temperatur (Einlasstemperatur) und rot kennzeichnet die maximale Temperatur (Temperatur Rohrwand)

4.1.3 Validierung

Die Validierung der Berechnungsergebnisse erfolgt über eine analytische Betrachtung der ermittelten Druckverluste. Der Wärmeübergang ist auf analytischem Wege nicht überprüfbar, da eine solche Verbindung von Rohrbündel und Rippenmaterial nicht über die Rippentheorie, z.B. nach [2],[1] oder [8], zugänglich ist.

Gegenstand der Validierung ist die vorliegende Spaltströmung zwischen zwei Platten des Speichermaterials und zwei benachbarten Rohren. Die analytische Berechnung erfolgt nach [9]. Danach berechnet sich der Druckverlust Δp über:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_{Spalt}^2 \quad \text{mit} \quad \zeta = \lambda \cdot \frac{L}{d_h} \quad (4.5)$$

Hierin ist ρ die Dichte nach Tabelle A.1, ζ der Druckverlustbeiwert, λ die Rohrreibungszahl und d_h der hydraulische Durchmesser. Die Geschwindigkeit w_{Spalt} ist die Geschwindigkeit der Strömung im Spalt, welche aufgrund der Querschnittsflächenverkleinerung gegenüber der Freiströmung erhöht ist (siehe Abbildung 4.8).

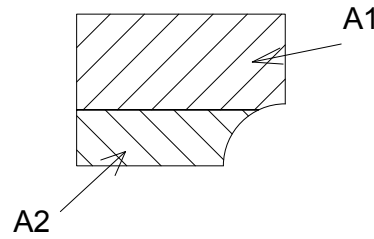


Abbildung 4.8: Zusammenhang der Strömungsquerschnitte der Zylinderlängs- und Spaltströmung

Der Zusammenhang der beiden Geschwindigkeiten kann über die Kontinuitätsgleichung (Annahme: $\rho = \text{konst.}$) hergestellt werden. Es gilt:

$$w \cdot (A_1 + A_2) = w_{Spalt} \cdot A_2 \quad (4.6)$$

$$w_{Spalt} = w \cdot \left(1 + \frac{A_1}{A_2}\right) \quad (4.7)$$

Für den Druckverlustbeiwert ζ gilt:

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{L}{d_h} \quad (4.8)$$

Für den hydraulischen Durchmesser d_h gilt für durchströmte Geometrien:

$$d_h = 4 \cdot \frac{A}{U} \quad (4.9)$$

Dabei ist A der durchströmte Querschnitt und U der benetzte Umfang. Abbildung 4.9 veranschaulicht dies für den vorliegenden Fall.

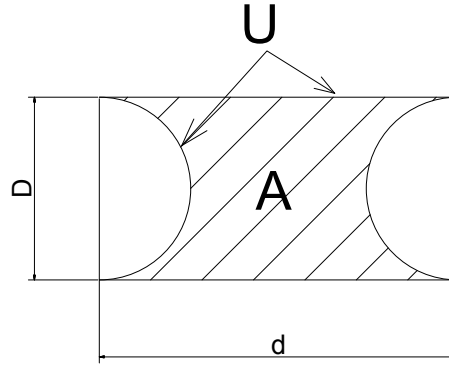


Abbildung 4.9: Hydraulischer Durchmesser der Zylinderlängs- und Spaltströmung

Für d_h folgt somit:

$$d_h = 4 \cdot \frac{D \cdot d - \frac{\pi}{4} \cdot D^2}{2 \cdot d + \pi \cdot D} \quad (4.10)$$

Zur Berechnung der Rohrreibungszahl λ wird zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden. Für den laminaren Fall gilt:

$$\lambda_L = \frac{64}{Re} \quad (4.11)$$

Im Falle einer turbulenten Strömung ergibt sich λ grundsätzlich nach der Blasius-Formel zu:

$$\lambda_T = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4.12)$$

Walter Wagner gibt in [9] für Spaltströmungen jedoch eine abgeänderte Form der Gleichung an. Danach gilt:

$$\lambda_T = \frac{0,427}{Re^{0,25}} \quad (4.13)$$

Diese Gleichung wird im folgenden verwendet.

Um die Rohrreibungszahl und somit den ζ -Wert nun bestimmen zu können, muss noch die Reynoldszahl Re berechnet werden. Diese ergibt sich zu:

$$Re = \frac{w_{Spalt} \cdot d_h}{\nu} \quad (4.14)$$

Abbildung 4.10 zeigt die Ergebnisse der Druckverlustvalidierung der Zylinderlängs- und Spaltströmung für die Geometrie D20_d40_t40. Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der analytisch berechneten Werten mit den Ergebnissen der numerischen Berechnung. Die Abweichungen sind über den gesamten betrachteten Bereich akzeptabel.

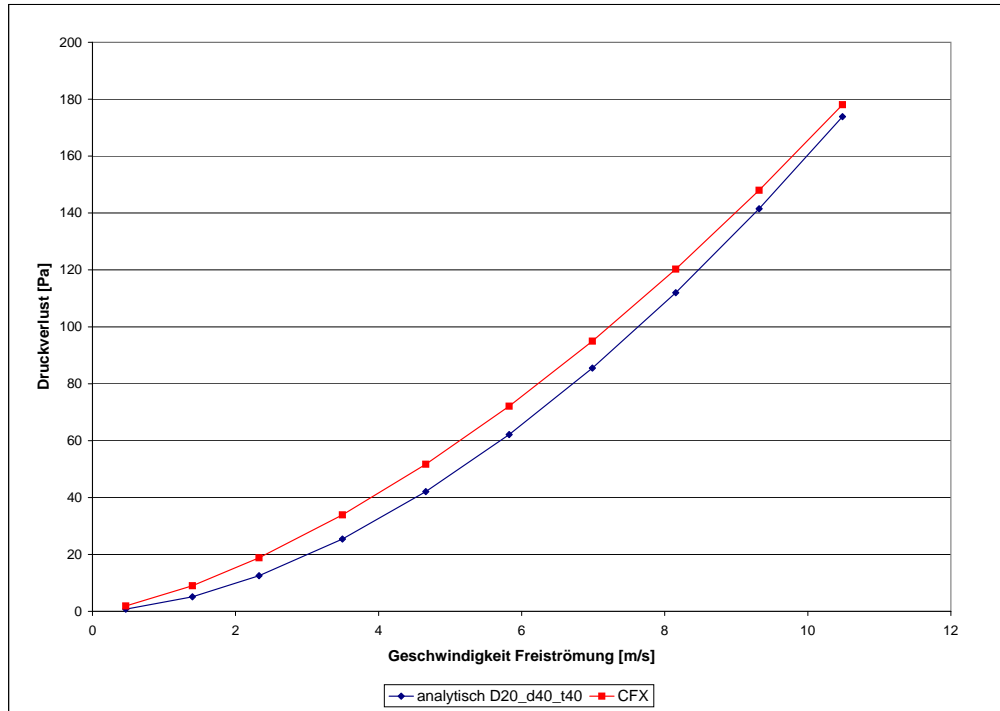


Abbildung 4.10: Druckverlustvalidierung der Zylinderlängs- und Spaltströmung Geometrie D20_d40_t40

4.1.4 Vergleich zwischen der reinen und der Zylinderlängs- und Spaltströmung

Um nun die Wirkung des Speichermaterials auf den Wärmeübergang am längs umströmten Zylinder beurteilen zu können, wird an dieser Stelle ein Vergleich zwischen der reinen Zylinderlängsströmung und der Zylinderlängs- und Spaltströmung vorgenommen. Dabei werden die numerisch ermittelten Ergebnisse der betrachteten Ausführung mit den in Abschnitt 4.1.1 beschriebenen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten der analytischen Lösungen verglichen. Quantitativ ausschlaggebend für den Wärmeübergang ist letztlich aber nicht nur der vorhandene Wärmeübergangskoeffizient, sondern auch die wärmeübertragende Fläche, an welcher dieser auftritt. Der Vergleich erfolgt also über einen Wert $\alpha_m \cdot A$ in Watt je Kelvin. Die wärmeübertragende Fläche im Fall der numerischen Lösung wird direkt über CFX ermittelt. Da diese Fläche nach den in Abschnitt 3.1.1 beschriebenen Symmetriebeziehungen ein Viertel der tatsächlichen Spaltgeometrie darstellt, ist für den Vergleich mit der reinen Zylinderlängsströmung ebenfalls nur mit einer Viertel Mantelfläche des Zylinders zu rechnen. Für die Auswertung werden die Ergebnisse zueinander ins Verhältnis gesetzt, um die Leistungssteigerung infolge der Berippung direkt zu veranschaulichen. Dabei wird das Verhältnis $\alpha_m \cdot A$ wie folgt definiert:

$$\text{Verhältnis}(\alpha_m \cdot A) = \frac{\alpha_{\text{Zylinderlängs-undSpaltströmung}} \cdot A_{\text{CFX}}}{\alpha_{m,\text{reineZylinderlängsströmung}} \cdot A_M} \quad (4.15)$$

mit $A_M = \pi/4 \cdot D \cdot L$.

Die Ergebnisse des Vergleichs des Wärmeübergangs für die verschiedenen Geometrien sind in Abbildung 4.11 dargestellt. Dabei kann man erkennen, dass die maximale Leistungssteigerung von Faktor acht bis elf gegenüber der reinen Zylinderlängsströmung bei dem kleinsten Rohrdurchmesser auftritt. Für alle Geometrien ist eine Verbesserung der

thermischen Leistungsdichte um mindestens Faktor zwei zu erkennen. Die Leistungssteigerung erhöht sich außerdem für alle Geometrien mit der Strömungsgeschwindigkeit.

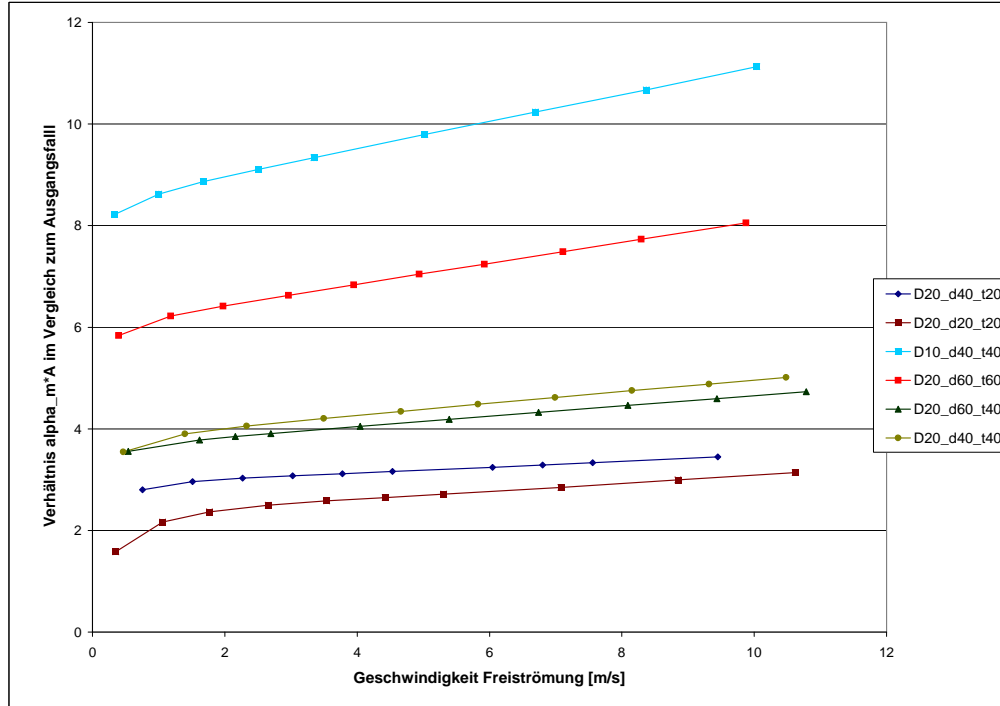


Abbildung 4.11: Verhältnis der Wärmeübergangskoeffizienten in Bezug auf die wärmeübertragende Fläche der Zylinderlängs- und Spaltströmung

Eine vollständige Beurteilung der Zylinderlängs- und Spaltströmung, im Bezug auf den Ausgangsfall der reinen Zylinderlängsströmung, muss allerdings auch einen Vergleich der auftretenden Druckverluste beinhalten. Betrachtet man die Druckverluste in Abbildung 4.6 und bedenkt, dass diese lediglich auf einer Strömungslänge von $L = 100$ mm auftreten, so wird der Nachteil dieser Anordnung bereits ersichtlich. Um einen besseren Vergleich mit dem Ausgangsfall zu ermöglichen, wird nun eine Abschätzung der Druckverluste der reinen Zylinderlängsströmung, mittels der analytischen Gleichungen für den *Druckverlust im Außenraum von Rohrbündel-Wärmeübertragern ohne Einbauten* nach [8], vorgenommen.

Die Gleichung zur Berechnung des Druckverlustes bei der Durchströmung des Außenraumes eines Rohrbündelwärmeübertragers parallel zu den Rohren lautet analog zu Gleichung 4.5:

$$\Delta p = \zeta_p \cdot \frac{L}{d_g} \cdot \frac{\rho \cdot w_{pa}^2}{2} \quad (4.16)$$

Der Druckverlustbeiwert ζ berechnet sich dabei nach den bekannten Gleichungen zur Berechnung des Druckverlustes durchströmter Kanäle (siehe Gleichung 4.11 und 4.12). Den Bezug zur Geometrie des längs durchströmten Rohrbündels stellen dabei die Geschwindigkeit w_{pa} und die charakteristische Größe d_g her. Da sich diese Größen auf den Außenraum des Rohrbündel-Wärmeübertragers beziehen und dessen Abmessungen nicht bekannt sind, kann der Druckverlust zunächst nur als eine Funktion des Mantelinnendurchmessers D_i

angegeben werden. Für w_{pa} gilt:

$$w_{pa} = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - N \cdot D^2)} = \frac{w \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - N \cdot D^2)} = \frac{w \cdot D_i^2}{D_i^2 - N \cdot D^2} \quad (4.17)$$

Die charakteristische Größe d_g ergibt sich zu:

$$d_g = \frac{D_i^2 - N \cdot D^2}{D_i + N \cdot D} \quad (4.18)$$

Mit diesen Größen kann nun die für den Druckverlustbeiwert ζ benötigte Reynoldszahl Re nach $Re = \frac{w_{pa} \cdot d_g}{\nu}$ berechnet werden.

Abbildung 4.12 zeigt die Ergebnisse der analytischen Berechnungen des Druckverlustes der reinen Zylinderlängsströmung. Diese sind dort in Abhängigkeit des Innendurchmessers D_i , bei der größten Strömungsgeschwindigkeit von $w = 10$ m/s, aufgetragen. Es ist deutlich zu erkennen, wie gering die Druckverluste, im Vergleich zu den in Abbildung 4.6 dargestellten Druckverluste der Zylinderlängs- und Spaltströmung, sind. Es zeigt sich, dass der

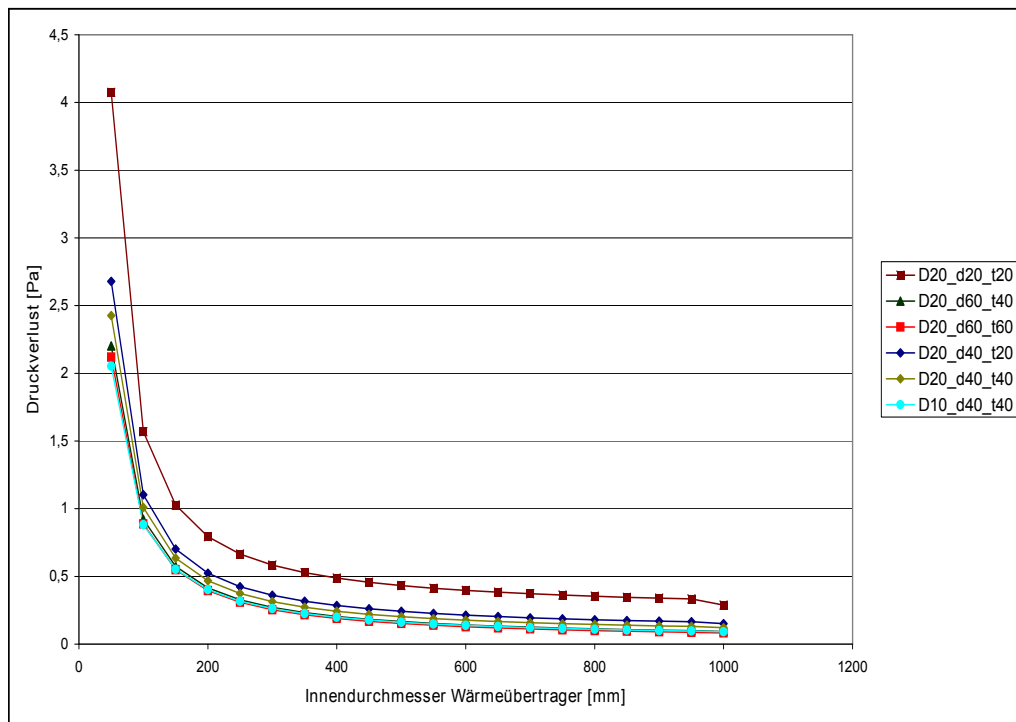


Abbildung 4.12: Druckverluste reine Zylinderlängsströmung als Funktion des Wärmeübertragerdurchmessers, bei einer freiströmungsgeschwindigkeit von 10 m/s

Druckverlust einiger Geometrien gar um den Faktor 10^3 gegenüber der Anordnung ohne Speichermaterial erhöht ist. Im Durchschnitt bewegen sich die Druckverlustserhöhungen im Bereich von Faktor 10^2 bis 10^3 . Diese enorme Druckverluststeigerung ist ein großer Nachteil der Ausführung Zylinderlängs- und Spaltströmung. Selbst eine Verbesserung des Wärmeübergangs um Faktor 10, wie sie nach 4.11 maximal durch die Berippung auftritt, kann durch diesen Druckverluststeigerung nicht gerechtfertigt werden. Weiterhin muss man bedenken, dass die Berechnungen nur die Druckverluste der Spaltströmung beinhalten. Bei der realen Ausführungen treten aber noch Druckverluste bei der Ein- und Ausströmung in die Spalten auf. Es ist davon auszugehen, dass diese Verluste bei den vorhandenen Querschnittverkleinerungen ebenfalls einen signifikanten Einfluss auf die Druckverluststeigerung

gegenüber dem Ausgangsfall haben werden. Die ermittelten Steigerungen von Faktor 10^2 bis 10^3 sind daher sogar noch als zu gering einzuschätzen. Diese Ausführung erscheint also ungeeignet, um die in Abschnitt 2 genannten Anforderungen zu erfüllen. Von einer näheren Betrachtung dieses Falles wird daher von hier aus abgesehen.

4.2 Kreisrippen- Rohrbündelumströmung

4.2.1 Reine Rohrbündelumströmung mit versetzter Rohranordnung

Der Ausgangsfall des Kreisrippen-Rohrbündels ist ein unberipptes Rohrbündel mit versetzt angeordneten Rohren. Dieser Fall wurde im Rahmen der Arbeit [7] ausführlich betrachtet und die Anwendbarkeit der numerischen Rahmenbedingungen bestätigt. Diese wurden daher bei der erneuten Betrachtung beibehalten. Um den Einfluss des Speicher- bzw. Rippenmaterials quantitativ beurteilen zu können, werden der Wärmeübergang und der Druckverlust der reinen Rohrbündelumströmung nach [8] und [3] analytisch ermittelt und mit den numerischen Berechnungen der Kreisrippen-Rohrbündelumströmung verglichen. Diese analytischen Gleichungen werden im Folgenden aufgelistet.

Wärmeübergang

Die Berechnung des Wärmeübergangs erfolgt nach [4]. Die charakteristische Länge l für die Ermittlung der Ähnlichkeitskennzahlen (Reynoldszahl, Nußeltzahl) wird bestimmt über:

$$l = \frac{\pi}{2} \cdot D \quad (4.19)$$

Die Reynoldszahl ergibt sich zu:

$$Re = \frac{w \cdot l}{\varphi \cdot \nu} \quad (4.20)$$

Hierin ist φ der sogenannte Hohlraumanteil, welcher sich aus der Rohrbündelgeometrie ergibt. Für die hier betrachteten Geometrien mit vergleichsweise großen Rohrabständen ergibt sich φ zu:

$$\varphi = 1 - \frac{\pi \cdot D}{4 \cdot s_q} \quad (4.21)$$

Die Berechnung der Nußeltzahl Nu erfolgt ausgehend von der Gleichung für das Einzelrohr Nu_{ER} :

$$Nu_{ER} = (0,3 + \sqrt{Nu_l^2 + Nu_t^2}) \quad (4.22)$$

Darin sind:

$$Nu_l = 0,664 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad \text{und} \quad Nu_t = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.23)$$

Für die Nußeltzahl des Rohrbündel ergibt sich, unter Berücksichtigung der Rohrreihenanzahl $N \leq 10$:

$$Nu = Nu_{ER} \left(1 + (f_A - 1) \cdot \left(\frac{N - 1}{9} \right)^{1/4} \right) \quad \text{mit} \quad f_A = 1 + \frac{2 \cdot D}{3 \cdot s_l} \quad (4.24)$$

Damit kann nun der Wärmeübergangskoeffizient α mit $\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}$ berechnet werden.

Druckverlust

Der Druckverlust wird nach [8] berechnet. In Analogie zu 4.1.3 gilt:

$$\Delta p = \zeta \cdot N \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_e^2 \quad (4.25)$$

Zur Berechnung sind weitere geometrische Parameter notwendig, welche der Abbildung 4.13 entnommen werden können.

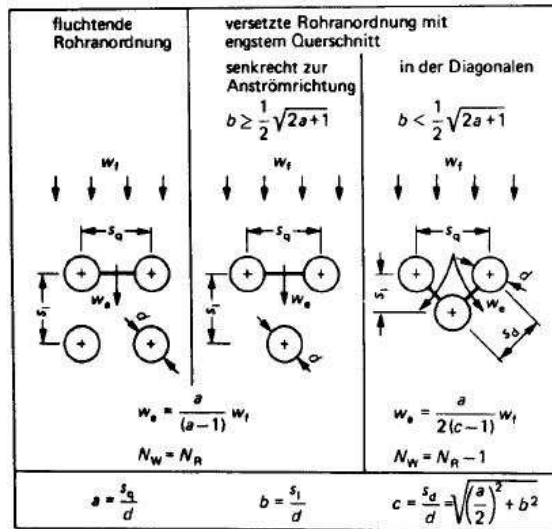


Abbildung 4.13: Geomterische Parameter für die Druckverlustberechnung der reinen Rohrbündelumströmung [8]

Für die in dieser Arbeit gewählte Notation lauten die Parameter:

- $a = \frac{s_q}{D}$
- $b = \frac{s_l}{D}$

- $w_e = \frac{a}{a \cdot (a - 1)} \cdot w :=$ Geschwindigkeit im engsten Querschnitt

Die Reynoldszahl bestimmt sich in diesem Falle wie folgt:

$$Re = \frac{w_e \cdot D}{\nu} \quad (4.26)$$

Der Druckverlustbeiwert ζ berechnet sich aus:

$$\zeta = \zeta_1 + (\zeta_t + f_{n,t}) \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{Re + 200}{1000}\right)\right) \quad (4.27)$$

Darin ist für den laminaren Bereich:

$$\zeta_1 = \frac{f_{a,1,v}}{Re} \quad \text{mit} \quad f_{a,1,v} = \frac{280\pi \cdot [(b^{0,5} - 0.6)^2 + 0,75]}{(4ab - \pi)a^{1,6}} \quad (4.28)$$

Für den turbulenten Bereich gilt:

$$\zeta_t = \frac{f_{a,t,v}}{Re^{0,25}} \quad \text{mit} \quad f_{a,t,v} = 2,5 + \left(\frac{1,2}{(a - 0,85)^{1,08}}\right) + 0,4 \left(\frac{b}{a} - 1\right)^3 - 0,01 \left(\frac{a}{b} - 1\right)^3 \quad (4.29)$$

Der Faktor $f_{n,t}$ berücksichtigt den Austrittsdruckverlust bei $5 \leq N_R \leq 10$ und wird über

$$f_{n,t} = \zeta_0 \left(\frac{1}{N_R} - \frac{1}{10}\right) \quad \text{mit} \quad \zeta_0 = \frac{1}{a^2} \quad (4.30)$$

berechnet.

4.2.2 Ergebnisse der numerischen Berechnungen der Kreisrippen Rohrbündelumströmung

Bei der numerischen Berechnung der Kreisrippen-Rohrbündelumströmung werden analog dem Vorgehen in Abschnitt 4.1.2 Parameterstudien für verschiedene Geometrievariationen durchgeführt. Dabei werden Geometrien mit den in Tabelle 4.2 aufgelisteten Abmessungen betrachtet.

Tabelle 4.2: Geometrische Parameter der betrachteten Kreisrippen Rohrbündelumströmung

Bezeichnung Geometrie	Rohrabstand s_l	Rohrabstand s_q	Rippenabstand a
sl100_sq100_a10	100 mm	100 mm	10 mm
sl100_sq60_a10	100 mm	60 mm	10 mm
sl60_sq100_a10	60 mm	100 mm	10 mm
sl100_sq100_a5	100 mm	100 mm	5 mm

Konstant für alle Geometrien sind die Rippendicke $t = 10 \text{ mm}$, der Rohrdurchmesser $D = 18 \text{ mm}$, der Manteldurchmesser $D_m = 28 \text{ mm}$ und der Durchmesser der Kreisrippen $D_r = 58 \text{ mm}$.

Die Ergebnisse der Parameterstudien sind in Abbildung 4.14 für die Wärmeübergangskoeffizienten und in Abbildung 4.15 für die Druckverluste dargestellt. Dabei zeigt sich ein deutlicher Zusammenhang zwischen diesen beiden Größen. So ist eine höherer Wärmeübergangskoeffizient direkt mit einem höheren Druckverlust verbunden. Dabei wird deutlich, dass der Rohrabstand quer zur Strömung s_q einen enormen Einfluss auf den Druckverlust hat. So ist der Druckverlust der Anordnung sl100_sq60_a10 fast fünf mal so groß als bei der Anordnung sl100_sq100_a10, während der Wärmeübergangskoeffizient nur um etwa 20 bis 30 % vergrößert ist.

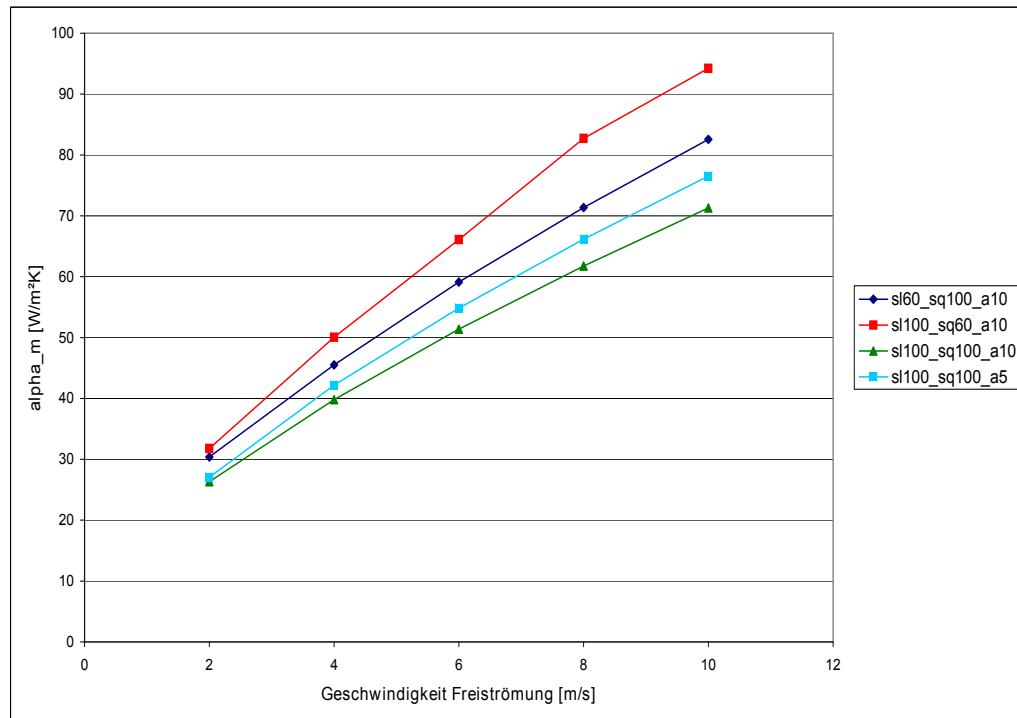


Abbildung 4.14: Numerisch ermittelte Wärmeübergangskoeffizienten der Kreisrippen-Rohrbündelumströmung

Die Abbildung 4.16 zeigt die Temperaturverläufe der Geometrie sl60_sq100_a10. Man erkennt deutlich die „warmen“ Bereiche im Nachlauf einer Rohrreihe. Diese gehen ebenfalls auf lokal kleinere Masseströme bzw. Massedichten zurück. Durch die häufige Strömungsumlenkung erfolgt jedoch eine effektive Vermischung der Fluidschichten unterschiedlicher Temperaturen und eine stetige Umverteilung der Massedichten. Dadurch ist der Wärmeübergang effizienter.

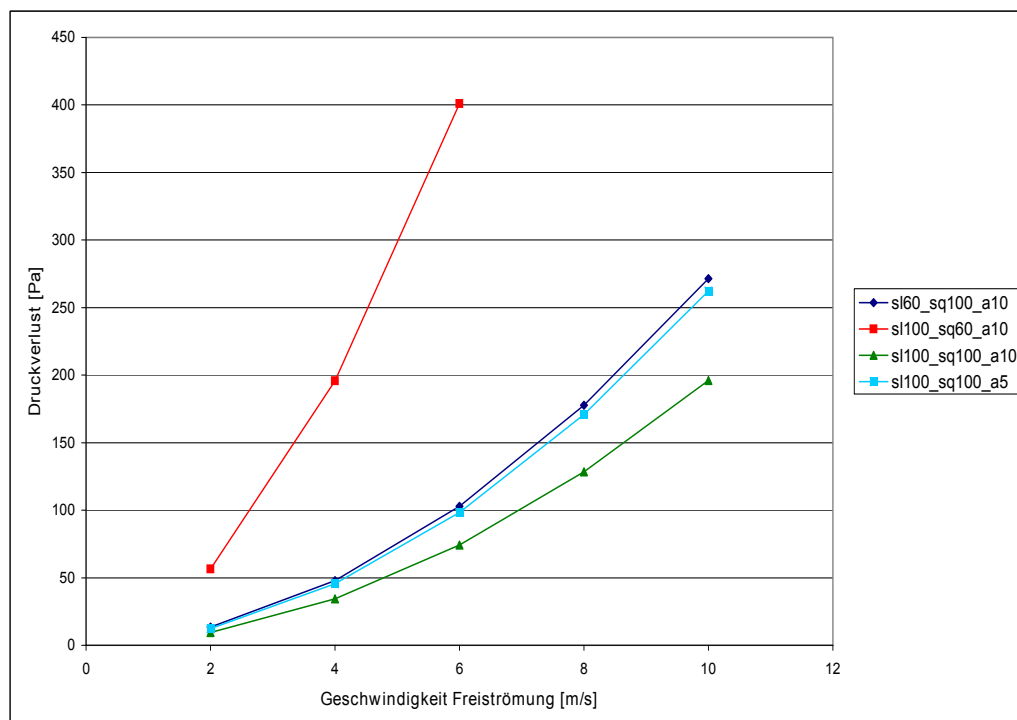
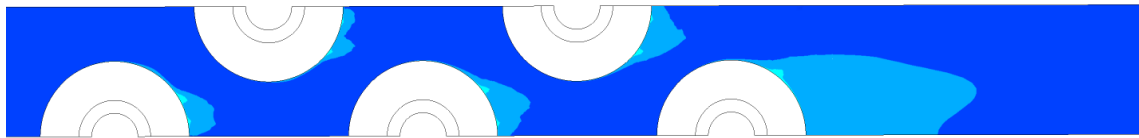
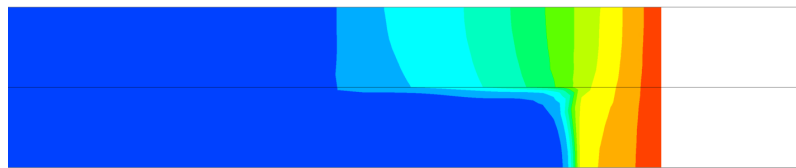


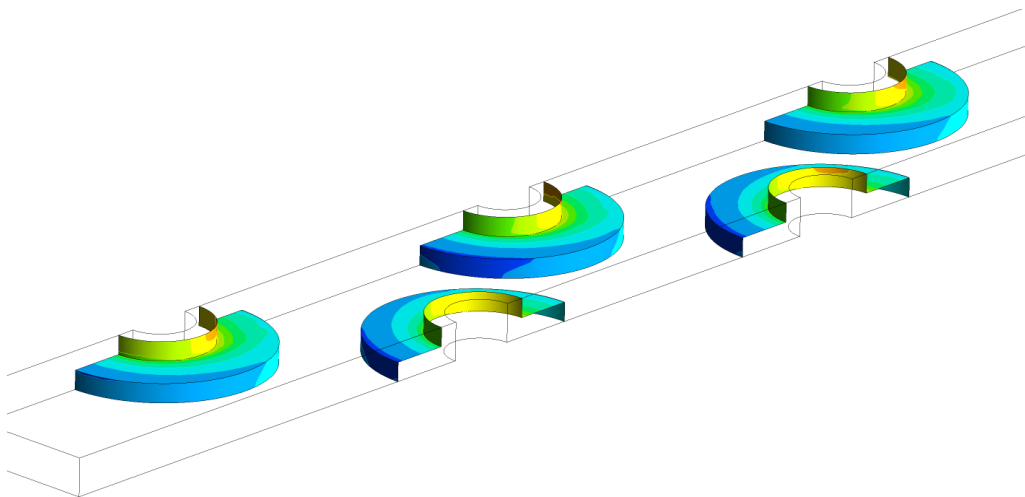
Abbildung 4.15: Numerisch ermittelte Druckverluste der Kreisrippen-Rohrbündelumströmung



(a) Temperaturverlauf der Luftströmung entlang der Strömungslänge



(b) Temperaturverteilung der Luft und des Rippenmaterials in einer Ebene quer zur Strömung, dritte Rohrreihe



(c) Temperaturverteilung auf der Rippenoberfläche

Abbildung 4.16: Qualitative Darstellung des Temperaturverlaufs der Kreisrippen-Rohrbündelumströmung (Geometrie sl60_sq100_a10), die Farben sind nach dem üblichen „Regenbogenmuster“ definiert: blau kennzeichnet Bereiche niedriger Temperatur (Einlassstemperatur) und rot kennzeichnet die maximale Temperatur (Temperatur Rohrwand)

4.2.3 Validierung

Die Validierung der Kreisrippen Rohrbündelumströmung erfolgt an Hand der Dissertation von Sandar Mon [5]. Dort wurden herkömmliche Kreisrippen Rohrbündel-Geometrien numerisch untersucht und analytische Lösungen, auf Grundlage der Gleichungen in [8], abgeleitet. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass die in dieser Arbeit betrachteten Konfigurationen, auf Grund des verwendeten Rippenmaterials und des angedachten Anwendungsbereichs, deutlich oberhalb der von Sandar Mon betrachteten maximalen Abmessungen liegen. So liegt sowohl die Rippenhöhe und der Rippenabstand, vor allem aber die Rippendicke, deutlich außerhalb der von Sandar Mon betrachteten Grenzen¹. Die Validierung mittels der angegebenen Gleichungen ist daher nur bedingt möglich und kritisch zu betrachten.

Wärmeübergang

Die Gleichung zur Beschreibung des Wärmeübergangs auf Grundlage einer Nußeltzahl Korrelation hat für versetzte Rohranordnungen folgende Form:

$$Nu = 0,284 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{A}{A_t}\right)^{-0,15} \cdot F^{-0,075} \cdot \left(\frac{s_q}{s_d}\right)^{1,06} \quad (4.31)$$

Die Größen darin sind:

- A ...gesamte wärmeübertragende Fläche
- A_t ...äußere Mantelfläche des Speicher-/Rippenmaterials ohne Kreisrippen
- s_d ...diagonaler Rohrabstand mit $s_d = \sqrt{\left(\frac{s_q}{2}\right)^2 + s_t^2}$

Der Faktor F wurde von Sandar Mon eingeführt und wird später definiert.

Die charakteristische Länge für die Nußelt- und Reynoldszahlberechnung ergibt sich zu:

$$l = 4 \cdot \frac{D_r \cdot A_{ff}}{A} \quad (4.32)$$

Darin ist A_{ff} der minimale frei durchströmte Strömungsquerschnitt pro Rohrlängeneinheit [mm²/mm]. Es gilt:

$$A_{ff} = s_q - D_r + (D_r - D_m) \cdot (1 - t \cdot N_f) \quad \text{mit} \quad N_f = \frac{1}{a + t} \quad (4.33)$$

¹ Grenzen nach [5]: Rippendicke t : $0,3 \text{ mm} \leq t \leq 0,6 \text{ mm}$; Rippenhöhe $h_r = \frac{D_r - D_m}{2}$: $3 \text{ mm} \leq h_r \leq 12 \text{ mm}$; Rippenabstand a : $0,7 \text{ mm} \leq a \leq 4 \text{ mm}$

A' ist die wärmeübertragende Fläche pro Rohrlängeneinheit [mm²/mm] und ergibt sich aus:

$$A' = \pi \cdot \left(1 - \frac{t}{a+t}\right) + \frac{\pi}{a+t} \cdot \left(\frac{D_r^2 - D_m^2}{2} + D_r \cdot t\right) \quad (4.34)$$

Für die äußere Mantelfläche des Speicher-/Rippenmaterials ohne Kreisrippen A_t gilt:

$$A_t = \pi \cdot D_m \cdot a \cdot N \quad (4.35)$$

Die gesamtwärmeübertragende Fläche A ergibt sich als Summe aus A_t und der Oberfläche der Kreisrippen A_r :

$$A = A_r + A_t \quad \text{mit} \quad A_r = \left(\frac{\pi}{2} \cdot (D_r^2 - D_m^2) + \pi \cdot D_r \cdot t\right) \cdot N \quad (4.36)$$

Der bereits erwähnte Faktor F kann als Korrekturfaktor für den Einfluss der charakteristischen Länge l betrachtet werden. Nach [5] wird dadurch die Dicke der sich an den Kreisrippen ausbildenden Grenzschicht berücksichtigt. Für F gilt:

$$F = \frac{1}{\frac{A'}{A_{ff}} + 1} \quad (4.37)$$

Damit kann nun die Nußeltzahl nach Gleichung 4.31 und somit der Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden.

Druckverlust

Für den Druckverlust gilt nach [5]:

$$\Delta p = Eu \cdot \rho \cdot U_{max}^2 \quad (4.38)$$

Hierbei wird abweichend von den bisherigen Gleichungen zur Druckverlustberechnung nicht mit dem Druckverlustbeiwert ζ sondern mit der Eulerzahl Eu gerechnet. Diese berechnet sich aus:

$$Eu = 0,75 \cdot Re^{-0,24} \cdot F^{-0,49} \cdot \left(\frac{s_q}{s_d}\right) \cdot N \quad (4.39)$$

Mit den Größen analog der Berechnung der Nußeltzahl im vorangegangenen Abschnitt 4.2.3 zur Berechnung des Wärmeübergangs.

Die Geschwindigkeit U_{max} entspricht der Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt. Sie kann aus der Rippen-Rohrbündel-Geometrie in Bezug auf den freien Strömungsquerschnitt hergeleitet werden.

Für U_{max} gilt dann:

$$U_{max} = w \cdot \frac{A_0}{A_E} \quad (4.40)$$

Der Faktor $\frac{A_0}{A_E}$ ergibt sich zu:

$$\frac{A_0}{A_E} = \frac{s_q \cdot (t + a)}{(s_q - D_m) \cdot a + (s_q - D_r) \cdot t} \quad (4.41)$$

Die Ergebnisse der Validierung für die Geometrie sl100_sq100_a5 sind in Abbildung 4.17 für den Wärmeübergangskoeffizienten und in Abbildung 4.18 für den Druckverlust dargestellt. Für diese Geometrie zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen numerischer und analytischer Berechnung. So beträgt die maximale Abweichung bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten 6 % und die des Druckverlustes 10 %. Dies trifft jedoch nicht für alle Geometrien zu. In den Abbildungen A.2 und A.3 (siehe Anhang) sind die Ergebnisse für die Geometrie sl60_sq100_a10 dargestellt. Man kann deutlich erkennen, dass die Abweichungen bei dieser Geometrie wesentlich größer sind. So betragen die Abweichungen des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 10% und 20 % und des Druckverlustes sogar bis 25 %. Der Grund für die teilweise starken Abweichungen wird in den bereits beschriebenen Grenzen der analytischen Gleichungen gesehen. Dafür spricht auch die Tatsache, dass die Ergebnisse bei zunehmender Annäherung an die Grenzen nach [5], wie dies bei dem kleineren Rippenabstand bei sl100_sq100_a5 der Fall ist, deutlich besser übereinstimmen.

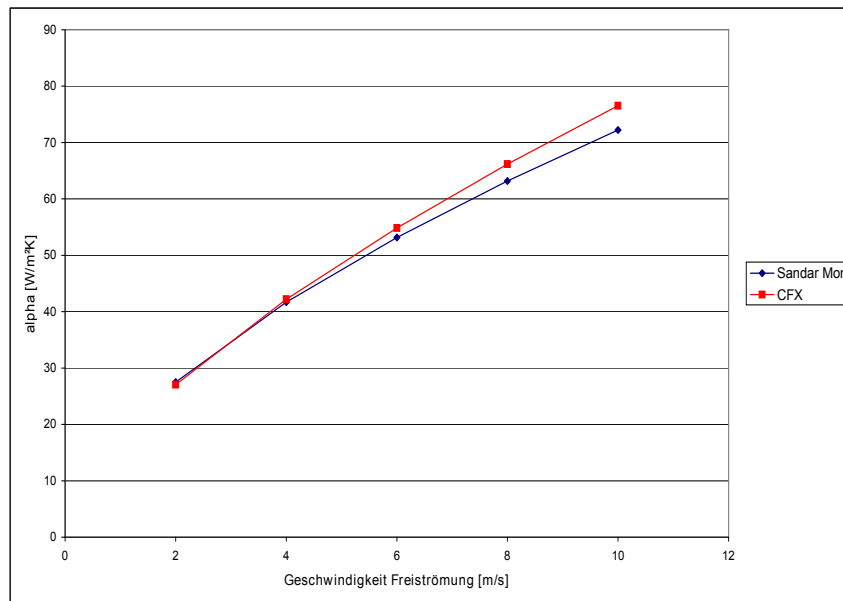


Abbildung 4.17: Ergebnisse der Validierung des Wärmeübergangs der Kreisrippen- Rohrbündelumströmung für die Geometrie sl100_sq100_a5

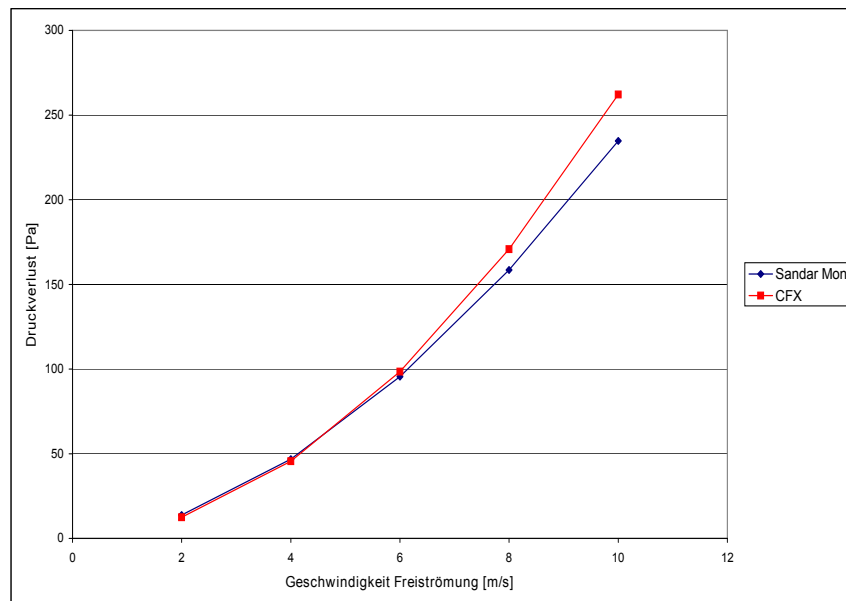


Abbildung 4.18: Ergebnisse der Validierung des Druckverlustes der Kreisrippen- Rohrbündelumströmung für die Geometrie sl100_sq100_a5

4.2.4 Vergleich zwischen der reinen und der Kreisrippen- Rohrbündelumströmung

Die Beurteilung der Wirkung des Rippen-/Speichermaterials erfolgt erneut über einen direkten Vergleich der berechneten Wärmeübergangskoeffizienten und Druckverluste mit den analytisch berechneten Werten des jeweiligen Ausgangsfalles, analog dem Vorgehen in Abschnitt 4.1.4.

Die Abbildung 4.19 zeigt die Verhältnisse der Produkte der Wärmeübergangskoeffizienten und der wärmeübertragenden Flächen zwischen der Kreisrippen- und der einfachen Rohrbündelumströmung. Es zeigt sich, dass die Wärmeübertragung durch die Kreisrippen für alle Geometrien um etwa Faktor vier bis fünf verbessert ist. Den deutlichsten Einfluss hat dabei die Rohrabstandsänderung quer zur Strömung s_q . Weiterhin kann man erkennen, dass die Rippenabstandsänderung kaum einen Einfluss auf den Wärmeübergang hat. So zeigt sich ab einer Freistömungsgeschwindigkeit von 4 m/s eine fast identische Leistungssteigerung um den Faktor vier für beide Anordnungen sl100_sq100_a10 und sl100_sq100_a5. Generell zeigt sich eine zunehmende Leistungssteigerung bei steigender Strömungsgeschwindigkeit für alle Geometrien.

Die Abbildung 4.20 zeigt die Verhältnisse der Druckverluste der einzelnen Ausführungen im Vergleich zum reinen Rohrbündel. Es zeigt sich, dass die Druckverluststeigerung, im Gegensatz zur Leistungssteigerung für die Wärmeübertragung, mit steigender Strömungsgeschwindigkeit für alle Geometrien abnimmt. Diese Abnahme konvergiert allerdings gegen einen Grenzwert. Die deutlich größte Druckverluststeigerung weist die Geometrie sl100_sq60_a10 auf. So ist der Druckverlust dieser Geometrie bei der kleinsten Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s um etwa Faktor 13 gegenüber der reinen Rohrbündelumströmung erhöht und weist ab etwa 8 m/s eine konstante Erhöhung um Faktor 9 auf. Die anderen Geometrien weisen etwa ab einer Geschwindigkeit von 6 m/s eine konstante Druckverlusterhöhung um Faktor 3-4 auf.

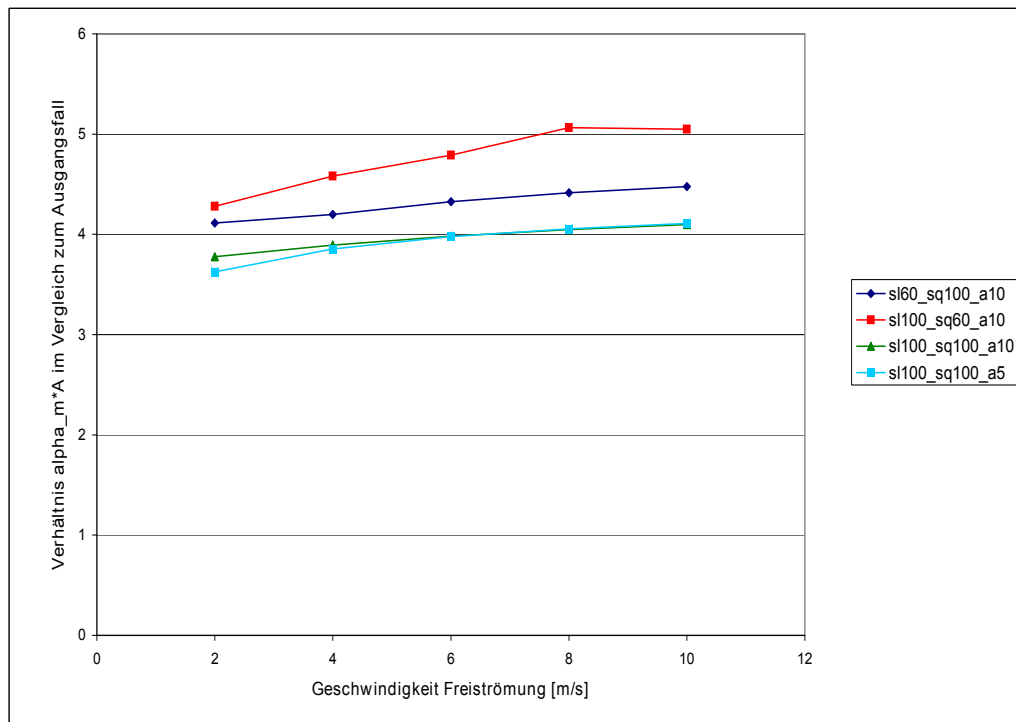


Abbildung 4.19: Verhältnis der Wärmeübergangs der Kreisrippen- Rohrbündelumströmung zur reinen Rohrbündelumströmung

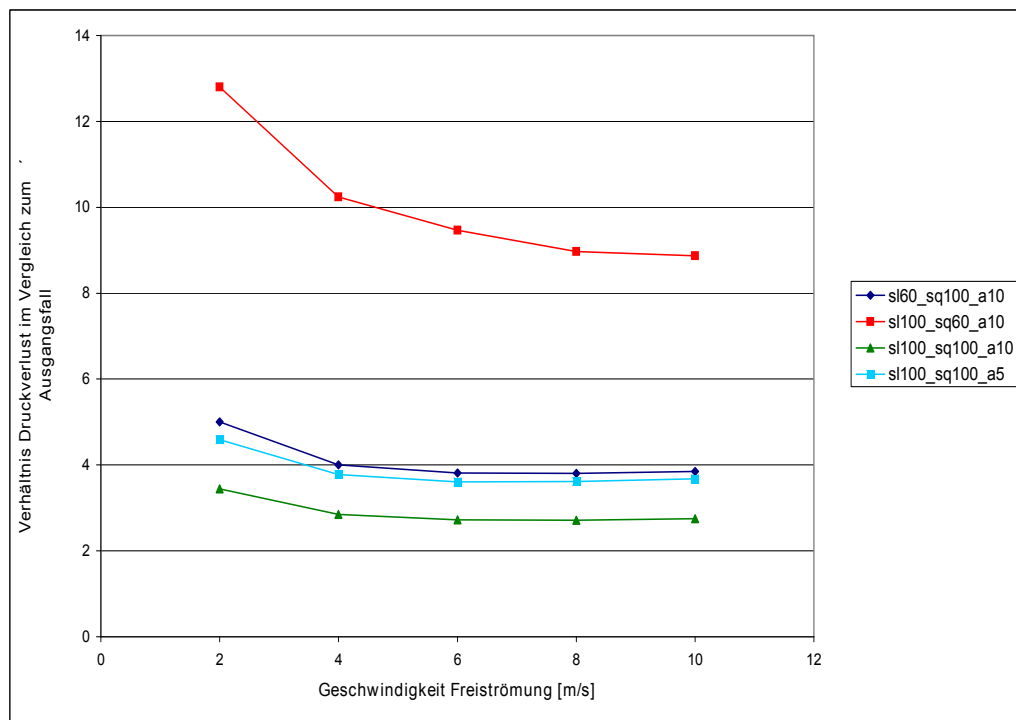


Abbildung 4.20: Verhältnis des Druckverlustes der Kreisrippen-Rohrbündelumströmung zur reinen Rohrbündelumströmung

4.3 Rohrbündel Kanalströmung

Der Ausgangsfall der Rohrbündel-Kanalströmung ist die reine Umströmung eines Rohrbündels in fluchtender Anordnung. Da die Strömungsverhältnisse innerhalb dieser Ausführung aber denen einer reinen Kanalströmung entsprechen, und das Rohrbündel nicht direkt umströmt wird, bietet sich auch die numerische Betrachtung des Ausgangsfalles nicht zur Beurteilung der Anwendbarkeit der numerischen Rahmenbedingungen an. Auf eine CFD Modellierung dieses Ausgangsfalles wird daher verzichtet. Dennoch soll die Rohrbündel-Kanalströmung später auf diesen Ausgangsfall bezogen werden, um die Wirkung des Speicher- bzw. Rippenmaterials auf den Wärmeübergang und den Druckverlust beurteilen zu können. Eine analytische Betrachtung des Ausgangsfalles *Reine Rohrbündelumströmung mit fluchtender Rohranordnung* ist daher notwendig. Die dafür verwendeten Gleichungen werden im folgenden angegeben.

4.3.1 Reine Rohrbündelumströmung mit fluchtender Rohranordnung

Die analytische Betrachtung des Wärmeübergangs und des Druckverlust eines Rohrbündels in fluchtender Anordnung erfolgt grundsätzlich nach dem Vorgehen in Abschnitt 4.2.1.

Für den Wärmeübergang unterscheidet sich der Berechnungsweg lediglich in der Berechnung des Anordnungsfaktor f_A in Gleichung 4.24. Nach [4] gilt für f_A demnach:

$$f_A = 1 + \frac{0,7 \cdot \left(\frac{s_l}{s_q} - 0,3 \right)}{\varphi^{1,5} \cdot \left(\frac{s_l}{s_q} + 0,7 \right)^2} \quad (4.42)$$

Bei der Berechnung des Druckverlustes gelten abweichende Gleichungen für die Berechnung des Zeta-Wertes für den turbulenten Bereich und für den Gesamt-Zeta-Wert. Nach [8] gilt für ζ_t :

$$\zeta_t = \frac{f_{a,t,f}}{Re^{0,1 \cdot (b/a)}} \quad \text{mit} \quad f_{a,t,f} = \left[0,22 + 1,2 \cdot \frac{\left(1 - \frac{0,94}{b} \right)^{0,6}}{(a - 0,85)^{1,3}} \right] \cdot 10^{0,47 \cdot (b/a - 1,5)} + [0,03 \cdot (a-1) \cdot (b-1)] \quad (4.43)$$

Der ζ -Wert ergibt sich schließlich zu:

$$\zeta = \zeta_1 + (\zeta_t + f_{n,t}) \cdot \left(1 - \exp \left(-\frac{Re + 1000}{2000} \right) \right) \quad (4.44)$$

4.3.2 Ergebnisse der numerischen Berechnungen der Rohrbündel- Kanalströmung

Die Berechnungen erfolgen als Parameterstudien für die Geometrien mit den in Tabelle 4.3 aufgelisteten Abmessungen. Konstant für alle Geometrien sind dabei der Rohrdurchmesser

$D = 20 \text{ mm}$, die horizontale Rippendicke $t_h = 25 \text{ mm}$, die vertikale Rippendicke $t_v = 30 \text{ mm}$, sowie die Seitenlänge b der Kanäle mit $b = 30 \text{ mm}$. Die Seitenlänge a ergibt sich aus s_q über folgenden Zusammenhang.

$$a = s_q - D - 10 \text{ mm} \quad (4.45)$$

Tabelle 4.3: Geometrische Parameter der betrachteten Rohrbündel- Kanalströmung

Bezeichnung Geometrie	Rohrabstand s_l	Rohrabstand s_q
sl90_sq65	90 mm	65 mm
sl90_sq90	90 mm	90 mm
sl60_sq65	60 mm	65 mm

Die Ergebnisse der Berechnungen sind in den Abbildungen 4.21 und 4.22 dargestellt. Es zeigt sich, dass der Rohrabstand quer zur Strömung s_q erneut den signifikantesten Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten hat. Erklärbar ist dies dadurch, dass s_q einen direkten Einfluss auf die Kanalgeometrie hat. So wird durch die Verkleinerung von s_q auch zwangsläufig die Seitenlänge a verkürzt. Dadurch entsteht wieder der Effekt der stärkeren Querschnittsverkleinerung, wodurch die Spaltgeschwindigkeit und somit der Wärmeübergangskoeffizient erhöht wird.

Betrachtet man die Druckverluste in 4.26 genauer so erkennt man, dass die Druckverluste der Geometrien sl90_sq65 und sl60_sq65 sehr dicht beieinander liegen, obwohl die Strömungslänge bei sl60_sq65 durch den geringeren Rohrabstand s_l um 150 mm auf 300 mm verkürzt ist. Dies zeigt deutlich, wie enorm die Druckverluste durch die Ein- und Ausströmung in die Kanalgeometrie ist. Die Geometrie sl90_sq90 weist folglich auch den geringsten Druckverlust auf. Der Druckverlust ist im direkten Vergleich zu sl90_sq65 für den gesamten betrachteten Bereich um etwa 60 % verringert. Die zunehmende Druckverluststeigerung kann dabei ebenfalls durch die größere Querschnittsverkleinerung erklärt werden.

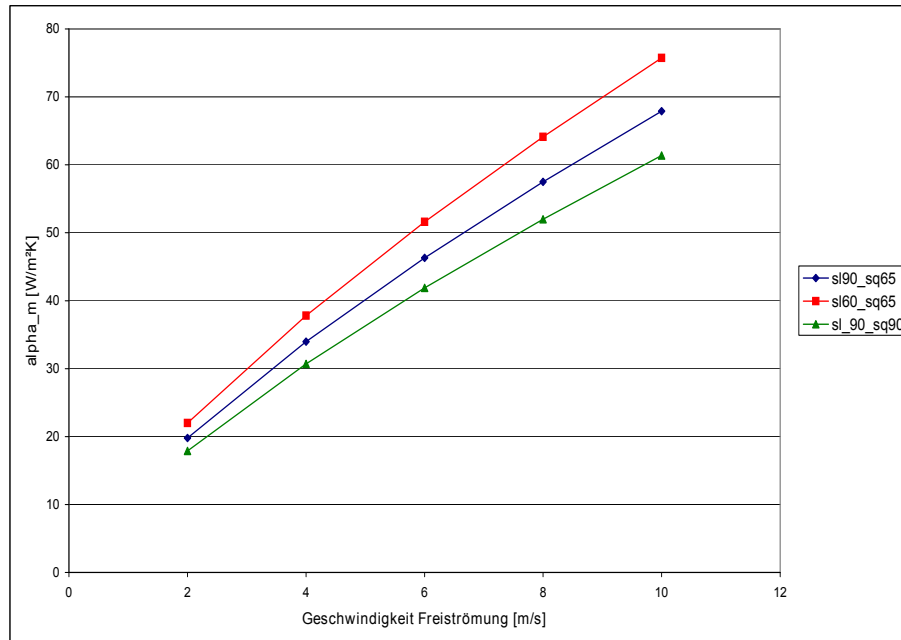


Abbildung 4.21: Numerisch ermittelte Wärmeübergangskoeffizienten der Rohrbündel- und Kanalströmung

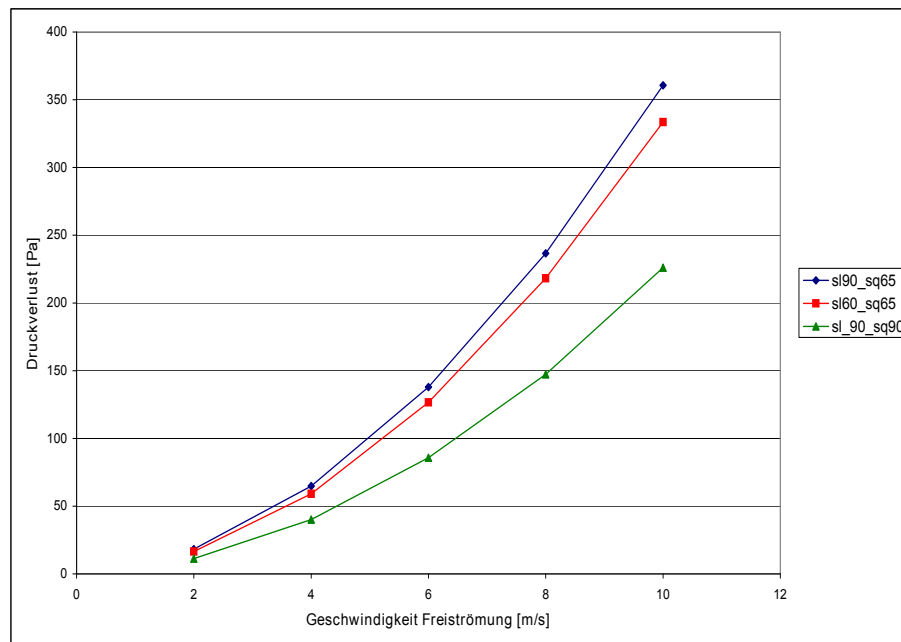
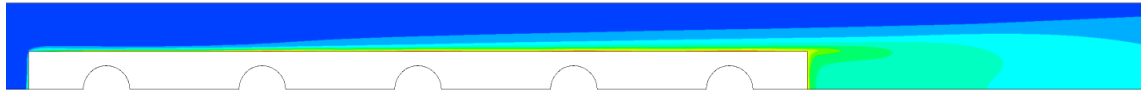
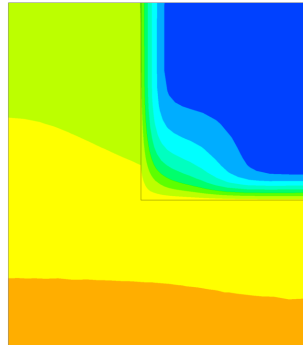


Abbildung 4.22: Numerisch ermittelter Druckverlust der Rohrbündel- und Kanalströmung

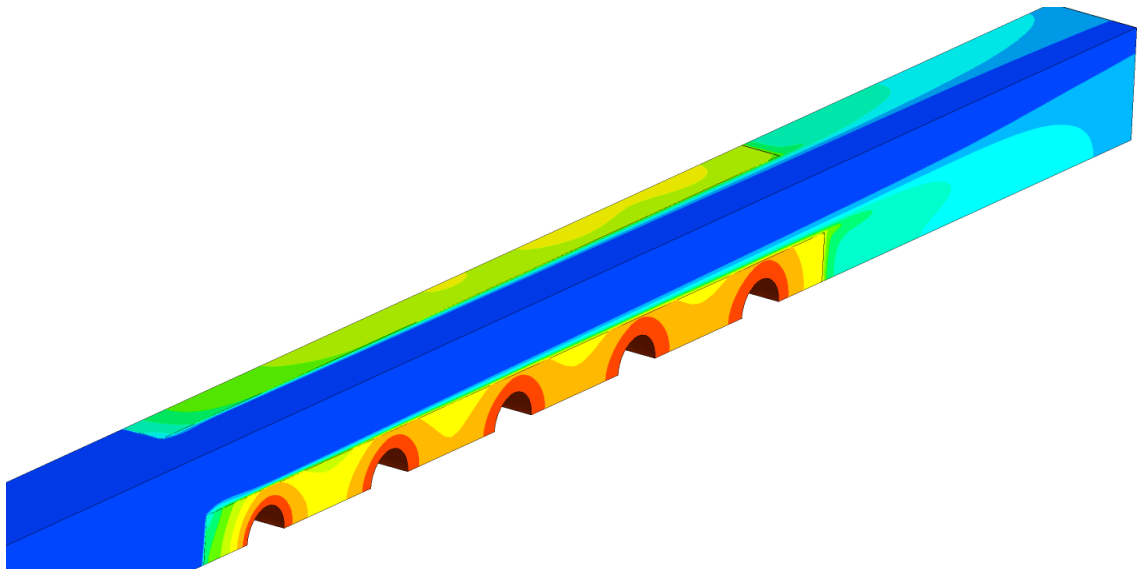
Die Abbildung 4.23 zeigt die Temperaturverläufe der Geometrie sl60_sq65. Bei der Betrachtung des Temperaturverlaufs entlang der Strömungslänge kann zunächst die gleiche Aussage bezüglich der sich ausbildenden Temperaturgrenzschicht wie bei der Betrachtung der reinen Zylinderlängs- und Spaltströmung (siehe Abschnitt 4.1.2) gemacht werden. Durch die vergleichsweise große wärmeübertragende Fläche ist die Wärmeübertragung allerdings effektiver.



(a) Temperaturverlauf der Luftströmung entlang der Strömungslänge



(b) Temperaturverteilung der Luft und des Rippenmaterials in einer Ebene mittig zwischen zweiter und dritter Rohrreihe



(c) Temperaturverläufe an den Modellrändern bzw. an den Symmetrie- und Wandbereichen

Abbildung 4.23: Qualitative Darstellung des Temperaturverlaufs der Rohrbündel-Kanalströmung (Geometrie sl60_sq65), die Farben sind nach dem üblichen „Regenbogenmuster“ definiert: blau kennzeichnet Bereiche niedriger Temperatur (Einlasstemperatur) und rot kennzeichnet die maximale Temperatur (Temperatur Rohrwand)

4.3.3 Validierung

Die Validierung der Rohrbündel-Kanalströmung erfolgt anhand von eigenen Messwerten. Diese wurden an einem strömungstechnischen Versuchsstand zur Voruntersuchung verschiedener Speichermaterialien gewonnen. Der Versuchsstand ist in Abbildung 4.24 dargestellt.



Abbildung 4.24: Strömungstechnischer Versuchsstand

Die Kanalstruktur wurde dabei durch mehrere Reihen hintereinander angeordneter Klinkersteine, welche im Rahmen des Cell-Flux Projektes als potenzielles Speichermaterial in Frage kommen, angenähert. Abbildung 4.25 zeigt beispielhaft einen solchen Klinkerstein. Die genauen Abmessungen des durch die Klinkersteine angenäherten Strömungskanals sind in Tabelle 4.4 dargestellt (Vergleich Abbildung 2.3).

Tabelle 4.4: Geometrische Parameter des durch Klinkersteine angenäherten Strömungskanals

Gesamtströmungsquerschnitt	$0,15 \text{ m}^2$
Querschnitt eines Kanals	$a \cdot b = 32\text{mm} \cdot 37\text{mm} = 0,00184\text{m}^2$
Anzahl an Steinreihen	4
Gesamtströmungslänge	0,448 m

Bei der messtechnischen Untersuchung wurde darauf geachtet, dass die Steinreihen so nah wie möglich aneinander liegen, um den Einfluss des Spaltes zwischen den Steinen zu minimieren. Weiterhin wurden die nicht zur Kanalströmung gehörenden Spalten an den Steinrändern abgedichtet, um Sekundärströmungen zu vermeiden. Die Messungen wurden bei einer Umgebungstemperatur von $t_U = 7 \text{ °C}$ (Normluftdruck $p_N = 1013,25 \text{ hPa}$) durchgeführt, sodass die Stoffwerte für die numerische Berechnung gemäß Tabelle A.1 angepasst werden. Weiterhin wird die Oberflächenrauigkeit der Klinkersteine in der Berechnung berücksichtigt, welche ca. $\mu = 1,3 \text{ mm}$ beträgt.

Die Ergebnisse der numerischen Berechnungen sind im Vergleich zu den Messwerten in Abbildung 4.26 dargestellt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung bei kleinen Strö-

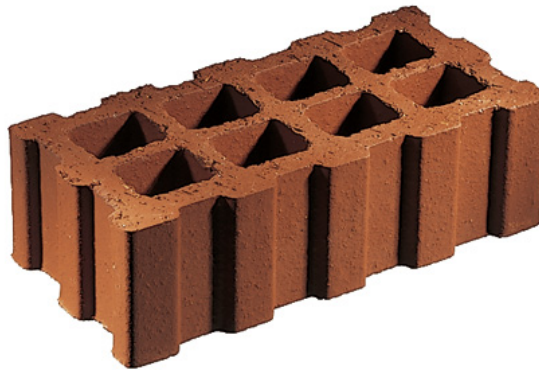


Abbildung 4.25: Beispielhafte Darstellung eines Klinkersteines zur Annäherung der Kanalströmung

mungsgeschwindigkeiten. Mit steigender Strömungsgeschwindigkeit weichen die Ergebnisse jedoch zunehmend voneinander ab. So tritt die größte Abweichung von 13 % bei der größten Strömungsgeschwindigkeit von 3,2 m/s auf. Weiterhin kann man erkennen, dass die Werte der numerischen Berechnung stets unterhalb der experimentellen Ergebnisse liegen. Dies liegt an der Tatsache, dass der messtechnisch untersuchte Strömungskanal aus den Einzalkanälen der verschiedenen Steinreihen zusammengesetzt ist und somit keinen durchgängigen, homogenen Kanal darstellt. Die Spalten zwischen den einzelnen Steinreihen können zu Verwirbelungen und Strömungsablösungen führen, wodurch der Druckverlust erhöht wird. Diese Tatsache erklärt auch den Fakt, dass die Abweichungen mit der Strömungsgeschwindigkeit ansteigen, da sich der Einfluss solcher Verwirbelungen und anderer Effekte verstärkt bzw. solche überhaupt erst auftreten. Die Ergebnisse liegen selbst bei einer Abweichung von 13 % noch hinreichend genau beieinander, sodass die Validierung die Richtigkeit der Modellierung bestätigt.

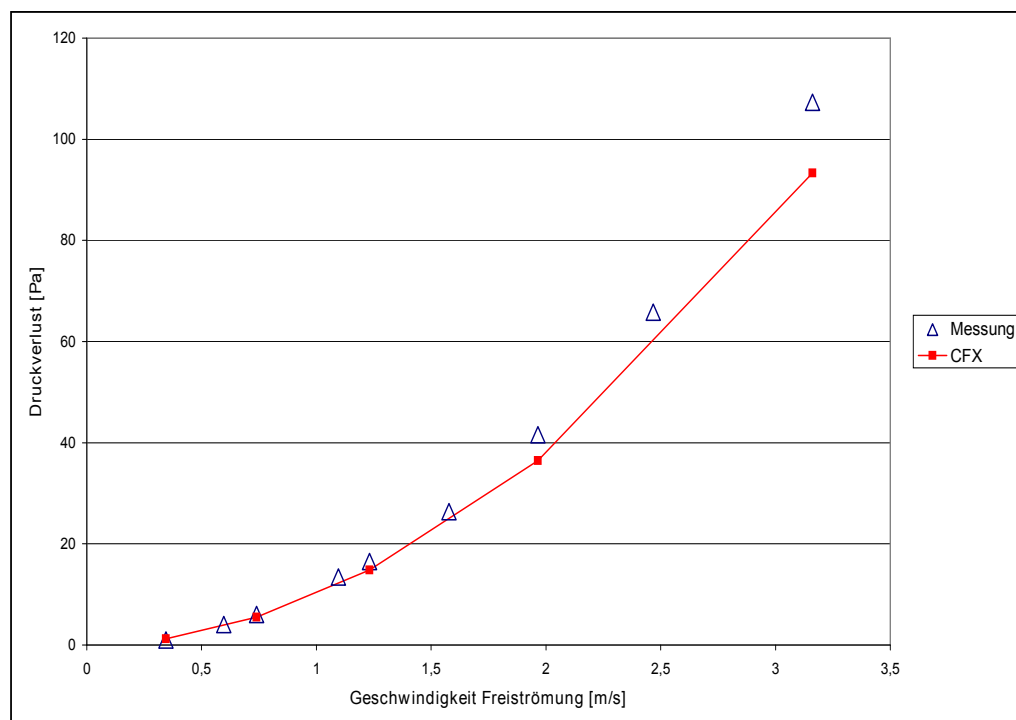


Abbildung 4.26: Validierung des Druckverlustes der Rohrbündel- Kanalströmung mit Messwerten bei Normbedingungen

4.3.4 Vergleich der reinen Rohrbündelumströmung und der Rohrbündel- und Kanalströmung

Die Ergebnisse des Vergleichs zwischen Rohrbündel- und Kanalströmungen und dem Ausgangsfall der reinen Rohrbündelumströmung sind in den Abbildungen 4.27 und 4.28 dargestellt. Es zeigt sich auch hier, dass die thermische Leistung im betrachteten Bereich mit der Strömungsgeschwindigkeit steigt, während das Druckverlustverhältnis abnimmt. Am effektivsten ist dabei die Anordnung sl90_sq90. Sie ist sowohl durch die größte Leistungssteigerung für die Wärmeübertragung, als auch durch das geringste Druckverlustverhältnis gekennzeichnet. Die Geometrie sl60_sq65 weist umgekehrt die geringste Leistungssteigerung für die Wärmeübertragung und das größte Druckverlustverhältnis auf. Erklärt werden kann dies mit den Rohrabstandsänderungen. Durch die Verkürzung der Strömungslänge infolge der Verkleinerung von s_l minimiert sich die wärmeübertragende Fläche und somit der Wert $\alpha_m \cdot A$. Folglich wird das Verhältnis zur reinen Rohrbündelumströmung kleiner, da deren wärmeübertragende Fläche nicht von der Abstandsänderung abhängt. Das Gleiche gilt für das Druckverlustverhältnis in umgekehrter Form. Wie in Abschnitt 4.3.2 festgestellt wurde, hängt der Druckverlust wesentlich von den Ein- und Austrittsdruckverlusten ab, wodurch sich der Druckverlust der Kanalströmung relativiert. Durch die Verkleinerung des Kanalquerschnitts steigt der Druckverlust daher so enorm, dass die Verkürzung der Strömungslänge um 33 % keine Gesamtreduzierung des Druckverlustes bewirkt. Da der Druckverlust bei der reinen Rohrbündelumströmung jedoch hauptsächlich von der Strömungslänge abhängt und sich somit verkleinert, ergibt sich folglich ein größeres Verhältnis der Druckverluste. Man sieht hierbei ganz deutlich, wie stark die Beurteilung von der Wahl der Parameter abhängt. Es sind daher wesentlich umfangreichere Parameterstudien notwendig um eine wirklich objektive Beurteilung zu ermöglichen.

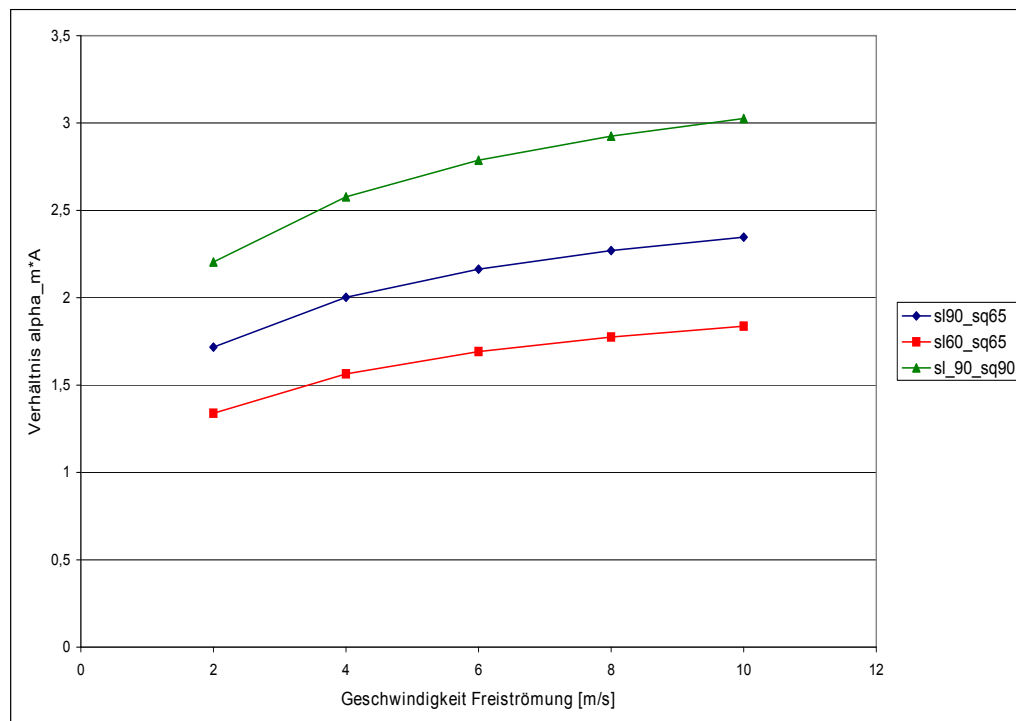


Abbildung 4.27: Verhältnis des Wärmeübergangs der Rohrbündel- und Kanalströmung zur reinen Rohrbündelumströmung

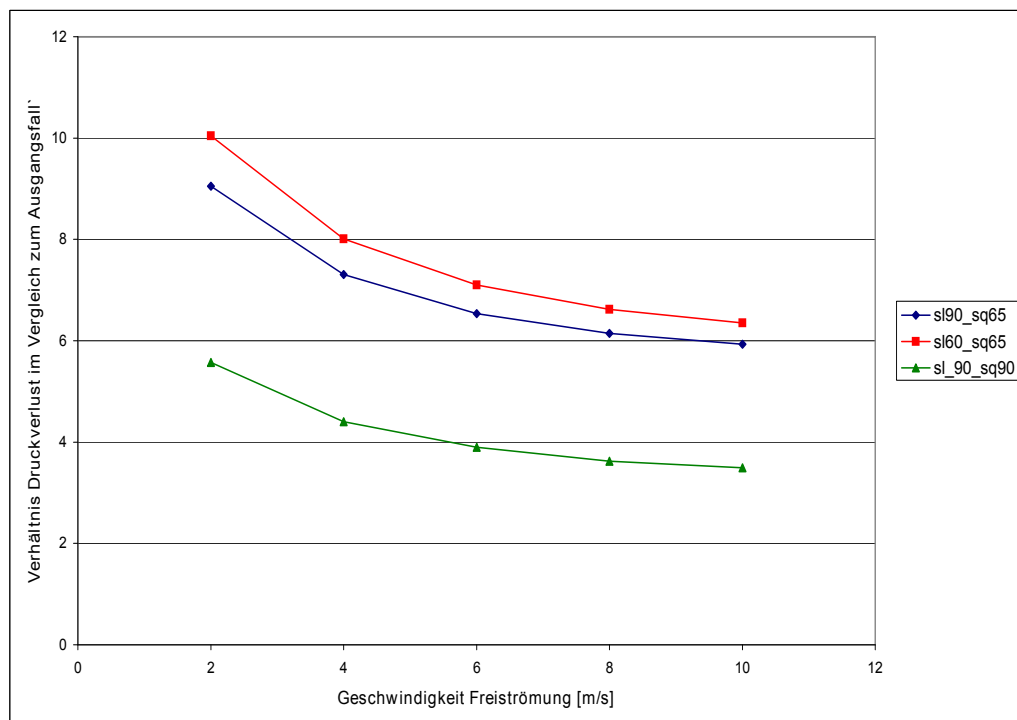


Abbildung 4.28: Verhältnis des Druckverlustes der Rohrbündel- und Kanalströmung zur reinen Rohrbündelumströmung

5 Vergleich der Ausführungen

Der Vergleich der betrachteten Ausführungen beschränkt sich, aufgrund der in Abschnitt 4.1.4 bereits deutlich gewordenen Nachteile der Zylinderlängs- und Spaltströmung, auf die Betrachtung der Kreisrippen Rohrbündelumströmung und der Rohrbündel- und Kanalströmung.

Ein quantitativer Vergleich der beiden Ausführungen ist schwierig. Zum einen ist ein Vergleich über absolute Werte nicht möglich, da die genauen Abmessungen und Anforderungen (im Sinne eines übertragbaren Wärmestroms oder eines maximalen Druckverlustes) nicht bekannt sind. Weiterhin ist eine dimensionslose Darstellung, etwa über die Nußeltzahl, nicht möglich, da die dafür benötigte charakteristische Länge im Falle des Wärmeübergangs der Rohrbündel- und Kanalströmung nicht bekannt ist. Bekannt ist nur die charakteristische Größe d_h für die Ermittlung des Druckverlustes innerhalb der Kanalgeometrie. Diese beinhaltet allerdings nicht die für den Wärmeübergang ausschlaggebende Rohrbündelgeometrie, so dass eine Entdimensionalisierung des Wärmeübergangs mit dieser Größe zu unsinnigen Werten und somit zu falschen Schlüssen bei einem Vergleich führen würde.

Als Möglichkeit für einen Vergleich wird daher nur der erneute Bezug der jeweiligen Geometrien auf deren Ausgangsfälle gesehen. Es wird also danach gefragt, welche Geometrie das größte Verbesserungspotenzial im Vergleich zum jeweiligen unberippten Fall aufweist.

Die bereits beschriebenen Verhältnisse des Wärmeübergangs und des Druckverlustes zwischen den numerisch ermittelten Werten und den analytischen Lösungen der jeweiligen Ausgangsfälle werden dabei zur Beurteilung herangezogen. Betrachtet man das Verhältnis des Wärmeübergangs als „Mehr-Nutzen“ und die Druckverluststeigerung als „Mehr-Aufwand“, so würde das Verhältnis dieser beiden Größen eine Aussage darüber erlauben, wie sich das Gewicht zwischen Nutzen und Aufwand für die jeweilige Geometrie verteilt.

Das Verhältnis zwischen Nutzen und Aufwand wird demnach wie folgt definiert:

$$\text{Verhältnis}(\text{Nutzen zu Aufwand}) = \frac{\text{Verhältnis}(\alpha_m \cdot A)}{\text{Verhältnis}(\text{Druckverlust})} \quad (5.1)$$

Diese Art des Vergleichs liefert keine Größe im physikalischen Sinne und ist daher nicht zu einer quantitativen Beurteilung geeignet. Es wird stattdessen versucht, qualitativ die Wirkung der einzelnen Fälle im Vergleich zu deren unberippten Ausgangsfall zu beurteilen, um somit eine Bewertung hinsichtlich der Wirkung des Speicher- bzw. Rippenmaterials auf die Betriebscharakteristik des Wärmeübertragers zu ermöglichen.

Die Abbildung 5.1 zeigt die ermittelten Werte für das Verhältnis aus Nutzen und Aufwand. Die qualitative Beurteilung zeigt, dass alle Geometrien, zumindest im betrachteten Bereich, mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit effektiver arbeiten. An den betrachteten Kreisrippen-Rohrbündel Geometrien erkennt man, dass diese Leistungssteigerung gegen

einen Grenzwert konvergiert. Aufgrund des quadratischen Zusammenhangs zwischen Geschwindigkeit und Druckverlust ist für eine weitere Geschwindigkeitserhöhung von einer Umkehr dieser Funktion auszugehen, sodass die maximale Leistungssteigerung im betrachteten Bereich eher ein Maximum im Sinne einer Extremwertbetrachtung darstellt als einen Grenzwert.

Weiterhin zeigt sich, dass die betrachteten Geometrien der Kreisrippen-Rohrbündelumströmung gegenüber der Rohrbündel- und Kanalströmung ein besseres Verhältnis aus Aufwand und Nutzen aufweisen. Lediglich die Geometrie sl100_sq60_a10 liegt unter der Geometrie sl90_sq90 der Rohrbündel- und Kanalströmung. Dies ist durch den vergleichsweise großen Druckverlust infolge der Rohrabstandsverkleinerung quer zur Strömung s_q zu erklären.

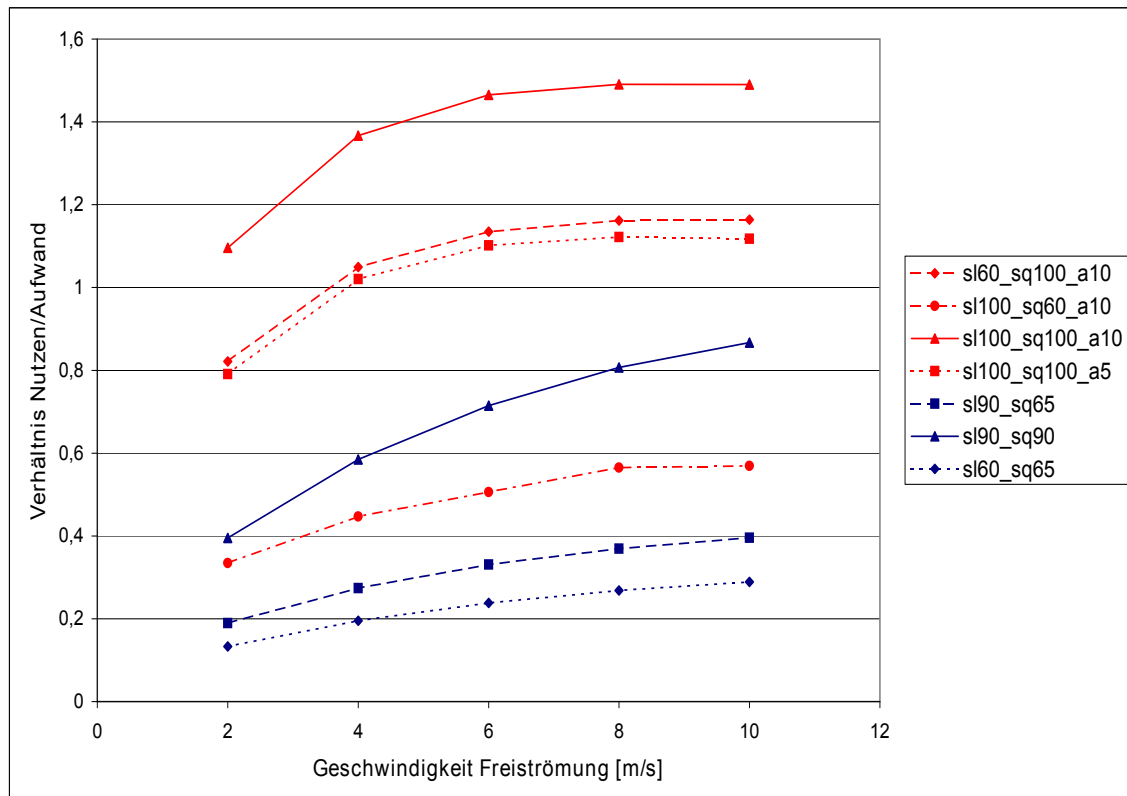


Abbildung 5.1: Verhältnis zwischen Aufwand und Nutzen für die Kreisrippen- Rohrbündelumströmung (rote Graphen) und die Rohrbündel- und Kanalströmung (blaue Graphen)

Generell wird festgestellt, dass die Geometrien mit den größten Abmessungen die effizientesten sind. Besonders der Rohrabstand quer zur Strömung s_q zeigt für beide betrachteten Geometrien einen signifikanten Einfluss auf die Betriebscharakteristik und sollte daher nicht zu klein gewählt werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde numerisch die Möglichkeit des Konzeptes eines hybriden Wärmeübertragers untersucht. Dabei wurden drei verschiedene Ausführungen betrachtet und numerisch modelliert. Die Modelle wurden nach Möglichkeit analytisch und experimentell validiert und dadurch deren Anwendbarkeit bestätigt. Letztlich wurden Parameterstudien für verschiedene Geometrieconfiguration durchgeführt, auf deren Grundlage schließlich ein Vergleich der Ausführungen erfolgt.

Die Berechnungen zeigen, dass das betrachtete Konzept der Zylinderlängs- und Spaltströmung ungeeignet für den Einsatz als hybrider Wärmeübertrager ist, da die auftretenden Druckverluste zu groß sind. Die Untersuchung der Konzepte „Kreisrippen-Rohrbündelumströmung“ und „Rohrbündel und Kanalströmung“ ergab hingegen eine grundsätzliche Einsatzmöglichkeit als Wärmeübertrager. Deren Leistungsfähigkeiten steigen in dem untersuchten Bereich mit der Strömungsgeschwindigkeit. Die Kreisrippen-Rohrbündelumströmung stellt dabei die effektivste Variante dar.

Die Untersuchungen zeigen weiterhin, dass die Wirkungsweisen der jeweiligen Ausführungen sehr stark parameterabhängig sind. Es müssten also umfangreichere Untersuchungen erfolgen und mehr Parameter variiert werden, um wirklich sichere Aussagen treffen zu können. Zudem sind viele Randbedingungen, wie die benötigte Leistung oder der maximal zulässige Druckverlust, noch nicht bekannt. Diese genauen quantitativen Anforderungen haben einen signifikanten Einfluss auf die Gestaltung, so dass die Bewertung in qualitativer Hinsicht erfolgt.

Um eine zusammenfassende Beurteilung der erfolgten Berechnungen zu geben, ist in Tabelle 6.1 ein Vergleich der Ausführungen nach den in Abschnitt 2 gestellten Anforderungen gegeben. Diese rein qualitative Einschätzung des Autors soll als Empfehlung zu einer weiteren intensiveren Untersuchung betrachtet werden. Die Beurteilung der wärme- und strömungstechnischen Eigenschaften geht dabei auf die Berechnungen zurück. Die Eigenschaft „Kontakt zwischen Speichermaterial und Sekundärkreislauf“ wird danach beurteilt, wie viel von der Rohroberfläche mit Speichermaterial bedeckt ist. Das Speichervolumen wird durch eine rein geometrische Betrachtung beurteilt und die Beurteilung zur fertigungstechnischen Realisierung ist subjektiver Natur.

Tabelle 6.1: Qualitative Beurteilung der verschiedenen Ausführungen. Ein Plus steht für eine positive Wirkung im Sinne einer Effizienzsteigerung bzw. einer nicht-negativen Beeinflussung. Ein Minus für das Gegenteil. Null bedeutet „Neutral“

Eigenschaft	Ausführung		
	Zylinderlängs- und Spaltströmung	Kreisrippen-Rohrbündelumströmung	Rohrbündel-Kanalströmung
Wirkung auf Wärmeübergang	+	++	+
Strömungsmechanische Beeinflussung	--	+	0
Kontakt zwischen Speichermaterial und Sekundärkreislauf	-	+	+
Speichervolumen	+	0	+
Fertigungstechnische Realisierung	0	-	+

7 Literaturverzeichnis

- [1] BÖCKH, Peter von: *Wärmeübertragung - Grundlagen und Praxis, Zweite Auflage*. Springer Verlag, 2006
- [2] ELSNER, N.: *Grundlagen der Technischen Thermodynamik Band 2: Wärmeübertragung*. Akademie-Verlag, 1993
- [3] HUHN, J.: *Technische Thermodynamik (Teil Wärmeübertragung) Vorlesungsskript*. Professur für Verbrennung, Wärme- und Stoffübertragung, TU Dresden, 2008
- [4] HUHN, J.: *Technische Thermodynamik (Teil Wärmeübertragung), Wissensspeicher*. Professur für Wärme- und Stoffübertragung, TU Dresden, 2008
- [5] MON, Sandar: *Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Finned-Tube Heat Exchangers*, Fakultät für Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik, TU Bergakademie Freiberg, Diss., 2003
- [6] OSWALD, M.: *Ansys Best Practice Guidelines*. Ansys, 2009
- [7] ROHNE, Marcus: *Thermische Simulation einer Gasströmung durch einen Lamellen-Rohrbündel-Wärmeübertrager*. TU Dresden, Professur für Technische Thermodynamik, Großer Beleg, 2011
- [8] VDI ; VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. 9., überarb. u. erw. Aufl. Berlin u. a. : Springer-Verlag, 2002. – ISBN 3-540-41200-X
- [9] WAGNER, Walter: *Strömung und Druckverlust, 3. Auflage*. Vogel Verlag, 1990

A Anhang

t °C	ρ $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	c_p $\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$	β $10^{-3} \frac{1}{\text{K}}$	λ $10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m K}}$	η $10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$	ν $10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	Pr -
-200	5,106	1,186	17,24	6,886	4,997	0,9786	0,8606
-180	3,851	1,071	11,83	8,775	6,623	1,720	0,8086
-160	3,126	1,036	9,293	10,64	7,994	2,558	0,7784
-140	2,639	1,010	7,726	12,47	9,294	3,522	0,7530
-120	2,287	1,014	6,657	14,26	10,55	4,614	0,7502
-100	2,019	1,011	5,852	16,02	11,77	5,829	0,7423
-80	1,807	1,009	5,227	17,74	12,94	7,159	0,7357
-60	1,636	1,007	4,725	19,41	14,07	8,598	0,7301
-40	1,495	1,007	4,313	21,04	15,16	10,14	0,7258
-30	1,433	1,007	4,133	21,84	15,70	10,95	0,7236
-20	1,377	1,007	3,968	22,63	16,22	11,78	0,7215
-10	1,324	1,006	3,815	23,41	16,74	12,64	0,7196
0	1,275	1,006	3,674	24,18	17,24	13,52	0,7179
10	1,230	1,007	3,543	24,94	17,74	14,42	0,7163
20	1,188	1,007	3,421	25,69	18,24	15,35	0,7148
30	1,149	1,007	3,307	26,43	18,72	16,30	0,7134
40	1,112	1,007	3,200	27,16	19,20	17,26	0,7122
60	1,045	1,009	3,007	28,60	20,14	19,27	0,7100
80	0,9859	1,010	2,836	30,01	21,05	21,35	0,7083
100	0,9329	1,012	2,683	31,39	21,94	23,51	0,7070
120	0,8854	1,014	2,546	32,75	22,80	25,75	0,7060
140	0,8425	1,016	2,422	34,08	23,65	28,07	0,7054
160	0,8036	1,019	2,310	35,39	24,48	30,46	0,7050
180	0,7681	1,022	2,208	36,68	25,29	32,93	0,7049
200	0,7356	1,026	2,115	37,95	26,09	35,47	0,7051
250	0,6653	1,035	1,912	41,06	28,02	42,11	0,7063
300	0,6072	1,046	1,745	44,09	29,86	49,18	0,7083
350	0,5585	1,057	1,605	47,05	31,64	56,65	0,7109
400	0,5170	1,069	1,486	49,96	33,35	64,51	0,7137
450	0,4813	1,081	1,383	52,82	35,01	72,74	0,7166
500	0,4502	1,093	1,293	55,64	36,62	81,35	0,7194
550	0,4228	1,105	1,215	58,41	38,19	90,31	0,7221
600	0,3986	1,116	1,145	61,14	39,71	99,63	0,7247
650	0,3770	1,126	1,083	63,83	41,20	109,3	0,7271
700	0,3576	1,137	1,027	66,46	42,66	119,3	0,7295
750	0,3402	1,146	0,9772	69,03	44,08	129,6	0,7318
800	0,3243	1,155	0,9317	71,54	45,48	140,2	0,7342
850	0,3099	1,163	0,8902	73,98	46,85	151,2	0,7368
900	0,2967	1,171	0,8523	76,33	48,19	162,4	0,7395
1000	0,2734	1,185	0,7853	80,77	50,82	185,9	0,7458

Abbildung A.1: Stoffwerte Trockene Luft [4]

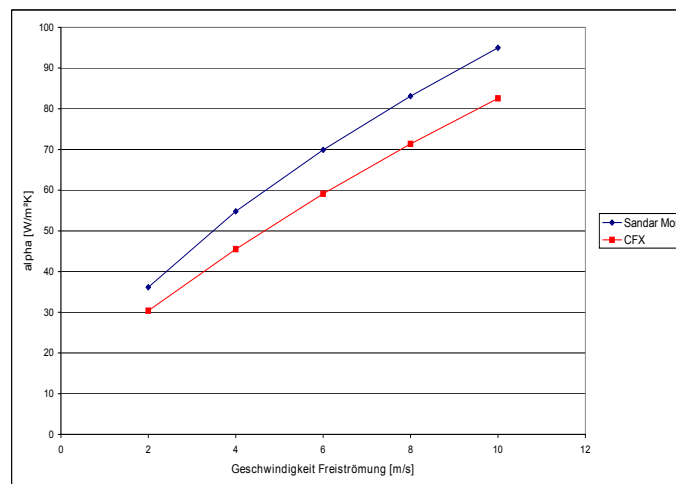


Abbildung A.2: Ergebnisse der Validierung des Wärmeübergangs der Kreisrippen- Rohrbündelumströmung für die Geometrie sl100_sq100_a10

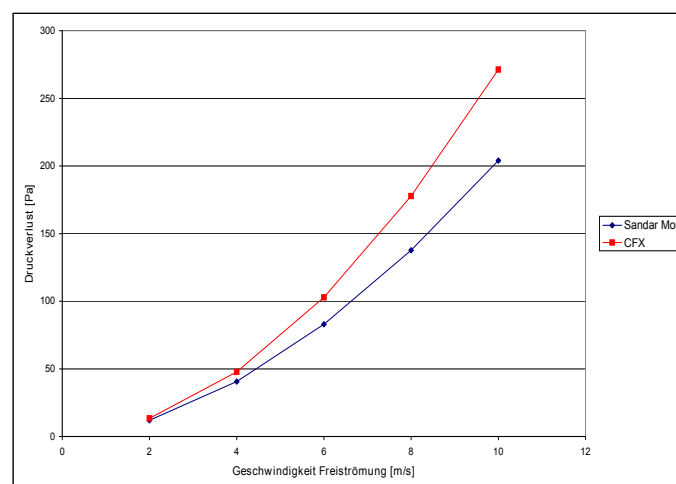


Abbildung A.3: Ergebnisse der Validierung des Druckverlustes der Kreisrippen- Rohrbündelumströmung für die Geometrie sl100_sq100_a10