Untersuchung des Wärmeübergangs
in einem Strömungskanal einer Gasturbinenschaufel

Von der Fakultät Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie

der Universität Stuttgart

zur

Erlangung der Würde eines Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

genehmigte Abhandlung

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Mahmoud Amro

aus Hebron

Hauptberichter:	Prof. Dr.-Ing. habil. Bernhard Weigand
Mitberichter:	Prof. Dr. Albin Bölcs
Tag der mündlichen Prüfung:	06.12.2004

Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt

Universität Stuttgart

Stuttgart 2005

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Forschungstätigkeiten als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik der Luft und Raumfahrt der Universität Stuttgart.

Die Arbeit wurde durch die Firma Alstom in der Schweiz und das Land Baden-Württemberg finanziell unterstützt.

Mein Besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr. -Ing. B. Weigand für seine Betreuung und sein Interesse bei der Durchführung dieser Arbeit.

Herrn Professor Bölcs danke ich für die Übernahme des Korreferates.

Weiterhin gilt mein besonderer Dank Herrn Professor Dr.-Ing. J. von Wolfersdorf für die Klärung von fachlichen Fragen.

Meiner Frau Enas danke ich besonders für die moralische Unterstützung und die Geduld und Ihr Verständnis.

Für die Korrektur und den Durchsicht der Arbeit danke ich Herrn Ziegler, Herrn Wissner und Herrn Saikly.

Meine Familie in Palästina danke ich für die vielen Jahre, in denen sie den Grundstein zu diesem Erfolg legten.

Mein Dank gilt auch den Mitarbeitern der Mechanischen- und elektrischen Werkstatt sowie den Konstrukteuren für ihre Unterstützung bei der Konstruktion, der Fertigung und dem Aufbau von Versuchs- und Messeinrichtungen.

Allen Wissenschaftliche Hilfskräften, Studien- und Diplomarbeitern danke ich für ihr Engagement beim Prüfstandsaufbau und bei der Durchführung der Versuche.

Allen Mitarbeitern des Instituts danke ich für ihre Unterstützung während meiner Tätigkeit.

Zusammenfassung

Die Kühlung der ersten Stufen von Hochdruckturbinen stellt die anspruchsvollsten Teilgebiete bei der Kühlung von Gasturbinen dar. Die Anforderung nach hohen Turbineneintrittstemperaturen setzt insbesondere die erste Stufe der Turbinenschaufeln enormen thermischen Belastungen aus.

Eine Senkung der Oberflächentemperaturen der Schaufel von ca. 10K kann die Lebensdauer der Schaufeln nahezu verdoppeln.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde der konvektive Wärmeübergang einer internen Strömung experimentell untersucht.

Aufgabe war es durch die richtige Wahl von Rippenkonfigurationen im Strömungskanal Sekundärströmungen und Verwirbelungen zu erzeugen, mit der Ziel, eine Geometrieoptimierung derart durchzuführen, dass Wärmeübergang und Druckverlust in einem ausgewogenen Verhältnis zueinander stehen. Zur Auswertung des Wärmeübergangs wurde eine transiente Messmethode mit thermochromatischen Flüssigkristallen TLC benutzt.

Die Versuche wurden bei Reynolds-Zahlen von 30000 bis 200000 durchgeführt.

Bei den untersuchten Geometrien handelt es sich um verschiedene Rippenanordnungen im dreiecksförmigen Kanal sowie im quadratischen Kanal.

Die untersuchten Rippen variieren sich in Anstellwinkel γ [γ={45°; 60°, 135°}], Rippenabstand *P zu* Rippenhöhe *e* [*P/e* = {10; 15; 20}], sowie Rippenhöhe *e* zu Kanalhöhe *H* [*e/H* ={0,10; 0,15; 0,167}].

Die experimentellen Untersuchungen haben insgesamt die bedeutende Rolle der Rippen zur Intensivierung von Wärmeübergang im Vergleich zur glatten Kanal gezeigt.

Die erzielten Ergebnisse wurden mit Literaturangaben und numerischen Berechnungen verglichen.

Als Ergebnis konnten optimale Geometrien hinsichtlich des Wärmeübergangs und der Reibungsverhältnissen ermittelt werden und Korrelationsgleichungen aufgestellt werden.

Abstract

Modern gas turbines have to be cooled strongly because of the high inlet temperatures. To reduce the temperature of the blade material internal cooling channels were used.

One of the most challenging aspects of gas turbine cooling is the cooling of the first stages turbine blades. The demand for highest possible inlet temperatures results in enormous thermal stress levels, especially on their leading edges. Since already a decrease of 10K in metal temperature could double their life, leading edge cooling is a great challenge. Therefore, film cooling became a well-established part of the cooling concept in the leading edge part of a blade, while the potential of internal cooling with novel 3D ribs has not been explored to this extent yet.

In this respect the present study focuses on researching the internal cooling in rectangular and in a triangular channel with a rounded edge as a model of leading edge blade-cooling. The objective is to achieve maximum heat transfer, while preserving a low pressure loss. A transient liquid crystal method is used. The data is gathered by using a digital video system consisting of video cameras around the circumference. The distribution of the Nusselt number on the measurement area is calculated in various steps by using a digital image processing software. The pressure loss is determined at positions along the length of the channel in order to validate the results. Presently, several experiments with a number of rib configurations have been performed. They were done at Reynolds numbers from 30000 to 200000. The ribs vary in inclination γ [γ={45°; 60°; 135°}], pitch P and height e [P/e = {10; 15; 20}; ribs height to channel height e/H = {0,10;0,15; 0,167}].

Compared to a smooth channel, the heat transfer in the ribbed channel can be enhanced significantly. Especially the critical corner region with the smallest angle shows a very high increase of the Nusselt number.

The experimental results show the strong benefit in using ribs in channel arrangements for gas turbine applications. The obtained experimental results demonstrate the superior flow structure of the 3D rib arrangements to state-of the art 2D ribs. With the 3D ribs it is even possible to enhance substantially the heat transfer coefficient at the inner side of the leading edge.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung 1

1.1. Kühlung von Gasturbinenschaufeln 2

1.2. Stand der Technik 4

1.3. Ziel der Arbeit 7

2. Experimentelle Grundlagen 9

2.1. Druckverlust im Strömungskanal 9

2.2. Methoden zur experimentellen Wärmeübergangsbestimmung 11

2.2.1. Stationäre Methode 12

2.2.2. Transiente Messmethode 13

2.2.3. Vergleich der wichtigsten Methoden 16

2.3. Flüssigkristallmesstechnik 17

3. Auslegung 20

3.1. Lufterhitzer 20

3.1.1. Ausführung 21

3.1.2. Elektrische Leistung 23

3.1.3. Druckverlust 24

3.2. Kalibriereinrichtung 25

3.2.1. Kalibrierung der Flüssigkristalle 27

4. Versuchsanlage 30

4.1. Strömungsanlage 32

4.2. Messstrecke 33

4.3. Messsystem 35

4.3.1. Bildaufnahmesystem 35

4.3.2. Druckmesssystem 35

4.3.3. Temperaturmesssystem 36

5. Kanal- und Rippengeometrien 37

5.1. Quadratischer Kanal ... 37

5.2. Dreiecksförmiger Kanal ... 38

5.3. Geneigte Rippen im Kanal ... 40

5.3.1. Rippengeometrie ein quadratischen Kanal ... 41

5.3.2. Rippengeometrie im dreiecksförmigen Kanal ... 42

6. Versuchsdurchführung und Auswertung ... 45

6.1. Einstellung des Betriebspunktes ... 45

6.2. Druckmessung und Reibungsbeiwerte ... 47

6.3. Wärmeübergangsmessungen ... 50

6.3.1. Temperaturmessung ... 51

6.3.2. Bildaufnahme ... 52

6.3.3. Bestimmung der Wärmeübergangszahlen ... 54

7. Ergebnisse im quadratischen Kanal ... 57

7.1. Untersuchung des glatten Kanals ... 57

7.2. Untersuchung des berippten quadratischen Kanals ... 59

7.2.1. Druckverluste und Reibungsbeiwerte ... 60

7.2.2. Wärmeübergangsmessung ... 62

7.3. Optimierung ... 64

7.4. Vergleich mit numerischen Berechnungen und der Literatur ... 66

8. Ergebnisse im dreiecksförmigen Kanal ... 68

8.1. Untersuchung des glatten Kanals ... 69

8.2. Untersuchung des berippten Kanals ... 72

8.2.1. Rippenanstellwinkel 135° ... 73

8.2.2. Rippenanstellwinkel 60° ... 75

8.2.3. Rippenanstellwinkel 45° ... 79

8.2.3.1. Variation der Bogenkonfiguration ... 80

8.2.3.2. Variation von P/e ... 81

8.2.3.3. Variation von e/H ... 83

8.3. Vergleich der Wärmeübergangsverteilung ... 84

8.4. Vergleich der Druckverlust- und Reibungsbeiwerte ... 86

8.5. Optimierung ... 87

8.6. Datenvergleich mit der Numerik ... 89

8.6.1. Vergleich des Druckverlustes ... 90

8.6.2. Vergleich des Wärmeübergangs ... 91

8.7. Superpositionsbestimmung ... 93

8.7.1. Rippengeometrie der Superposition ... 94

8.7.2. Untersuchung der Druckseite des Kanals ... 94

8.7.3. Untersuchung der Saugseite des Kanals ... 95

8.7.4. Vergleich mit Rippen konstanter Höhe ... 97

9. Datenreduktion und Korrelationen ... 99

9.1. Datenreduktion ... 99

9.1.1. Nusseltzahlen ... 99

9.1.2. Reibungsbeiwerte ... 102

9.2. Rauhigkeitsfunktionen ... 103

9.2.1. Rauhigkeitsfunktion R ... 103

9.2.2. Wärmeübergangsfunktion G ... 107

10. Zusammenfassung ... 109

11. Literaturverzeichnis ... 112

Fehleranalyse ... 118

Einstellung der Reynoldszahl ... 118

Reibungsbeiwerte ... 119

Wärmeübergang ... 120

Symbole

Symbol	Beschreibung	Dimension
a	Temperaturleitzahl	[m^2/s]
A	Querschnittsfläche	[m^2]
b	bulk	[-]
$C_{1...4}$	konstante	[-]
c	spezifische Wärmekapazität	[J/(kgK)]
D	Durchmesser	[m]
e	Rippenhöhe	[m]
f	Reibungsbeiwert	[-]
G	Rauhigkeitsfunktion	[-]
H	Kanalhöhe	[m]
I	Stromstärke	[A]
K	Widerstandskoeffezient	[-]
L	Charakteristische Länge	[m]
$\dot{m}$	Massenstrom	[kg/s]
Ma	Machzahl	[-]
Nu	Nusseltzahl	[-]
O	Kontraktionskoeffezient	[-]
p	Druck	[Pa]
P	Rippenabstand	[m]
Pr	Prandtl-Zahl	[-]
$\dot{q}$	Spezifischer Wärmestrom	[W/m^2]
Q	Wärmestrom	[W]
$\dot{Q}$	Volumenstrom	[m^3/s]
R_g	Spezifische Gaskonstante	[J/kgK]
R	Rauhigkeitsfunktion	[-]
Re	Reynolds-Zahl	[-]
St	Stanton-Zahl	[-]
t	Zeit	[s]

T	Temperatur	[K]
u	Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
U	Umfang	[m]
V	Spannung	volt
W	Werkstoffkenngröße	[$Ws^{0,5}/m^2K$]
x	Axiale Koordinate	[m]
y	Radiale Koordinate	[m]
Z	Leistung	[W]

Griechische Symbole

Symbol	Beschreibung	Dimension
α	Wärmeübergangskoeffizient	[W/m^2K]
Φ	Porosität	[-]
β	Parameter	[-]
γ	Anstellwinkel der Rippen	[°]
η	Dynamische Viskosität	[Pa/s]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/mK]
ν	Kinematische Viskosität	[m^2/s]
ρ	Dichte	[kg/m^3]
θ	Dimensionslose Temperatur	[-]
δ	Wanddicke	[-]
ζ	Bezogener Totaldruckverlust	[-]
ψ	Durchsatzparameter	[-]
σ	Proportionalitätsfaktor	[-]
κ	Adiabatenexponent	[-]
κ_ν	Von-Karman-Konstante	[-]

Indizes

Symbol	Beschreibung
∞	Umgebungszustand
+	dimensionslose
ab	abgerundet

0	Referenz, initial (glatter Kanal)
h	hydaulisch
i	Startgröße
exp.	experimentell
max	maximal
min	minimal
num.	numerik
org	original
mod	model
fl	fluid
cl	centerline
m	mittel
r	berippt
s	scharf
t	total
w	wand
ω	wandgröße
τ	Schubgröße

1. Einleitung

Gasturbinen werden häufig sowohl in Kraftwerken zur Umwandlung von fossiler in elektrische Energie als auch im Flugzeug als Triebwerk eingesetzt. Das Funktionsprinzip einer Gasturbine verdeutlicht Abbildung 1.1. In der Brennkammer der Gasturbine wird die verdichtete Luft mit Brennstoff gemischt und dann verbrannt. Dabei entsteht Abgas, das nach dem heutigen Stand der Technik bis zu 1500 °C heiß wird. Dieses energiereiche, heiße Abgas expandiert in der Turbine und erzeugt so die Antriebsenergie für die Generatoren oder den Schub für das Flugzeug. Diese Energieumwandlung in der Turbine findet mittels Rotoren oder Laufschaufeln (Abbildung 1.2) statt. Sie soll möglichst effizient und verlustarm erfolgen.

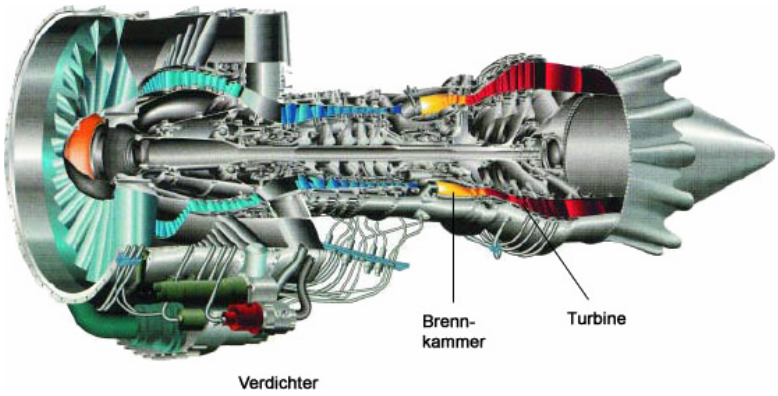


Abbildung 1.1: Turbo-Jet-Triebwerk [42]

Der thermische Wirkungsgrad solcher Turbinen ist entscheidend durch die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums bestimmt. Sollen höhere Wirkungsgrade realisiert werden, so muss man zu höheren Eintrittstemperaturen übergehen. Durch diese Temperaturerhöhungen wird jedoch sehr schnell die Grenze der Materialbeanspruchung erreicht.

Besonders die vorderste Reihe der Turbinenschaufeln wird dabei der höchsten Gastemperatur ausgesetzt. Turbinenschaufeln mit höherer Temperatur-beständigkeit ermöglichen deshalb auch höhere energetische Wirkungsgrade und benötigen daher weniger Brennstoff.

Mit Hilfe einer speziellen Kühlung der Turbinenschaufeln kann man den thermischen Wirkungsgrad merklich verbessern.

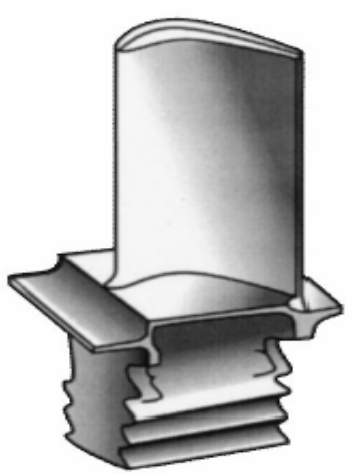


Abbildung 1.2: Laufschaufel einer Gasturbine

1.1. Kühlung von Gasturbinenschaufeln

Bei den Gasturbinenschaufeln gab es in den letzten Jahrzehnten eine ständige Weiterentwicklung. Von besonderer Bedeutung war dabei der eingesetzte Kühlmechanismus. Wie bereits erläutert wurde, sind Gasturbinenschaufeln besonders in den vordersten Stufen der Hochdruckturbine enormen thermischen Belastungen ausgesetzt, da hohe Turbineneintrittstemperaturen einfach notwendig sind, um vertretbare Gesamtwirkungsgrade zu erzielen. Dies führte dazu, dass immer schon kurz nach Einsatz einer neuen Kühlungstechnologie die Betriebsparameter der Triebwerke, und damit auch die Turbineneintrittstemperatur, erneut angepasst wurde. So konnte dann der Gesamtwirkungsgrad gesteigert werden.

Für die Kühlung der Turbinenschaufeln unterscheidet man folgende Arten [43]:

Konvektionskühlung

Das ist die wohl am weitesten verbreitete Art der Schaufelkühlung. Sie ist in einer Vielzahl von Ausführungen angewendet. Dabei führt man Kühlluft durch Kanäle im Schaufelinneren und nutzt den konvektiven Effekt, um die Wärme abzuführen.

Prallkühlung

Dabei prallt ein Kühlluftstrom von innen auf die Schaufeloberfläche. Im Auftreffpunkt der Prallstrahlen wird eine sehr gute Kühlwirkung erzielt, die sich allerdings nur auf einen engeren Bereich beschränkt. Deshalb wird die Prallkühlung nur in besonders

hoch belasteten, aber räumlich begrenzten Bereichen einer Turbinenschaufel eingesetzt, vor allem an der Schaufelvorderkante.

Filmkühlung

Bei der Filmkühlung tritt Kühlluft aus Bohrungen oder Schlitzen in der Schaufel aus und bildet eine isolierende Schicht zwischen dem heißen Gas und der Schaufeloberfläche. Allerdings vermischt sich die Luft sehr schnell mit den heißen Gasen, so dass an mehreren Stellen Luft zugeführt werden muss, was die Festigkeit und Formbeständigkeit der Schaufel beeinträchtigt.

Schwitz- oder Transpirationskühlung

Diese ist eine Weiterentwicklung der Filmkühlung. Hierbei tritt Kühlluft durch eine poröse Außenhaut vom Innern an die Außenseite der Schaufel, die Kühlung erfolgt über die ganze Schaufeloberfläche. Sie erfordert den kleinsten Kühlluftstrom für eine Temperaturabsenkung, verursacht aber schwer zu lösende technische Probleme z.B. durch den porösen Werkstoff, Verstopfung von Poren bei Verunreinigungen in der Kühlluft und durch Verbrennungsgase. Diese Art der Kühlung wird deshalb heute noch nicht angewendet.

Die verschiedenen Kühlungsarten zeigt Abbildung 1.3.

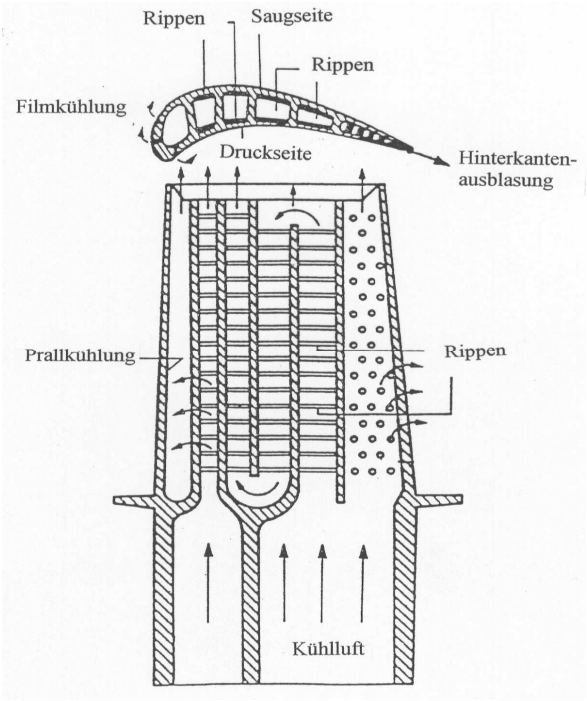


Abbildung 1.3: Zusammenfassung der Arten von Turbinenschaufelkühlung [43]

Diese Arbeit beschäftigt sich ausschließlich mit konvektiver Kühlung im Schaufelinneren. Wie Abbildung 1.3 zeigt, sind in der Schaufel verschiedene Kühlkanäle angebracht. Der Einbau von künstlichen Barrieren (Rippen) in den Kühlkanälen hat zur Folge, dass sich die Strömung in den Grenzschichten ablöst und verwirbelt wird. Diese erzwungene Störung der Strömung bewirkt, dass im Falle eines Temperaturunterschiedes zwischen Wand und Fluid der Wärmeübergang intensiviert wird. Zusätzlich kommt hinzu, dass durch die Umlenkung der Strömung in den Randbereichen des Kanals Sekundärströmungen erzeugt werden. Diese können durch die Rippen derart beeinflusst werden, dass eine gezielte Kühlung von Teiloberflächen möglich ist.

Die zeitliche Entwicklung der Turbineneintrittstemperatur ist in Abbildung 1.4 dargestellt. Man kann deutlich erkennen, dass durch den Einsatz von verschiedenen Kühlarten die Turbineneintrittstemperaturen und somit der Wirkungsgrad enorm gesteigert werden konnte.

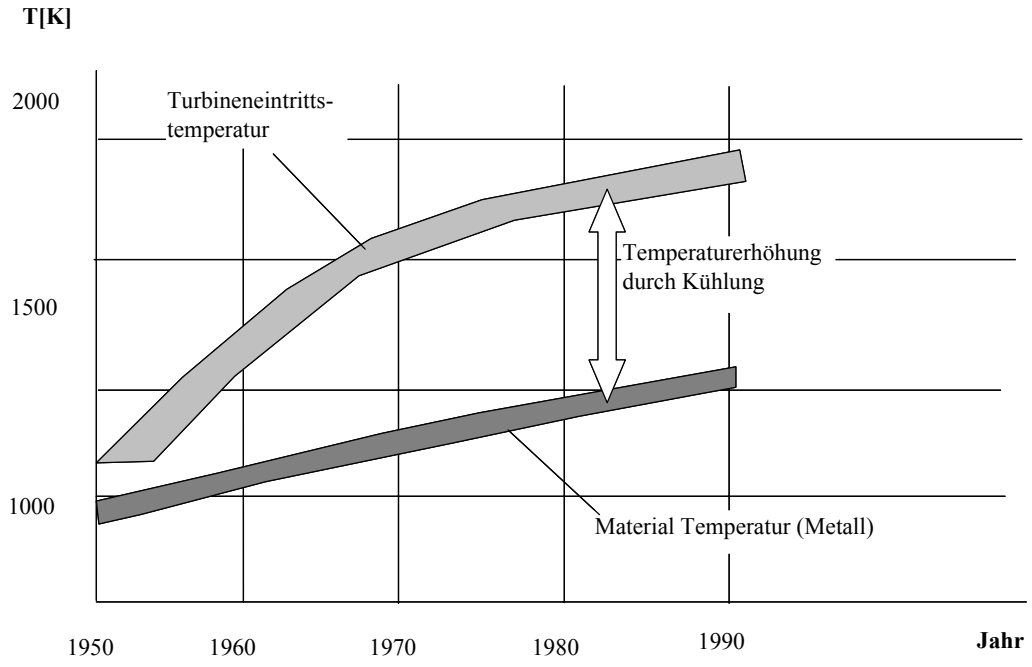


Abbildung 1.4: Entwicklung der Turbineneintrittstemperatur [1]

1.2. Stand der Technik

Heutzutage werden Gasturbinenschaufeln durch die Kombination verschiedenster Techniken gekühlt. Durch die Berippung wird die Strömung veranlasst, ständig neue Wiederanlegegebiete zu bilden, in denen eine wesentliche Steigerung der lokalen

Wärmeübergangskoeffizienten erreicht werden kann. Teilweise trifft man in den verengten Kühlkanälen der Hinterkanten auch auf sogenannte Pin-Fin-Anordnungen. Es handelt sich dabei um querverbindende Zylinderanordnungen in der Kühlluftströmung. Zahlreiche Filmkühlungsbohrungen, vor allem im Vorderkantenbereich, ermöglichen den Austritt der Kühlluft zur Bildung eines schützenden Kühlluftfilms. Im Vorderkantenbereich wird zusätzlich noch die Methode der Prallkühlung verwendet, teilweise mit überlagerter Drallströmung.

Bei der Filmkühlung wurden innovative Verfahren entwickelt, diese Bohrungen mit höchstmöglicher und immer gleichbleibender Qualität zu fertigen, sie sind nach wie vor sehr aufwendig, zeitintensiv und damit teuer. Anzumerken ist auch, dass die Beeinflussung der Hauptströmung durch die Ausblasung von Kühlluft nicht zu unterschätzen ist. Diese muss bereits bei der Schaufelauslegung berücksichtigt werden und führt außerdem zu einer Verringerungen des Gesamtwirkungsgrades.

Der Einsatz von Gasturbinenschaufeln mit rein interner Kühlung unter Einsatz von Turbulatoren und Wirbelgeneratoren zur Intensivierung der internen Wärme-übertragung findet heutzutage eine sehr breite Anwendung.

Die Verwendung von Rauhigkeiten und Rippen zur Wärmeübergangsintensivierung wurde ausführlich untersucht. Die ersten Untersuchungen an rauhen Oberflächen wurden in [50] durchgeführt. Die Wärmeübergangsintensivierung durch Rauhigkeiten ist bis zu einem bestimmten Wert begrenzt. Daher wurden die weiteren Entwicklungen auf Rippen konzentriert. Besonders bei quadratischen Kanälen wurden viele Arbeiten durchgeführt. Bei den Untersuchungen in den Arbeiten [13], [21], [22] , [23], [24], [25] , [26] wurden Variationen in den Rippenanstellwinkeln zur Strömung und der Rippenform, sowie der Einfluss des Rippenabstands und der Einfluss der Rippenhöhe für verschiedene Reynoldszahlen untersucht. So gingen die Versuche bei [26] bis Re=130000. In [27], [28], [29] wurden V-förmige Rippen im quadratischen und rechteckigen Kanal untersucht, wobei man sich auf Re=6000 beschränkte. Weitere Versuche für Rippenanstellwinkel von 30°, 45°, 60° sind in [30] für Re=30000 zu finden.

Einen Überblick über die Untersuchungen der Rippenanstellwinkel 30°, 45°, 60°, 75°, 90° findet man in [31]. Die Versuche wurden bei Reynoldszahl von 15000

durchgeführt. Zudem findet man dort auch eine Vielzahl weiterer Informationen zum Stand der Forschung.

Bei den zahlreichen Veröffentlichungen über interne Kühlkanäle einer Gasturbinenschaufel mit Rippenanordnungen fällt auf, dass zumeist rechteckige Querschnitte untersucht wurden.

In neuen Versuchsreihen werden auch Kühlkanäle in rotierenden Systemen untersucht, um den Einfluss der Drehung mit in die Messung eingehen zu lassen [39]. Bei den erwähnten Experimenten wurde eine Vielzahl von Rippenanordnungen und Rippengeometrien untersucht.

Die Geometrie einer Turbinenschaufel an ihrer Vorderkante lässt jedoch ausschließlich einen dreiecksförmigen Kühlkanal zu.

In [32] wurden Wärmeübergangsmessungen und Reibungsbeiwerte im dreieckigen Kanal bis Re=90000 untersucht. Der Kanalumfang war entweder voll oder nur teilweise berippt. Der Anstellwinkel der Rippen zur Strömungsrichtung war 45° und 90°.

In der Arbeit [33] wurde ein dreiecksförmiger Kanal bis Re=100000 und Rippenanstellwinkel 45° und 90° mit normalen Rippen untersucht.

In [34] wurden Rippen mit transienter Messtechnik unter Anwendung von Flüssigkristallen im Vorderkantenkanal untersucht. Die Rippen haben Anstellwinkel von 60° und 90° zur Strömungsrichtung und eine konstante Rippenhöhe über dem Profil. Das Ganze wurde für Reynoldszahlen bis 30000 untersucht. Dadurch könnte der Wärmeübergang gesteigert werden. Die Steigerung war allerdings nicht proportional zur Rippenhöhe.

Diese Versuchsreihen haben in dieser Hinsicht gute Ergebnisse geliefert,.

In [44] wurde Rippenanstellwinkel von 15°, 30°, 40°, 60°, und 90° im gleichschenkligen Dreieckskanal bei Re=7000 bis 20000 untersucht.

In [45] wurden Wärmeübergangmessungen mit Hilfe von Flüssigkristallen im Vorderkantenbereich untersucht. Gemessen wurden konstante Rippen sowie variierende Rippen zu den Kanalhöhen mit einem Anstellwinkel von 90° und Re-Zahlen bis 90000.

In [36] wurden Untersuchungen bei Berippung an zwei Seiten des Kühlkanals für Rippenanstellwinkel von 30° und 60° und eine Reynoldszahlen von 20000 durchgeführt.

In [46] wurden Wärmeübergangsmessungen in gleichseitigen Dreieckskanälen untersucht. Die Versuche wurden bei Reynoldszahl von 4000 bis 15000 durchgeführt. Das Anbringen der Rippen bewirkte eine Erhöhung des Wärmeübergangs im Kanal.

In [56] wurden die Wärmeübergangszahlen und Druckverluste unter Ansatz von Nadelrippen als Turbolatoren zur Wärmeübergangserhöhung in dreieckigen Kanälen untersucht. Im Vergleich zum glatten Kanal lagen sowohl Nusseltzahlen als auch Reibungsbeiwerte höher.

Beim Betrachten der vorhandenen Literatur zum quadratischen Kanal fällt auf, dass die Untersuchungen unter Einsatz von Rippen auf relativ niedrige Reynoldszahlen beschränkt wurden. Es ist nicht klar, ob sich die bekannte Tendenz des Nusseltzahlverlaufes aus dem unteren Reynoldszahlbereich auch bei größeren Anströmungsgeschwindigkeiten fortsetzt.

Im Vorderkantenbereich einer Gasturbinenschaufel trifft man auf einem dreiecksförmigen Kanal. Über diesen Bereich der Gasturbinenschaufel liegen bisher kaum Ergebnisse vor.

1.3. Ziel der Arbeit

In den letzten Jahrzehnten konnte man durch die weiteren Entwicklungen der Gasturbinen deutlich erhöhte Leistungen bei einem Minimum an Verbrauch und Schadstoffausstoß erreichen.

Dies hatte allerdings zur Folge, dass die Belastung der ganzen Turbine stieg. Insbesondere wurde durch die Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur die thermische Belastung der Turbinenschaufeln erhöht und somit die Lebenslaufzeit der Schaufeln verkürzt. Daher suchte man nach neuen Wegen, die Turbinenschaufeln effizienter zu kühlen.

Wie aus der oben dargestellten Literaturrecherche zu entnehmen ist, gibt es über quadratische Kühlkanäle kaum Veröffentlichungen, die den Wärmeübergang und Druckverluste bei hohen Reynoldszahlen beschreiben.

Beim dreiecksförmigen Kanal wurde der internen konvektiven Kühlung mit Turbulatoren bisher nicht viel Aufmerksamkeit gewidmet.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist deshalb die experimentelle Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten in einem Modell eines Turbinenschaufelkühlkanals mit quadratischem und dreieckigem Querschnitt.

Es gibt bis heute noch keine Möglichkeit, die Wärmeübergangskoeffizienten für beliebige und kompliziertere Geometrien numerisch genau zu berechnen. Für kompliziertere Strömungen, die in Kühlkanälen von Turbinenschaufeln herrschen, ist man vielfach auf experimentelle Daten angewiesen.

Beim quadratischen Kanal werden neue Korrelationen zur Erweiterung des Gültigkeitsbereichs bei hohen Reynoldszahlen erstellt, um neue Erkenntnisse in diesem Bereich zu gewinnen. Es wird geprüft, ob sich die bekannte Tendenz des Nusseltzahlverlaufes aus dem unteren Reynoldszahlbereich auch bei größeren Anströmgeschwindigkeiten fortsetzt.

Bei dem Vorderkantenkanal werden Rippen konfiguriert. Durch Variation der Rippengeometrien zur Anfachung von Sekundärströmungen und damit zur Erhöhung des Wärmeüberganges in diesem Bereich soll untersucht werden, welche Konfiguration sich hinsichtlich des Wärmeübergangs und des Druckverlustes besonders gut eignet. Um einen genaueren Überblick zu schaffen, wurden die Versuche bis zu einer Reynoldszahl von 200000 durchgeführt. Für alle Versuche sollen neue Korrelationen erstellt werden und die experimentellen Daten sollen zur Validierung von numerischen Programmen zur Verfügung gestellt werden.

2. Experimentelle Grundlagen

Um über die hydrodynamischen und thermodynamischen Vorgänge in der Turbinenschaufel und ihre Kühlkanäle Informationen gewinnen zu können, bedient man sich meist hochskalierter Modelle. Sie entsprechen den Originalen nur in ihren geometrischen Verhältnissen. Die absoluten geometrischen Größen werden hochskaliert. Um nun die gleichen Strömungsverhältnisse, die in einem Kühlkanal herrschen, modellieren zu können, muss im Modell wie auch im Original die gleiche Reynoldszahl herrschen.

$$\mathrm{Re}_{Org} = \mathrm{Re}_{Mod}, \quad u_{\infty_{Mod}} = u_{\infty_{Org}} \frac{d_{h_{Org}} \nu_{Mod}}{d_{h_{Mod}} \nu_{Org}} = u_{\infty_{Org}} M \frac{\nu_{Mod}}{\nu_{Org}} \tag{2.1}$$

Weiterhin muss die Machzahl dem Original ähnlich sein, (Ma <0,2). Dies bedeutet, dass die Strömungsgeschwindigkeit im Kanal so angepasst wird, dass sie den realen Bedingungen im Original entspricht.

2.1. Druckverlust im Strömungskanal

Druckverluste treten in allen hydraulischen Anlagen durch Reibung, Strömungsablösung oder Wirbelbildung auf. Die Verlustenergie wird überwiegend in Wärme umgesetzt und teils dem Druckmedium, teils der Umgebung zugeführt. Die Kenntnis der Zusammenhänge von Druckverlust, Energiewandlung, Strömungsform, Beschaffenheit und Aufbau der Anlage ist für das Verständnis hydraulischer Systeme von grundlegender Bedeutung.

Zur Beschreibung eindimensionaler, stationärer und inkompressibler Strömungen wird die Bernoulli-Gleichung verwendet, die sich aus der Integration der Eulerschen Gleichung ergibt. Nach Bernoulli bleibt die Gesamtenergie, bestehend aus der kinetischen Energie, der Lage- und Druckenergie längs eines Stromfadens konstant. Lage- und Druckenergie bilden zusammen die potentielle Energie:

$$\frac{u_1^2}{2} + gz_1 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{u_2^2}{2} + gz_2 + \frac{p_2^2}{\rho} = \mathrm{const} \tag{2.2}$$

In ihrer Druckform lautet die Bernoulli-Gleichung:

$$\frac{\rho}{2}u_1^{\ 2} + \rho g z_1 + p_1 = \frac{\rho}{2}u_2^{\ 2} + \rho g z_2 + p_2 = \text{const} \tag{2.3}$$

Hierin ist $\frac{\rho}{2}u_1^{\ 2}$ der dynamische Druck, $\rho g z_1$ der geodätische Druck und p_1 der statische Druck.

Zur Beschreibung einer verlustbehafteten Strömung wird die Bernoulli-Gleichung mit einem Verlustglied Δp_V erweitert. Δp_V ist der Druckverlust zwischen den Stellen 1 und 2 infolge von Rohrreibung, Einbauwiderständen usw.:

$$\frac{\rho}{2}u_1^{\ 2} + \rho g z_1 + p_1 = \frac{\rho}{2}u_2^{\ 2} + \rho g z_2 + p_2 + \Delta p_V \tag{2.4}$$

Bei der Bestimmung von Druckverlusten in hydraulischen Systemen durch Messung des statischen Druckes an zwei Punkten muß unbedingt beachtet werden, welche Strömungsverhältnisse an den Meßpunkten vorliegen.

Durch die Berücksichtigung von mehreren Druckmessstellen wird die Genauigkeit der Totaldruckverlustmessung im Vergleich zu einer einfachen Differenzdruck-messung erhöht.

Für den Druckverlust in Kanal gilt:

$$\Delta p = f\frac{L}{D_h}2\rho\bar{u}^2 \tag{2.5}$$

Der Druckverlustbeiwert innerhalb des Kanals errechnet sich aus dem Druckgradient und der mittleren Geschwindigkeit am Kanaleintritt nach Schlichting [12]:

$$f = -\frac{dp}{dx}\frac{D_h}{2\rho\,\bar{u}^2} \tag{2.6}$$

Für eine turbulente Rohrströmung gilt für den Rohrreibungsbeiwert im glatten Kanal f_0 [12,13]:

$$f_0 = 0{,}046\,\mathrm{Re}^{-0{,}2} \tag{2.7}$$

Die Gleichungen wurden für eine turbulente Rohrströmung formuliert, liefern aber auch für eine Kanalströmung gute Ergebnisse, wenn der Rohrdurchmesser bei der Bestimmung der Reynoldszahl durch den hydraulischen Durchmesser ersetzt wird. Die Reynoldszahl charakterisiert die Strömungsform eines Fluides. Sie stellt das

Verhältnis der Beschleunigungskräfte zu den anliegenden Reibungskräften dar. Sie kann speziell bei internen Strömungen durch Rohre und Kanäle auf den hydraulischen Durchmesser bezogen werden.

$$Re_D = \frac{\bar{u} D_h}{\nu} \tag{2.8}$$

2.2. Methoden zur experimentellen Wärmeübergangsbestimmung

Grundlage dieser Methoden ist die Gleichung für den Wärmeübergang von einem Festkörper an ein Fluid. Betrachtet man nun den Wärmeübergang von einem Festkörper an ein Fluid (Schaufelinnenwand zu Kühlluft), so ist nur die treibende Temperaturdifferenz von Bedeutung.

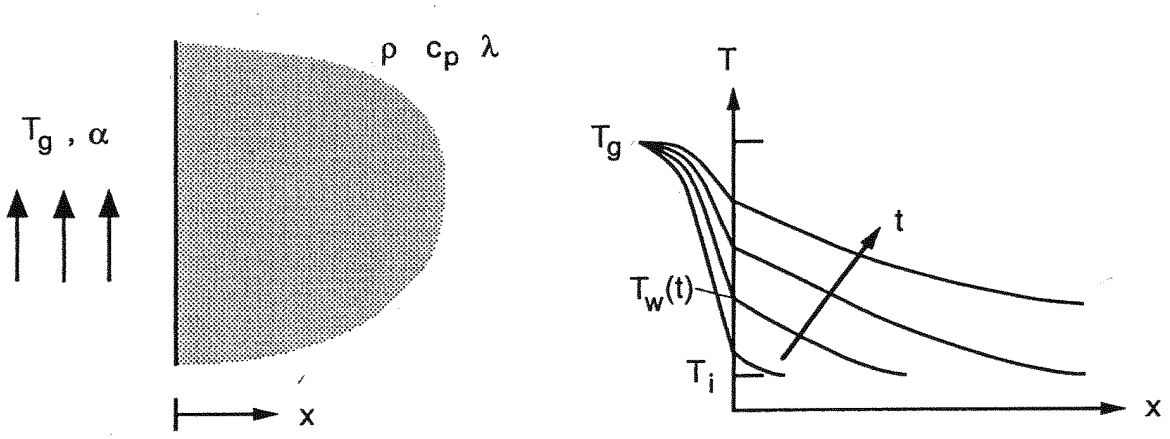


Abbildung 2.1: Zeitlicher Verlauf der Wandtemperatur an einem Festkörper

Die Gleichung des Wärmeübergangs lautet im eindimensionalen Fall:

$$\dot{q} = \alpha \left(T_g - T_w \right) \tag{2.9}$$

Zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten

$$\alpha = \frac{\dot{q}}{T_g - T_w} \tag{2.10}$$

müssen also

- die Wärmestromdichte an der Wand $\dot{q}$,
- die Temperatur der Modellwand T_w,
- und die Temperatur der durchströmenden Luft T_g

bekannt sein.

Diese Größen hängen von der Art der Strömung (laminar / turbulent), der Strömungsgeschwindigkeit, dem Fluid selbst (Zähigkeit), usw. ab.

Zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten sind verschiedene Methoden bekannt.

2.2.1. Stationäre Methode

Man geht im folgenden davon aus, dass sich ein stationärer Zustand mit festen Randbedingungen eingestellt hat, das heißt der Wärmestrom und die Temperatur an jeder Stelle der Meßoberfläche sind zeitlich konstant.

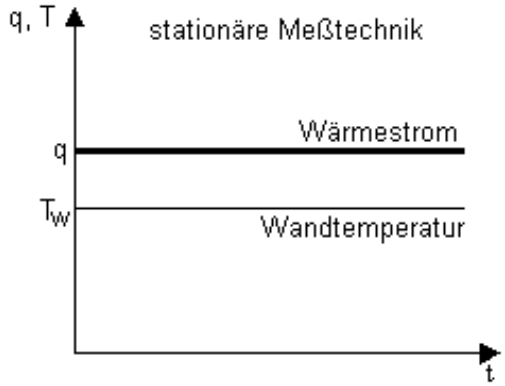


Abbildung 2.2: Zeitlicher Verlauf von Wärmestrom und Wandtemperatur bei einer stationären Messtechnik

Prinzipiell gibt es bei stationären Methoden zwei verschiedene Ansätze:

Konstante Wandtemperatur und

Konstanter Wandwärmestrom

Bei stationären Methoden muß man immer Verlustwärmeströme an die Umgebung berücksichtigen. Es dauert recht lange bis sich ein annähernd stationärer Zustand eingestellt hat, so daß man sehr viel Zeit braucht um eine Messreihe durchzuführen.

<u>Methode mit konstanter Wandtemperatur</u>

Die Wandtemperatur wird konstant gehalten, Lufttemperatur und Wärmestrom müssen gemessen werden.

Man erzeugt eine konstante Wandtemperatur, indem man viele kleine Heizelemente (Anzahl je nach gewünschter Auflösung) verwendet, die alle einzeln so geregelt

werden, daß sich über die ganze Fläche die gleiche Temperatur einstellt. Für jedes dieser Heizelemente muß der Wärmestrom separat bestimmt werden.

Der Wärmestrom berechnet sich aus der elektrischen Leistung pro Flächeneinheit:

$$\dot{q}_i = \frac{U\,I}{A_i} \tag{2.11}$$

Die Lufttemperatur wird gemessen.

Mit Gleichung (2.10) kann man den Wärmeübergangskoeffizienten für jede Flächeneinheit berechnen.

<u>Methode mit konstantem Wandwärmestrom</u>

Der Wandwärmestrom wird konstant gehalten, Lufttemperatur und Wandtemperatur müssen gemessen werden.

Man stellt einen konstanten Wandwärmestrom ein, indem man die Modellwand mit einer Metallfolie elektrisch heizt.

Der Wärmestrom errechnet sich aus der von der Heizfolie pro Fläche aufgenommenen Leistung abzüglich des Verlustwärmestroms, der durch Wärmeleitung an die Umgebung abgegeben wird.

$$\dot{q} = \frac{U\,I}{A_H} - \dot{q}_V \tag{2.12}$$

Die Temperaturzunahme der Luft im Meßkanal ermittelt man durch Messung der Ein- und Austrittstemperatur.

2.2.2. Transiente Messmethode

Bei transienten Wärmeübertragungstechniken untersucht man die Reaktion des Systems nach einer Änderung des Wärmestroms. Dabei gibt es zwei Möglichkeiten:

Fluid auf Raumtemperatur und Modell vorgeheizt oder gekühlt [4].

Meist wird das Modell mit einer elektrischen Heizfolie beheizt, wobei in diesem Fall laterale Wärmeleitung in der Folie als Verlustwärmestrom berücksichtigt werden muß.

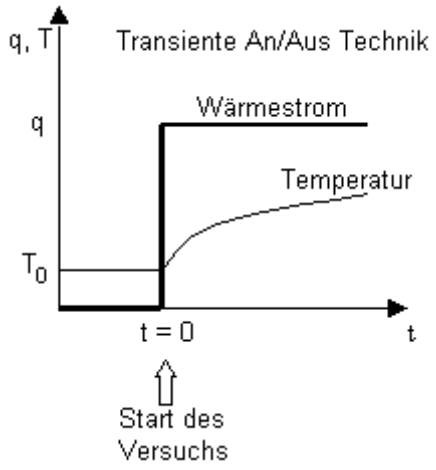


Abbildung 2.3: Zeitlicher Verlauf von Wärmestrom und Wandtemperatur bei einer transienten Messtechnik

Als Heizung wird ein Lufterhitzer mit Geweben aus feinen Drähten als Widerstandsheizung verwendet.

Die transiente Meßmethode basiert auf der Theorie der eindimenionalen, instationären Wärmeleitung in einem halbunendlichen, ruhenden Körper. Besitzt ein halbunendlicher Körper eine homogene Temperatur und wird schlagartig einem Temperaturanstieg ausgesetzt, so wird zunächst seine Oberfläche diese Temperatur annehmen, bevor der Temperatursprung sich in seinem Volumen durch Wärmeleitung bemerkbar macht. Dieser Effekt wird bei der transienten Wärmeübergangsbestimmung ausgenutzt. Verwendet man bei dem zu untersuchenden Körper zusätzlich noch ein Material, welches eine schlechte Wärmeleitfähigkeit besitzt z.B. Plexiglas, so kann, zumindest in einem bestimmten Zeitrahmen, davon ausgegangen werden, dass die Wärmeleitung nur eindimensional erfolgt. Zeichnet man nun den zeitlichen Verlauf der Temperaturänderung auf der Oberfläche auf und geht von einem idealen Temperatursprung aus, so kann die allgemeine Lösung der Wärmeleitungsgleichung für die halbunendliche Wand auf Basis der Fouriertransformation als Grundlage für diese Methode angenommen [57] angewendet werden.

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_w \tag{2.13}$$

nach [48] im eindimensionalen Fall

$$\rho\ c\ \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda\ \frac{\partial T}{\partial z}\right) \tag{2.14}$$

mit den Randbedingungen

$z = 0$; $t = 0$; $T=T_0$

$$z = 0;\quad t>0;\ -\lambda \left.\frac{\partial T}{\partial z}\right|_{z=0} = \alpha\left(T_g - T_w\right) \tag{2.15}$$

$z \to \delta_w$; $t>0$; $T=T_0$

Die Lösung des instationären, eindimensionalen Wärmeleitungsproblems lautet nach [5,6]

$$\frac{T_w - T_0}{T_g - T_0} = 1 - \left(e^{\beta^2}\, erfc(\beta)\right) \quad \text{mit} \quad \beta = \frac{\alpha\ \sqrt{t}}{\sqrt{\lambda\ \rho\ c}} \tag{2.16}$$

Hierbei ist die Fehlerfunktion [7] wie folgt definiert

$$erfc(\beta) = \frac{2}{\sqrt{\pi}}\ \frac{e^{-\beta^2}}{2}\left(\frac{1}{\beta} - \frac{1}{2\ \beta^3} + \frac{1}{2^2}\ \frac{3}{\beta^3} - \ldots + \ldots\right) \tag{2.17}$$

Die Fehlerfunktion lässt sich nicht geschlossen berechnen, es gibt jedoch eine Reihenentwicklung.

Die Grundvorrausetzung zur Anwendung dieser Gleichungen ist ein idealer Temperatursprung, der in den wenigsten Fällen realisiert werden kann. Zur Implizierung des Einflusses des realen Temperaturanstiegs wird in dieser Gleichung des Duhamelsche Prinzip [6] angewendet.

$$T_w - T_0 = \sum_{j=0}^{n} U\left(t - t_j\right)\left(T_{g,j+1} - T_{g,j}\right) \tag{2.18}$$

mit

$$U\left(t - t_j\right) = 1 - e^{\beta^2}\ erfc(\beta) \tag{2.19}$$

Sind die Variablen der Gleichungen bekannt, lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient „α“ aus Gleichung (2.16) iterativ berechnen.

Statt der festen Temperaturdifferenz „T_g-T_0“ wird nun der zeitliche Verlauf der Gastemperatur berücksichtigt.

Die transiente Messung hat den Vorteil gegenüber der stationären Methode, dass die Versuchsphasen relativ kurz sind und man somit innerhalb kurzer Zeit mehrere Messungen durchführen kann.

2.2.3. Vergleich der wichtigsten Methoden

Die wichtigsten Methoden der Wärmeübergangsmessungen sind die transiente und stationäre Methoden. Es erfolgt eine kurze Zusammenfassung der Unterschiede zwischen den beiden Methoden.

Stationäre Methode:

- Der notwendiger Wärmestrom muss mit Heizfolie erzeugt werden, deshalb sind nur verhältnismäßig einfache Testgeometrien möglich.
- Die erzeugten Datenrate sind klein. Es genügt ein kleiner Rechner für die Auswertung, da nur einzelne Bilder aufgenommen werden.
- Die Dauer der Messung ist sehr lang bis sich ein stationärer Zustand eingestellt hat.
- Der konvektive Wärmestrom muss bekannt sein. Dazu müssen Verlustwärmeströme abgeschätzt werden.
- Meist werden breitbandige Flüssigkristalle verwendet. Solche Flüssigkristalle sind bei der Messung relativ ungenau.

Transiente Methode:

- Wärmestrom kann mit erhitztem Luftstrom erzeugt werden. Diese Messtechnik kann bei nahezu jeder Kühlkonfiguration eingesetzt werden.
- hohe Datenrate durch fortlaufende Aufnahme der Messoberfläche mit Videoaufzeichnung, schneller Rechner mit großem Speicherplatz ist daher nötig.
- Die Versuchszeiten sind sehr kurz.
- Wärmestrom wird über Randbedingung (halbunendlicher Körper) aus Rechnung eliminiert. Die Auswertung vereinfacht sich dadurch.

Als Schlussfolgerung sieht man, dass die transienten Meßtechniken einfacher und flexibler sind, was den Aufbau der Versuchsanordnung angeht, die Versuchszeiten sind sehr viel kürzer bei niedrigeren Ansprüchen an konstante Umgebungsbedingungen als bei stationären Techniken.

Aus diesen Gründen wurde in dieser Arbeit die transiente Methode unter Ansatz von schmalbandigen Flüssigkristalltechnik angewendet.

2.3. Flüssigkristallmesstechnik

Da man mit Thermoelementen nur an einigen diskreten Punkten Temperaturen messen kann, ist die räumliche Auflösung durch die Anzahl der verwendeten Thermoelemente begrenzt. Dagegen kann man mit Flüssigkristallen [14] als Temperaturanzeiger auf beliebig großen Flächen beliebige räumliche Auflösungen erzielen. Deshalb werden in vielen Arbeiten Flüssigkristalle zur Temperaturmessung eingesetzt.

Flüssigkristalle können für Temperaturen von –30°C bis 115 °C, je nach der Breite des Temperaturbereiches, in dem sich die Flüssigkristalle (TLC) verfärben, eingesetzt werden. Man unterscheidet zwischen schmalbandigen TLCs, die einen Temperaturbereich von wenigen Kelvin anzeigen und breitbandigen TLCs, die über einen Bereich von mehreren zehn Kelvin hinweg ihre Farbe wechseln.

In dieser Arbeit werden schmalbandige TLCs (Typ BM/R30C1W/C17-10 von der Firma Hallcrest) verwendet. Die wässrige Lösung der Flüssigkristalle wird mit destilliertem Wasser verdünnt und mittels einer Sprühpistole in dünnen Schichten auf eine Oberfläche aufgetragen. Es sind immer mehrere Überzüge mit Flüssigkristallen nötig um eine homogene Schicht mit gutem Farbenspiel zu erhalten. Dabei ist darauf zu achten, daß die Schichten gleichmäßig dünn aufgetragen werden. Die Gesamtschicht sollte jedoch nicht zu dünn sein. Bei einer zu dünnen Schicht wirkt die Farbanzeige körnig oder pixelig, die Farbe ist nicht besonders kräftig und die Anzeige reagiert langsam.

Flüssigkristalle, selbst wenn sie farbig sind, sind immer noch durchsichtig. Deshalb sollten sie immer einen schwarzen Hintergrund haben. Dadurch wird der optische Wahrnehmung des Farbspiels verbessert.

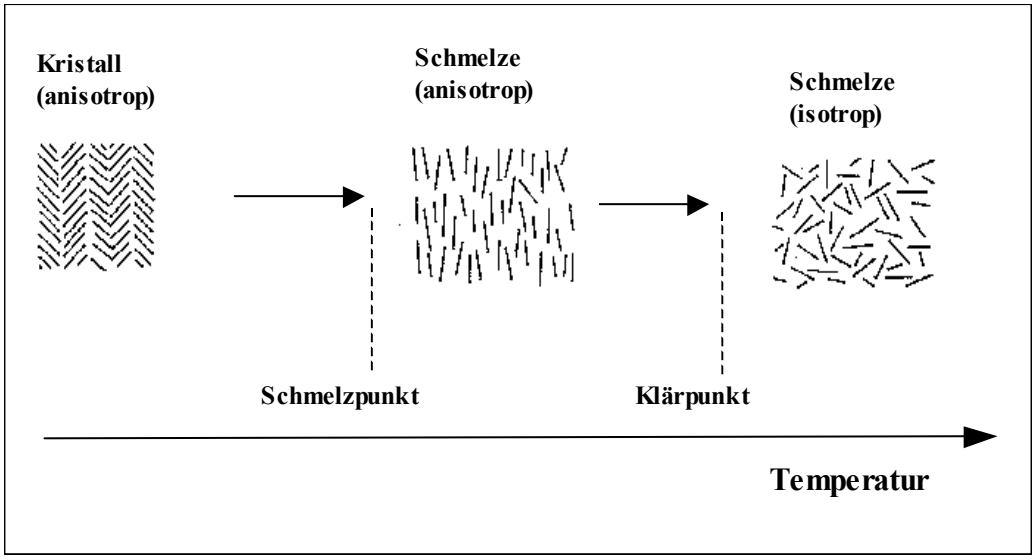


Abbildung 2.2: Molekülstruktur in kristalliner, flüssigkristalliner und flüssiger Phase [14]

Abbildung 2.3 zeigt die Auftragung von Flüssigkristallen und schwarzer Farbe auf die obere Plexiglasplatte des Versuchskanals. Die schwarze Farbe sorgt dafür, dass alles Licht, das die Flüssigkristalle durchdringt, absorbiert wird. Dadurch können keine Reflexionen das gewünschte Signal mehr stören.

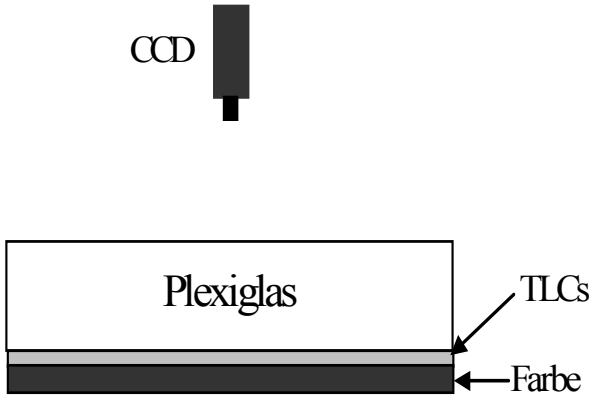


Abbildung 2.3: Plexiglasplatte mit aufgetragenem Flüssigkristall

Mit der Fluidtemperaturerhöhung im Versuchskanal schlagen die Flüssigkristalle um.

Beim Erreichen der Starttemperatur verfärben sich die TLCs zunächst rot. Steigt die Temperatur weiter an, so wird Licht geringerer Wellenlänge reflektiert und so nach und nach das gesamte Spektrum wiedergegeben. Abbildung 2.4 zeigt den Farbverlauf am Versuchskanal in verschiedenen Zeitabständen. Somit lässt sich an einer mit Flüssigkristallen beschichteten Oberfläche in jedem beliebigen Punkt die Temperatur bestimmen.

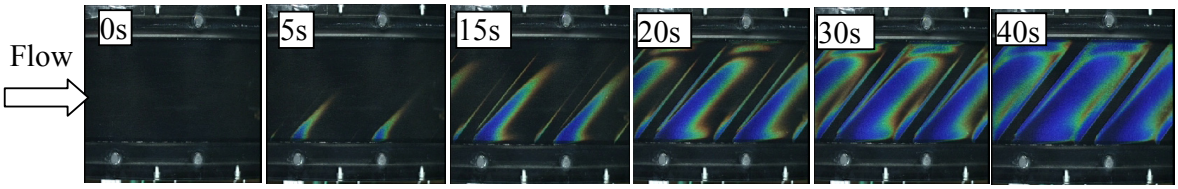


Abbildung 2.4: Zeitlicher Farbverlauf der Flüssigkristalle im Versuch beim quadratischen Kanal

3. Auslegung

3.1. Lufterhitzer

Um die gewünschte Temperatur im Strömungskanal zu produzieren, wird eine kompakte Heizung angebracht. Die Heizung besteht aus mehreren, in Reihe geschalteten Edelstahlgeweben [15]. Das benutzte Heizgewebe besteht aus rostfreiem Edelstahl (Werkstoffnummer 1.4301) mit einer Maschenweite von 40 μm. Die einzelnen Drähte haben einen Durchmesser von 25 μm, so daß die offene Fläche (Porosität) des Gewebes 38 % beträgt.

Durch eine Speisung der Gewebe mit elektrischer Energie stellt die Heizung eine schnelle Zunahme der Fluidtemperatur in der Strömung während des Experimentes zur Verfügung. Diese schnelle Zunahme der Fluidtemperatur stellt eine gute Voraussetzung für eine transiente Wärmeübergangsmessung dar. Für die Energieversorgung wird ein Gleichstromversorger benutzt.

Die Heizung mit einem Drahtgewebe sorgt auf Grund der niedrigen Masse des Gewebes und hoher konvektiver Wärmeübertragung für einen in erster Näherung sprunghaften Anstieg der Gastemperatur zu Beginn eines Testlaufs, und für eine stationäre Gastemperatur während des Experiments.

Die Zeitkonstante für die Aufheizung berechnet sich nach [15] nach der Gleichung::

$$\tau = 0{,}111u^{-0{,}914}$$

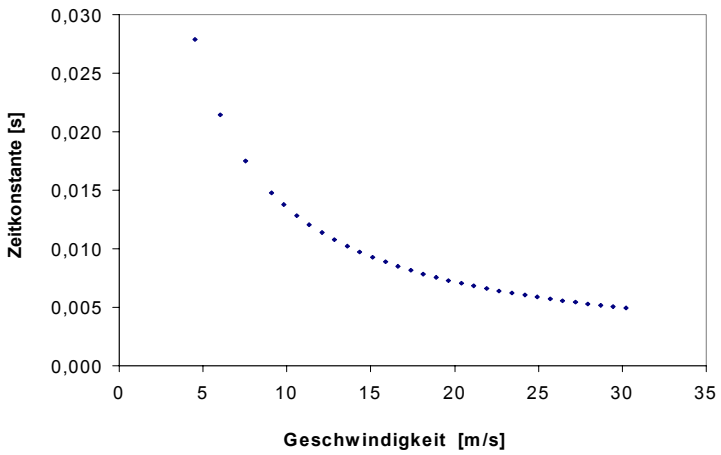


Abbildung 3.1: Zeitkonstante der benutzten Lufterhitzer für Luft in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

Für unsere Anwendung liegt die Zeitkonstante im Bereich 0,027 bis 0,0049 und somit ist die Effektivität der ausgewählten Erhitzer sehr hoch.

3.1.1. Ausführung

Für größere Flexibilität wurde der Lufterhitzer aus mehreren Heizgeweben in Kassettenbauweise eingebaut. So kann man erreichen, dass bei einer Beschädigung eines Gewebes, leicht gewechselt werden kann.

Die Gewebe werden am oberen und unteren Rand zwischen Kupferleisten geklemmt über die der Strom zugeführt wird.

Als Isoliermaterial zwischen den einzelnen Geweben wurde zuerst PVC eingesetzt. Das PVC wurde aus Temperaturgründen durch ein Necuron 700 ersetzt. Dabei hat Necuron 700 eine Temperaturbeständigkeit bis 120°C.

Um die Luft gleichmäßig zu erwärmen, werden aufeinanderfolgende Heizkassetten jeweils um 90° gedreht eingebaut. Abbildung 3.2 zeigt die Bauweise des Lufterhitzers.

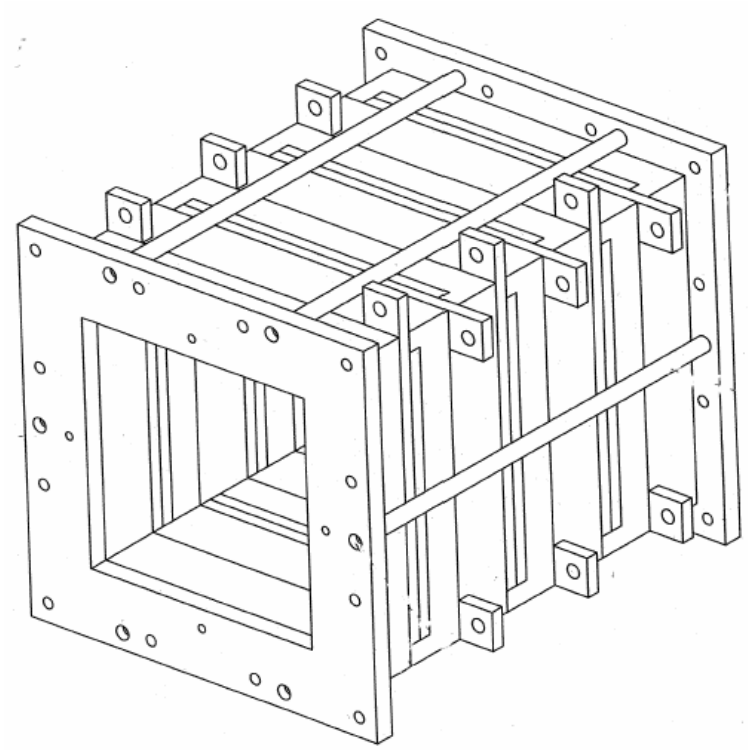


Abbildung 3.2: Bauweise der Heizung

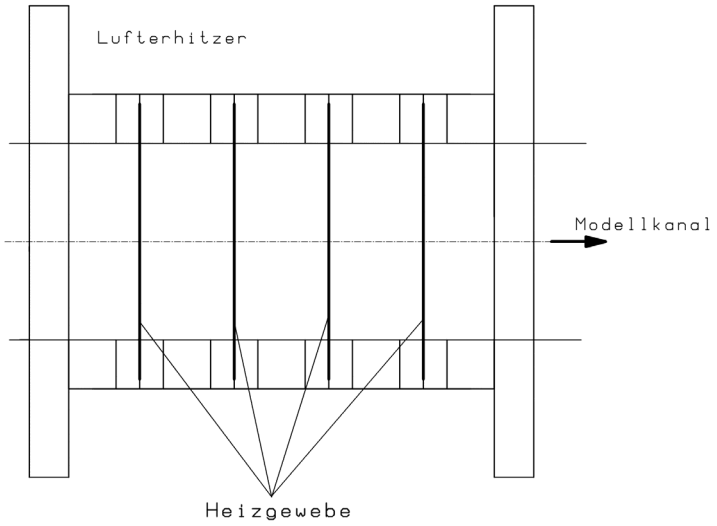


Abbildung 3.3: Skizze des Lufterhitzers

Die Heizung besteht aus mehreren, in Reihe geschalteten Edelstahl-Gittern, die durch Anlegen einer Spannung, zwischen zwei gegenüberliegenden Kupferleisten, aufgeheizt werden. Zwei aufeinander folgende Gitter sind um 90° zueinander gedreht. So soll gewährleistet werden, dass Unregelmäßigkeiten bei der Aufheizung über den Querschnitt des Luftstroms ausgeglichen werden.

Um eine gleichmäßige Erwärmung des Gitters zu erreichen und damit eine gleichmäßige Heizung des Luftstroms zu gewährleisten, muß der elektrische Widerstand des Gitters über den ganzen Querschnitt gleich groß sein. Da gleichzeitig eine Reihenschaltung der um 90° verdrehten Gitter möglich sein sollte, müssen die Widerstände der einzelnen Gitter ebenfalls gleich groß sein, und dementsprechend der Gitterquerschnitt quadratisch gewählt werden.

Um ungleichförmige Turbulenzen nach der Heizung zu vermeiden wurde darauf geachtet, dass sich der Querschnitt des Verbindungsstücks zwischen Heizung und dem Anfang der Beruhigungsstrecke weitgehend düsenförmig verjüngt oder parallel ineinander übergeht, sich aber an keiner Stelle erweitert.

Zusammenfassung der Vorteile solchen Lufterhitzer:

- Durch diese Technik wurde ein Bypass-System vermieden.
- Der Lufterhitzer erlaubt einen sprunghaften Anstieg der Temperaturen in der Strömung.
- Die Gewebe wirken am Messstreckeneintritt als Strömungsgleichrichter.

3.1.2. Elektrische Leistung

Der Lufterhitzer wird von einer Spannungsquelle mit Strom versorgt. Das Gerät kann maximal eine Spannung von 65 V bzw. einen Strom von 150 A liefern. Bei Reihenschaltung von vier Geweben hat man einen gesamten elektrischen Widerstand von 0,54 Ω. Beim Anlegen der maximalen Spannung von 65 V fließt ein Strom von 120,4 A. Die erreichbare maximale elektrische Leistung, die zur Heizung der Luft zur Verfügung steht, wird also durch die maximale Spannung begrenzt. Und somit ist die maximale Heizleistung 7824 *W.*

Der aktuelle Lufterhitzer wurde auf eine Leistung von 9000 W ausgelegt. Die größtmögliche Reynoldszahl kann man beim kleinsten Temperaturunterschied zwischen geheizter Luft und Umgebung erzielen. Man kann eine maximale Temperatur der strömenden Luft von ca. 60 °C erreichen. Eine höhere Temperatur ist bei dieser Messung nicht erwünscht, da bei dieser Messtechnik Plexiglas mit einer Temperaturbeständigkeit von bis zu 80 °C benutzt wird. Eine niedrigere Temperatur der strömenden Luft als ca. 40°C ist nicht sinnvoll, da sich die Farbänderung der eingesetzten Flüssigkristalle zwischen 30°C und 31°C abspielt und die Wandtemperatur immer etwas niedriger als die Temperatur der Strömung ist.

Mit der maximalen Leistung kann man einen Luftmassenstrom von

$$\dot{m}_L = \frac{P}{c_{p,L}\ \Delta T} = 0{,}39\,\frac{kg}{s} \tag{3.1}$$

um ΔT = 20 K (von 20 °C Umgebungstemperatur auf 40 °C) erwärmen. Bei einem durchströmten Querschnitt von A = 0,01 m^2 ergibt sich eine Strömungsgeschwindigkeit von

$$u_{L,\max} = \frac{\dot{m}_L}{\rho_L\ A} = 32{,}8\,\frac{m}{s} \tag{3.2}$$

vor dem Eintritt in den Lufterhitzer, das heißt bei ca. 20 °C Umgebungstemperatur.

Damit berechnet sich die maximale Reynoldszahl für den benutzten Erhitzer zu

$$\mathrm{Re}_{\max} = \frac{u_{L,\max}\ D_h}{\nu_L} = 213680 \tag{3.3}$$

Zur Feststellung des Zusammenhangs zwischen angelegter Leistung am Lufterhitzer und erreichter Temperatur wurde ein Grundlagenversuch im Kanal durchgeführt. Die folgende Abbildung zeigt die Variation der Geschwindigkeit im Kanal und die experimentell ermittelte Temperatur.

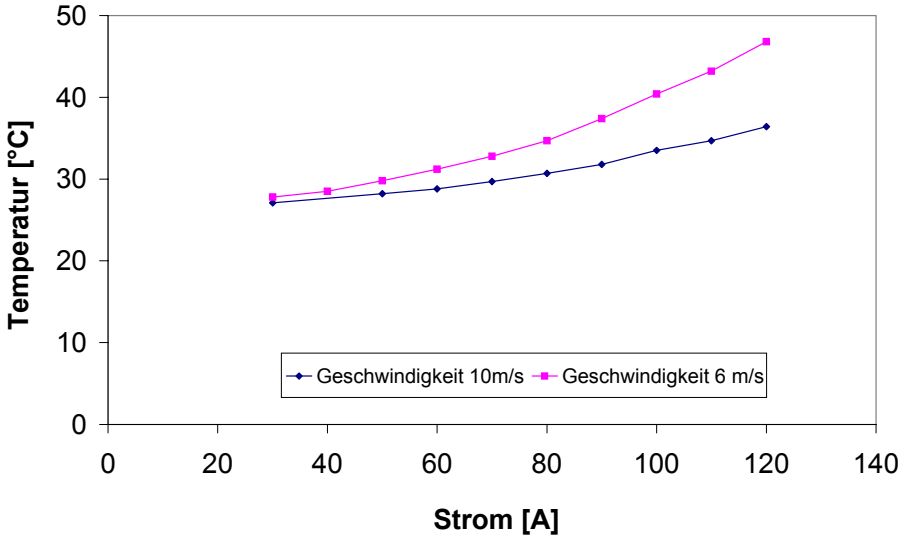


Abbildung 3.4: Zusammenhang zwischen Leistung einer Heizgewebe und erreichte Lufttemperatur im Kanal

3.1.3. Druckverlust

Ein zweites Kriterium der Heizungsauslegung ist der Druckverlust über die Gewebe hinweg. Die Gewebe erzeugen einen relativ starken Druckverlust. Für Druckverluste über Gewebe ist ein Widerstandskoeffizient *K* definiert. Dieser ist nach [16]

$$K = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho u^2} \tag{3.4}$$

K ist abhängig von der Porosität des Gewebes und von der Draht-Reynoldszahl R_D, die mit dem Drahtdurchmesser gebildet wird. Für große R_D strebt *K* gegen einen Grenzwert K_0. Die Differenz $K - K_0$ ist nur von der Reynoldszahl abhängig

$$K - K_0 = \frac{55}{R_D} \tag{3.5}$$

während K_0 nur von der Porosität ϕ des Gewebes abhängt

$$K_0 = \left(\frac{1-\phi O}{\phi O} \right)^2 \tag{3.6}$$

O ist ein Kontraktionskoeffizient, der die Strömung durch die „Düsen“ des Gewebes berücksichtigt. *O* hat einen Wert von ungefähr 0,95.

In dieser Arbeit bewegen sich die Strömungs-Reynoldszahlen zwischen 30000 und 200000. Das entspricht bei einem Drahtdurchmesser von 25 μm Draht-Reynoldszahlen zwischen 2,5 und 50.

Nun wird der Druckverlust über vier Gewebe für eine Strömungs-Reynoldszahl von Re = 100000 durchgerechnet, was einer Draht-Reynoldszahl von R_D = 25 entspricht. Die hier verwendeten Gewebe haben eine Porosität Φ = 0,38.

Damit berechnet sich K_0 zu

$$K_0 = \left(\frac{1-\phi O}{\phi O} \right)^2 = 3{,}133 \tag{3.7}$$

Den Widerstandskoeffizient *K* erhält man aus

$$\mathrm{K} = \frac{55}{\mathrm{R_D}} + \mathrm{K}_0 = 5{,}333 \tag{3.8}$$

Der Druckverlust über den Lufterhitzer (vier Gewebe) beträgt demnach

$$\Delta p = 4 \left(K \frac{1}{2} \rho u^2 \right) = 2986\, Pa \tag{3.9}$$

3.2. Kalibriereinrichtung

Bei diesem Forschungsprojekt wurde die Flüssigkristallmesstechnik eingesetzt. Die verwendeten Flüssigkristalle müssen kalibriert werden, da die sichtbaren Anfangstemperaturen der Flüssigkristalle um bis zu ±0,5°C von den Herstellerangaben abweichen können, je nach Schichtdicke, Oberfläche und Auftragungsbedingungen. Unter Kalibrierung der Flüssigkristalle versteht man die Zuordnung einer Farbe der Kristalle zur Temperatur. Hierzu wurde eine Kalibriereinrichtung aufgebaut. Die Kalibriereinrichtung besteht aus einer Kupferplatte mit Bohrungen für eine Heizpatrone und eine Wasserkühlung. In der Platte erzeugt man einen linearen Temperaturverlauf.

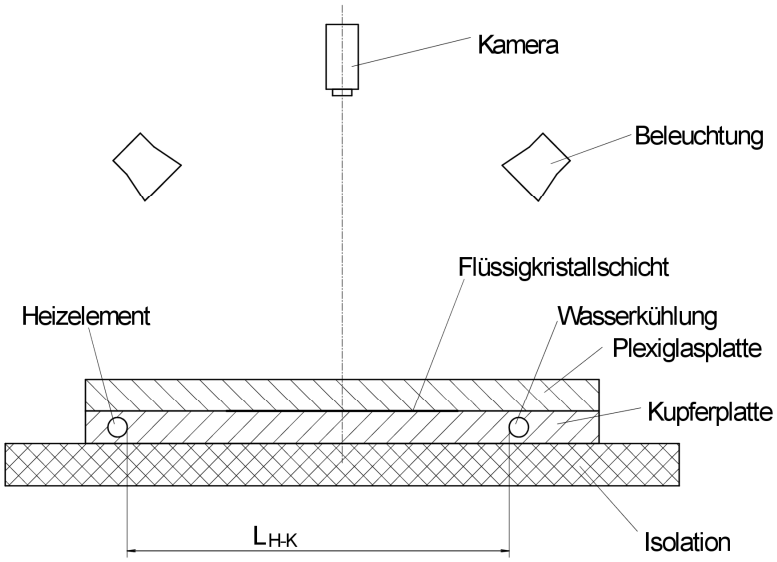


Abbildung 3.5: Kalibriereinrichtung

Über der Kupferplatte liegt eine Plexiglasplatte, die mit Flüssigkristallen beschichtet ist. Für die lokale Temperaturmessung sind Thermoelemente in der Platte angebracht, wie Abbildung 3.5 zeigt.

Auf der Unterseite wird mittig eine Fläche von 100 mm x 40 mm mit Flüssigkristallen beschichtet und schwarz angestrichen. Ebenfalls auf der Unterseite sind eingefräste Nuten, in die Thermoelemente eingeklebt werden. Abbildung 3.6 zeigt die Anordnung der Thermoelemente auf der Plexiglasplatte.

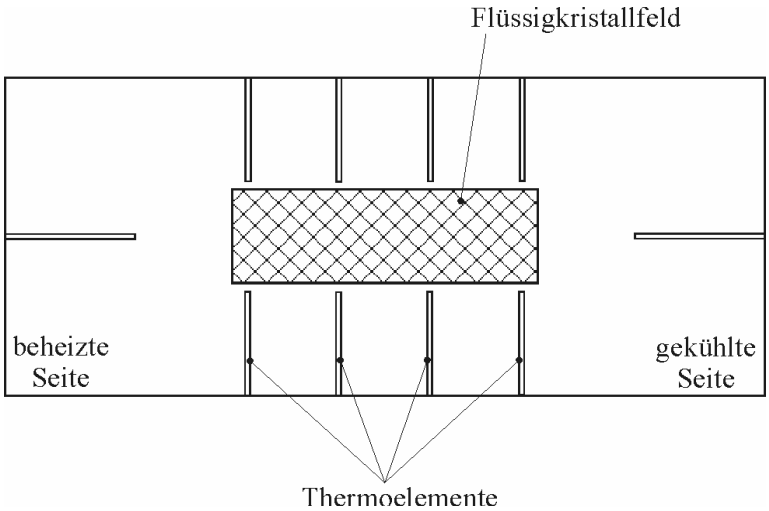


Abbildung 3.6: Position der Thermoelemente und der Flüssigkristallschicht auf der Plexiglasplatte

Die Oberfläche wird um das Flüssigkristallfeld herum mit Millimeterpapier beklebt, um die genaue Position der angezeigten Isothermenlinien bestimmen zu können.

Die Kalibrierplatte wird an einem Ende mit einer Heizpatrone beheizt und am anderen Ende mit Wasser gekühlt. Dadurch stellt sich ein linearer Temperaturverlauf in der Platte ein.

Die Temperatur zwischen zwei Thermoelementen an der heißen und an der kalten Seite wird linear interpoliert.

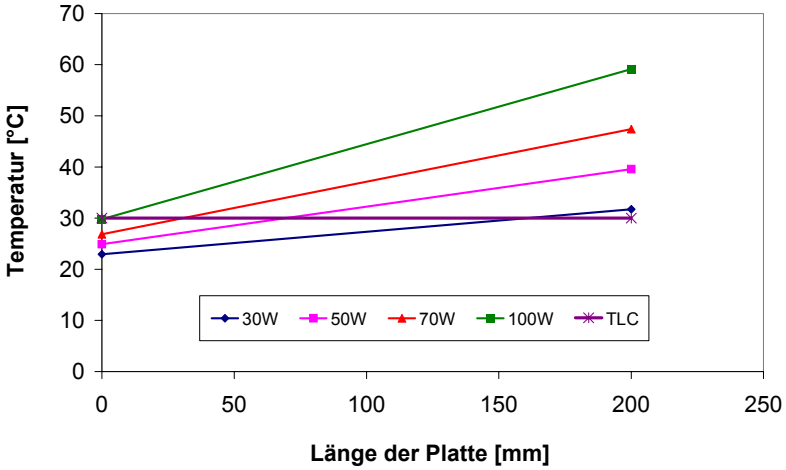


Abbildung 3.7: Temperaturverlauf der Kupferplatte

Abbildung 3.7 zeigt den Temperaturverlauf der Kupferplatte bei verschiedenen Heizleistungen. Die Flüssigkristalle sind zwischen ca. x = 50 mm und x = 150 mm auf der Platte aufgetragen. Um die Temperaturverteilung zu erreichen, stellt man eine bestimmte Heizleistung an einer Seite der Kalibrierplatte und die Kühlung an der andere Seite ein. Die Arbeitstemperatur der Flussigkristalle von 30°C sollte möglichst in der Mitte der Platte liegen. Man kann erkennen, wie Abbildung 3.7 zeigt, dass sowohl bei Leistungen von 100 *W* als auch bei 30 *W* die TLC-Temperatur in einem ungünstigen Bereich liegt.

3.2.1. Kalibrierung der Flüssigkristalle

Die lokale Wandtemperatur am Versuchskanal wird mit der aufgetragenen Flüssigkristallschicht gemessen. Für die Auswertung der während des Versuchs aufgenommenen Kamerabilder ist eine Zuordnung zwischen Temperatur der Kristalle und ihrer Farbe notwendig. Dafür wurde die Kalibriereinrichtung gebaut.

Die Flüssigkristalle werden zu diesem Zweck auf eine Plexiglasplatte aufgetragen. In ihr wird ein Temperaturgradient erzeugt, der dann direkten Aufschluss über die Farb-Temperaturzuordnung gibt. Um eventuelle Einflüsse von variablen Abständen

und Lichtempfindlichkeitseinstellungen der Kamera einschätzen zu können, wurde die Kalibrierung unter Variation dieser Parameter durchgeführt. Der Abstand zwischen Kamera und Messobjekt wurde auf 200 mm festgelegt. Erfahrungen aus Vorversuchen haben gezeigt, dass der grüne Farbumschlag zu den genauesten Ergebnissen führt. In dem HSL Modus entspricht die grüne Farbe einem Farbwert (Hue), der zwischen 80 - 110 liegt.

Zur Erzeugung von Temperaturgradienten sorgt die Heizpatrone auf einer Seite der Kalibrierplatte und die Wasserkühlung auf der anderer Seite der Platte. Dadurch wird im stationären Fall ein linearer Temperaturverlauf in der Kupferplatte erzeugt. Die Verfärbung der Kristalle wird mit einer CCD-Video-Kamera aufgenommen und das Temperaturfeld wird mit Thermoelementen vermessen.

Um brauchbare Kalibrierdaten zu erhalten ist die Anordnung der Kamera und der Beleuchtung identisch mit der Anordnung am Versuchskanal. Man kann nun durch lineare Interpolation jedem beliebigen Farbton eine Temperatur zuordnen.

In Abb. 3.8 kann man das Vorgehen zur Zeitbestimmung gut erkennen. Abb. 3.8 links zeigt ein aufgenommenes Kamerabild zum Zeitpunkt t_1. Nun wird das Farbspektrum auf den vorher kalibrierten Farbton reduziert, wie Abbildung 3.8 rechts zeigt. Nach der durchgeführten Reduktion kann man feststellen, an welchem Ort zur Zeit t_1 die kalibrierte Temperatur auftritt.

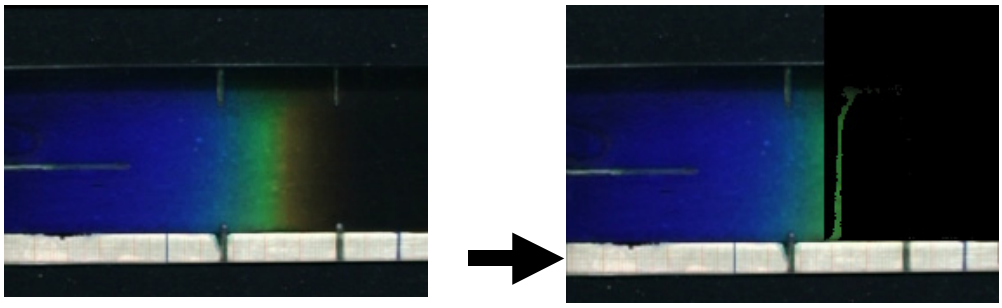


Abbildung 3.8: Kalibrierung der Flüssigkristalle

In Abb. 3.9 ist die Temperatur der Flüssigkristalle über dem Farbton aufgetragen. In dieser Arbeit wurde zur Auswertung der Kamerabilder der Farbton 90-110 gewählt, weil sich dieses Farbband sehr gut für die Auswertung eignet. Mit dieser Zuordnung ist eine lokale Wandtemperatur des Kanals bekannt.

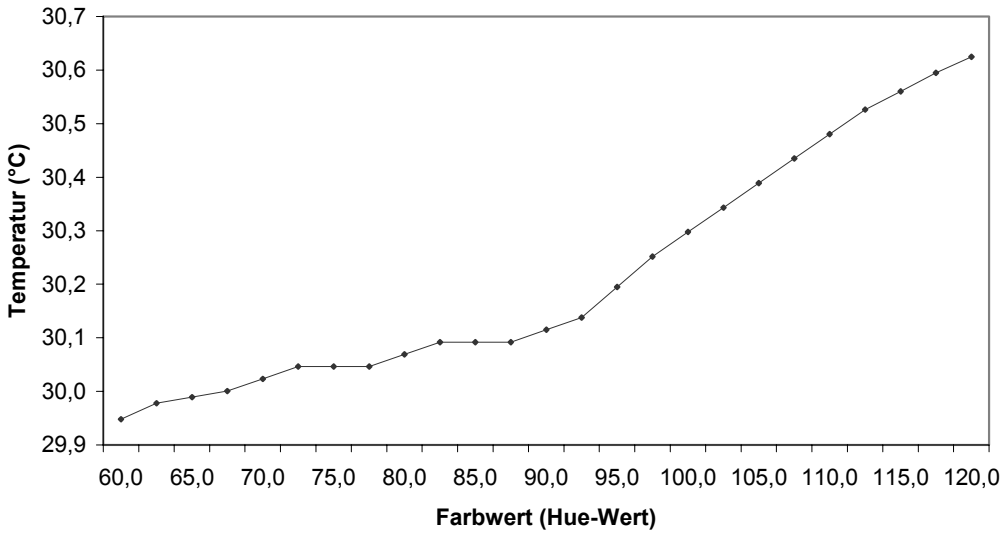


Abbildung 3.9: Kalibrierkurve der Flüssigkristalle

4. Versuchsanlage

Um das Modell eines berippten Kühlkanals einer Gasturbinenschaufel hinsichtlich des internen Wärmeübergangs und des Druckverlusts zu untersuchen, wurde eine Versuchsanlage aufgebaut. Zum einen muss das Modell in eine Strömungsanlage eingebunden werden, welche die erforderlichen Luftmassenströme stabil erzeugen kann. Eine Messtechnik erlaubt die Einstellung und Bewertung der dort hergestellten Strömungsbedingungen. Für die hier angewandte Methode der transienten Wärmeübergangsmessung mit thermochromatischen Flüssigkristallen muss ein Temperatursprung erzeugt, Fluid und Oberflächentemperatur gemessen und müssen Videos aufgezeichnet und ausgewertet werden können. Die Notwendigkeit der Bewertung von Reibungsverhältnissen verlangt nach einem Druck-Mess-System. Die Auswertung wird an einem PC durchgeführt. Der detaillierte Aufbau der Versuchsanlage wird im Folgenden in seiner Funktionsweise erläutert und dargestellt.

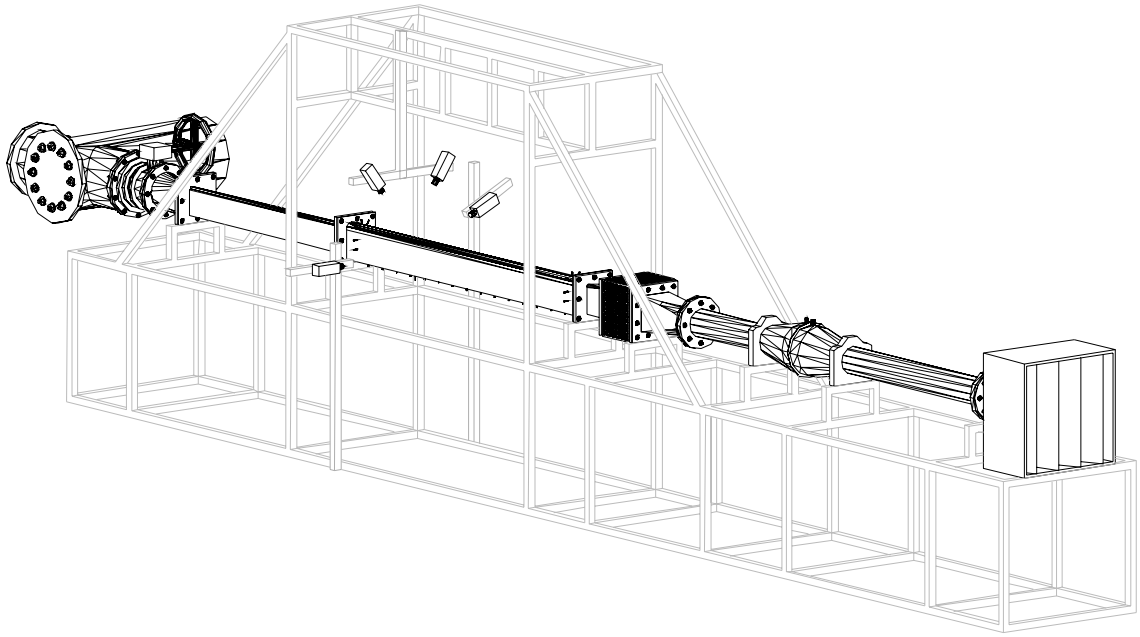
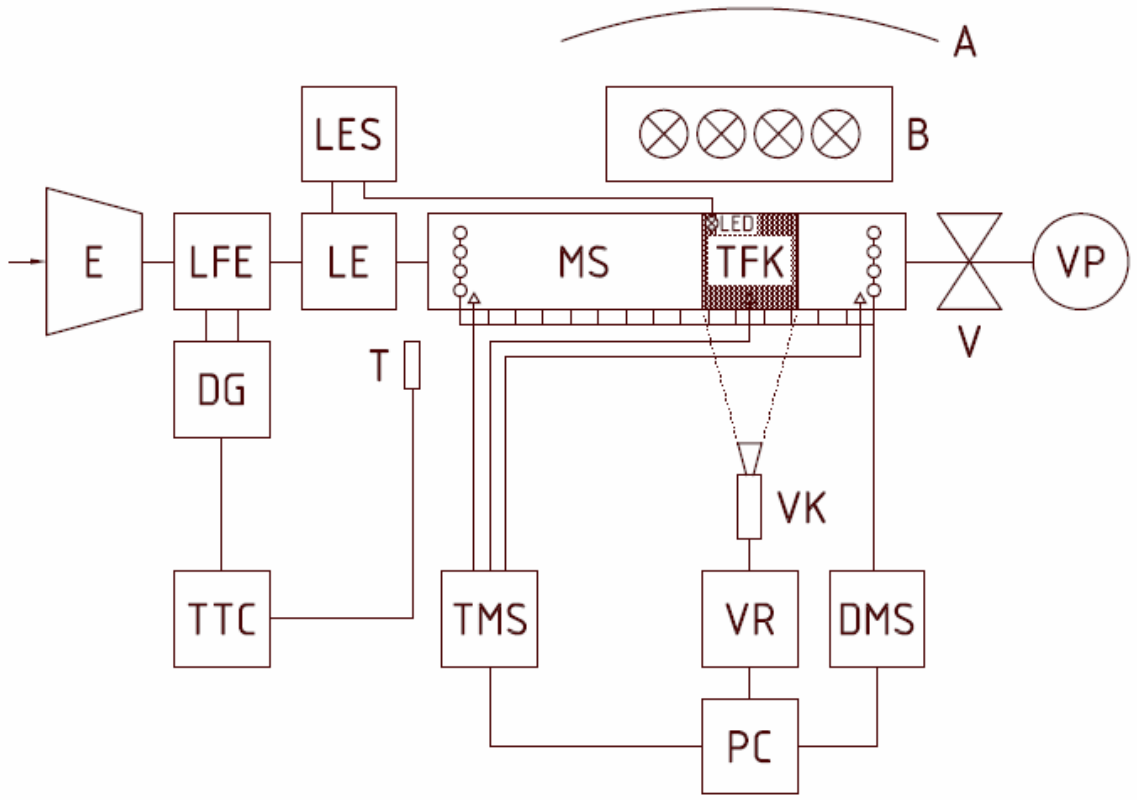


Abbildung 4.1: Versuchsanlage



Kürzel	Bezeichnung
A	Abdeckung
B	Beleuchtung
DG	Druckgeber
DMS	Druckmess-System
E	Einlauf
LE	Lufterhitzer
LED	Leuchtdioden
LES	Lufterhitzer-Steuergerät
LFE	Laminar Flow Element
MS	Messstrecke
PC	Personal-Computer
T	Temperatursensor
TFK	Thermochromatische Flüssigkristalle
TMS	Temperaturmess-System
TTC	TetraTec-Controller
V	Ventil
VK	Videokameras
VP	Vakuumpumpe
VR	Videorekorder

Abbildung 4.2: Schema der Versuchsanlage

Die Vakuumpumpe (VP) saugt Luft aus der Umgebung durch den Versuchsaufbau. Die Luft tritt in den Filter ein und strömt durch die Einlauf (E) und das Laminar-Flow-Element (LFE), wo der Volumenstrom gemessen wird. Im Lufterhitzer (LE) wird die Luft auf die gewünschte Temperatur erhitzt, bevor sie in die Messstrecke (MS) gelangt. Schließlich strömt sie durch eine Auslaufstrecke und das Ventil (V) in den Ansaugstutzen der Vakuumanlage. Mit CCD-Video-Kameras (VK), die oberhalb des

Versuchskanals höhenverstellbar befestigt sind, wird die Farbveränderung der Flüssigkristalle aufgenommen.

Der detaillierte Aufbau der Versuchsanlage wird im Folgenden in seiner Funktionsweise erläutert und dargestellt.

4.1. Strömungsanlage

Einlauf

Der Einlauf stellt den Beginn der Strömungsanlage dar. Luft wird direkt aus der Umgebung angesaugt. Der eingebaute Filter am Einlauf verhindert, dass Fremdkörper in die Versuchsanlage gelangen. Nach ca. 30 min Betrieb stellt sich eine gleichmäßige Temperatur in der Messstrecke ein. Dies berechtigt die Annahme einer isothermen Kanalwand zu Versuchsbeginn.

Laminar- Flow-Element

Die angesaugte Luft durchströmt ein Gerät zur Durchflussmessung (Laminar-Flow-Element). Das LFE hat die Aufgabe, Turbulenzen aus der Strömung gleichzurichten und es ermöglicht die Messung eines Druckabfalls entlang einer relativ kurzen Messstrecke, sowie die Messung der Umgebungstemperatur und des Umgebungsdrucks, um mit Hilfe eines Controllers den einzustellende Massenstrom zu berechnen [58].

Lufterhitzer

Für die transiente Messmethode unter Anwendung von Flüssigkristallen muss die angesaugte Luft von Umgebungstemperatur in sehr kurzer Zeit auf ca. 40 °C gebracht werden, um einen vollständigen Farbumschlag der Flüssigkristalle innerhalb der angestrebten Versuchsdauer von ca. 40 bis 60 s hervorzurufen. Hierzu dient eine kurz vor der Messstrecke eingebaute elektrische Heizung.

Zur Erzielung größerer Flexibilität beim Experimentieren werden vier Heizgewebe so eingebaut, dass man bei Beschädigung eines Gewebes den Versuch immer noch fortführen kann.

Die Gewebe können beliebig angeschlossen werden (seriell, parallel, eines alleine oder zwei, drei oder vier gleichzeitig).

Für die verwendete Stromversorgung ist es sinnvoll, alle vier Gewebe in Serie zu schalten, um die zur Verfügung stehende elektrische Leistung bestmöglich nutzen zu können. Es wird Gleichspannung an die Stromanschlüsse angelegt.

Um eventuell seitlich vorbeiströmende Luft mit zu erwärmen, werden aufeinanderfolgende Heizkassetten jeweils um 90° gedreht eingebaut.

Diese Heizung verfügt über einen Regler, um die erforderliche Heizleistung einstellen zu können, die bei verschiedenen Reynoldszahlen im Kanal nötig sind.

4.2. Messstrecke

Kernstück der gesamten Versuchsanlage ist die Messstrecke. Bei der Messstrecke handelt es sich um ein 2 m langes Modell aus Plexiglas. Er besitzt eine Wandstärke von 20 mm mit quadratischen Querschnitten im ersten Projekt und dreiecksförmigen Querschnitt im zweiten Projekt. Die genaue Beschreibung der einzelnen Kanalgeometrien ist in Kapitel 5 zu finden.

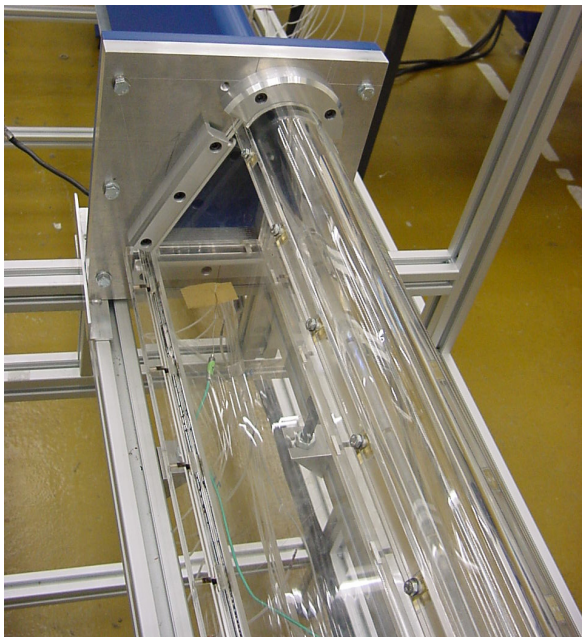


Abbildung 4.3: Messstrecke der dreiecksförmigen Kanal

Als Material für die Messstrecken bietet sich Plexiglas an. Die schlechte Wärmeleitfähigkeit dieses Materials ist die Voraussetzung für die Annahme einer halbunendlichen Wand bei der Auswertung der transienten Wärmeübergangsmessung. Diesen Sachverhalt macht die Abbildung 4.4 deutlich.

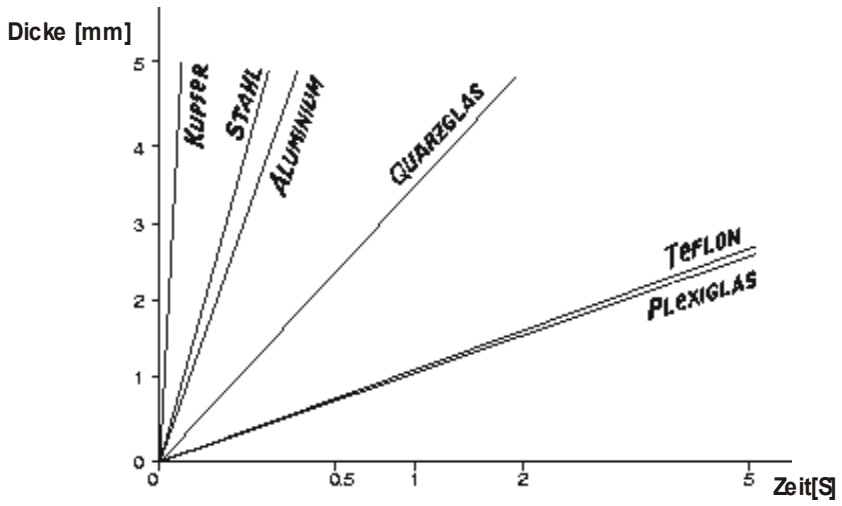


Abbildung 4.4: Notwendige Materialdicke, in Abhängigkeit der Messdauer[18]

In der Abbildung ist die notwendige Dicke von verschiedenen Materialien in Abhängigkeit von der Zeit für einen transienten Wärmeübergangsversuch dargestellt. Wie hier deutlich zu sehen ist, eignet sich das verwendete Plexiglas sehr gut.

Ventil

Zur Beeinflussung des Luftmassenstroms steht ein Ventil zur Verfügung, um einen geforderten Durchsatz und damit eine bestimmte Reynoldszahl einzustellen.

Vakuumpumpe

Eine leistungsstarke Vakuumanlage im Gebäude stellt den notwendigen konstanten Durchsatz für die Strömungsexperimente zur Verfügung.

Controller

Ein Controller, der an das Laminar-Flow-Element angeschlossen ist, ermittelt unter Einbeziehung des Druckverlustes und der Umgebungstemperatur den Luftmassenstrom. Zusätzlich dient dieses Gerät der Anzeige des Umgebungsdrucks und der Umgebungstemperatur. Der dabei verwendete Sensor des Typs PT100 für die Messung der Umgebungstemperatur befindet sich in unmittelbarer Nähe der Messstrecke. Die von diesem Gerät gelieferten Werte dienen der Berechnung des notwendigen Luftmassenstroms.

4.3. Messsystem

4.3.1. Bildaufnahmesystem

Um den Farbumschlag der Flüssigkristalle später am Computer auswerten zu können, wird der Messbereich zeitgleich mit CCD-Video-Kameras vom Typ SONY XC-711P RGB aufgezeichnet und die Aufnahmen auf Mini DV-Rekordern vom Typ SONY Video Walkman GV-D900E gespeichert. Beim quadratischen Kanal ist die CCD-Kamera bei 15 D_h senkrecht über dem Messbereich befestigt. Beim dreieckigen Kanal sind die Kameras so über den Umfang verteilt, dass jeweils eine Kamera senkrecht über der flachen Druck- bzw. Saugseite angebracht ist, während die restlichen beiden Kameras auf den gekrümmten Bogenbereich gerichtet sind. Eine leichte Überlappung der vier Teilaufnahmen ermöglicht später ein einfacheres Zusammensetzen der Einzelergebnisse.

Beleuchtung

Flüssigkristalle besitzen die Eigenschaft, weißes Licht so zu reflektieren, dass es je nach Temperatur der Kristalle farbig erscheint. Eine konstante Beleuchtung ist also nötig, um Effekte aus Reflektionen zu vermeiden. Dies wurde bei den hier gemachten Versuchen so umgesetzt, dass der Messbereich mit weißen Leuchtstoffröhren beleuchtet wurde und zusätzlich sorgfältig von außen mit schwarzen Tüchern verhüllt wurde.

4.3.2. Druckmesssystem

Ein elektronisches Vielkanal-Druckmesssystem DSA3016 [59] mit acht Modulen zu je 16 Kanälen und eine Genauigkeit von 0,05% ermöglicht die gleichzeitige Messung von Druckdifferenzen in drei verschiedenen Messbereichen. Für die Messungen wurde jeweils der kleinstmögliche Messbereich gewählt, um die Genauigkeiten der Messmodule maximal auszunutzen. Die Anlage wird so verschaltet, dass Druckdifferenzen zum Umgebungsdruck, der in der Nähe des Geräts bestimmt wird, angezeigt werden. In Kombination mit dem angezeigten Umgebungsdruck können so auch Absolutdrücke berechnet werden.

4.3.3. Temperaturmesssystem

Innerhalb des Kanals befindet sich im Einlauf, im Auslauf und im Bereich der Flüssigkristalle je ein Thermoelement des Typs K. Diese Thermoelemente sind so angebracht, dass sie sich im Flächenschwerpunkt des Kanals befinden und somit die Temperatur im Kanalmittelpunkt messen. Die Auswertung der Messsignale, unter Einbeziehung einer Temperaturreferenz von 0°C, übernimmt ein Datenlogger des Typs HP-Agilent 34970A. Die in minimalen Zeitabständen von ca. 11 ms aufgenommenen und digitalisierten Daten werden direkt per RS-232-Verbindung an den PC zur Datenerfassung weitergeleitet.

PC zur Datenerfassung und -auswertung

Alle erfassten Daten aus dem Bildaufnahmesystem, dem Druckmesssystem sowie alle Temperaturwerte wurden auf einem zentralen PC gespeichert. Eine Firewire-Schnittstelle war für den Transfer der Video-Daten vorhanden.

5. Kanal- und Rippengeometrien

In Turbinenschaufeln gibt es Kanäle mit in erster Näherung rechteckigen und dreieckigen Querschnitten. Dreieckige Kühlkanäle befinden sich in der Turbinenvorderkante, während rechteckige Kühlkanäle mehr in der Schaufelmitte zu finden sind. Abbildung 5.1 zeigt die verschiedenen Kühlkanäle in einer Turbinenschaufel.

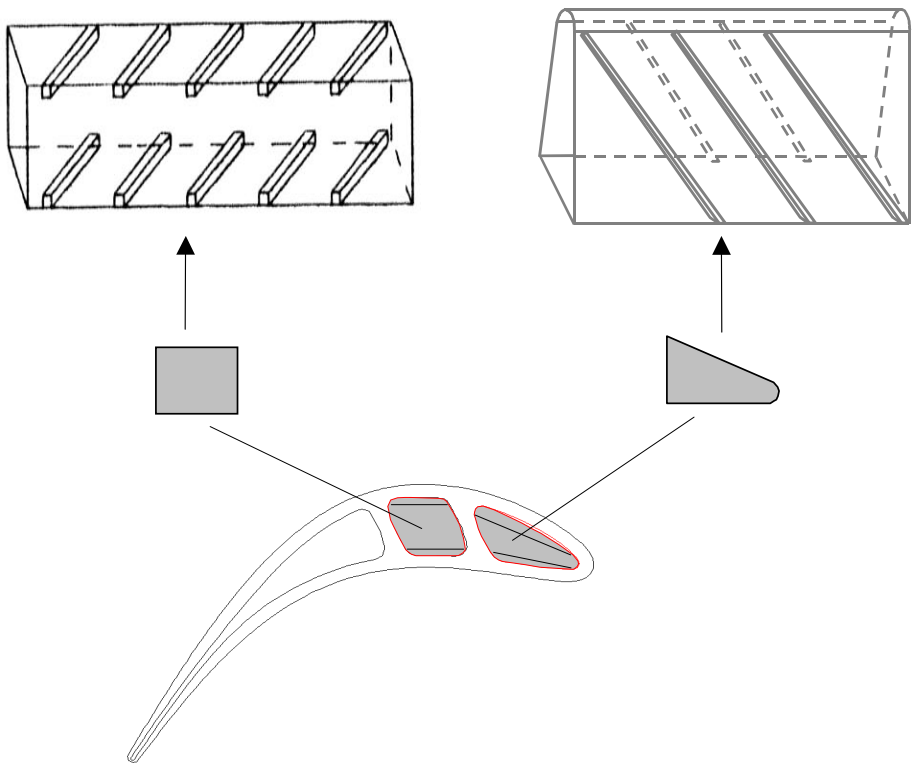


Abbildung 5.1: Kühlkanäle in einer Turbinenschaufel

In dem nächsten Abschnitt wird auf die einzelnen Geometrien genauer eingegangen.

5.1. Quadratischer Kanal

Entsprechend der Lage in einer Gasturbinenschaufel weisen die Kühlkanäle in der Mitte der Turbinenschaufel eine quadratische Form auf.

In diesem Teilprojekt der vorliegenden Arbeit wird ein Kanal mit quadratischem Querschnitt untersucht.

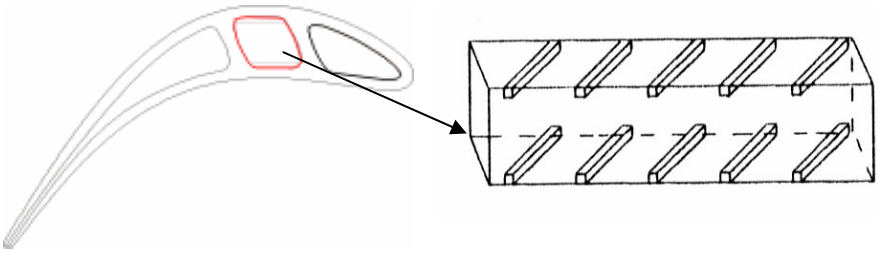


Abbildung 5.2: Quadratischer Kühlkanal einer Turbinenschaufel

Der Kanalquerschnitt sollte einerseits so groß wie möglich sein, damit Störungen beispielsweise durch Temperaturfühler und Geschwindigkeitsgradienten nur einen geringen Einfluß auf das Ergebnis haben. Andererseits sollte er aber so klein wie möglich sein, um die Heizleistung niedrig zu halten.

Der Kanal hat ein Querschnitt von 100 mm x 100 mm. Damit erhält man einen hydraulischen Durchmesser von D_h = 100 mm. Diese Geometrie wurde auch von anderen Autoren untersucht. Somit besteht eine gute Grundlage für den Vergleich der Ergebnisse mit der Literatur.

Die Gesamtlänge des Plexiglaskanals ist 2 m. Das entspricht 20 D_h.

5.2. Dreiecksförmiger Kanal

Im zweiten Teil dieser Arbeit wird ein hochskalierter Vorderkantenkühlkanal einer Turbinenschaufel untersucht. Abbildung 5.3 verdeutlicht die Schaufelgeometrie in dem Vorderkantenbereich.

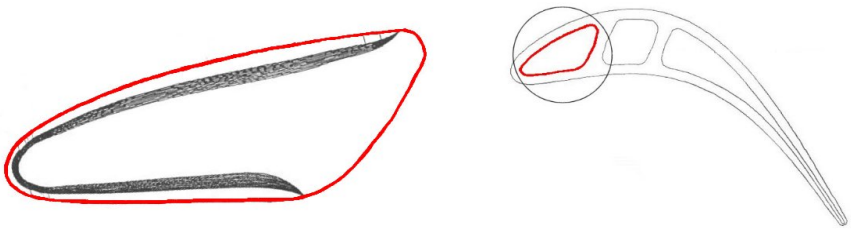


Abbildung 5.3: Geometrie der Schaufelvorderkante

Bei der Modellierung des Kühlkanals wurde von der typischen Geometrie der Schaufelvorderkante ausgegangen. Statt der abgerundeten Radien wurden scharfe Kanten verwendet. Außerdem steht die Grundplatte im rechten Winkel zu der geraden Seite. Die Zulässigkeit dieser Vereinfachungen ist über die Bedeutung der

Grundplatte für die Struktur zu erklären. Sie stellt in der realen Schaufel, wie anhand der Abbildung 5.3 deutlich wird, nur eine Trennwand zum nächsten Kühlkanal dar. Der Wärmeübergang an der Grundplatte wird im übrigen bei den Versuchen nicht untersucht, da sie im realen Bauteil von untergeordneter Bedeutung ist.

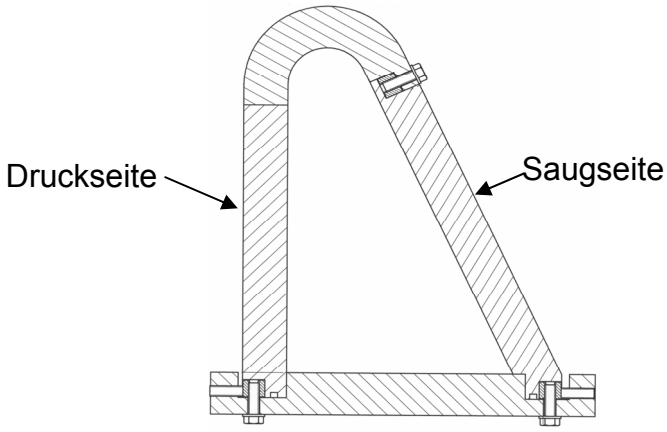


Abbildung 5.4: Vereinfachte Kanalgeometrie

Die schräge, längere Seite zeigt in der Schaufel zur Saugseite, wobei die gerade Seite des Kanals sich auf der Druckseite der Schaufel befindet. Die bereits angesprochene abgerundete Kante liegt genau in der Staupunktzone der Schaufel.

Wie bereits erwähnt, handelt es sich bei der transienten Messmethode um ein optisches Messverfahren. Somit muss der Kanal durchsichtig sein. Der Versuchskanal ist wie beim quadratischen Kanal aus 20 mm dickem Plexiglas gefertigt, er ist 2 m lang und besitzt einen hydraulischen Durchmesser von 91,35 mm. Zur Verdeutlichung des Auswertungsvorgehens wird der Kanal in vier Teilen definiert. Diese sind die Grundplatte, die schräge (Saugseite) Kanalwand, die gerade (Druckseite) Kanalwand und der Bogenbereich. Die gerade Seite des Kanals steht in einem Winkel von 90° zur Grundplatte und hat eine Kantenlänge von 140 mm. Die schräge Seite ist mit einem Winkel von 65° zur Grundplatte geneigt und weist eine Kantenlänge von 162,48 mm auf. Der Bogen in der Vorderkante des Kanals hat einen inneren Durchmesser von 18 mm und beschreibt einen Kreisbogen in einem Winkel von 155°. Diese drei Teile werden über der gesamten Länge des Kanals mit Hilfe von Schrauben und Abdichtelementen miteinander verbunden.

5.3. Geneigte Rippen im Kanal

Zur Intensivierung des internen Wärmeübergangs in einem Kühlkanal werden sehr häufig Rippen eingesetzt. Die Rippen erhöhen den Wärmeübergang durch ein periodisches Stören der Grenzschicht. Dieses entsteht durch ein ständiges Ablösen und Wiederanlegen der Strömung. Abb. 5.5 zeigt die Wirkungsweise der Rippen auf die Strömung in einem Kanal.

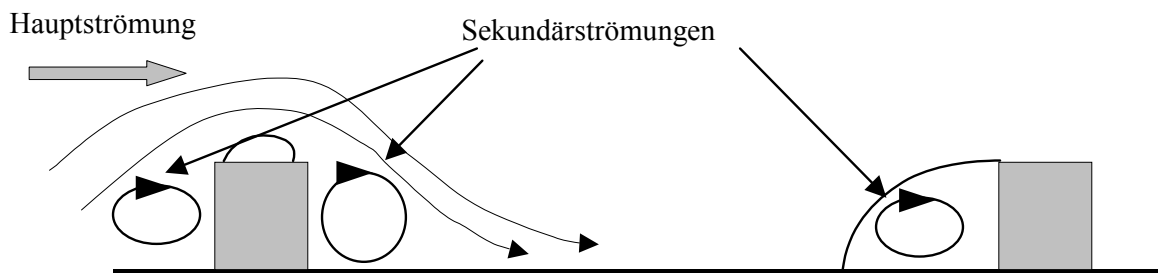


Abbildung 5.5: Einfluss der Rippen auf die Grenzschicht

Beim Betrachten der Strömung um eine Rippe im Kanal sieht man deutlich, wie die Strömung direkt nach der Rippe ablöst. An der Anlegestelle der Ablöseblase kommt es beim Prallen der Strömung an der Oberfläche zu einem sehr hohen Wärmeübergang. Bei diesem Beispiel haben die Rippen einen dimensionslosen Rippenabstand von P/e=10. Werden die Rippen zu nahe zusammengestellt (P/e < 7) so kann es passieren, daß die Ablösegebiete vor und hinter der Rippe zusammenwachsen. Dies vermindert die Effizienz der eingebauten Rippen. Aus diesem Grund benutzt man meist für P/e ein Verhältnis von 10 < P/e < 15. Die geometrische Gestaltung der Rippen kann sehr vielfältig sein. Die Rippen erzeugen weiterhin eine Sekundärströmung im Kanal, die auch die Wärmeübertragung lokal verändert. Durch die Rippen wird natürlich auch der lokale Druckverlust deutlich gesteigert. Zum einen wird durch den Einbau von Rippen der effektive Strömungsquerschnitt des Kanals reduziert. Es entstehen, vergleichbar mit einer Düse-Diffusor-Strömung, Beschleunigungs- und Verzögerungszonen. Zum anderen erhöhen sich im Vergleich zum glatten Kanal die Strömungsverluste.

Bei einer Variation des dimensionslosen Rippenabstands P/e und der Rippenhöhe e ergeben sich die folgenden vier verschiedenen Strömungsformen

- $P/e \leq 7$: Rezirkulationsströmung zwischen den Rippen

- *P/e* > 7: Die Hauptströmung hat einen Wiederanlegepunkt zwischen den Rippen
- kleine Versperrung: Die Änderung der Strömungsgrößen ist nur in unmittelbarer Rippennähe festzustellen.
- große Versperrung: Das Geschwindigkeitsprofil wird im ganzen Kanalquerschnitt durch die Rippen beeinflusst.

In dieser Arbeit wurden Rippen untersucht, die eine große Versperrung des Kanalquerschnitts hervorrufen. Es wurden dimensionslose Rippenabstände *P/e* > 7 untersucht. Hieraus resultieren Ablösezonen und Wiederanlegegebieten zwischen den Rippen.

5.3.1. Rippengeometrie ein quadratischen Kanal

Bei der Untersuchung des Wärmeübergangs im berippten quadratischen Kanal wurden verschiedene Rippengeometrien untersucht. Dabei wurde der Anstellwinkel γ der Rippenprofile zur Strömung sowie Rippenabstand und –Höhe variiert. Unter der Variation des Rippenprofils versteht man hierbei die Untersuchung eines scharfkantigen und eines abgerundeten Profils der Rippe, wie es Abbildung 5.6 verdeutlicht.

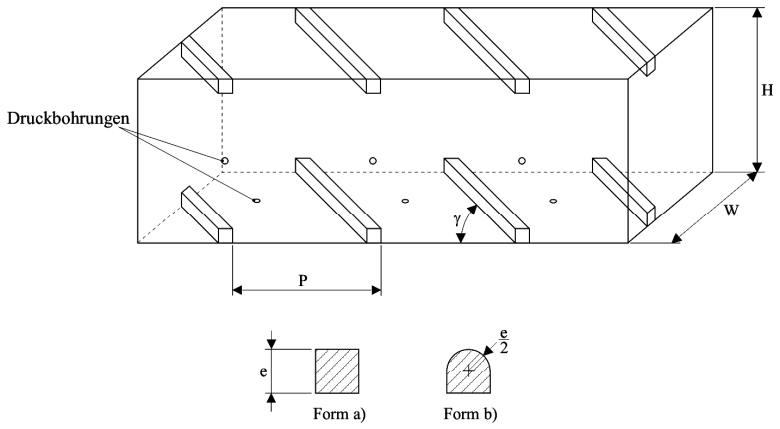


Abbildung 5.6: Rippenanordnung und Rippenprofil im quadratischen Kühlkanal.

Eine ausführliche Darstellung der untersuchten Rippengeometrie zeigt Tabelle 5.1

Die lokalen Messungen beschränken sich auf das Gebiet zwischen zwei aufeinanderfolgenden Rippen. Die in diesem Gebiet stromabwärts liegenden Rippen befanden sich bei allen untersuchten Rippengeometrien immer in gleicher Position bei 15 hydraulischen Durchmesser vom Messstreckeneintritt. An dieser Position herrscht eine „voll ausgebildete“ periodische Strömung zwischen den Rippen.

	Anstellwinkel	Rippenkonfiguration	e/D_h	P/e
0	Kanal glatt	-	-	-
1	45°	scharfkantig	0,10	10
2		abgerundet	0,10	
3		scharfkantig	0,167	
4	60°	scharfkantig	0,10	
5		abgerundet	0,10	

Tabelle 5.1: Untersuchte Rippengeometrien des quadratischen Kanals.

5.3.2. Rippengeometrie im dreiecksförmigen Kanal

Die Rippen im dreiecksförmigen Kanal wurden nur am Profil angebracht. Die Grundplatte bleibt unberippt, denn sie stellt nur eine Trennwand zwischen zwei Kühlkanälen dar. Aus diesem Grund soll hier der Wärmeübergang nicht untersucht werden. Abbildung 5.7 zeigt die Anordnung der Rippen am Profil.

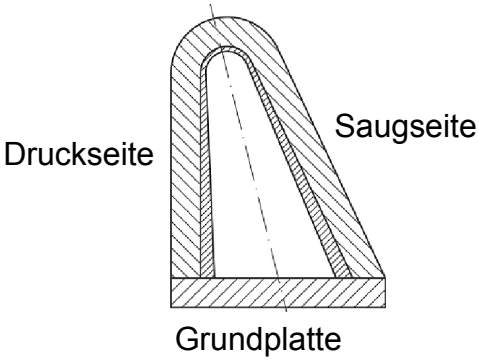


Abbildung 5.7: Rippenanordnung über Profil im dreiecksförmigen Kühlkanal.

Der Kanal wird in den jeweiligen Konfigurationen über die gesamte Länge mit solchen Rippen beklebt. Die Rippen im Kanal sind versetzt angeordnet. Dies bedeutet, dass ein Rippenpaar auf der geraden Seite (Druckseite) sowie auf der schrägen Seite (Saugseite) jeweils einen Abstand von *P/2* zueinander hat.

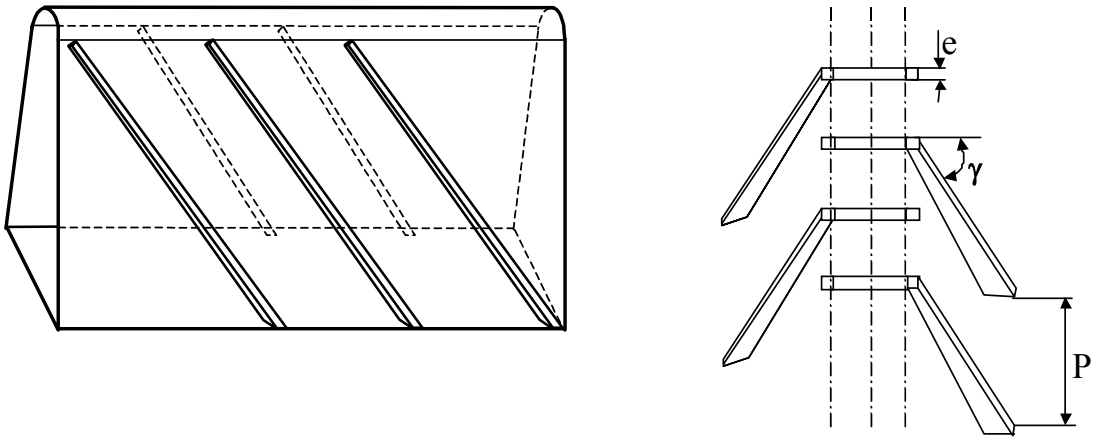


Abbildung 5.8: Rippenanordnung im dreiecksförmigen Kühlkanal.

Der verwendete Rippenparameter setzt die lokale Rippenhöhe *e* in Bezug zur jeweiligen Kanalhöhe, die sich aufgrund der Verjüngung in Richtung Profilspitze reduziert, wie Abbildung 5.8 zeigt. Ein weiterer Aspekt zur Charakterisierung der Rippenanordnung ist der Anstellwinkel γ. Er stellt die Anstellung der seitlichen Rippen zur Strömungsrichtung dar. Im Bogenbereich sind, bis auf die diagonalen Rippen, die angebrachten Rippen senkrecht zur Strömungsrichtung angeordnet.

Die Rippenkonfigurationen des dreiecksförmigen Kanals zeigt folgende Tabelle.

	Anstellwinkel (seitlich)	Rippenkonfiguration (Bogen)	e/H	P/e
0	Kanal glatt	-	-	-
1	45°	ohne	0,10	15
2		halb	0,10	15
3		voll einseitig	0,10	15
4		voll beidseitig	0,10	15
5		voll diagonal	0,10	15
6		voll weit	0,10	20
7		voll weit hoch	0,15	20
8	60°	ohne	0,10	15
9		voll	0,10	15
10		voll diagonal	0,10	15
11	135°	voll	0,10	15

Tabelle 5.2: Untersuchte Rippengeometrien des dreiecksförmigen Kanals

Ausgehend von der Lage der Rippen im Kühlkanal und ihrer Position am Kanalumfang teilt man den Kanal in die drei berippten Bereiche Druckseite, Saugseite und Bogenbereich.

Die Abbildung 5.9 zeigt einen Kanalquerschnitt und die zugeordnete abgewickelte Rippenanordnung im Kanal

Sie zeigt die Rippenanordnung im Kanal mit den Teilungen von Druckseite (D), Saugseite (S) und Bogenbereich (B).

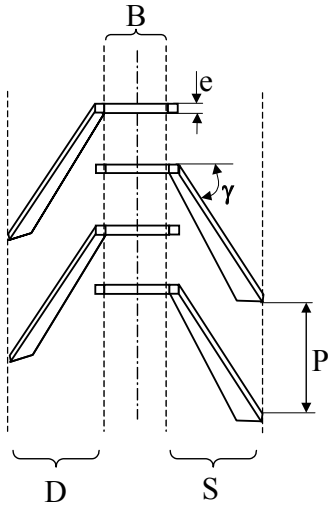


Abbildung 5.9: Wärmeübergang am Profil des Dreieckskanals

Aufgrund der unterschiedlichen Blickwinkel werden alle drei Bereiche einzeln mit CCD Video-Kameras betrachtet und zum Schluss zusammengefügt.

6. Versuchsdurchführung und Auswertung

Die Vorgehensweise bei der Versuchsdurchführung soll hier erläutert werden. In den beiden untersuchten Versuchskanälen (sowohl im quadratischen als auch im dreieckigen Kanals) herrscht eine inkompressible Strömung. Die Strömungsgeschwindigkeiten lagen für den untersuchten Reynoldszahlbereich zwischen 5-40 m/s, was einer Machzahl von maximal 0,2 entspricht.

Die Kenntnisse der Strömung im Kanal ist für die Einstellung der Reynoldszahlen und später für die Auswertung der Versuche von großer Bedeutung.

6.1. Einstellung des Betriebspunktes

Die Versuche sollen bei verschiedenen Reynoldszahlen durchgeführt werden. Diese stellt eine dimensionslose Ähnlichkeitsgröße dar, mit der man eine Strömung charakterisieren kann.

Sie stellt das Verhältnis der Beschleunigungskräfte zu den Reibungskräften dar. Allgemein lautet sie:

$$\mathrm{Re}_L = \frac{uL}{\nu} \tag{6.1}$$

Sie kann speziell bei internen Strömungen durch Rohre und Kanäle auf den hydraulischen Durchmesser bezogen werden. Statt der charakteristischen Länge L ist der hydraulische Durchmesser des Kanals zu wählen.

$$D_h \frac{4A}{U} \tag{6.2}$$

Da die kinematische Viskosität ν im Allgemeinen eine Funktion des Druckes und der Temperatur darstellt, wird sie im Folgenden durch die rein temperaturabhängige dynamische Viskosität und die Dichte ersetzt.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \tag{6.3}$$

Diese liegt für das Strömungsmedium Luft tabelliert vor und lässt sich später auf beliebige Temperaturen unter Versuchsbedingungen umrechnen.

$$\frac{\eta}{\eta_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{0,5} \tag{6.4}$$

Der Massenstrom durch den Versuchskanal kann mit dem Ventil eingestellt werden. Das an das Laminar-Flow-Element angeschlossene Messgerät drückt diese Menge als Luftmassenstrom aus. Es liegt also nahe, diesen Massenstrom als Führungsgröße zu verwenden, um die gewünschte Reynoldszahl einzustellen. Folglich kann man mit der Kontinuitätsgleichung

$$\dot{m} = \rho A u \tag{6.5}$$

und den Gleichungen 6.1 und 6.2 den gewünschten Massenstrom, der im gesamten Kanal als konstant angesehen wird, berechnen zu:

$$\dot{m} = \frac{\mathrm{Re}_D\, A}{D_h} \tag{6.6}$$

Für die Kontinuitätsgleichung nach Gleichung 6.5 liefert die Anzeige:

$$\dot{m}_A = \rho_\infty A u \tag{6.7}$$

Somit folgt als Korrektur für die Anzeige:

$$\dot{m}_A = \dot{m}\frac{\rho_\infty}{\rho} = \dot{m}\frac{p_\infty}{p} \tag{6.8}$$

Der Druck p ist der statische Druck am Beginn der Messstrecke. Dieser ist niedriger als der Umgebungsdruck p_∞. Als praktisch verwendeter Wert wird der in der ersten Messbohrung der Grundplatte gemessene statische Druck für diesen Druck verwendet. Mit Hilfe der Strömungsgeschwindigkeit in der Messstrecke als Funktion des statischen Drucks

$$u = \frac{\mathrm{Re}_{Dh}\, \eta_\infty R_g T_\infty}{D_h p} \tag{6.9}$$

lässt sich die Totaltemperatur am Eintrittsquerschnitt berechnen:

$$T_t = T + \frac{u^2}{2c_p} \tag{6.10}$$

Der Totaldruck lautet dann:

$$p_t = p\left(\frac{T_t}{T}\right)^{\frac{c_p}{R_g}} \tag{6.11}$$

Für den bezogenen Totaldruckverlust ergibt sich:

$$\zeta = 1 - \frac{p_t}{p_\infty} \tag{6.12}$$

Dieser lässt sich für eine Vielzahl von Versuchen bestimmen, ist jedoch eine Funktion des Durchsatzes. Der Durchsatzparameter, bei dem es sich um einen Ähnlichkeitsparameter handelt, ist bekannt als:

$$\psi = \frac{\dot{m}\sqrt{R_g T_t}}{A p_t} \tag{6.13}$$

Man könnte aus den Versuchsergebnissen einen funktionalen Zusammenhang

$$\zeta = f(\psi) \tag{6.14}$$

ermitteln, mit dem man die Rechnung, die zu diesem Ergebnis geführt hat, in umgekehrter Richtung ausführen könnte, um als Ergebnis den approximierten Druck nach dem Einlauf zu erhalten. Damit wäre ein Einstellen des erforderlichen Luftmassenstroms ohne experimentelle Iteration möglich. Bei den hier durchgeführten Versuchen hat sich jedoch gezeigt, dass eine gute Genauigkeit bereits nach ein oder zwei Korrekturen der Regelventilstellung bei paralleler Druckmessung erreicht werden konnte.

6.2. Druckmessung und Reibungsbeiwerte

Zur Beurteilung von Druckverlusten und zur Berechnung von Reibungsbeiwerten in den jeweiligen Strömungskanälen wurde der Druckverlauf im Kanal erfasst.

Bei der Bestimmung des Reibungsbeiwerts wurde eine Berechnung nach Gleichung 2.6 durchgeführt. Zunächst wurde für alle gemessenen Drücke eine Mittelung der Messwerte über 100 Einzelmessungen durchgeführt.

Die im Kanal herrschende Dichte wird dabei über die ideale Gasgleichung

$$\rho_{Kanal} = \frac{P_{Kanal}}{R_g T_{Kanal}} \tag{6.15}$$

berechnet. Die Geschwindigkeit *u* erhält man aus der Definition der Reynoldszahl

$$u = \frac{\mathrm{Re}\,\nu}{D_h} \tag{6.16}$$

Für den Druck im Kanal unter Berücksichtigung des Druckverlustes im Einlauf gilt:

$$p_{Kanal} = p_{\infty} - \Delta p_{Einlauf} \tag{6.17}$$

Die berechneten Reibungsbeiwerte werden zum einen mit den am glatten Kanal gemessenen Werten und zum anderen mit der analytischen Korrelation nach Blasius [13] für glatte Kanäle ins Verhältnis gesetzt.

Druckverlust im quadratischen Kanal

Für die Druckmessung sind in der unteren und der seitlichen Kanalwand Druckmessbohrungen angebracht, die sich auf einer Geraden entlang der Kanalachse befinden. Die erste Bohrung folgt in 10 cm Abstand zum Einlauf. Der Abstand zwischen den einzelnen Bohrungen beträgt einen hydraulischen Durchmesser.

Die Durchführung der Druckmessung im Kanal erfolgt zuerst durch Auswahl des passenden Messbereiches und die entsprechenden Messmodule am Druckmesssystem. Die Ansteuerung des Druckmesssystems erfolgte über den Rechner. Da die gemessenen Werte stets leicht schwanken, wurde eine Messreihe bestehend aus mindestens 100 Messungen aufgezeichnet.

Somit konnte später bei der Auswertung eine Mittelung durchgeführt werden.

Die Druckinformationen der einzelnen Messstellen werden simultan mit einem Druckmessmodul aufgenommen. Zusätzlich wird der Umgebungsdruck an dem Massenstrom Messgerät angezeigt.

Die aufgenommenen Messwerte können durch eine Gerade angenähert werden. Die Steigung *dp/dx* der Näherungsgeraden bestimmt man durch lineare Regression. Abbildung 6.1 zeigt diese Gerade für eine Reynoldszahl von 100000.

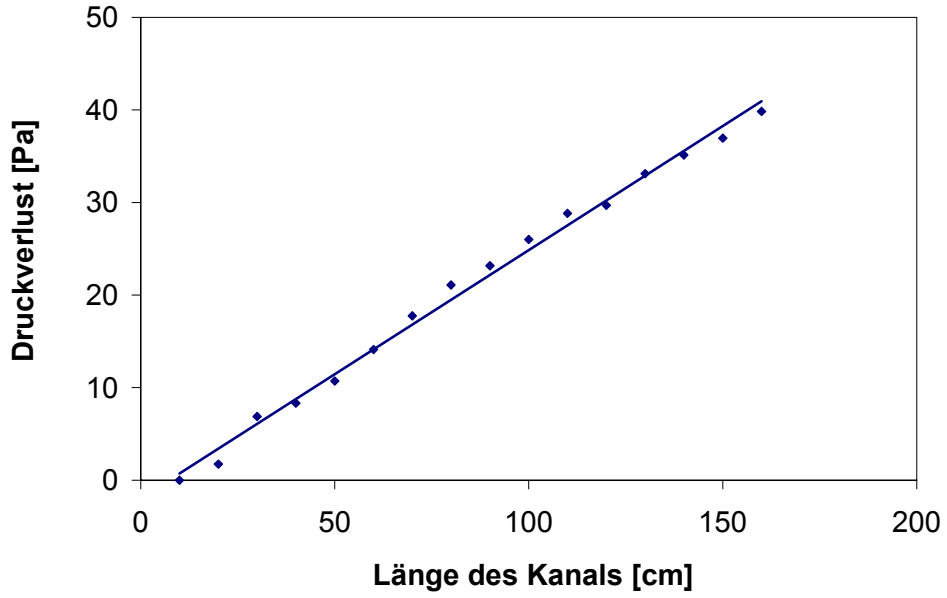


Abbildung 6.1: Druckverlust entlang des glatten quadratischen Kanals bei Reynoldszahl 100000

Druckverlust im dreiecksförmigen Kanal

Für die Druckmessung im dreiecksförmigen Kanal gilt die gleiche Messeinrichtung und Meßmethode. So werden zur Erfassung des Druckverlustes ebenfalls Druckbohrungen entlang des Kanals verwendet.

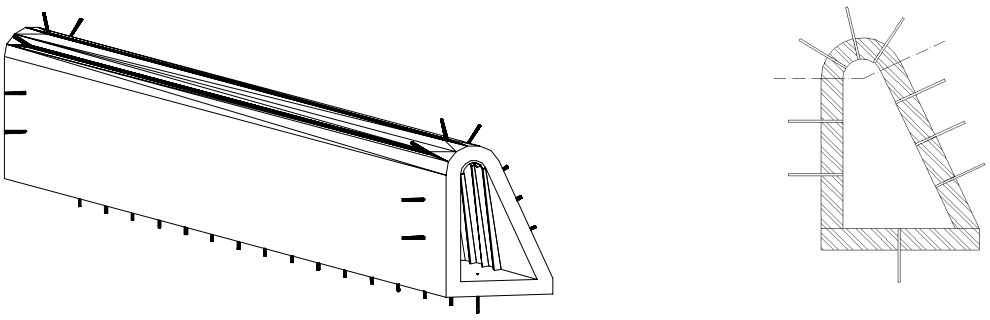


Abbildung 6.2: Druckmessbohrungen am Versuchskanal

Zusätzlich wurden 100 mm nach dem Beginn und 100 mm vor dem Ende des Kanals jeweils noch am Profil gleichmäßig verteilte Druckmessstellen angeordnet, um ebenfalls Aussagen über die Druckverteilung und den Druckverlust über das Profil hinweg treffen zu können. Abbildung 6.2 verdeutlicht die Positionierung von Druckmessstellen im Kanal.

Zur Vermeidung von möglichen Verfälschungen der Messergebnisse wurden die aktuell anliegenden Werte bei Nulldurchsatz kalibriert und somit auf den Wert null

gesetzt. Für jede Kanalkonfiguration wurden bei den Reynoldszahlen (Re = 50000, 100000, 150000, 200000) gemessen und ausgewertet.

6.3. Wärmeübergangsmessungen

Zur Wärmeübergangsmessung wird, wie bereits erwähnt, die transiente Methode unter Anwendung der Flüssigkristallmesstechnik [40] und [41] verwendet und mit dem Bildbearbeitungsprogramm DIPS (G. Vogel, LTT, EPFL) [20] ausgewertet. Zur Auswertung der Wärmeübergangswerte nach Gleichung 2.16 müssen die Temperaturen (T_0, T_g, T_w) sowie die Bildsequenzen von Flüssigkristallen erfasst werden. Bei den Wärmeübergangsmessungen sind gewisse Versuchsdauern zu halten, um die Kanalwand als halbunendlich betrachten zu können. Diese Zeit wird durch die Dicke des Plexiglases beschränkt. Die Versuchszeit berechnet sich nach [8,9] aus

$$t \leq \frac{\delta^2}{16\, a_P}, \quad a_p = \frac{\lambda_p}{\rho_p c_p} \tag{6.18}$$

Sie wurde nach einer neuen Studie korrigiert. So konnte nach Vogel, Weigand und Bölcs [10] die maximale Messzeit auf $t \leq \frac{\delta^2}{4\, a_P}$ erhöht werden.

Für den hier verwendeten Versuchskanal aus Plexiglasplatten mit einer Dicke von 20 mm erhält man nach [8,9] eine zulässige Versuchszeit von 231 *s* und nach [10] eine Versuchszeit von 925 *s*.

Die Eintrittstemperatur wurde so eingestellt, dass die maximale Versuchszeit eingehalten wurde. Bei den hier durchgeführte Versuche lag die Versuchszeiten bei rund 60 *s*.

Bevor man mit den aufgenommenen Temperaturen auswerten kann, muss eine Kalibrierung der Flüssigkristalle erfolgen. Da es sich bei der Flüssigkristalltechnik um eine optische Messmethode handelt, ist es im Allgemeinen ratsam, sie derart zu kalibrieren, wie sie später im Versuch verwendet wird, da die Dicke der Schicht, die Oberflächenbeschaffenheit und die Art der Auftragung hier laut Hersteller eine Rolle bei der Genauigkeit spielen. Trotzdem wurde die Genauigkeit des Farbumschlages vom Hersteller zu *+/- 0,5°C* angegeben.

6.3.1. Temperaturmessung

Die Temperaturen wurden mit Thermoelementen vom Typ *K* aufgenommen. Die Messung wurde im Flächenschwerpunkt der durchströmten Fläche entlang des gesamten Kanals gemessen. Das Thermoelement ist sehr präzise und sehr fein, so dass die Strömung dadurch nicht wesentlich gestört wird.

Um mehr über die Strömung und somit die Temperaturverteilung in dem dreieckigen Kanal zu erfahren, wurden die Temperaturprofile experimentell ermittelt. Daher wurde über den Querschnitt der Strömung in der Messstrecke ein mit Flüssigkristallen versehenes, extrem feinmaschiges Netz gespannt. Beim Aufbringen eines Temperatursprunges in der Strömung liefert die Schnelligkeit des Farbumschlags einen qualitativen Eindruck über die Temperaturverteilung. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.3 zu sehen.

Die Temperaturverteilung im berippten Kanal ist aufgrund der guten Durchmischung der Strömung homogen. Man kann davon ausgehen, dass die gemessene Temperatur in der Kanalmitte der Bulktemperatur entspricht. Am Beispiel einer vollausgebildeten Strömung ist das in Abbildung 6.3 rechts zu sehen. Bei nicht ausgebildete Strömung (Abbildung links) ist im Gegensatz hierzu kein homogenes Feld zu sehen. Die Temperatur kann bis etwa 0,2 Kelvin variierten.

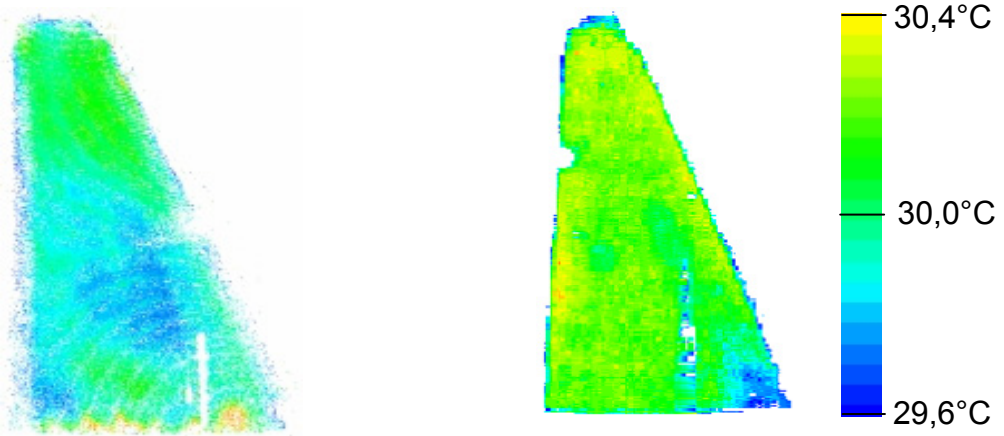


Abbildung 6.3: Temperaturverteilung am Kanalprofil (Messung) in einem berippten dreieckigen Kanal

Diese Temperatur wurde zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten als Alternative verwendet. Dies scheint für den berippten Kanal gerechtfertigt zu sein, da eine sehr gute Durchmischung der Luft im Kanal vorliegt. Einen typischen

zeitlichen Verlauf der gemessenen Temperatur in der Kanalmitte während eines Versuches zeigt Abbildung 6.4 .

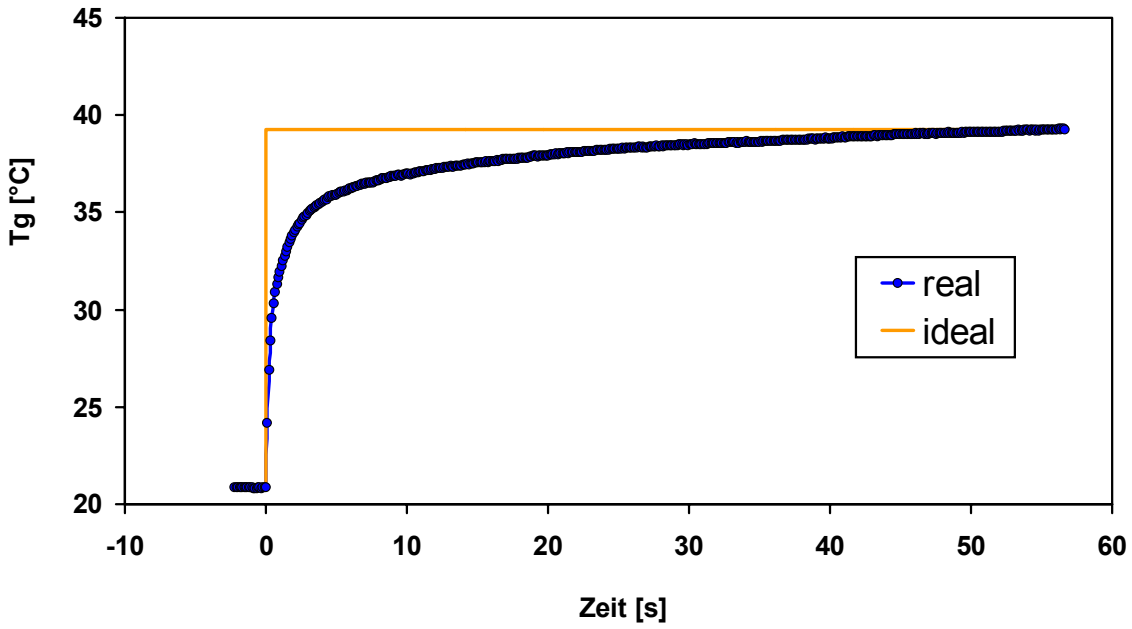


Abbildung 6.4: T-Verlauf im Kanalmitte

Zur Sicherheit wurde diese Temperatur entlang des Kanals an verschiedenen Stellen gemessen und mit der zur Berechnung verwendeten Temperatur im Messbereich verglichen. Ungenauigkeiten lagen stets im Bereich der Fehlertoleranz der Sensoren.

6.3.2. Bildaufnahme

Aufzeichnung der Messbereiche

Der Wärmeübergang im Kanal wird über die transiente Flüssigkristallmessung ermittelt. Dazu dienen mehrere CCD Kameras, die den Farbverlauf während eines Versuches aufzeichnen.

Kamerapositionen

Die Positionierung der 4 CCD-Kameras erfolgte am eingebauten Kanal, um die Messbereiche komplett erfassen zu können. Die Kameras wurden so angeordnet, dass der gesamte Umfang des Kanals, abgesehen von der Grundplatte, erfasst werden konnte. Dabei zeichnen die beiden seitlichen Kameras die gesamte

Oberfläche der Druck- und Saugseite des Kanals auf und die zwei oberen den gesamten Bogen wie Abbildung 6.5 zeigt.

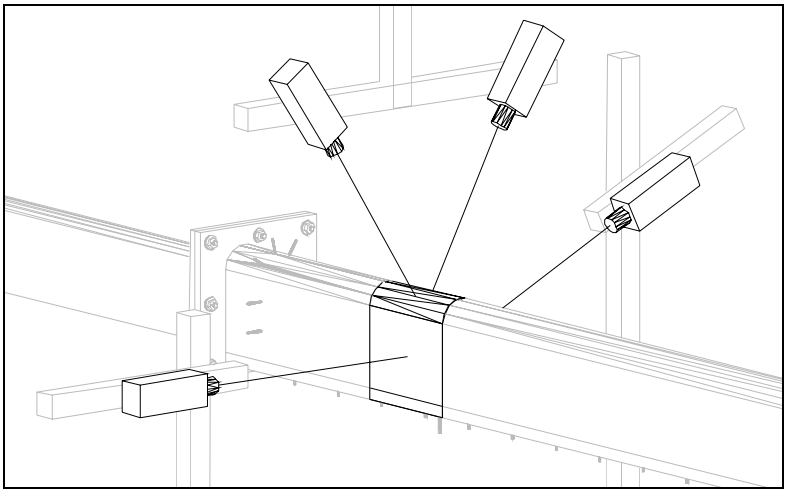


Abbildung 6.5: Kamerapositionen am Profil des Versuchskanals

Um eine genaue Auswertung des Bogenbereiches zu erhalten, überschneiden sich die Bereiche in Umfangsrichtung. Für die Erfassung des Versuchsstarts wurden an den Heizungsschalter zusätzlich Dioden angeschlossen. Diese befinden sich in den Bereichen der Flüssigkristalle und leuchten beim Einschalten der Heizung auf.

Dadurch ist gewährleistet, dass der Zeitpunkt des Versuchsstarts sehr genau bestimmt wird.

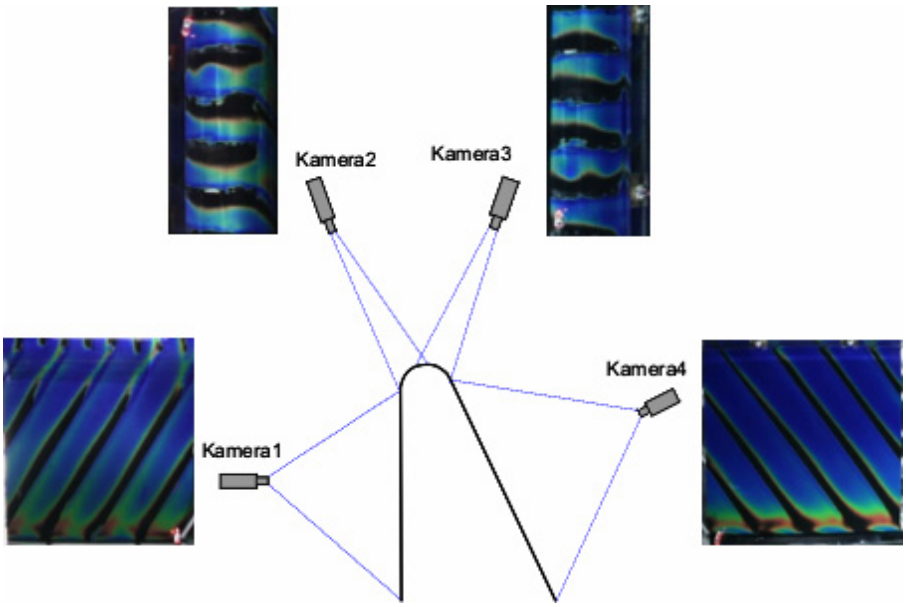


Abbildung 6.6: Abdeckung des Kanalquerschnitts mit vier CCD-Kameras

Bei den Aufnahmen im Staupunktsbereich handelt es sich um gekrümmte Oberflächen. Dadurch erscheinen Flächen, die sich von der zur Kameraachse senkrechten Aufnahmefläche wegkrümmen, zu klein und würden bei einer späteren Mittelwertbildung an Gewicht verlieren. Aus diesem Grund müssen die Aufnahmen transformiert werden, bevor sie in die Auswertung eingehen. Die Transformation erfolgte ebenso mit dem DIPS-Programm (Vogel, LTT, EPFL [20]).

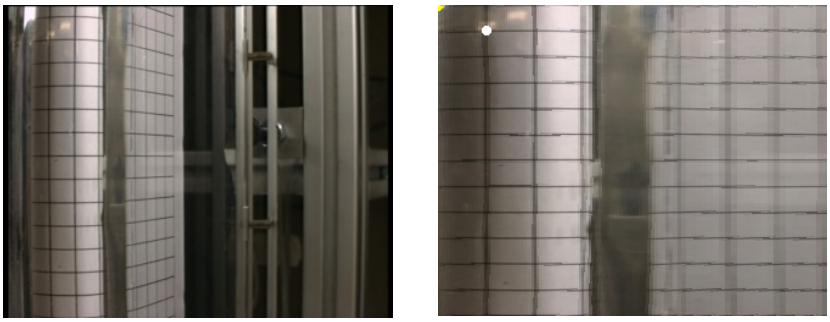


Abbildung 6.7: Transformation im Bogenbereich

Beleuchtung

Die Auswertung der Bilder kann durch entsprechende Beleuchtung verbessert werden. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass Reflektionen jeglicher Art vermieden werden müssen. Die Kameras verfügen über eine Lichtempfindlichkeitseinstellung, welche während der Versuche ständig auf einen passenden Wert eingestellt wurde.

6.3.3. Bestimmung der Wärmeübergangszahlen

Zur Auswertung von Wärmeübergangszahlen nach Gleichung 2.16 sind jetzt alle Größen bekannt. Als Ergebnis liegt nun eine Oberflächenverteilung der Wärmeübergangszahlen für die verschiedenen Messbereiche vor. Die Auswertung für den quadratischen und dreiecksförmigen Kanal erfolgt nach dem gleichen Prinzip und umfasst ein gesamtes periodisches Segment, damit die Anzahl der in der Mittelung berücksichtigten Minima und Maxima identisch ist. Beim quadratischen Kanal war die Erfassung der Messbereiche relativ einfach. Man benötigte dafür nur eine CCD-Video-Kamera. Beim dreiecksförmigen Kanal waren vier Kameras notwendig, um den gesamten Bereich zu erfassen. Diese Bereiche müssen nun an den Überschneidungsgrenzen zu einer einzigen Datei zusammengefügt werden. Dies setzt einen mehrstufigen Umrechnungsprozess voraus, um den Vorgang zu automatisieren. Zuerst wurden die nicht relevanten Bildbereiche, anhand ermittelter

Zeilen- und Spaltenbereiche, ausgeblendet. Danach wurden die verbleibenden Bildbereiche auf einen gemeinsamen Maßstab skaliert. Grundlage bildeten die Minima und Maxima des Wärmeübergangs. Folglich mussten jetzt die verbleibenden Bildbereiche an den entstandenen Kanten aneinander gefügt werden. Dort musste also der Zusammenfügepunkt liegen. Eine Visualisierung der Zusammensetzung ist in Abbildung 6.8 dargestellt

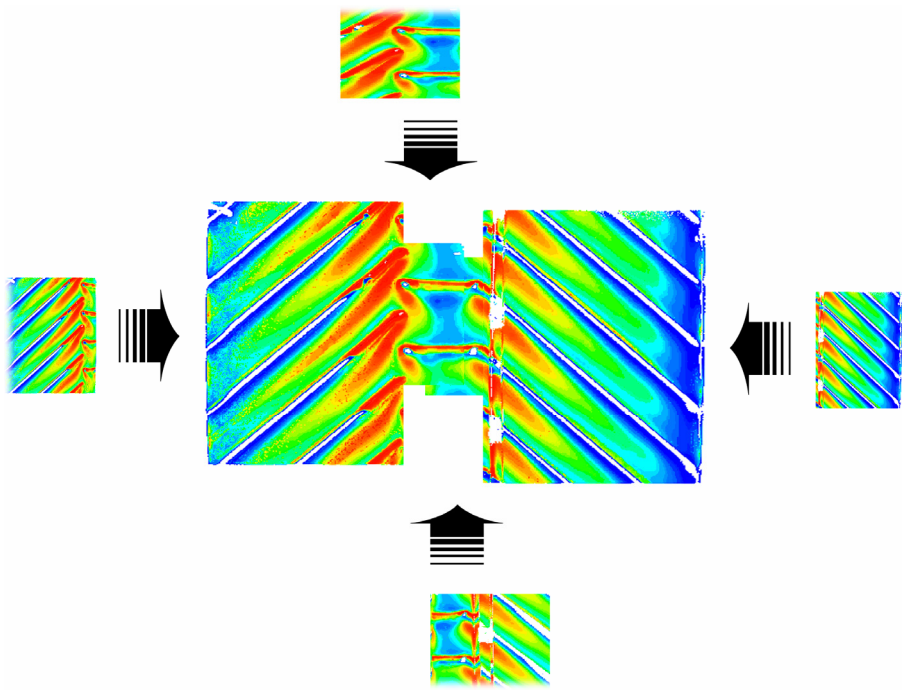


Abbildung 6.8: Prozess der Zusammensetzung von Einzelbildern des dreiecksförmigen Kanals.

Oft werden die Wärmeübergangszahlen in Nusseltzahlen für die Darstellung umgerechnet. Die Definition der Nusseltfunktion repräsentiert den dimensionslosen Temperaturgradienten an einer umströmten Wand.

Wie bei der Reynoldszahl werden die charakteristische Länge bei internen Strömungen mit dem hydraulischen Durchmesser gebildet.

Für die Bestimmung von Nusseltzahlen im Strömungskanal gilt die Gleichung:

$$Nu = \frac{\alpha D_h}{\lambda} = -\frac{\left.\frac{\partial T}{\partial n}\right|_w D_h}{T_w - T_b} \tag{6.19}$$

Bei Betrachtung einer erzwungenen Strömung und der Mittelung über der Oberfläche des betrachteten Körpers kann die mittlere Nusseltzahl als reine

Funktion der Reynoldszahl und der Prandtlzahl in folgender Form angegeben werden [22].

$$Nu = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}) \tag{6.20}$$

Zur Korrelation der Nusseltzahl verwendet man Potenzansätze der Form

$$Nu = C_1 \, \mathrm{Re}^{C_2} \, \mathrm{Pr}^{C_3} \tag{6.21}$$

wobei für die Nusseltzahlen im glatten Kanal gilt:

$$Nu_0 = 0{,}023 \, \mathrm{Re}^{0{,}8} \, \mathrm{Pr}^{0{,}4} \tag{6.22}$$

7. Ergebnisse im quadratischen Kanal

In den folgenden Abschnitten sollen der Druckverlust und der Wärmeübergang im glatten und berippten Kanal ausgewertet und diskutiert werden.

7.1. Untersuchung des glatten Kanals

Für die Bewertung der Güte einer Rippengeometrie und zur Feststellung der Steigerung des Wärmeübergangs durch eine Berippung ist es vielfach sinnvoll, die Ergebnisse auf den Ausgangsfall eines unberippten Kanals zu beziehen. Aus diesem Grund wurde zuerst der glatte Kanal vermessen.

Anzumerken ist, dass bei der Wärmeübergangsmessung in einem glatten Kanal kaum eine Durchmischung stattfindet, die das Temperaturprofil im Inneren des Kanals homogenisieren könnte. Dadurch weicht die gemessene Temperatur stark von der eigentlich für die Auswertung benötigten Bulk-Temperatur ab. In [17] wird von Wolfersdorf als Lösungsmöglichkeit vorgeschlagen, durch Einführung eines Profilfaktors den Unterschied zwischen Mittlere- und Bulk-Temperatur zu erfassen. Um die Daten im glatten Kanal zu korrigieren ist dieser vorgeschlagene Ansatz gewählt worden. Bei dieser Lösung geht man von einem zeitlich konstanten Verhältnis der Differenz zwischen Mitteltemperatur T_{cl} und Wandtemperatur T_w zur Differenz zwischen Fluidtemperatur T_{fl} und Wandtemperatur T_w aus.

Der Ansatz lautet:

$$\sigma = \frac{\overline{T}_{fl}(t) - T_w(t)}{T_{cl}(t) - T_w(t)} \tag{7.1}$$

Da die Mitteltemperatur im glatten Kanal größer als die Bulk-Temperatur ist, liefert dieser Lösungsansatz einen Faktor, der kleiner als 1 ist. Der Proportionalitätsfaktor wurde aus numerischen Simulationen bestimmt und beträgt im quadratischen glatten Kanal 0,86. Abbildung 7.1 zeigt die Wärmeübergangsverteilung im glatten Kanal. Man kann sehr gut erkennen, wie die Strömung ungestört entlang der Kanaloberfläche verläuft. Es liegt somit eine homogene Verteilung der Nusseltzahlen an der Kanaloberfläche vor.

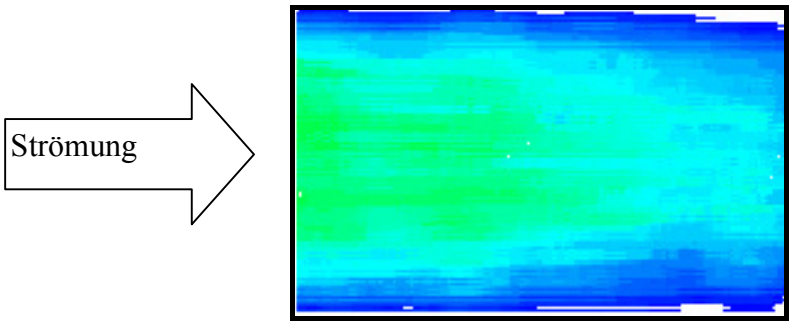


Abbildung 7.1: Nusseltzahlverteilung im glatten Kanal

Für den untersuchten Messbereich werden die Nusseltzahlen ermittelt und in Abhängigkeit der Reynoldszahlen dargestellt, als Vergleich wird die Korrelation nach Dittus-Boelter [53] und nach Gnielinski [61] gezeigt. Bei dem Vergleich der experimentellen Daten mit der Korrelation liegt eine Abweichung von 8% vor. Die Abweichung ist dadurch zu bergründen, dass die Korrelation nach Dittus-Boelter für runde Kanäle erstellt wurde und nicht für quadratischen Kanäle, wie im vorliegenden Fall.

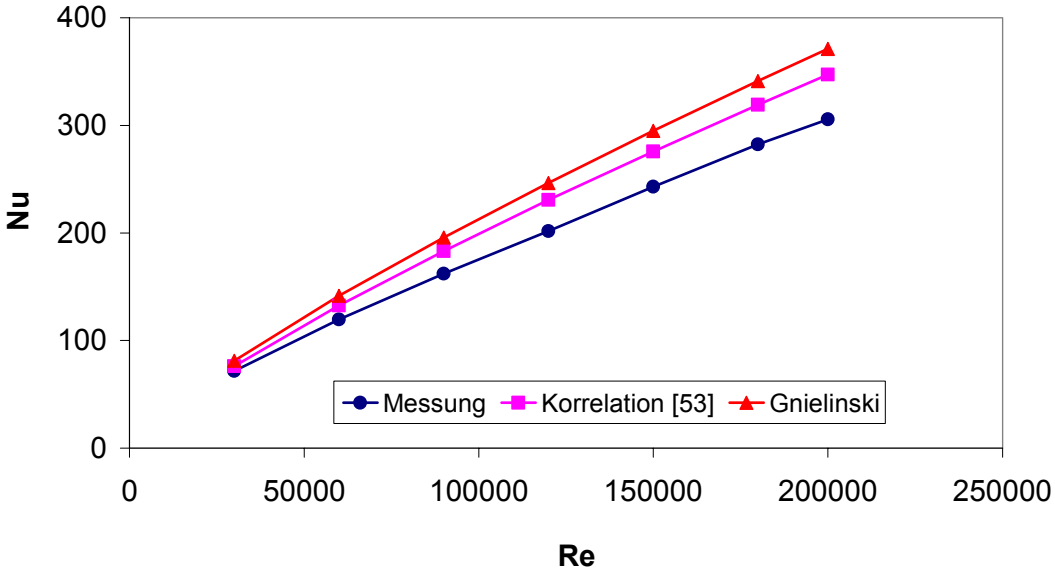


Abbildung 7.2: Nusseltzahl im glatten Kanal in Abhängigkeit der Reynodszahl

Neben der Wärmeübergangsmessung sind auch Druckverlustmessungen im glatten Kanal von großer Bedeutung. Deshalb wurde für den Messbereich auch der Druckverlust und damit die Reibungsbeiwerte ermittelt. Abbildung 7.3 zeigt die

Reibungsbeiwerte im glatten quadratischen Kanal im Vergleich mit der Korrelation nach Blasius.

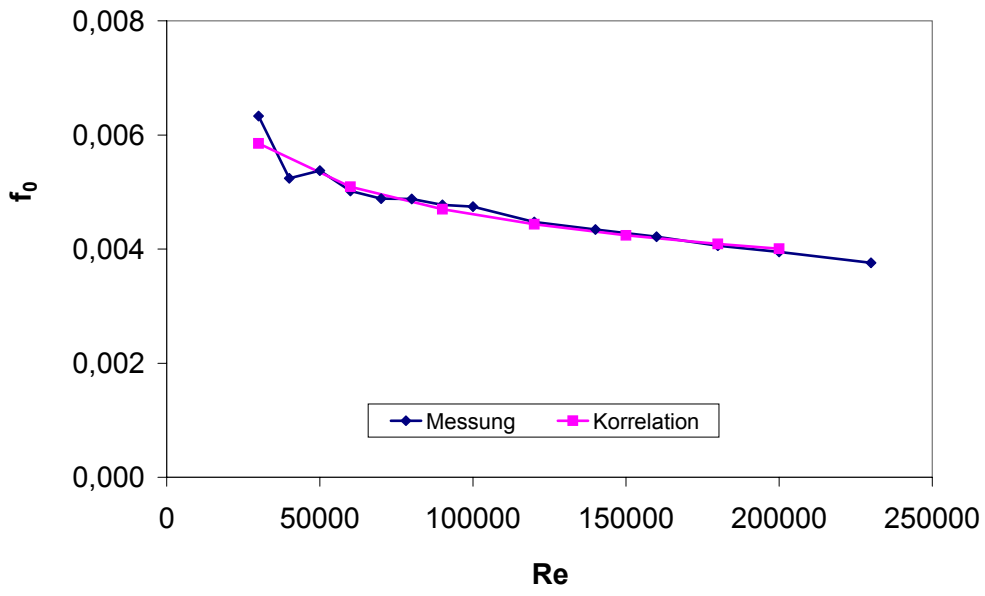


Abbildung 7.3: Reibungsbeiwerte des glatten Kanals über der Reynoldszahl

Nach der Vermessung des glatten Kanals wurden die Rippen im Kanal eingebracht und untersucht. In welcher Form die unterschiedlichen Rippen die Strömung beeinflussen und somit den Wärmeübergang im Kanal steigern, wird im folgenden Abschnitt ausführlich diskutieren.

7.2. Untersuchung des berippten quadratischen Kanals

Der Einfluss der Rippen auf den Wärmeübergang im Kanal wird anhand verschiedener Rippenkonfigurationen untersucht. Da sich die bisher untersuchten Geometrien im quadratischen Kanal auf niedrigere Reynoldszahlen beschränkt haben, werden in dieser Arbeit einige in der Literatur bekannte Geometrien bei hohen Reynoldszahlen untersucht, um zu zeigen, ob sich der Trend im unteren Bereich auch bei höheren Geschwindigkeiten fortsetzt. Die untersuchten Rippenkonfigurationen ergaben sich durch Variation des Anstellwinkels γ zur Strömungsrichtung zwischen 45° und 60° sowie des Rippenprofils, scharfkantig und abgerundet, wie Abbildung 7.4 zeigt.

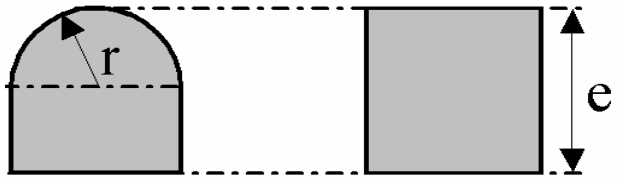


Abbildung 7.4: Untersuchten Rippen mit abgerundetem (r=0,5e) und scharfkantigem Profil

Eine weitere Variation ergab sich im Laufe der Arbeit durch Variation der Rippenhöhe *e*, um den Effekt des Verhältnisses e/D_h bei höheren Reynoldszahlen zu untersuchen. Um einen Vergleich der Rippenkonfigurationen zu erzielen wurde das Verhältnis Rippenabstand zu Rippenhöhe bei allen Geometrien konstant gehalten P/e=10.

7.2.1. Druckverluste und Reibungsbeiwerte

Zunächst wird die Geometrie von 45° Rippen mit unterschiedlichen Profilen (scharfkantig und abgerundet) betrachtet. Die Reibungsbeiwerte bei den abgerundeten Rippen liegen niedriger als bei scharfkantigen Rippen. Abbildung 7.5 zeigt den Reibungsbeiwert für unterschiedliche Reynoldszahlen.

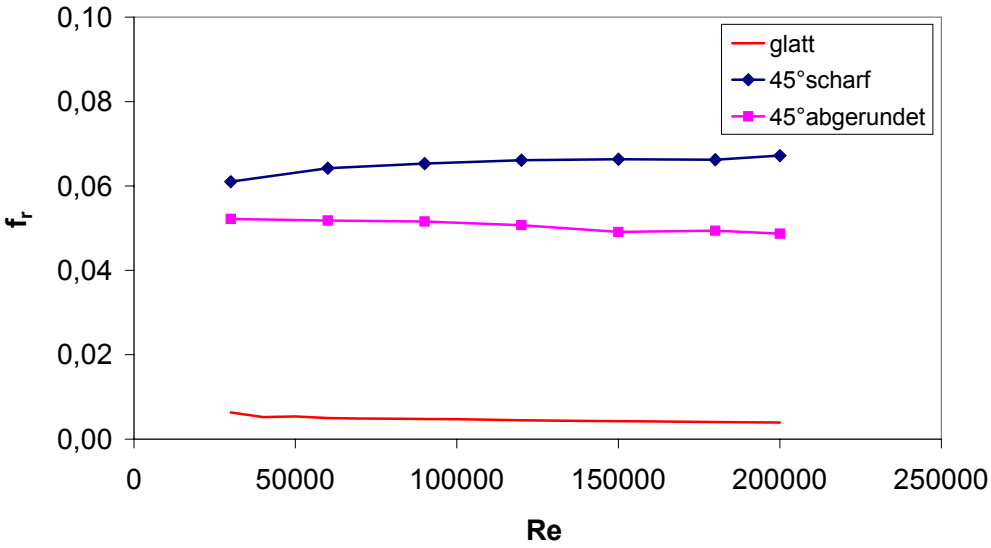


Abbildung 7.5: Reibungsbeiwert der 45°-Rippen

Betrachtet man nun die Messungen bei 60° Rippen, so ist auch bei dieser Geometrie erkennbar, dass die Reibungsbeiwerte der scharfkantigen Rippen deutlich über denen der abgerundeten lagen. Man kann somit von anderen Strömungsverhältnissen um die Rippen herum ausgehen. Die Form der Rippe hat einen deutlichen Einfluss auf die Ablösung der Strömung an der Rippenspitze.

Beim Vergleich der Rippenanstellwinkel zwischen 45° und 60° lagen die Druckverluste und damit auch die Reibungsbeiwerte bei 60°-Rippen immer über den Werten von 45°. Dies ist eine Folge der veränderten Sekundärströmung im Kanal bei einem geänderten Rippenwinkel.

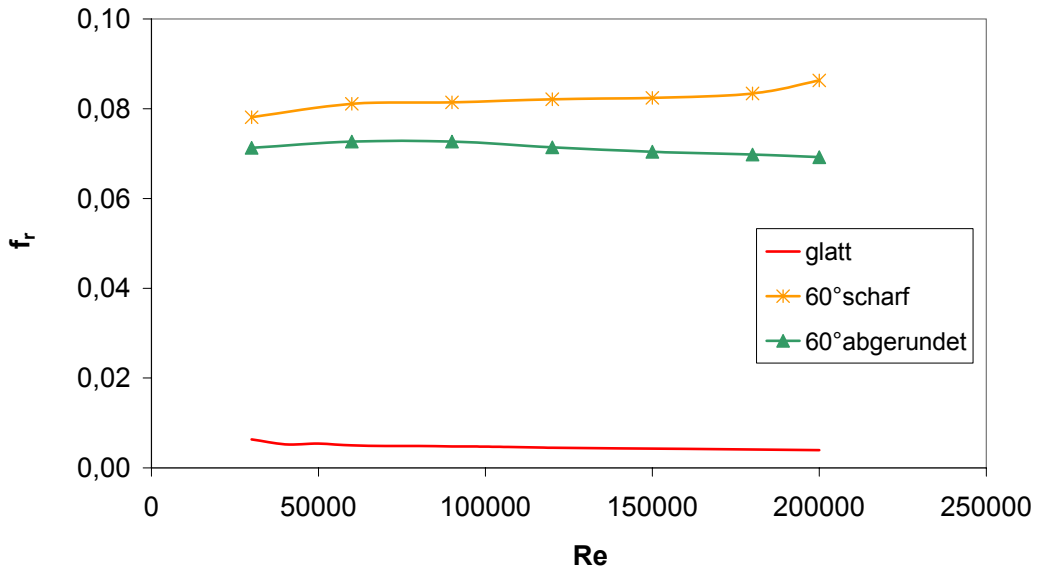


Abbildung 7.6: Reibungsbeiwert bei 60°-Rippen

Anschließend wurde die Rippengeometrie bei 45° Anstellwinkel von e/H=0,10 auf e/H=0,167 erhöht, um den Einfluss der Rippenhöhe zu untersuchen.

In Abbildung 7.7 ist für alle untersuchten Geometrien im quadratischen Kanal der Verlauf des Reibungsbeiwerts über der Reynoldszahl dargestellt

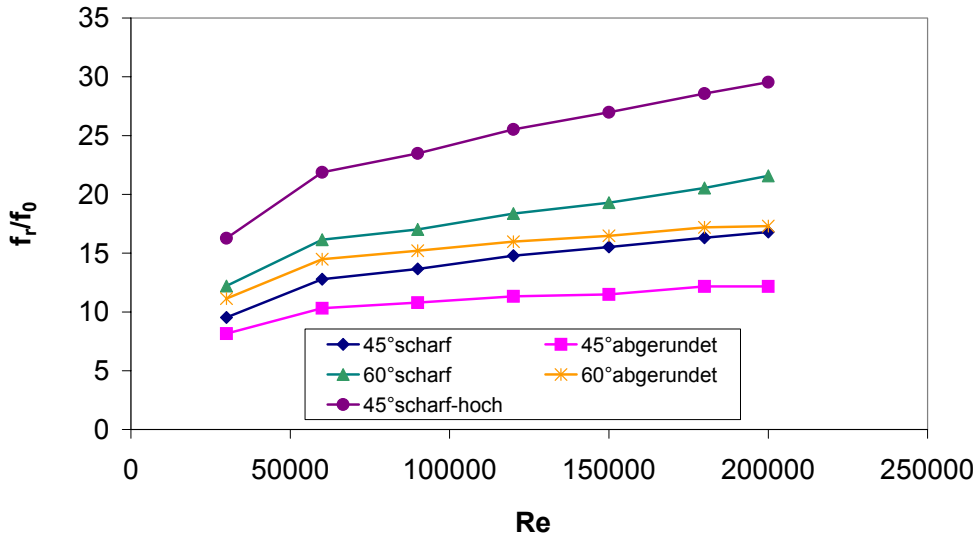


Abbildung 7.7: Reibungsbeiwert der untersuchten Rippen in Abhängigkeit der Re-Zahl

Die Erhöhung der Rippen im Kanal bringt einen starken Anstieg der Reibungsbeiwerte mit sich. Der Reibungsbeiwert für die scharfkantigen Rippen erhöht sich um etwa 25%, wenn man den Anstellwinkel von 45° auf 60° vergrößert. Bei den abgerundeten Rippen ist der relative Anstieg sehr viel größer. Die Erhöhung liegt bei etwa 40%. Den maximalen Reibungsbeiwert erreicht man bei einer Berippung von 45° mit e/H=0,167. Man kann in dem Diagramm auch sehr schön sehen, dass der Reibungsbeiwert nur geometrieabhängig ist und relativ unabhängig von der Reynoldszahl. Ob ein Anstieg der Reibungsbeiwerte ein Anstieg des Wärmeüberganges hervorruft, muss man durch den Vergleich der Wärmeübergangszahlen aller Geometrien untersuchen.

Der Vergleich der Wärmeübergänge aller Geometrien erfolgt im nächsten Abschnitt.

7.2.2. Wärmeübergangsmessung

Die Wärmeübergangsmessungen wurden bei vollausgebildeter periodischer Strömung im Kanal durchgeführt. (bei 15 D_h)

Die eingebrachten Rippen haben unterschiedliche Wirkungen auf die lokale Wärmeübergangsverteilung im Kanal. Deshalb sollen zunächst die unterschiedlichen Rippengeometrien verglichen werden.

Beim Vergleich der Rippenanstellwinkel 45° und 60° in Abbildung 7.8 sieht man, dass die Strömung zwischen den 60° Rippen (rechts) stärker abgelenkt wird als bei 45° Rippen (links).

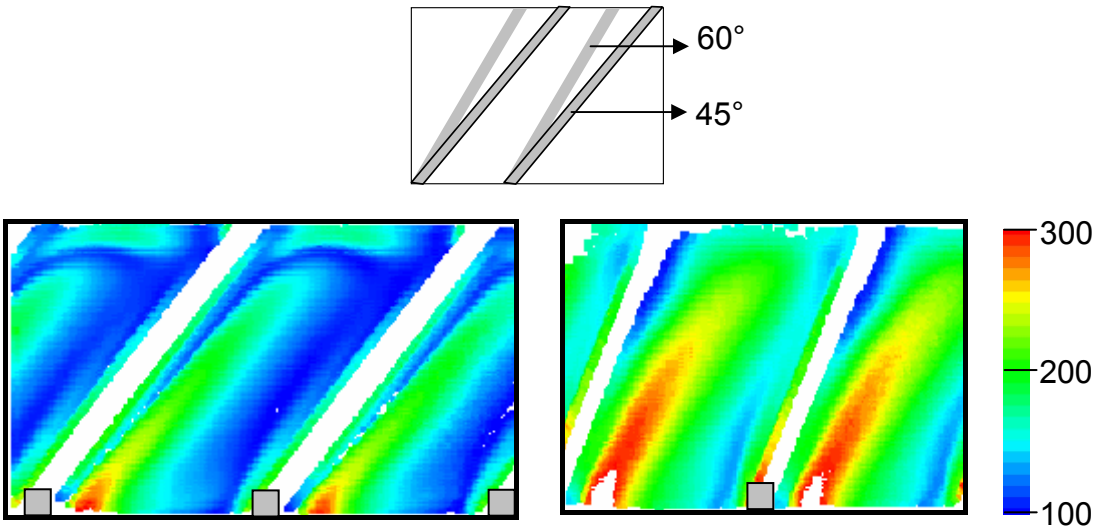


Abbildung 7.8: Nusseltzahlverteilung für die Geometrien e/H=0,10 für die Anstellwinkel 45°(links) und 60° (rechts).

In Abbildung 7.9 ist eine Verteilung des Wärmeübergangs für beide untersuchten Rippenformen, scharfkantig und abgerundet, dargestellt. Beim Vergleich der Rippenform ist deutlich erkennbar, dass die Wärmeübergangsverteilung zwischen scharfkantigen und abgerundeten Rippen kaum zu unterscheiden sind (siehe Abb. 7.9). Der Einfluss der Rippenneigung größer (Strömungsverhältnis) als die Form der Rippen.

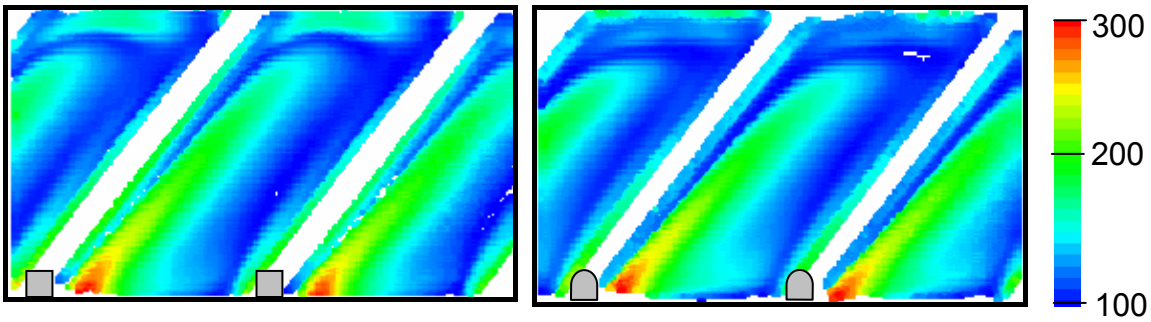


Abbildung 7.9: Nusseltzahlverteilung für die Geometrien e/H=0,10, Anstellwinkel 45°, scharfkantig (links) und abgerundet (rechts).

Neben Rippenanstellwinkel und Rippenform mit konstanten *e/H*=0,10 wurde auch die Rippenhöhe e/H variiert. Die Geometrie mit *e/H*=0,167 wurde in [19] für kleinere Reynoldszahlen bis 30000 untersucht.

In dieser Arbeit wurde sie bei höheren Reynoldszahlen bis zu 200000 untersucht. Die Änderung der Rippenhöhe e/H von 0,10 auf 0,167 für 45°-Rippen hat zur Folge, dass eine Wärmeübergangserhöhung um etwa 10% erreicht werden kann. Gleichzeitig erhöht sich aber der Druckverlust um etwa 30%,

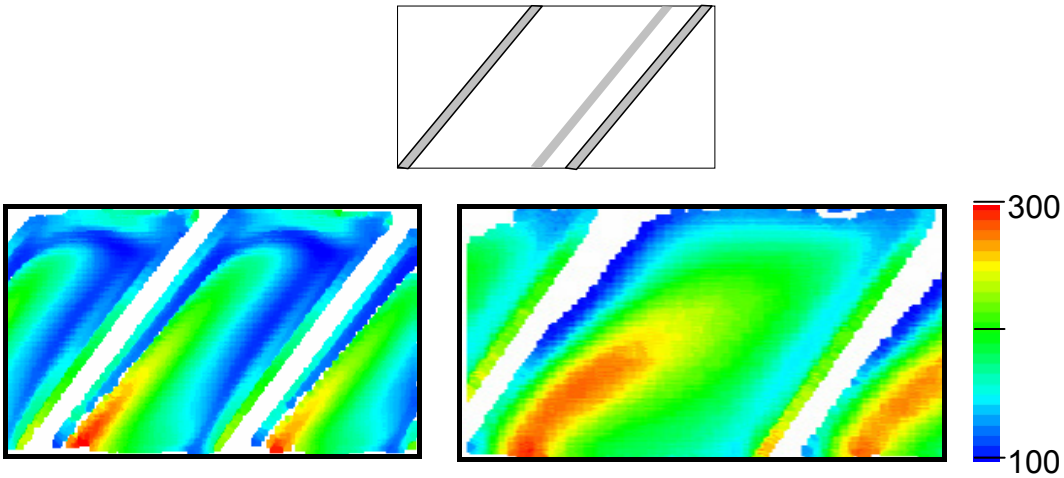


Abbildung 7.10: Nusseltzahlverteilung für die Geometrien e/H=0,10 (links) und e/H=0,167 (rechts)

Abbildung 7.10 zeigt die Verteilung der Wärmeübergangszahlen für Re=60000 und für *e/H*=0,10 und 0,167.

Aufgrund der Rippenerhöhung ist sehr deutlich erkennbar, dass der Wiederanlegepunkt bei den höheren Rippen abwandert, was auf ganz andere Strömungsverhältnisse im Kanal hindeutet.

Die radial gemittelte Nusseltzahlverlauf zwischen zwei Rippen zeigt Abbildung 7.11. Durch Ablösung der Strömung an den Rippen steigt der Wärmeübergang an. Bezieht man die Nusseltzahl der berippten Kanal auf der Messung im glatten Kanal, so ist der Anstieg des Wärmeübergangs in dem Wiederanlegepunkt direkt hinter der Rippe am größten.

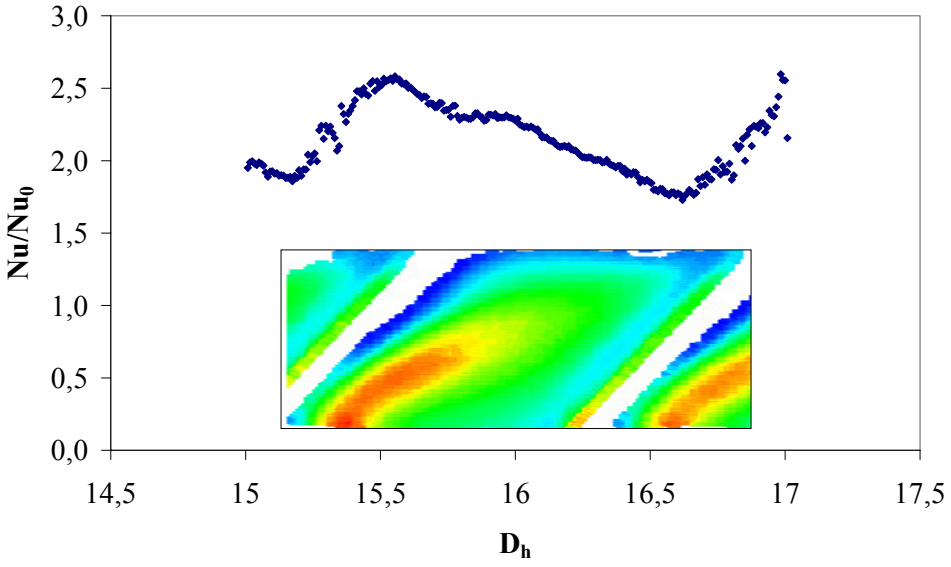


Abbildung 7.11: Nu/Nu_0 bei einer Re = 60000 45°-Rippen und e/H=0,167.

Zur Beurteilung der einzelnen Rippenkonfigurationen ist es notwendig den Zusammenhang zwischen Wärmeübergangserhöhung und Druckverlusterhöhung darzustellen.

7.3. Optimierung

Um eine genaue Aussage über eine optimale Rippengeometrie zu treffen, soll sowohl der Wärmeübergang als auch der Reibungsbeiwert berücksichtigt werden. Im folgenden Diagramm werden die Nusseltzahl bezogen auf die Nusseltzahl im

glatten Kanal im Verhältnis zur Druckverlusterhöhung bei verschiedenen Reynoldszahlen betrachtet.

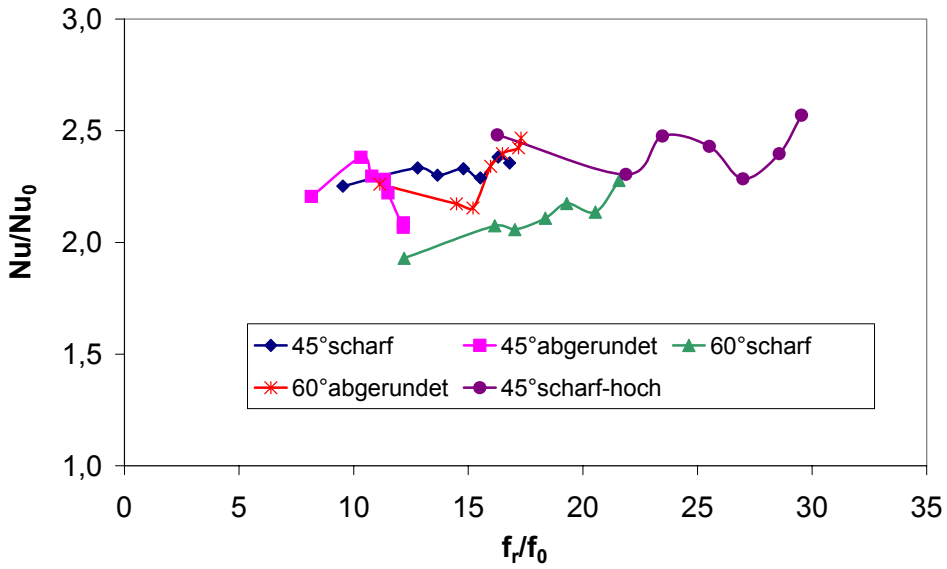


Abbildung 7.12: Wärmeübergangserhöhung im Verhältnis zur Druckverlusterhöhung

Ein Maß für die Steigerung des Wärmeüberganges ist die Wärmeübergangs-effektivität nach [60]:

$$\eta = \frac{Nu / Nu_0}{(f_r / f_0)^{1/3}} \tag{7.2}$$

Im folgendem Diagramm wird dieser Parameter als Funktion der Reibungsbeiwerte dargestellt

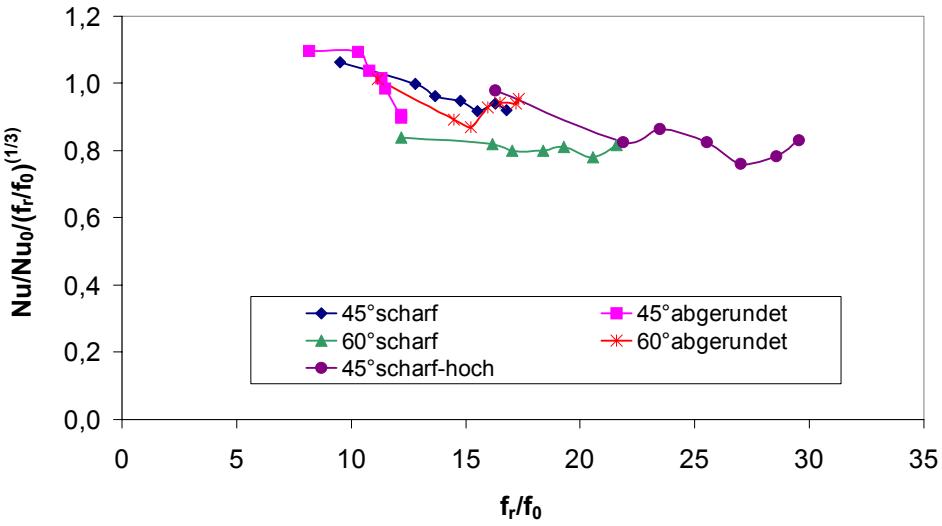


Abbildung 7.13: Wärmeübergangseffektivität der verschienen Geometrien

Es ist deutlich erkennbar, dass die beste Wärmeübergangseffektivität aller untersuchten Geometrien bei der Konfiguration mit 45° Anstellwinkel liegt. Die Kurven zeigen, dass eine Erhöhung der Re-Zahl kaum einen Einfluss auf die Güte des Wärmeübergangs hat.

7.4. Vergleich mit numerischen Berechnungen und der Literatur

In diesem Abschnitt werden die Wärmeübergangszahlen sowie die Reibungsbeiwerte der untersuchten Rippengeometrien mit dem Rippenanstellwinkel von 45° und Rippenprofil (scharfkantig und abgerundet) mit numerischen Daten [51] verglichen.

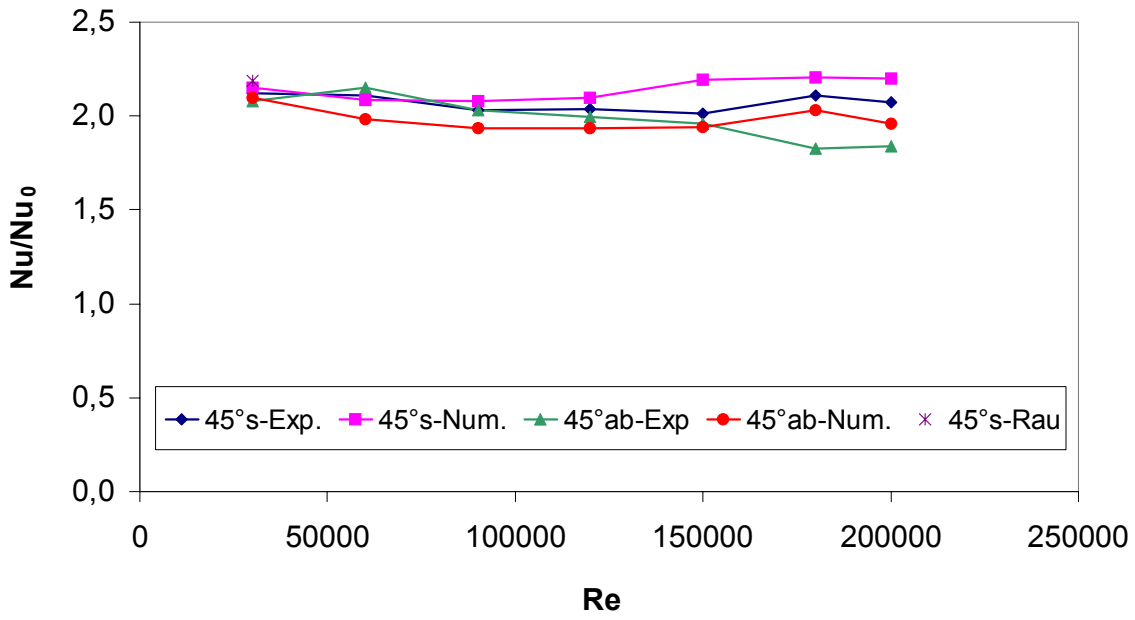


Abbildung 7.14: Nusseltzahlvergleich der 45° Rippengeometrie

Für den Reynoldszahl-Bereich von 30000 bis 200000 stellt Abbildung 7.14 einen Vergleich der Nusselzahlen zwischen experimentellen und numerischen Daten dar.

Die numerischen Daten wurden mit dem CFD-Programm Fluent [52] unter Anwendung des k-ε-Turbulenzmodells berechnet [51].

Der Vergleich zwischen Numerik und Experiment zeigt eine gute Übereinstimmung der Datenwerte in dem unteren Reynoldszahlenbereich. Bei hohen Reynoldszahlen weichen die experimentellen und die numerischen Daten voneinander ab. Die Abweichung ist allerdings bei scharfkantigen Rippen kleiner als bei abgerundeten Rippen.

Beim Vergleich der Druckverluste sieht man, wie Abbildung 7.15 verdeutlicht, dass eine gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Numerik bei scharfkantigen Rippen zu erkennen ist. Bei abgerundeten Rippen ist eine deutliche Abweichung zu erkennen. Zwar steigen die Druckverlustwerte sowohl in der Numerik als auch im Experiment, aber die Werte sind unterschiedlich.

Die scharfkantigen Rippen wurden mit den Anstellwinkel von 45° in auch [30] bei niedrigeren Reynoldszahlen untersucht. Beim Vergleich der Ergebnisse mit dem Literatur ist eine gute Übereinstimmung erkennbar. Die Ergebnisse lassen sich somit auf größere Reynoldszahlen übertragen.

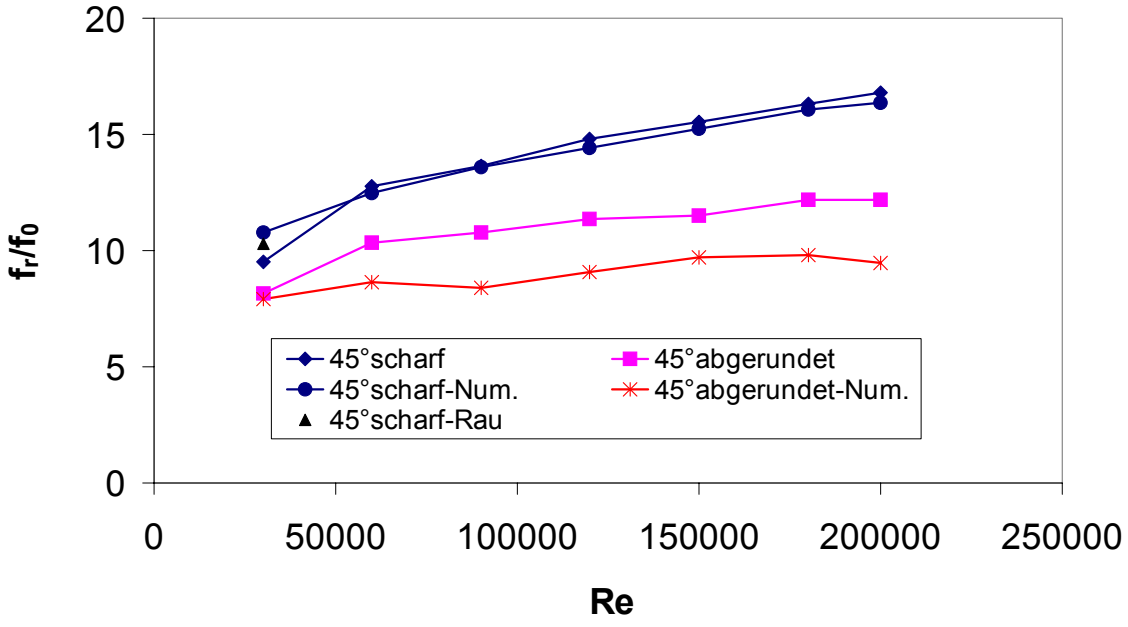


Abbildung 7.15: Vergleich der Reibungsbeiwerte für 45°-Rippengeometrie zwischen Numerik und Experiment

8. Ergebnisse im dreiecksförmigen Kanal

Experimentelle Untersuchungen haben sich bisher größtenteils auf rechteckige oder runde Kanäle beschränkt. Hinzu kommt, dass diese Versuche bei kleineren Reynoldszahlen durchgeführt wurden. Es gibt momentan kaum experimentelle Ergebnisse aus Untersuchungen in dreiecksförmigen Kanälen. Um nun Ergebnisse für solche Kühlkanäle liefern zu können, wurden die Messungen in der vorliegenden Arbeit für Reynoldszahlen von 50000 bis 200000 unter Variationen der Rippenkonfigurationen durchgeführt.

Durch Variation der Rippengeometrie im Versuchskanal soll untersucht werden, welche dieser Konfigurationen sich hinsichtlich des Wärmeübergangs speziell in diesem Bereich und hinsichtlich des Druckverlustes über den Kanal besonders gut eignen. Die experimentellen Ergebnisse sollen detaillierte Informationen für den Vorderkantenbereich liefern und als Grundlage für die weitere Entwicklung zur Verfügung gestellt werden. Aus experimentellen Ergebnissen sollen Korrelationen erstellt werden.

Für eine Bewertung des Rippengeometrieeinflusses ist es notwendig, die Ergebnisse auf die eines unberippten Kanal zu beziehen. Aus diesem Grund wird zuerst der glatte Kanal untersucht.

Wie bereits im vorigen Abschnitt erwähnt, findet bei der Wärmeübergangsmessung in einem glatten Kanal kaum eine Durchmischung der Strömung statt, da in diesem Kanal praktisch keine Sekundärströmung herrscht. Das Temperaturprofil im Inneren des Kanals ist somit inhomogen. Dadurch weicht die gemessene Temperatur in der Kanalmitte, die zur Ermittlung des Wärmeübergangs nötig ist, etwas von der eigentlich für die Auswertung benötigte Bulk-Temperatur ab. Der Ansatz einer Lösungsmöglichkeit nach [17] wird auch hier für den glatten Kanal angewendet. Durch die Einführung des Profilfaktors wird der Unterschied zwischen Temperatur in Kanalmitte- und Bulk-Temperatur aufgehoben.

Der aus der Numerik ermittelte Faktor im dreiecksförmigen Kanal beträgt 0,75.

8.1. Untersuchung des glatten Kanals

Zur genaueren Beurteilung des Rippeneffekts auf den Wärmeübergang wird in diesem Teil der glatte Kanal untersucht.

Wie bereits im Kapitel 5 erwähnt wird der Kanal bei der Auswertung der Wärmeübergangszahlen in vier Bereiche unterteilt. Von Bedeutung ist hier das Kanalprofil, bestehend aus der Druckseite des Kanals, der Saugseite und dem Bogenbereich. Die Grundplatte wird hierbei nicht betrachtet.

Abbildung 8.1 zeigt die Teilung des Kanals in die jeweiligen Messbereiche. Bei der Darstellung der Auswertungsdaten am Profil ist der Staupunkt im Bogenbereich als Nullpunkt definiert worden. Links von diesem Punkt zeigt die Skala die negativen Werte, und rechts davon sind die positiven Werte. Diese Teilung des Profils wurde für die Darstellung der Daten auf der x-Achse ausgewählt.

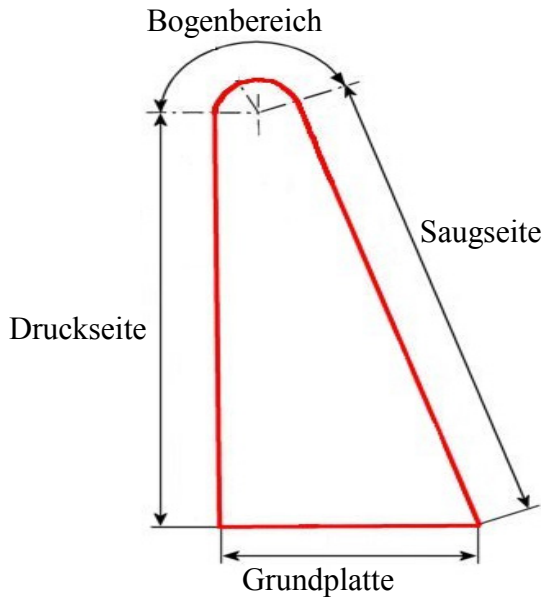


Abbildung 8.1: Teilung des Kanalsumfangs nach Auswertungsbereich

Die experimentell ermittelte Nusseltzahlverteilung im glatten dreiecksförmigen Kanal zeigt Abbildung 8.2. Im Vorderkantenbereich (Bogenbereich) sowie in den Kanalecken ist die Strömungsgeschwindigkeit minimal. Als Folge davon ist ein schlechter Wärmeübergang in diesem Bereich zu erkennen.

Anders sieht es auf der Druck- und Saugseite des Kanals aus. Dort liegen die Nusseltzahlen relativ höher. Zur Verdeutlichung der Wärmeübergangverteilung in

den einzelnen Gebieten am Kanalprofil wurden hier die nach der Gleichung 6.1 berechneten Nusseltzahlen dargestellt.

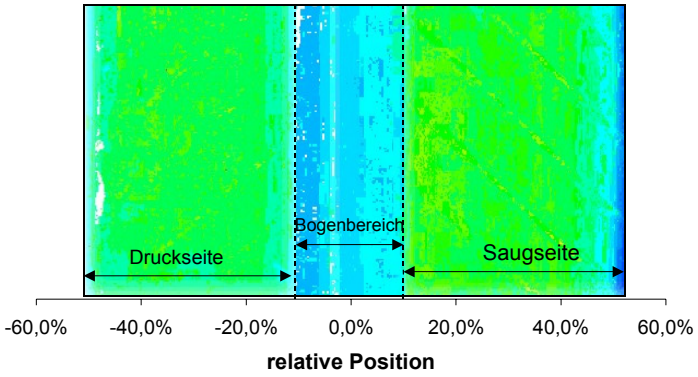


Abbildung 8.2: Nusseltzahlverteilung im glatten Kanal

Betrachtet man nun den genauen Verlauf der Nusseltzahlen am Profil, so erkennt man im glatten Kanal an den Randbereichen des Bogens deutliche Spitzen des Wärmeübergangs. Diese entstehen durch die erhöhte Verwirbelung an den oberen Enden der seitlichen Kanalseiten und durch dem Staupunkt im Bogenbereich. Aus diesem Grund weist der Bogenbereich einen starken Abfall des Wärmeübergangs auf. In Abbildung 8.3 wurde der radiale Nusseltzahlverlauf am Umfang des glatten Kanals dargestellt.

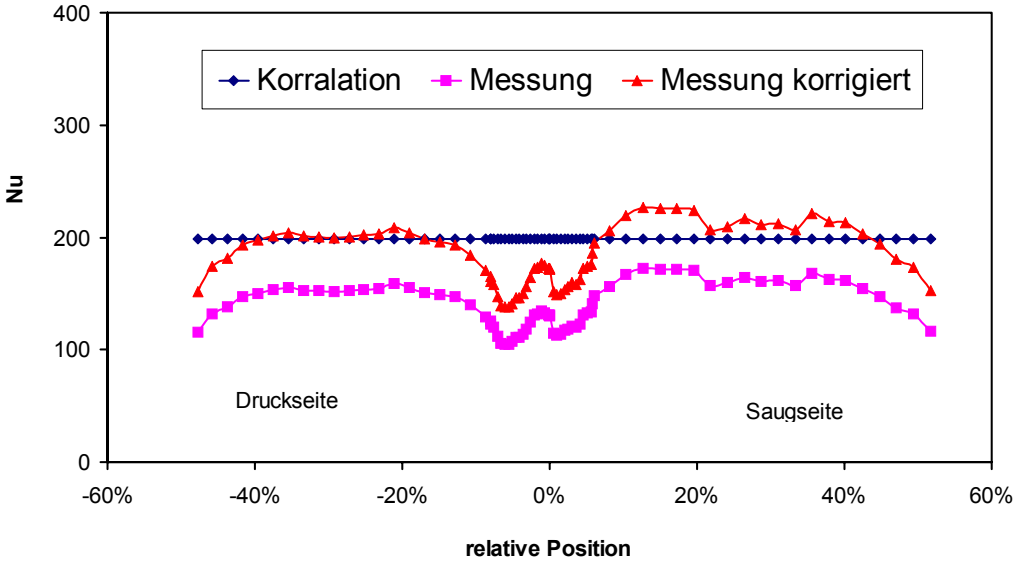


Abbildung 8.3: Nusseltzahlverteilung über der radialen Position des glatten Kanals für Re 100000

Durch Anbringen von Rippen im Kanal soll die Wärmeübergangsverteilung in diesem Bereich optimiert werden.

Für verschiede Reynoldszahlen wurden die Nusseltzahl im gesamten Kanal ermittelt. Abbildung 8.4 zeigt einen direkten Vergleich der Nusseltzahlen zu den Reynoldszahlen.

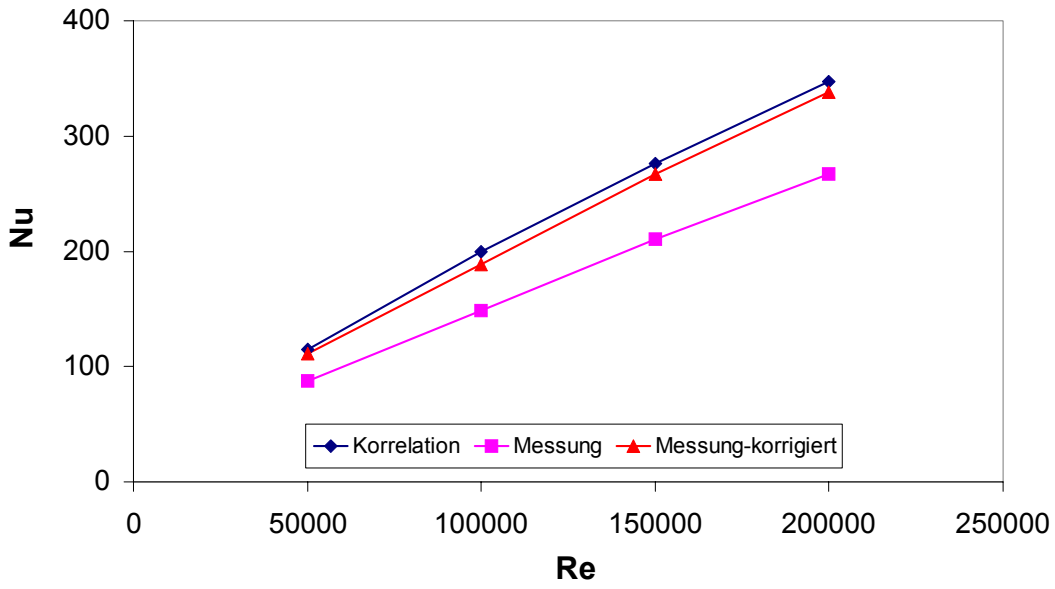


Abbildung 8.4: Nusseltzahlen im glatten Kanal in Abhängigkeit der Reynoldszahl

Neben den experimentell ermittelten Daten im Kanal wurden die Nusseltzahlen der Korrelation nach Dittus-Boelter [53] sowie die korrigierten Werten der experimentellen Daten nach Ansatz der Lösungsmöglichkeit nach [17] dargestellt. Zwischen den experimentellen Daten und der Korrelation ist eine gute Übereinstimmung zu erkennen. Aufgrund der untersuchten Geometrie und dem betrachteten Bereich bei der Messung liegt ein minimaler Unterschied zwischen Messung und Korrelation vor

Als weiterer Aspekt für die Beurteilung des Rippeneinflusses im Kanal wurden die Reibungsbeiwerte ermittelt.

Die Reibungsbeiwerte zeigt Abbildung 8.5. Dabei ist eine kleine Abweichung der experimentellen Werte von der Korrelation nach Blasius Gleichung *2.7* zu erkennen. Der Grund dafür liegt an der Gültigkeit der Korrelation. Diese Korrelationsgleichung wurde ursprünglich für runde Profile ermittelt.

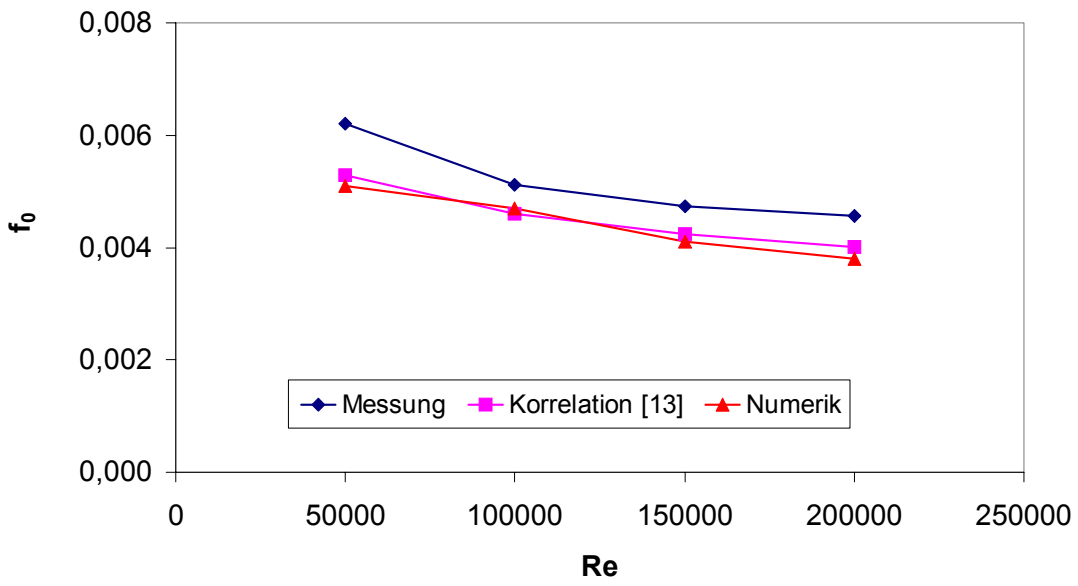


Abbildung 8.5: Abhängigkeit des Reibungsbeiwertes von der Reynoldszahlen

Nun liegen die Grundlagenergebnisse der Nusseltzahlen und Reibungsbeiwerte für den glatten Kanal vor. Nach Abschluss dieser Untersuchungen wurden Rippen im Kanal eingebaut und ihre Wirkung untersucht.

Die Rippen sollen so konfiguriert werden, dass speziell im Bogenbereich ein besserer Wärmeübergang erzielt wird.

8.2. Untersuchung des berippten Kanals

Der Zweck der Berippung ist, eine gezielte Kühlung des Vorderkantenbereiches zu erreichen. Die Rippen erhöhen den Wärmeübergang durch ein periodisches Stören der Grenzschicht. Die an der Rippe abgelöste Strömung liegt hinter der Rippe wieder an und verursacht eine Anfachung des Wärmeübergangs. Weiterhin erzeugen die Rippen eine Sekundärströmung im Kanal, die auch den Wärmeübergang lokal verändert. Um den Effekt der Rippen im Kanal genauer zu untersuchen, werden verschiedene Rippengeometrien im Kanal eingesetzt und ihre Wirkung untersucht.

Zuerst werden die seitlichen Anstellwinkel zur Strömung definiert. Danach werden die Rippen in der Vorderkante konfiguriert und untersucht.

Zum Schluss sollen der Druckverlust und der Wärmeübergang in den verschiedenen Konfigurationen bewertet und diskutiert werden und die Charakteristika der einzelnen Rippengeometrien durch Vergleiche erkannt werden.

Abbildung 8.6 zeigt die Konfiguration der Rippen in einer abgewickelten Form mit den wichtigsten Variationsparametern.

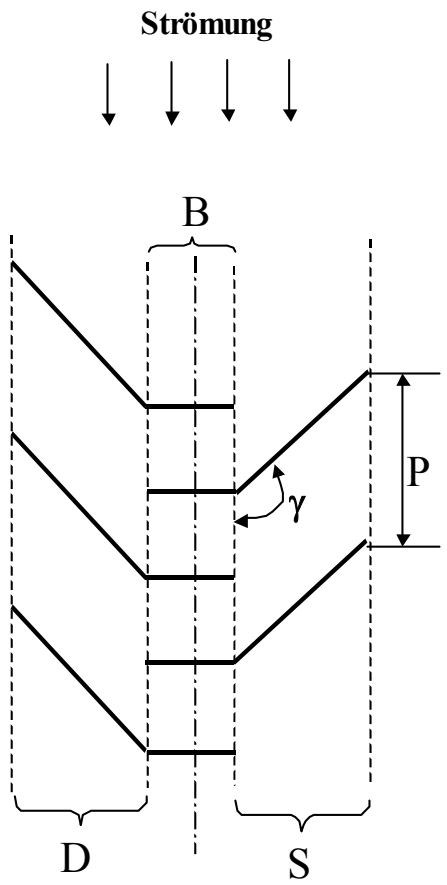


Abbildung 8.6: Rippenkonfiguration im dreiecksförmigen Kanal

8.2.1. Rippenanstellwinkel 135°

Als erste Rippengeometrie wurden Rippen mit seitlichem Anstellwinkel γ von 135° zur Strömungsrichtung und ein Rippenabstand P/e = 15 untersucht.

Beim Betrachten der Wärmeübergangsverteilung dieser untersuchten Rippengeometrien ist deutlich erkennbar, dass die Rippen im Kanal sehr effektiv arbeiten und den Wärmeübergang stark erhöhen, wie Abbildung 8.7 zeigt. Aufgrund der ausgewählten Anstellwinkel von 135° zur Strömungsrichtung wurde die Hauptströmung in Richtung der Grundplatte des Untersuchten Kanals umgelenkt.

Die Grundplatte im Untersuchungskanal stellet aber in der realen Schaufel ein Trennwand zwischen zwei Kühlkanälen. Die Intensivierung des Wärmeübergangs wurde dadurch in einem ungewünschten Bereich erzeugt. Forschungshintergrund ist jedoch die Wärmeübergangsintensivierung der Vorderkante, was die Konfigurationen der Rippen mit Anstellwinkeln höher als 90° demnach ausschließt.

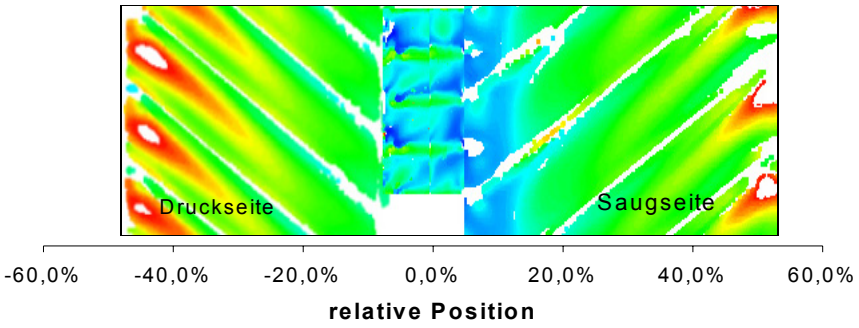


Abbildung 8.7: Nusseltzahlverteilung der 135°-Rippen

Hierbei ist anzumerken, dass sich die Auswertung des Wärmeübergangs, wie auch schon im Versuchsaufbau erläutert, auf drei Teilflächen beschränkt. Die Grundplatte geht hierbei nicht in die Auswertung ein. Bei der radialen Mittelung der Nusseltzahlen an den einzelnen Teiloberflächen an Druck-, Saugseite sowie den Bogenbereich aus Abbildung 8.7 erkennt man, dass das Maximum der Nusseltzahlen in den Ecken zur Grundplatte liegt.

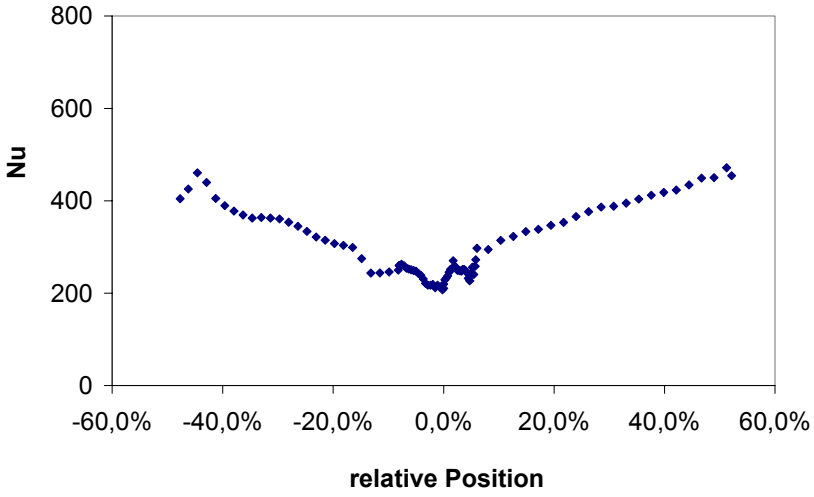


Abbildung 8.8: Nusseltverteilung der 135°-Rippen

Die Abbildung 8.8 zeigt die Nusseltzahlverteilung dieser Geometrie. Im Vorderkantenbereich hat diese Geometrie sehr schlechte Ergebnisse geliefert.

Seitliche Rippen mit Anstellwinkeln von 135° erzeugen starke Sekundärströmungen. Durch sie kann der Wärmeübergang zwar erhöht, die gezielte Intensivierung des gewünschten Bereichs jedoch nicht verwirklicht werden.

Die weitere Optimierung im Kanal wird sich nun auf seitliche Anstellwinkel der Rippen zur Strömungsrichtung unter 90° konzentrieren.

8.2.2. Rippenanstellwinkel 60°

Nachdem man bei der Untersuchung von 135°-Rippen festgestellt hat, dass Rippen mit höheren Anstellwinkeln als 90° zur Strömungsrichtung nicht den gewünschten Effekt erzielen können, werden in diesem Kapitel Rippen mit Anstellwinkeln kleiner als 90° diskutiert.

Untersucht wurden Rippen mit seitlichem Anstellwinkel von 60° unter Variation der Bogenkonfiguration.

Beim Betrachten der seitlichen Rippenanstellwinkel von 60° ohne Rippen im Bogenbereich sieht man, dass eine Anfachung des Wärmeübergangs in Richtung der Vorderkante sowohl auf Druck- als auch auf Saugseite mit dieser Geometrie erzielt worden ist, wie die Abbildung 8.9 zeigt. Allerdings ist im Bogenbereich direkt eine Absenkung des Wärmeübergangs zu erkennen.

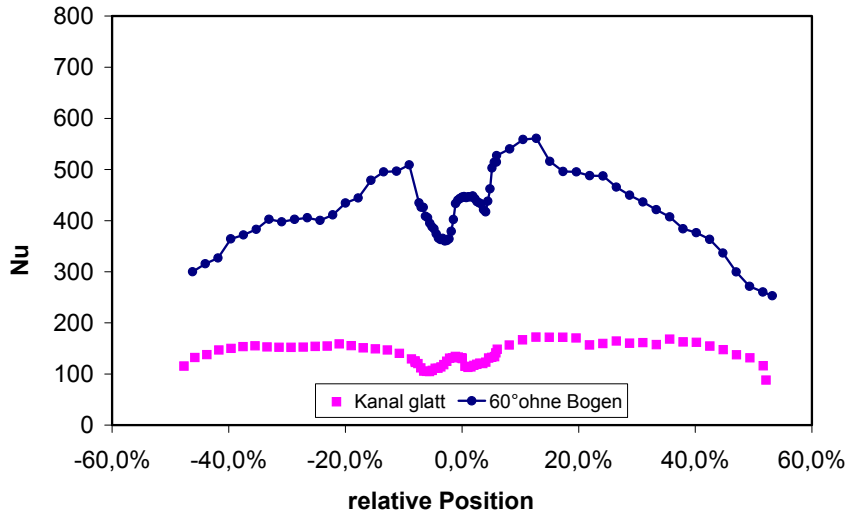


Abbildung 8.9: Nusseltzahlverteilung der 60°-Rippen

Dies ist ein Anzeichen dafür, dass die Sekundärströmung in der Vorderkante nicht ausreichend ist, um eine Intensivierung des Wärmeüberganges zu erzielen. Durch Einbringen von Rippen im Bogenbereich soll der Wärmeübergang nun dort weiter erhöht werden. Dabei wurden für den seitlichen Anstellwinkel von 60° zur Strömungsrichtung und mit einem P/e = 15 zwei weitere Bogenkonfigurationen untersucht.

Abbildung 8.10 zeigt eine geometrische Darstellung aller untersuchten Geometrien mit 60° Anstellwinkel.

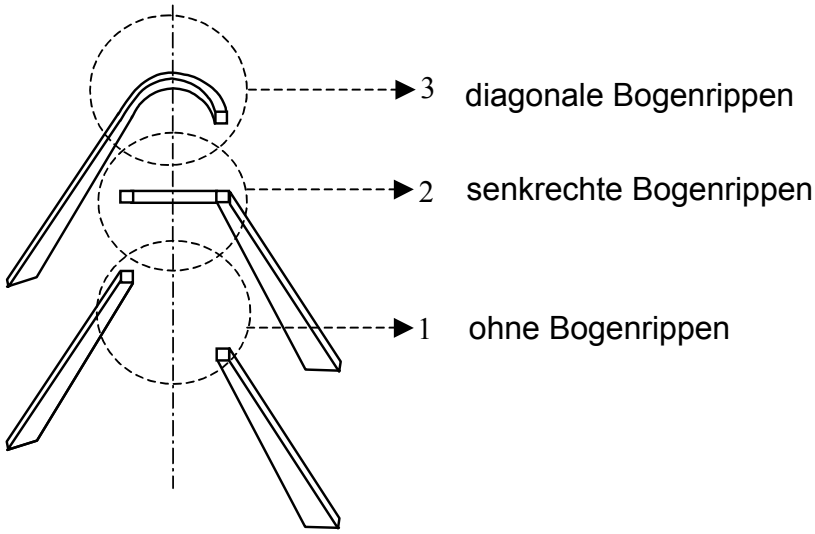


Abbildung 8.10: Rippenkonfiguration mit 60° Anstellwinkel

Im Fall 1 handelt es sich um seitliche Berippung ohne Bogenrippen, im Fall 2 wurden im Bogenbereich mit 90° zur Strömungsrichtung Rippen eingebracht und im Fall 3 wurden Bogenrippen diagonal zur Strömungsrichtung eingebracht. Die Bogenrippen und die seitlichen Rippen verlaufen also mit dem gleichen Anstellwinkel zur Strömungsrichtung.

Betrachtet man nun alle drei untersuchten Geometrien und ihren Effekt auf den Bogenbereich, so ist deutlich erkennbar, dass die Rippen im Bogenbereich sehr effektiv arbeiten und den Wärmeübergang stark erhöhen. Bei dem detaillierten Vergleich aller drei Geometrien wurde festgestellt, dass die Rippen im Bogenbereich unterschiedliche Intensivierungen hervorrufen, wie Abbildung 8.11 zeigt. Obwohl

beide Konfigurationen der Bogenrippen einen besseren Wärmeübergang hervorrufen, liegt das Maximum der Werte versetzt.

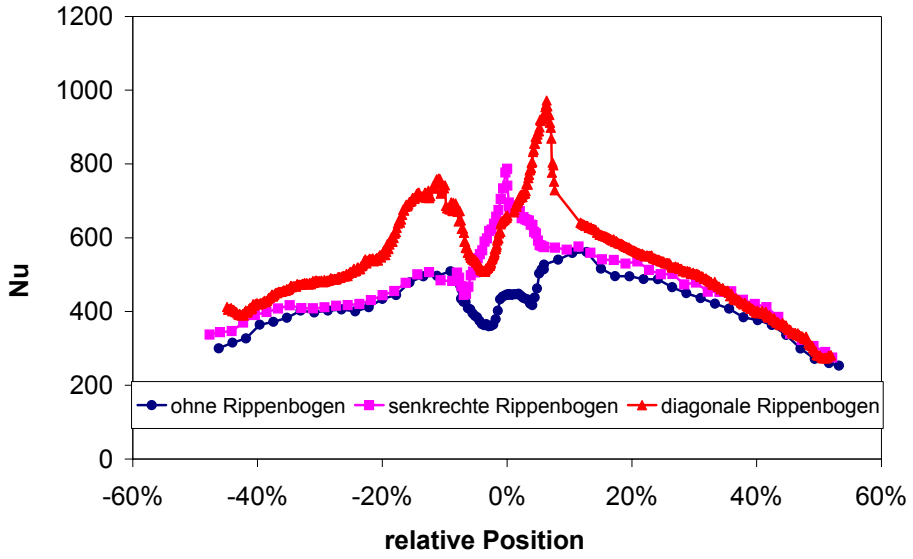


Abbildung 8.11: Nusseltzahlenverteilung aller untersuchten 60°-Geometrien

Beim detaillierten Untersuchen der einzelnen Geometrien stellt man fest, dass alle Geometrien den Wärmeübergang im Bogenbereich zwar fördern, aber die Wärmeübergangsverläufe der einzelnen Geometrien unterschiedlich sind. So kommt es im Fall 1 ohne Rippenbogen zu einem steigenden Wärmeübergang an den Seiten, die im Bogenbereich lokal wieder leicht abfallen. An den Randbereichen des Bogens sind Spitzen des Wärmeübergangs zu erkennen. Diese entstehen durch die erhöhte Verwirbelung an den oberen Enden der seitlichen Rippen. Im Fall 2 mit senkrechten Rippen im Bogenbereich steigen die seitlichen Nusseltzahlen in gleichem Maße, jedoch liegt aufgrund der vollen Rippung ein Maximum auf der Saugseite des Kanals. Im Fall 3 sind zwei Maxima auf der Druck- und Saugseite zu erkennen und die Steigung des Wärmeüberganges auf der Druckseite fällt stärker ab. Eine Oberflächenverteilung des Wärmeübergangs am gesamten Profil der diagonalen Rippen verdeutlicht Abbildung 8.12.

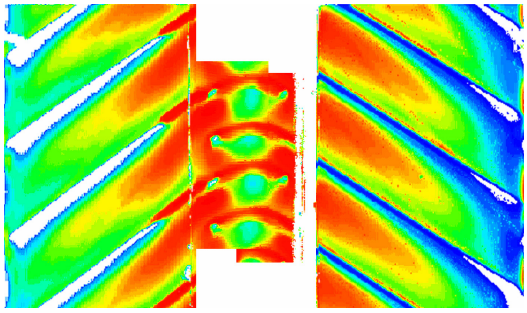


Abbildung 8.12: Wärmeübergangsverteilung der diagonalen Rippen

Das Verschieben des Maximums der Werte zeigt die unterschiedlichen Sekundäre Strömungen, die im in der Vorderkante herrschen und die starke Beeinflussung solche Strömungen durch die Rippenvariation.

Die auf dem Mittelwert bezogene Nusseltzahlverteilung zeigt die Wirkung des 60°-Anstellwinkels auf die Kanalvorderkante. Die Werte liegen zwischen 0,9 und 1,8. Das Ziel, die Strömung in diesem Bereich zu steuern und eine gezielte Kühlung einer bestimmten Oberfläche zu erreichen, ist somit erfüllt.

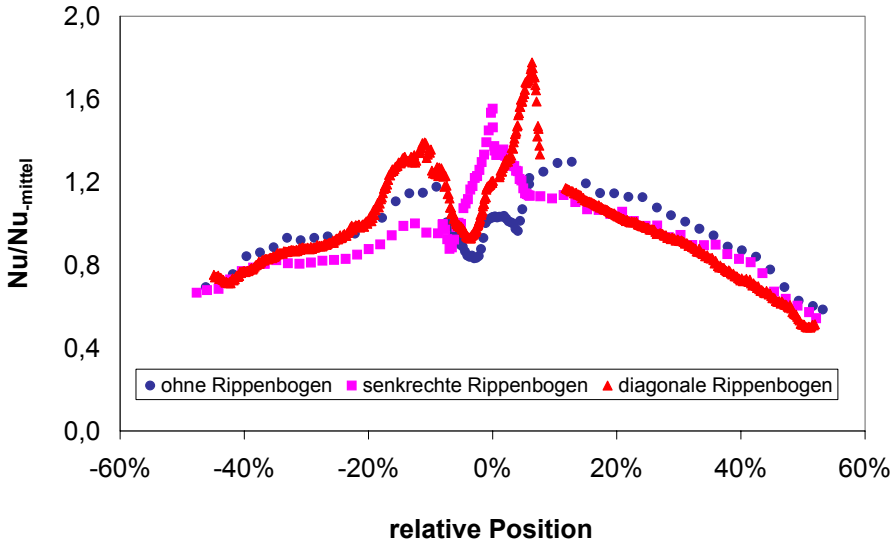


Abbildung 8.13: Nusseltzahlverhältnisse der einzelnen 60° Geometrien

Eine Berippung des Kanals bringt neben einer Verbesserung des Wärmeübergangs auch einen deutlich erhöhten Druckverlust mit sich. Für die Optimierung ist, wie bereits erwähnt, neben dem Wärmeübergang der hervorgerufene Druckverlust von Bedeutung.

Im Abschluss der 60°-Variationen werden nun Rippen mit seitlichem Anstellwinkel von 45° untersucht.

8.2.3. Rippenanstellwinkel 45°

Zu einem besseren Vergleich zwischen 45°- und 60°-Anstellwinkel der Rippen werden zuerst die gleichen Bogenkonfigurationen untersucht.

Beim Vergleich von Rippen mit 45° und 60° seitlichen Anstellwinkel (ohne Rippen im Bogenbereich) zeigt die folgende Abbildung, dass die Wärmeübergangsverteilung über das gesamte Profil, bis auf eine kleine Abweichung auf der Saugseite, relativ identisch verläuft.

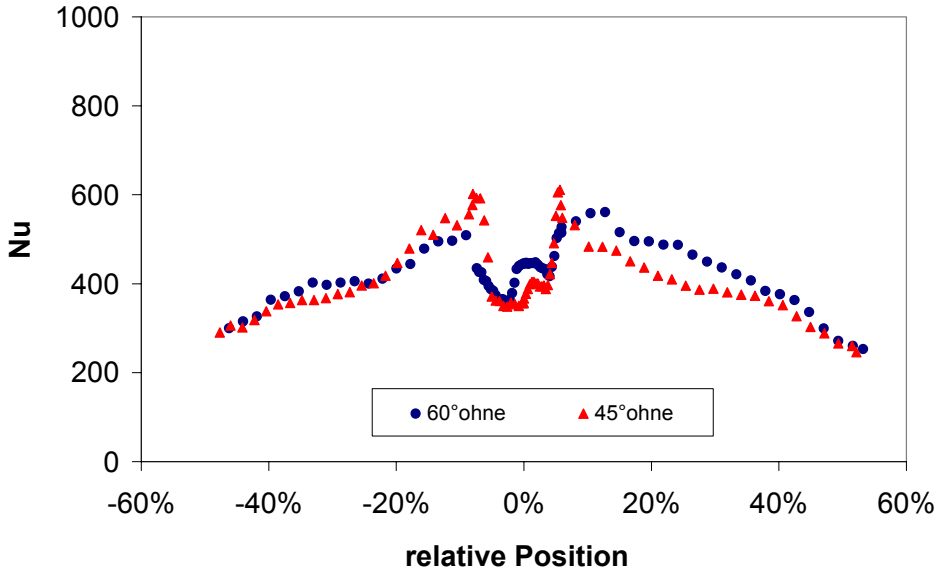


Abbildung 8.14: Vergleich der Wärmeübergang für Bogenbereich bei Re 100000

Aufgrund fehlender Rippen im Bogenbereich sinkt der Wärmeübergang dort ab. An den Grenzen zum Bogenbereich sind durch Ablösung der Strömung an der Rippenspitze zwei Maxima des Wärmeübergangs zu erkennen.

Nachdem festgestellt wurde, dass die Anfachung des Wärmeübergangs im Kanal durch die seitlichen Rippen sowohl für 60° als auch für 45° identisch verläuft, wird auf ausführliche Bogenkonfigurationen übergegangen.

8.2.3.1. Variation der Bogenkonfiguration

Mit einer konstanten Rippenhöhe e und einem konstanten Rippenabstand P werden die Rippen im Bogenbereich konfiguriert, wobei fünf unterschiedliche Bogenkonfigurationen untersucht wurden.

Im Fall 1 ist die Konfiguration ohne Bogenrippen. Im Fall 2 handelt es sich um Rippen, die sich im Bogenbereich nicht überlappen. Im Fall 3 ist der Bogenbereich voll beripptet. Im Fall 4 werden einseitige Bogenrippen untersucht und im letzten Fall 5 handelt es sich um diagonale Rippen.

Abbildung 8.15 zeigt die unterschiedlichen Konfigurationen der untersuchten Geometrien.

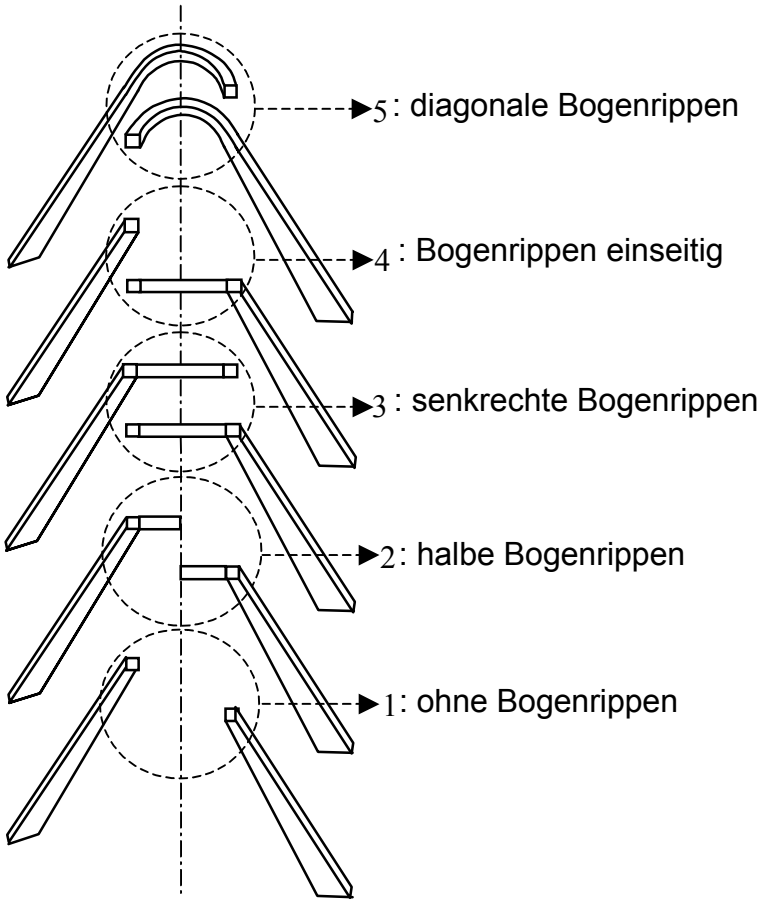


Abbildung 8.15: Rippenkonfiguration im Bogenbereich

Durch Einbringen von Rippen im Bogenbereich wird der Wärmeübergang dort erhöht, wie Abbildung 8.16 verdeutlicht. Die Verläufe der einzelnen Kurven zeigen, dass die Berippung im Fall 1 und Fall 2 schrittweise den Wärmeübergang erhöht. Eine ideale Verbesserung konnte durch eine volle Berippung des Bogenbereichs

erreicht werden. Sowohl diagonal als auch senkrecht zur Strömung stehende Rippen bringen den gewünschten Effekt. Der Einsatz von diagonalen Rippen bewirkt einen gleichmäßigen Verlauf der Wärmeübergangserhöhungen im Vorderkantenbereich. Die Verteilung des Wärmeübergangs auf Druck- und Saugseite wurde durch die Variationen im Bogenbereich kaum beeinflusst. Dort verlaufen die Kurven mit geringerer Abweichung parallel zueinander.

Beim genaueren Betrachten dieser beiden Fälle erkennt man deutlich den Einfluss der Rippenvariationen im Bogenbereich. Dies führt uns zu dem Ergebnis, dass die Rippen nicht nur den Wärmeübergang erhöhen, sondern auch, dass die Maxima und Minima der Werte dadurch verschoben werden können. Somit konnte eine gezielte Optimierung eines bestimmten Bereiches erreicht werden.

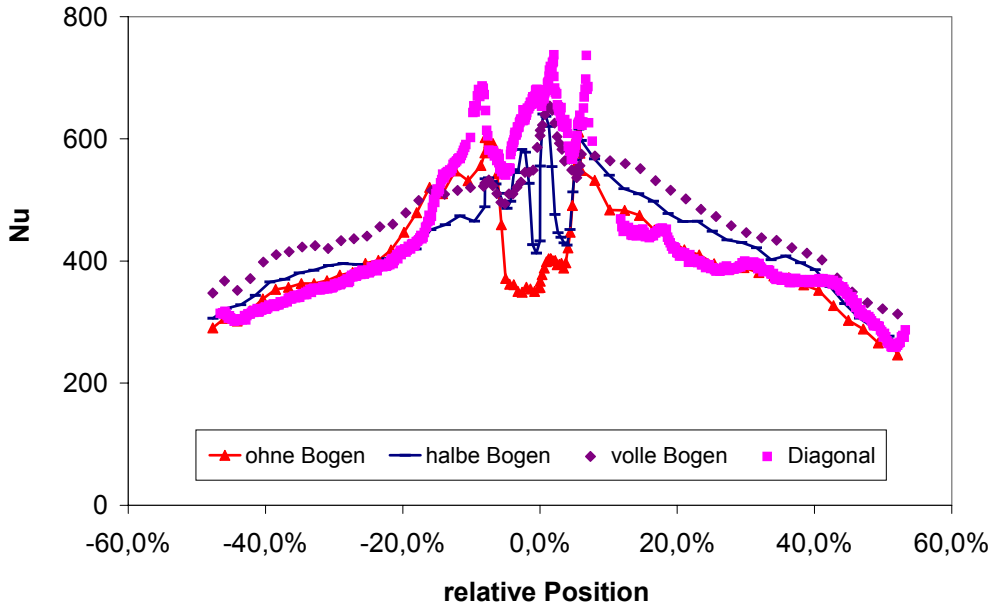


Abbildung 8.16: Wärmeübergangsverteilung bei den untersuchten 45°-Rippen

Um nun diesen Effekt genauer zu untersuchen, wird auf weitere Konfigurationen der angebrachten Rippen eingegangen.

8.2.3.2. Variation von P/e

Bei allen bis jetzt untersuchten Geometrien ist der seitliche Rippenabstand *P/e* konstant gehalten. *P ist* der Abstand zwischen zwei Rippen stromabwärts und *e* ist die lokale Rippenhöhe bezogen auf D_h, wie in Abbildung 8.6 verdeutlicht wurde.

Da im vorigen Abschnitt die Geometrie mit vollen Rippen im Bogenbereich einen idealen Wärmeübergangsverlauf geliefert hat, wird diese Geometrie nun in ihrer Konfiguration variiert und untersucht. Die Variation in diesem Abschnitt basiert auf den Rippenabstand *P/e*.

Als erste Variation wird der Rippenabstand P/e im Bogenbereich von 7,5 auf 15 (einseitige Rippen)[1] verändert. Bei dieser Variation ist der seitliche Rippenabstand *P* von 15 unverändert.

Bei der zweiten *P/e* Variation[2] wird der seitliche Rippenabstand von 15 auf 20 erhöht.

Den Einfluss der beiden Konfigurationen zeigt Abbildung 8.17. Bei dem Wärmeübergangsverlauf der Rippengeometrien mit seitlich erhöhtem P/e sind die Verhältnisse nicht mehr so symmetrisch wie bei die anderen Geometrien. Es fällt auf, dass das Maximum des Wärmeübergangs zur Saugseite verschoben ist. Die Ursache liegt wohl in der Anregung einer veränderten Sekundärströmung durch die veränderten Rippenabstände.

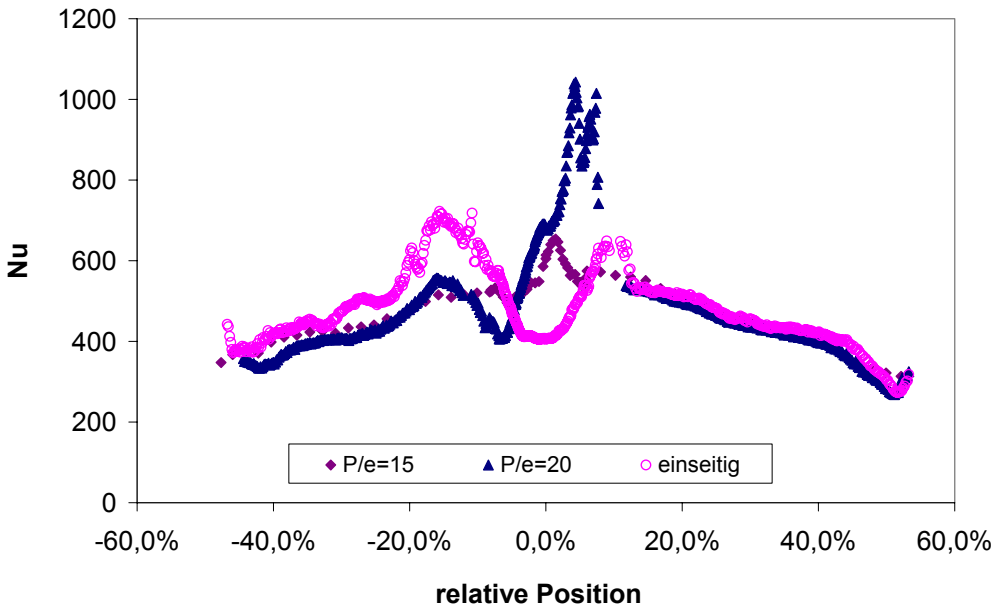


Abbildung 8.17: Wärmeübergangsverteilung der 45°-Rippen mit Variationen von P/e

[1] s. Abbildung 8.15 Konfiguration 4

[2] s. Abbildung 8.6

Das Gleiche gilt für die Erhöhung des Rippenabstandes im Bogenbereich. Dort bilden sich je ein starkes Maximum der Werte auf der Druckseite und auf der Saugseite aus. Gleichzeitig sinkt der Wärmeübergang im Scheitelpunkt des Kanals. Die Verteilung des Wärmeübergangs auf der Druck- und der Saugseite verhält sich symmetrisch.

Die Variation des Rippenabstandes hat auf der Saugseite keinen Einfluss auf den Wärmeübergang. Anders verhält es sich auf der Druckseite des Kanals. Dort stiegen die Werte bei der Geometrie (einseitig) an.

Dies lässt den Schluss zu, dass eine kleine Verschiebung der Geometrien im Bogenbereich eine starke Änderung des Wärmeübergangs im Vorderkantenbereich mit sich bringt [54].

Eine weitere Variation der Rippengeometrie besteht in der Rippenhöhe *e*. Ob die Erhöhung der Rippenhöhe einen starken Einfluss auf den Wärmeübergang hat, wie es beim Rippenabstand *P* der Fall war, wird im nächsten Abschnitt gezeigt.

8.2.3.3. Variation von e/H

Der Effekt des starken Anstiegs des Wärmeübergangs bei der Geometrie im vorigen Abschnitt bei P/e = 20 hat zu einer neuen Variation dieser Rippenkonfiguration geführt. Hierbei wurde der seitliche Rippenabstand P/e = 20 konstant gehalten und die Rippenhöhe zur Kanalhöhe e/H von 0,10 auf 0,15 erhöht.

Bei einem Vergleich der Wärmeübergangsverteilung der beiden Geometrien stellt man einen höheren Wärmeübergang der neuen Rippen auf der Druckseite des Kanals fest. Das Maximum des Wärmeübergangs verschiebt sich mehr auf die Druckseite des Kanals und die Spitzenwerte fallen etwas flacher aus.

Abbildung 8.17 zeigt den Verlauf des Wärmeübergangs.

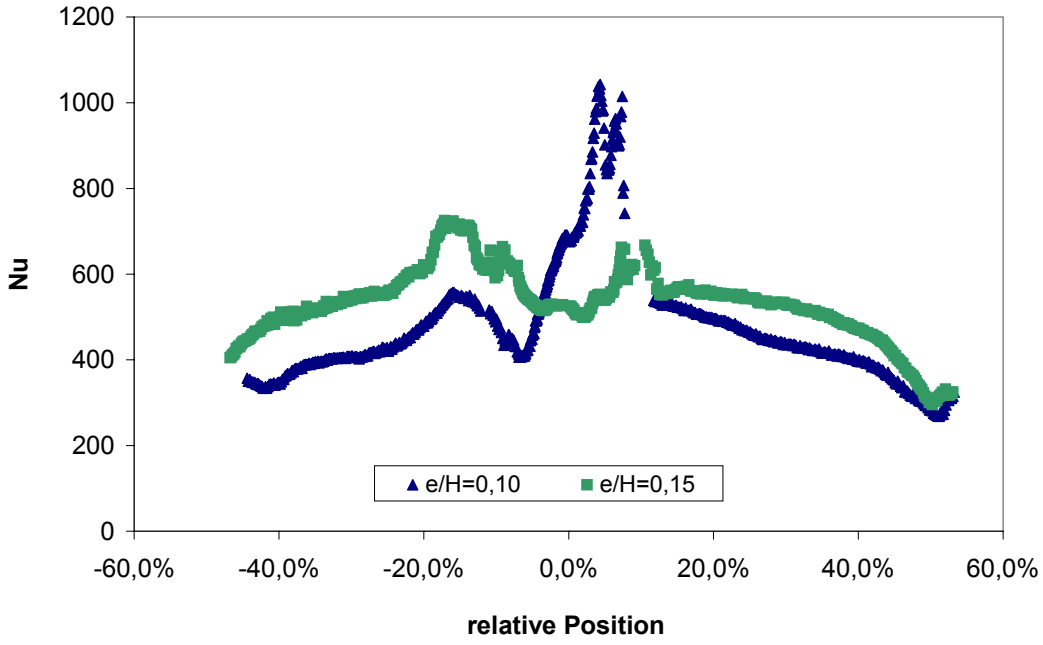


Abbildung 8.18: Wärmeübergangsverteilung der 45°-Rippen mit Variation von e/H

Insgesamt ist zu bemerken, dass die Variationen der Rippen eine bemerkbare Änderung der Sekundärströmung im Kanal hervorrufen und somit auch eine starke lokale Änderung des Wärmeüberganges.

Eine ideale Rippengeometrie im Vorderkantenkanal kann anhand von Vergleichen der Wärmeübergänge und der Druckverluste definiert werden.

8.3. Vergleich der Wärmeübergangsverteilung

Nachdem detaillierte Verläufe der Wärmeübergänge einzelner Rippengeometrien dargestellt wurden, folgt ein quantitativer Vergleich der Wärmeübergangsvorgänge der untersuchten Rippengeometrien für die verschiedenen Reynoldszahlen. Die vier Datenpunkte pro Kurve entstehen durch die Reynoldsabhängigkeit dieser Darstellung.

Die Wärmeübergangsverläufe beziehen sich auf die Wärmeübergangs-Korrelation im glatten Kanal.

Der Vergleich der untersuchten Geometrien zeigt deutlich, dass die Rippen im Kanal sehr effektiv arbeiten und den Wärmeübergang stark erhöhen. Der Intensivierungsfaktor (Nu/Nu_0) liegt zwischen zwei und drei, wie Abbildung 8.18 zeigt. Der stärkste Anstieg des Wärmeüberganges ist bei voller Berippung im

Bogenbereich und einem seitlichen Anstellwinkel kleiner als 90°. Erklären lässt sich dies durch die stärkere Verwirbelung vor und nach der Rippe. Seitliche Rippen, die mit größer werdenden Anstellwinkeln $\gamma \geq 90°$ in den Kanal eingebracht sind, erzeugen weniger starke Sekundärströmungen im Bogenbereich und sie bewirken eine Umlenkung der Hauptströmung in Richtung zur Grundplatte. Dieser Effekt wurde in der Betrachtung der Oberflächenverteilung des Wärmeübergangs bei einem Anstellwinkel von 135° verdeutlicht.

Geometrien ohne Berippung im Vorderkantenbereich führen also generell zu sehr schlechten Wärmeübergängen im Bogenbereich.

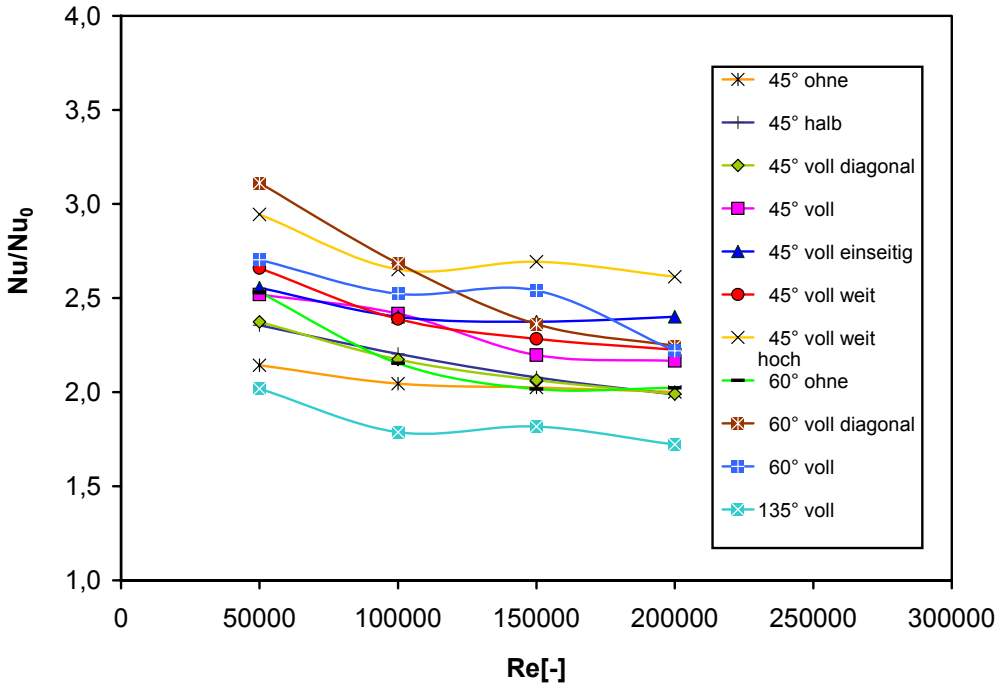


Abbildung 8.19: Nusseltzahlen des berippten Kanals, bezogen auf dem glatten Kanal über der Reynoldszahl

Die Messreihen aller untersuchten Geometrien zeigen einen Abfall des Wärmeübergangs mit steigenden Reynoldszahlen.

Beim Vergleich fallen zunächst die besonders hohen Wärmeübergänge bei der 60°-Geometrie auf. Allerdings kann man noch nicht von einer idealen Geometrie sprechen, da der Druckverlust einen wichtigen Faktor bei der Optimierung darstellt. Bei jeder Geometrie werden Druckverluste im Kanal hervorgerufen. Auf die

detaillierten Ergebnisse der Druckverlustwerte soll im nächsten Abschnitt eingegangen werden

8.4. Vergleich der Druckverlust- und Reibungsbeiwerte

Der zweite Schritt im Rippenoptimierungsprozess ist die Betrachtung der entstandenen Druckverluste der einzelnen Geometrien. Nach Abschnitt 6.2 werden die Werte zur Druckverlustberechnung entlang des Kanals und am Profil erfasst. Die ermittelten Reibungsbeiwerte des berippten Kanals werden auf dem glatten Kanal bezogen. Die Reibungsbeiwerte des glatten Kanals werden einerseits mit der Korrelation nach Blasius ermittelt, andererseits experimentell erfasst. Die Daten wurden bereits in Abbildung 8.6 verdeutlicht.

Beim Vergleich der Druckverluste ist deutlich zu sehen, dass die Druckverluste bei größerem Anstellwinkel der seitlichen Rippen steigen. Die Vergleichsmessung mit dem Anstellwinkel von 135°, macht zudem deutlich, dass bedingt durch die Sekundärströmungen im Kanal der Druckverlust nicht unabhängig von der Strömungsrichtung ist. Anstellwinkel kleiner als 90° erzeugen Sekundärströmungen, die zur Profilspitze gerichtet sind, während Anstellwinkel größer als 90° die Hauptströmung in Richtung Grundplatte umlenken. Wie in der Abbildung 8.19 zu sehen ist, hat die Umlenkung der Hauptströmung in Richtung der Grundplatte einen höheren Druckverlust zur Folge. Der Einfluss der Bogenausführung ist dort ebenfalls sehr deutlich zu sehen. Ein voller Rippenbogen bewirkt durch die zusätzliche Versperrung des Kanals eine Erhöhung des Druckverlustes. Die Ausführung ohne Rippe im Bogenbereich führt zum geringsten Druckverlust. Die Versuchsreihen mit dem Anstellwinkel der seitlichen Rippen von 45° liegen deutlich niedriger als in den anderen Fällen. Auffallend ist ebenfalls, dass die Differenz des Druckverlustes bei den verschiedenen Bogenausführungen zwischen Anstellwinkeln von 45° und 60° nicht um den gleichen Faktor ansteigt. Der Grund ist wohl die verschieden starke Sekundärströmung, die durch die Rippen im Kanal erzeugt wird.

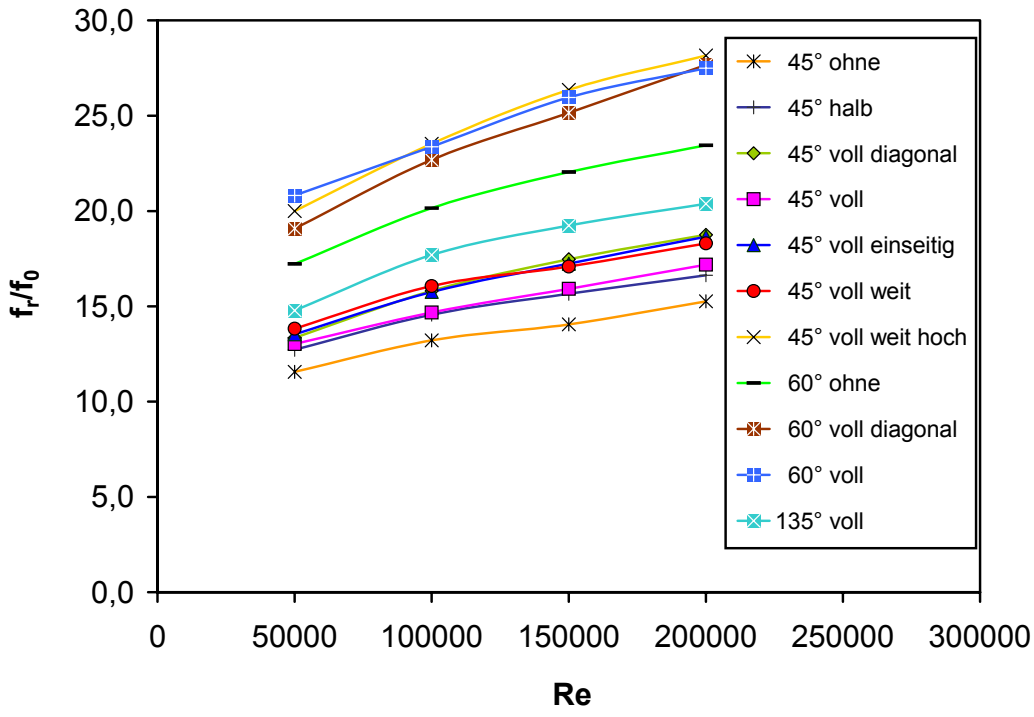


Abbildung 8.20: Bezogene Reibungsbeiwerte über der Reynoldszahl

8.5. Optimierung

Ziel der Arbeit ist es eine optimale Geometrie bezüglich Wärmeübergang und Druckverlust zu finden. Die Rippen sollen eine möglichst hohe Kühleffektivität und einen geringen Druckverlust erzeugen. In diesem Abschnitt werden alle bisher am dreiecksförmigen Kanal durchgeführten Versuche einbezogen, einschließlich aller Variationen der Reynoldszahl. Eine Möglichkeit alle Geometrien gleichzeitig darzustellen, ist die Erhöhung des Wärmeübergangs über der Erhöhung der Reibung aufzutragen. Dabei werden die Wärmeübergangsvergleiche von Abschnitt 8.3 und die Reibungsbeiwerte von Abschnitt 8.4 in Beziehung gebracht, wie in Abbildung 8.20 dargestellt.

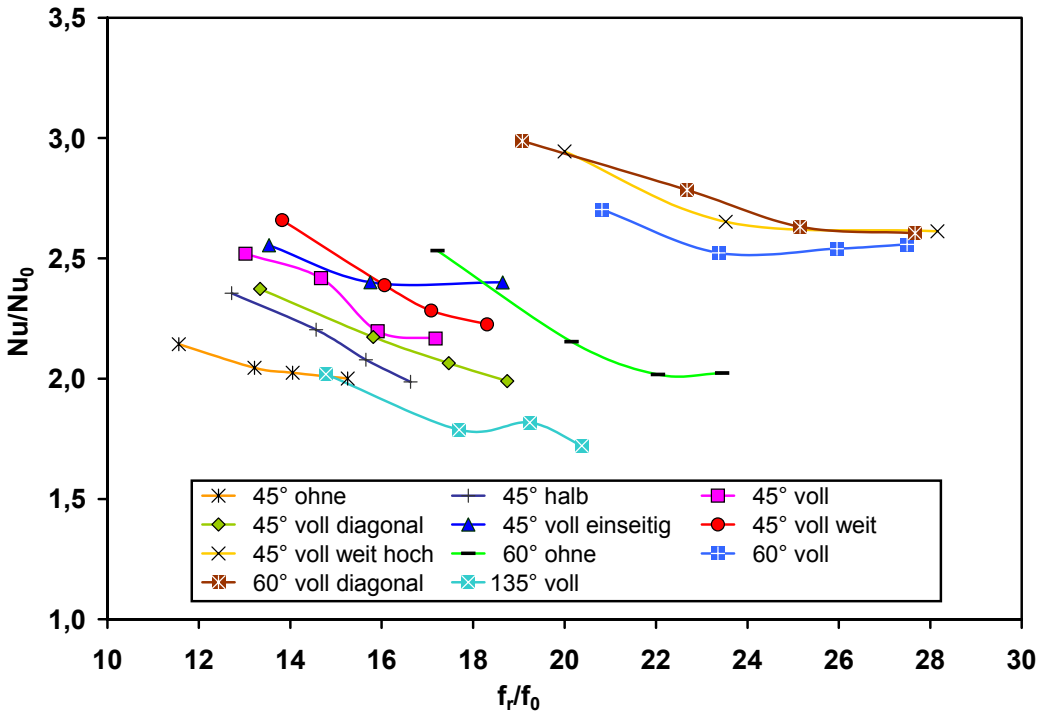


Abbildung 8.21: Wärmeübergangs- zu Reibungserhöhungen der untersuchten Geometrien

Eindeutig zu erkennen ist der höhere Druckverlust aller Konfigurationen mit 60°-Anstellwinkel sowie der 45°-Rippen mit den hohen Rippen e/H=0,15 (Voll weit hoch). Dieser ist in Relation zur Intensivierung des Wärmeübergangs als zu hoch einzustufen. Die Fälle mit 45°-Anstellwinkel bei voller Berippung im Vorderkantenbereich stellen aus dieser Messreihe den besten Kompromiss bezüglich der Intensivierung des Wärmeübergangs und des damit verbundenen Druckverlusts dar. Betrachtet man nun diese Geometrie genauer, fällt auf, dass die Konfiguration mit dem voll ausgebildeten Bogen zwar einen leichten Anstieg des Druckverlustes zur Folge hat, der Wärmeübergang jedoch deutlich gesteigert wird. Die Ausführungen ohne und mit halbem Rippenbogen zeigen einen nahezu linearen Abfall des Wärmeübergangs und des Druckverlustes. Der 135°-Anstellwinkel macht das bereits angesprochene Phänomen der Sekundärströmung in Richtung Grundplatte nochmals deutlich.

Für einen aussagekräftigen Vergleich der einzelnen Geometrien ist zusätzlich die Darstellung der Wärmeübertragungseffektivität nach Gleichung (7.2) notwendig. Die Auftragung der Daten wird in Abbildung 8.21 gezeigt. Die Messung bei 135° grenzt

die Darstellung nach unten hin ab. Eine als optimal zu bezeichnende Geometrie liegt im oberen Bereich bei höherer Wärmeübergangseffektivität.

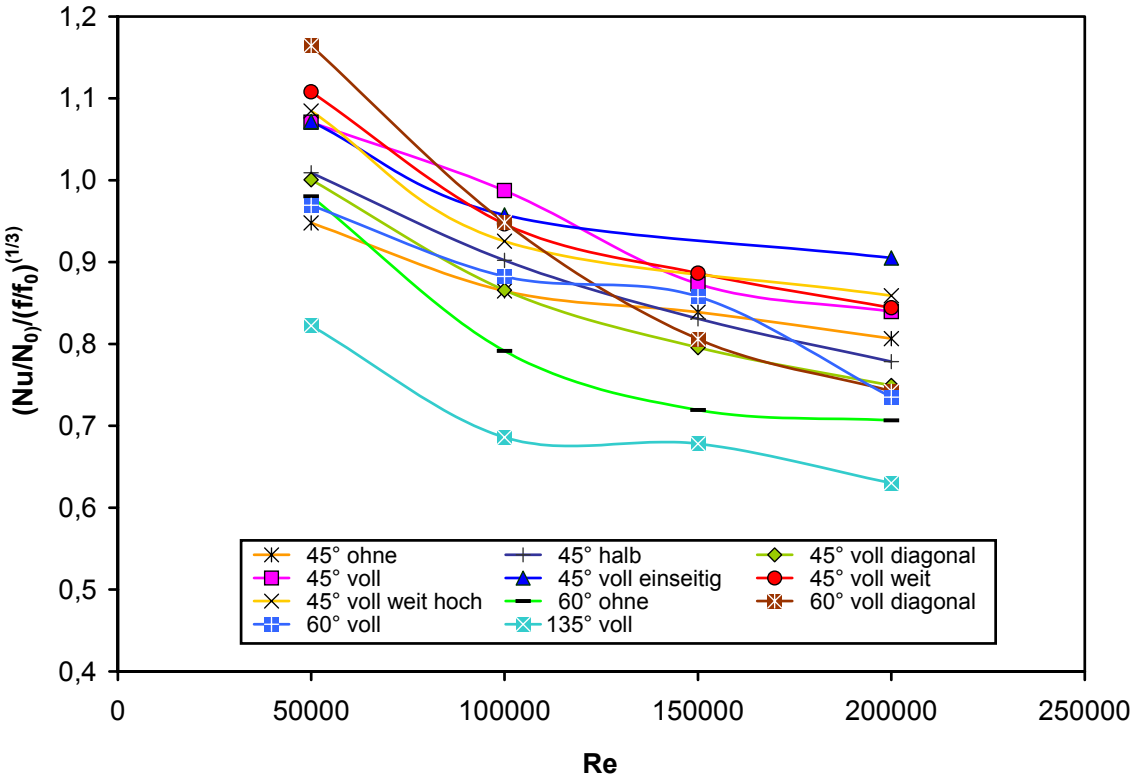


Abbildung 8.22: Wärmeübertragungseffektivitäten

Beim Zusammenfassen aller bisherigen Erkenntnisse kann man die Geometrie mit der 45°-seitlicher Anstellwinkel und vollberippten Bogenbereich als optimal bezeichnen. Besonders im Bogenbereich ergibt sich bei diesen Geometrien einer relativ homogene Verteilung des Wärmeübergangs.

8.6. Datenvergleich mit der Numerik

Parallel zu den experimentellen Versuchen werden am Institut numerische Simulationen der einzelnen Geometrien mit verschiedenen Turbulenzmodellen durchgeführt. In diesem Abschnitt sollen die Ergebnisse der experimentellen und der numerischen Daten für einige Geometrien verglichen werden. Anhand der Vergleiche soll gezeigt werden, ob die Turbulenzmodelle in der Lage sind, die komplexen Strömungsverhältnisse korrekt zu simulieren.

In den hier dargestellten Diagrammen wurden die ermittelten Ergebnisse mit dem Standard k-ε Zweischichtenmodell berechnet. Die numerischen Berechnungen wurden von Haasenritter durchgeführt [59].

8.6.1. Vergleich des Druckverlustes

Der Vergleich zwischen Experiment und Numerik basiert auf den beiden Rippengeometrien mit den seitlichen Anstellwinkeln 45° (Tabelle 5.2 Geometrie 4 und 5) sowie den seitlichen Anstellwinkeln 60° (Tabelle 5.2 Geometrie 9 und 10).

Die Verhältnisse der betrachteten Reibungsbeiwerte in Abbildung 8.23 zwischen Numerik und Experiment bei 45°-Rippen sind relativ ähnlich. Sowohl Experiment als auch Numerik zeigen die Abweichung der Werte beiden Geometrien voneinander.

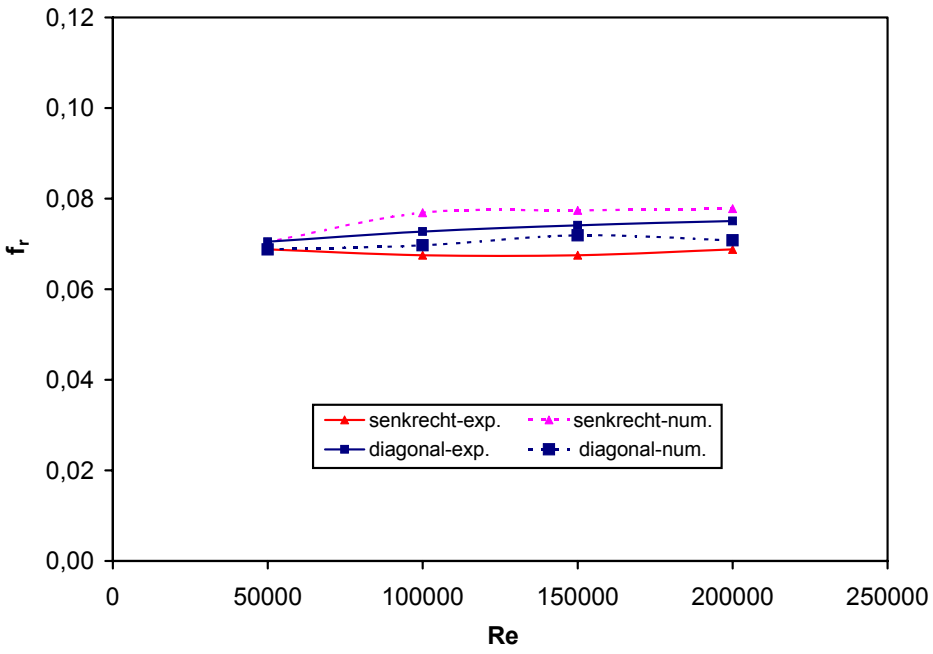


Abbildung 8.23: Reibungsbeiwertvergleich der 45°-Rippen

Die numerischen Daten liegen etwas höher als die experimentellen. Die Abweichung beider Methoden ist sehr gering. Eine gute Übereinstimmung zwischen Numerik und Experiment liegt in diesem Fall vor.

Das Gleiche gilt für 60°-Rippen, wie Abbildung 8.23 zeigt. Die Ergebnisse sind allerdings vertauscht. Die numerischen Daten liegen unterhalb der experimentellen Daten. Die Abweichung ist bei höheren Reynoldszahlen nicht mehr vorhanden.

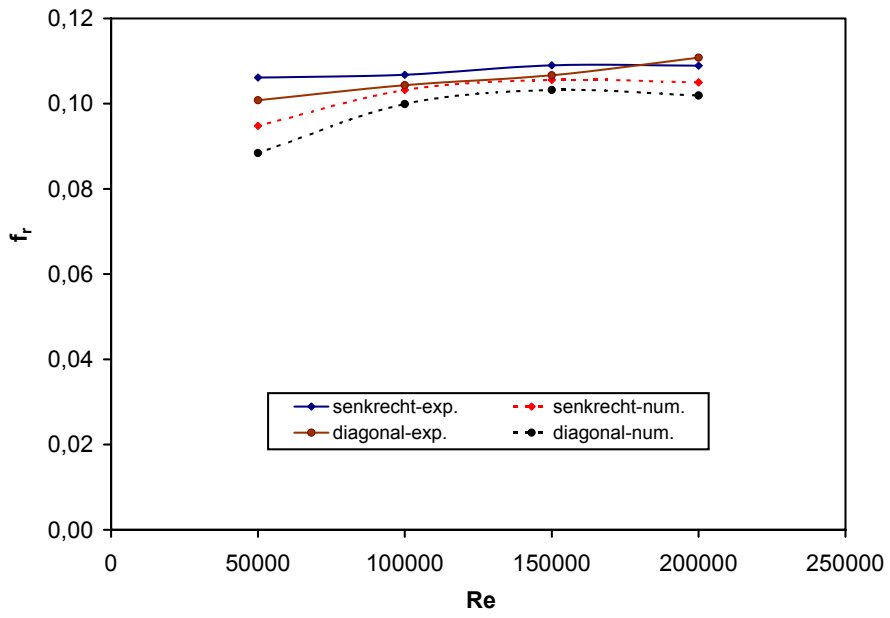


Abbildung 8.24: Reibungsbeiwertvergleich der 60°-Rippen

Daraus kann man schließen, dass die numerischen Berechnungen mit Hilfe des k-ε Modells gute Ergebnisse für die Ermittlung von Reibungsbeiwerten liefert. Eine Übereinstimmung der experimentellen und numerischen Daten wurde nachgewiesen.

8.6.2. Vergleich des Wärmeübergangs

Betrachtet man nun die 45°-Rippengeometrie, so unterscheiden sich senkrechte und diagonale Rippen[1] bei den experimentellen Daten, wie Abbildung 8.24 zeigt. Anders ist das bei den numerischen Daten. Da liegen die Werte für beide Rippenformen aufeinander.

Die Abweichung zwischen Experiment und Numerik ist jedoch gering.

Mit steigenden Reynoldszahl verlaufen die Kurven bei dem Experiment etwas flacher als bei der Numerik.

[1] siehe hier Abbildung 8.15 Fall 3 und Fall 5

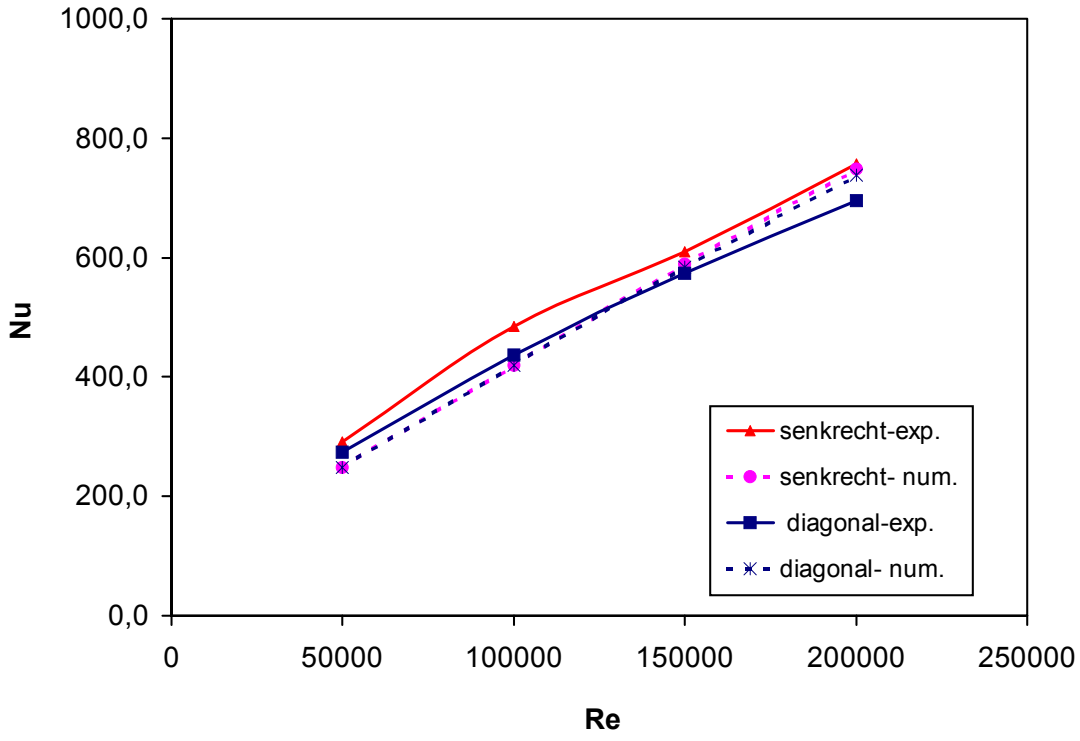


Abbildung 8.25: Nusseltzahlvergleich der 45°-Rippen

Betrachtet man nun die Daten für die 60°-Rippen-Geometrien, so liegen die numerischen Kurven weit unter den experimentellen Daten.

Die Experimente zeigen eine Erhöhung der Nusseltzahlen zwischen 45°-Rippen und 60°-Rippen in der Höhe von 13%. Diese Erhöhung ist bei numerischen Daten nicht gegeben. Man vergleiche hier die Abbildungen 8.24 und 8.25.

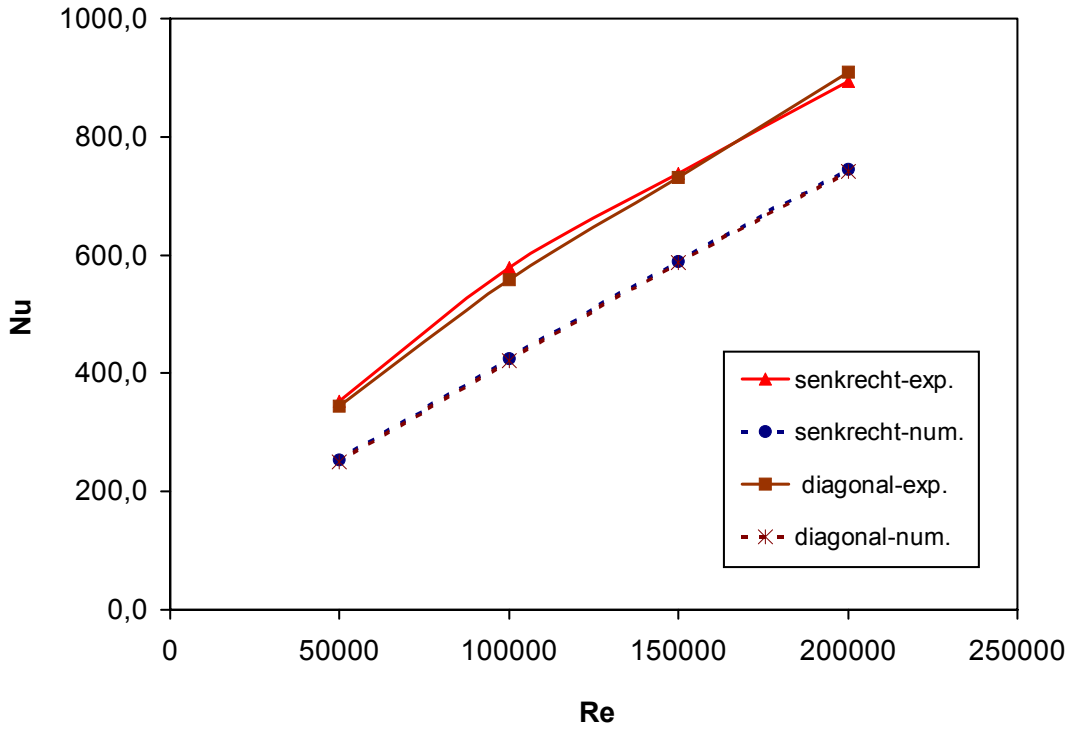


Abbildung 8.26: Nusseltzahlvergleich der 60°-Rippen

Als Schlussfolgerung ist hier zu bemerken, dass das numerische Modell nicht in der Lage ist, den Wärmeübergangsunterschied bei den 60°-Rippen angemessen zu berechnen.

Nach diesem Vergleich kann man feststellen, dass bisher die numerischen Modelle nicht ausreichend geeignet sind, die Realität bei einigen Rippengeometrien zu erfassen.

8.7. Superpositionsbestimmung

Im Anschluss an den Optimierungsprozess der Rippengeometrien im dreiecksförmigen Kanal wurde der sogenannte Superpositionsversuch durchgeführt.

Die bisher untersuchten Rippengeometrien im Kanal haben ein konstante Rippenhöhe *e/H*. Die Rippen in einer realen Turbinenschaufel haben eine variierende Höhe *e/H*. Die Aufgabe dieser Messung ist es zu überprüfen, ob die Ergebnisse der konstanten Geometrien auf die variierende Geometrie übertragen werden kann. Für einen praktischen Einsatz einer solchen Rippengeometrie spielt die Zuverlässigkeit der gelieferten Ergebnisse eine entscheidende Rolle, so dass die Toleranzen der Messergebnisse gemindert werden müssen.

8.7.1. Rippengeometrie der Superposition

Bei den bisherigen Untersuchungen von optimierten Geometrien im Kanal handelte es sich für alle Rippenkonfigurationen um ein konstantes Verhältnis der Rippenhöhe zur Kanalhöhe *e/H* im gesamten Kanal. Nun werden die Rippen so ausgewählt, dass die Rippenhöhe zur Kanalhöhe *e/H* mit 0,07 im Einlauf des Kanals beginnt und bis 0,15 in der Kanalmitte steigt, um dann wieder symmetrisch bis zum Kanalende auf 0,07 zu fallen.

Abbildung 8.26 zeigt die Anordnung der Rippen im Kanal.

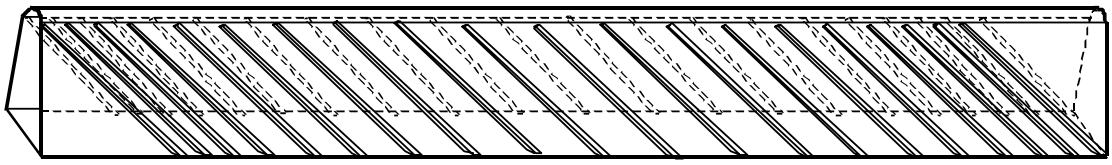


Abbildung 8.27: Superpositionsrippen im gesamten Kanal

Der Parameter Rippenabstand zu Rippenhöhe *P/e* bleibt dabei wie bei dem Rippen in der Optimierungsphase konstant. Der Rippenabstand *P* variiert, wie die Abbildung 8.27 verdeutlicht.

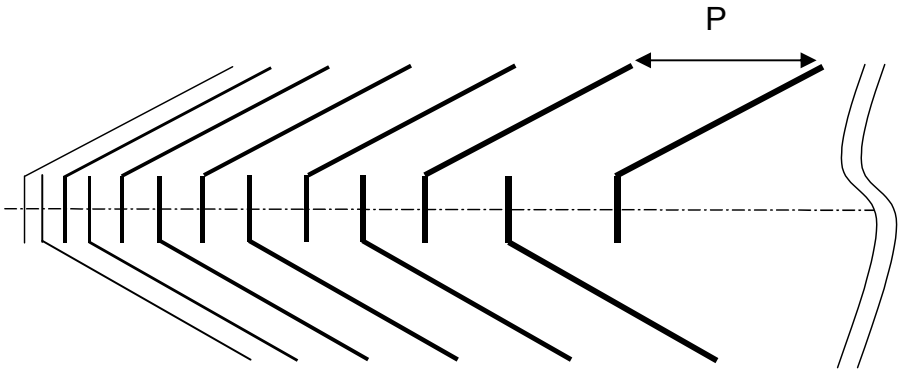


Abbildung 8.28: Ausgewickelte Rippengeometrie der Superposition

8.7.2. Untersuchung der Druckseite des Kanals

Bei dieser Rippengeometrie wurde die Untersuchung auf den gesamten Kanal, sowohl Druck- als auch Saugseite, durchgeführt.

Die Untersuchungen sollen neben der Schaffung von Erkenntnisse im gesamten Kanal auch einen Vergleich mit den konstanten Rippenhöhen ergeben.

Bei der Untersuchung des Wärmeübergangs auf der Druckseite stiegen die Nusseltzahlen in der ersten Hälfte des Kanals an. In der zweiten Hälfte ist eine Absenkung zu erkennen. Die Absenkung verläuft im vollausgebildeten Strömungsbereich des Kanals wieder flacher. Das Maximum der Nusseltzahlen lag bei 7 D_h. Abbildung 8.29 zeigt die Nusseltzahlenverlauf der gesamten Druckseite des Kanals.

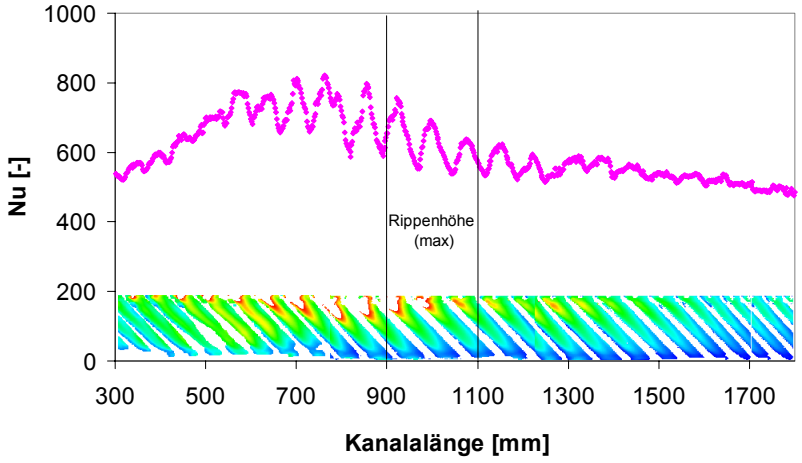


Abbildung 8.29: Nusseltzahlverteilung über den gesamten Kanal auf Druckseite

8.7.3. Untersuchung der Saugseite des Kanals

Die Versuche wurden auf der Saugseite des Kanals durchgeführt und der Wärmeübergang ermittelt. Ein Maximum bei dem 7.D_h hat sich auch auf der Saugseite bestätigt, wie Abbildung 8.30 zeigt.

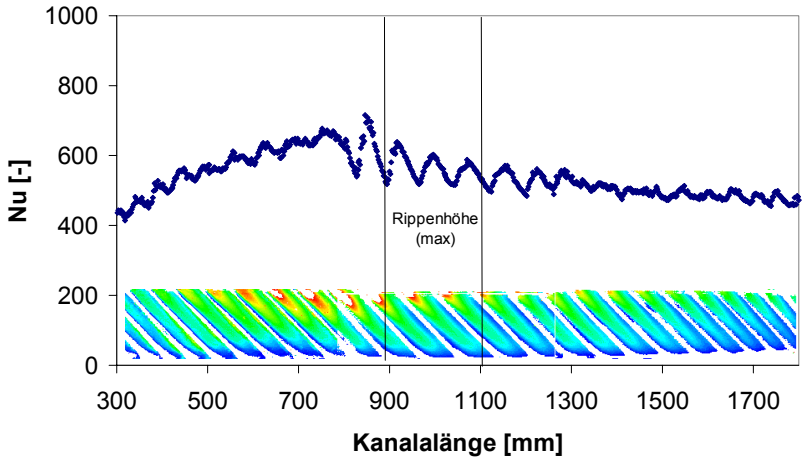


Abbildung 8.30: Nusseltzahlverteilung über den gesamten Kanal auf der Saugseite

Beim Vergleich der Nusseltzahlen auf der Druck- und der Saugseite zeigt Abbildung 8.30, dass die Werte auf der Druckseite im Einlauf des Kanals etwas höher liegen als die Werte auf der Saugseite. Das liegt daran, dass die Strömung, bedingt durch das Übergangsstück am Messkanaleintritt, mehr auf die Druckseite abgelenkt wurde. In der zweiten Hälfte des Kanals, wo eine vollausgebildete Strömung herrscht, relativiert sich der Unterschied zwischen beiden untersuchten Seiten des Kanals. Der Unterschied ist am Ende des Kanals nicht vorhanden.

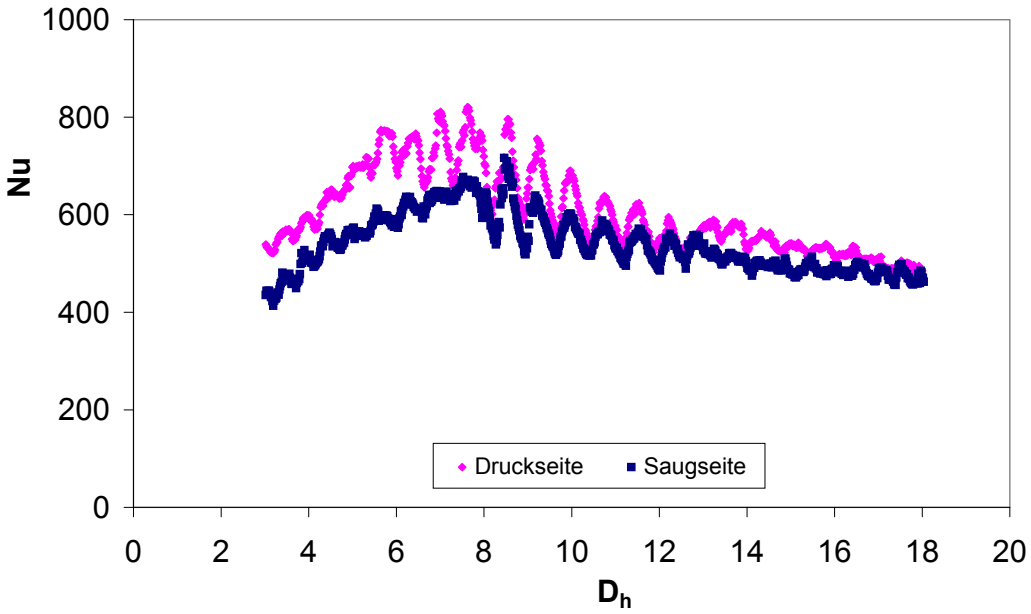


Abbildung 8.31: Vergleich der Nusseltzahlverteilung über den gesamten Kanal

Eine Nusseltzahlverteilung über den gesamten Kanal zeigt Abbildung 8.31. Das Maximum der Werte liegt bei $7D_h$ und ist auf beiden Seiten zu erkennen. Beide Seiten sind zusammen in Abbildung 8.32 dargestellt:

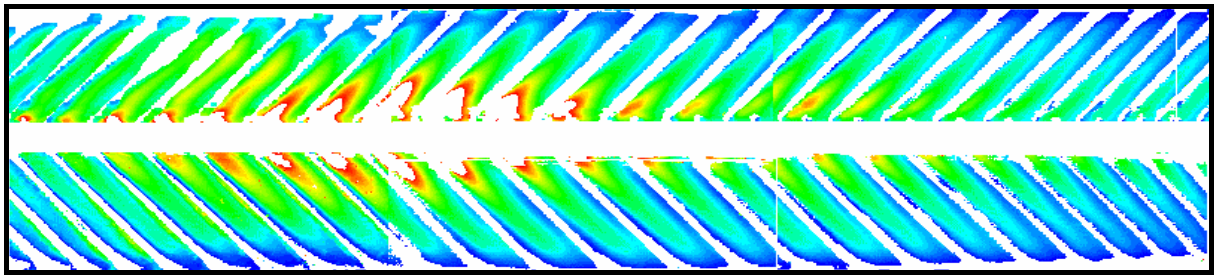


Abbildung 8.32: Nusseltzahlverteilung im gesamten Kanal

8.7.4. Vergleich mit Rippen konstanter Höhe

Um zu Überprüfen, ob eine Periodizität bei den untersuchten Geometrien vorliegt, wurden die bereits ermittelten Nusseltzahlen bei der konstanten Rippenhöhe mit der Geometrie der lokal variierenden Rippenhöhe verglichen und diskutiert.

Die wichtigste Rippengeometrie ist dabei die Rippe mit der konstanten Höhe *e/H* = 0,10 und *P/e* = 15, da diese Geometrie sowohl in der Optimierungsuntersuchugen als auch bei der Superpositionbestimmung ausführlich untersucht wurde.

Die Messung im Kanal wurden bei konstanten Rippen zwischen 15 und 17 D_h durchgeführt.

Abbildung 8.32 zeigt eine Darstellung der Nusseltzahlen für beiden Geometrien. Darin ist eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse zu erkennen .

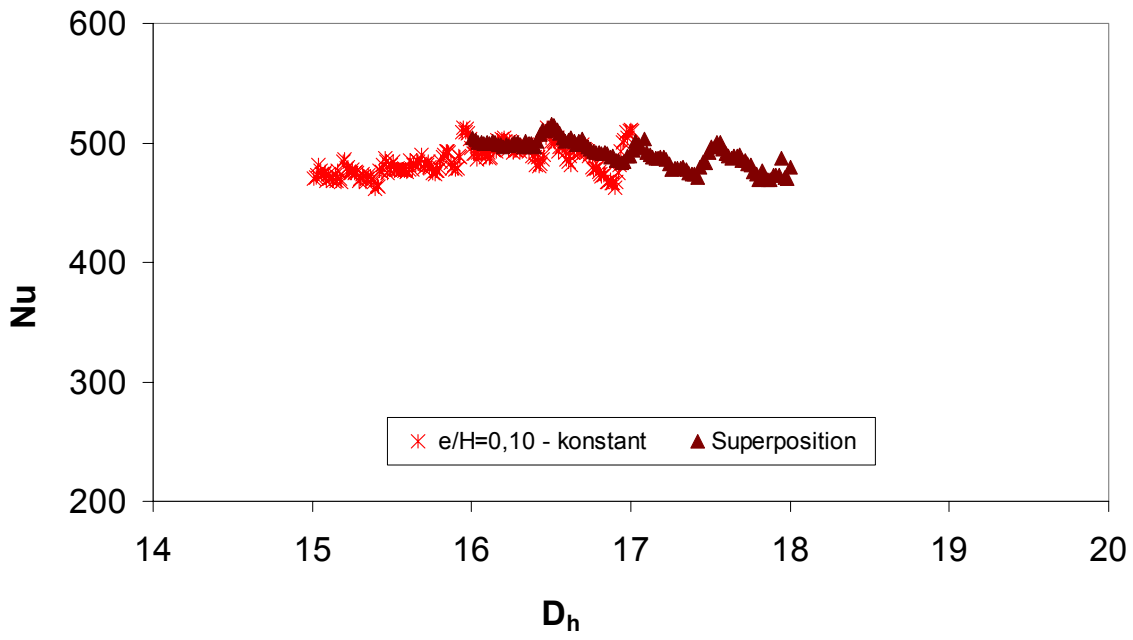


Abbildung 8.33: Vergleich der Superpositions- mit der konstanten Geometrie bei e/H = 0,10

Die Ergebnisse deuten auf einen periodischen Fall hin.

Ein weiterer Vergleich wurde für die konstante Geometrie mit e/H=0,15 durchgeführt.

Der Rippenparameter *P/e* ist allerdings zwischen konstanter Rippenhöhe und der variablen Rippenhöhe unterschiedlich. So haben die variierten Rippen ein *P/e* von 15, bei der konstanten Geometrie hingegen einen Wert von 20.

So ist bei diesem Vergleich für eine Periodizität zu erwarten, dass die Nusseltzahlen der variierten Rippen etwas höher liegen als bei der konstanten Rippengeometrie.

Wie bereits erwähnt, lag die Messung der konstanten Geometrie immer bei 15 D_h. Die Rippengeomtrie der Superposition mit *e/H* = 0,15 ist in der Kanalmitte.

Den Vergleich der beiden Geometrien zeigt Abbildung 8.34. Es ist der Nusselt-zahlverlauf an den jeweiligen Positionen dargestellt.

Die Nusseltzahlen bei der variierenden Rippenhöhe liegen um etwa 8% über der der konstanten Rippengeometrie.

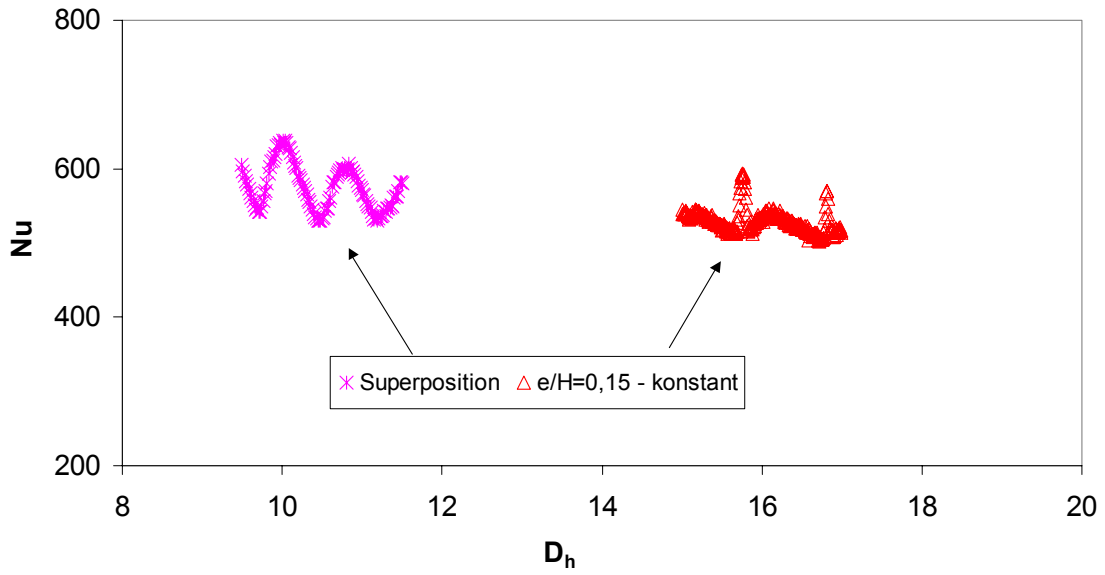


Abbildung 8.34: Vergleich der variablen Rippenhöhe mit einer konstanten Rippenhöhe bei e/H=0,15

Bei dem Vergleich hat sich gezeigt, dass die konstanten Rippen mit *e/H* = 0,10 eine Abweichung von 3% aufweisen. Die Werte liegen immer noch im Bereich der Fehlergrenze. Die Nusseltzahlen bei der konstanten Rippenhöhe von *e/H* = 0,15 liegen um 8% höher als bei der variablen Rippengeometrie.

Folgende Tabelle zeigt die einzelnen gemittelten Werte im Vergleich.

e/H	$Nu_{-superpos.}$	$Nu_{-konstant}$	Nus/Nu_k	Abweichung [%]
0,10	491,29	485,47	0,97	2,9
0,15	574,36	529,69	1,08	8,4

Tabelle 8.1: Gemittelte Nusseltwerte der verschiedenen Geometrien für Re 100000

9. Datenreduktion und Korrelationen

Die Datenreduktion der einzelnen Versuchreihen besteht darin, die Messdaten in einer Form zusammenzufassen, die es ermöglicht, ohne weitere Messungen auf andere Konfigurationen von Rippen und andere Versuchsbedingungen schließen zu können.

9.1. Datenreduktion

Die bereits angegebenen Ergebnisse beschränken sich größtenteils auf den Vergleich des berippten Kanals mit dem glatten Kanal. Um nun diese Ergebnisse zusammenfassen zu können, muss ein Zusammenhang des Wärmeübergangs mit der Reynoldszahl erstellt werden.

9.1.1. Nusseltzahlen

Die Beziehung, die bei Wärmeübergangsbetrachtungen verwendet wird, beruht auf dem funktionalen Zusammenhang der Nusseltzahl mit der Reynoldszahl und der Prandtlzahl.

$$Nu_D = f(\mathrm{Re}_D, \mathrm{Pr}) \tag{9.1}$$

Bei erzwungener Konvektion kann man den Zusammenhang vielfach durch eine Exponentialfunktion, der Form

$$Nu_D = C_1 \mathrm{Re}_D{}^{C_2} \mathrm{Pr}^{C_3} \tag{9.2}$$

annähren.

Da allgemein von dem Strömungsmedium Luft ausgegangen wird und die Prandltzahl in den betrachteten Temperaturbereichen nahezu konstant bleibt, kann ihr Einfluss in die Konstante C_1 integriert werden.

$$Nu_D = C_1 \mathrm{Re}_D{}^{C_2} \tag{9.3}$$

Bestimmt man nun anhand der Messergebnisse die Unbekannten C_1 und C_2, kann für jede Kanalkonfiguration eine Gleichung der Form 9.3 angegeben werden. Der experimentell ermittelte Zusammenhang zwischen Nusseltzahl und Reynoldszahl ist für die einzelnen Geometrien in Abbildung 9.1 dargestellt.

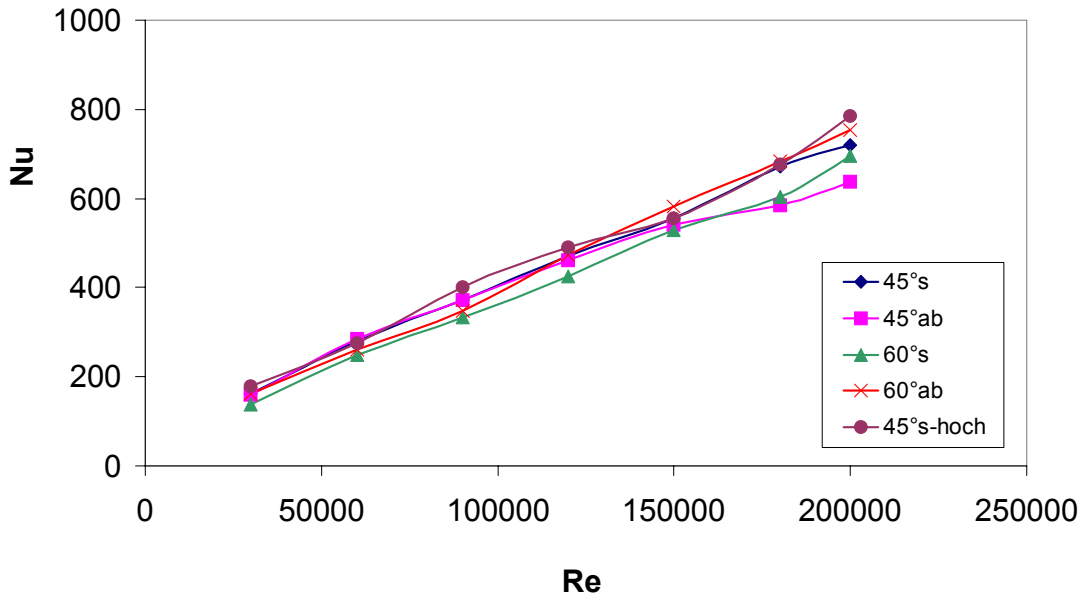


Abbildung 9.1: Abhängigkeit der Nusselt- zu Reynolds-Zahl im quadratischen Kanal

Anhand einer Darstellung der logarithmischen Daten lässt sich der mathematische Zusammenhang in Form einer Exponentialfunktion der Nusseltzahlen und Reynoldszahlen ermitteln.

Die in dieser Arbeit gewonnenen Ergebnisse beim quadratischen Kanal sind in der Tabelle 9.1 aufgeführt.

Anhand der Konstanten in dieser Tabelle kann nun beurteilt werden, ob und wie genau die Ergebnisse der Realität entsprechen. Der Exponent C_2 sollte nach Literatur im Bereich zwischen 0,7-0,8 liegen.

Geometrie	$Nu = c_1 \mathrm{Re}^{c_2}$	
	C_1	C_2
Kanal-Glatt	0,026	0,765
45° scharfkantig	0,049	0,785
45° abgerundet	0,0935	0,725
45° scharfkantig hoch e/D=0,167	0,063	0,7675
60° scharfkantig	0,025	0,835
60° abgerundet	0,032	0,8221

Tabelle 9.1: Nusseltzahlkorrelationen des quadratischen Kanals

Für den dreiecksförmigen Kanal lassen sich die ermittelten Daten in Abbildung 9.2 in der Gleichungsform nach Gleichung 9.3 darstellen.

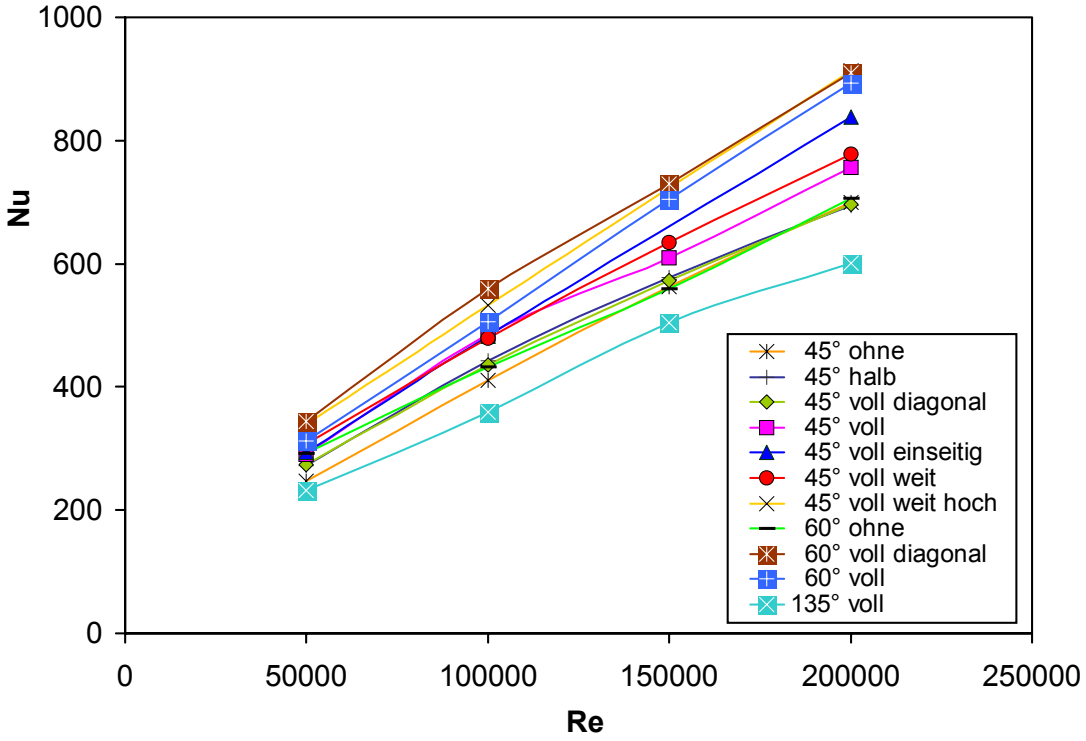


Abbildung 9.2: Abhängigkeit der Nusselt-Zahl von der Reynolds-Zahl

Die Gleichungen der einzelnen Geometrien sind in der Tabelle 9.2 aufgeführt.

Geometrie	$Nu = c_1 \mathrm{Re}^{c_2}$	
	C_1	C_2
Kanal-Glatt	0,0144	0,8045
135° voll	0,1245	0,6950
45° ohne	0,0730	0,7507
45° halb	0,1773	O,6784
45° voll diagonal	0,1880	0,6731
45° voll	0,1809	0,6831
45° voll einseitig	0,0825	0,7551
45° voll weit	0,2162	0,6701
45° voll weit hoch	0,1478	0,7139
60° ohne	0,32	0,6300
60° voll diagonal	0,184	0,696
60° voll	0,1903	0,756

Tabelle 9.2: Nusselt-Korrelationen des dreicksförmigen Kanals

Der Exponent C_2 liegt auch hier im Bereich 0,7. Der Wert ist allerdings kleiner als bei dem quadratischen Kanal, was auf die Kanalform zurückzuführen ist.

9.1.2. Reibungsbeiwerte

Für die Reibungsbeiwerte gilt das gleiche wie für die Nusselzahlen. Der Zusammenhang zwischen den Reibungsbeiwerten und der Reynoldszahlen zeigen folgende Abbildungen.

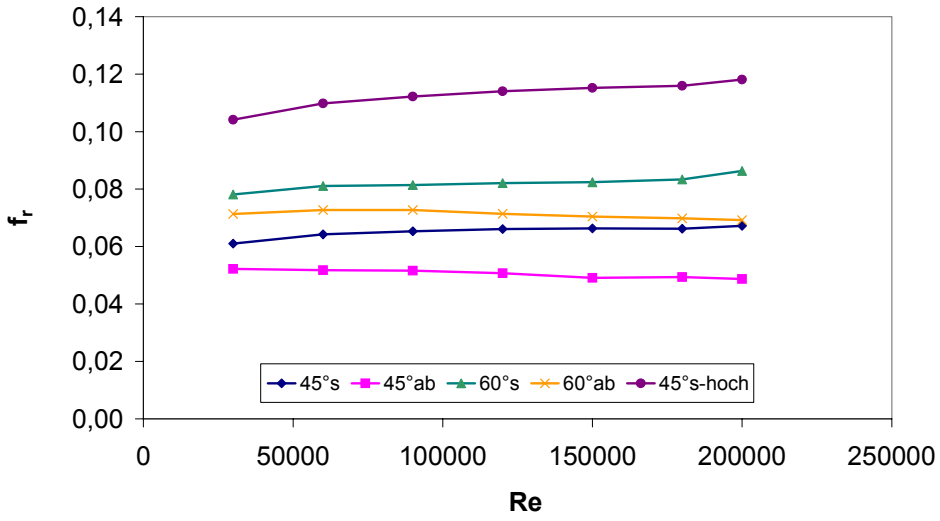


Abbildung 9.3: Abhängigkeit der Reibungsfaktor von der Reynoldszahlen quadratischen Kanal

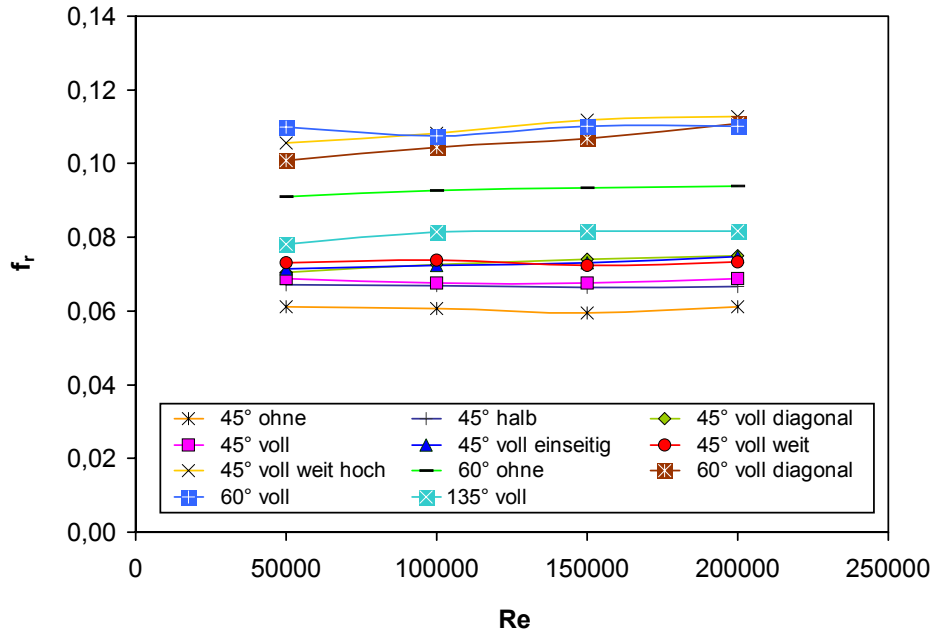


Abbildung 9.4: Abhängigkeit der Reibungsfaktor von der Reynolds-Zahlen dreiecksförmiger Kanal

Für die einzelnen Geometrien sind die Reibungsbeiwerte konstant. Eine Reynoldszahl-Variation spielt dabei keine Rolle.

9.2. Rauhigkeitsfunktionen

Die untersuchten Kühlkanäle bestehen aus einer berippten und einer unberippten Oberfläche. Beim quadratischen Kanal waren zwei Seiten mit Rippen versehen und beim dreiecksförmigen Kanal war nur das Profil berippt. Die Messung des Druckverlustes und Wärmeüberganges würden Ergebnisse liefern, die kanalspezifisch sind. Aus diesen Ergebnissen werden Korrelationen für die Reibungsfunktion und den Wärmeübergang angegeben. Diese werden aus dem modifizierten logarithmischen Wandgesetz abgeleitet, welches eigentlich zur Berechnung rauher Wände genutzt wird. Setzt man statt der äquivalenten Sandkornhöhe die dimensionslose Rippenhöhe ein, folgen die gesuchten Gleichungen. Anhand dieses Satzes an Beziehungen ist es dann möglich, den Druckverlust und den Wärmeübergang bei verschiedenen Kanalgeometrien zu vergleichen. Dies kann entweder durch den Vergleich anderer Messungen geschehen, oder auch im direkten Vergleich mit den Daten eines berippten Rohres durch die Korrelationen von Webb [49]. Grundlage zur Berechnung dieser Gleichungen sind Ergebnisse aus allen Versuchskonfigurationen. Das Ziel dieser Berechnungen besteht darin, die Messdaten in einer Form zusammenzufassen, die es ermöglicht, ohne weitere Messungen auf andere Konfigurationen von Rippen und andere Versuchsbedingungen schließen zu können.

Rauhigkeitsfunktionen ermöglichen es, ähnliche Rippen- und Kanalgeometrien zusammengefasst zu korrelieren. Für gleiche Rippen- und Kanaltypen können veränderliche Parameter wie Rippenhöhen und –abstände einbezogen werden. Im Folgenden sollen daher die Rauhigkeitsfunktionen für die hier untersuchten Rippengeometrien abgeleitet werden.

9.2.1. Rauhigkeitsfunktion R

Die Reibungsbeiwerte, die aus den Messwerten berechnet wurden, beziehen sich auf die genaue Geometrie und genaue Anordnung der Rippen in dem Versuchskanal. Sollen diese in Relation zu Messwerten aus anderen

Versuchsreihen gesetzt werden, ist es nötig sie derart dimensionslos zu machen, dass sie verglichen werden können.

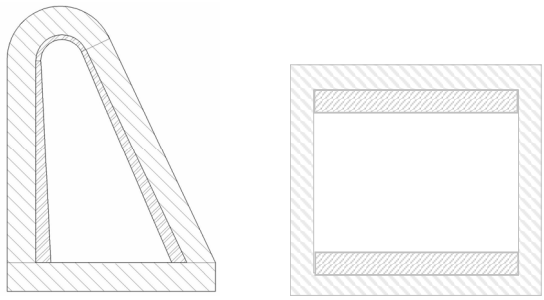


Abbildung 9.5: Teilung des Kanalumfangs glatt und berippt

Der gemessene Reibungsbeiwert f stellt eine Kombination aus dem Reibungsbeiwert f_r des berippten Kanalumfangs U_r und aus dem Reibungsbeiwert f_s des unberippten Kanalumfangs U_s dar, wie dies in der Abbildung 9.5 zu erkennen ist. Es gilt folgender Zusammenhang:

$$Uf = U_s f_s + U_r f_r \tag{9.4}$$

Für den Reibungsbeiwert des glatten Kanals gilt die Blasius-Gleichung. Der Reibungsbeiwert f_r des berippten Kanals lässt sich wie folgt bestimmen.

$$f_r = \frac{Uf - U_s f_s}{U_r} \tag{9.5}$$

Durch Modifikation des logarithmischen Wandgesetzes [62] lassen sich Rauhigkeiten beschreiben. Diese Vorgehensweise soll auch bei den hier untersuchten Rippen angewandt werden. Das modifizierte logarithmische Wandgesetz lautet dann:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C - \Delta u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B(e^+) \tag{9.6}$$

die dimensionslose Rippenhöhe berechnet sich mit

$$e^+ = \frac{e u_\tau}{\nu} \tag{9.7}$$

Man kann nun eine Rauhigkeitsfunktion R definieren. Diese basiert ebenfalls auf der Anwendung des modifizierten logarithmischen Wandgesetzes und berechnet sich wie folgt:

$$R(e^+) = \frac{1}{k_v} \ln e^+ + B(e^+) \qquad \text{mit} \qquad \kappa_v = 0{,}4 \tag{9.8}$$

Zusammen mit Gleichung 9.6 erhält man

$$u^+ = \frac{1}{\kappa_v} \ln \frac{y}{e} + R(e^+) \tag{9.9}$$

Für die gemittelte dimensionslose Geschwindigkeit gilt:

$$\bar{u}^+ = \sqrt{\frac{2}{f_r}} \qquad \text{mit} \qquad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_r}{\rho}} \tag{9.10}$$

Gleichung 9.9 lässt sich mit Gleichung 9.10 zusammenführen, wenn man die mittlere dimensionslose Geschwindigkeit aus Gleichung 9.9 durch integrale Mittelwertbildung über die Querschnittsfläche bestimmt. Die Integrationsgrenzen für den Wandabstand *y* laufen von Null bis *l*, wobei *l* derjenige Wandabstand ist, für den die Schubspannung zu Null wird. Bei dem quadratischen Kanal mit zweiseitiger Berippung wird *l=D/2* gesetzt. Bei dem untersuchten dreieckigen Kanal wird diese Größe mit *l* = *H/2* in der Mitte des Kanals approximiert, wie Abbildung 9.6 zeigt.

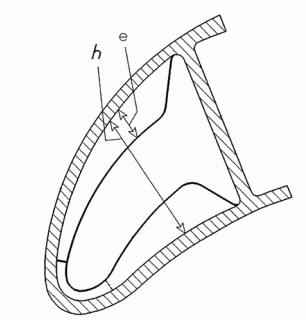


Abbildung 9.6: Rippenhöhe zu Kanalhöhe im dreiecksförmigen Kanal

$$\bar{u}^+ = \frac{1}{l}\int_0^l \frac{1}{\kappa_v} \ln \frac{y}{e} dy + R(e^+) = \frac{1}{l}\int_0^l \frac{1}{\kappa_v} \ln \frac{y}{l} dy + \frac{1}{\kappa_v} \ln \frac{1}{e} R(e^+) = \frac{1}{\kappa_v} + \frac{1}{\kappa_v} \ln \frac{D_h}{2e} + R(e^+) \tag{9.11}$$

Zusammen mit Gleichung 9.10 ergibt sich für die gesuchte Rauhigkeitsfunktion:

$$R(e^+) = \sqrt{\frac{2}{f_r}} + \frac{1}{\kappa_v} \ln \frac{2e}{D_h} + \frac{1}{\kappa_v} \tag{9.12}$$

Für e^+ gilt unter Verwendung der Gleichungen (9.7) und (9.10):

$$e^+ = \frac{e}{D_h} \mathrm{Re} \sqrt{\frac{f_r}{2}} \tag{9.13}$$

Die Rauhigkeitsfunktionen *R* ist für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche im quadratischen und dreiecksförmigen Kanal in Abbildungen 9.7 und 9.8 dargestellt.

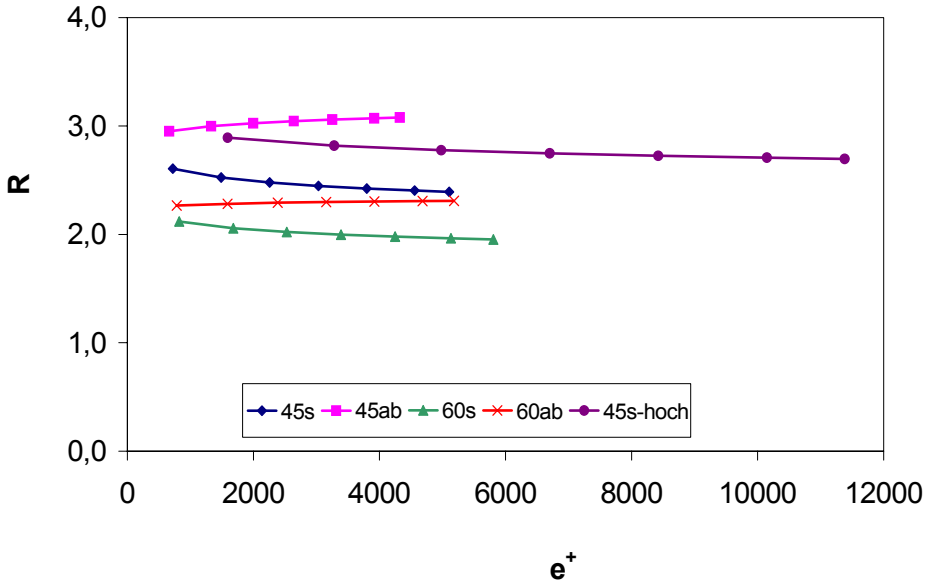


Abbildung 9.7: Rauhigkeitsfunktionen R des quadratischen Kanals

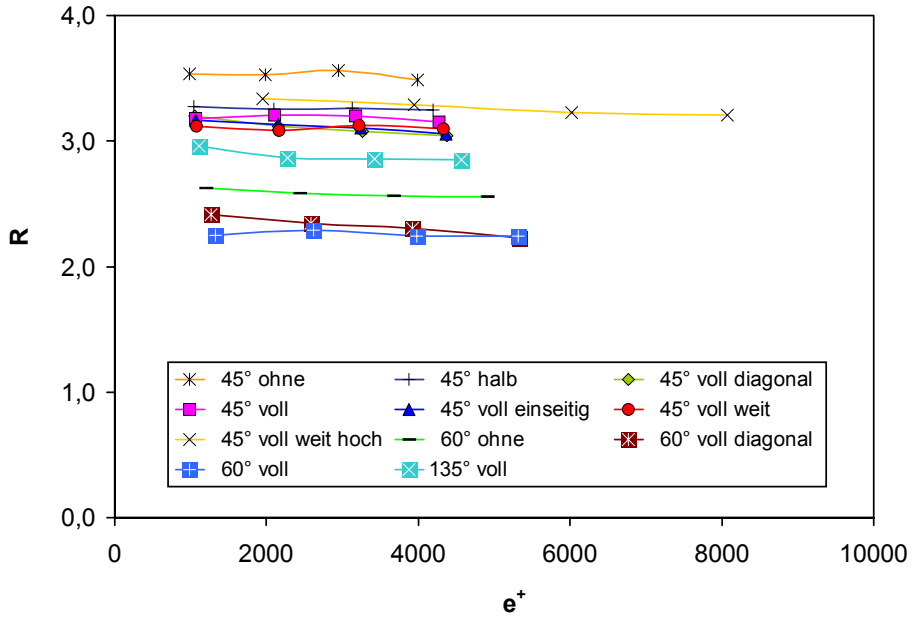


Abbildung 9.8: Rauhigkeitsfunktionen R des dreiecksförmigen Kanals

Man erkennt deutlich, dass die Abhängigkeit von e^+ vernachlässigbar ist. Ebenso fällt auf, dass Versuche bei unterschiedlichen Anstellwinkeln klar voneinander differenzierbar sind. Für die Erstellung einer zusammenhängenden Korrelation war die Datenbasis leider noch zu klein, um verlässliche Abhängigkeiten von auftretenden Geometrieparametern bilden zu können. Es handelt sich somit um Approximationen.

9.2.2. Wärmeübergangsfunktion G

Ähnlich wurde bei der Bestimmung der Rauhigkeitsfunktion G vorgegangen. Die aus den Versuchen gewonnenen Stanton-Zahlen stellen jedoch bereits die Werte St_r am berippten Umfang U_r dar, da nur dort ausgewertet wurde.

Das logarithmische Wandgesetz für die Temperaturverteilung unter Annahme einer turbulenten Prandtlzahl von eins lautet:

$$T^+ = \frac{1}{\kappa_v} \ln \frac{y}{e} + G(e^+, \mathrm{Pr}) \tag{9.14}$$

Weiterhin gilt für die mittlere Temperatur:

$$\overline{T}^+ = \frac{\sqrt{\frac{f_r}{2}}}{St_r} \tag{9.15}$$

Integrale Mittelwertbildung liefert für Gleichung 9.14:

$$\overline{T}^+ = \frac{1}{l} \int_0^l \frac{1}{\kappa_v} \ln \frac{y}{e} dy + G(e^+, \mathrm{Pr}) \tag{9.16}$$

welche durch Einbeziehung von Gleichung 9.12 übergeht in:

$$\overline{T}^+ = \overline{u}^+ - R(e^+) - G(e^+, \mathrm{Pr}) \tag{9.17}$$

Zusammen mit Gleichung 9.10 und Gleichung 9.15 ergibt sich:

$$St_r = \frac{\frac{f_r}{2}}{1 + \sqrt{\frac{f_r}{2}} [G(e^+, \mathrm{Pr}) - R(e^+)]} \tag{9.18}$$

Zur Bestimmung der Rauhigkeitsfunktion *G* bietet sich jedoch folgende Form an:

$$G(e^+,\mathrm{Pr}) = R(e^+) + \frac{1}{St_r}\sqrt{\frac{f_r}{2}} - \sqrt{\frac{2}{f_r}} \tag{9.19}$$

Die Rauhigkeitsfunktion G wurde für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche zusammen in Abbildungen (9.9) - (9.10) dargestellt.

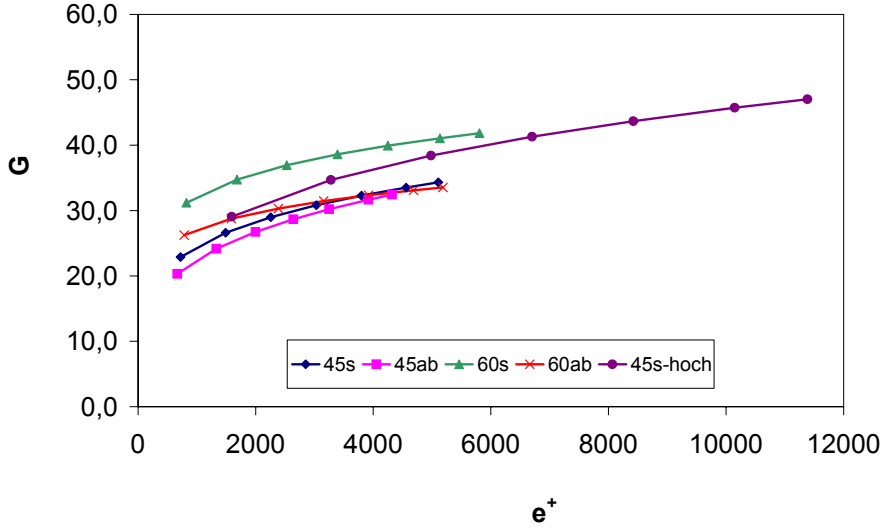


Abbildung 9.9: Rauhigkeitsfunktionen G für den quadratischen Kanal

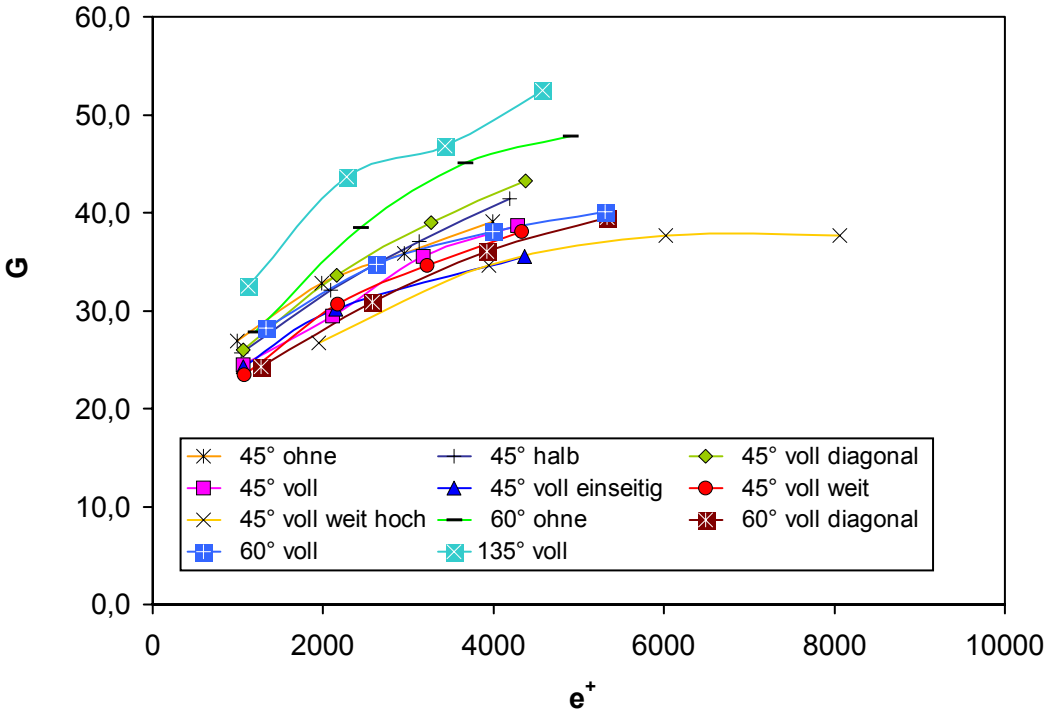


Abbildung 9.10: Rauhigkeitsfunktionen G für den dreiecksförmigen Kanal

10. Zusammenfassung

Zur experimentellen Untersuchung des Wärmeübergangs im Kühlkanal einer Gasturbinenschaufel wurden Kühlkanäle aus Plexiglas gebaut. Zur Ermittlung des Wärmeübergangs im jeweiligen Kanal wurde die Flüssigkristall-Messtechnik unter Verwendung der transienten Methode angewendet. Die Rippen wurden in verschiedenen Konfigurationen eingebaut. Die Rippen dienen der Wärmeübergangsintensivierung und der Steigerung der Wärmeübergangs-effektivität. Durch die Variationen der Geometrien wurde geprüft, welchen Einfluss die einzelnen Rippentypen auf den Wärmeübergang und den Druckverlust im Kanal haben.

Im ersten Teil dieser Arbeit wurde zunächst der berippte quadratische Kanal untersucht.

Die Rippenkonfiguration ergab sich aus der Variation des Anstellwinkels (45° und 60°) und aus der Variation des Rippenprofils zwischen scharfkantiger und abgerundete Rippen mit einem konstanten *e/H* bzw. *P/e*. In einer weiteren Variation von e/H für den Anstellwinkel 45° mit scharfkantigem Profil wurde der Effekt von höheren Rippen untersucht. Die Druckverlust- und Wärmeübergangs-untersuchungen fanden bei den jeweiligen Rippenkonfigurationen im Bereich Re 30000 bis 200000 statt.

Im zweiten Teil dieser Arbeit wurde der berippte Vorderkantenkanal mit einem dreiecksförmigen Profil untersucht.

Die Variationen der Rippen ergab sich aus den Anstellwinkeln 45°, 60°, und 135°, sowie aus dem seitlichen Anstellwinkel der Rippen γ, den Rippenabstand P/e, der Rippenhöhe e/H und den Variationen der Rippenanordnung und der Rippenform im Bogenbereich.

Für diese Versuche wurde die Reynoldszahl zwischen 50000 und 200000 variiert.

<u>Ergebnisse im quadratischen Kanal</u>

Bei den scharfkantigen Rippen ist bei beiden Anstellwinkeln der Reibungsbeiwert höher als bei abgerundeten Rippen. Die Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass der Wärmeübergang nahezu unabhängig von der Rippenform ist.

Bei der Erhöhung des Anstellwinkels von 45° auf 60° erhöht sich der Reibungsbeiwert und der damit verbundene Druckverlust bei beiden Rippenquerschnitten deutlich.

Eine Erhöhung des Anstellwinkels von 45° auf 60° hat keine Erhöhung des Wärmeübergangs mit sich gebracht.

Ergebnisse im dreiecksförmigen Kanal

Bei der Untersuchung des glatten Kanals stellte sich heraus, dass der Bogenbereich des Kanals aufgrund der zusammenwachsenden Grenzschichten einen schlechteren Wärmeübergang besitzt als der Rest des Kanals.

Die Untersuchung des berippten Kanals hat gezeigt, dass die Rippen im Kanal sehr effektiv sind und den Wärmeübergang stark intensivieren können.

Die Berippung der seitlichen Kanalwände mit 135°-Anstellwinkel bewirkt einen Anstieg des Druckverlustes und steigert den Wärmeübergang um den Faktor 2. Die Messreihe zeigte deutlich, dass Sekundärströmungen erzeugt werden, die die Hauptströmung im Kanal in Richtung der Grundplatte lenken und somit den Wärmeübergang in der Profilspitze sogar vermindern. Somit können diese Rippen keine Verbesserung des Wärmeübergangs in der Vorderkante ergeben.

Bemühungen, den Wärmeübergang in diesem Bereich zu intensivieren, sollten sich demnach, wie auch in den weiteren Messungen bestätigt wurde, auf Anstellwinkel kleiner als 90° beschränken.

Durch die Berippung mit einem Anstellwinkel von 60° sowie die zusätzliche Einbringung von Rippen in den Bogenbereich konnte der Wärmeübergang im gesamten Profil und besonders im Vorderkantenbereich gesteigert werden. Diese Konfigurationen haben einen positiven Effekt auf den Wärmeübergang, verursachen dabei jedoch, wie im späteren Vergleich sichtbar wurde, einen stark erhöhten Druckverlust.

Die Konfigurationen mit einem 45°-Anstellwinkel stellten sich bei den Versuchen als bester Kompromiss zwischen der Intensivierung des Wärmeübergangs und dem aufzuwendeten Druckverlust heraus. Die Betrachtung der Profilspitze zeigte, dass die volle Berippung des Bogenbereichs zwar einen zusätzlichen Anstieg des

Druckverlustes bewirkte, jedoch zugleich den Wärmeübergang im Bogenbereich verbesserte.

Die Ergebnisse der Auswertung sollen richtungsweisend die weiteren Optimierungsbemühungen dieser Kanalkonfiguration erleichtern.

Die in dieser Arbeit verwendeten Rippenbögen waren stets im Anstellwinkel von 90° zur Strömung gerichtet. Eine Variation der Rippenparameter lieferte ebenfalls sehr unterschiedliche Ergebnisse. Nach der Verifizierung der genauen thermodynamischen Vorgänge in den Versuchsreihen konnten optimale Geometrien hinsichtlich des Wärmeübergangs und der Reibungsverhältnissen ermittelt werden. So konnten auch Korrelationsgleichungen aufgestellt werden.

Die Ergebnisse ermöglichen zugleich die Verifikation und Verbesserung von numerischen Modellen.

11. Literaturverzeichnis

[1] H.P. Berg: Experimentelle Bestimmung des örtlichen inneren Wärmeübergangs von Turbinenleit- und Laufschaufeln mit Hilfe der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübergang, Dissertation TH Darmstadt 1991.

[2] Kiml Robert, Sadanari Mochizuki and Akira Murata: Effects of rib arrangements on heat transfer and flow behavior in a rectangular rib-roughened passage: Application to cooling of gas turbine blade trailing edge. Journal of Heat Transfer, Vol. 123, pp. 675–681, August 2001.

[3] P. Lexa: Konzeption eines Prallkühlprüfstands für Wärmeübergangs-messungen unter Anwendung der Flüssigkristallmethode Studienarbeit Nr. 170/11/94 im Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe der TH Darmstadt.

[4] R.F. Martinez-Botas, G. D. Lock und T. V. Jones: Heat Transfer Measurements in an Annular Cascade of Transonic Gas Turbine Blades Using the Transient Liquid CrystalTechnique, Journal of Turbomachinery, July 1995, Vol. 117, pp. 425 – 431.

[5] H. Martin: Instationäre Wärmeleitung in ruhenden Körpern VDI- Wärmeatlas 4. Auflage 1984, Ec1 - Ec10.

[6] D.E. Metzger: Use of Melting Point Surface Coatings for Local Heat Transfer Measurements Journal of Heat Transfer, Vol. 108, 1986.

[7] Bronstein, Semendjajew, Musiol, Mühlig: Taschenbuch der Mathematik, Verlag Harri Deutsch, 4. Auflage 1999.

[8] A. Hoffs: Experimental investigations of heat transfer and film cooling effectiveness using the transient liquid crystal technique Lausanne EPFL, 1996.

[9] T.V. Jones und D.L. Schultz: Heat Transfer Measurements in short duration hypersonic facilities, NATO Advisory Group Aeronautical RD Agardograph, Vol. 165, 1973.

[10] G. Vogel, B. Weigand, A. Bölcs: A New Evaluation Method for Transient Liquid Crystal Experiments, NHTC 2001-20250, California, USA 2001.

[11] R.F. Martinez-Botas, G.D. Lock und T.V. Jones: Heat Transfer Measurements in an Annular Cascade of Transonic Gas Turbine Blades Using the Transient Liquid Crystal Technique Journal of Turbomachinery, Vol. 117, July 1995.

[12] H. Schlichting: Grenzschicht-Theorie Verlag G. Braun, 1982.

[13] J.C. Han: Heat transfer and friction in channels with two oppsite rib-roughened walls J. Heat Transfer, Vol. 106, November 1984, pp. 774 – 781.

[14] Von J.G. Grabmaier, H.H. Krüger: Flüssige Kristalle, Grundlagen und technische Anwendungen, VDI-Z 115, 1973.

[15] Z. Wang, D.R.H. Gillespie and P.T. Ireland: Advances in heat transfer measurements using liquid crystals Engineering Foundation, Turbulent Heat Transfer, San Diego, 1996.

[16] G. de Vahl Davis: The flow of air through wire screensProc. First Australasian Conf. Hydraulics and Fluid Mechanics 1964.

[17] J. von Wolfersdorf, R. Höcker, C. Hirsch: A data reduction procedure for transient heat transfer measurements in long internal cooling channels. ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 120, May 1998.

[18] F. Maurer: Infrared thermography in a hypersonic blowdown wind tunnel. International congress on instrumentation in aerospace simulation facilities, Pages: 516 - 524, ICIASF 1989.

[19] M.E. Taslim, D.M. Kercher: Experimental Heat Transfer and Friction in Channels Roughened with Angeld, V-Shaped, and Discrete Ribs on Tow Oppsite Walls, Journal of Turbomachinery , Vol. 118, pp.20-28, 1996.

[20] G. Vogel: Digital image processing system for liquid crystal measurements (without cooling). Manual Report No.: LTT-00-04, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2000.

[21] J.C. Han, J.S. Park, C.K. Lei: Heat Transfer enhancement in channels with turbulence promoters, J. Engng. Gas Turbines Power, Vol. 107, pp. 629-635, 1985.

[22] J.C. Han, J.S. Park: Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 31, pp. 183-195, 1988.

[23] J.C. Han, S. Ou, J.S. Park, C.K. Lei: Augmented heat transfer in rectangular channels of narrow aspect ratios with rib turbulators, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, pp. 1619-1630, 1989.

[24] S.C. Lau, R.T. Kukreja, R.D. Mc Millin: Effects of V-shaped ribs on turbulent heat transfer and friction of fully developed flow in a square channel, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp. 1605-1616, 1991.

[25] J.C. Han, Y.M. Zhang, C.P. Lee: Influence of surface heat flux ratio on heat transfer augmentation in square channels with parallel, crossed and V-shaped angled ribs, J. of Turbomachinery, Vol. 114, pp. 872-880, 1992.

[26] Y.J. Hong, S.S. Hsieh: Heat transfer and friction factor measurements in ducts with staggered and in-line ribs, J. of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 58-65, 1993.

[27] X. Gao, B. Sunden: Heat transfer distribution in rectangular ducts with V-shaped ribs, Heat and Mass Transfer 37, pp. 315-320, 2001.

[28] T.M. Liou, J.J. Hwang: Effect of ridge shapes on turbulent heat transfer and friction in a rectangular channel, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, No. 4, pp.940-941, 1993.

[29] T.M. Liou, C.C. Chen, T.W. Tsai: Heat transfer and fluid flow in a square duct with 12 Different shaped vortex generators, Journal of Heat Transfer, Vol. 122, pp.327-335, 2000.

[30] G. Rau: Einfluß der Rippenanordnung auf das Strömungsfeld und den Wärmeübergang in einem Kühlkanal mit quadratischem Querschnitt Dissertation im Fachbereich Maschinenbau der TU Darmstadt, 1998.

[31] R. Kiml, S. Mochizuki, A. Murata: Effects of rib arrangements on heat transfer and flow behavior in a rectangular rib-roughened passage, Application to cooling of gas turbine blade trailing edge. Journal of Heat Transfer, Vol. 123, pp. 675–681, August 2001.

[32] P.R. Chandra, M.L. Fontenot, Je-Chen Han: Effect of rib profiles on turbulent channel flow heat transfer, J. Thermophysics, Vol. 12, 1996.

[33] Y.M. Zhang, W.Z. Gu, and J.C. Han: Augmented heat transfer in triangular ducts with full and partial ribbed walls, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 8 pp 574–579, 1994.

[34] C.W. Leung, T.L. Chan, S. Chen: Forced Convection and friction in a triangular duct with uniformly spaced square ribs on inner surfaces, Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 37, pp 19-25, 2001.

[35] M.E. Taslim, T. Li: Measurements of heat transfer coefficients and friction factors in rib-roughened channels simulating leading-edge cavities of a modern turbine blade, 95-GT-40, ASME 1995.

[36] J.-J. Hwang, B.-Y. Chang: Effect of outflow orientation on heat transfer and pressure drop in a triangular duct with an array of tangential jets, journal of heat transfer, Vol. 122, pp 669-678, 2000.

[37] D.E. Metzger, R.P. Vedula, D.D. Breen: The effect of rib angle and length on convection heat transfer in rib roughened triangular ducts.

[38] VDI-Wärmeatlas, VDI Verlag, 5.Auflage. 1988.

[39] McLean, Christopher: Mainstream Aerodynamic Effects, due to Wheelspace Coolant Injection in a High Pressure Turbine Stage, Journal of Turbomachinery, Vol. 123, pp. 1–7, 2001.

[40] J.W. Baughn and X. Yan: Liquid crystal methods in experimental heat transfer. In Proceedings of 32nd Heat Transfer and Fluid, pages 15–40. Mechanics Institute Sacramento, California 1991.

[41] T.V. Jones, Z. Wang and P.T. Ireland: The use of liquid crystals in aerodynamicand heat transfer experiments. In Proceedings of the First I.Mech.E. Seminar on opticalmethods and Data Processing in Heat and Fluid Flow, pages 51–65. City University, London 1992.

[42] J.G. Bräunling: Flugzeugtriebwerk Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York.

[43] J. Han und S. Dutta: Internal convection heat transfer and cooling an experimental approach, Department of Mechanical Engineering, Int. J. Heat Mass transfer,1988.

[44] C.W. Leung, T.T. Wong, H.J. Kang: Forced convection of turbulent flow in triangular ducts with different angles and surface roughnesses, Heat and Mass Transfer 34, 1998.

[45] M.E. Taslim, T. Li, S.D. Spring: Experimental study of the effects off bleed holes on heat transfer and pressare drop in trapezoidal passages with tapered turbulators, 93-GT-212, ASME 1993.

[46] C.W. Leung, T.T. Wong, S.D. Probert: Enhanced forced-convection from ribbed or maschine-rouhened inner surfaces within triangular ducts, Applied Energy, pp. 87-99, 2001.

[47] J. von Wolfersdorf: Wärmeübertragungsintensivierung, Manuskript zur Vorlesung Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt, Universität Stuttgart, 2001.

[48] B. Weigand: Höhere Wärmeübertragung, Manuskript zur Vorlesung, Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt, Universität Stuttgart, 2001.

[49] R.L. Webb, E.R.G. Eckert, R.J. Goldstein: Heat Transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness, Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 14, pp. 601-617, 1970.

[50] J. Nikuradse: Untersuchungen über turbulente Strömungen in nicht kreisförmigen Rohren, Springer, Berlin 1930.

[51] A. Haasenritter, M. Amro, B. Weigand: an experimental and numerical study of the heat transfer performance of sharp-edged and rounded ribs in square ducts, The 9th International Symposium on Transport Phenomena and ynamics of Rotating Machinery , Honolulu, Hawaii 2002.

[52] FLUENT Manual: FLUENT5 User's Guide Volume 1-5, FLUENT Incorporated, July 1998.

[53] F.P. Incropera und D.P. De Witt: Fundamentals of heat transfer, John Wiley & Sons, New York 1990.

[54] A. Beeck, B. Johnson, B. Weigand, Pey-Shey Wu: Cooling system for the leading edge region of hollow gas turbine blade. US Patent: 6068445, 30.5.2000.

[55] S.L. Braga, F.E.M Saboya: Turbulent heat transfer and presser drop in an internally finned equilateral triangular duct, Experimental Thermal and Fluid Sience, Vol 12, 1996.

[56] H.S. Carslaw, J.C. Jaeger: Conduction of heat in solids-Second Edition, Oxford University Press, London, 1959s.

[57] TetraTec: LFE-Baureihe MC / LFE-Models MC, Controller S320. Technische Daten, WWW.Tetratec.de.

[58] Scanivalve Corp: Short Form Catalog, Pressure Measurement Systems, DSA3000 Digital Sensor Array Modules, USA 1997.

[59] A. Haasenritter: Numerische Untersuchung und Optimierung von berippten Kühlkanalgeometrien für Gasturbinenschaufeln mit Genetischen Algorithmen, Dissertation, Stuttgart, 2005.

[60] R.L. Webb, E.R.G. Eckert: Application of rough surfaces to heat exchanger design, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 15, pp. 1647-1658. 1971.

[61] Dubbel, 18. Auflage 1999. D30.

[62] T. Cebeci, P. Bradshaw: Physical and Computational Aspects of Convective Heat Transfer, Springer, 1988.

Fehleranalyse

Jede physikalische Messung ist mit Fehlern in der Messung oder in der Auswertung behaftet. Dieser Anhang soll anhand der Auflistung möglicher Fehlerquellen eine Abschätzung der Genauigkeit der Messungs- und Auswertungsmethoden dieser Arbeit bieten. Zusätzlich sollen diese Ungenauigkeiten qualitativ und quantitativ abgeschätzt werden.

Einstellung der Reynoldszahl

Die Versuchsreihen sollten bei bestimmten Reynoldszahlen durchgeführt werden. Die erreichte Genauigkeit bei der Einstellung soll hier gezeigt werden.

Betrachtet man Gleichung 6.6, nach der man den Soll-Massenstrom berechnet hat, so folgt nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz für den gesuchten Fehler der Reynolds-Zahl:

$$\delta \mathrm{Re}_{Dh} = \frac{\dot{m} D_h}{A \eta_\infty} \left(\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} + \frac{\delta D_h}{D_h} + \frac{\delta A}{A} + \frac{\delta \eta_\infty}{\eta_\infty} \right) \tag{A.1}$$

Der Fehler setzt sich somit zusammen aus den geometrischen Unsicherheiten δD_h und δA, der Unsicherheit in der Bestimmung der Viskosität des Strömungsmediums $\delta\eta_\infty$, sowie der Ungenauigkeit bei der Einstellung des Luftmassenstroms $\delta \dot{m}$. Letzterer wurde anhand von Gleichung (6.8) für die Anzeige korrigiert, so dass für dessen Fehler gilt:

$$\delta \dot{m} = \frac{\dot{m}_A P}{p_\infty} \left(\frac{\delta \dot{m}_A}{\dot{m}_A} + \frac{\delta p}{p} + \frac{\delta p_\infty}{p_\infty} \right) \tag{A.2}$$

Einflussgrößen sind daher Fehler bei der Druckmessung δp bzw. δp_∞ und bei der Massenstromeinstellung $\delta \dot{m}_A$.

Unter Berücksichtigung all diese Unsicherheiten kann man den relativen Größtfehler der Reynolds-Zahl-Einstellung berechnen. Die Ergebnisse sind in Abbildung A.1 gezeigt.

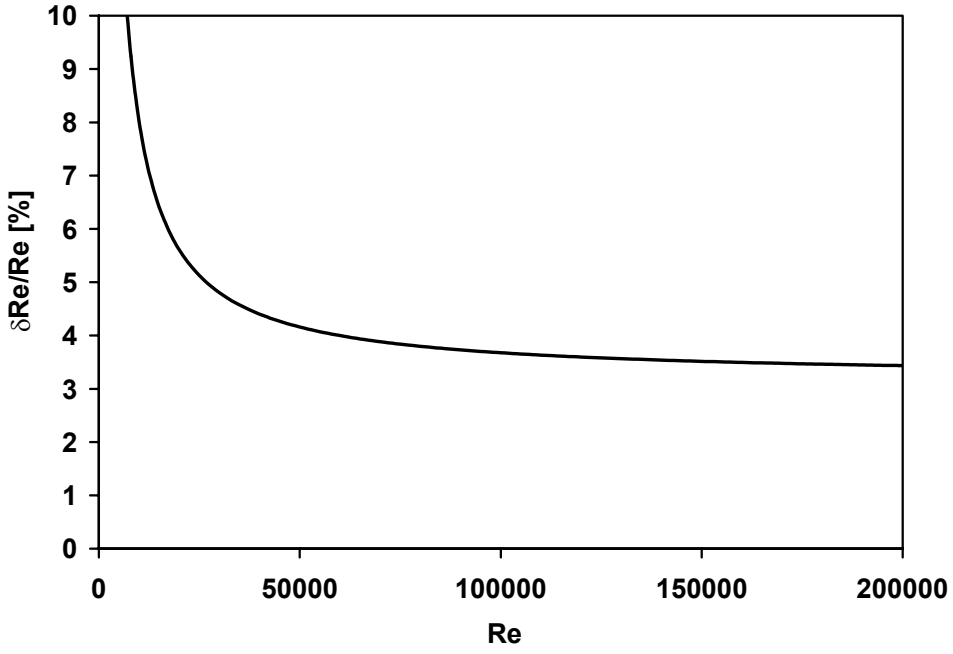


Abbildung A.1: Relativer Größtfehler für die Reynolds-Zahl

Reibungsbeiwerte

Für die Berechnung der Reibungsbeiwerte wurde Gleichung 2.6 verwendet. Schreibt man diese Gleichung in Abhängigkeit aller Messgrößen auf, so ergibt sich:

$$f = \frac{dp}{dx}\frac{pD_h A^2}{2RT\dot{m}_A{}^2} \tag{A.3}$$

Der Druckgradient wird linear anhand der Druckdifferenz zwischen Eintritt und Austritt aus der Messstrecke der Länge l_p bestimmt. Der sich dafür ergebende absolute Fehler lautet:

$$\delta\left(\frac{dp}{dx}\right) = \frac{dp}{dx}\left(\frac{2}{dx}\delta p + \frac{1}{l_p}\delta l_p\right) \tag{A.4}$$

Für den relativen Größtfehler des Reibungsbeiwertes folgt dann:

$$\frac{\delta f}{f} = \frac{3}{p}\delta p + \frac{1}{l_p}\delta p + \frac{1}{D_h}\delta D_H + \frac{2}{A}\delta A + \frac{2}{\dot{m}_A}\delta\dot{m}_A + \frac{1}{R}\delta R + \frac{1}{T}\delta T \tag{A.5}$$

Die Ergebnisse sind in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl in Abbildung A.2 dargestellt.

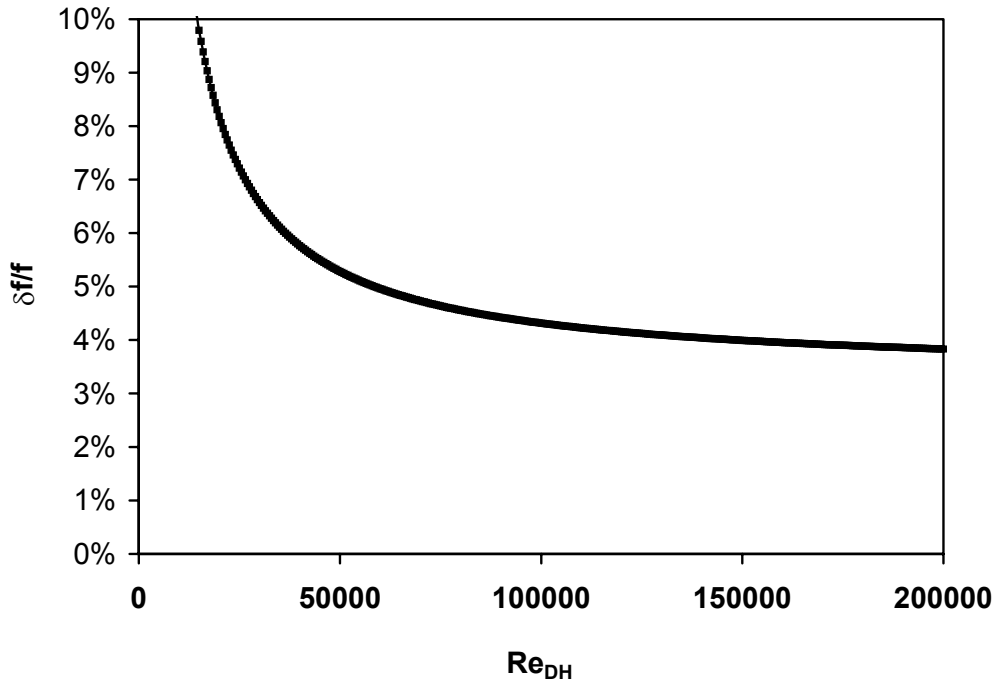


Abbildung A.2: Relativer Größtfehler für den Reibungsbeiwert

Wärmeübergang

Zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α wird Gleichung (2.16) benutzt. Dabei misst man die Temperaturen T_w, T_g und T_0 sowie die Zeit t

$$\frac{T_w - T_0}{T_g - T_0} = 1 - \left(e^{\beta^2} erfc(\beta)\right) \qquad \beta = \frac{\alpha \sqrt{t}}{\sqrt{\lambda \ \rho \ c}} \tag{A.6}$$

Wobei

$$W = \sqrt{\rho_w c_w \lambda_w} \tag{A.7}$$

und

$$\theta = \frac{T_w - T_0}{T_g - T_0} \tag{A.8}$$

Nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz ergibt sich für Materialkonstante:

$$\delta W = \frac{1}{2}\left(\sqrt{\frac{c_w \lambda_w}{\rho_w}}\delta\rho_w + \sqrt{\frac{\rho_w \lambda_w}{c_w}}\delta c_w + \sqrt{\frac{c_w \rho_w}{\lambda_w}}\delta\lambda_w\right) \tag{A.9}$$

Der Fehler der dimensionslosen Temperatur lautet:

$$\delta\theta = \frac{(T_g - T_0)\delta T_w + (T_g - T_w)\delta T_0 + (T_w - T_0)\delta T_g}{(T_g - T_0)^2} \tag{A.10}$$

Für den in Gleichung A.6 eingeführte Faktor β gilt:

$$\beta = \frac{\alpha\sqrt{t}}{W} \tag{A.11}$$

$$\delta\beta = \left[\frac{2}{\sqrt{\pi}} - 2\beta e^{\beta^2} erfc(\beta)\right]\delta\theta \tag{A.12}$$

Mit Gleichung A.11 lässt sich schließlich der absolute Größtfehler von α zu

$$\delta\alpha = \frac{W}{\sqrt{t}}\delta\beta + \frac{\beta}{\sqrt{t}}\delta W + \frac{\beta W}{2\sqrt{t^3}}\delta t \tag{A.13}$$

bestimmen und anschließend umformen in den relativen Größtfehler:

$$\frac{\delta\alpha}{\alpha} = \frac{1}{\beta}\delta\beta + \frac{1}{W}\delta W + \frac{1}{2t}\delta t \tag{A.14}$$

Mit den Gleichungen A.7 bis A.14 ist es möglich, unter Einbeziehung aller beim Versuch auftretenden Mess- und Stoffgrößen inklusive deren absoluter Fehler, den absoluten und relativen Größtfehler des Wärmeübergangskoeffizienten zu berechnen. Der relativen Fehler setzt sich zusammen aus Werkstoffungenauigkeiten und aus der Zeitmessung hervorgerufener Fehler.

In Abbildung A.3 sind die für diese Arbeit gültigen relativen Höchstfehler des Wärmeübergangskoeffizienten dargestellt.

Der tatsächliche Fehler aufgrund des Auswertprinzips wird natürlich deutlich kleiner sein, als durch die hier gezeigte Fehlerabschätzung bestimmt

Für diese Arbeit lagen die Wärmeübergangszahlen der verschiedenen Reynoldszahlen im Bereich zwischen 70 W/m^{2}K und 390 W/m^{2}K.

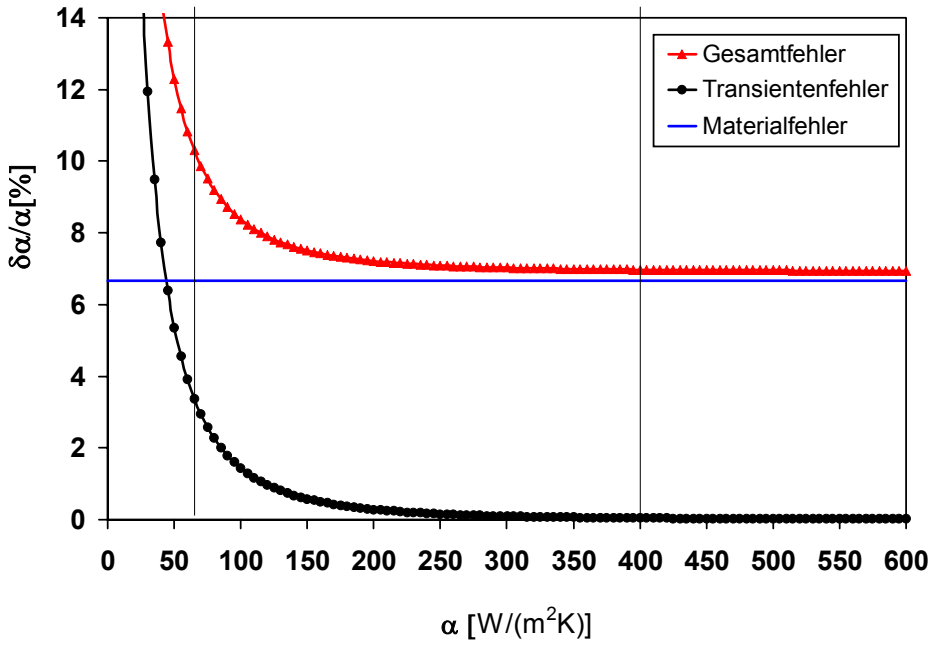


Abbildung A.3: Relativer Größtfehler für den Wärmeübergang

LEBENSLAUF

PERSÖNLICHE DATEN

Name	Mahmoud Amro
Geburtsdatum:	27.03.1969
Familienstand:	verheiratet (drei Kinder)

BERUFSWEG

08/04 bis heute	Entwicklungsingenieur bei Siemens Power Generation
07/99-08/04	Wissenschaftlicher Mitarbeiter der Universität Stuttgart am Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt (ITLR), Forschungsgebiet Wärmeübertragungsintensivierung und Kühlung von Gasturbinenschaufeln.

STUDIUM

22.12.1998	Diplomprüfung
13.10.1994	Abschluss des Vorexamens in Maschinenbau
04/1991	Maschinenbaustudium an der Technischen Universität Clausthal
06/89-01/91	Deutschkurs und Studienkolleg mit dem Schwerpunktkurs (technische und mathematisch-naturwissenschaftl. Studien) bei der Universität des Saarlandes
15.04.1989	Einreise in die Bundesrepublik Deutschland

SCHULAUSBILDUNG

1988	Abitur
1985-1988	Gymnasium
1975-1984	Grund- und Mittelschule

PRAKTIKA UND TÄTIGKEITEN

1996-1998	Wissenschaftliche Tätigkeiten im Sonderforschungsbereich 180 an der TU Clausthal
1990-1995	Tätigkeiten bei DaimlerChrysler für mehrere Monate als Werkstudent in der Gießerei und Montage
7/8-93	Praktische Ausbildung in der Bearbeitung und Montage bei Firma Mahle in Stuttgart
7/8-91	Praktische Ausbildung in der Gießerei bei Firma Mahle in Stuttgart

EDV KENNTNISSE

Betriebssysteme:	Windows
Programme/Anwendungen:	MS-Office; AdobePremiere; CorelDraw; Micrografix; PaintShop
Programmierung:	LabView; Fortran; HTML
Konstruktion:	Medusa; Pro/E

SPRACHEN

Arabisch; Deutsch; Englisch

HOBBYS

Schwimmen; Wandern