

DIPLOMARBEIT

**Experimentelle Untersuchung der Konvektionsverluste eines
rotierenden Hohlraumreceivers für Solarturmkraftwerke**

Autor:

Niklas Waibel

Matrikel-No:

2878471

Betreuer Technische Universität München:

Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer
Dipl.-Ing. Stephan Parzinger

Betreuer DLR Solarforschung:

Dipl.-Ing. Wei Wu
Dipl.-Ing. Lars Amsbeck

12. Oktober 2011

Kurzfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss von Rotation auf die Konvektionsverluste eines neuartigen Hohlraumreceivers für Solarturmkraftwerke experimentell untersucht. Dazu ist ein Teststand im Labormaßstab ausgelegt, aufgebaut und in Betrieb genommen worden.

Ein Überblick über bereits durchgeführte Studien bei Konvektionsverlusten und Untersuchungen von rotierenden Konvektionsströmungen hat die Notwendigkeit eines derartigen Teststands gezeigt, da kaum Informationen über Strömungszustände bei den vorliegenden Randbedingungen vorliegen. Der Teststand besteht aus einem einseitig geöffneten zylindrischen Hohlraum, welcher entlang seiner Längsachse bei verschiedenen einstellbaren Drehzahlen rotiert, sowie bei variablen Neigungswinkeln betrieben werden kann. Die Wände des Hohlraums können mittels elektrischer Heizung auf Temperaturen bis zu 900°C erhitzt werden. Mit Hilfe geeigneter Messsysteme sind abgegebene Heizleistung und Wandtemperaturen genau messbar, woraus sich die Konvektionsverluste durch experimentelle Berücksichtigung der Wärmeleitungsverluste und analytischer Kalkulation der Strahlungsverluste bestimmen lassen.

In den durchgeführten Experimenten wird gezeigt, dass im untersuchten Drehzahlbereich mit zunehmender Rotation die Konvektionsverluste abnehmen, wobei der senkende Effekt der Rotation bei größeren Neigungswinkeln sogar zunimmt.

Abstract

Within the scope of the present work, an experimental set-up has been designed and constructed in order to investigate the effect of rotation on convection losses for a new type of solar cavity receiver. First experiments have shown the feasibility of the test rig for the desired application.

A literature review regarding rotational convection has shown the need for these investigations due to the lack of available studies with the present boundary conditions. The effect of rotation on convection losses is analyzed for an one-side opened cylindrical cavity with respect to different rotation rates and inclination angles. The inner cavity walls can be heated up to 900°C using electrical heating wires. The heating power and surface temperatures are measured precisely using eligible measurement devices, whereas the convection losses can be determined by subtracting the experimental estimated conduction and analytical calculated radiation losses from the heating power.

The conducted experiments yield a decrease of the convective heat losses with increasing rotation speed, whereas for larger inclination angles the positive effect of rotation even increases.

Erklärung

Hiermit versichere ich, die vorliegende Arbeit selbständig verfasst zu haben. Ich habe keine anderen Quellen und Hilfsmittel als die angegebenen verwendet.

Ort, Datum

Niklas Waibel

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	IV
Tabellenverzeichnis	VI
Nomenklatur	VI
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung und Vorgehensweise	2
1.3 Aufbau der Arbeit	2
2 Stand der Technik	3
2.1 Solarturmkraftwerke	3
2.2 Partikelreceiver	5
2.3 Zentrifugal-Partikelreceiver	6
3 Theoretische Grundlagen	9
3.1 Konvektionsströmung	9
3.1.1 Erhaltungsgleichungen	10
3.1.2 Dimensionslose Größen der Konvektionsströmung	10
3.2 Studien über Konvektionsverluste bei Cavityreceivern	12
3.2.1 Studien von Clausing	15
3.2.2 Studie von Koenig & Marvin	17
3.2.3 Studie von Stine & McDonald	17
3.2.4 Studie von Leibfried und Ortjohann	17
3.2.5 Studie von Taumoefolau	18
3.2.6 Studie von Paitoonsurikarn	19
3.3 Rotierende Konvektion	19
4 Konzeption und Konstruktion des Prüfstands	22
4.1 Beschreibung des Versuchsstands und -aufbaus	22
4.1.1 Drehrohr	22
4.1.2 Lagerbox	26
4.1.3 Aufhängung der Lagerbox	27
4.2 Vorauslegungen	27
4.2.1 Mechanische Auslegung	27

4.2.2	Thermodynamische Auslegung des Prüfstands	28
4.3	Verwendete Messsysteme	30
4.3.1	Steuerung und Messung der Heizleistung	31
4.3.2	Temperaturmessung	32
4.3.3	Thermografiemessung	33
4.3.4	Messung und Steuerung der Drehzahl	34
4.3.5	Analog-Digital-Wandler	35
4.4	Mess- und Steuerungsprogramm	35
5	Experimentelle Untersuchungen und Ergebnisse	37
5.1	Voruntersuchungen	37
5.1.1	Kalibrierung der Thermoelemente	37
5.1.2	Aufheiztest ohne Isolierung	37
5.1.3	Experimentelle Bestimmung der Strahlungsverluste	40
5.1.4	Experimentelle Bestimmung der Wärmeleitungsverluste	40
5.2	Fehlerabschätzung	44
5.2.1	Systematische Fehler	44
5.2.2	Statistische Fehler	47
5.3	Durchführung der Experimente	48
5.3.1	Prinzipielles Vorgehen	48
5.3.2	Definition der Stationarität	49
5.3.3	Filterung der Messdaten	50
5.3.4	Interpolation der Wandtemperatur	51
5.3.5	Berechnung der Strahlungsverluste	53
5.4	Ergebnisse	56
5.4.1	Vergleich mit Korrelationen ohne Rotation	56
5.4.2	Einfluss der Rotation auf Konvektion bei horizontaler Drehachse	58
5.4.3	Einfluss Neigungswinkel	59
5.4.4	Darstellung in dimensionlosen Größen	63
5.5	Diskussion und Fazit	65
6	Zusammenfassung und Ausblick	68
6.1	Zusammenfassung	68
6.2	Ausblick	69
	Literaturverzeichnis	71
	Anhang	74
	A Auflistung der Messergebnisse	75
	B Mechanische Auslegung	76
B.0.1	Dimensionierung des Motors	76

C Voruntersuchung	78
C.1 Kalibrierung der Thermoelemente	78
C.2 Messwerte zu Aufheiztttest ohne Isolierung	80
D Berechnungsdaten	81
D.1 Emissivität Pyromark	81
D.2 Konstanten zur Berechnung der charakteristische Länge nach Paitoonsurikarn .	82
E Ablaufdiagramm der Filterung	83
F Vergleich Infrarotbild und interpolierter Temperaturverlauf	84

Abbildungsverzeichnis

2.1	Solarturmkraftwerk in Jülich	4
2.2	Schematischer Aufbau eines Partikelreceivers	7
2.3	Drehrohrreceiver zur thermischen Wasserstoffsynthese	8
3.1	Übersicht verschiedener Receivergeometrien ausgewählter Studien zu Konvektionsverlusten	14
3.2	Schematische Darstellung der verschiedenen Strömungsbereiche nach Clausing	15
3.3	Stromlinien bei nach oben gerichteter Cavity	18
4.1	Bild des Teststands	23
4.2	CAD-Bild des geschnittenen Drehrohrs	24
4.3	CAD-Darstellung der Lagerbox	26
4.4	Schematische Übersicht über Mess- und Steuergeräte des Prüfstands	31
4.5	Übersicht der Temperaturmessstellen am Innenrohr	33
4.6	Schematische Übersicht der Temperaturmessstellen auf der Rückwand	34
5.1	Vorversuch zur Beobachtung des Aufwärm- und Abkühlverhaltens	39
5.2	Deckel für die experimentelle Bestimmung der Wärmeleitungsverluste	42
5.3	Gemessene Wärmeleitungsverluste in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen Wand und Umgebung.	43
5.4	Aufgenommene Wandtemperaturen bei 1200W Heizleistung	50
5.5	Ausschnitt des ungefilterten Messsignals	51
5.6	Konvergenzverhalten bei schrittweiser Erhöhung der Auflösung	52
5.7	Vergleich des Infrarotbilds mit den interpolierten Temperaturverläufen bei Stillstand	54
5.8	Einfügen von Hilfsebenen zur Bestimmung der Sichtfaktoren	55
5.9	Verlauf der berechneten Strahlungsverluste bei Erhöhung der Anzahl an Segmenten	56
5.10	Vergleich der gemessenen Konvektionsverluste mit Korrelationen bei 0° Neigungswinkel.	57
5.11	Absolute (a) und relative (b) Auswirkungen der Rotation auf die Konvektionsverluste.	58
5.12	Schemazeichnung der verwendeten Definition des Neigungswinkels.	60
5.13	Konvektionsverluste und Wandtemperaturen in Abhängigkeit des Neigungswinkels.	61

5.14	Zusammensetzung der Heizleistung von 700 W in Konvektions-, Wärmeleitungs- und Strahlungsverluste bei den verschiedenen Neigungswinkeln.	62
5.15	Vergleich des Einflusses von Rotation und Neigungswinkel auf die Konvektionsverluste.	63
5.16	Darstellung der Nusselt-Zahl über der Rayleigh-Zahl der Versuche bei Stillstand.	65
5.17	Darstellung der Nusselt-Zahl über die Rossby-Zahl in Abhängigkeit der verschiedenen Neigungswinkel.	66
D.1	Gemessene Werte der Emissivität für Pyromark 2500	81
E.1	Ablaufdiagramm des Filters	83
F.1	Vergleich des Infrarotbilds mit den interpolierten Temperaturverläufen bei 120 U/min	84

Tabellenverzeichnis

3.1	Übersicht über durchgeführte Studien zu Konvektionsverlusten bei Cavities. . . .	13
5.1	Übersicht der systematischen Messunsicherheiten	47
5.2	Möglicher Variationsbereich der Parameter und gewählte Parameter für die Experimente.	49
5.3	Übersicht der durchgeführten Experimente.	49
5.4	Übersicht interpolierte Konvektionsverluste bei bei konstanter Wandtemperatur	59
C.1	Ergebnisse der Kalibrierung der Thermoelemente	79
C.2	Gemessene Temperaturen in den Vorversuchen	80
D.1	Abgelesene Werte für die Emissivität aus dem Diagramm Abbildung D.1	81
D.2	Konstanten zur Berechnung der charakteristischen Länge nach Paitoonsurikarn	82

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
a	$[\text{m}^2/\text{s}]$	Temperaturleitfähigkeit
a_i	$[-]$	Konstante
A	$[\text{m}^2]$	Fläche
A_{ap}	$[\text{m}^2]$	Aperturfläche
A_{cav}	$[\text{m}^2]$	Cavityfläche
b_i	$[-]$	Konstante
d	$[\text{m}]$	Dicke
g	$[\text{m}/\text{s}^2]$	Gravitationskonstante
i	$[-]$	Index
F_{ij}	$[-]$	Sichtfaktor
H	$[\text{W}]$	Helligkeit
L	$[\text{m}]$	Länge
L_s	$[\text{m}]$	charakteristische Länge
n	$[-]$	Anzahl
\dot{q}	$[\text{W}/\text{m}^2]$	Wärmestromdichte
\dot{Q}	$[\text{W}]$	Wärmestrom
U	$[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$	Wärmedurchgangszahl
R_{th}	$[\text{K}/\text{W}]$	Wärmewiderstand
r	$[\text{m}]$	Radius
T	$[\text{°C}]$ oder $[\text{K}]$	Temperatur
T_F	$[\text{°C}]$ oder $[\text{K}]$	Fluidtemperatur
T_W	$[\text{°C}]$ oder $[\text{K}]$	Wandtemperatur
T_∞	$[\text{°C}]$ oder $[\text{K}]$	Umgebungstemperatur
v	$[\text{m}/\text{s}]$	Geschwindigkeit
w	$[\text{m}/\text{s}]$	Geschwindigkeit
x	$[\text{m}]$	Ort

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	[W/m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient
$\bar{\alpha}$	[W/m ² K]	mittlerer Wärmeübergangskoeffizient
β	[1/K]	Wärmeausdehnungskoeffizient
ϵ	[-]	Gesamtemissionsgrad
λ	[W/m K]	Wärmeleitfähigkeit
μ	[N s/m ²]	dynamische Viskosität
ν	[m ² /s]	kinematische Viskosität
Ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit
Φ	[°] oder [rad]	Neigungswinkel
φ	[rad]	Konstante
σ	[W/m ² K ⁴]	Stefan-Boltzmann'sche Strahlungskonstante

Indizes

Symbol	Bedeutung
a	Apertur
b	Innenraum
c	Cavity
s	Stagnationszone
th	thermisch
W	Wand
∞	Umgebung

1 Einleitung

In den letzten Jahren hat die Bedeutung der regenerativen Energien im Rahmen der Diskussion um globale Klimaerwärmung, Ressourcenknappheit und einem damit einhergehenden Anstieg der Rohstoffpreise enorm zugenommen. Um den Ausstoß von Treibhausgasen zu reduzieren und gleichzeitig eine bezahlbare und sichere Stromversorgung zu gewährleisten, wird weltweit an der Optimierung von Technologien der regenerativen Energieerzeugung gearbeitet. Der nachhaltigen Stromerzeugung mit konzentrierenden solarthermischen Kraftwerken (CSP - Concentrating Solar Power) kommt auf Grund ihres immensen Potentials eine wichtige Rolle zu. Ein großer Vorteil dieser Technologie besteht darin, dass durch den Einsatz von thermischen Energiespeichern eine Entkopplung von Sonneneinstrahlung und Stromerzeugung möglich ist.

Derzeit liegen die Stromgestehungskosten bei der solarthermischen Stromerzeugung mit rund 0,19 Euro/kWh allerdings noch weit über den Marktpreisen und den Stromgestehungskosten bei der konventionellen Kraftwerkstechnik [27]. Gleichzeitig konkurriert die Solarthermie mit anderen regenerativen Energieerzeugungsformen wie Windkraft, Biomasse oder auch der Stromerzeugung durch Photovoltaik. Um die solarthermische Stromerzeugung wettbewerbsfähiger zu machen, sind deswegen weitere Forschungsanstrengungen notwendig, um die Stromgestehungskosten zu senken. Gerade durch einfachere Bauweisen, höhere Wirkungsgrade und günstigere Fertigung dieser durch Produktion in höherer Stückzahl erhofft man sich ein großes Kostensenkungspotential.

1.1 Motivation

Bereits in den 80er Jahren wurden erste Forschungsarbeiten zu solaren Partikelreivern für den Einsatz in Solarturmkraftwerken durchgeführt, die einige wesentliche Vorteile gegenüber konventionellen Luft- oder Salzreivern aufweisen (siehe Abschnitt 2.1). Besonders am Sandia National Laboratories Albuquerque (SNLA), New Mexico, wurden verschiedene Konzepte ausgearbeitet und ihre generelle Machbarkeit nachgewiesen [10].

Am Institut für Solarforschung des Deutschen Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR) wird derzeit an einem neuartigen Konzept, dem sogenannten Zentrifugal-Partikelreceiver, geforscht. Hierbei handelt es sich um einen rotierenden, zylindrischen Hohlraumreceiver, dessen gesamte Seitenwand mit einem dünnen, optisch dichten Partikelfilm bedeckt ist. Die konzentrierte Solarstrahlung wird direkt durch die etwa 1 mm großen Keramikpartikel absorbiert. Die Funktionsweise wird detailliert in Abschnitt 2.3 beschrieben. Mit diesem Konzept erhofft man sich einen höheren Prozesswirkungsgrad aufgrund höherer erreichbarer Prozesstemperaturen, geringere Kosten sowie Vorteile durch die direkte Speicherbarkeit der Partikel, siehe Kapitel 2.3. Allerdings sind neben der konkreten konstruktiven Ausführung auch noch

einige grundlegende Fragestellungen offen, wobei eine wichtige die Konvektionsverluste betrifft. Um den thermischen Wirkungsgrad des Zentrifugal-Partikelreceivers im Wesentlichen abschätzen zu können, ist eine detaillierte Untersuchung der Konvektionsverluste notwendig.

In der Vergangenheit wurde bereits eine Vielzahl an Studien zu Konvektionsverlusten in konventionellen Hohlraumreceivern durchgeführt. Auf Basis von experimentellen und analytischen Daten wurden verschiedene Korrelationen aufgestellt, mit dem Versuch, eine allgemein gültige Aussage über Konvektionsverluste zu finden. Die wichtigsten Arbeiten sind in Kapitel 3.2 aufgeführt. Die vorliegenden Korrelationen beziehen sich allerdings auf einen feststehenden Receiver. Beim Zentrifugal-Partikelreceiver spielt die Rotation jedoch eine entscheidende Rolle und ihr Einfluss muss berücksichtigt werden. Ziel dieser Arbeit ist es daher, diesen Einfluss der Rotation auf die Konvektionsverluste experimentell zu identifizieren und gegebenenfalls zu quantifizieren.

1.2 Zielsetzung und Vorgehensweise

Um die zu erwartenden Konvektionsverluste bei einem rotierenden Partikelreceiver abschätzen zu können, soll in vorliegender Arbeit ein verkleinertes Labormodell aufgebaut werden. Für die reine Untersuchung des Einflusses der Rotation auf die Konvektionsströmung werden die Partikel zunächst nicht berücksichtigt und stattdessen eine homogene beheizte Zylinderwand untersucht. Um die entscheidenden, physikalischen Zusammenhänge zu studieren, soll das Labormodell derart konzipiert werden, dass Experimente für verschiedene Drehzahlen, Neigungswinkel und Temperaturen durchgeführt werden können. Da in mehreren Studien bereits nicht rotierende Cavities untersucht und Korrelationen aufgestellt wurden, sollen zusätzlich die erhaltenen Ergebnisse im nicht rotierenden Betrieb gemessen und mit diesen verglichen werden.

Neben diesen ersten Aussagen zur Auswirkung der Rotation auf die Konvektionsverluste sollen die Experimente als Validierung von numerischen Simulationen dienen. Bei erfolgreicher Validierung und Verifikation kann somit, statt aufwendiger Experimente, in Zukunft vermehrt auf Simulationsstudien zurückgegriffen werden, da Experimente sehr zeit- und kostenaufwendig sind.

1.3 Aufbau der Arbeit

In vorliegender Arbeit wird einleitend der Stand der Technik bei punktkonzentrierenden Solarturmkraftwerken und insbesondere bei Partikelreceivern erläutert. In einem Unterkapitel werden das Funktionsprinzip des Zentrifugal-Partikelreceivers, dessen Vorteile sowie noch zu lösende Herausforderungen geschildert. In Kapitel 3 werden die theoretischen Grundlagen beschrieben, mit denen in dieser Arbeit gearbeitet wird. Zusätzlich wird ein Überblick über relevante Literatur gegeben. In Kapitel 4 werden der Aufbau des Konvektionsprüfstand sowie die verwendeten Mess- und Steuergeräte beschrieben und die Gründe für die Auswahl dieser Messmethoden aufgeführt. In Kapitel 5 werden schließlich die durchgeführten Versuche erläutert, die Ergebnisse präsentiert und diese abschließend diskutiert.

2 Stand der Technik

2.1 Solarturmkraftwerke

Die Energiedichte der auf der Erdoberfläche auftreffenden Sonneneinstrahlung ist relativ gering, weswegen bei der solarthermischen Stromerzeugung das Sonnenlicht zunächst optisch konzentriert wird. Dazu existieren zwei Arten der Konzentration. Zum Einen sind dies linear-konzentrierende Systeme (beispielsweise Parabolrinnenkraftwerke), bei welchen parabolrinnenförmige, einachsig nachgeführte Spiegel das Sonnenlicht auf Rohre richten und ein darin im Kreislauf strömendes Fluid (Wasser oder Thermoöl) erhitzen. Mit diesem Fluid kann dann beispielsweise direkt (bei Verdampfung innerhalb der Rohre) oder über einen Wärmetauscher mittels eines Dampfprozesses (Clausius Rankine Prozess) Strom erzeugt werden.

Die andere Art, die einfallende Sonnenstrahlung zu konzentrieren, geschieht bei punktkonzentrierenden Systemen. Eines davon sind die Solarturmkraftwerke. Hierbei konzentrieren eine Vielzahl von Spiegeln (sogenannte Heliostaten), die zweiachsig der Sonne nachgeführt werden, das Sonnenlicht in einem Receiver, der auf einen Turm positioniert ist (siehe Abbildung 2.1). Es gibt eine Vielzahl an verschiedenen Receivertypen, wobei ihr größtes Unterscheidungsmerkmal die Wahl des Wärmeträgermediums ist. Durchgesetzt haben sich bis jetzt zwei Arten: Zum Einen gibt es die Receivertypen, welche ein flüssiges Wärmeträgermedium verwenden. Dabei fließt durch ein Rohrbündel Wasser oder Salzschnmelze, welches durch die Sonneneinstrahlung direkt verdampft oder erwärmt wird. Zum Anderen existieren Receivertypen, welche Luft als Wärmeträgermedium verwenden. Bei diesen strömt Luft durch einen sogenannten volumetrischen Receiver, erhitzt sich durch die konzentrierte Sonneneinstrahlung und wird anschließend direkt (Einkopplung der erhitzten und komprimierten Luft in einen Gasturbinenprozess) oder indirekt (über Wärmetauscher und Wasser-Dampfprozess) zu Strom umgewandelt. Die Vorteile konzentrierender und insbesondere punktkonzentrierender Systeme sind dabei [42] [39] :

- Es sind hohe Wirkungsgrade im nachgeschalteten Stromerzeugungsprozess möglich, da bei solaren Turmkraftwerken eine hohe Konzentration des Sonnenlichts (Faktor 200 bis 1000) möglich ist und somit Temperaturen von über 1000 °C erreicht werden können. Durch die höhere Prozesstemperatur sind im nachgeschalteten Stromerzeugungsprozess höhere Wirkungsgrade erzielbar .
- Wegen den hohen erreichbaren Prozesstemperaturen und den hohen Strahlungsdichten (300 bis 1000 kW/m²) können durch eine hohe Anzahl an Heliostaten Leistungen von mehreren 100 MW erreicht werden. Dadurch ist es möglich, konventionelle Kraftwerkstechnologie wie Wasser-Dampf-Prozesse (Rankine-Cycle) oder Gasturbinenprozesse (Joule-Brayton-Prozess) einzusetzen, welche bereits einen hohen Entwicklungsstand haben.



Abbildung 2.1: Solarturmkraftwerk in Jülich, links sind die Heliostaten, welche das Sonnenlicht auf den zentralen Receiver am Turm rechts richten. Quelle: DLR

- Durch den möglichen Einsatz konventioneller Kraftwerkstechnologie sind Hybrid-Lösungen, bei denen neben der solaren Energiequelle zusätzlich eine konventionelle Feuerung existiert, möglich. Dies senkt einerseits das Investitionsrisiko, da bei Ausfall des solaren Teils das Kraftwerk weiter betrieben werden und der Ausbau des Kraftwerks modular erfolgen kann. Außerdem ist eine Stromproduktion auch während strahlungsarmen Zeiten möglich.
- Durch den Einsatz eines thermischen Speichers können eine größere Anlagenverfügbarkeit und eine Entkopplung zwischen direkter Stromerzeugung und Sonneneinstrahlung erreicht werden. Dies hat zum Vorteil, dass kurzzeitige Schwankungen der Solarstrahlung (z.B. bei Wolkendurchgang) ausgeglichen werden können und bei entsprechender Dimensionierung des thermischen Speichers ebenfalls in Nachtstunden Strom produziert werden kann.

Trotz dieser Vorteile gibt es erst wenige kommerzielle Kraftwerke. Das weltweit erste kommerziell in Betrieb gegangene Solarturmkraftwerk ist die PS10 in Spanien, welches mit einer installierten Leistung von 11 MW_{el} mittels eines Wasserdampfreceivers Strom produziert. Insgesamt wurde die technische Umsetzbarkeit bereits in einer Vielzahl von Projekten nachgewiesen, in denen die Solarturmkraftwerke meist kleinere Demonstrations- und Pilotanlagen in einer Größenordnung von 1 bis 10 MW_{el} sind [39]. Eine breite Markteinführung ist nur zu erwarten, wenn weitere Kostensenkungen durch Forschung und Neuentwicklungen realisiert werden können.

2.2 Partikelreceiver

Wie bereits einleitend in Abschnitt 1.1 geschrieben, erhofft man sich durch den Partikelreceiver, bei welchem Keramikpartikel direkt konzentrierter Solarstrahlung ausgesetzt sind, eine weitere Kostenreduktion und neue Einsatzmöglichkeiten der konzentrierenden Solarthermie. Diese ergeben sich zumeist aus den Vorteilen durch den Einsatz von Partikeln als Wärmeträgermedium [14]:

- Gleichzeitiges Absorber- und Wärmeträgermedium: Da die Partikel direkt bestrahlt werden, entfallen spezielle Bauteile, wie Absorberwände oder -rohre. Neben der Materialeinsparung vermeidet man dadurch Übertemperaturen, welche schädlich für die Werkstoffe sind (Thermospannungen) und größere Wärmeverluste (Abstrahlungsverluste, Konvektionsverluste) produzieren.
- Nutzung der Partikel als Speichermedium möglich: Partikel können im heißen Zustand direkt zwischengelagert werden. Aufgrund ihrer hohen Wärmekapazität können bei entsprechender Dimensionierung der thermischen Speicher Kraftwerke realisiert werden, welche auch nachts Strom produzieren.
- Breiter Betriebstemperaturbereich: Keramikpartikel, welche derzeit für den Einsatz in Partikelreceivern angedacht werden, können problemlos Temperaturen über 1300 °C widerstehen [21], und somit bei den hohen Temperaturen, die in Solarturmkraftwerken erreicht werden können, verwendet werden. Außerdem kann bei Partikelreceivern eine hohe Temperaturdifferenz zwischen Partikelein- und austritt realisiert werden, wodurch hohe thermische Leistungen bei relativ geringen Massenströmen umgesetzt werden.
- Keine Phasenänderung der Partikel im gesamten Kreislauf: Im Gegensatz zum Receiver mit direkter Wasserverdampfung, kommt es im Partikelreceiver zu keiner Phasenänderung. Phasenänderungen im Receiver gestalten sich meist schwierig und erfordern spezielle Werkstoffe.
- Einfacher Transport der Partikel: Partikel können mechanisch oder pneumatisch transportiert werden. Außerdem verändern sich ihre Eigenschaften kaum mit der Temperatur, im Gegensatz zu beispielsweise Salz als Wärmeträgermedium, bei dem bei zu niedrigen Temperaturen die Gefahr der Erstarrung entsteht. Somit kann der Partikelreceiver relativ einfach an- und abgefahren werden und der Einbau von teuren Zusatzheizungen entfällt.

Bereits in den 80er Jahren wurde an Partikelreceivern geforscht. Am Sandia National Laboratory wurden dazu Studien über sogenannte Fallfilmreceiver (Solid Particle Solar Central Receiver, SPSC) durchgeführt. Dabei bilden fallende Partikel einen dichten Vorhang vor der Apertur aus, welcher von konzentrierter Solarstrahlung bestrahlt wird und sich während des Falls erhitzt. Allerdings besitzt dieses Konzept Nachteile bezüglich der Regulierung des Massenstroms zur Anpassung an variable Einstrahlungsstärken. Trotzdem können die in diesen Studien identifizierten Anforderungen an die Partikel direkt auf Anforderungen an die Partikel

beim Zentrifugal-Partikelreceiver übertragen werden. Die Anforderungen sind dabei im Einzelnen [10]:

- thermische Stabilität
- gute mechanische Stabilität vor allem bezüglich Abrieb
- gute Umweltverträglichkeit, da gerade bei offener Apertur ein Austritt der Partikel (beispielsweise Staub durch Abrieb) wahrscheinlich ist
- geringe Agglomerationsneigung der Partikel vor allem auch bei hohen Temperaturen
- hohe solare Absorbtivitätseigenschaften im gesamten Temperaturbereich
- einfache Transportierbarkeit und Handhabung
- gute Verfügbarkeit in großen Mengen und geringer Preis

Neben dem Fallturmkonzept sind weitere Konzepte wie Fließfilmreceiver, Wirbelschichtreceiver, Flugstromreceiver oder Keramikschnelreceiver denkbar [14]. Da der Zentrifugal-Partikelreceiver Gegenstand dieser Arbeit ist, sollen die anderen Konzepte nicht näher betrachtet werden.

2.3 Zentrifugal-Partikelreceiver

Im Prinzip besteht der Zentrifugal-Partikelreceiver aus einem rotierenden Zylinder, der zwischen 10° und 90° um seine horizontale Achse geneigt werden kann (Schemazeichnung siehe Abbildung 2.2). Am oberen Einlass werden die Partikel als Wärmeträgermedium zugeführt, die aufgrund der Zentrifugalkräfte ab einer bestimmten Drehzahl an die Wand des Receivers gedrückt werden. Sie bilden dabei einen dünnen, optisch dichten Partikelfilm aus, der aufgrund von Gravitation in Kombination mit Rotation eine langsame Abwärtsbewegung Richtung Apertur erfährt. Durch die Apertur einfallende, konzentrierte Solarstrahlung erhitzt die Partikel beim Durchlaufen des Receivers. Die genaue Partikelein- und -ausbringung ist konstruktiv zwar noch nicht festgelegt, soll aber auch nicht Gegenstand dieser Arbeit sein. Wichtig ist jedoch zu erwähnen, dass in vorangehenden Untersuchungen gezeigt werden konnte, dass sich bei der Wahl einer geeigneten Rotationsgeschwindigkeit tatsächlich ein optisch dichter Partikelfilm an der Zylinderwand ausbildet und die Verweilzeit der Partikel durch die verschiedenen Rotationsgeschwindigkeiten variiert werden kann [53].

Der Zentrifugal-Partikelreceiver besitzt mehrere Vorteile gegenüber den anderen Varianten der Partikelreceiver. Durch die Wahl der Rotationsgeschwindigkeit des Zentrifugal-Partikelreceivers kann die Verweilzeit der Partikel im Receiver über einen weiten Bereich eingestellt werden. Damit kann der Partikelmassenstrom der solaren Einstrahlung angepasst und die Austrittstemperatur der Partikel auf einem konstanten Temperaturniveau gehalten werden.

Ein weiterer Vorteil entsteht durch das Ausbilden eines stabilen Wandfilms durch die Rotation. Dadurch kommt es zu einer geringen Relativbewegung zwischen Partikeln und Receiverwand, was vermutlich den Abriebverlust der Partikel vermindert.

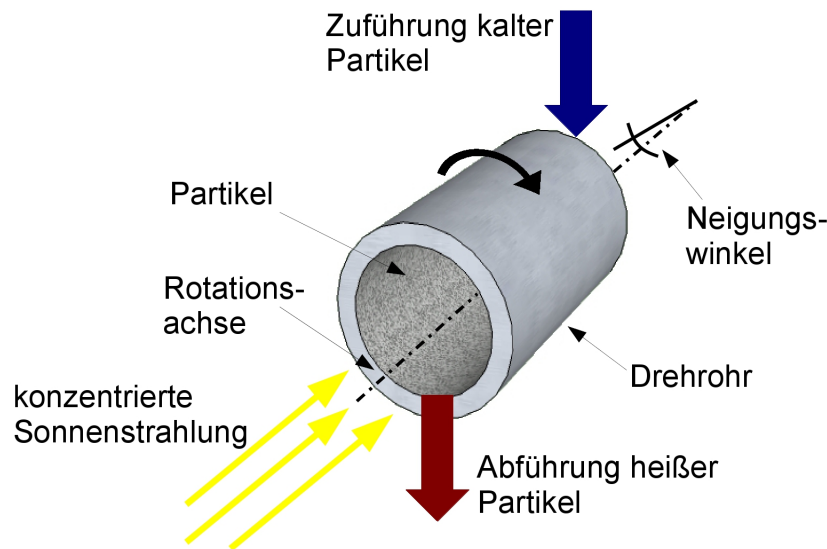


Abbildung 2.2: Schematischer Aufbau eines Partikelreceivers

Allerdings sind bis zum Bau eines Prototypen und dem späteren realen Einsatz des Zentrifugal-Partikelreceivers noch einige Herausforderungen zu meistern. Für die Rotationsbewegung muss zusätzliche Energie aufgebracht werden. Um diese möglichst gering zu halten, muss auf eine reibungsarme Konstruktion und auf einen sparsamen Antrieb geachtet werden. Erste Abschätzungen zeigen jedoch, dass diese zusätzlich benötigte Energie unter 1 % liegt [53]. Außerdem wird der Receiver meist nur stationär bzw. in einem begrenzten Drehzahlbereich variierend betrieben. Während des kontinuierlichen Betriebs müssen somit nur die Reibungskräfte der Lagerung aufgebracht werden. Hohe Antriebsleistungen werden lediglich beim Anfahrvorgang benötigt werden.

Für die Ein- und Ausbringung der Partikel muss ein möglichst wenig korrosives Verfahren entwickelt werden. So sollten z.B. durch geeignete Maßnahmen die Partikel nach dem Durchlaufen des Receivers langsam und kontinuierlich abgebremst werden.

Insgesamt stehen die Forschungen im Bereich solarer Partikelreceiver noch in der Anfangsphase. So gibt es derzeit noch keine marktreifen Wärmeübertrager im benötigten Temperaturbereich. Bei Fortführung des Konzept des Partikelreceivers müssen also zusätzliche Forschungsanstrengungen für notwendige Peripheriegeräte aufgewendet werden. Eine realistische Marktchance besteht erst, wenn die gesamten Systeme zuverlässig und kostengünstig verfügbar sind.

Dabei ist das Konzept eines drehenden Rohres zur Erwärmung von Partikeln nicht neu. In der Verfahrenstechnik existieren sogenannte Drehrohröfen, welche aus einem meist geneigten drehenden Rohr bestehen, die direkt oder indirekt mit Strom oder Gas beheizt werden. Diese werden u.a. für Trocknungsprozesse (z.B. Asphaltherstellung), Brennprozesse (z.B. Zementherstellung) oder zur Verbrennung (Sondermüll, Munitionsvernichtung) eingesetzt. Da Drehrohröfen in Größenordnungen von einem Kilowatt bis mehreren Megawatt bestehen, könnte bei der Realisation eines Zentrifugal-Partikelreceivers auf Erfahrungen in der Drehrohröfenkonstruktion, vor allem im Bereich Lagerung, Antrieb und verwendete Materialien

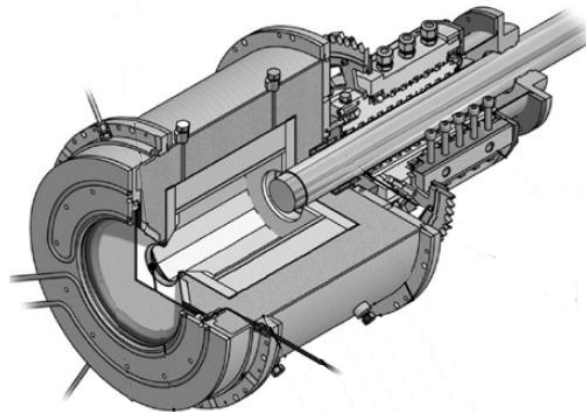


Abbildung 2.3: Drehrohrreceiver zur thermischen Wasserstoffsynthese [44]. Reaktanden strömen in das Drehrohr und werden durch die direkte konzentrierte Sonneneinstrahlung erhitzt. Durch die Drehbewegung des Receivers erfolgt die permanente Trennung der Produkte durch die Zentrifugalkraft.

zurückgegriffen werden.

Aber auch die Kombination von Drehung und Nutzung solarer Strahlung wurde bereits erforscht. Am Paul Scherer Institut und der ETH Zürich wurde ein solarer Drehrohrreceiver konzipiert, welcher der thermischen Wasserstoffsynthese dient [19, 34, 44, 47]. Abbildung 2.3 zeigt ein Schemabild des untersuchten Reaktors, in welchem die Reaktanden durch die solare Strahlung erwärmt werden und somit erst die Reaktion ermöglicht wird.

Weitere Studien zu solaren Drehrohren wurden durchgeführt für die Verwendung bei der Kalksteinbrennung [30], zur Wärmebehandlung und Recycling von Sondermüll [11]. Ein Patent zur Benutzung eines solaren Drehrohrs zur Zersetzung von Zinksulfit wurde angemeldet [45].

Allerdings werden in keinem der genannten Studien die Konvektionsverluste näher betrachtet, da sie bei den Drehrohröfen nicht relevant sind bzw. bei den Solarreaktoren nicht auftreten, da die Apertur mit einem Fenster verschlossen ist. Auch das funktionelle Prinzip dieser Reaktoren ist ein anderes. Bei allen obigen Projekten werden die aufgewärmten Partikel bzw. Medien direkt weiterverarbeitet. Ideen über Drehrohröfen- bzw. reaktoren, bei welchen die erwärmten Partikel lediglich als Absorber- und Wärmeübertragermedium für eine nachgeschaltete Stromerzeugung dienen, wurden in der Literatur bislang nicht gefunden.

Insgesamt sind somit nur schlecht verlässliche Aussagen über die genauen Konvektionsverluste bei Zentrifugal-Partikelreivern und damit über seinen thermischen Wirkungsgrad zu machen. Dieser setzt sich neben den Konvektionsverlusten noch aus den Verlusten durch Strahlung, Reflexion und Wärmeleitung zusammen. Während sich die letzteren Verluste noch relativ einfach und genau bestimmen lassen, besteht für die Konvektionsverluste noch eine große Unsicherheit, woraus sich die Motivation für die vorliegende Arbeit ableitet.

3 Theoretische Grundlagen

Bei Cavityreceivern treten, wie bereits im vorhergehenden Abschnitt erläutert, verschiedene Arten von Wärmeverlusten auf, die sehr unterschiedlich im Bezug auf Berechenbarkeit und konstruktive Beeinflussbarkeit sind. Während Verluste durch Wärmeleitung und Wärmestrahlung noch einfach zu bestimmen sind und die Genauigkeit ihrer Berechnung vor allem durch die Kenntnis der genauen Materialkennwerte bestimmt wird, stellt sich die Berechenbarkeit der Konvektionsverluste weitaus komplexer dar: Die sich aufgrund von Dichteunterschieden einstellende Konvektionsströmung, die stark von der Temperatur und der genauen Receivergeometrie abhängig ist, macht eine Vorhersage der zu erwartenden Verluste nur schwer möglich. Es wurden daher bereits zahlreiche Studien durchgeführt, welche die Konvektionsverluste in Cavityreceivern untersuchen und in denen teils empirische Korrelationen entwickelt wurden, um die Konvektionsverluste rechnerisch zu bestimmen. Im Folgenden werden die physikalischen Zusammenhänge der Konvektionsverluste näher beschrieben und ein Überblick über durchgeführte Studien und Korrelationen gegeben.

3.1 Konvektionsströmung

Konvektionsströmungen spielen in der Natur und in der Technik häufig eine große Rolle. So beeinflussen bzw. erzeugen sie das Wetter, zeigen sich für Meereströmungen verantwortlich und viele technischen Geräte greifen zur Erwärmung oder Abkühlung auf das Prinzip der Konvektion zurück. Bei der thermischen Konvektion wird thermische Energie mitsamt den Fluidteilchen transportiert. Dabei wird zwischen zwei Arten von Konvektion unterschieden, der freien und der erzwungenen Konvektion.

Bei der erzwungenen Konvektion werden durch eine bereits ausgeprägte Strömung Fluidteilchen bewegt und damit Wärme transportiert. Kennzeichnend für die erzwungene Konvektion ist, dass durch den Wärmetransport die Strömung nicht entscheidend beeinflusst wird. Mit aus Experimenten gewonnenen Korrelationen kann damit aufgrund der bekannten Strömungsform und Geometrie der Wärmeübergangskoeffizient und somit die Konvektionsströmung für viele Fälle analytisch berechnet werden [3].

Bei der freien Konvektion wirken aufgrund von Temperaturgradienten und damit einhergehenden Dichteunterschieden im Fluid Auftriebskräfte auf dieses. Die dadurch induzierte Strömung führt zu einem Abtransport von Energie. Heizt sich beispielsweise Luft über einer heißen Platte auf, so verstärkt sich durch die einsetzende Strömung aufgrund des Dichtegradienten der Wärmeübergang an der Platte. Erhöht sich der Wärmeübergang, verstärkt sich die Strömung und umgekehrt. Somit sind die Ursache und Auswirkung miteinander gekoppelt. Dies macht eine rechnerische Bestimmung der Konvektionsverluste sehr schwer, da gleichzeitig Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld berechnet werden müssen, welche im Fall der

freien Konvektion essentiell miteinander gekoppelt sind. Dafür existieren zwei verschiedene Ansätze. Die Berechnung mit numerischen Methoden, welche auf den Erhaltungsgleichungen beruhen, oder mit Hilfe dimensionsloser Kennzahlen und Korrelationen, welche auf empirischen Untersuchungen durch Experimente beruhen. Auf beide Ansätze soll im Folgenden kurz eingegangen werden.

3.1.1 Erhaltungsgleichungen

Wie alle Strömungsphänomene lässt sich die Konvektionsströmung mit Hilfe der Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie ausdrücken. Die Massenerhaltung für ein finites Element lautet damit

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho w_i) = 0. \quad (3.1)$$

Anders ausgedrückt: Die zeitliche Änderung der Masse ist gleich der ein- und ausströmenden Massenströme.

Die zweite Zustandsgleichung, die Impulsgleichung, lautet

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho w_i w_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \rho_{ij} \frac{\partial w_k}{\partial x_k} \right) \quad (3.2)$$

und beschreibt, dass die zeitliche Änderung des Impulses gleich der Änderung aus konvektivem Anteil, der Änderung durch Druck- und Scherkräfte ist, sowie aus Volumenkräften wie die Gravitation besteht.

Als letzte Zustandgleichung muss die Energieerhaltungsgleichung

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho w_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-(p w_j) + \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \mu \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial w_k}{\partial x_k} \right) \quad (3.3)$$

erfüllt sein. Eine Lösung dieser Gleichung ist analytisch nicht möglich. Mit den heutigen Rechenkapazitäten jedoch und durch das Aufstellen geeigneter Randbedingungen, sowie der Anwendung von Turbulenzmodellen können mittels numerischer Simulationen komplexe Konvektionsströmungen berechnet werden.

Allerdings wurden auch schon vor Vorhandensein geeigneter Rechenkapazität Möglichkeiten gefunden, Konvektionsströmungen zu berechnen, ohne die numerische Berechnung dieser komplexen Gleichungssysteme durchführen zu müssen. Dabei wurden für einfache Geometrien und Konfigurationen die Konvektionsverluste in Experimenten bestimmt und analytisch mit Hilfe geeigneter dimensionsloser Kennzahlen Korrelationen aufgestellt. Diese sollten es ermöglichen, ähnliche Probleme zu lösen, wie im folgenden Kapitel beschrieben wird.

3.1.2 Dimensionslose Größen der Konvektionsströmung

Um den konvektiven Wärmeübergang zu bestimmen, muss nicht das gesamte Temperatur- und Strömungsprofil berechnet werden, da beispielsweise bei der konvektiven Wärmeübertragung zwischen einer Wand und einem Fluid vor allem die Fluidschicht in Wandnähe von Bedeutung ist. In der nach Prandtl begründeten Theorie wird diese wandnahe Schicht Grenzschicht genannt. In dieser geht die Geschwindigkeit von Haftbedingungen an der Wand in

3.1 Konvektionsströmung

nahezu Maximalgeschwindigkeit der wandfernen Strömung über und die Wandtemperatur zur Fluidtemperatur der wandfernen Strömung (dabei ist die Grenzschicht für die Geschwindigkeit und der Temperatur in der Regel nicht identisch) [3]. Allerdings hängt der konvektive Wärmeübergang in der Grenzschicht in komplexer Art von dem Strömungs- und Temperaturprofil ab, weswegen man vereinfachend den konvektiven Wärmestrom \dot{q}

$$\dot{q} = \alpha(T_W - T_F) \quad (3.4)$$

mittels dem sogenannten lokalen Wärmeübergangskoeffizienten α auf die Differenz zwischen Wandtemperatur und wandfernen Fluidtemperatur (die sogenannte Freistromtemperatur) bezieht. Dieser Wärmeübergangskoeffizient bestimmt sich aus dem Temperaturprofil der thermischen Grenzschicht mittels dem Wärmeleitungskoeffizienten λ zu [3]

$$\alpha = -\frac{\lambda}{T_W - T_T} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_W. \quad (3.5)$$

Allerdings ist dies nur für einfache laminare Strömungen analytisch berechenbar. Dabei ist oftmals nicht der lokale Wärmeübergangskoeffizient, sondern vielmehr der mittlere Wärmeübergangskoeffizient $\bar{\alpha}$ von technischem Interesse, mit welchem der Wärmestrom \dot{Q} durch konvektiven Wärmeübergang auf einer definierten Fläche A und einer geeignet gewählten Temperaturdifferenz T mittels

$$\dot{Q} = \bar{\alpha} A \Delta T \quad (3.6)$$

berechnet wird. Dieser ist ebenfalls nur für einfache Strömungsgeometrien lösbar, weswegen der Wärmeübergangskoeffizient in der Regel aus Korrelationen bezogen wird. Grundlage der Korrelationen sind Experimente, welche für verschiedene Konfigurationen durchgeführt wurden. Da der Wärmeübergangskoeffizient von vielen Parametern abhängig ist, wie z.B. der konkreten Geometrie, der Strömungsgeschwindigkeit oder den temperaturabhängigen Materialeigenschaften des Fluids, werden die Korrelationen auf dimensionslose Größen reduziert. Dies reduziert die Einflussparameter, da nach der Ähnlichkeitstheorie Lösungen für physikalische Probleme unabhängig von der Wahl des Maßsystems sind. Nach dieser Theorie werden einzelne Größen durch charakteristische Größen dimensionslos gemacht [3].

Für den konvektiven Wärmeübergang wurde die nach Wilhelm Nusselt benannte Nusselt-Zahl Nu eingeführt, welche einen dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten darstellt. Dieser bezieht sich nach Gleichung 3.7

$$Nu = \frac{\alpha L_s}{\lambda} \quad (3.7)$$

auf eine charakteristische Länge L_s und die Wärmeleitfähigkeit λ des Fluids. Mittels Experimenten können Korrelationen für die Berechnung der mittleren Nusselt-Zahl aufgestellt werden.

Für die freie Konvektion lässt sich trotz der komplizierten Kopplung zwischen Strömungs- und Temperaturfeld die Nusselt-Zahl auf drei dimensionslose Kenngrößen zurückführen. Korrelationen berechnen sich nach der Form [3]

$$Nu = (Gr, Pr, K_{geo}). \quad (3.8)$$

K_{geo} ist dabei eine Kennzahl für die Geometrie der Strömung. Die Grashof-Zahl Gr beschreibt die auf das Fluid wirkende Auftriebskraft aufgrund von Dichteunterschieden im Verhältnis zur hemmenden Zähigkeitskraft und berechnet sich mittels Gleichung 3.9

$$Gr = \frac{g\beta_F(T_W - T_F)L_s^3}{\nu^2} \quad (3.9)$$

aus dem thermischen Ausdehnungskoeffizienten β , der Gravitationskonstanten g , der Temperaturdifferenz und einer charakteristischen Länge L_s berechnet. Die charakteristische Länge richtet sich dabei nach der Geometrie des Strömungsprofils. Die Prandtl-Zahl Pr , welche die kinematische Viskosität ν ins Verhältnis zur Temperaturleitfähigkeit a setzt, berechnet sich nach

$$Pr = \frac{\nu}{a}. \quad (3.10)$$

Es wurden bereits für viele verschiedene Fälle Korrelationen aufgestellt, wie z.B. freie Konvektion bei horizontaler oder ebener Platte, Zylinder oder Rippen. Insbesondere auch für Hohlräume wurden mehrere Studien durchgeführt, die im nächsten Abschnitt kurz vorgestellt werden.

Durch die vorgestellten drei unabhängigen dimensionslosen Kennzahlen, welche sich aus der Kombination der Einflussgrößen ergeben, ist die Beschreibung der freien Konvektion bereits möglich. Allerdings sind dimensionslose Kennzahlen nicht eindeutig, sondern die Einflussgrößen können beliebig kombiniert und daraus andere dimensionslose Kennzahlen gebildet werden. Dabei bleibt die Anzahl der unabhängigen Kennzahlen jedoch immer gleich. Eine weitere Kennzahl, welche ein Produkt aus der Grashof- und Prandtlzahl ist, ist die sogenannte Rayleigh-Zahl:

$$Ra = GrPr = \frac{g\beta(T_W - T_F)L^3}{\nu a}. \quad (3.11)$$

Diese wird häufig zusätzlich angegeben, da sie maßgeblich für den Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung bei der freien Konvektion ist.

3.2 Studien über Konvektionsverluste bei Cavityreceivern

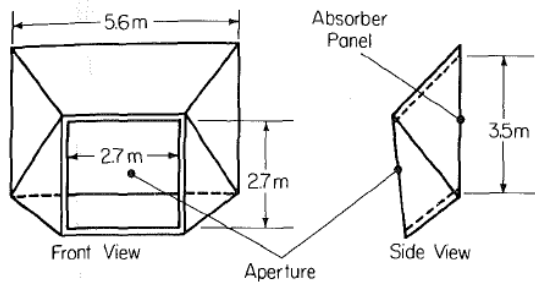
Die Untersuchung der Konvektionsströmung bei Hohlräumen mit heißen Innenwänden waren gerade im Hinblick auf die Konvektionsverluste bei Solarturmreceivern Gegenstand verschiedener Studien. Dabei wurden experimentelle wie auch numerische Untersuchungen durchgeführt. Im Folgenden werden einige ausgewählte Studien kurz vorgestellt, welche Relevanz auf vorliegende Arbeit im Hinblick auf ähnliche Größenordnung der relevanten dimensionslosen Kennzahlen Gr und Ra haben. In Tabelle 3.1 ist ein Überblick über durchgeführte Studien nach Autor, Jahr und Grashofbereich aufgeführt. Dabei sind vor allem Studien interessant, die in einem ähnlichen Grashofbereich befinden, welcher nach Abschnitt 5.4.4 im Bereich von $Gr = 1,3 \cdot 10^7$ bis $Gr = 2,3 \cdot 10^7$ liegt.

In Abbildung 3.1 sind verschiedene untersuchte Receivergeometrien aus Studien zu Konvektionsverlusten gezeigt, welche zur Entwicklung und Validierung von Korrelationen dienen. Dabei ist auffallend, dass sich sowohl die Form der Geometrie, die erreichten Wandtemperaturen wie auch die Größenverhältnisse der einzelnen Receiver sehr stark unterscheiden,

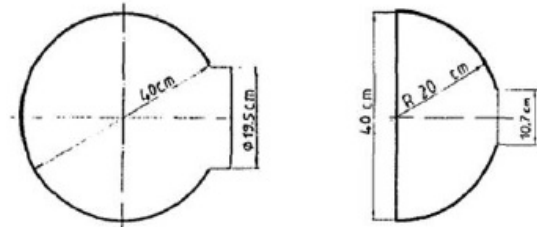
3.2 Studien über Konvektionsverluste bei Cavityreceivern

Autor	Jahr	Grashof-Bereich	Art	Korrelation	Bemerkungen
Eyler	1980	$1 \cdot 10^{11} - 1 \cdot 10^{13}$	num.	nein	Simulation mit sehr grobem Netz, rechteckige Cavity
Le Quere	1981	$1 \cdot 10^7 - 5 \cdot 10^9$	exp.	ja	rechteckige Cavity
Koenig& Marvin	1891	n.a.	exp.	ja	Cavity-Receiver für Dish-System
Clausing	1981/ 83/ 89	$1,6 \cdot 10^9 - 1,0 \cdot 10^{12}$	num.	ja	basiert auf Experimenten von Le Quere
Siebers& Krabbel	1984	$10^5 - 10^{12}$	exp.	ja	rechteckige Cavity
Hess& Henze	1984	10^{10}	exp.	nein	Versuche mit Wasser als Arbeitsfluid, nur Rückwand und Vorderwand beheizt, rechteckige Cavity
Stine & McDonald	1981/ 89/ 95	n.a.	exp.	ja	Erweiterung der Korrelation von Siebers und Krabbel
Leibfried& Ortjohann	1995	$2,3 \cdot 10^7 - 3,3 \cdot 10^9$	exp.	ja	kugelförmige Cavity, Modifikation der Korrelation von Stine& McDonald
Taumoe-folau	2004	$2,9 \cdot 10^9 - 1,0 \cdot 10^{12}$	exp. num.	ja	zylindrische Cavity
Paitoon-surikarn	2006	$2,9 \cdot 10^9 - 1,0 \cdot 10^{12}$	num.	ja	basierend auf Experimenten von Taumoe-folau

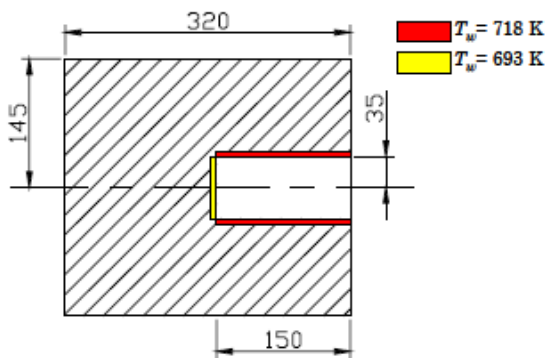
Tabelle 3.1: Übersicht über durchgeführte Studien zu Konvektionsverlusten bei Cavities.



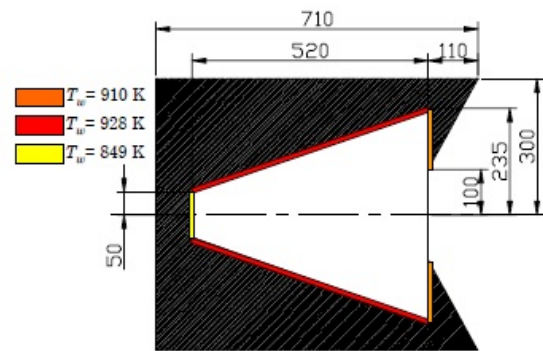
(a) Rechteckiger Receiver zur Validierung der Korrelation von Clausing [7]



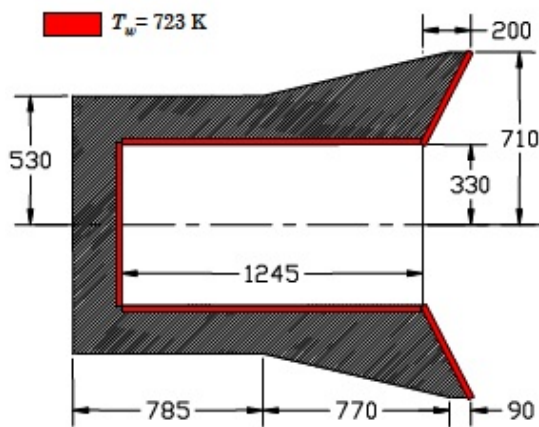
(b) Kugel- und Halbkugelförmiger Receiver, Studie Leibfried [28]



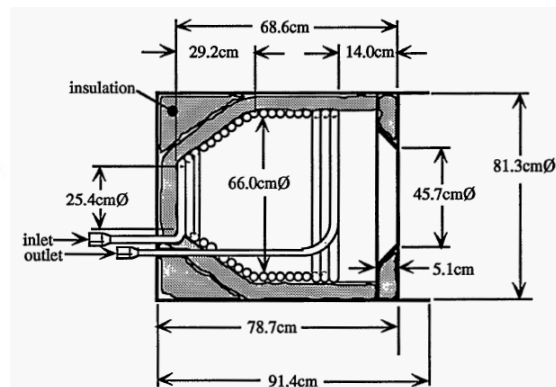
(c) Modellreceiver, Studie Taumoefolau [37]



(d) Dishreceiver I, Studie Paitoonsurikarn [37]



(e) Dishreceiver II, Studie Paitoonsurikarn [37]



(f) McDonald Receiver [9]

Abbildung 3.1: Übersicht verschiedener Receivergeometrien ausgewählter Studien zu Konvektionsverlusten.

was eine Erklärung für die teilweise sehr unterschiedlichen Korrelationen ist. Bei der Auswahl von Korrelationen zur Vorhersage von Konvektionsverlusten muss dabei genau beachtet werden, welcher Reivertyp als Grundlage für die Korrelation diene und in welcher Größenordnung sich die dimensionslosen Kennzahlen befinden. Aus diesem Grund wird im nächsten Abschnitt kurz auf ausgewählte Studien eingegangen, welche im Hinblick auf Erklärung des Strömungsphänomens als sinnvoll erachtet werden bzw. welche sich zum Vergleich der Konvektionsverluste der in dieser Arbeit untersuchten Geometrie eignen. Es ist zu beachten, dass bereits bei der Bildung der charakteristischen Länge starke Unterschiede ersichtlich sind, die sich maßgeblich auf die Korrelationen auswirken.

3.2.1 Studien von Clausing

Detaillierte Studien zur Erforschung der Konvektionsverluste führte Clausing durch, der sich in seinen Arbeiten ([6] [7], [8]) sowohl auf Experimente als auch Simulationen stützte und verschiedene Korrelationen entwickelte. Auf diese Studien wird im Folgenden näher eingegangen, da einerseits sein analytisches Vorgehen zum Berechnen anschauliche Erklärungen liefert, andererseits seine endgültig gefundene Korrelation in mehreren Studien gute Übereinstimmung mit den realen Konvektionsverlusten in Experimenten zeigt [49].

Sein Vorgehen für das analytische Modell besteht aus dem Einteilen der Cavity in verschiedene Strömungszonen. Dabei postuliert Clausing, dass vor allem zwei Faktoren für die Konvektionsverluste entscheidend sind: Erstens der Massentransport und damit der Wärmetransport durch die Apertur sowie zweitens die Voraussetzung, die ausströmende Luftmasse innerhalb der Cavity aufzuwärmen. Während bei ersterem Faktor vor allem Neigung der Öffnung und Windverhältnisse eine Rolle spielen, ist für den zweiten Faktor die Geometrie der Cavity entscheidend.

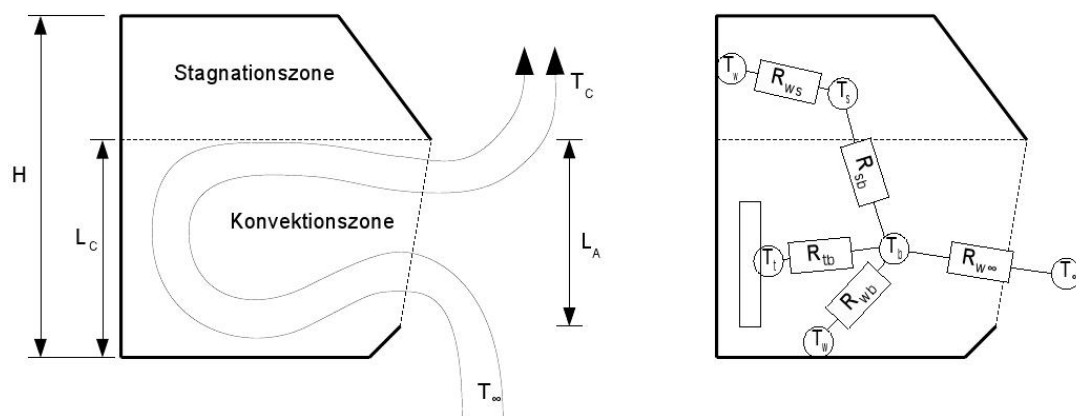


Abbildung 3.2: Schematische Darstellung der verschiedenen Strömungsbereiche und charakteristischen Längen nach Clausing, sowie das Wärmeschaltbildanalogon mit den für die Konvektionsverluste entscheidenden Wärmewiderständen [6].

Laut Clausing teilt sich der Innenraum der Cavity in zwei Bereiche auf: Es gibt zum einen ein von der Konvektion beeinflusstes Strömungsgebiet, in dem die kalte Strömung sich in

Wirbelform aufwärmt und die Cavity wieder verlässt, und zum Anderen eine Stagnationszone mit der homogenen Temperatur T_s . Abbildung 3.2 zeigt schematisch einen Cavity-Receiver und die Unterteilung in Konvektionszone und Stagnationszone. Diese Stagnationszone ist relativ unbeeinflusst von der Wirbelströmung und steht nur über eine Scherschicht mit dieser in Verbindung. Auf der rechten Seite von Abbildung 3.2 ist das Wärmeschaltbildanalogon zu sehen. Somit bestimmen die drei Wärmewiderstände die Innenraumtemperatur T_b der Cavity. Der konvektive Wärmestrom \dot{Q}_c setzt sich zusammen aus dem konvektiven Wärmeübergang von den Absorberrohren mit der Temperatur T_t , dem Wärmeübergang von den isolierten Wänden mit der Temperatur T_w und dem Wärmeübergang von der Stagnationszone mit der Temperatur T_s

$$\dot{Q}_c = \alpha_t A_t (T_t - T_b) + \alpha_w A_w (T_w - T_b) + \alpha_s A_s (T_s - T_b). \quad (3.12)$$

Der die Cavity durch die Apertur verlassende Wärmestrom \dot{Q}_a berechnet Clausing als Differenz zwischen einströmender kalter Luft der Temperatur T_∞ und ausströmender warmer Luft der Temperatur T_c mit

$$\dot{Q}_a = (\rho_\infty v_a A_a) c_p (T_c - T_\infty). \quad (3.13)$$

Die durchschnittliche Geschwindigkeit der einströmenden Luft v_a setzt sich zusammen aus den Anteilen der Geschwindigkeit aufgrund des Dichtegradienten v_b und des Anteils der Windgeschwindigkeit v mittels

$$v_a = 0,5 \sqrt{(C_3 v_b)^2 + (C_4 v)^2} \quad (3.14)$$

mit den spezifischen Einflusskoeffizienten C_3 und C_4 . Diese variieren nach Clausing je nach Anwendungsfall zwischen 0,33 und 1 und wurden empirisch bestimmt. Die Geschwindigkeit durch Auftriebskräfte aufgrund des Dichtegradienten bestimmt Clausing mittels des Wärmeausdehnungskoeffizienten β , der Gravitationskonstanten g und der Höhe der Apertur L_a zu

$$v_b = \sqrt{g \beta (T_c - T_\infty) L_a}. \quad (3.15)$$

In seinen vereinfachten Berechnungen nimmt Clausing an, dass die Temperatur der Stagnationszone T_s etwa der Wandtemperatur T_w entspricht, und dass die gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten α_w , α_t und α_s an allen drei Bereichen, zwischen Wand und Strömung und der Scherschicht ungefähr gleich sind und berechnet den allgemeinen Wärmeübergangskoeffizienten mithilfe einer analytischen Gleichung der Form $Nu = f(Ra)$. Die ausströmende Luft T_o nähert er an als Mittelwert der einströmenden Umgebungsluft T_∞ und der Innenraumtemperatur T_b

$$T_o = \frac{T_b + T_\infty}{2}. \quad (3.16)$$

Mit Gleichungen 3.12 bis 3.16 berechnet Clausing die unbekannte Innenraumtemperatur T_b in einem iterativen Prozess, bis der konvektive Wärmestrom aus Gleichung 3.12 dem ausströmenden Wärmestrom aus Gleichung 3.13 entspricht.

In weiteren Arbeiten modifiziert Clausing seine Gleichungen, da getroffene Vereinfachungen teilweise nicht zulässig sind und er stellt fest, dass die Ausrichtung der Apertur großen Einfluss auf die Konvektionsverluste besitzt ([7], [8]). Zusätzlich entwickelt Clausing neben der impliziten Korrelation eine explizite Korrelation der Form

$$Nu = g(Ra) f(T_w / T_\infty) z(Z_w). \quad (3.17)$$

3.2 Studien über Konvektionsverluste bei Cavityreivern

Diese berücksichtigt neben der Rayleigh-Abhängigkeit eine Veränderung der Stoffeigenschaften in der Grenzschicht bei hohen Verhältnissen von Wand- zu Umgebungstemperatur $f(T_w/T_\infty)$ sowie den Einfluss der Orientierung des Receivers mit dem Faktor $z(Z_w)$. Die charakteristische Länge ist abhängig vom Neigungswinkel und berechnet sich aus der auf die Vertikale projizierten Höhe der Apertur L_a sowie der Tiefe der Cavity L_c nach

$$L_s = L_a + \frac{L_c}{2}. \quad (3.18)$$

3.2.2 Studie von Koenig & Marvin

Koenig & Marvin [26] untersuchten als Erste kleinere Receiver für Solar-Dish Systeme und entwickelten eine eigene Korrelation, da die vorangegangenen Korrelationen für Turmreceiver mit größeren Dimensionen aufgestellt wurden. Die Untersuchungen wurden an einer zylindrischen Cavity an einem realen Dish-System durchgeführt. Sie entwickelten eine Korrelation ähnlich der von Clausing, siehe 3.17, mit der Form

$$Nu = g(Ra) f\left(\frac{r_a}{r_{cav}}\right) z(\phi) \quad (3.19)$$

bei der neben dem Einfluss des Neigungswinkel $z(\phi)$ ebenfalls der Einfluss einer teilweisen Verdeckung der Apertur (Aperturradius r_a zu Radius der Cavity r_{cav}) berücksichtigt wurde. Entgegen der Korrelation von Clausing ist die charakteristische Länge eine feste Geometriegröße und variiert nicht mit dem Neigungswinkel. Sie bildet sich mit

$$L_s = \sqrt{2r_{cav}} \quad (3.20)$$

aus dem Durchmesser der zylindrischen Cavity.

Besonders hervorzuheben sind die, im Vergleich zu den anderen Studien, sehr hohen untersuchten Wandtemperaturen mit 900°C , welche sie durch ihre Tests im Solar-Dish-System unter realer Sonneneinstrahlung erreichten.

3.2.3 Studie von Stine & McDonald

Stine & McDonald [9] führten für ihre Studie Experimente an einem rotationssymmetrischen Receiver durch (Abbildung 3.1f), der durch eine Heizflüssigkeit erhitzt wurde. Mit Hilfe der experimentellen Ergebnisse stellten sie eine Korrelation der Form

$$Nu = f(Gr) g(T_w/T_\infty) h(d_a p/L_c) z(\phi) \quad (3.21)$$

auf, bei welcher die charakteristische Länge zur Bestimmung der Grashofzahl dem durchschnittlichen Durchmesser der Cavity entspricht.

3.2.4 Studie von Leibfried und Ortjohann

In dieser Studie [28] werden Experimente mit einem kugel- und halbkugelförmigen, elektrisch beheizten Receiver durchgeführt, welcher im Gegensatz zu den anderen Studien auch mit

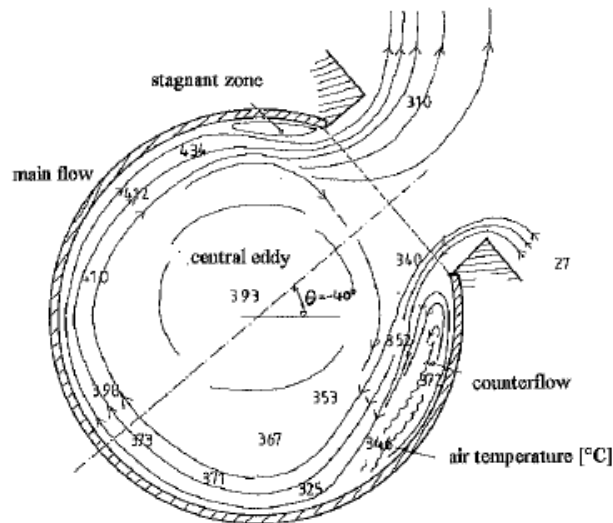


Abbildung 3.3: Stromlinien bei nach oben gerichteter Cavity. Zusätzlich zu der von Clausing postulierten Stagnationszone erkennt man an der unteren Apertur ein Rezirkulationsgebiet [28].

nach oben gerichteter Apertur untersucht wurde (Abbildung 3.3). In dieser Studie wurde zusätzlich zu Temperatur- und Wärmestrommessung die Strömung innerhalb der Cavity durch Einbringung von Rauch sichtbar gemacht. Die von Clausing postulierte Stagnationszone bei nach unten gerichteter Apertur wurde bestätigt. Außerdem beobachteten die Autoren einen Gegenstrom, welcher sich innerhalb der Cavity unter der Apertur ausgebildet und das Einströmen von kalter Luft gehemmt hat.

Eine modifizierte Korrelation von Clausings impliziter Korrelation wurde angegeben, in welcher der sich ausbildende Gegenstrom berücksichtigt wird, die Korrelation auf zylindrische Cavities erweitert wird und ebenfalls Receiver mit nach oben gerichteter Apertur berechnet werden können.

Zusätzlich modifizierten sie die explizite Korrelation von Stine & McDonald [48], damit diese universell auch für andere Geometrien verwendbar ist.

In der Studie werden anschließend die aufgestellte implizite Korrelation, welche auf der ursprünglichen Korrelation von Clausing beruht, sowie die explizite Korrelation, welche auf der Korrelation von Stine & McDonald beruht, mit den experimentellen Ergebnissen des kugel- und halbkugelförmigen Receivers, sowie den Ergebnissen der Studien von Stine & McDonald ([48], [9]) verglichen. Dabei besteht eine gute Übereinstimmung für beide Korrelationen (modifizierte Clausing-Korrelation: 89 % der untersuchten Fälle liegt innerhalb 13 % Abweichung, modifizierte Stine-Korrelation: 94 % der untersuchten Fälle liegen innerhalb 13 % Abweichung).

3.2.5 Studie von Taumoefolau

Taumoefolau et al. [49] führte an einem im Modellmaßstab verkleinerten zylindrischen Receiver, welcher in Abbildung 3.1c gezeigt ist, experimentelle Untersuchungen durch. Für die

3.3 Rotierende Konvektion

Experimente entwickelte er eine Korrelation der Form

$$Nu = f(Gr)g(A_{ap}/A_{cav})z(\phi), \quad (3.22)$$

bei welcher zusätzlich zur Grashofzahl das Flächenverhältnis von Aperturdurchmesser zu Cavitydurchmesser eingeht. Dabei entspricht die charakteristische Länge zur Berechnung der Grashofzahl dem Durchmesser der Cavity. Die maximalen Abweichungen der Korrelation zu seinen experimentellen Ergebnissen liegen bei 23 %.

3.2.6 Studie von Paitoonsurikarn

Ausgehend von den Experimenten von Taumoefolau und eigenen CFD-Simulationen für die in Abbildung 3.1 gezeigten Receiver d-f entwickelt Paitoonsurikarn in seinen Studien [36, 37] eine eigene Korrelation. Dabei definiert er eine charakteristische Länge L_s , welche alle Geometrieinformationen und den Neigungswinkel berücksichtigt und mittels

$$L_s = \left| \sum_{i=1}^3 a_i \cos(\Phi + \varphi_i)^{b_i} L_i \right| \quad (3.23)$$

aus dem durchschnittlichen Durchmesser der Cavity L_1 , der Tiefe der Cavity L_2 , dem Durchmesser der Apertur L_3 sowie dem Neigungswinkel Φ des Receivers gebildet wird. a_i , b_i und φ_i sind Konstanten, welche der Autor durch Anpassung an die Simulationsergebnisse erhält. Mittels der aus Gleichung 3.23 gebildeten charakteristischen Länge berechnet sich die Nusselt-Zahl mit der Form

$$Nu = g(Ra)f(Pr). \quad (3.24)$$

Der Autor vergleicht seine Korrelation mit Simulationsergebnissen der oben genannten Receiver und stellt gute Übereinstimmung fest. Vergleiche mit anderen Korrelationen zeigen, dass lediglich die modifizierte Korrelation von Clausing ähnliche Konvektionsverluste liefert.

3.3 Rotierende Konvektion

Bei rotierenden Konvektionsströmungen kommen neben der Auftriebskraft durch Dichteunterschiede im Fluid weitere Kraftkomponenten durch die Zentrifugalkraft und die Corioliskraft hinzu, wodurch die Komplexität der Strömung deutlich zunimmt. Die Gründe für das Interesse an rotierender Konvektion sind verschiedenster Natur; so spielen diese eine große Rolle in der natürlichen Strömungen der Atmosphäre oder der Ozeane [4], der Sonne [32] aber auch in technischen Vorgängen wie z.B. in der Kristallherstellung [5].

Neben der schon in Abschnitt 3.1.2 definierten Grashof- bzw. Rayleigh-Zahl kommen weitere dimensionslose Kennzahlen zur Beschreibung der rotierenden Konvektion hinzu. Häufig verwendet wird in der Literatur dabei die Taylor Zahl Ta

$$Ta = \frac{4\Omega^2 L^4}{\nu^2} \quad (3.25)$$

welche sich aus der Rotationsgeschwindigkeit Ω , einer charakteristischen Länge L und der kinematischen Viskosität ν zusammensetzt. Sie beschreibt das Verhältnis von Zentrifugalkraft zur hemmenden Zähigkeitskraft und ist ein Indikator für den Strömungszustand des Fluids. Bei einer sehr niedrigen Taylor-Zahl, also bei niedrigen Rotationsgeschwindigkeiten in Verbindung mit hoher Viskosität, nähert sich die Strömung einer Festkörperrotation, wohingegen bei niedrigen Taylor-Zahlen eine Grenzschichtströmung vorliegt. [13, S. 894 ff] Eine weitere, häufig benutzte dimensionslose Konstante ist die Rossby-Zahl, welche mittels [52]

$$Ro = \frac{\sqrt{g\beta\Delta T/L}}{2\Omega} \quad (3.26)$$

gebildet wird. Die Rossby-Zahl beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften im Bezug zu den durch die Rotation entstehenden Corioliskräften [4].

Häufig wird auch noch eine sogenannte Rotations-Rayleigh-Zahl angegeben (rotational Rayleigh number), welche mittels

$$Ra_{\Omega} = \frac{\Omega^2 \beta \Delta T L^4}{\nu a} \quad (3.27)$$

analog zur Rayleigh-Zahl nach Gleichung 3.11 gebildet wird, die allerdings statt der durch die Gravitation und Dichteunterschiede verursachten Auftriebskräfte die Zentrifugalkräfte aufgrund der Dichteunterschiede berücksichtigt [17].

Um das Phänomen der rotierenden Konvektion zu untersuchen, wurden eine Vielzahl an Studien simulativer und experimenteller Art durchgeführt. Allerdings beschränken sich die meisten Studien auf Strömungsphänomene, bei welchen die Drehachse mit dem Vektor der Gravitation zusammenfällt. So beschäftigen sich eine ganze Reihe von Studien (unter anderem [51], [43], [33]) mit dem Strömungsphänomen rotierender Konvektion über einer erhitzten, rotierenden Kreisscheibe, der sogenannten Rayleigh-Benard-Konvektion. Andere Studien untersuchen geschlossene Zylinder, welche vertikal um ihre Achse rotieren und deren Unter- oder Oberseite beheizt bzw. gekühlt werden. Dabei wurden Untersuchungen mit verschiedensten Medien wie Luft [24], Silikonöl [22] oder flüssigem Helium [38] durchgeführt.

In einer der ersten Studien über rotierende Konvektion, bei der die Rotationsachse nicht senkrecht zur Gravitation steht, untersuchte Hathaway [18] die Auswirkungen der Rotation in kugelförmigen rotierenden Fluidschichten mittels dreidimensionaler Simulation um die Auswirkungen von Rotation in der Erdatmosphäre besser zu verstehen.

Eine simulative Studie über die Auswirkungen von Rotation und Konvektion in einem mit Luft gefüllten Zylinder führte Yang [54] durch. Der geschlossene Zylinder, dessen gegenüberliegende Kopfseiten jeweils gekühlt bzw. erhitzt werden, rotiert in der Horizontalen entlang der Längsachse. Es wird festgestellt, dass die horizontale Stratifikation im Temperaturfeld mit ansteigender Rotation aufgrund der Corioliskräfte abnimmt und dadurch die Stärke der durch die Dichteunterschiede induzierten Strömung abnimmt. Gleichzeitig sinken wegen der geringeren Stratifikation die Temperaturgradienten an den Kopfseiten, wodurch die lokale Nusselt-Zahl, d.h. der Wärmeübergang, abnimmt.

Hamady [16] führte experimentelle Untersuchungen zum konvektiven Wärmeübergang in einem mit konstanter Drehzahl rotierenden, mit Luft gefüllten Quader bei unterschiedlich geneigter Drehachse in Bezug auf die Gravitationskraft durch. Im Versuchsaufbau rotiert

3.3 Rotierende Konvektion

der Quader entlang seiner Längsachse und besitzt zwei gegenüberliegende Seitenflächen, die gekühlt und beheizt werden. Hamady stellt fest, dass in Abhängigkeit der Rotationsgeschwindigkeit entweder die Corioliskraft ($Ta/Ra > 1$) oder die Auftriebskraft aufgrund Dichteunterschiede und Gravitation ($Ta/Ra < 1$) dominiert, das er durch das Verhältnis der Taylor- zur Rayleigh-Zahl definiert. Hamady beschreibt, dass in den durchgeführten Experimenten die Zentrifugalkräfte vernachlässigbar sind und vor allem das Zusammenspiel von Coriolis- und Auftriebskräften durch Dichteunterschiede das Strömungsverhalten beeinflusst. Dabei fand er heraus, dass der Wärmeübergang entscheidend durch die Taylor-, die Rotations-Rayleigh-Zahl sowie die Rayleigh-Zahl bestimmt wird. Bei geringen Taylor-Zahlen ist der Wärmeübergang minimal und wird durch höhere Rotationsgeschwindigkeiten aufgrund der Corioliskräfte größer. Allerdings wurden die Versuche nur mit sehr geringen Rotationsgeschwindigkeiten durchgeführt.

Ker [24] führte eine experimentelle und simulative Untersuchung zu Konvektionsmechanismen in einem rotierenden Würfel durch, dessen Rotationsachse normal zur isolierten Bodenfläche steht und jeweils eine Seitenwand gekühlt und eine gegenüberliegende Seitenwand beheizt wird. Dabei wird sowohl die Rotationsgeschwindigkeit als auch die Neigung des Würfels variiert. Die Untersuchungen zeigen, dass die Rotation bei niedrigen Geschwindigkeiten zunächst einen stabilisierenden Effekt auf die Konvektionsströmung hat und den Wärmeübergang senken. Erst bei hohen Drehzahlen entsteht ein destabilisierender Effekt.

Numerische Untersuchungen über einen einseitig geöffneten rotierenden Zylinder wurden von Kim [25] durchgeführt. Allerdings ist auch in dieser Studie die Rotationsachse parallel zur Gravitation gerichtet, so dass die gefundenen Ergebnisse nicht auf vorliegende Arbeit übertragen werden können.

Vorstehende Übersicht der Untersuchung zeigt dabei nur eine kleine Auswahl durchgeführter Arbeiten über rotierende Konvektion. Insgesamt wurden bei der Literaturrecherche jedoch keine Studien gefunden, welche Konvektionsverluste bei einseitig geöffneten Hohlräumen untersucht, deren Drehachse nicht parallel zur Gravitationskraft gerichtet ist. Außerdem zeigt vorhergehende Übersicht, wie stark die beobachteten Phänomene bei rotierender Konvektion von den unterschiedlichen Randbedingungen beeinflusst werden, so dass Vorhersagen über die resultierenden Auswirkungen bei Veränderung der Randbedingungen nur sehr schwer, wenn überhaupt, möglich sind. Aus diesen Gründen ist vorliegende experimentelle Arbeit notwendig, um Aussagen über die Konvektionsverluste bei einseitig geöffneten, rotierenden Hohlräumen treffen zu können.

4 Konzeption und Konstruktion des Prüfstands

Um die Konvektionsverluste zu messen, sind verschiedene Randbedingungen und Anforderungen gegeben, welche bei der Konzeption und Konstruktion des Prüfstands zu berücksichtigen sind. Dies sind im Einzelnen:

- erreichbare Wandtemperatur soll im Bereich 1000 °C liegen
- genaue Regelung der elektrischen Heizung und somit der Wandtemperatur
- möglichst homogene Wandtemperatur
- Drehzahlen bis zu 150 U/min (ergibt sich aus dem wahrscheinlichen Drehzahlbereich für den Betrieb eines zukünftigen Zentrifugal-Partikelreceivers)
- präzise Bestimmung der abgegebenen Leistung
- Die Neigungsachse des Prüfstands bzw. die Ausrichtung der Apertur soll stufenlos im Bereich 0° bis 90° verstellbar sein

Mittels diesen vorgegebenen Zielen wurde ein Prüfstand konzipiert, der möglichst alle Anforderungen erfüllt und im Folgenden beschrieben wird.

4.1 Beschreibung des Versuchsstands und -aufbaus

In Abbildung 4.1 ist der Teststand zu sehen. Dieser besteht dabei vereinfacht aus drei verschiedenen Teilkomponenten: Dem eigentlichen Drehrohr, dessen Innenwände beheizt werden und nach außen gegen Wärmeleitungsverluste isoliert sind und welches rotiert, der Lagerbox, welche das Drehrohr lagert und deren Winkel verstellbar ist, sowie der Aufhängung, an welcher die Lagerbox befestigt ist. Auf die einzelnen Komponenten wird im Folgenden kurz eingegangen.

4.1.1 Drehrohr

In Abbildung 4.2 sieht man die geschnittene CAD-Darstellung des Drehrohrs. Dieses besteht aus einem Innenrohr, der elektrischen Beheizung, dem Isolationsmaterial, einem Außenrohr, den Lagerringen sowie der Kabelbrücke und dem Schleifringübertrager. In den nächsten Abschnitten werden die einzelnen Komponenten kurz näher beschrieben.

4.1 Beschreibung des Versuchsstands und -aufbaus

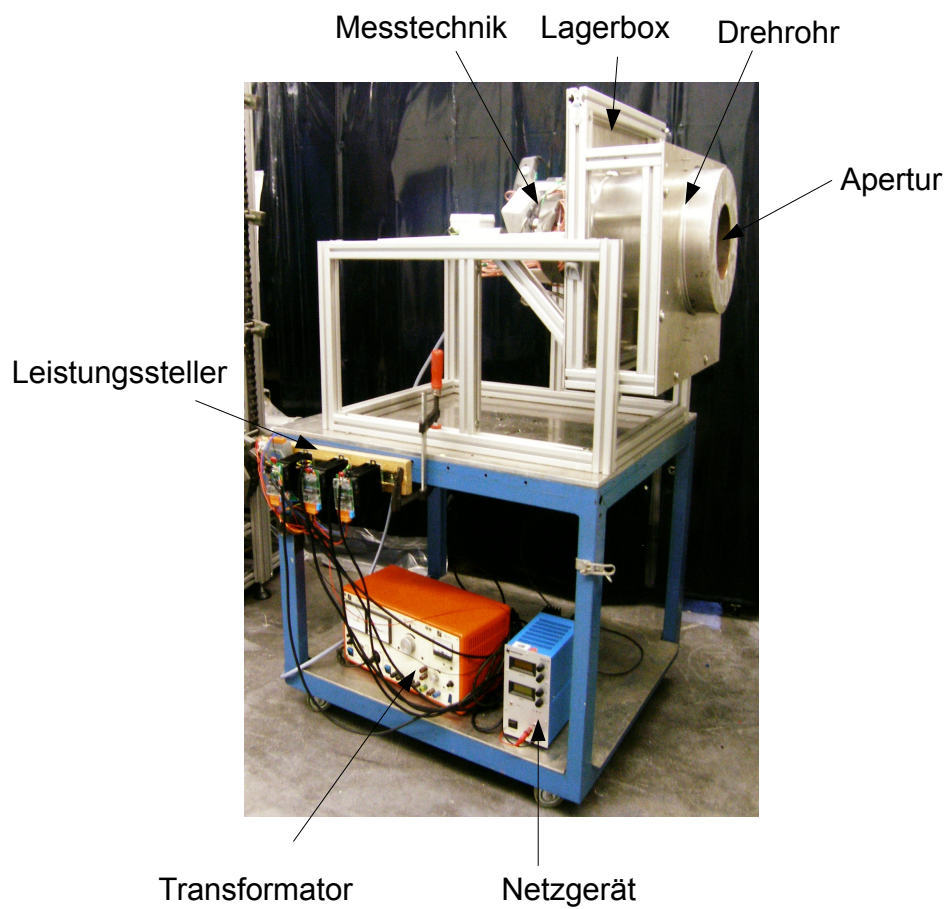


Abbildung 4.1: Fertiger Teststand: Drehrohr in der Lagerbox, welches mit variablem Drehwinkel an der Aufhängung befestigt werden kann.

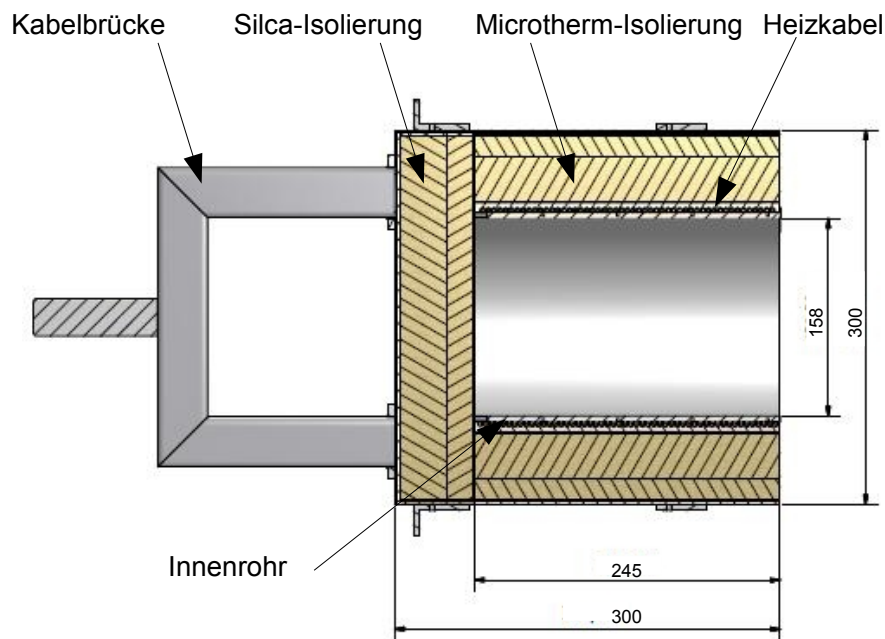


Abbildung 4.2: CAD-Bild des geschnittenen Drehrohrs, darauf sind die einzelnen Elemente Innenrohr, Heizkabel, Isolationsmaterial und Außenrohr zu erkennen

Innenrohr

Das Innenrohr hat einen Innendurchmesser von $d_i=158,3$ mm, eine Länge von $l=245$ mm und eine Wandstärke von 5 mm. Da dieses mittels der elektrischen Heizung auf $1000\text{ }^\circ\text{C}$ erhitzt werden soll, wurde als Material eine hochtemperaturbeständige Stahllegierung (1.4841) gewählt, welche in normaler Atmosphäre Temperaturen bis über $1200\text{ }^\circ\text{C}$ widersteht. Dabei sind an der Außenseite gleichmäßig 16×4 mm Bohrungen mit der Tiefe 4 mm angebracht, in denen Thermoelemente zur Temperaturmessung montiert sind (4.3.2). Die Oberfläche der Innenseite ist mit schwarzer Pyromark 2500 Farbe beschichtet. Diese ist eine hochtemperaturfeste Farbe mit bekannter Emissivität über einen weiten Temperaturbereich, mit deren Hilfe zusätzlich zu den installierten Thermoelementen der qualitative Verlauf der Wandtemperatur mittels einer Infrarotkamera beobachtet werden kann (5.3.5). Den rückwandigen Abschluss bildet ein Deckel aus Inconel 625 mit dem Durchmesser 168 mm und der Wandstärke 2 mm. Da hohe Temperaturen auf Deckel und Innenrohr wirken, wird der Deckel nicht verschraubt, sondern nur aufgelegt. Die Fixierung erfolgt durch den Druck der rückwandigen Isolation auf die Rückwand.

Heizkabel und Befestigung

Das Heizkabel beheizt das Innenrohr auf die gewünschte Temperatur. Um die benötigte Heizleistung zu realisieren (Auslegung siehe Abschnitt 4.2.2), werden drei Heizkabel Typ HIL-IC der Firma Hillesheim (Länge 9,2 mm, Durchmesser 3,2 mm, Heizleistung 2300 W) welche eine

4.1 Beschreibung des Versuchsstands und -aufbaus

zulässige Betriebstemperatur von 1000 °C besitzen, verwendet. Diese sind in drei Abschnitten spiralförmig um das Innenrohr gewickelt. Jedes Heizkabel macht dabei 17 Umdrehungen mit einer Steigung pro Umwicklung von 4,65 mm. Befestigt werden die Heizkabel am Innenrohr mit sogenannten Fixierkämmen. Diese sind aus einem Inconelblech der Dicke 2 mm gelaserte Bauteile, welche die Länge des Rohres und auf einer Seite halbkreisförmige Aussparungen mit dem Durchmesser der Heizkabel besitzen. Die Fixierkämmen werden an beiden Enden mit dem Innenrohr verschweißt und halten somit die Heizkabel auf dem Innenrohr in spiralförmiger Position. Der Vorteil dieser Befestigungsart ist, dass einerseits die Heizkabel möglichst viel Kontakt mit dem Innenrohr haben und somit Wärme neben Strahlung und Konvektion auch per Wärmeleitung übertragen wird. Zusätzlich sind die Heizkabel aber nicht fest auf dem Innenrohr fixiert, sondern können sich noch ausdehnen und bewegen. Dies ist insbesondere wichtig, da im Versuch eine Temperaturdifferenz zwischen Innenwand und Heizkabel auftritt und somit bei Fixierung Thermospannungen auftreten und eventuell zu Beschädigungen führen könnten.

Damit kein Isolationsmaterial, welches als angrenzende Schicht aufgebracht ist, zwischen die Heizkabel eindringen kann und die Wärmeübertragung behindern kann, ist zusätzlich über die Heizkabel ein Inconeldrahtmaschengewebe gewickelt. Erst um dieses Drahtgewebe herum ist die Isolierung gewickelt.

Isolation

Die Isolierung des Drehrohrs besteht aus zwei verschiedenen Materialien. Zum Einen gesteppte Platten „Microtherm“ der Firma Microtherm, welche aus mikroporösen Kieselsäurefilamenten besteht, die in Glasfasergewebe eingepackt sind. Der Grund für die Wahl dieser Isolation ist ihre hohe Temperaturbeständigkeit und ihr niedriger Wärmeleitkoeffizient, der auch bei gepresster Montage noch besteht. Laut Datenblatt [31] der Firma liegt die Daueranwendungstemperatur bei 1000 °C, allerdings zeigten Temperaturversuche, dass das Glasfasergewebe bereits bei 600 °C auszuglasen beginnt. Aus diesem Grund wurde zusätzlich Silca wool 110-130 der Firma Silca verbaut, eine Hochtemperaturfasermatte auf der Basis von Calcium-Magnesium-Silicat, welche Temperaturen bis 1300 °C aushält. Diese liegt zweilagig zunächst um das Drahtgewebe, bevor die weitere Isolation aus den gesteppten Microthermplatten besteht. Als letzte Isolationsschicht zum Außenrohr ist noch eine Lage der Fasermatte verbaut, da diese flexibler die Zwischenräume ausfüllt.

Außenrohr mit Lagerring

Das Außenrohr ist ein gerundetes und verschweißtes Edelstahlrohr (Länge 207 mm, Innendurchmesser, 296 mm Wandstärke 2 mm). Das Außenrohr dient als Träger des Innenrohrs mit der Isolierung sowie den zwei Lagerringen, welche im Abstand von 220 mm angebracht sind. Mit den Lagerringen wird das gesamte Drehrohr axial wie radial gelagert. Die Lagerringe sind aus Aluminium gefertigt und werden mittels Gewindestiften radial um das Drehrohr zentriert. Rückseitig ist auf das Außenrohr ein Deckel aus Edelstahl ebenfalls mit Wandstärke von 2 mm geschweißt. Dieses dient zum Abschluss der Isolation sowie als Befestigung für die Kabelbrücke.

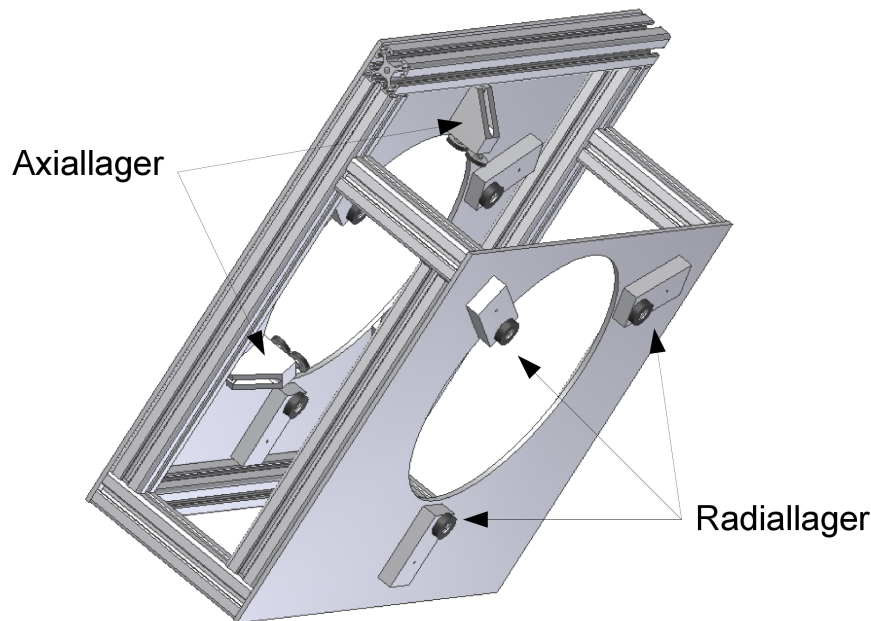


Abbildung 4.3: CAD-Darstellung der Lagerbox

Kabelbrücke und Schleifringübertrager

Die Kabelbrücke ist mittels M4-Schrauben auf den Außenrohrdeckel montiert und besteht aus Vierkantprofilen aus Stahl. Sie dient als Halterung der Messinstrumente (Thermoelementmodule und WLAN-Signal-Konverter) sowie des Schleifringübertragers. Der Schleifringübertrager ist notwendig, um die Heizkabel und Messinstrumente während der Rotation mit Strom zu versorgen. Dazu wird am Prüfstand ein Schleifringübertrager Typ SC 080 der Firma LTN Servotechnik mit 9 Ringen verwendet. Sechs Ringe dienen der Stromversorgung der Heizkabel, zwei Ringe der Niederspannungsversorgung für die Messinstrumente und eine Ader dient als Erdung. Damit der Schleifringübertrager durch eventuelle Unwucht oder Fehlstellungen der Achse nicht beschädigt wird, ist zwischen Drehrohr und Schleifringübertrager eine Klauenkupplung verbaut, die mögliche Fehlstellungen ausgleicht.

4.1.2 Lagerbox

Die Lagerbox (siehe Abbildung 4.3) erfüllt drei Anforderungen: radiale und axiale Lagerung des Drehrohrs, Befestigung des elektrischen Antriebs sowie die Verstellbarkeit der Neigungsachse des Drehrohrs. Sie besteht aus einer boxartigen Struktur aus Itemprofilen (Breite 210 mm, Höhe 580 mm bzw. 470 mm, Tiefe 580 mm), auf deren Kopfseiten 5 mm dicke Alubleche geschraubt sind. Dabei ist die Vorderseite verkürzt, damit bei Versuchsbetrieb die aufströmende Konvektionsströmung nicht beeinflusst wird.

Radial ist das Drehrohr an der Vorder- und Hinterseite gelagert. Dazu befinden sich auf beiden Seiten drei Lagerblöcke, auf denen jeweils ein Stützrad montiert ist. Die drei Lagerblöcke sind gleichmäßig auf den Umfang verteilt und befinden sich in einem Abstand von 120° voneinander entfernt. Die Stützräder bestehen aus einem Kugellager, auf welche eine Lauffläche mit einem Durchmesser von 28 mm Polyurethan aufgebracht ist. Die Lagerblöcke sind

4.2 Vorauslegungen

auf Schienen montiert, auf der sie mittels einer Schraube feinjustiert werden können. Somit lässt sich das Drehrohr radial ausrichten.

Axial ist das Drehrohr mittels drei Lagerblöcken, die sich auf dem rückseitigen Blech befinden, gelagert. Dabei sind auf den Lagerblöcken jeweils zwei Stützräder des selben Typs wie bei den Radiallagern montiert. Somit läuft der Lagerring zwischen den Stützrädern und ist in beide Richtungen axial bestimmt gelagert.

Der elektrische Antrieb, der aus einer handelsüblichen Bohrmaschine besteht, wird ebenfalls mittels eines Stützblocks fest mit der Rückwand der Lagerbox verbunden. Die Kraftübertragung auf das Drehrohr erfolgt mittels eines gummierten Laufrads, das in das Bohrfutter der Bohrmaschine eingeschraubt ist. Mit einem Durchmesser des Laufrads von 40 mm und dem Außendurchmesser des Außenrohrs von 300 mm ergibt sich somit ein Übersetzungsverhältnis von 7,5.

4.1.3 Aufhängung der Lagerbox

Die Lagerbox wird in einem Gestell der Breite 1,5 m, der Höhe 1 m und der Tiefe 1,3 m aus Itemprofilen befestigt, welches auf einem Labortisch montiert ist. Dabei sind auf beiden Seiten zwei Winkel angebracht die Gestell und Lagerbox miteinander verbinden. Durch die flexiblen Itemprofile kann dadurch Winkel und Position der Lagerbox eingestellt werden.

4.2 Vorauslegungen

Damit der Prüfstand die an ihn gestellten Anforderungen erfüllt und ein sicherer Betrieb möglich ist, wurden vor der endgültigen Konstruktion verschiedene Auslegungsrechnungen durchgeführt, welche im Folgenden kurz erläutert werden.

4.2.1 Mechanische Auslegung

Die ausgewählten Stützrollen, die das Drehrohr radial und axial lagern, besitzen eine maximal zulässige Drehzahl und Last. Um diese nicht zu überschreiten und einen sicheren Betrieb zu ermöglichen, wird das Gewicht des Drehrohrs überschlagen und die zugehörigen Kraftkomponenten für die einzelnen Lager bestimmt. Die Berechnungen hierzu sind im Anhang B zu finden.

Weiterhin muss der elektrische Antrieb ausgelegt werden. Für alle rotierenden Komponenten wurde das Massenträgheitsmoment zur Drehachse berechnet, die entstehenden Reibungskräfte in den Lagern abgeschätzt und mittels der geforderten oberen Drehzahl von 150 U/min die benötigte Nennleistung und Drehmoment des Elektromotors berechnet. Entsprechend dieser Auslegung wurde ein geeigneter Motor ausgewählt. Da die Anforderungen bezüglich Leistung und Drehzahl nicht sehr hoch sind, wird aus Kostengründen eine handelsübliche Bohrmaschine als elektrischer Antrieb eingesetzt.

4.2.2 Thermodynamische Auslegung des Prüfstands

Mit dem Teststand soll es möglich sein, Wandtemperaturen von bis zu 1000 °C zu untersuchen. Um dies zu ermöglichen, muss neben der Auswahl geeigneter hochtemperaturfester Materialien zusätzlich die Heizleistung dimensioniert werden, um den Testand auf die gewünschten Temperaturen aufzuheizen. Dazu werden die auftretenden Verluste bestehend aus Strahlungsverlusten, Wärmeleitungsverlusten und Konvektionsverlusten im Folgenden rechnerisch abgeschätzt.

Strahlungsverluste

Die Strahlungsverluste in einer Cavity lassen sich nur mit vereinfachenden Annahmen analytisch berechnen. Dazu wird die Geometrie des Receivers in verschiedene Flächen, deren Temperatur und Stoffeigenschaften (Emissivität, Reflexivität) als konstant angenommen werden, unterteilt und über eine Strahlungsbilanz werden die Wärmeströme im Gleichgewichtszustand berechnet [3]. Vereinfacht wird angenommen:

- Temperaturen jeder Fläche sind konstant
- jede Fläche besitzt einen hemisphärischen Gesamtemissionsgrad $\epsilon_i = \epsilon_i(T_i)$ und der Absorptionsgrad entspricht dem Emissionsgrad $a_i = \epsilon_i$ (grauer Lambert-Strahler)
- jede Fläche besitzt eine konstante Strahlungsdichte

Bei einem grauen Strahler lässt sich ausgehend von der Energiebilanz an einer Fläche A_i , den obigen getroffenen vereinfachenden Einnahmen mittels der sogenannten Bilanzgleichung nach der Netto-Strahlungsmethode die ausgetauschten Wärmeströme durch Strahlung berechnen. Dabei lässt sich mittels Gleichung 4.1

$$H_i - (1 - \epsilon_i) \sum_{j=1}^n F_{ij} H_j = \epsilon_i \sigma T_i^4 \quad (4.1)$$

bei bekannten Temperaturen T_i und Emissionskoeffizienten ϵ_i der n Flächen und den Sichtfaktoren F_{ij} die sogenannten Helligkeiten H_i durch Lösen eines linearen Gleichungssystems bestimmen. Für die Herleitung von Formel 4.1 sei auf [3] verwiesen.

Die Sichtfaktoren sind geometrisch bedingte Parameter, welche den Einfluss der Lage und Orientierung der einzelnen Flächen zueinander gewichtet und die durch Integration von Flächenbeziehungen bestimmt werden können. Die Helligkeit H_i ist die Summe aus der emittierten und der reflektierten Strahlung der Fläche A_i .

Mit den berechneten Helligkeiten und Formel 4.2 ist es möglich den Wärmestrom durch Strahlungsaustausch der einzelnen Flächen \dot{Q}_i zu bestimmen [3].

$$H_i - \sum_{j=1}^n F_{ij} H_j = \dot{Q}_i / A_i \quad (4.2)$$

Für einfache Kombinationen von Geometrien sind Sichtfaktoren durch Korrelationen in Fachbüchern zu finden. Mit Hilfe dieser Korrelationen und der Reziprozitätsbeziehung

$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji} \quad (4.3)$$

4.2 Vorauslegungen

sowie der Summationsregel für Sichtfaktoren

$$\sum_{j=1}^n F_{ij} = 1 \quad (4.4)$$

können auch für komplizierte Kombinationen von Flächen die Sichtfaktoren bestimmt werden.

Mittels der oben aufgeführten Beziehungen werden die Sichtfaktoren für das Drehrohr bestimmt. Dabei wird das Drehrohr vereinfachend als eine aus zwei isothermen Flächen bestehende Geometrie angenähert, der Mantelfläche des Innenrohrs und dem rückseitigen Deckel. Die Apertur wird als Fläche mit Umgebungstemperatur und einem Emissionsgrad von $\epsilon = 1$ angenommen, wodurch die Abstrahlung an die Umgebung modelliert wird. Der Emissivitätskoeffizient der Innenwand wurde nach Abschnitt 5.3.5 aus einer Studie der National Sandia Laboratory [29] entnommen.

Dazu wurde das lineare Gleichungssystem aufgestellt und mittels Excel gelöst. Die berechneten Strahlungsverluste bei einer Wandtemperatur von 1000 °C belaufen sich auf insgesamt 2863 W

Wärmeleitungsverluste

Die Wärmeleitungsverluste bestimmen sich durch die Geometrie der Cavity und den Wärmeleitfähigkeiten der Materialien. Bei bekanntem Temperaturfeld lässt sich mittels des Gesetzes von Fourier

$$\vec{q}(\mathbf{x}, t) = -\lambda \text{ grad } T(x, t) \quad (4.5)$$

die Wärmestromdichte \vec{q} berechnen. Für einfache Geometrien im stationären Zustand lässt sich die Differentialgleichung 4.5 durch geschlossene Integration lösen. So ergibt sich für eine Zylinderschale der Länge L , dem inneren Radius r_1 und dem äußeren Radius r_2 durch Integration von Gleichung 4.5 mit der Temperatur T_i am inneren Rand und T_a am äußeren Rand, der spezifischen Wärmeleitfähigkeit λ und der Innenfläche A_i ein Wärmestrom durch Wärmeleitung \dot{Q} :

$$\dot{Q} = \frac{(T_i - T_a)2\pi L}{\ln r_2/r_1}. \quad (4.6)$$

Da die äußere Temperatur nicht bekannt ist, sondern nur die Raumtemperatur, muss zusätzlich der durch freie Konvektion entstehende Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden. Dieser berechnet sich bei einem Zylinder nach [1] mittels

$$Nu = (0,6 + 0,387(Ra f_3(Pr))^{1/6})^2 \quad (4.7)$$

aus der Rayleigh-Zahl Ra , welche mit dem Zylinderdurchmesser gebildet wird sowie einer Funktion $f_3(Pr)$, welche den Einfluss der Prandtl-Zahl je nach Strömungszustand beschreibt und sich mittels [1]

$$f_3 = \left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{-16/9} \quad (4.8)$$

berechnet. Das Problem ist, dass zunächst die Außenwandtemperatur nicht bekannt ist, weswegen zunächst mit einem Schätzwert der Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden

muss. Mittels eines iterativen Vorgehens und den Formeln 4.6 bis 4.8 und den Wärmeübergangskoeffizienten der Isolationen aus den Datenblättern [31,46] sowie den Materialkonstanten der Luft [1] werden die Wärmeleitungsverluste berechnet. Dabei wird die Außenwand als Zylinderschale, die Rückwand als einfache Platte unabhängig voneinander berechnet. Insgesamt ergeben sich bei Innenwandtemperaturen von 1000 °C eine iterativ bestimmte Außenwandtemperatur von 77 °C und Wärmeleitungsverluste von insgesamt 145 W.

Konvektionsverluste

Da die Konvektionsverluste bei Rotation durch vorliegende Arbeit erst bestimmt werden sollen, werden zur Auslegung die Konvektionsverluste mittels der in Kapitel 3.2 bestimmten Korrelationen abgeschätzt. Es wird dabei die Korrelation von Leibfried & Ortjohann [28] verwendet, da am DLR mit dieser gute Erfahrungen gemacht wurden und derzeit zur analytischen Bestimmung der Konvektionsverluste bei Cavities verwendet wird [20]. Da bei einem Neigungswinkel von 0° die größten Konvektionsverluste erwartet werden, wird die Berechnung für diesen durchgeführt. Bei 1000°C Wandtemperatur und einem Neigungswinkel von 0° ergeben sich nach der Korrelation eine Grashof-Zahl von $4,1 \cdot 10^8$, einen mittleren Wärmeübergangskoeffizienten von $8,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ und somit einen Konvektionsverlust von etwa 1180 W.

Um Wandtemperaturen von 1000°C zu realisieren, entstehen also nach vorangegangener Abschätzung Verluste von 4180 W welche durch die elektrische Heizung im stationären Zustand bereitgestellt werden müssen.

4.3 Verwendete Messsysteme

Um die Konvektionsverluste in der Cavity bestimmen zu können, müssen für den Teststand geeignete Messverfahren eingesetzt werden. Dabei muss besonders darauf geachtet werden, dass die Messungen möglichst geringe Rückwirkungen auf die Messergebnisse haben, da Konvektionsströmungen sehr sensibel auf jegliche Art von Modifikationen reagieren. Zusätzlich waren noch eine hohe Genauigkeit und ein geringer Kalibrierungsaufwand der Messinstrumente sowie eine mögliche Automatisierung der Messungen erwünscht. In Abbildung 4.4 ist eine Übersicht über die verschiedenen Mess- und Steuergeräte des Konvektionsprüfstands gezeigt. Zur Messdatenerfassung der Temperatur werden Thermoelemente und eine Infrarotkamera verwendet, welche mittels eines zentralen Messrechners aufgezeichnet werden. Dieser steuert ebenfalls die Heizleistung über Leistungssteller, die an den Computer mittels eines Digitalanalogwandlers angeschlossen sind. Da durch die Leistungssteller lediglich ein Spannungsverlauf vorgeben werden kann (siehe Abschnitt 4.3.1), wird die resultierende, effektive Heizleistung mittels Leistungsmessumformer bestimmt und die Messwerte über einen Analogeingang an den Messcomputer übergeben. Da elektrische Heizung und die Thermoelementmodule sich auf dem rotierenden Drehrohr befinden, werden diese mittels eines Schleifringübertragers mit Strom versorgt. Die gemessenen Messdaten werden dabei mittels einer WLAN-Modems an den Computer übertragen. Die Drehzahlregelung des Elektromotors erfolgt von Hand mittels eines Stelltransformators. In den nächsten Abschnitten wird zur besseren Übersicht und Erklärung detailliert auf die verschiedenen Komponenten und deren Anschluss an den Computer eingegangen.

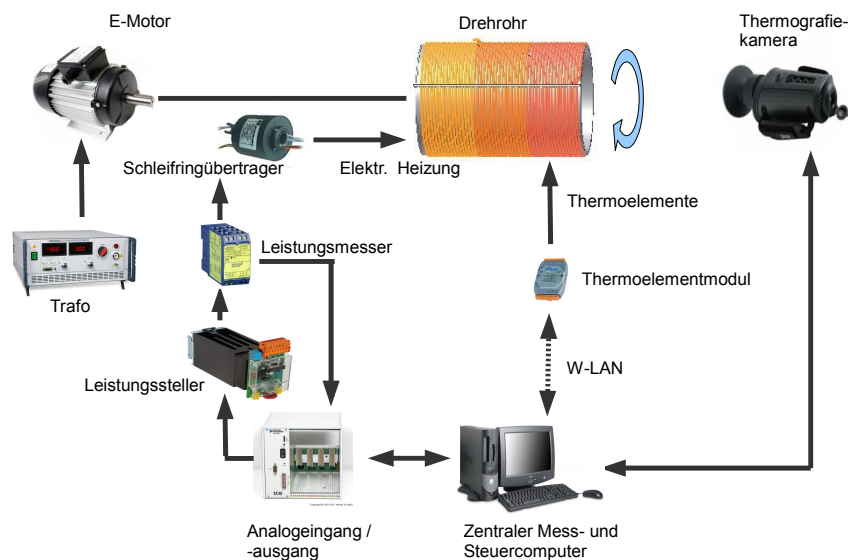


Abbildung 4.4: Schematische Übersicht über Mess- und Steuergeräte des Prüfstands

4.3.1 Steuerung und Messung der Heizleistung

Da primäres Ziel vorliegender Arbeit die Bestimmung der Konvektionsverluste ist, muss die elektrische Heizleistung präzise gemessen sowie geregelt werden können.

Die Leistungsregelung erfolgt dabei mit Leistungsstellern HP 2316-2301 der Firma Systemtechnik Leber. Diese sind Universalleistungssteller für ohmsche Lasten, wie dies bei einer elektrischen Heizung der Fall ist. Dabei gibt es zwei verschiedene einstellbare Betriebsarten, Pulspaketsteuerung und Phasenanschnittsteuerung. Bei der Pulspaketsteuerung werden einzelne Vollwellen der Wechselspannung abwechselnd durchgelassen bzw. blockiert, so dass sich die gewünschte Leistung ergibt. Bei der Phasenanschnittsteuerung hingegen wird jede einzelne Halbwelle teilweise durchgelassen, aber derart angeschnitten, dass ebenfalls die gewünschte Leistung bereitgestellt wird. Die Leistungssteller werden dabei mit einem Analog-Digital-Wandler mittels einer Steuerspannung von 0 bis 10 V geregelt.

Allerdings kann nicht eine absolute Leistung eingestellt werden, sondern nur der Spannungsverlauf vorgegeben werden. Die tatsächlich gestellte Leistung ergibt sich aus dem Widerstand des Verbrauchers. Da die Heizkabel einen Widerstand in Abhängigkeit der Temperatur besitzen, variiert dieser relativ stark und für genaue Messungen muss die Leistung zusätzlich bestimmt werden.

Dazu werden Leistungsmessumformer des Typs Pw-MU der Firma Müller + Ziegler verwendet. Diese sind in der Lage, die Wirkleistung eines beliebigen Wechselspannungsverlaufs zu bestimmen. Dabei misst der Umformer fortlaufend die momentanen Strom- und Spannungswerte, multipliziert die beiden Werte und erzeugt mit Hilfe einer Integrationsstufe eine Gleichspannung (0V bis 10V), welche proportional zur Wirkleistung ist. Die Gleichspannung wird mit Hilfe eines Analog-Digital-Wandlers (NI-SCXI, siehe Abschnitt 4.3.5) abgegriffen und zum Messrechner übertragen.

Dabei kann der Messumformer nur die Leistung bestimmen, falls der Leistungssteller mit Phasenanschnittsteuerung betrieben wird, da bei einer Pulspaketsteuerung zur Leistungsmessung ein Mikroprozessorbasiertes Messgerät notwendig wäre. Daher wurde bei den Leistungsstellern die Betriebsart Phasenanschnittsteuerung eingestellt. Allerdings erzeugt Phasenanschnittsteuerung eine hohe Blindleistung, weswegen sich eine starke Nichtlinearität zwischen der eingestellten Leistung des Leistungsstellers und der tatsächlichen Leistung ergibt. Dies bedeutet, dass bei 50% eingestellter Leistung des Leistungsstellers weniger als 30% Wirkleistung erzeugt und diese erst in höheren Einstellungen stark ansteigt.

4.3.2 Temperaturmessung

Beim Konvektionsprüfstand wird die Temperatur an mehreren Stellen gemessen. Dabei kommen Mantelthermoelemente des Typs N Klasse 1 mit einem Manteldurchmesser von 1 mm zum Einsatz. Typ-N Thermoelemente weisen im Gegensatz zu den häufig genutzten Typ-K Thermoelementen bessere Stabilitätseigenschaften bei hohen Temperaturen bis zu 1000°C auf. Dies liegt am sogenannten „K-Effekt“, der bei Thermoelementen des Typs K bei Temperaturen über 600°C Einsatztemperatur auftritt [23]. Bei diesen Thermoelementen kann die Metalllegierung in geordnetem und ungeordnetem Zustand vorliegen. Bei Temperaturen oberhalb 600°C liegt immer der ungeordnete Zustand vor. Je nach Abkühlgeschwindigkeit wechselt das Material wieder in den geordneten Zustand zurück. Bei sehr schnellem Abkühlen bleibt die Metalllegierung im ungeordneten Zustand. Da zwischen geordnetem und ungeordnetem Zustand eine thermoelektrische Differenz von mehreren Kelvin auftritt, kann über den Ordnungszustand keine definierte Aussage getroffen werden. Somit wären beim Einsatz von Thermoelementen des Typs K größere Fehlertoleranzen notwendig, weswegen auf Thermolemente des Typs N zurückgegriffen wurde.

Die Thermoelemente messen die Temperatur des Innenrohrs und die der Heizkabel, damit diese nicht unzulässige Betriebstemperaturen annehmen. Die Messung der Heizkabel erfolgt an ausgewählten Stellen an denen die höchsten Temperaturen erwartet werden. Dies sind Orte, an denen sich die einzelnen Windungen der Heizkabel fast berühren und bei denen eine hohe Temperatur bei den Vorversuchen beobachtet wurde (siehe Abschnitt 5.1.2). Da bei Versuchen, bei denen das Drehrohr nicht rotiert aufgrund der Konvektion vor allem auf der Oberseite mit den höchsten Temperaturen zu rechnen ist, wurde eine Drehstellung festgelegt, die bei nicht drehenden Experimenten immer eingestellt wird, und die Thermolemente vor allem auf der Oberseite positioniert. Damit die Thermolemente tatsächlich die Temperatur der Heizkabel und nicht die der umgebenden Luft messen, wurden diese mittels Nickelfolie und Draht an den Heizkabeln umwickelt.

Für die Messung der Wandtemperatur des Innenrohrs sind auf der Mantelfläche 16 Bohrungen mit einem Bohrungsdurchmesser von 1 mm und einer Bohrungstiefe von 4 mm positioniert. Die Mantelthermoelemente sind in diese Bohrungen eingesteckt, die systematisch über die Mantelfläche verteilt sind (Abbildung 4.5). Dabei sind jeweils vier Thermolemente mit einem gleichmäßigen Abstand von 60 mm hintereinander in Reihe angeordnet, wobei die vier Reihen im Abstand von 90 ° gleichmäßig um den Umfang verteilt sind. Jede Reihe beginnt von der Aperturöffnung aus gesehen mit einem anderen Abstand (10 mm, 21 mm, 33 mm und 49 mm). Die Anordnung erfolgt so, dass sowohl im nicht rotierenden Fall wie auch im rotie-

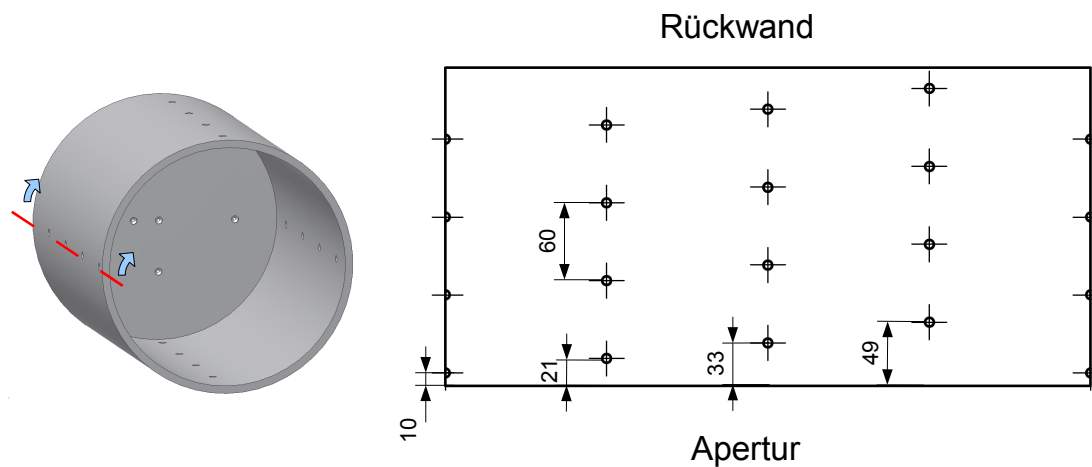


Abbildung 4.5: CAD-Bild des Innenrohrs und schematische Abwicklung der Mantelfläche. Die Bohrungen sind dabei zur besseren Übersicht als Durchgangsbohrung und vergrößert eingetragen.

renden Fall möglichst viele relevante Daten aufgezeichnet werden können.

Aus den gemessenen Temperaturen wird mittels Interpolation die Temperatur über der Fläche bestimmt (Abschnitt 5.3.4). Da 16 Datenpunkte auf der gesamten Fläche nur eine sehr geringe Stützmenge zur Interpolation ist, wird zusätzlich der qualitative Verlauf der Interpolation mit den Aufnahmen einer Infrarotkamera verglichen.

Neben den Wandtemperaturen ist ebenfalls die Temperatur der Rückwand von Interesse. Dazu sind fünf Thermoelemente in Bohrungen des Durchmessers 1 mm und der Tiefe 1,5 mm an der Rückseite der Rückwand angebracht. Eine Messstelle befindet sich im Mittelpunkt der Rückseite, die restlichen vier Bohrungen sind konzentrisch in verschiedenen Abständen verteilt. Die Anordnung wurde dabei wieder so ausgelegt, dass möglichst relevante Temperaturdaten im stehenden und rotierenden Versuchsfall gemessen werden können. Es wird vermutet, dass durch die Rotation die Temperaturen auf der Rückwand nur vom Abstand zur Drehachse abhängen. Deswegen variieren die Abstände zum Mittelpunkt des Deckels, um auf vier verschiedenen Kreisringen die Temperatur zu messen. Die genauen Abstände und die Position der Thermoelemente sind in Abbildung 4.6 zu sehen.

Die Eintauchtiefe von 1,5 mm der Thermoelemente ist zwar ziemlich gering, ist aber bei einer Wandstärke von 2 mm der Rückwand nicht tiefer zu realisieren. Allerdings befindet sich direkt hinter der Rückwand die Isolation, weswegen der Temperaturgradient nicht sehr groß ist und die Messfehler durch Wärmeleitung im tolerierbaren Bereich vermutet werden.

4.3.3 Thermografiemessung

Um zusätzlich den qualitativen Verlauf der Innenwandtemperatur zu erhalten, wird mittels einer Infrarotkamera SC7000 der Firma FLIR während der Versuche die Temperatur gemessen. Diese ist aufgrund verschieden vorhandener, wechselbarer, optischer Filter in der Lage, den Temperaturbereich von 0°C bis 1000°C zu messen. Dabei liegt die Bildauflösung bei

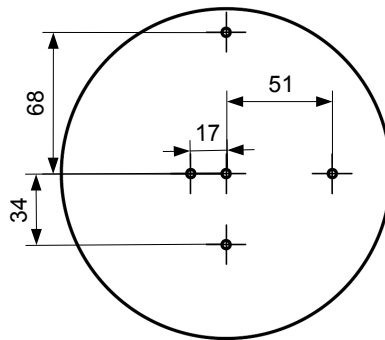


Abbildung 4.6: Schematische Übersicht der Temperaturmessstellen auf der Rückwand

640x512 Pixeln.

Obwohl das Innenrohr mit Pyromark lackiert wurde und somit die Emissivität für die jeweilige Temperatur relativ genau bekannt ist, können die Temperaturverläufe nur für qualitative Zwecke dienen. Dies liegt an mehreren Gründen:

- Reflexionen, welche zusätzlich durch die Hohlraumgeometrie verstärkt werden, führen zu Messfehlern.
- Konstruktionsbedingt können die Wände nur in sehr spitzen Winkeln aufgenommen werden. Da die Emission von Strahlung ebenfalls richtungsabhängig variabel erfolgt, treten auch hierdurch Fehler auf.
- Es können pro Bild nur Ausschnitte der Wand gemacht werden und diese sind zusätzlich perspektivisch verzerrt.

Während der Messungen wird jeweils am Versuchsanfang und Ende ein Infrarotbild aufgenommen, welche mittels der mitgelieferten Software ausgewertet und mit den interpolierten Temperaturverläufen verglichen werden.

4.3.4 Messung und Steuerung der Drehzahl

Wie in Abschnitt 4.2.1 zur Dimensionierung des Motors geschrieben, wird der Prüfstand aus Kostengründen mittels einer Bohrmaschine als elektrischem Antrieb betrieben. Dabei ist in der Bohrmaschine ein sogenannter Universalmotor verbaut, also ein Einphasen-Reihenschlussmotor. Vorteil dieser Motoren ist, dass die Drehzahl durch die Versorgungsspannung geregelt werden kann. Deswegen wird am Prüfstand die Bohrmaschine mittels eines Stelltransformators der Marke SET 1000U mit Spannung versorgt, bei dem stufenlos die Spannung zwischen 0V und 130V eingestellt werden kann. Die Bohrmaschine ist ein handelsüblicher Typ der Marke Skil 6858 mit einer elektrischen Leistung von 400W. Mit dieser Kombination kann der Prüfstand im Drehzahlbereich von 10 RPM bis 150 RPM betrieben werden.

Zur Drehzahlmessung kommt ein digitaler Handdrehzahlmesser PeakTech 2795 zum Einsatz. Bei diesem wird auf das Drehrohr eine Zielmarkierung angebracht, welche mittels Laser

4.4 Mess- und Steuerungsprogramm

und Fotosensor bei der Rotation periodisch erfasst wird und woraus der Drehzahlmesser die Drehzahl berechnet.

4.3.5 Analog-Digital-Wandler

Zum Anschluss der Messgeräte an den Computer werden zwei unterschiedliche Analog-Digital-Wandler verwendet. Eine Herausforderung ist, die Temperaturen am Drehrohr auszulesen. Da dieses rotiert und somit eine konventionelle Anbindung der Thermoelemente nicht möglich ist, werden daher die Daten der drei Thermoelementanalogmodule (10-Kanal Thermoelementmodul M-7018Z der Firma ICPCON), welche die 30 Thermoelemente zur Überwachung der Heizkabel und zur Messung der Wandtemperaturen ausliest, mittels WLAN an den Computer übertragen. Dazu wird ein WLAN-Konverter (NPort W2150) verwendet, welcher eine Datenverbindung mit dem Datenbus des Typs RS485 der Thermoelementmodule aufnimmt und die Daten per WLAN an den Computer sendet. Die Stromversorgung mit Niederspannung von 30 V erfolgt über den Schleifringübertrager.

Ein weiterer Analog-Digital-Wandler wird verwendet, um die Steuerspannung für die Leistungssteller zu erzeugen und die Messsignale der Leistungswandler und weiterer Thermoelemente, welche beispielsweise die Raumtemperatur messen, zu erfassen. Dazu wird ein Messchassis SCXI-2000 der Firma National Instruments verwendet, in welches ein 6-Kanal-Analogspannungsausgangmodul (SCXI 1124) und ein 32-Kanal-Analogspannungseingangsmodul (SCXI 1303) montiert sind. Das Chassis wird direkt mittels einer PCI-Messkarte (PCI-6024E) mit dem Computer verbunden. Vorteil dieser Anbindung ist die hohe Datenübertragungsrage. Gerade im Hinblick auf die Steuerung der Leistungssteller ist dies wichtig, da in ersten Versuchen festgestellt wurde, dass die Leistungssteller in unregelmäßigen Intervallen Leistungssprünge von mehreren Watt erzeugen, weswegen ein Regler implementiert werden musste, siehe Abschnitt 4.4.

4.4 Mess- und Steuerungsprogramm

Da eine Vielzahl von Messgrößen anfällt, erfolgt die Datenaufnahme und -verarbeitung mittels eines Computers. Dabei erfolgt die Steuerung und Messdatenerfassung mittels LabView 2010. LabView ist eine grafische Programmiersoftware, welche speziell für die Datenerfassung von Messgrößen entwickelt wurde. Dazu gibt es verschiedene grafische bereits implementierte Bausteine, mit denen einfach durch Drag & Drop Messablauf und Datenverarbeitungsvorgänge erstellt werden können. Zusätzlich gibt es für viele Datenerfassungsgeräte spezielle Treiber für LabView, so dass diese ohne großen Programmieraufwand angesprochen und ausgelesen werden können.

Für den Prüfstand wird mittels LabView ein angepasstes Auswertungs- und Steuerungsprogramm geschrieben. Dabei besteht dieses vereinfacht aus drei parallelen Schleifen, welche unabhängig voneinander ausgeführt werden und nach Bedarf gestartet und beendet werden können.

Die erste parallele Schleife läuft während des gesamten Betriebs des Prüfstands und wird mit einer Taktfrequenz von einer Sekunde ausgeführt. Diese liest die Messdaten der Thermoelemente, welche die Temperaturen des Drehrohrs messen, über die WLAN-Brücke aus. Die

Messdaten werden direkt im Diagramm auf der Steuerkonsole angezeigt, zusammen mit berechneten Werten wie Durchschnittstemperatur der Wandthermoelemente oder der Gradient über 5 Minuten.

Die zweite parallele Schleife wird mit einer Frequenz von 10 ms ausgeführt. Grund für diese hohe Samplingrate ist die Leistungsüberwachung und Steuerung der elektrischen Heizung. Die Schleife liest und verarbeitet die Daten des Chassis aus, welche u.a. aus den drei Spannungen des Leistungsumformers stammen. Neben einem starken Messrauschen verändert sich die Spannung trotz konstant eingestellter Leistungssteller in unregelmäßigen Abständen. Die genauen Gründe konnten nicht geklärt werden. Neben einer Temperaturabhängigkeit der Leistungssteller werden Schwankungen im Netz vermutet. Obwohl diese Sprünge nur wenige Prozent ausmachen schlagen sich diese sofort in den Messergebnissen der Temperatur wieder, wodurch sich Probleme in Bezug auf das Erreichen eines stationären Zustands ergaben. Aus diesen Gründen wurde in LabView ein PI-Regler implementiert, welcher die Leistung auf dem gewünschten Niveau hält. Da das Signal der Messumformer stark verrauscht ist, wird das Signal vor Eingang in den Regler mittels Mittelwertbildung aus zehn aufeinanderfolgenden Signalen geglättet.

Die dritte parallele Schleife dient der eigentlichen Messaufzeichnung im stationären Zustand. Sobald der Temperaturgradient über fünf Minuten unter $0,2^{\circ}\text{C}$ fällt, wird die Messung gestartet und solange verlängert bis eine Messung von 20 Minuten aufgezeichnet ist, in der die Definition von Stationarität nach Abschnitt 5.3.2 erfüllt ist. Während der Messung werden alle 16 Wandtemperaturen, die 5 Deckeltemperaturen, die Leistung und die Lufttemperatur mit 1 Hz aufgezeichnet. Da die Signale der Leistungsmesser, wie im vorherigen Abschnitt geschrieben, stark rauschen, würden bei einer Abtastrate von einer Sekunde Informationen verloren gehen und das Messergebnis eventuell verfälscht werden. Deswegen wird jede Sekunde nicht der aktuelle Momentanwert verwendet, sondern immer die 100 Samples, welche bei der Abtastfrequenz von 10 ms pro Sekunde anfallen, gemittelt und aufgezeichnet.

5 Experimentelle Untersuchungen und Ergebnisse

Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung des Einflusses der Rotation auf die Konvektionsverluste eines Hohlraumreceivers. In Voruntersuchungen soll zunächst die Eignung des Teststandes überprüft werden. Anschließend erfolgt die Ermittlung wichtiger Parameter, wie der Wärmeleitungsverluste in Abhängigkeit der Temperatur. Im nachfolgenden Abschnitt werden in einer Fehleranalyse die zu berücksichtigenden Messunsicherheiten identifiziert, bevor die eigentlichen Versuche und Ergebnisse vorgestellt werden.

5.1 Voruntersuchungen

5.1.1 Kalibrierung der Thermoelemente

Um die Messgenauigkeit der Thermoelemente zu überprüfen und bei zu hohen Abweichungen eine Neukalibrierung durchzuführen, werden mittels eines Kalibrierofens und einem Referenzthermoelement des Typs R in Voruntersuchungen Temperaturmessungen bei 300 °C, 600 °C und 1000 °C ausgeführt. Der Kalibrierofen ist ein sogenannter Metallblockkalibrator, welcher innerhalb des Messblocks in Bohrungen einheitliche Temperaturverläufe erzeugt, in welchen die Temperaturmessungen der Thermoelemente mit der Messung des sehr genauen Referenzthermoelements verglichen werden können. Die detaillierte Beschreibung und die genauen Messungen sind im Anhang C.1 zu finden. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die untersuchten Thermoelemente innerhalb der angegebenen Messunsicherheiten liegen. Es kann also in den nachfolgenden Experimenten von den angegebenen Messunsicherheiten ausgegangen werden.

5.1.2 Aufheiztest ohne Isolierung

Vor dem vollständigen Zusammenbau des Teststands werden Vorversuche durchgeführt, bevor die Isolation angebracht wird. Gründe für die Durchführung dieser Experimente bzw. Ziele sind:

- Beobachtung des Verhaltens der Komponenten Innenrohr, Heizkabel und Fixierkämme beim Aufheiz- und Abkühlvorgang: Da zwischen Innenrohr, Heizkabel und Fixierkämmen teilweise große Temperaturunterschiede ($>100\text{ °C}$) im Betrieb erwartet werden und zusätzlich die Komponenten aus verschiedenen Materialien (Inconel 620, Inconel 2.4816 und Stahllegierung 1.4841) bestehen und somit verschiedene Wärmeausdehnungskoeffizienten besitzen, soll in einem ersten Aufwärmversuch auf 70 % der Heiz-

leistung eine Begutachtung dieser Komponenten erfolgen. Dadurch kann ihr Verhalten beobachtet werden, um mögliche Probleme frühzeitig zu erkennen.

- Test der Mess- und Steuerungssysteme: In einem ersten Probelauf soll das Zusammenspiel der Systeme untersucht werden, um Fehler zu erkennen und schnellmöglichst zu beheben, bevor die komplette Montage des Teststands durchgeführt wird.
- Untersuchung der Temperaturhomogenität: Für den Prüfstand soll möglichst eine homogene Wandtemperatur erreicht werden, weswegen die Heizkabel gleichmäßig auf die gesamte Innenwandfläche verteilt sind und somit im Idealfall eine homogene Wärmestromdichte erzeugen. Ob dies tatsächlich erreicht wird, soll durch den Versuch geklärt werden.
- Experimentelle Abschätzung der Differenz zwischen Wandtemperatur & Heizkabel: Obwohl nach rechnerischer Auslegung eine ausreichende Heizleistung ausgewählt wurde, soll mit dem Vorversuch die Auslegung überprüft werden. Gerade die Temperaturdifferenzen zwischen Innenwand und Heizkabel können rechnerisch sehr schlecht berechnet werden, da ein komplexes Zusammenspiel zwischen verschiedenen Wärmeübertragungsmechanismen wie Wärmeleitung, Wärmestrahlung und konvektiver Wärmeübergang erfolgt.

In Abbildung 5.1 ist der Versuchsaufbau zu dem Vorversuch zu sehen. Das Innenrohr steht wegen den hohen Temperaturen auf einem Schamottstein. Insgesamt verlief der Vorversuch erfolgreich. Sowohl Mess- als auch Steuereinrichtung der Heizung funktionieren einwandfrei. Bei 70 % der Heizleistung werden trotz fehlender Isolierung Innenwandtemperaturen von über 550 °C gemessen. Auch die Wärmeausdehnung der Heizkabel stellt sich als unproblematisch heraus. Durch die flexible Befestigung mittels der Fixierkämme können sich die Heizkabel relativ frei ausdehnen, weswegen es zu keinen starken Thermospannungen kommt. Lediglich bei den Fixierkämmen kann man eine leichte Auswölbung feststellen, was allerdings keinerlei bemerkbare Auswirkungen zeigt.

Starke Temperaturgradienten treten jedoch an den Heizkabeln auf. In Abbildung 5.1 ist deutlich das inhomogene Glühen der Heizkabel zu sehen.

Grund für die inhomogene Temperatur ist der doch sehr ungleichmäßige Abstand zwischen den einzelnen spiralförmigen Windungen des Heizkabels. Gerade an Stellen, an denen der vorgesehene Abstand von 1,5 mm unterschritten wird und sich die einzelnen Windungen des Heizkabels teilweise direkt berühren, sind besonders hohe Temperaturen sichtbar. Diese Umstände sind allerdings aufbau- und konstruktionsbedingt und mögliche Lösungen wie z.B. Anbringung von zusätzlichen Fixierkämmen, als nicht praktikabel erachtet worden. Um die Temperaturspitzen teilweise abzuschwächen, wurden an besonders extremen Stellen die Abstände der Heizkabel durch Abstandplättchen aus Inconelblech der Dicke 1 mm vergrößert.

Eine weitere Konsequenz der inhomogenen Temperaturverteilung des Heizkabels ergibt sich für die Auswahl der Messtellen des Überhitzungsschutzes. Wie in Kapitel 4.1.1 geschrieben, darf das Heizkabel eine Betriebstemperatur von 1000°C nicht überschreiten. Deswegen werden die Thermoelemente, welche die Heizkabeltemperatur überwachen, bevorzugt an Stellen platziert, bei denen die Heizkabel sehr dicht beisammen liegen. Trotz dieser Vorsichtsmaßnahme soll während dem ganzen Versuchsbetrieb ein Sicherheitsabstand zur ma-

5.1 Voruntersuchungen

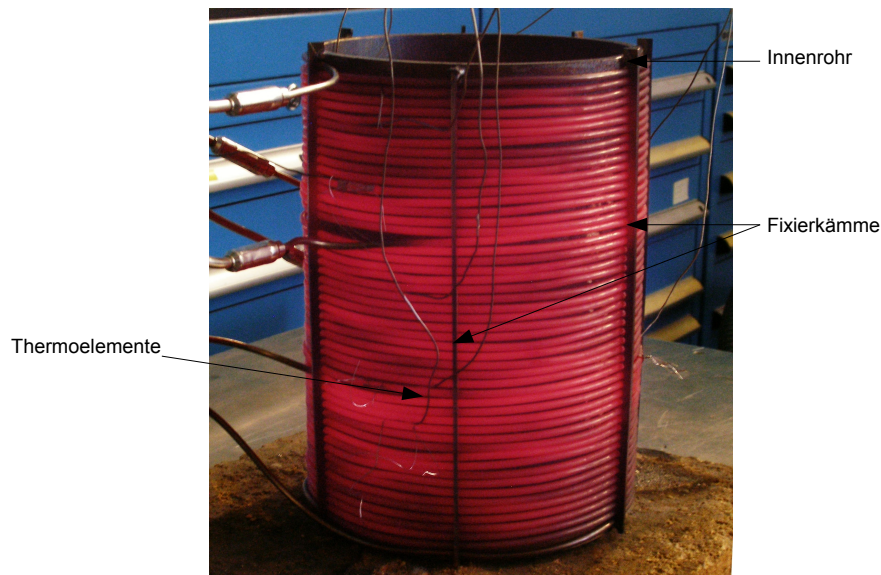


Abbildung 5.1: Vorversuch zur Beobachtung des Aufwärm- und Abkühlverhaltens des Innenrohrs, des Heizkabels und der Fixierkämme. In den Vorversuchen werden Heizleistungen bis 50% der Gesamtheizleistung (2300W) gefahren

ximal zulässigen Temperatur eingehalten werden, da nicht ausgeschlossen werden kann, dass an manchen Stellen weitere Temperaturspitzen entstehen. Die höchst zulässige, gemessene Temperatur der Heizkabel wird deshalb auf 900°C festgesetzt.

Zusätzlich kann man auf Bild 5.1 ein Temperaturgradient in vertikaler Richtung erkennen. Grund hierfür ist, dass generell der untere Teil des Rohres und somit des Heizkabels durch Konvektionsströmung stark abkühlt. Dieses Phänomen wird im tatsächlichen Versuch weniger stark auftreten, da auf der Außenseite die Konvektionverluste durch ausreichende Isolierung vermieden werden.

Bei den aufgezeichneten Temperaturen der Innenwand und der Heizkabel tritt mit bis zu 75°C eine starke Temperaturspanne zwischen maximaler Heizkabeltemperatur und minimaler Innenwandtemperatur auf (Messwerte sind in Tabelle C.2 im Anhang C.2 zu finden). Dies ist insofern problematisch, da diese Differenz bei höheren Innenwandtemperaturen zunimmt, da bei ansteigender Temperatur die Strahlungsverluste überproportional steigen. Daher ist unklar, ob mit der Begrenzung der maximalen Heizkabeltemperatur auf 900°C wie gewünscht Versuche mit durchschnittlichen Innenwandtemperaturen von 800°C gefahren werden können. Aus diesem Grund wurde der Einsatz eines Wärmeleitmediums, z.B. Wärmeleitcement, zwischen Heizkabel und Innenwand angedacht, um die Temperaturdifferenz zu senken. Eine überschlägige Berechnung zeigte jedoch, dass durch den Wärmeleitcement aufgrund des Wegfalls der Wärmestrahlung statt der erhofften Zunahme einer Abnahme des Wärmestroms zwischen Heizkabel und Wand erfolgen würde, weswegen die weitere Montage des Teststand wie geplant weitergeführt wurde.

5.1.3 Experimentelle Bestimmung der Strahlungsverluste

Die genaue experimentelle Bestimmung der Strahlungsverluste ist nur schwer durchführbar. In mehreren Studien zur Bestimmung der Konvektionsverluste [28,48,49] wurden Strahlungsverluste mit Versuchen bei nach unten gerichteter Cavity gemessen. Taumoefolau [49] argumentiert, dass dadurch die Konvektion größtenteils unterbunden wird, da sich durch Stratifikation die heiße Luft im Inneren der Cavity sammelt und somit nicht ausströmt. Die gemessene Heizleistung, welche benötigt wird, um das gewünschte Temperaturniveau zu halten setzt sich deswegen nur aus Wärmeleitungs- und Strahlungsverlusten zusammen. Nach Abzug der Wärmeleitungsverluste, welche in einem separaten Versuch bestimmt werden müssen, erhält man dadurch die Strahlungsverluste.

Allerdings herrscht bei nach unten gerichteter Apertur eine völlig andere Temperaturverteilung an der Wand als bei anderen Neigungswinkeln. Es ist zu erwarten, dass sich die Rückwand auf Grund der aufsteigenden Konvektionsströmung am Stärksten aufheizt. Dadurch entstehen höhere Strahlungsverluste als die, die z.B. bei einer waagrecht gerichteten Cavity entstehen würden. Deswegen wird in vorliegender Arbeit zur Bestimmung der Konvektionsverluste die Verluste durch Strahlungsaustausch der Cavity mit der Umgebung rechnerisch bestimmt, siehe Abschnitt 5.3.5.

5.1.4 Experimentelle Bestimmung der Wärmeleitungsverluste

Wie in der Vorauslegung in Abschnitt 4.2.2 gezeigt, können Wärmeleitungsverluste in der Regel bei einfachen Geometrien ohne großen rechnerischen Aufwand durch Integration der Fouriergleichung 4.5 leicht gelöst werden. Auch bei komplizierteren Geometrien ist die rechnerische Bestimmung mittels numerischer Lösung (beispielsweise eines Finiten Volumen Ansatzes) durchführbar. Allerdings müssen in allen Fällen die genauen Materialkennwerte vorliegen. Beim Teststand sind die genauen Materialkennwerte aus mehreren Gründen unklar bzw. nur schwer bestimmbar:

- In den Datenblättern der Isolierung sind Wärmeleitungskoeffizienten angegeben. Allerdings gelten diese, insbesondere bei der Hochtemperaturfasermatte, nur im ungespresten Zustand. Da das Drehrohr über die Isolierung zentriert wird, muss diese sehr fest zwischen Innen- und Außenrohr montiert werden, wodurch gerade die Fasermatte stark komprimiert wird. Der Grad der lokalen Komprimierung und die Auswirkungen auf den Wärmeleitungskoeffizienten sind dabei nur sehr schwer und ungenau vorherzusagen.
- Die Isolationsplatten von Microtherm besitzen eine gewisse Steifigkeit. Bei der Montage um das Innenrohr entstehen beim Biegen unvermeidbarerweise viele Lufteinschlüsse, die in einer rechnerischen Bestimmung berücksichtigt werden müssten, jedoch nur schwer abgeschätzt werden können.
- Die Heizkabel und Thermoelemente müssen durch die Isolation aus dem Außenrohr herausgeführt werden. Dadurch entstehen Wärmebrücken, über welche im Vergleich zur Isolation eine höhere Wärmeleitung erfolgt.

5.1 Voruntersuchungen

Da eine ausreichend genaue, rechnerische Bestimmung der Wärmeleitungsverlusten daher nicht möglich ist, werden diese in Vorversuchen experimentell ermittelt.

Dazu wird ein passender Deckel für die Apertur gefertigt, der in Abbildung 5.2a zu sehen ist. Dieser besteht aus zwei kreisförmigen Blechstücken, zwischen die eine Isolationsschicht eingügt wird. Der innere Deckel besteht aus Inconel mit einem Durchmesser von 156 mm der Blechstärke 1 mm. Der äußere Deckel ist ein rundes Blech aus Edelstahl mit Durchmesser 210 mm und der Stärke 1,5 mm. Die Isolation besteht wie die Isolierung des Teststands aus Hochtemperaturisulationsfasermatte von Silca und der Microthermisolierung. Grund für die Kombination ist wieder die hohe Elastizität der Fasermatte und die hohe Wärmedämmeigenschaft der Microthermisolierung.

In den Versuchen zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit wird dieser auf die Apertur montiert (Abbildung 5.2). Der Wärmeaustausch durch Luftkonvektion und Strahlungsaustausch zwischen der Cavity-Innenseite und Umgebung wird dadurch unterbunden. Die elektrische Leistung, welche aufgebracht werden muss, um die Cavity auf einem bestimmten Temperaturniveau zu halten, entspricht den Wärmeleitungsverlusten. Allerdings muss dabei beachtet werden, dass von den gemessenen Wärmeleitungsverlusten die zusätzlichen Verluste durch Wärmeleitung durch den Deckel abgezogen werden müssen. Dieser Wärmeverlust würde zwar insgesamt bei dickerer Isolationsschicht abnehmen, jedoch würde dadurch auch die Messunsicherheit steigen. Mit zunehmender Isolationsdicke steigt auch der Anteil der Wärmeleitungsverluste über die Seitenflächen des Deckels. Größenabschätzungen über diesen Anteil sind nur sehr schwer zu treffen, da zum Einen das Temperaturfeld an den Rändern nicht einfach zu berechnen ist und zum Anderen die Temperatur messtechnisch schlecht zu erfassen ist. Aus diesem Grund wurde eine mittlere Isolationsdicke gewählt, bei der die Wärmeverluste über die Seitenwände anteilig nur eine geringe Rolle spielen. Die Wärmeleitungsverluste durch den Deckel dagegen werden messtechnisch bestimmt und abgezogen. Dazu sind an beiden Kopfflächen des Deckels drei Thermoelemente zwischen den Blechen und der Isolation montiert. Mit diesen wird während den Versuchen die mittlere Temperatur der Kopfflächen bestimmt. Aus diesem Temperaturabfall über die Isolation und der rechnerischen Ermittlung des Wärmeleitungskoeffizienten der verschiedenen Isolationsschichten können die Wärmeleitungsverluste über den Deckel berechnet werden. Da die Isolation, im Gegensatz zur radialen Isolierung, im Rohr nicht stark gepresst verbaut ist, können die Angaben für die Wärmeleitungskoeffizienten aus den Datenblätter der Isolation entnommen werden. Mit den Wärmeleitungskoeffizienten λ_{micro} für die Microthermplatte und λ_{silca} für die Isolationfasermatte ergibt sich mit den oben genannten geometrischen Maßen und der Formel

$$U = \left(\frac{d_1}{\lambda_{silca}(T)} + \frac{d_2}{\lambda_{micro}(T)} + \frac{d_3}{\lambda_{silca}(T)} \right)^{-1} \quad (5.1)$$

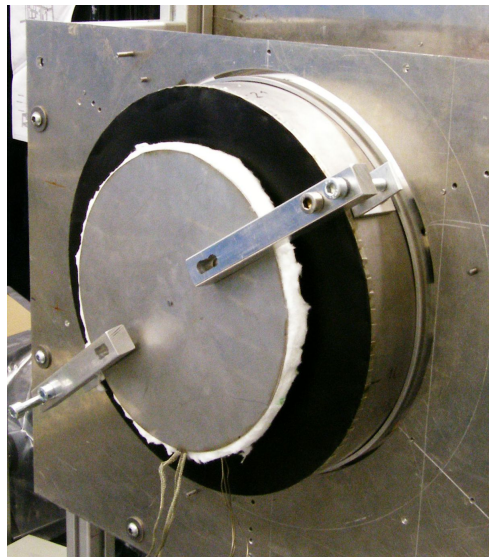
für eine ebene Platte bei stationärer Wärmeleitung die Wärmedurchgangszahl U . Mit diesen lässt sich nun zusammen mit der Differenz der gemittelten Temperaturen der Vorder- und Rückseite des Deckels die Wärmeleitungsverluste durch den Deckel mit Gleichung 5.2 berechnen.

$$\dot{Q} = UA(T_i - T_a) \quad (5.2)$$

Da die Wärmeleitungsverluste von den Temperaturen des Innenrohres abhängen, müssen diese für verschiedene Temperaturniveaus bestimmt werden. Es werden deshalb für fünf ver-



(a) Ansicht des Deckels im uneingebauten Zustand



(b) Montierter Zustand

Abbildung 5.2: Deckel für die experimentelle Bestimmung der Wärmeleitungsverluste

5.1 Voruntersuchungen

schiedene Heizleistungen (100 W, 125 W, 150 W, 175 W und 200 W) die resultierenden Verluste bestimmt. Der Versuchsvorgang läuft dabei wie folgt ab:

- Aufheizen des Drehrohrs auf die Temperaturen, welche etwa bei der jeweiligen Heizleistung erwartet werden im stationären Fall (aus Erfahrungen der Vorversuchen und Beobachtung des Aufheizverhaltens)
- Nach Erreichen der Temperatur wird die entsprechende Heizleistung nach Versuchsplan eingestellt
- Abwarten auf Erreichen der Stationarität nach Definition in Abschnitt 5.3.5
- Sobald Stationarität vorliegt, wird eine Periode von 20 Minuten aufgezeichnet

In Abbildung 5.3 sind die Wärmeleitungsverluste nach Abzug des Anteils, der durch den Deckel verloren geht, über der flächengemittelten Wandtemperatur aufgetragen. Man erkennt

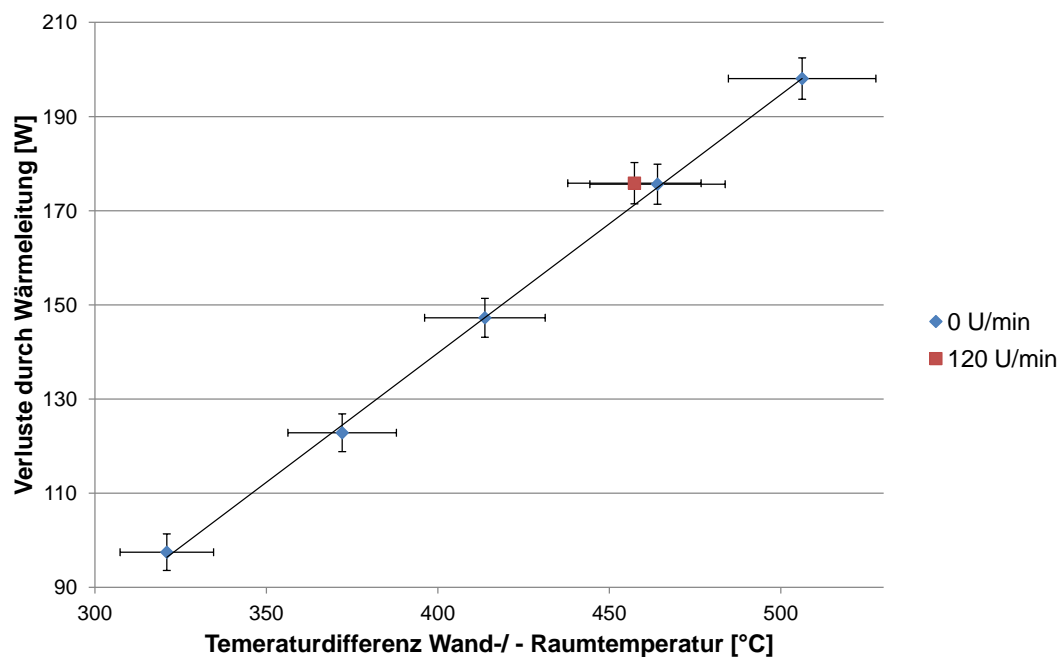


Abbildung 5.3: Gemessene Wärmeleitungsverluste in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz zwischen Wand und Umgebung.

deutlich, dass nahezu ein linearer Zusammenhang vorliegt. Die Wärmeleitungsverluste für eine Zylinderwand berechnen sich mittels der Peclet-Gleichung [40]

$$\dot{Q} = \frac{T_i - T_\infty}{R_{th,\lambda} + R_{th,\alpha}} = \frac{T_i - T_\infty}{\ln(r_2/r_1)/(\lambda 2\pi L) + 1/(\alpha 2r_2\pi L)} \quad (5.3)$$

mit der Temperatur T_i der Zylinderschale (mit dem inneren Radius r_1 und dem äußeren Radius r_2), dem Wärmeleitungskoeffizienten λ sowie dem Wärmeübergangskoeffizienten durch

freie Konvektion an der Außenwand α . Wegen des niedrigen Wärmeleitungskoeffizienten der Isolationsschicht liegt der thermische Widerstand aufgrund Wärmeleitung $R_{th,\lambda}$ sehr hoch. Der thermische Widerstand durch Konvektion, der wegen des Wärmeübergangskoeffizienten eine Temperaturabhängigkeit aufweist, spielt nur eine untergeordnete Rolle. Aus diesem Grund entsteht ein nahezu linearer Verlauf.

Zusätzlich ist in Abbildung 5.3 der gemessene Wärmeleitungsverlust bei eingestellter Heizleistung von 175 W und einer Drehzahl von 120 U/min eingetragen. Durch die Rotation kommt es an der Außenwand des Zylinders zu erzwungener Konvektion aufgrund der Drehbewegung und der Wärmeübergangskoeffizient steigt an im Vergleich zur freien Konvektion bei Stillstand. Allerdings ist der relative Anstieg des Wärmeleitungsverlusts aufgrund Rotation mit 1,4 % nur sehr gering und liegt innerhalb der Messungenauigkeit der Temperatur und der elektrischen Leistung. Zusätzlich stellen die Wärmeleitungsverluste im Vergleich zu den Strahlungsverlusten und den Konvektionsverlusten nur einen Anteil da, weswegen auf die Bestimmung der Wärmeleitungsverluste bei Rotation verzichtet wird. Eine weitere Vernachlässigung wird bei den Auswirkungen des Neigungswinkels getroffen. Bei verschiedenen Neigungswinkeln des Drehrohrs verändert sich der Wärmeübergangskoeffizient durch die unterschiedliche Orientierung des Zylinders. Die Auswirkungen auf den Wärmeübergangskoeffizienten werden jedoch geringer eingeschätzt als die durch Rotation und werden ebenfalls als vernachlässigbar eingestuft.

Mit den gemessenen Daten nach Abbildung 5.3 werden im Experimente die Wärmeleitungsverluste bestimmt. Dabei werden je nach gemessener Wandtemperatur die entsprechenden Wärmeleitungsverluste durch lineare Interpolation berechnet.

5.2 Fehlerabschätzung

Bei experimentellen Arbeiten ist eine detaillierte Fehleranalyse notwendig, um möglichst Angaben über die Aussagekraft der erhaltenen Ergebnisse machen zu können. Dabei gibt es mehrere Arten von Fehlern, welche im Folgenden näher beschrieben werden. Gleichzeitig wird eine Größenabschätzung der einzelnen Fehler durchgeführt.

5.2.1 Systematische Fehler

Systematische Fehler können durch mehrere Faktoren wie Unvollkommenheit der Messgeräte (ungenauere Eichung, Alterungseinflüsse), Einfluss der Messgeräte auf die Messung sowie nicht berücksichtigte Umwelteinflüsse entstehen [50]. Das Charakteristische dieser Fehlerart ist, dass diese immer reproduzierbar in die gleiche Richtung Abweichungen vom tatsächlichen Wert erzeugen. Dadurch ist es nicht möglich, den Fehler durch wiederholte Messungen zu verringern. Es müssen daher die möglichen Quellen, welche systematische Fehler hervorrufen, identifiziert und minimiert werden. Ist es nicht möglich, systematische Fehler zu vermeiden, müssen diese möglichst realistisch abgeschätzt werden. Im Folgenden werden mögliche Fehlerquellen für die durchgeführten Experimente mit dem in Kapitel 4.1 beschriebenen Versuchsaufbau identifiziert und Messunsicherheiten abgeschätzt:

Unvollkommenheit der Messgeräte

- **Thermoelementmodul mit Thermoelement:** Für die Messung der Wandtemperaturen werden Thermoelemente des Typs N mit einem Durchmesser von 1 mm verwendet, da diese bei höheren Temperaturen eine bessere Stabilität aufweisen. Thermoelemente dieses Typs der Toleranzklasse 1 besitzen laut DIN Norm DIN EN 60584 eine Messunsicherheit von $\pm 2,5^\circ\text{C}$ oder $\pm 0,75\%$ der gemessenen Temperatur. Die verwendeten Datenlogger M-7018Z der Firma ICP DAS besitzen laut Datenblatt eine Messtoleranz von 0,1 %.

Eine weitere Fehlerquelle ist die Anbringung der Thermoelemente selbst. Wie in Kapitel 4.3.2 beschrieben, sitzt die Spitze der Thermoelemente in 4 mm tiefen Bohrungen, weswegen nicht, wie gewünscht, die genaue Innenwandtemperatur gemessen wird. Dies liegt einerseits daran, dass die Spitze des Thermoelements 1 mm vor der Oberfläche positioniert ist und wegen des Temperaturgradienten in der Wand eine höhere Temperatur misst, da die Wandtemperatur mit größerem Abstand zur elektrischen Heizung abnimmt. Andererseits kommt es durch die nur 4 mm Eintauchtiefe des Thermoelements zu Wärmeleitung zwischen der Messspitze und der Luft, welche sich im Spalt zwischen Innenrohr und Isolierung befindet. Die gemessenen Temperaturen liegen vermutlich oberhalb der tatsächlichen Wandoberflächentemperaturen. Eine genaue Abschätzung dieser Differenz kann nicht angegeben werden. Allerdings wurden in Voruntersuchungen bei Wandtemperaturen von 500°C Vergleichsmessungen zwischen Thermoelementen, welche in den Bohrungen positioniert waren, und Thermoelementen, welche mittels Nickelfolie direkt auf der Oberfläche der Innenwand des Innenrohrs angebracht waren, durchgeführt. Die gemessene maximale Temperaturdifferenz lag dabei unterhalb von $2,5^\circ\text{C}$, welche bei 500°C eine relative Messunsicherheit von 0,5 %. Diese Differenz wird als maximaler systematischer Fehler festgelegt.

Die gesamte Abweichung berechnet sich nach [50] für die Addition relativer Fehlergrenzen der selben Größe durch einfache Summation der relativen Fehler. Für die Bestimmung der Wandtemperatur gilt daher ein relativer Fehler von 1,35 %.

- **Bestimmung der flächengemittelten Wandtemperatur:** Eine weitere Fehlerquelle entsteht durch die Interpolation des Temperaturverlaufs über die Fläche aus den diskreten Messpunkten, wie in Abschnitt 5.3.4 erläutert wird. Eine genaue Fehlerabschätzung wäre nur durch eine detaillierte Simulation des Temperaturverlaufs und Vergleich der interpolierten Werte möglich. Da das Vergleichsbild der Infrarotkamera einen qualitativ ähnlichen Verlauf zeigt und die Messfehler der diskreten Temperaturmessstellen bereits berücksichtigt sind, wird der maximale Fehler, welcher durch die Interpolation und Mittelung über die Fläche auftritt, auf 3 % abgeschätzt.
- **Bestimmung der elektrischen Leistung:** Die elektrische, abgegebene Leistung wird mittels eines Wirkleistungsmessumformers der Firma Müller & Ziegeler bestimmt. Diese besitzt laut Datenblatt eine Genauigkeit von 0,5 %. Die Messumformer produzieren ein Messsignal, welches proportional zur gemessenen Leistung ist. Das Messsignal wird mit dem Analogeingang SCXI-1202 und der Messkarte PCI-6071 eingelesen. Dieses System

hat bei einem Messbereich von ± 10 V und einem Mittelwert von 100 Samples eine absolute Genauigkeit von 14,6862 mV [35]. Da ein Messsignal von 10 V eine Heizleistung von 2300 W bedeuten, entspricht die Messunsicherheit von 14,6862 mV pro Messumformer der elektrischen Leistung von 3,38 W.

- **Indirekte Bestimmung der Konvektionsverluste:** Die Wärmeverluste setzen sich aus den Konvektions-, den Strahlungs- und den Wärmeleitungsverlusten zusammen. Zur Bestimmung der Konvektionsverluste müssen die Wärmeleitungs- und die Strahlungsverluste abgezogen werden und nach der Methode der Fehlerfortpflanzung die Messunsicherheit dieser Größen bei den Konvektionsverlusten berücksichtigt werden [50]. Die Messunsicherheit bei der Bestimmung der Wärme- und Strahlungsverluste übertragen sich somit direkt auf die Messunsicherheit der Konvektionsverluste. Die Strahlungsverluste werden rechnerisch bestimmt, siehe Abschnitt 5.3.5, wofür der Emissivitätskoeffizient der Wände benötigt wird. Die Angaben für den Emissivitätskoeffizienten in den verschiedenen Studien schwanken dabei. So sind bei der Emissivität von 400°C Emissivitäten für Pyromark 2500 von 0,82 bis 0,87 zu finden (Abschnitt 5.3.5). Bei der Berechnung der Strahlungsverluste mit einer homogenen Wandtemperatur von 400°C mit den verschiedenen Emissivitätskoeffizienten ergibt sich eine Differenz und somit eine Messunsicherheit von 3 W.

Größer ist die Auswirkung der Messunsicherheit der Wandtemperatur, da bei der Strahlungsberechnung die Temperatur in vierter Potenz eingeht. Exemplarisch wird hier die Messunsicherheit für eine Wandtemperatur von 388°C berechnet (700W Heizleistung, Stillstand und 0° Neigungswinkel). Mit einer relativen Messunsicherheit der Temperatur von 4,35 % ergeben sich mögliche Temperaturen bei maximaler Abweichung im Bereich von 372°C bis 405°C. Statt der berechneten 213 W Strahlungsverlust sind somit Strahlungsverluste im Bereich von 177 W bis 195 W möglich. Diese Messunsicherheiten nehmen dabei mit höheren Wandtemperaturen noch zu.

Da die Wärmeleitungsverluste experimentell bestimmt wurden, müssen die gleichen relativen Messunsicherheit von 0,5 % durch den Messumformer und 3,38 W berücksichtigt werden. Auch die Messunsicherheit der Temperatur muss wieder berücksichtigt werden. So ergeben sich beispielsweise bei 388°C wieder die möglichen Temperaturen von 371°C bis 405°C. Aus dieser Unsicherheit der Temperatur resultiert aus den berechneten Wärmeleitungsverluste von 122 W ein möglicher Bereich zwischen 112 W und 130 W.

- **Messung Drehgeschwindigkeit:** Die Messung der Drehgeschwindigkeit erfolgt mit einem digitalen Handdrehzahlmesser (PeakTech 2795) Laut Datenblatt besitzt dieser eine Messunsicherheit von $\pm 0,05$ %.

Die identifizierten Messunsicherheiten durch systematische Fehler sind zur besseren Übersicht nochmals in Tabelle zusammengefasst.

5.2 Fehlerabschätzung

Messgröße	Ursache	Unsicherheit
Temperatur	Thermoelement	± 0,75 %
	Datenlogger	± 0,1 %
	Montagebedingt	± 0,5 %
flächengem. Wandtemperatur	Interpolation	± 3 %
Heizleistung	Leistungsmesser	± 0,5 %
	Analogeingang	± 3,4 W
Konvektionsverluste (Bsp. bei 388°C Wandtemperatur)	Berechnung Strahlungsverluste	± 18 W
	Berücksichtigung Wärmeleitungsverluste	± 9 W
Drehzahl	Drehzahlmesser	± 0,05 %

Tabelle 5.1: Übersicht der systematischen Messunsicherheiten

Nicht berücksichtigte Umwelteinflüsse

- **Umgebungstemperatur:** Bei allen Experimenten wird die aktuelle Umgebungstemperatur aufgezeichnet, die später z.B. bei der Berechnung dimensionsloser Kenngrößen berücksichtigt wird. Es ist aber anzumerken, dass durch den klimatisierten Laborraum die Umgebungstemperatur relativ konstant ist und die Differenzen vernachlässigt werden können.
- **Ungleichmäßige Rotation:** Da konstruktionsbedingt das Gewicht des Drehrohrs nicht punktsymmetrisch zur Drehachse verteilt ist (ungleichmäßige Verteilung Messsysteme, W-Lan), liegt die Hauptträgheitsachse nicht auf der Rotationsachse. Dadurch kommt es bei drehendem Prüfstand zu unrundem Laufverhalten. Die maximale Amplitude der beheizten Innenwand beträgt maximal 4 mm. Die genauen Auswirkungen der Unrundheit auf die Konvektionsströmung ist nur schwer abzuschätzen. Insgesamt kann man aber davon ausgehen, dass bei dieser geringen Amplitude die Auswirkungen relativ niedrig sind. Diese werden deswegen nicht weiter betrachtet.

Die relevanten und abschätzbaren Fehler ergeben sich somit vor allem aus der Bestimmung der Temperatur und der Leistung und werden bei der Darstellung der Ergebnisse in den Diagrammen durch Fehlerkreuze gekennzeichnet.

5.2.2 Statistische Fehler

Statistische Fehler sind zufällige Fehler, welche Messabweichungen in wechselnde Richtung produzieren und dabei nicht reproduzierbar sind. Um trotz dieser zufälligen Abweichungen Aussagen über die Messgröße machen zu können, müssen die Messungen über einen längeren Zeitraum wiederholt durchgeführt und danach mit Hilfe der Statistik ausgewertet werden. Werden N Messungen durchgeführt, berechnet sich der Mittelwert \bar{x} zu:

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i}{N}. \quad (5.4)$$

Ein Maß für die Zuverlässigkeit der Messwerte ist die mittlere quadratische Abweichung oder auch Standardabweichung, welche sich nach [50] zu

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum (x_i - \bar{x})^2} \quad (5.5)$$

berechnet. Diese wird für die Leistungsmessung und die Temperaturmessung bei den Experimenten bestimmt und ist im Anhang A bei der Übersicht der Messergebnisse aufgeführt. Allerdings ist die Standardabweichung um eine Größenordnung kleiner als die systematischen Fehler und Messunsicherheiten (Leistung max. 10 W, Temperatur max. 0,2°C), so dass diese vernachlässigt werden kann.

5.3 Durchführung der Experimente

5.3.1 Prinzipielles Vorgehen

Bei der Durchführung der Versuche gibt es zwei sinnvolle Regelgrößen, nach welchen die Heizleistung geregelt werden kann. Entweder der Versuch wird bei konstanter Heizleistung durchgeführt, oder die Heizleistung wird mit einem Regler so angepasst, dass eine gewünschte mittlere Temperatur erreicht wird. Dabei erweist sich das Regeln auf eine konstante Wandtemperatur aus folgenden Gründen als relativ aufwendig:

- Das System ist extrem träge und es ist somit sehr schwer, einen geeigneten Regler auszuwählen, der das gewünschte Führungsverhalten aufweist, Störungen ausgleicht und ohne starkes Überschwingen schnell die Regeltemperatur erreicht.
- Die geschriebene LabView Routine, mit welcher der Teststand gesteuert und die Messdaten aufgenommen werden, gibt als mittlere Wandtemperatur lediglich den Durchschnittswert der 16 Mantelthermoelemente an. Allerdings weichen die flächengemittelten Wandtemperaturen teilweise mehrere Grad Celsius von den Durchschnittswerten ab. Diese Differenz bleibt während den unterschiedlichen Versuchen nicht konstant, sondern hängt von den Parametern Rotationsgeschwindigkeit und dem eingestellten Winkel ab, wie in der detaillierten Übersicht der Messergebnisse im Anhang A zu sehen ist. Die Matlab-Routine, welche die Flächenmittelung ausführt, müsste somit in LabView integriert werden, was schwierig durchzuführen ist.

Eine Regelung mit der Wandtemperatur als Stellgröße ist im Prinzip möglich, allerdings wurde im Hinblick auf begrenzt verfügbare Zeit im Rahmen dieser Arbeit für erste Untersuchungen die Regelung auf konstante Leistung gewählt.

Bei verschiedener Heizleistung und soll die Abhängigkeit der Konvektionsverluste von Drehzahl und Neigungswinkel untersucht werden. Tabelle 5.2 zeigt die möglichen Einstellbereiche. Die Nennleistung der verbauten Heizungen beträgt zusammen 6900 W. Allerdings wurde in ersten Versuchen festgestellt, dass bei einer hohen Heizleistung (und hohen Wandtemperaturen) höhere Außenwandtemperaturen auftreten als erwartet. Da die verwendeten Lagerrollen laut Hersteller lediglich für Temperaturen bis zu 60°C einsetzbar sind, wird in den Versuchen die Leistung auf 1700 W begrenzt.

5.3 Durchführung der Experimente

Parameter	möglicher Einstellbereich	gewählte Parameter für Experiment
Heizleistung in W	0 bis 1700	700, 1200, 1700
Drehzahl in U/min	0 bis 120	0, 40, 80, 120
Neigungswinkel in °	-90 bis 90	0, 15, 30, 45, 60

Tabelle 5.2: Möglicher Variationsbereich der Parameter und gewählte Parameter für die Experimente.

Heizleistung	Neigungswinkel	Drehzahl in U/min
700W	0°	0, 40, 80, 120
	15°	0, 40, 80, 120
	30°	0, 40, 80, 120
	45°	0, 40, 80, 120
	60°	0, 40, 80, 120
1200W	0°	0, 40, 80, 120
1700W	0°	0, 40, 80, 120

Tabelle 5.3: Übersicht der durchgeführten Experimente.

Der Versuchsstand soll laut Aufgabenbeschreibung Drehzahlen bis 150 U/min ermöglichen. Bei Vorversuchen mit hohen Drehzahlen (150 U/min) traten in kurzer Zeit Beschädigungen an den Lagerrollen auf, da das unrunde Laufverhalten wegen Unwucht bei der Auswahl der Lagerung nicht berücksichtigt wurde. In den Experimenten wird die maximale Drehzahl daher auf 120 U/min begrenzt, wobei die Untersuchungen der Rotation bei vier verschiedenen Drehzahlen erfolgen.

Der Neigungswinkel ist durch die Konstruktion unbeschränkt und es könnten Winkel von 90° bis -90°, also mit nach oben geöffneter Apertur, erfolgen. Kenntnisse der Konvektionsverluste in Bereichen unter 0° hat für einen Zentrifugal-Partikelreceiver allerdings keine technische Relevanz, weswegen die Untersuchungen nur bei Winkeleinstellungen von 0° bis 60° durchgeführt werden.

Tabelle 5.2 zeigt, dass bei einer Kombination aller Einstellparameter insgesamt 60 verschiedene Konfigurationen entstehen. Eine Untersuchung aller Konfigurationen im Rahmen vorliegender Arbeit ist dabei aus zeitlichen und technischen Gründen nicht möglich. Da die zulässigen Temperaturen der Lagerrollen begrenzt sind und bei größeren Neigungswinkeln höhere Temperaturen auftreten, werden die beiden oberen Heizleistungen lediglich bei einem Neigungswinkel von 0° durchgeführt. Somit werden nur die in Tabelle 5.3 gezeigten 28 Experimente durchgeführt. Außerdem werden zum Test der Reproduzierbarkeit durchgeführter Messungen mehrere Messungen doppelt ausgeführt.

5.3.2 Definition der Stationarität

Da die Messungen im stationären Zustand erfolgen sollen, muss eine geeignete Definition der Stationarität und eine Routine entwickelt werden, mit der sämtliche Messungen durchgeführt werden, damit bei allen Messungen vergleichbare Zustände herrschen. Auf Grund der großen

Wärmekapazitäten des Drehrohrs mit der Kopplung von niedrigen Wärmeleitkoeffizienten der Isolierung, ist das System insgesamt sehr träge. Deswegen muss, um die Messdauer der einzelnen Versuche auf durchführbare Zeiten zu begrenzen, die Definition der Stationarität relativ weit gefasst werden.

Der Zustand des Drehrohrs wird als stationär gewertet, sobald sich die mittlere Wandtemperatur innerhalb von 20 Minuten um nicht mehr als $0,2^{\circ}\text{C}$ verändert. Dabei läuft die Messroutine derart ab, dass sobald der Gradient auf 5 Minuten bezogen unter $0,05^{\circ}\text{C}$ sinkt, die Messung startet. Allerdings kam in den Versuchen heraus, dass sich die Messdaten nicht kontinuierlich einem Grenzwert nähern, sondern zum Teil der Gradient kurzzeitig wieder größer wird, weswegen die Messroutine so lange ausgeführt wird, bis Messwerte auf die Dauer von 20 Minuten aufgezeichnet werden, die obige Definition von Stationarität erfüllen. Um die Auswirkung von einzelnen Schwankungen und Messfehler zu minimieren, werden für alle im Folgenden präsentierten Ergebnisse die gemittelten Werte der 20 Minuten verwendet.

5.3.3 Filterung der Messdaten

In Abbildung 5.4 ist ein Ausschnitt einer Messung der Wandtemperaturen bei Heizleistung von 1200 W im stationären Zustand zu sehen. Man erkennt deutlich, dass teilweise einzelne Samples unphysikalische Temperaturabweichungen anzeigen. Da die Thermoelemente für die Wandtemperaturmessung in 4 mm tiefen Messlöchern platziert sind und das Innenrohr eine große Wärmekapazität besitzt, kann es sich hierbei nur um Messfehler handeln.

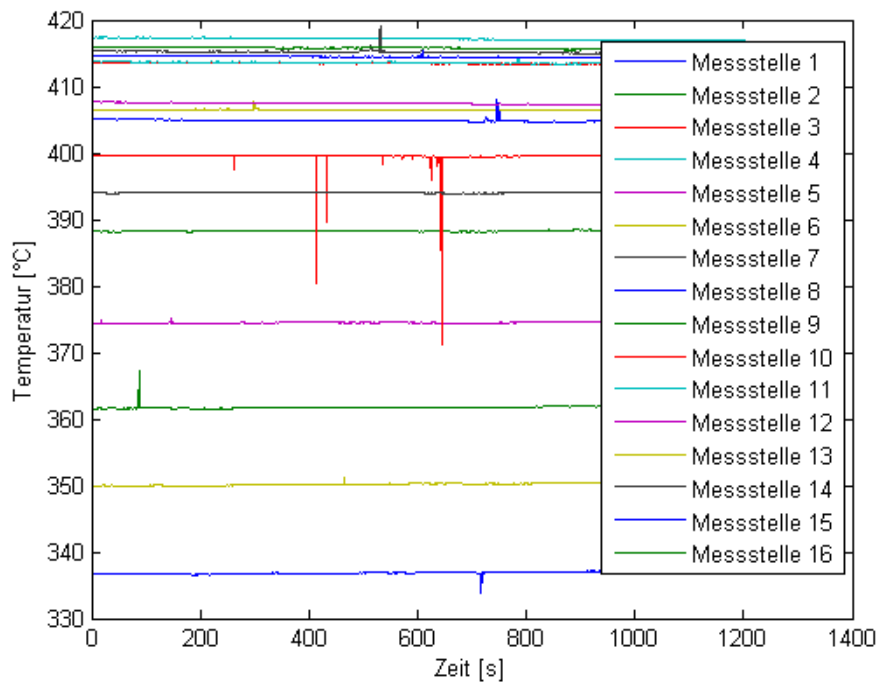


Abbildung 5.4: Aufgenommene Wandtemperaturen bei 1200 W Heizleistung. Deutlich sind einzelne Ausreißer, wie beispielsweise an der Messstelle 3, zu erkennen.

5.3 Durchführung der Experimente

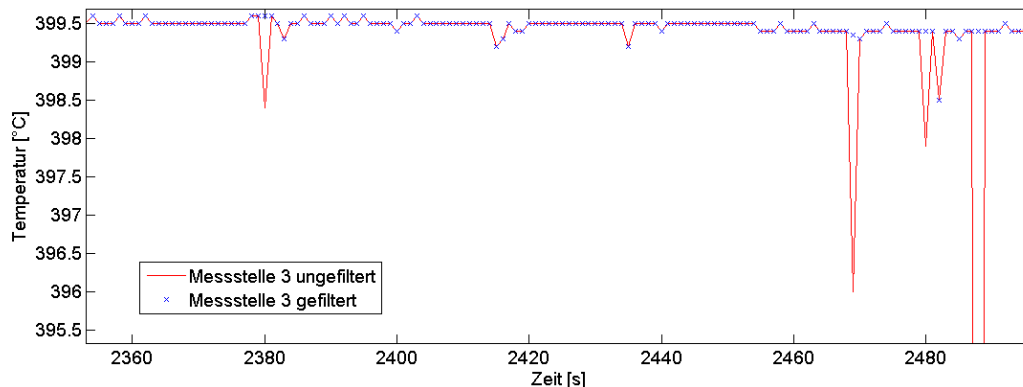


Abbildung 5.5: Ausschnitt des ungefilterten und gefilterten Messsignals. Abweichungen im Verlauf kleiner als 1°C zwischen angrenzenden Samples werden nicht verändert. Erst physikalisch unsinnige Abweichungen größer 1°C innerhalb einer Sekunde werden linear interpoliert.

Die Ausreißer schwanken hierbei nicht ungerichtet um die „tatsächliche“ Temperatur, sondern sind oftmals periodische Ausschläge in eine Richtung. Bei Abweichungen von teilweise bis über 20°C könnten bei einer Mittelung ohne Berücksichtigung dieser Ausschläge die Messwerte verfälscht werden. Deswegen wird vor der Mittelung der Messwerte ein Filter angewendet, welcher die Ausreißer glättet.

Das Ablaufdiagramm des Filters ist im Anhang E in Abbildung E.1 zu sehen. Dieses funktioniert derart, dass es zunächst alle Samples nacheinander überprüft, ob von einem zum nachfolgenden eine bestimmte, maximale Differenz überschritten wird. Da die Temperaturen mit 1 Hz gemessen werden, und die Wandtemperaturen insgesamt wegen der hohen Trägheit in der Nähe des stationären Zustands nur sehr langsam die Temperatur ändern, wurde als Filterparameter, also als maximale Temperaturdifferenz zwischen den Samples, 1°C gewählt. Ist diese maximale Differenz überschritten, überprüft der Algorithmus die nachfolgenden Samples, bis zu dem Sample, bei welchem die maximale Differenz wieder unterschritten wird. Die auf diese Art identifizierten Ausreißer werden im nachfolgenden Schritt durch linear interpolierte Werte der Samples vor und nach dem oder den Ausreißern ersetzt.

5.3.4 Interpolation der Wandtemperatur

Durch die 21 Mantelthermoelemente in der Mantelfläche und der Rückwand des Innenrohrs können lediglich die Temperaturen an den 21 diskreten Orten, an denen die Temperaturfühler montiert sind, bestimmt werden. Allerdings wird für die genaue Bestimmung der mittleren Wandtemperatur möglichst die Temperaturverteilung über die gesamte Fläche benötigt. Aus diesem Grund wird mittels Matlab der Verlauf interpoliert. Zur Interpolation von Feldern aus diskreten Datenpunkten bestehen verschiedene Verfahren, wie lineare Triangulation, Kubische Triangulation oder Methoden der gewichteten gleitenden Durchschnittswerte oder Voronoi-Interpolation, welche sich hinsichtlich numerischem Aufwand und Eigenschaften des interpolierten Feldes unterscheiden [2].

Da das Temperaturprofil in der Wand einen stetigen Verlauf haben muss, widerspricht

eine lineare Interpolation dem physikalischen Zusammenhang. In vorliegender Arbeit wurde eine kubische Triangulierung gewählt, da diese als guter Kompromiss zwischen numerischem Aufwand und Genauigkeit gesehen wird. Diese Methode der kubischen Triangulierung wurde auch von Rapp [41] verwendet, welcher in seiner Studie aus 9 Messpunkten den Temperaturverlauf einer Sandwichstrukturplatte der Maße 1 m auf 1 m mit simulierten Werten vergleicht und damit eine gute Übereinstimmung erhält. Im vorliegenden Fall liegt mit 21 Thermoelementen auf der gesamten Cavityinnenfläche eine höhere Messauflösung vor, so dass mit einer guten Annäherung der interpolierten Werte auf die realen Temperaturen geschlossen werden kann. Dazu werden zunächst die beiden Randpunkte an allen vier Messlinien kubisch extrapoliert. Anschließend wird mittels kubischer Triangulierung die Temperaturen im restlichen Feld entsprechend der gewählten Auflösung gewählt.

Als Parameter muss noch die Auflösung eingestellt werden, das heißt, in wieviele Rechtecke bei Berechnung der interpolierten Werte die Wandfläche eingeteilt wird. Bei vorliegender Arbeit wird eine Auflösung von 100x200 gewählt, was einer Zellgröße von 2,45 mm auf 2,49 mm entspricht. Bei dieser Einstellung wird eine ausreichende Genauigkeit erreicht und bei höherer Auflösung ändert sich die flächengemittelte Wandtemperatur nur noch geringfügig. Die Auswahl der Auflösung erfolgt dabei durch schrittweises Erhöhen der Auflösung, bis eine ausreichende Konvergenz vorlag. Abbildung 5.6 zeigt, wie sich bei Erhöhen der Schrittweite die flächengemittelte Wandtemperatur einem Grenzwert annähert. Dabei ist auf der horizontalen Achse lediglich die Auflösung in y-Richtung (entspricht Umfangsrichtung des Innenrohrs) aufgetragen. Allerdings wurde die x-Auflösung jeweils mit dem gleichen Faktor erhöht. Die Analyse zeigt, dass bei einer Steigerung der Auflösung von 100x200 auf 500x1000 die berechnete flächengemittelte Wandtemperatur nur noch um 0,05 % ansteigt, weswegen eine Auflösung von 100x200 als ausreichend angesehen wird.

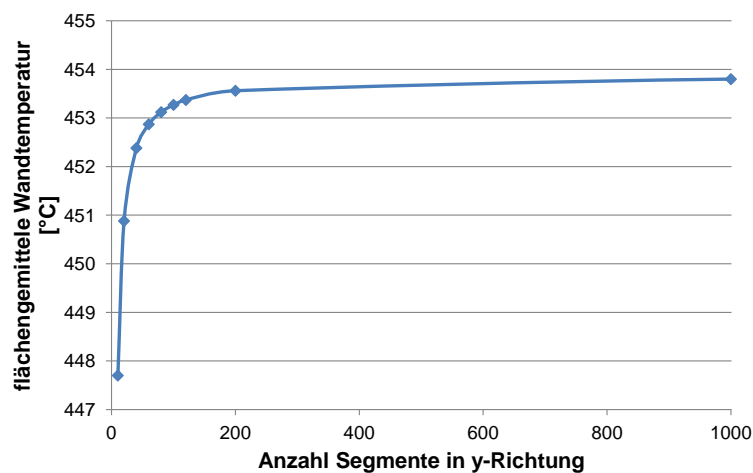


Abbildung 5.6: Konvergenzverhalten bei schrittweiser Erhöhung der Auflösung

Zur Überprüfung des interpolierten Verlaufs mit der Realität wird zusätzlich eine Infrarotkamera eingesetzt. Es muss jedoch beachtet werden, dass die Infrarotkamera nur den qualitativen Verlauf der Temperatur zeigt. In Abbildung 5.7 ist eine Aufnahme mit der Infrarotkamera sowie der zugehörige interpolierte Temperaturverlauf auf Rückwand und Mantelfläche

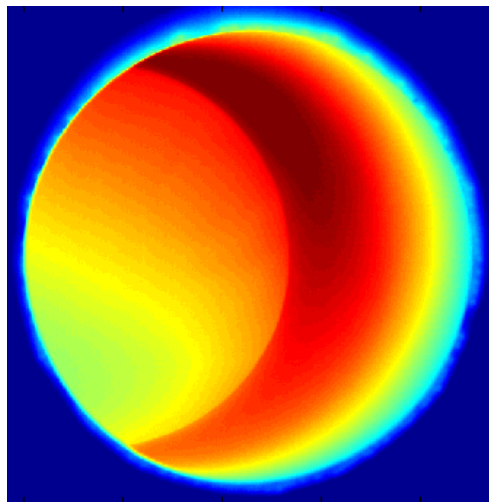
des Innenrohres zu sehen. Die Aufnahmen zeigen den Versuchsstand bei 0° Neigungswinkel, 700 W Heizleistung und Stillstand (keine Rotation). Dabei sind in der Abbildung der interpolierten Temperaturverläufe die jeweiligen Messstellen der Thermoelemente als Kreis markiert. Man erkennt eine relativ gute qualitative und quantitative Übereinstimmung zwischen den Bildern, woraus geschlossen werden kann, dass die Interpolation den realen Temperaturverlauf gut abbildet.

Lediglich bei der Rückwand sind vor allem am Rand leicht überhöhte Temperaturen im Vergleich zum Infrarotbild zu erkennen. Dies liegt an der Vorgehensweise zur Interpolation der Rückwandtemperaturen. Da auf der gesamten Fläche der Rückwand lediglich fünf Temperaturmessstellen vorhanden sind, zeigt eine Interpolation nur aufgrund dieser Temperaturen einen unphysikalischen Verlauf mit einer extremen Temperaturabnahme vor allem an den Randbereichen der Rückwand. Deswegen werden mittels den Manteltemperaturen die Temperatur am Übergang zwischen Mantelfläche und Rückwand an vier Stellen bestimmt und als weitere Interpolationspunkte verwendet. Da die Rückwand lediglich auf dem Innenrohr aufliegt, ist ein geringer Spalt zwischen den beiden Komponenten unvermeidbar, wodurch eine Temperaturdifferenz zwischen den Stellen entsteht und die Interpolationswerte am Rand der Rückwand zu hoch sind. Dieser Fehler wäre nur durch zusätzliche Thermoelemente zur Messung der Rückwandtemperatur minimierbar, was im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr möglich war. Deswegen wird der Fehler toleriert und bei den Messunsicherheiten berücksichtigt, siehe Abschnitt 5.2.

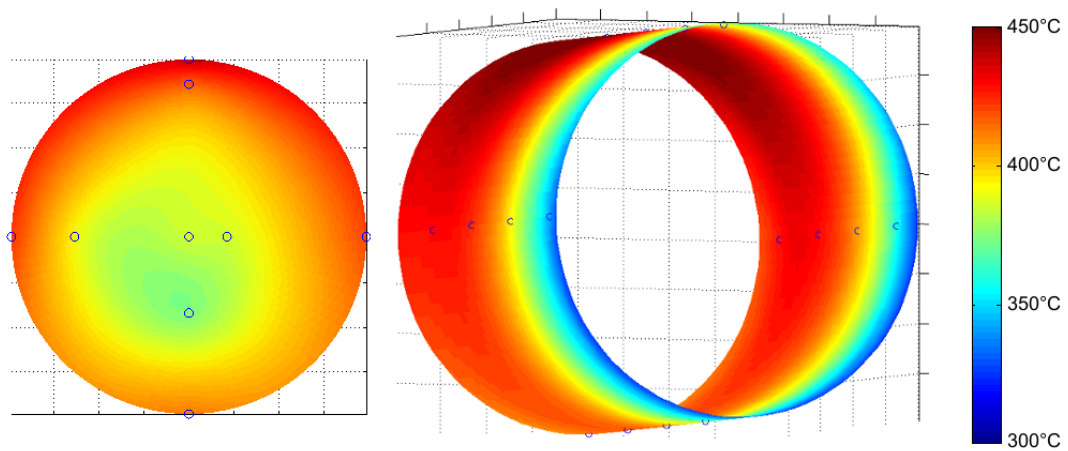
Durch die Rotation entsteht ein veränderter Temperaturverlauf am Innenrohr, welcher ebenfalls durch die Interpolation angenähert werden soll. Im Anhang F sind auf Abbildung F.1 ein Infrarotbild und die zugehörigen, interpolierten Temperaturverläufe bei 120 U/min abgebildet (Neigungswinkel 15° , Heizleistung 700 W). Auch in diesem ist wieder eine gute Übereinstimmung zwischen Interpolation und Infrarotbild zu erkennen. Man erkennt deutlich, dass sich insgesamt durch die Rotation ein gleichmäßiger Verlauf über die Umfangskomponente ergibt. Lediglich beim Infrarotbild scheint der heiße Bereich an der rechten Mantelseite (dunkelroter Bereich) in Rotationsrichtung nach oben und unten abzunehmen. Dies ist aber durch Fehler in der Aufnahme zurückzuführen. Durch die zur Aufnahme gerichtete Kamera schräg orientierte Wandfläche kommt es durch Reflexion teilweise zu verfälschten Temperaturmessungen.

5.3.5 Berechnung der Strahlungsverluste

Wie in Abschnitt 5.1.3 geschrieben, werden die Strahlungsverluste berechnet, um auf die Konvektionsverluste rückschließen zu können. Zur Berechnung werden dabei die selben Formeln wie die in Abschnitt 4.2.2 angegebenen verwendet, welche bereits zur thermodynamischen Auslegung des Teststand benutzt wurden. Allerdings muss die Berechnung der Strahlungsverluste in diesem Fall genauer ausgeführt werden und eine überschlägige Näherungslösung ist nicht ausreichend. Deswegen kann hier nicht von homogenen Wandtemperaturen der gesamten Cavity ausgegangen werden. Um eine genauere Näherung der Strahlungsverluste zu erhalten, wird die Mantelfläche nach Abbildung 5.8 in n Kreisringe aufgeteilt. Die Schwierigkeit besteht nun, die Sichtfaktoren für die $n+2$ Flächen (n Kreisringe sowie Rückwand und Apertur) zu bestimmen. Zur Berechnung werden dazu $n-1$ Hilfsebenen eingeführt, mit denen



(a) Ansicht Infrarotkamera



(b) Interpolierter Temperaturverlauf über Rückwand und Mantelfläche mit eingezeichneten Messstellen

Abbildung 5.7: Vergleich des Infrarot-Bilds mit den interpolierten Temperaturverläufen bei Versuch mit 700 W Heizleistung, Neigungswinkel 15° und Stillstand (keine Rotation). Die Farbcodierung ist für alle Bilder identisch und entspricht der in Bild b) gezeigten Legende.

5.3 Durchführung der Experimente

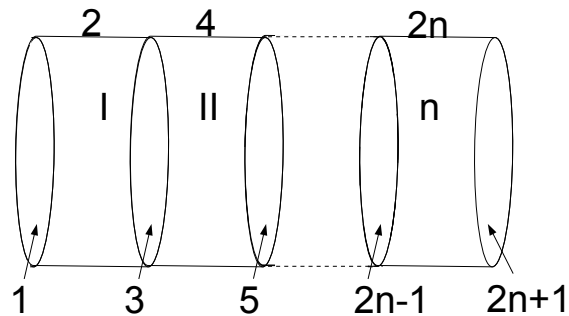


Abbildung 5.8: Einfügen von Hilfsebenen zur Bestimmung der Sichtfaktoren

nacheinander die einzelnen Sichtfaktoren bestimmt werden.

Zunächst werden für jeden einzelnen so gebildeten Zylinder die Sichtfaktoren der vier zugehörigen Flächen mittels der Formel für zwei gegenüberliegende Kreisflächen, der Reziprozitätsbeziehung und der Summationsregel berechnet. Durch schrittweises Vergrößern durch Eliminieren von Hilfsflächen können somit alle $N+1$ Sichtfaktoren bestimmt werden. Mit der Formel [3, S. 684]

$$\sum_{j=1}^n [\delta_{ij} - (1 - \epsilon_i) F_{ij}] H_j = \epsilon_i \sigma T_i^4 \quad (5.6)$$

erhält man ein lineares Gleichungssystem, mit dem man die $N+2$ Helligkeiten berechnen kann. Die Wärmeströme der einzelnen Flächen bestimmen sich mittels der berechneten Helligkeiten H_i und [3, S. 683]

$$\dot{Q}_i = A_i \sum_{j=1}^n (\delta_{ij} - F_{ij}) H_j. \quad (5.7)$$

Dabei entspricht der Wärmestrom \dot{Q}_{n+2} den Strahlungsverlusten an die Umgebung.

Die zugehörigen Emissivitäten werden aus der Literatur entnommen [29]. Dabei wurden die Emissivitäten aus dem Diagramm D.1, welches im Anhang D.1 abgebildet ist, für einzelne Temperaturen ausgelesen und die für die jeweilige Temperatur linear interpoliert. Die Tabelle D.1 mit den abgelesenen Werten ist ebenfalls im Anhang D.1 zu finden.

Eine große Rolle bei der Bestimmung der Strahlungsverluste spielt die Anzahl der Segmente, in welche die Mantelfläche des Zylinders unterteilt wird. Ausgehend von der Unterteilung in zehn Segmente wurden dazu in mehreren Schrittweiten die zugehörigen Strahlungsverluste für einen zufällig ausgewählten Versuch (Versuch Heizleistung 700W, Neigungswinkel 30°, keine Rotation) berechnet. Abbildung 5.9 zeigt die berechneten Strahlungsverluste nach gewählter Segmentanzahl. Bei einer Steigerung von 100 Segmenten auf 200 Segmenten wird nur noch eine Zunahme von 0,015 % festgestellt. Dies wird als Fehler toleriert, so dass bei allen Auswertungen eine Segmentanzahl von 100 gewählt wurde. Dabei muss beachtet werden, das auch der zugehörige Temperaturverlauf interpoliert wurde. Durch die Interpolation entsteht eine größere Unsicherheit, so dass eine höhere Anzahl an Segmenten keine genaueren Daten ergeben würde.

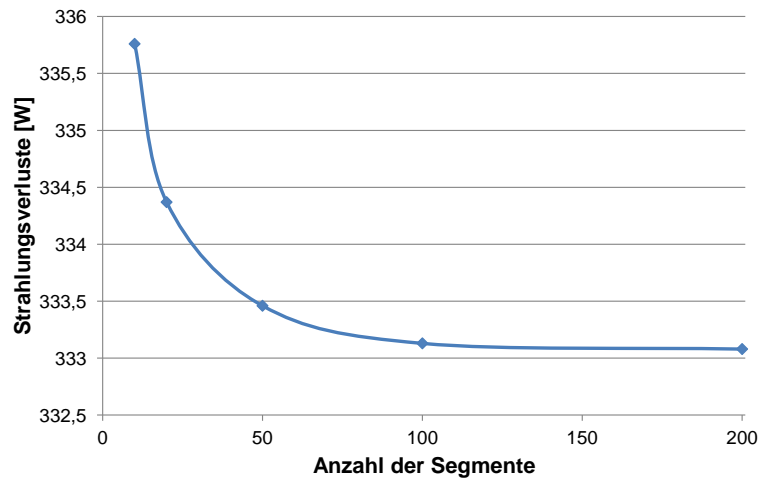


Abbildung 5.9: Verlauf der berechneten Strahlungsverluste bei Erhöhung der Anzahl an Segmenten

5.4 Ergebnisse

5.4.1 Vergleich mit Korrelationen ohne Rotation

Wie in Kapitel 3.2 geschrieben, wurden verschiedene Korrelationen entwickelt, um die Konvektionsverluste für stillstehende Hohlraumreceiver analytisch zu bestimmen. Für einen ersten Überblick werden die Daten aus den Experimenten mit einigen ausgewählten Korrelationen verglichen, die in einem ähnlichen Grashof-Zahl-Bereich liegen. In Abbildung 5.10 sieht man die Messdaten bei 0° Neigungswinkel bei den drei Heizleistungen 700 W, 1200 W und 1700 W. Zusätzlich sind die Fehlerbalken der in Abschnitt 5.2 identifizierten Messunsicherheiten eingetragen. Man erkennt, dass bei gleichmäßiger Steigerung der Heizleistung die Temperaturzunahme der Wandtemperaturen bei hohen Leistungen relativ gesehen geringer wird, was an der überproportionalen Zunahme der Strahlungsverluste liegt. Zusätzlich fällt auf, dass ein annähernd linearer Trend in der Zunahme der Konvektionsverlusten bei Steigerung der Wandtemperatur zu erkennen ist, was auf eine relativ schwache Temperaturabhängigkeit des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten schließen lässt. Dieser lässt sich mit der flächengemittelten Wandtemperatur der gesamten Cavity (Mantelfläche und Rückwandfläche) \bar{T}_{cav} , der gesamten Fläche A_{cav} und der gemessenen Konvektionsverluste \dot{Q}_{konv} mittels

$$\bar{\alpha} = \frac{\dot{Q}_{konv}}{A_{cav}(T_{cav} - T_{\infty})} \quad (5.8)$$

berechnen. Dabei erhält man lediglich eine Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten von $7,2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ bei 383°C Wandtemperatur auf $7,6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ bei 631°C Wandtemperatur. Da sich die Konvektionsverluste proportional zur Temperaturdifferenz zwischen Wand- und Umgebungstemperatur ($T_{cav} - T_{\infty}$) nach Gleichung 5.9

$$\dot{Q}_{konv} \propto A_{cav} \bar{\alpha} (T_{cav} - T_{\infty}) \quad (5.9)$$

5.4 Ergebnisse

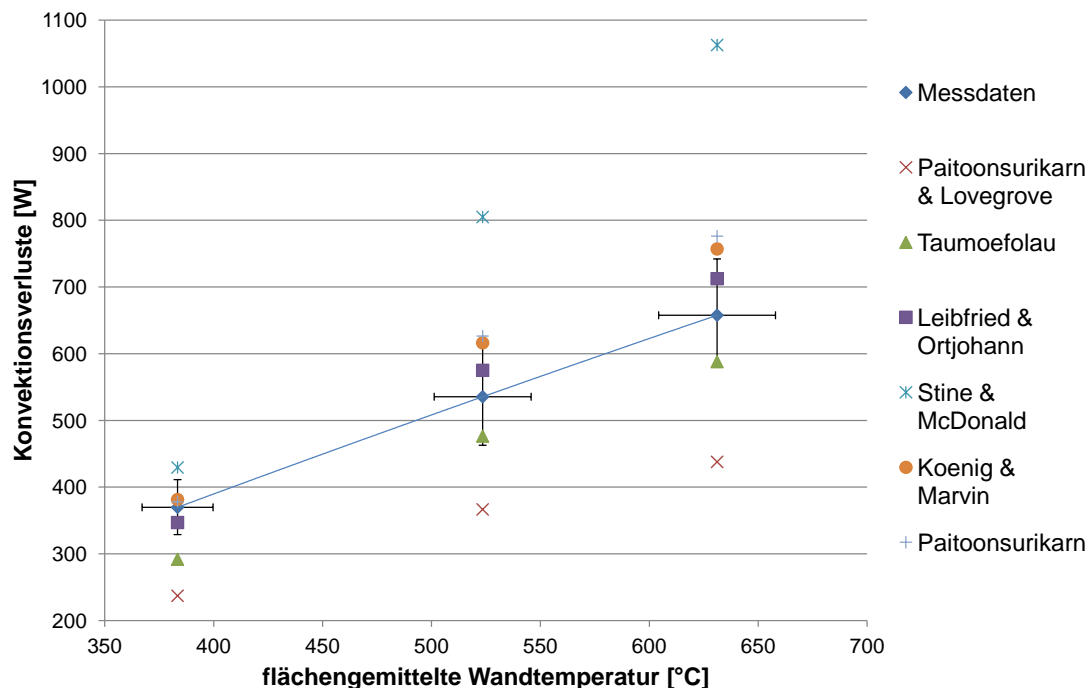


Abbildung 5.10: Vergleich der gemessenen Konvektionsverluste mit Korrelationen bei 0° Neigungswinkel.

verhalten, ergibt sich der nahezu lineare Trend in der Zunahme der Konvektionsverluste.

Bei dem Vergleich mit den analytischen Werten aus den Korrelationen erkennt man in Abbildung 5.10, dass einige Korrelationen starke Abweichungen von über 50% aufweisen. Die Korrelation von Leibfried & Ortjohann beschreibt am Besten die Messdaten und liegt bei allen drei Experimenten innerhalb der Messunsicherheit. Die Korrelationen von Paitoonsurikarn, Taumoefolau und Koenig & Marvin liegen bei Berücksichtigung der Fehlerbalken ebenfalls noch im Rahmen. Lediglich die Korrelation von Stine & McDonald und Paitoonsurikarn & Lovegrove über- bzw. unterbewerten die Konvektionsverluste mit teilweise über 50% und sind somit nicht geeignet, um die Konvektionsverluste von Receivern dieser Größenordnung zu bestimmen. Dies war zu erwarten, da diese ihre Korrelationen mit Receivern anderer Geometrie entwickelt haben.

Es ist noch anzumerken, dass im Folgenden immer die flächengemittelte Temperatur der gesamten Wand (Wand des Innenrohres und Rückwand) gemeint wird, wenn von der Wandtemperatur gesprochen wird. Die in Abschnitt 3.2 vorgestellten Studien betrachten zum Teil nur die Temperatur der Mantelfläche als maßgebliche Temperatur. Dieses Vorgehen wird vom Autor im vorliegenden Fall nicht als sinnvoll erachtet. Obwohl die Rückwand nicht direkt beheizt wird, steht sie im Energieaustausch mit der vorbeiströmenden Luft und den Mantelflächen. Es kann vermutet werden, dass sie ebenfalls die Luft beheizt und somit zu den Konvektionsverlusten beiträgt. Dies kann man an den, trotz der fehlenden Beheizung der Rückwand, relativ hohen Temperaturen erkennen, welche meist weniger als 30°C von der Manteltemperatur abweichen und bei höheren Neigungswinkeln teilweise sogar über der mittleren Temperatur der Mantelflächen liegen.

5.4.2 Einfluss der Rotation auf Konvektion bei horizontaler Drehachse

In einer ersten Versuchsreihe wird die Auswirkung der Rotation bei verschiedenen Wandtemperaturen bei 0° Neigungswinkel untersucht. Dabei wird bei konstanter Heizleistung (700 W, 1200 W und 1700 W) die Rotationsgeschwindigkeit von Stillstand auf 120 U/min in vier Stufen gesteigert. Die Diagramme in Abbildung 5.11 zeigen die Auswirkungen der Rotation. Man erkennt, dass durch die Rotation die Konvektionsverluste bei allen drei Heizleistungen sinken. In Abbildung 5.11b sind dabei die Abnahmen der Konvektionsverluste im Vergleich zu den Konvektionsverlusten bei Stillstand aufgetragen. Dabei erkennt man deutlich, dass im betrachteten Bereich die Konvektionsverluste relativ linear und bei allen drei Heizleistungen (und damit unterschiedlichen Wandtemperaturen im Bereich von 389°C bis 635°C) gleichmäßig sinken. Dabei sinken die Konvektionsverluste bis zu 6 % bei Rotationsgeschwindigkeiten von 120 U/min.

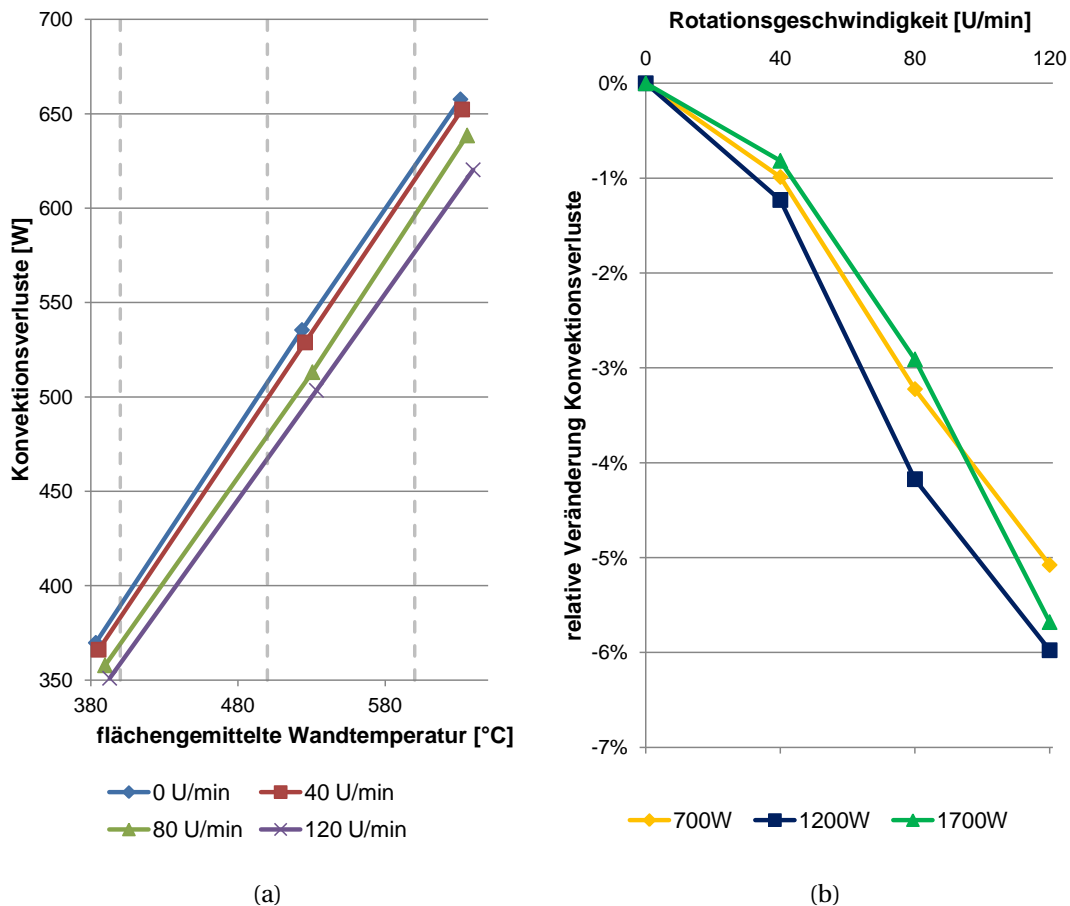


Abbildung 5.11: Absolute (a) und relative (b) Auswirkungen der Rotation auf die Konvektionsverluste. Bei den gestrichelten Linien wird eine lineare Interpolation der Konvektionsverluste durchgeführt.

Um Aussagen über die Abnahme der Konvektionsverluste durch Rotation bei konstanten Wandtemperaturen machen zu können, wird für die in Abbildung 5.11a eingezeichneten

5.4 Ergebnisse

gestrichelten Linien bei 400°C, 500°C und 600°C die Abnahme der Konvektionsverluste aus interpolierten Werten berechnet. Dies ist bei einem Datensatz von lediglich drei Punkten pro Rotationsgeschwindigkeit mit großer Unsicherheit verbunden. Da der Einfluss von Rotation im gezeigten Bereich jedoch einen relativ linearen Verlauf aufweist, können trotz dieser geringen Datenmenge mittels Interpolation zumindest Aussagen über die ungefähre Größenordnung gemacht werden. In Tabelle 5.4 sind die interpolierten Werte der Konvektionsverluste für Wandtemperaturen von 400°C, 500°C und 600°C abgebildet sowie deren prozentuale Veränderung bezogen auf die Konvektionsverluste bei Stillstand. Man sieht, dass die Konvektionsverluste bei konstanter Temperatur und einer Steigerung der Drehzahl auf 120 U/min bis zu 7 % bis 8 % abnehmen.

Rotationsgeschwindigkeit	Konvektionsverluste	flächengemittelte Wandtemperatur		
		400°C	500°C	600°C
0 U/min	absolut	390 W	506 W	623 W
40 U/min	absolut	383 W	499 W	615 W
	relativ	-1,7 %	-1,4 %	-1,2 %
80 U/min	absolut	368 W	482 W	596 W
	relativ	-5,6 %	-4,8 %	-4,3 %
120 U/min	absolut	359 W	468 W	577 W
	relativ	-8,0 %	-7,6 %	-7,4 %

Tabelle 5.4: Übersicht interpolierte Konvektionsverluste bei bei konstanter Wandtemperatur

Genauere Aussagen können aber nur durch zusätzliche Experimente getroffen werden, in welchen entweder weitere Heizleistungen untersucht werden oder, im Gegensatz jetzigen Vorgehens, statt der Heizleistung die Wandtemperatur als Regelgröße verwendet wird und durch Variation der Heizleistung auf konstantem Niveau gehalten wird.

Es bleibt gerade im Hinblick auf den folgenden Abschnitt anzumerken, dass Abbildung 5.11b zeigt, dass die relativen Konvektionsverluste fast unabhängig von den flächengemittelten Wandtemperaturen sind. Obwohl die flächengemittelte Wandtemperatur von 383,4°C (bei 700W Heizleistung) zu 631,1°C (bei 1700 W Heizleistung) variiert, ist die relative Abnahme der Konvektionsverluste bei den einzelnen Rotationsgeschwindigkeiten bei allen drei Heizleistungen nahezu identisch. Es scheint also, dass das Temperaturniveau der flächengemittelten Wandtemperaturen auf den relativen Rückgang der Konvektionsverluste kaum Auswirkungen besitzt. Diese sollte im Hinterkopf bleiben, da im folgenden Abschnitt bei der Untersuchung der Rotationsauswirkungen bei verschiedenen Neigungswinkeln aus Zeitgründen und konstruktionsbedingten Problemen nur jeweils eine Heizleistung von 700 W untersucht wurde.

5.4.3 Einfluss Neigungswinkel

In weiteren Versuchsreihen soll die Auswirkung der Rotation bei unterschiedlichen Neigungswinkeln untersucht werden. Alle Versuche werden wie bereits erwähnt, bei einer konstanten Heizleistung von 700 W durchgeführt. Zur Erklärung ist in Abbildung 5.12 schematisch die Definition des Neigungswinkels dargestellt, welche in vorliegender Arbeit verwendet wird, da teilweise andere Definitionen des Neigungswinkels existieren.

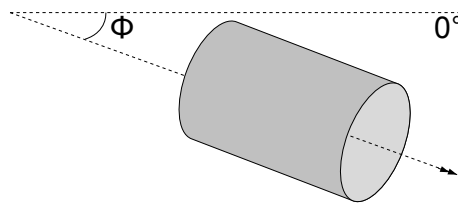


Abbildung 5.12: Schemazeichnung der verwendeten Definition des Neigungswinkels.

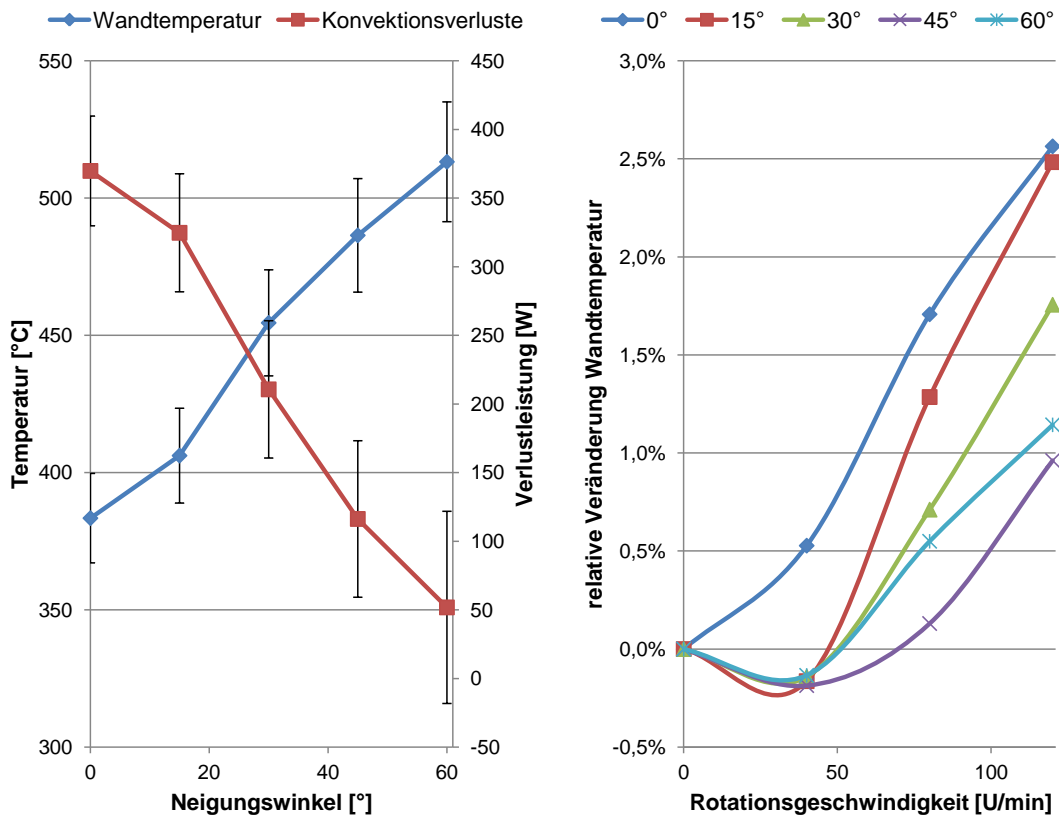
Zur Übersicht ist in Abbildung 5.13a zunächst das Verhalten der Wandtemperaturen und Konvektionsverlusten im nicht rotierenden Zustand über dem Neigungswinkel dargestellt. Wie erwartet steigt die flächengemittelte Wandtemperatur an (insgesamt von 383°C auf 513°C), da die Konvektionsverluste stark abnehmen. Durch Erhöhung des Neigungswinkels, also mit aus der Horizontalen weiter nach unten gerichteten Aperturöffnung, kommt es wie in Kapitel 3.2 beschrieben, zur Ausbildung einer Stagnationszone und einer Verminderung der Konvektionsverluste im nicht rotierenden Fall. So liegen die Konvektionsverluste bei 60° nur noch bei knapp 14 % der Konvektionsverluste bei 0°. Auffallend in der Darstellung sind die hohen Messunsicherheiten. Da diese bei ähnlichen Temperaturniveaus gleich groß sind, werden in den folgenden Abbildungen relative Veränderungen aufgetragen.

Ein weiterer Anstieg der Wandtemperatur und damit eine Abnahme der Konvektionsverluste entstehen durch zunehmende Rotation. Abbildung 5.13b zeigt die relative Veränderung der flächengemittelten Wandtemperatur bei verschiedenen Drehzahlen, bezogen auf die Wandtemperatur bei Stillstand. Es wurde eine relative Darstellung gewählt, um trotz der unterschiedlichen Wandtemperaturniveaus die Auswirkung der Rotation bei verschiedenen Neigungswinkeln vergleichen zu können. Dabei ist zu betonen, dass die gewählte Darstellung noch keine Rückschlüsse auf den Rückgang der Konvektionsverluste in Abhängigkeit vom Neigungswinkel zulässt, da sich durch die unterschiedlichen Wandtemperaturen Wärmestrahlungs- und Wärmeleitungsverluste ebenfalls ändern. Man kann jedoch aus Abbildung 5.13b durchaus auf einen Rückgang der Konvektionsverluste schließen, da Wärmestrahlungs- und Wärmeleitungsverluste mit zunehmender Wandtemperatur steigen. Besonders auffallend ist in der Abbildung 5.13b, dass bei einer Rotationsgeschwindigkeit von 40 U/min und Neigungswinkeln größer als 0° die Wandtemperaturen zunächst absinken, was auf einen Anstieg der Konvektionsverluste schließen lässt. Erst bei höheren Drehzahlen steigen die Temperaturen wieder an und liegen bei 80 U/min höher als bei Stillstand. Die höchsten Temperaturen herrschen bei der maximal untersuchten Drehzahl von 120 U/min. Es wird vermutet, dass durch die Rotation die Stagnationszone gestört wird und die Konvektionsverluste ansteigen bevor der senkende Effekt der Rotation auf die Konvektionsverluste überwiegt.

Bei welcher genauen Drehzahl sich der zunächst abfallende Trend der Temperatur in eine Zunahme umwandelt, und ob diese bei allen Neigungswinkeln identisch ist, kann mit der geringen Anzahl an Messpunkten in dieser Untersuchung nicht ausgesagt werden.

Interessant wäre auch der weitere Kurvenverlauf, bei welcher Drehzahl die Zunahme der Temperatur wieder abflacht und welche Maximaltemperatur erreicht werden kann. Dies könnte nur mittels einer Verbesserung der Lagerung und des Laufverhaltens durchgeführt werden, siehe Kapitel 6.

5.4 Ergebnisse



(a) ohne Rotation

(b) relative Veränderung in Abhängigkeit der Rotation

Abbildung 5.13: Konvektionsverluste und Wandtemperaturen in Abhängigkeit des Neigungswinkels.

In Abbildung 5.14 sind die drei Verlustmechanismen bei verschiedenen Neigungswinkeln und für Stillstand sowie maximaler Rotationsgeschwindigkeit dargestellt. Je größer der Neigungswinkel, desto geringer wird der Anteil der Konvektionsverluste an den Gesamtverlusten, da die Strahlungsverluste bei höheren Wandtemperaturen überproportional steigen. Während die Konvektionsverluste bei einem Neigungswinkel von 0° einen Anteil von 52 % an der Heizleistung einnehmen, sind dies bei 60° nur noch knapp 7 %.

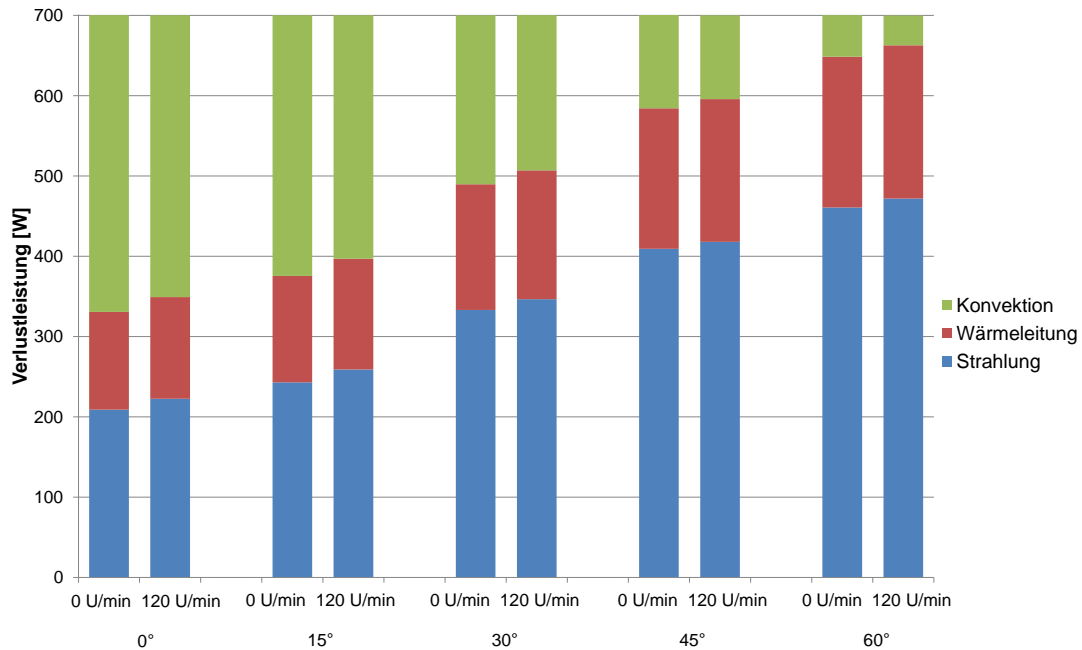


Abbildung 5.14: Zusammensetzung der Heizleistung von 700 W in Konvektions-, Wärmeleitungs- und Strahlungsverluste bei den verschiedenen Neigungswinkeln.

Abbildung 5.15 zeigt die relative Veränderung der Konvektionsverluste bei verschiedenen Winkeleinstellungen und verschiedenen Drehzahlen bezogen auf die Konvektionsverluste bei Stillstand. Das bereits in Abbildung 5.13 beschriebene Verhalten des anfänglichen Anstiegs der Konvektionsverluste bei niedriger Drehzahl und von 0° abweichenden Neigungswinkeln ist wieder deutlich sichtbar. Die genaue Rotationsgeschwindigkeit, bei der ein Umschlag von steigenden Konvektionsverlusten zu fallenden Konvektionsverlusten auftritt, ist wegen der geringen Messpunkte nicht exakt zu bestimmen, liegt aber bei allen Winkeleinstellungen im Bereich zwischen 40 U/min und 80 U/min.

Bei 120 U/min liegt die relative Abnahme des Konvektionsverluste geordnet nach Neigungswinkel vor. Der stärkste Einfluss ist bei dem größten untersuchten Neigungswinkel 60° festzustellen, am geringsten ist der Einfluss bei horizontaler Drehachse, also bei 0° Neigungswinkel. Bei der unteren Drehzahl von 40 U/min liegt ebenfalls ein nach Neigungswinkel geordnete Einfluss der Rotation vor. Somit ist zu erkennen, dass die Auswirkungen der Rotation auf die Konvektionsverluste mit steigendem Neigungswinkel größer werden und bei einem Neigungswinkel von 60° den größten Einfluss hat.

Auffallend ist der Kurvenverlauf bei einem Neigungswinkel von 60° im Vergleich zu den Kurvenverläufen bei den anderen Neigungswinkeln. Der qualitative Verlauf mit anfänglichem

5.4 Ergebnisse

Anstieg und anschließendem Abfall der Konvektionsverluste ist identisch, allerdings ist der Anstieg und das Abfallen viel höher. Die Gründe für dieses Verhalten werden in dem geringen Anteil der Konvektionsverluste an den Gesamtverlusten vermutet. Wie in Abbildung 5.14 zu erkennen ist, machen die Konvektionsverluste nur 7 % der Gesamtverluste aus. Ein geringer absoluter Anstieg und Abnahme der Konvektionsverluste hat deswegen eine viel größere Auswirkung auf die relative Veränderung der Konvektionsverluste als bei niedrigeren Neigungswinkeln. Zusätzlich können durch die indirekte Messungen Fehler durch Über- oder Unterbewerten von Strahlungs- oder Wärmeleitungsverluste entstehen, die sich bei dem geringen Anteil der Konvektionsverluste bei einem Neigungswinkel von 60° übermäßig stark auswirken würden. Aufgrund der geringen Anzahl an Messungen sind jedoch nur Vermutungen möglich. Um die genauen Gründe zu untersuchen, sind weitere Experimente, vor allem bei Neigungswinkeln zwischen 45° und 60°, notwendig.

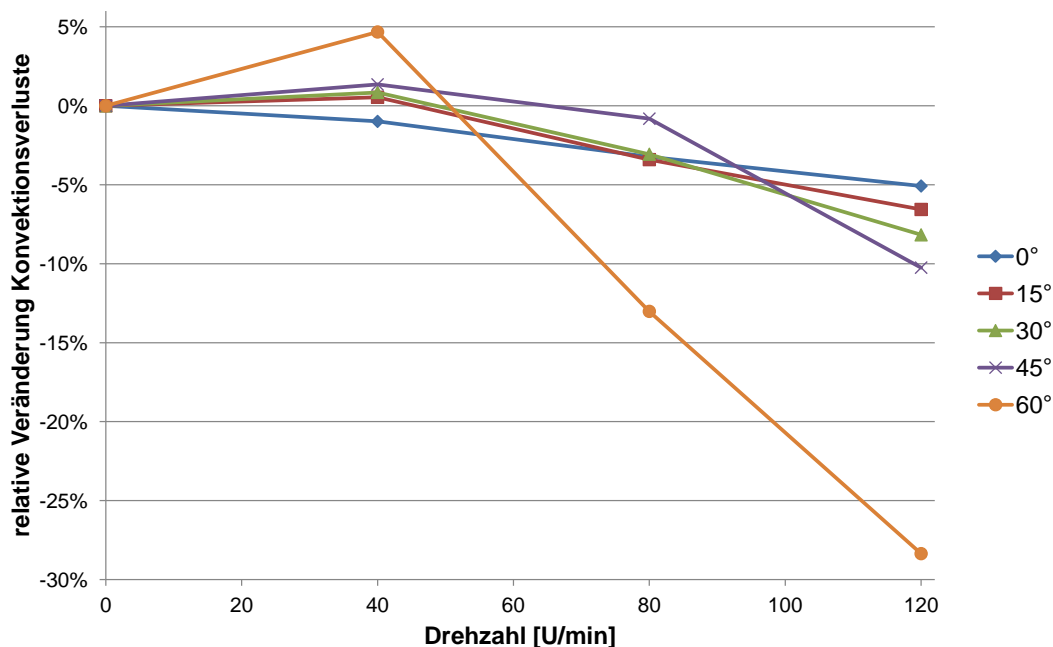


Abbildung 5.15: Vergleich des Einflusses von Rotation und Neigungswinkel auf die Konvektionsverluste.

5.4.4 Darstellung in dimensionlosen Größen

Wie in Abschnitt 3.1.2 beschrieben, dienen dimensionslose Größen dazu, Experimente, welche das selbe physikalische Problem beschreiben, vergleichbar zu machen und diese auf die unabhängigen Einflussgrößen zu reduzieren. Bei der Untersuchung von Konvektionsströmungen sind es die Rayleigh- und die Nusselt-Zahl. Die Nu-Zahl bestimmt sich dabei wie bereits in Abschnitt 3.1.2 erwähnt mittels

$$Nu = \frac{\bar{\alpha} L_s}{\lambda}. \quad (5.10)$$

Dabei ist $\bar{\alpha}$ der experimentell ermittelte mittlere Wärmeübergangskoeffizient nach Gleichung 5.8. Die Fluideigenschaften werden, wie in mehreren Korrelationen (Abschnitt 3.2) vorgeschlagen, mit der mittleren Filmtemperatur und den Stoffdaten aus dem VDI-Wärmeatlas [1] bestimmt. Die mittlere Filmtemperatur berechnet sich mittels der flächengemittelten Wandtemperatur T_W und der gemessenen Raumtemperatur T_∞ nach

$$T_F = \frac{T_W + T_\infty}{2}. \quad (5.11)$$

Für die charakteristische Länge werden in den Korrelationen verschiedene Ansätze gegeben. In vorliegender Arbeit wird zunächst die Definition der charakteristischen Länge nach Paitoonsurikarn verwendet, da diese den Einfluss des Neigungswinkels direkt berücksichtigt:

$$L_s = \left| \sum_{i=1}^3 a_i \cos(\Phi + \varphi_i)^{b_i} L_i \right|. \quad (5.12)$$

Dabei ist L_1 der Durchmesser der Cavity, L_2 die Tiefe der Cavity, L_3 die Aperturöffnung (in vorliegendem Fall entspricht die Aperturöffnung dem Durchmesser der Cavity; $L_1 = L_3 = L_{cav}$), Φ der Neigungswinkel und a_i , φ_i und b_i Konstanten, welche im Anhang D.2 zu finden sind. Die Rayleigh-Zahl bestimmt sich wie bereits in Abschnitt 3.1.2 erwähnt zu

$$Ra = \frac{g\beta(T_W - T_F)L_s^3}{\nu a}. \quad (5.13)$$

Abbildung 5.16 zeigt zunächst die Abhängigkeit der Nusselt-Zahl von der Rayleigh-Zahl für alle Untersuchungen ohne Rotation. Man erkennt, dass unter Verwendung der charakteristischen Länge von Paitoonsurikarn nach Gleichung 5.12 ein systematischer Zusammenhang zwischen Rayleigh- und Nusselt-Zahl besteht, unabhängig von dem eingestellten Neigungswinkel:

$$Nu \approx f(Ra) \quad (5.14)$$

besteht. In der Literatur wird in den Korrelationen noch eine Funktion $g(Pr)$ zum Beschreiben des Einflusses der Prandtl-Zahl angegeben. Da dieser im vorliegenden untersuchten Bereich nur sehr wenig variiert (zwischen 0,706 und 0,710), wird sein Einfluss vernachlässigt. Allerdings kommen aufgrund der Verwendung der charakteristischen Länge nach Paitoonsurikarn Werte der Nusselt-Zahl unter eins heraus. Dies ist physikalisch fragwürdig, da eine Nusselt Zahl von eins Wärmeleitung bedeutet. Die Korrelation müsste also auf vorliegenden Fall angepasst werden und eine Neubestimmung zur Berechnung der charakteristischen Länge erfolgen. Auf dies wird im Folgenden verzichtet, da die Anzahl der gemessenen Datenpunkte für eine Entwicklung einer charakteristischen Länge nicht ausreichend ist. Um jedoch physikalisch sinnvolle Werte für die Nusselt-Zahl zu erhalten, wird als charakteristische Länge im Folgenden der Durchmesser der Cavity verwendet.

Durch die Rotation kommt ein weiterer Parameter hinzu, welcher nicht in die Rayleigh-Zahl eingeht. Wie bereits in Abschnitt 3.1.2 erwähnt, ist die Rossby-Zahl eine Kennzahl, die das Verhältnis von Auftriebskräften zum Einfluss der Rotation beschreibt und sich nach [52]

$$Ro = \frac{\sqrt{g\beta\Delta T/L}}{2\Omega} \quad (5.15)$$

5.5 Diskussion und Fazit

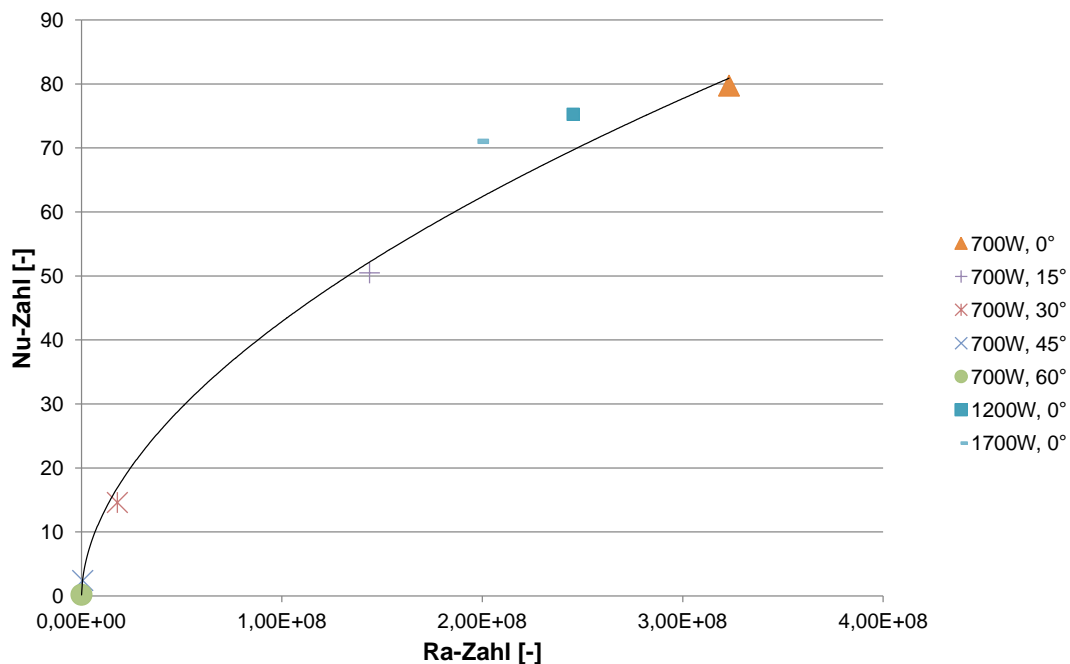


Abbildung 5.16: Darstellung der Nusselt-Zahl über der Rayleigh-Zahl der Versuche bei Stillstand.

berechnet. In Abbildung 5.17 ist die Nusselt-Zahl über der Rossby-Zahl für die untersuchten Neigungswinkel aufgetragen. Da für Stillstand die Rossby-Zahl gegen unendlich geht, wurden lediglich die Datenpunkte mit Rotation aufgetragen. Zusätzlich wurde der besseren Übersichtlichkeit eine logarithmische Skalierung der vertikalen Achse gewählt. Man erkennt deutlich den bereits in den vorherigen Abschnitten beschriebenen Zusammenhang, dass mit ansteigender Rotation, also mit absinkender Rossby-Zahl und stärker werdenden Rotationseinflüssen die Nusselt-Zahl sinkt und dadurch, wie bereits festgestellt, die Konvektionsverluste abnehmen. Zusätzlich kann man auch erkennen, dass diese Abnahmen bei hohen Neigungswinkeln deutlich stärker ausgeprägt ist. Allerdings sind, um generelle Aussagen über das Verhalten der Nusselt-Zahl im Bezug auf die Rossby-Zahl machen zu können, bei nur drei unterschiedlichen Drehzahlen die experimentellen Daten zu gering. Insbesondere für höhere Drehzahlen und entsprechend niedrigeren Rossby-Zahlen müssten weitere Experimente durchgeführt werden.

5.5 Diskussion und Fazit

Die experimentellen Untersuchungen haben gezeigt, dass Rotation im Allgemeinen die Konvektionsverluste reduzieren. Ab einer bestimmten Rotationsgeschwindigkeit nehmen bei allen untersuchten Heizleistungen und Neigungswinkeln die Wandtemperaturen bei konstanter Heizleistung zu und die Konvektionsverluste somit im Vergleich zum nicht rotierenden Fall ab. Lediglich bei der unteren Drehzahl von 40 U/min nehmen bei Neigungswinkeln grö-

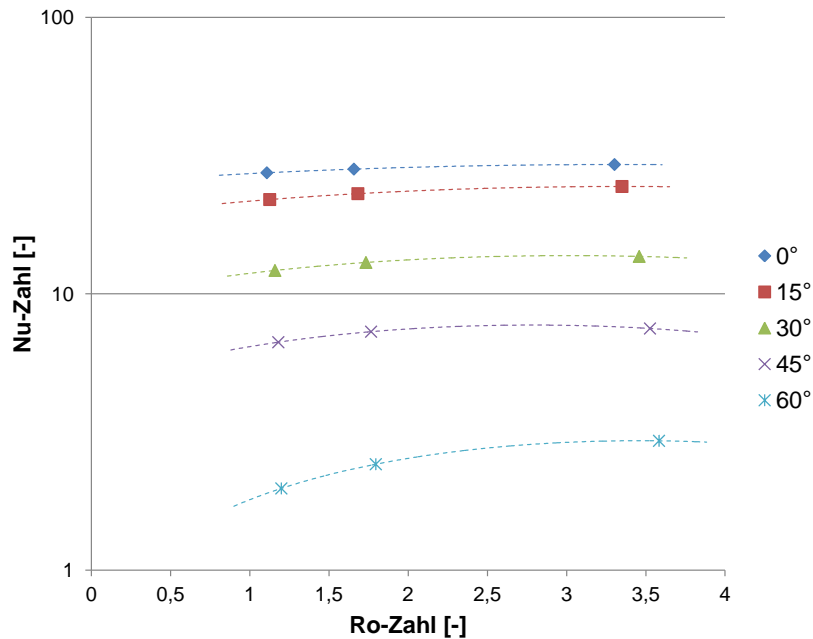


Abbildung 5.17: Darstellung der Nusselt-Zahl über die Rossby-Zahl in Abhängigkeit der verschiedenen Neigungswinkel.

ßer als 0° die Konvektionsverluste zunächst leicht zu. Während bei horizontaler Drehachse eine Abnahme der Konvektionsverluste bis zu 6% von 0 auf 120 U/min erfolgt, sind dies bei höheren Neigungswinkeln sogar bis zu 28 %.

Es wird vermutet, dass durch die Rotation die Stratifikation, die vertikale Temperaturschichtung, abnimmt. Dies zeigen auch Untersuchungen von Yang [54] (siehe Kapitel 3.3), der in seinen Simulationen eines rotierenden horizontalen Zylinders feststellt, dass aufgrund der Rotation durch das Wechselspiel zwischen Coriolis-, Zentrifugalkraft und Gravitation die vertikalen Temperaturunterschiede innerhalb der Cavity abnehmen. Mit der Abnahme des vertikalen Temperaturgradienten bestehen folglich auch geringere Dichteunterschiede innerhalb der Cavity, wodurch niedrigere Auftriebskräfte resultieren. Die verringerten Auftriebskräfte führen zu einem verminderten Massentransport durch die Apertur, und somit zu geringeren Konvektionsverlusten.

Bei Neigungswinkeln größer als 0° bildet sich ohne Rotation im oberen Cavitybereich aufgrund der Dichteunterschiede eine relativ stabile Stagnationszone aus [6]. Da Luft ein schlechter Wärmeleiter ist, hemmt diese die Konvektionsverluste im oberen Bereich. Durch das Einsetzen der Rotation wird diese Stagnationszone vermutlich gestört, wodurch die Konvektionsverluste zunächst ansteigen, bis bei höheren Drehzahlen der mindernde Einfluss der Rotation wieder überwiegt.

Generell kann gesagt werden, dass so wie bei einer stillstehenden als auch bei einer rotierenden Cavity die geringsten Konvektionsverluste bei einem möglichst großen Einstellwinkel vorliegen. In den Experimenten konnte jedoch gezeigt werden, dass durch die Rotation sogar noch eine verstärkte Verminderung eintritt. Abschließend sei angemerkt, dass detaillierte Aussagen über die vorliegenden Strömungsverhältnisse in einem rotierenden Hohlraumreceiver

5.5 Diskussion und Fazit

auf Grund des komplexen Einflusses von Coriolis-, Zentrifugal- und Auftriebskraft mit den durchgeführten Untersuchungen nicht getroffen werden können, da nur integrale Messgrößen wie Wandtemperatur und Konvektionsverlust ermittelt wurden. Um genaue Erkenntnisse über die sich einstellende Strömung machen zu können, müssen entweder in weiteren Experimenten lokale Strömungsgrößen gemessen oder diese mittels numerischer Simulationen bestimmt und untersucht werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

6.1 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll der Einfluss von Rotation auf die Konvektionsverluste eines neuartigen Solarreceivers experimentell untersucht werden. Gleichzeitig sollen die Ergebnisse als Datengrundlage für die Validierung numerischer Simulationen dienen. Vergleichbare experimentelle und numerische Untersuchungen mit den gegebenen Randbedingungen (beheizte Wände, rotierende Cavity, verschieden geneigt) konnten in der Literatur bislang nicht ausgemacht werden. Der Entwurf und Aufbau des Teststandes hat daher eine große Herausforderung dargestellt, da nicht auf vorhandenes Wissen zurückgegriffen werden konnte.

In den durchgeführten Experimenten konnte eine generelle Eignung des vorliegenden Prüfstands gezeigt werden. Es wurden Messungen bei Variation der Heizleistung (im Bereich von 700 W bis 1700 W), dem Neigungswinkel (im Bereich von 0° bis 60°) und der Drehzahl (im Bereich von 0 U/min bis 120 U/min) durchgeführt, wobei Wandtemperaturen bis zu 650°C realisiert werden konnten. Dazu wurden bei konstant gehaltener Heizleistung die Einflüsse der verschiedenen Drehzahlen auf die Wandtemperatur gemessen. Die Wandtemperatur wurde mit Thermoelementen an 21 Punkten gemessen und durch kubische Interpolation flächengemittelt. Eine Überprüfung des interpolierten Temperaturverlaufs mit den Aufnahmen einer Infrarotkamera zeigen dabei eine gute Übereinstimmung. Mittels bekannten Wärmeleitungsverlusten (experimentell bestimmt) und Strahlungsverlusten (analytisch berechnet) konnten somit die Konvektionsverluste der jeweiligen Wandtemperaturen bestimmt werden.

Die Untersuchungen ergaben, dass die empirische Korrelation zur Berechnung der Konvektionsverluste bei stillstehenden Cavities von Leibfried und Ortjohann [28] mit einer maximalen Abweichung von unter 10 % am Besten die gemessenen Konvektionsverluste im untersuchten Bereich beschreibt. Über den Einfluss der Rotation auf die Konvektionsverluste wurde festgestellt, dass diese im Allgemeinen mit ansteigender Drehzahl absinken. Bei konstanter Heizleistung und horizontaler Drehachse (Neigungswinkel 0°) steigen die Wandtemperaturen mit zunehmender Drehzahl kontinuierlich an. Bei einer Drehzahl von 120 U/min liegen diese abhängig von der untersuchten Heizleistung zwischen 1,4 % und 2,6 % höher als die Wandtemperaturen ohne Rotation (bezogen auf die Temperaturdifferenz zwischen Wandtemperatur ohne Rotation und Raumlufttemperatur). Die entsprechend bestimmten Konvektionsverluste sinken dabei fast linear mit steigender Drehzahl um bis zu 6 % bei 120 U/min.

Lediglich bei Neigungswinkeln größer als 0° und einer Drehzahl von 40 U/min konnte ein leichter Anstieg der Konvektionsverluste beobachtet werden. Gründe werden hierfür in der Störung der Stagnationszone, welche sich bei Neigungswinkeln größer 0° ausbildet und die Konvektion vermindert, vermutet. Erst bei höheren Drehzahlen überwiegt wieder der die Konvektion vermindern Einfluss. Die relativen Abnahmen der Konvektionsverluste liegen

bei einer Rotationsgeschwindigkeit von 120 U/min und konstanter Heizleistung von 700 W zwischen 5 % und 28 %, wobei die höchste Abnahme bei dem größten untersuchten Neigungswinkel von 60° auftritt.

Insgesamt sei gesagt, dass durch die Überlagerung von Rotation und Konvektion eine Vielzahl an Einflüssen auf die Strömung herrschen und für das detaillierte Verständnis weitere experimentelle und numerische Untersuchungen durchgeführt werden müssen.

6.2 Ausblick

Mit dieser Arbeit wurden erste Erkenntnisse über den Einfluss der Rotation auf die Konvektionsverluste bei solaren Hohlraumreceivern gewonnen, sowie Erfahrungen mit dem Aufbau und Betrieb eines derartigen Teststands gesammelt. Darauf aufbauend sind eine ganze Reihe von Anschlussarbeiten denkbar.

Zunächst einmal wurde aufgrund der beschränkten Dauer dieser Arbeit nur eine begrenzte Anzahl an Versuchen gefahren. Gerade in den oberen Leistungs- und Drehzahlbereichen sind weitere Experimente sinnvoll, da diese vor allem den Betriebsbereich eines zukünftigen Zentrifugal-Partikelreceivers darstellen. Dabei sollte bei nachfolgenden Versuchen eventuell die Versuchsmethodik geändert werden. Das Vorgehen, bei dem in den Versuchen als Regel- und Stellgröße die Leistung verwendet wurde, hat gewisse Nachteile aufgezeigt. Bei allen Versuchsreihen herrschten auf diese Art unterschiedliche Wandtemperaturen, wodurch Messunsicherheiten wie z.B. bei der Bestimmung der Wärmeleitungsverluste entstanden. Außerdem ist man statt Ergebnissen bei bestimmter Heizleistung vielmehr an den Veränderungen der Konvektionsverluste durch Rotation bei konstanter Wandtemperatur interessiert.

Eine weitere Fortführung besteht in der Verbesserung des vorhandenen Teststands im mechanischen, aber auch im messtechnischen Bereich. Bei der Durchführung der Experimente traten einige Schwierigkeiten auf, wie z.B. bei der Lagerung des Drehrohrs bei höheren Drehzahlen. Aufgrund von Unwucht und den flexiblen Lagerringen aus Aluminium kam es bei höheren Drehzahlen zu einem stark unrunder Laufverhalten, weswegen die maximal mögliche Drehzahl reduziert werden musste, um die Lagerrollen nicht zu zerstören. Eine Verbesserung wäre durch stabilere Lagerringe beispielsweise größerer Wandstärke oder aus Stahl möglich. Zusätzlich sollten andere Lagerrollen verwendet werden, da die Außenwand bei Innenwandtemperaturen von 600°C die zulässige Betriebstemperatur des Rollenmaterials überschreitet, weswegen keine Versuche mit höheren Temperaturen möglich waren, obwohl der Prüfstand auf Temperaturen bis zu 900°C ausgelegt ist.

Bei der Messeinrichtung wäre es sicher sinnvoll, diese im Hinblick auf die doch noch relativ große Messunsicherheit zu verbessern und um weitere Messgrößen zu ergänzen. Bislang hat man neben der integralen Information über die abgegebene Leistung und die Wandtemperaturen keine weiteren Daten. Im Hinblick auf das Verständnis der Strömungsphänomene wäre es hilfreich, weitere Messdaten zu erhalten, beispielsweise über Temperaturen innerhalb der Cavity oder auch über das Strömungsverhalten beim Herausströmen. Zusätzlich entsteht durch die Interpolation des Temperaturverlaufs durch die wenigen Messstellen eine relativ große Messunsicherheit. Diese könnte durch einen Test der Interpolationsmethode an simulierten Wandtemperaturen genauer beurteilt werden. Ein Vergleich der interpolierten Temperaturverläufe an der Rückwand mit Infrarotbildern zeigt, dass die Messstellen für eine genaue

Bestimmung der Rückwandtemperatur noch nicht ausreichend sind. Auch die rechnerische Bestimmung der Strahlungsverluste könnte noch modifiziert werden. Bislang werden diese durch Einteilen der Wand in Kreisringe mit konstanter Wandtemperatur berechnet. Da vor allem bei nicht rotierendem Drehrohr große Unterschiede zwischen den Temperaturen der Ober- und Unterseite auftreten, entstehen Fehler. Eine zusätzliche Einteilung der Kreisringe in Segmente würde diese Fehler eingrenzen.

Weitere Untersuchungen könnten den Einfluss der Partikel auf die Konvektionsverluste betreffen. Bislang wurde zur Vereinfachung lediglich eine beheizte rotierende Wand untersucht. Durch den Partikelfilm kommt es vermutlich aufgrund der Interaktion der beweglichen Partikel und der Strömung, sowie der vergrößerten Oberfläche zu Veränderungen in der Konvektionsströmung. Als weiterer Schritt könnte zunächst die Auswirkung bei veränderter Oberfläche, beispielsweise durch eine mit festen Partikeln aufgerauhten Wand, untersucht werden. In einem weiteren Teststand bzw. Prototyp des Zentrifugal-Partikelreceivers könnte anschließend eine reale Untersuchung der Konvektionsverluste mit bewegtem Partikelfilm bei Bestrahlung im Sonnenofen (am DLR in Köln) erfolgen. Untersuchungen der Konvektionsverluste unter Windeinfluss in einem Windkanal wären ebenfalls mit dem vorliegenden Teststand denkbar. In einem kryogenen Windkanal (am DLR in Köln) könnten sogar durch Absenken der Umgebungstemperatur die Verluste bei höheren Rayleigh-Zahlen, wie sie bei realen Receivern auftreten, ermittelt werden. Zusätzlich kann die Wirkung von konstruktiven Maßnahmen zur Verminderung der Konvektionsverluste untersucht werden. Um den thermischen Wirkungsgrad von solaren Cavityreceivern zu erhöhen, wären Fortschritte bei der Verminderung von Konvektionsverlusten insgesamt von großem Wert.

Literaturverzeichnis

- [1] *VDI heat atlas*. Springer reference. Springer, Heidelberg, 2nd edition, 2010.
- [2] I. Amidror. Scattered data interpolation methods for electronic imaging systems: a survey. *Journal of electronic imaging*, 11:157, 2002.
- [3] H. D. Baehr and K. Stephan. *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Heidelberg, 2006.
- [4] B.M. Boubnov and G.S. Golitsyn. *Convection in Rotating Fluids*. Dordrecht, 1995.
- [5] J. Carruthers and K. Nassau. Nonmixing cells due to crucible rotation during Czochralski crystal growth. *Journal of Applied Physics*, 39(11):5205–5214, 1968.
- [6] A. M. Clausing. An analysis of convective losses from cavity solar central receivers. *Solar Energy*, 27(4):295–300, 1981.
- [7] A. M. Clausing. Convective Losses From Cavity Solar Receivers—Comparisons Between Analytical Predictions and Experimental Results. *Journal of Solar Energy Engineering*, 105(1):29–33, 1983.
- [8] A. M. Clausing, L. D. Lister, and J. M. Waldvogel. Combined convection from isothermal cubical cavities with a variety of side-facing apertures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32(8):1561–1566, 1989.
- [9] C. Mc Donald. *Heat loss from an open cavity*. Number SAND-95-2939. Livermore, 1995.
- [10] P. K. Falcone, J. E. Noring, and J. M. Hruby. *Assessment of a solid particle receiver for a high temperature solar central receiver system*. Number SAND-85-8208. Sandia National Labs., Livermore, CA (USA), Livermore, 1985.
- [11] K. Funken, B. Pohlmann, E. Lüpfert, and R. Dominik. Application of concentrated solar radiation to high temperature detoxification and recycling processes of hazardous wastes. *Solar Energy*, 65(1):25–31, 1999.
- [12] GE. DPI 620 advanced modular calibrator: user manual, 2008.
- [13] B. Gebhart. *Buoyancy induced flows and transport: Reference edition*. Hemisphere Publ. Corp. [u.a.], Washington [u.a.], 1988.

- [14] B. Gobereit. *Solare Partikelrezeiver: Konzeptstudie, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt*. Stuttgart, 2009.
- [15] K. Grote and J. Feldhusen. *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer-Verlag, s.l, 22 edition, 2007.
- [16] F. J. Hamady, Lloyd, K. T. Yang, and H. Q. Yang. A study of natural convection in a rotating enclosure. *Journal of heat transfer*, 116(1):136–143, 1994.
- [17] N. Hasan and S. Sanghi. The dynamics of two-dimensional buoyancy driven convection in a horizontal rotating cylinder. *Journal of heat transfer*, 126(6):963–984, 2004.
- [18] D.H Hathaway and R.C.J Somerville. Three-dimensional simulations of convection in layers with tilted rotation vectors. *Journal of Fluid Mechanics*, 126:75–89, 1983.
- [19] P. Haueter, S. Moeller, R. Palumbo, and A. Steinfeld. The production of zinc by thermal dissociation of zinc oxide–solar chemical reactor design. *Solar Energy*, 67(1-3):161–167, 1999.
- [20] C. Höglauer. Untersuchung zu konvektiven Verlusten eines Hohlraumreceivers für hochkonzentrierte Solarstrahlung. *Diplomarbeit Technische Universität München*, 2009.
- [21] J. M. Hruby, B. R. Steele, and V. P. Burolla. Solid Particle Experiments: Radiant Heat Test. *Sandia National Laboratories Report, SAND84-8251*, 1984.
- [22] J. L. Hudson, D. Tang, and S. Abell. Experiments on centrifugally driven thermal convection in a rotating cylinder. *J. Fluid Mech*, 86(part 1):147–159, 1978.
- [23] K. Irrgang and L. Michalowsky. *Temperaturmesspraxis mit Widerstandsthermometern und Thermoelementen*. Vulkan-Verl, Essen, 2004.
- [24] Y. T. Ker and T. F. Lin. A combined numerical and experimental study of air convection in a differentially heated rotating cubic cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(15):3193–3210, 1996.
- [25] W. Kim, H. Kwak, and J. Hyun. Buoyant heat transfer in a rotating cup-like cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(8):1449–1456, 2000.
- [26] A. A. Koenig and M. Marvin. Convection heat loss sensitivity in open cavity solar receivers: Final Report, DOE Contract No. EG77-C-04-3985, 1981.
- [27] C. Kost and T. Schlegl. *Studie Stromgestehungskosten Erneuerbare Energien*. Fraunhofer Institut für solare Energiesysteme ISE, Freiburg, 2011.
- [28] U. Leibfried and J. Ortjohann. Convective heat loss from upward and downward-facing cavity solar receivers: measurements and calculations. *Journal of solar energy engineering*, 117:75, 1995.
- [29] R. Mahoney. Thermal Response of a Small Scale Cask-Like Disk after Heat Treatment: DOT/FRA/ORD-90/01, 1990.

- [30] A. Meier, E. Bonaldi, G. Cella, W. Lipinski, D. Wuillemin, and R. Palumbo. Design and experimental investigation of a horizontal rotary reactor for the solar thermal production of lime: SolarPACES 2002. *Energy*, 29(5-6):811–821, 2004.
- [31] Microtherm. Datenblatt Microtherm gesteppte Platte, 2003.
- [32] M.S Miesch, J.R Elliott, J. Toomre, T.L Clune, G.A Glatzmaier, and PA Gilman. Three-dimensional spherical simulations of solar convection. I. Differential rotation and pattern evolution achieved with laminar and turbulent states. *The Astrophysical Journal*, 532:593, 2000.
- [33] S.W Morris, E. Bodenschatz, D.S Cannell, and G. Ahlers. Spiral defect chaos in large aspect ratio Rayleigh-Bernard convection. *Physical review letters*, 71(13):2026–2029, 1993.
- [34] R. Müller, P. Haerberling, and R. D. Palumbo. Further advances toward the development of a direct heating solar thermal chemical reactor for the thermal dissociation of ZnO(s). *Solar Energy*, 80(5):500–511, 2006.
- [35] National Instruments. *Accuracy Calculator*. <http://www.ni.com/accuracy>, (zuletzt abgerufen: 30.09.2010).
- [36] S. Paitoonsurikarn. *Study of a Dissociation Reactor for an Ammonia-Based Solar Thermal System*. PhD thesis, Australian National University, Canberra, 2006.
- [37] S. Paitoonsurikarn and K. Lovegrove, editors. *A new correlation for predicting the free convection loss from solar dish concentrating receivers: Proceedings of 44th ANZSES conference*, 2006.
- [38] J. M. Pfothenauer, J. J. Niemela, and R. J. Donnelly. Stability and heat transfer of rotating cryogenics. Part 3. Effects of finite cylindrical geometry and rotation on the onset of convection. *Journal of Fluid Mechanics*, 175(1):85–96, 1987.
- [39] Robert Pitz-Paal. High temperature solar concentrators. *Solar Energy Conversion and Photoenergy Systems*, [Ed Julian Blanco Galvez Sixto Malato Rodriguez] *Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS) Developed under the Auspices of the UNESCO Eolss Publishers Oxford UK [http://www.eolss.net]*, 2007.
- [40] Wolfgang Polifke and Jan Kopitz. *Wärmeübertragung: Grundlagen, analytische und numerische Methoden*. mb - Maschinenbau. Pearson Studium, München, 2005.
- [41] S. Rapp and H. Baier, editors. *Reconstruction of temperature and displacement fields in satellite sandwich panels based on integrated fiber optic sensors: Proc. of SPIE Vol*, volume 7293.
- [42] M. Romero, R. Buck, and J. E. Pacheco. An Update on Solar Central Receiver Systems, Projects, and Technologies. *Journal of Solar Energy Engineering*, 124(2):98–108, 2002.
- [43] H. T. Rossby. A study of Benard convection with and without rotation. *Journal of Fluid Mechanics*, 36(2):309–335, 1969.

- [44] L. O. Schunk, W. Lipinski, and A. Steinfeld. Heat transfer model of a solar receiver-reactor for the thermal dissociation of ZnO—Experimental validation at 10 kW and scale-up to 1 MW. *Chemical Engineering Journal*, 150(2-3):502–508, 2009.
- [45] P. Shell. *Solar heated rotary kiln*. US Patent 4443186.
- [46] Silca. Datenblatt Nr. 51.5 Silcawool.
- [47] A. Steinfeld, S. Sanders, and R. Palumbo. Design aspects of solar thermochemical engineering—A case study: Two-step water-splitting cycle using the Fe₃O₄/FeO redox system. *Solar Energy*, 65(1):43–53, 1999.
- [48] W.B Stine and C. G. McDonald, editors. *Cavity receiver convective heat loss: Proceedings of the International Solar Energy Society Solar World Congress*, 1989.
- [49] T. Taumoefolau, S. Paitoonsurikarn, G. Hughes, and K. Lovegrove. Experimental Investigation of Natural Convection Heat Loss From a Model Solar Concentrator Cavity Receiver. *J. Sol. Energy Eng.*, 126(2):801–807, 2004/05/00/.
- [50] J.R Taylor. *Fehleranalyse: eine Einführung in die Untersuchung von Unsicherheiten in physikalischen Messungen*. VCH, 1988.
- [51] G. Veronis. Large-amplitude Benard convection in a rotating fluid. *Journal of Fluid Mechanics*, 31(01):113–139, 1968.
- [52] P. Vorobieff and R. E. Ecke. Turbulent rotating convection: an experimental study. *Journal of Fluid Mechanics*, 458:191–218, 2002.
- [53] W. Wu, B. Gobereit, Cs. Singer, L. Ambeck, and R. Pitz-Paal. Direct absorption receivers for high temperatures. *Proceedings of SolarPACES 2011, Granada, Spain*.
- [54] H. Q. Yang, K. T. Yang, and J. R. Lloyd. Rotational effects on natural convection in a horizontal cylinder. *AIChE Journal*, 34(10):1627–1633, 1988.

A Übersicht Messdaten

Messreihe *	Wand- flächengemittelt [°C]	Wand- temperatur Durchschnitt [°C]	Temperatur Rückwand flächengem. [°C]	Temperatur Rückwand Durchschnitt [°C]	Temperatur Umgebung [°C]	Heiz- leistung [W]	Wärme- Strahlungs- verlust [W]	Wärme- leitungs- verlust [W]	Konvektions- verlust [W]	Standard- abweichung Wandtemperatur [°C]	Standard- abweichung Rückwand- temperatur [°C]	Standard- abweichung Heizleistung [W]	
0908_700_0_0_0		389,1	388,2	347,7	342,8	***21,4	698,2	208,8	121,7	367,7	0,05	0,14	7,8
0908_700_0_40_0		391,3	390,6	350,0	343,9	***21,4	696,1	211,8	122,9	361,4	0,08	0,21	5,1
0908_700_0_80_0		396,7	395,9	356,6	350,5	***21,4	699,7	220,0	125,8	353,9	0,06	0,12	6,6
0908_700_0_120_0		401,5	400,7	360,8	354,5	***21,4	699,8	226,7	128,4	344,7	0,04	0,16	6,1
0909_1200_0_0_0		528,6	527,1	492,1	486,2	***21,4	1199,9	467,5	197,0	535,5	0,16	0,40	2,2
0909_1200_0_40_0		530,6	529,4	494,2	487,4	***21,4	1200,2	473,2	198,1	528,9	0,08	0,21	1,9
0909_1200_0_80_0		535,4	534,2	500,3	493,5	***21,4	1200,1	486,3	200,7	513,1	0,06	0,13	1,5
0909_1200_0_120_0		538,2	536,9	503,1	496,2	***21,4	1199,3	493,7	202,2	503,5	0,15	0,22	1,4
0913_700_0_0_1		389,1	388,2	348,1	343,1	***21,4	700,4	209,0	121,7	369,7	0,11	0,13	1,6
0913_700_0_40_1		391,0	390,3	349,9	343,8	***21,4	700,3	211,5	122,7	366,1	0,07	0,15	1,6
0913_700_0_80_1		395,4	394,6	354,3	348,2	***21,4	700,4	217,5	125,1	357,8	0,03	0,17	1,5
0913_700_0_120_1		398,5	397,7	357,5	351,3	***21,4	700,2	222,5	126,8	351,0	0,05	0,15	1,3
0921_700_45_0_0		488,3	487,2	499,0	494,5	21,8	700,5	409,4	175,0	116,2	0,04	0,08	1,4
0921_700_45_40_0		487,8	486,3	498,6	493,6	21,8	700,3	407,8	174,7	117,8	0,02	0,02	1,2
0921_700_45_80_0		489,5	488,0	498,4	493,3	22,0	700,4	409,6	175,5	115,2	0,03	0,04	1,1
0921_700_45_120_0		493,4	491,9	501,7	496,7	21,8	700,1	418,1	177,8	104,3	0,02	0,06	6,7
0922_700_30_0_0		453,8	452,7	459,1	454,6	21,5	700,3	333,1	156,6	210,6	0,05	0,04	4,6
0922_700_30_40_0		453,2	451,9	457,4	452,4	21,6	700,1	331,5	156,2	212,4	0,02	0,06	7,2
0922_700_30_80_0		456,9	455,5	459,7	454,6	21,7	700,5	338,2	158,1	204,2	0,03	0,06	1,5
0922_700_30_120_0		461,4	460,0	460,5	455,1	21,8	700,5	346,6	160,5	193,4	0,04	0,07	1,3
0923_700_45_0_1**		484,9	483,8	495,9	491,2	22,0	700,9	402,0	173,1	125,9	0,04	0,05	4,4
0923_700_45_40_1**		484,0	482,5	494,7	489,6	21,8	700,3	399,5	172,7	128,0	0,02	0,15	4,5
0923_700_45_80_1**		485,5	484,0	494,1	489,0	21,4	699,9	401,0	173,7	125,2	0,06	0,07	7,7
0923_700_45_120_1**		489,3	487,9	496,9	491,7	21,4	699,9	408,2	175,8	115,9	0,02	0,06	6,7
0926_700_60_0_0		511,9	510,9	521,4	517,2	21,5	700,4	460,8	187,9	51,8	0,04	0,12	4,4
0926_700_60_40_0		511,2	509,8	520,8	516,4	21,7	700,2	458,6	187,5	54,2	0,03	0,06	3,3
0926_700_60_80_0		514,6	513,1	523,5	519,4	21,4	700,1	465,7	189,4	45,0	0,03	0,10	5,1
0926_700_60_120_0		517,5	515,9	525,9	521,8	21,5	699,9	471,9	190,9	37,1	0,02	0,08	9,9
0928_700_15_0_0		409,5	408,1	385,3	381,5	21,5	700,2	242,9	132,7	324,7	0,06	0,09	3,3
0928_700_15_40_0		408,9	408,0	384,1	378,9	21,5	700,3	241,6	132,3	326,4	0,04	0,08	1,6
0928_700_15_80_0		414,5	413,5	391,6	386,3	21,5	700,3	251,3	135,4	313,6	0,03	0,09	1,3
0928_700_15_120_0		419,2	418,2	396,4	391,2	21,4	700,2	258,9	137,9	303,4	0,05	0,11	1,5
0929_700_60_0_1		512,0	511,1	521,7	517,5	21,5	700,5	461,1	188,0	51,4	0,03	0,03	1,4
0929_700_60_40_1		511,0	509,5	520,2	516,0	21,4	700,2	457,4	187,5	55,4	0,02	0,03	1,3
0929_700_60_80_1		514,5	513,0	522,9	518,9	21,5	700,6	464,7	189,3	46,6	0,02	0,02	1,2
0929_700_60_120_0		517,7	516,1	525,9	521,9	21,4	700,9	472,1	191,1	37,6	0,03	0,03	3,0
0930_1700_0_0_0		635,4	633,6	604,6	598,2	21,7	1700,1	788,0	254,5	657,7	0,03	0,11	3,2
0930_1700_0_40_0		636,5	634,9	605,8	598,6	21,6	1700,2	792,8	255,2	652,3	0,05	0,22	2,2
0930_1700_0_80_0		639,9	638,3	609,4	602,0	21,4	1701,0	805,5	257,1	638,5	0,04	0,19	5,6
0930_1700_0_120_0		643,9	642,3	613,7	606,4	21,3	1700,1	820,5	259,3	620,3	0,06	0,11	3,2

* Codierung MMTT_Heizleistung_Neigungswinkel_Rotationsgeschwindigkeit_Versuchsnummer

** Statt 45° Neigungswinkel wurden fälschlicherweise 46,6° eingestellt.

*** Defekt des Thermoelements zur Bestimmung Raumtemperatur. In den Berechnungen wurde eine Raumtemperatur bei diesen Messreihen von 21,4°C angenommen.

B Mechanische Auslegung

B.0.1 Dimensionierung des Motors

Der Motor muss zur Beschleunigung des Drehrohrs genug Drehmoment aufbringen, um die Reibungskräfte zu überwinden, als auch um die Trägheitskräfte auszugleichen. Dabei soll der Antrieb in der Lage sein, das Drehrohr auf rund 150 Umdrehungen pro Minute zu beschleunigen. Die zu überwindenden Reibungskräfte, welche an den Stützrollen auftreten, berechnen sich mittels Gleichung B.1 [15]

$$F_r = \frac{F_N \cdot f}{R} \quad (\text{B.1})$$

aus der Normalkraft F_N , dem Radius R des Rollkörpers sowie der freien Rolllänge f . Die freie Rolllänge bzw. der sogenannte Hebelarm der Rollreibung ist ein empirisch zu ermittelnder Koeffizient, der abhängig von den Materialien der beiden Rollkörper ist. Für die Kombination Stahl Polymer beträgt die freie Rolllänge 0,002 mm [15]. Bei einem Gesamtgewicht von etwa 14,9 kg (mit Kalkulationszuschlag von 30 %) ergibt sich mit Gleichung B.2

$$M = F \cdot r \quad (\text{B.2})$$

ein Rollmoment von 6,58 Nm.

Neben dem Rollwiderstand muss der Motor den dynamischen Anteil aus den Trägheitskräften M_{dyn} überwinden. Um dieses Abschätzen zu können, müssen dafür die Trägheitsmomente, welche durch Geometrie und Massenverteilung der Bauteile bestimmt werden, berechnet werden. Das axiale Massenträgheitsmoment eines Körpers bezüglich der Achse in x-Koordinatenrichtung in kartesischen Koordinaten bestimmt sich mit Gleichung B.3

$$J_x = \oint (z^2 + y^2) dm \quad (\text{B.3})$$

Für einfache geometrische Körper finden sich ausgewertete Integrale in einschlägigen Nachschlagewerken (beispielsweise [15]). So ergibt sich beispielsweise das Massenträgheitsmoment eines Hohlzylinder, wie der des Innenrohrs im Bezug zur Rotationssymmetrieachse zu

$$J_x = m \frac{r_o^2 - r_i^2}{2}. \quad (\text{B.4})$$

Verläuft die Drehachse nicht durch die Schwerpunktsachse des Körpers, sondern parallel zu dieser im Abstand von z_s und y_s , addiert sich zu dem oben genannten Massenträgheitsmoment noch der sogenannte Steineranteil, womit sich das Flächenträgheitsmoment insgesamt zu

$$J_x = J_{\bar{x}} + (y_s^2 + z_s^2) m \quad (\text{B.5})$$

ergibt. Insgesamt ergibt sich für das Drehrohr ein Gesamtmassenträgheitsmoment von $0,19 \text{ kg m}^2$. Da das Drehrohr nicht direkt sondern wegen dem Durchmesser Verhältnis von Antriebsrad zu Drehrohr mit einem Übersetzungsverhältnis von $r = d_1/d_2 = 12$ angetrieben wird, müssen das Trägheitsmoment des Drehrohrs mit Hilfe des reduzierten Drehmoments J_{red} nach Gleichung B.6

$$J_{red} = \frac{J}{r^2} \quad (\text{B.6})$$

berechnet und mit dem statischen Moment der Antriebswelle summiert werden. Für das Drehrohr berechnet sich somit mittels des vereinfachten Drallsatz bei konstantem Trägheitsmoment und konstanter Beschleunigung das resultierende dynamische Moment mittels Gleichung

$$M_{dyn} = \frac{d(J\Omega)}{dt} = J \frac{\Delta\Omega}{\delta t}. \quad (\text{B.7})$$

Insgesamt ergibt sich für das gesamte Drehrohr ein dynamisches Moment von $0,3 \text{ Nm}$. Die benötigte Leistung berechnet sich aus dem dynamischen und statischen Moment mittels

$$P = \frac{(M_{dyn} + M_{stat})\Omega}{\eta} \quad (\text{B.8})$$

zu 225 W , einer Drehzahl von 2622 U/min und einem Drehmoment von $0,58 \text{ Nm}$. Da diese Leistung von einer handelsüblichen Bohrmaschinen realisiert werden kann, wird aus Kostengründen zunächst auf eine handelsübliche Bohrmaschine als elektrischem Antrieb zurückgegriffen.

C Voruntersuchung

C.1 Kalibrierung der Thermoelemente

Die Kalibrierung der Thermoelemente erfolgt mit einem Kalibrierofen Pegasus, der Firma Iso-tech. Dieser ist ein sogenannter Metallblockkalibrator, welcher aus einer elektrischen Heizung, einem Metallblock und einem Regler besteht. Durch die Heizung wird der Metallblock erwärmt, welcher aus einem Rundmetall mit vier symmetrischen Bohrungen bezüglich des Mittelpunkts mit einem Bohrungsdurchmesser von 8 mm und einer Tiefe von 140 mm besteht. Die Bohrungen sind so angeordnet, dass in allen möglichst das gleiche Temperaturprofil herrscht. In eine Bohrung wird ein bereits kalibriertes Thermoelement montiert, welches als Referenztemperatur dient. In die anderen drei Bohrungen kommen die zu überprüfenden Thermoelemente. Mit Hilfe des Reglers wird der Ofen stationär auf die gewünschte Temperatur gebracht und die Temperaturen werden mittels Datenlogger und Messrechner aufgezeichnet.

Dabei ist zu beachten, dass alle Thermoelemente die gleiche Einbautiefe haben, da über die Länge des Blocks kein einheitliches Temperaturprofil herrscht. Das Referenzthermoelement ist ein Thermoelement des Typs R, das laut beiliegendem Kalibrierschein eine Meßunsicherheit von $\pm 1,0\text{ °C}$ besitzt. Der zugehörige Kalibrierdatenlogger „Advanced Modular Calibrator DPI620“ der Firma GE, hat dagegen eine Genauigkeit von $0,5\text{ °C}$. [12] Somit ist eine Kalibrierung nur möglich, wenn die abgewichenen Temperaturen zwischen Referenztemperatur und den für den Prüfstand vorgesehenen Messinstrumenten eine größere Abweichung als $1,5\text{ °C}$ anzeigen.

Da die Thermoelemente im Experiment bis zu 1000 °C ausgesetzt sind, werden im Versuch die Temperaturen 300 °C , 600 °C und 1000 °C angefahren. Aufgrund der leichten Untersteuerung des Reglers wird diesem eine leicht erhöhte Temperatur vorgegeben und abgewartet bis Stationarität ($0,02\text{ °C}$ Temperaturveränderung in 20 Minuten) erreicht ist.

In Tabelle C.1 sind die aufgezeichneten Daten im Stationären Punkt (gemittelt über eine Zeitspanne von 5 Minuten sobald Stationarität nach obiger Definition herrscht) aufgetragen. Die gemessenen Abweichungen sind insgesamt sehr niedrig und niedriger als die Messunsicherheit des Referenzthermometers. Es kann also während der Versuche mit der im Datenblatt der Geräte spezifizierten Messunsicherheit gerechnet werden und eine genauere Kalibrierung ist nicht notwendig bzw. mit dem vorhandenen Referenzthermometer auch nicht möglich.

C.1 Kalibrierung der Thermoelemente

Regeltemperatur	310,00 °C	610,00 °C	1015,00 °C
Referenzthermometer			
gemessene Temp.	302,54 °C	597,71 °C	996,55 °C
Typ N Nr.1			
gemessene Temp.	302,72 °C	597,71 °C	994,78 °C
absolute Abweichung	0,18 °C	0,00 °C	-1,77 °C
relative Abweichung	0,06 %	0,00 %	-0,18 %
Typ N Nr.2			
gemessene Temp.	302,50 °C	597,44 °C	994,43 °C
absolute Abweichung	-0,04 °C	-0,27 °C	-2,12 °C
relative Abweichung	-0,01 %	-0,04 %	-0,21 %

Tabelle C.1: Ergebnisse der Kalibrierung der Thermoelemente

C.2 Messwerte zu Aufheiztest ohne Isolierung

Heizleistung	min. Temperatur Heizdraht	max. Temperatur Heizdraht	min. Temperatur Innenwand	max. Temperatur Innenwand
15%	280°C	310°C	274°C	278°C
20%	340°C	378°C	320°C	316°C
50%	536°C	569°C	491°C	493°C
70%	601°C	635°C	560°C	565°C

Tabelle C.2: Gemessene Temperaturen in den Vorversuchen

D Berechnungsdaten

D.1 Emissivität Pyromark

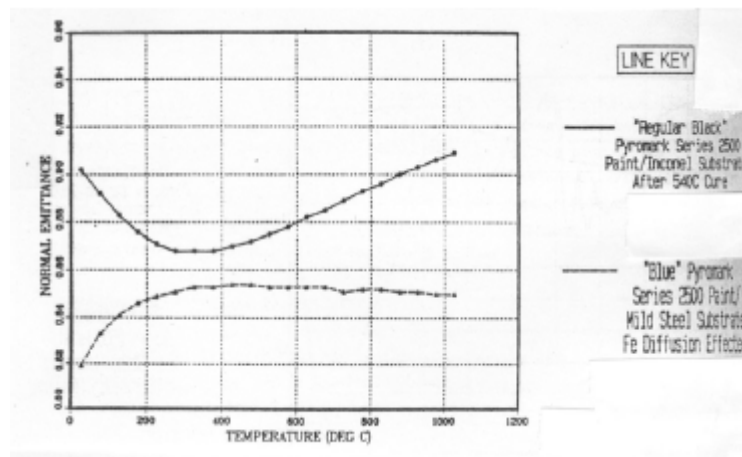


Abbildung D.1: Gemessene Werte der Emissivität für Pyromark 2500 aus [29]

Temperatur	abgelesene Werte der Emissivität
300	0,870
350	0,870
400	0,871
450	0,873
500	0,876
550	0,879
600	0,883
650	0,887
700	0,890
750	0,895
800	0,898

Tabelle D.1: Abgelesene Werte für die Emissivität aus dem Diagramm Abbildung D.1

D.2 Konstanten zur Berechnung der charakteristische Länge nach Paitoonsurikarn

i	a_i	b_i	Φ_i [rad]
1	4,08	5,41	-0,11
2	-1,17	7,17	-0,3
3	0,07	1,99	-0,08

Tabelle D.2: Konstanten zur Berechnung der charakteristischen Länge nach Paitoonsurikarn [36].

E Ablaufdiagramm der Filterung

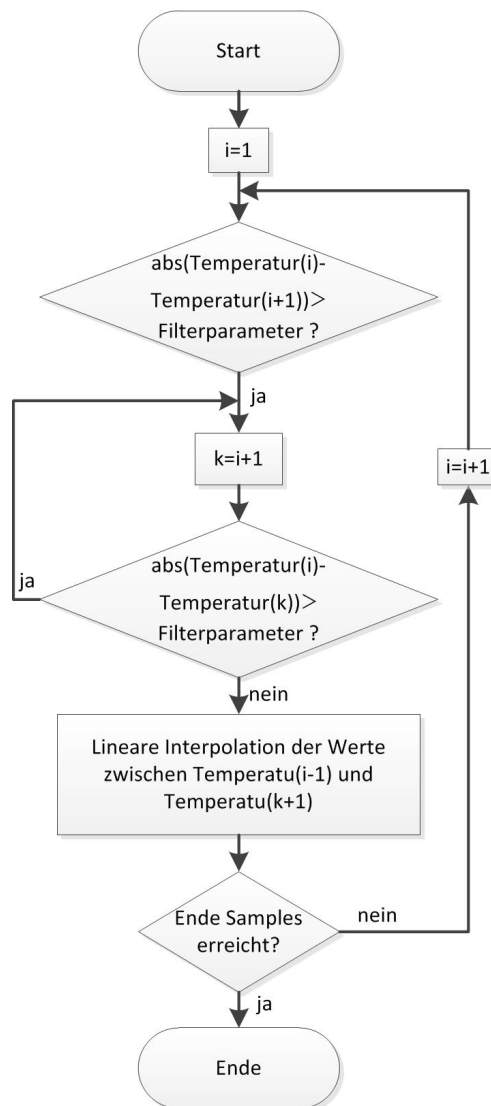
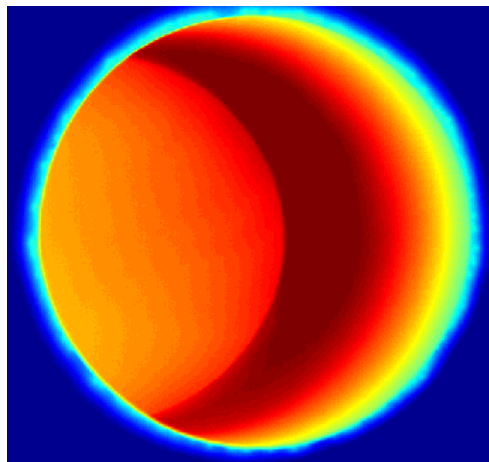
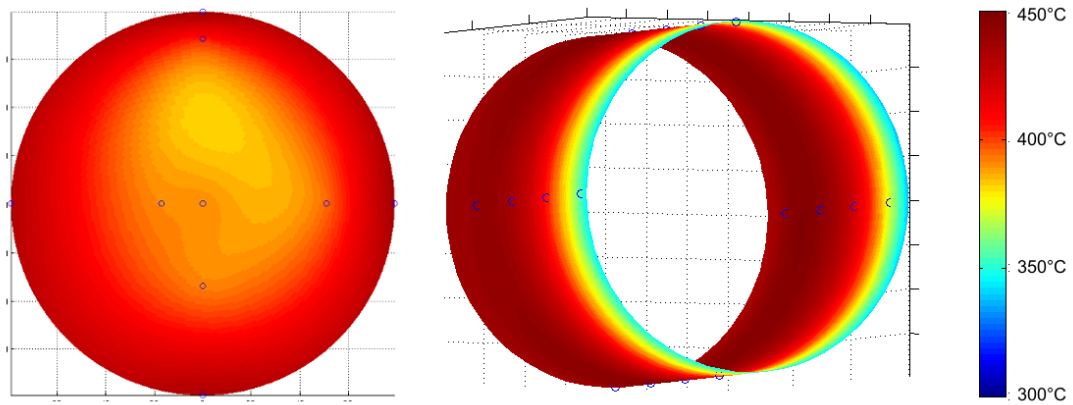


Abbildung E.1: Ablaufdiagramm des Filters zur Glättung der Ausreißer. Mit diesem werden die Samples einzeln abgetastet und bei unphysikalische Sprünge der nachfolgenden Samples die Ausreißer durch linear interpolierte Werte ersetzt.

F Vergleich Infrarotbild und interpolierter Temperaturverlauf



(a) Ansicht Infrarotkamera



(b) Interpolierter Temperaturverlauf über Rückwand und Mantelfläche mit eingezeichneten Messstellen

Abbildung F.1: Vergleich des Infrarot-Bilds mit den interpolierten Temperaturverläufen bei Versuch mit 700 W Heizleistung, Neigungswinkel 15° und einer Rotationsgeschwindigkeit von 120 U/min