



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Thomas Sandecki

Analyse der Übertragungsleistung eines neuartigen Wärmeübertragers bei Veränderung konstruktiver Maßnahmen

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and
Production Management*

Thomas Sandecki

**Analyse der Übertragungsleistung eines
neuartigen Wärmeübertragers bei Verän-
derung konstruktiver Maßnahmen**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau – Energie- und Anlagensysteme
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme
Solarthermie und Optik
Heidenhofstraße 2
79110 Freiburg

Erstprüfer: Professor Dr.-Ing. Achim Schmidt
Zweitprüfer: Dr.-Ing Thomas Flower

Abgabedatum: 14.10.2015

Name des Studierenden

Thomas Sandecki

Thema der Bachelorthesis

Analyse der Übertragungsleistung eines neuartigen Wärmeübertragers bei Veränderung konstruktiver Maßnahmen

Stichworte

Solarthermische Kraftwerke
Direktverdampfend
Latente Wärmespeicherung
Schneckenwärmeübertrager
Wärmerohr

Kurzzusammenfassung

Der Einsatz von regenerativen Energiequellen als Primärenergieträger in der Energieversorgung ist ein wichtiges Ziel in naher Zukunft. Ein großes Problem stellt dabei die planbare Energieversorgung von regenerativen Energiequellen dar. Um eine kontinuierliche Versorgungssicherheit, auch bei schwacher Energieerzeugung von erneuerbaren Energien zu ermöglichen, ist der Einsatz von Energiespeichern notwendig. Der Einsatz von thermischen Speichern ist bei der Bewältigung dieser Aufgabe notwendig, um Energie aus solarthermischen Kraftwerken bei einer Überproduktion speichern zu können. Thermische Speicher können Wärme zurzeit in sensibler, latenter oder thermochemischer Form speichern. Bei latenten Wärmespeichern ergibt sich der Vorteil von geringen Energieverlusten aufgrund der isothermen Speichermöglichkeit. Der Einsatz dieser Speichertechnologie eignet sich daher besonders bei direktverdampfenden Kraftwerken, wo ein zweiphasiges Arbeitsmedium zirkuliert und auch einen isothermen Phasenwechsel vollzieht. Jedoch weisen alle latenten Speichermedien eine schlechte Wärmeleitfähigkeit auf, was beim Entlade- und Beladevorgang nur mit großen Wärmeübertragerflächen ausgeglichen werden kann. Dies stellt eine Erhöhung der Kosten und damit eine unwirtschaftliche Betriebsführung dar, was den kommerziellen Einsatz verhindert. Um den Einsatz dieser Speichertechnologie voran zu treiben, wird am Fraunhofer ISE ein solcher Speicher entwickelt. Ein wichtiger technischer Schritt ist die Entkopplung der Wärmeübertragerflächen von der Speicherkapazität. Dies wird durch einen Schneckenwärmeübertrager erreicht. Das Speichermedium wird durch Schneckenwellen, während das Speichermedium einen Phasenwechsel vollzieht, in den Speichertank gefördert. Für den Einsatz der Schneckenwellen in einem direktverdampfenden Kraftwerk, und den damit verbundenen hohen Arbeitsdrücken, ist aufgrund von zu hoher Beanspruchung der Schneckenwellen nicht ohne einen großen Kostenanstieg machbar. Die Geometrie der Schneckenwellen wird daher in zwei Bereiche unterteilt, in einen Hochdruckraum mit 100 bar, in dem Wasser und Wasserdampf zirkuliert und einen Niederdruckraum, der nur das Flügelvolumen der Schneckenwelle beinhaltet. In dem Niederdruckraum muss die Wärmeübertragung von dem Hochdruckraum zum Speichermedium erfolgen. Im Rahmen dieser Arbeit soll die Wärmeübertragung des Niederdruckraums untersucht werden. Dazu wird ein Teststand unter dem Vorbild eines Wärmerohres aufgebaut und optimiert, um bei gegebenen Betriebsbedingungen Versuche durchzuführen. Die Durchführung der Versuche soll den Einfluss einer im Teststand enthaltenen Kapillarstruktur und einer unterschiedlichen Menge eines Arbeitsfluides auf den Wärmeübertragungsprozess untersuchen. Der konstruktive Aufbau sowie der Aufbau der elektrischen Komponenten werden in dieser Arbeit vorgestellt. Anschließend wird methodisch die Durchführung von Versuchen vorbereitet und erläutert. Am Schluss werden die erhaltenen Messergebnisse aufgearbeitet und interpretiert.

Name of Student

Thomas Sandecki

Title of the paper

Analysis of transmission capacity of a novel heat exchanger when changing constructive measures

Keywords

Solar thermal power plant

Direct vaporizing

Latent heat storage

Screw heat exchanger

Heatpipe

Abstract

The use of renewable energy sources as a primary energy source is an important objective in the near future. An inherent problem in this case is the predictable energy supply from renewable energy sources. Energy storage is necessary in order to allow a continuous supply even in low power generation from renewable energy sources. Thermal storage can be used to tackle this task and save energy from solar thermal power plants with an overproduction. Thermal storage can currently store sensible, latent and thermochemical heat. Latent heat storage systems are advantageous due to low energy losses associated with isothermal reactions. Therefore, the use of this storage technology is especially suitable for direct steam generation power plants, where a two-phase working medium circulates and performs an isothermal phase change. However, latent storage media have poor thermal conductivity, which can be compensated only with large heat transfer surfaces. This results in an increase in costs, and is therefore not economical, which hinders commercial use. In order to encourage the use of this type of storage, the technology is being developed at Fraunhofer ISE. An important technical step is the decoupling of the heat transfer surface from the storage capacity. This can be achieved by a screw heat exchanger. The storage medium is conveyed by an auger into the storage tank, while simultaneously undergoing a phase change. The use of the screw shafts in a direct steam generation solar energy power plant and the associated high working pressures are not possible without a large material cost increase due to high stresses experienced by the screw geometry. The screws are therefore divided into two areas: a high-pressure chamber, where water and steam circulate and a low-pressure chamber, which includes only the volume of the auger. In the low-pressure chamber, the heat transfer must take place from the high-pressure chamber to the storage medium. In this study, the heat transfer in the low-pressure chamber is investigated. A test stand is constructed based on the model of a heat pipe and is optimized to perform experiments at given operating conditions. The tests were designed to examine the influence of a capillary structure within the screws and different quantities of working fluid in the heat transfer process. The design and construction of the electrical components are presented in this work. The conduct of research is then methodically prepared and explained. Finally, the obtained measurement results are reviewed and interpreted.

Inhalt

Formelzeichen.....	6
Abkürzungen.....	10
Abbildungsverzeichnis.....	11
1 Einleitung.....	12
1.1 Ziel der Arbeit.....	13
2 Theoretische Grundlagen und Stand der Technik.....	14
2.1 Solarthermische Kraftwerke.....	14
2.1.1 Indirekt verdampfende Solarthermische Kraftwerke.....	15
2.1.2 Direktverdampfende Solarthermische Kraftwerke.....	15
2.2 Thermische Speicher.....	16
2.2.1 Sensibler Wärmespeicher.....	17
2.2.2 Latenter Wärmespeicher.....	17
2.2.3 Thermochemischer Speicher.....	19
2.3 Grundlagen der Wärmeübertragung.....	20
2.3.1 Wärmeleitung.....	20
2.3.2 Konvektion.....	21
2.3.3 Wärmestrahlung.....	22
2.3.4 Wärmedurchgang.....	22
2.4 Grundlagen des Wärmerohres.....	23
2.4.1 Aufbau und Funktion des Wärmerohr.....	23
2.4.2 Eigenschaften des Arbeitsfluides.....	25
2.4.3 Kapillarstrukturen.....	27
2.4.4 Leistungsgrenzen.....	28
2.5 Projekt SALSA und der Schneckenwärmeübertrager-Teststand.....	30
2.5.1 Schneckenwärmeübertrager.....	31
2.5.2 Aufbau Schneckenwärmeübertrager.....	31
2.5.3 Fördermechanismen des Schneckenwärmeübertragers.....	32
2.5.4 Das Hochdruckkonzept.....	32
3 Aufbau des Teststandes.....	34
3.1 Betriebsbedingungen.....	34
3.1.1 Übertragene Leistung im Wärmerohr.....	34
3.2 Grundlegender und konstruktiver Aufbau des Wärmerohrteststand.....	35
3.2.1 Konstruktiver Aufbau.....	35
3.2.2 Isolierung.....	36
3.2.3 Die Kapillarstruktur.....	39
3.3 Arbeitsfluid.....	40
3.3.1 Eigenschaften des gewählten Wärmeträgerfluides.....	41
3.4 Elektrische Komponenten.....	41
3.4.1 Temperaturmessung.....	42
3.4.2 Heizkreise.....	43
3.4.3 Anbringen der elektrischen Heizkreise und Temperatursensoren am Wärmerohr.....	44
3.4.4 Regelung der Heizkreise.....	45
3.4.5 Erfassung der eingebrachten Leistung.....	45
3.4.6 Messdatenerfassung und Steuerung.....	45
4 Versuchsdurchführung.....	48
4.1 Versuchsplanung.....	48
4.2 Versuchsvorbereitung.....	48
4.2.1 Reinigung der Kapillarstruktur im Ultraschallbad.....	49

4.2.2	Einbringen und Befestigen der Kapillarstruktur im Wärmerohr	50
4.2.3	Auskochen der Inertgase	51
4.3	Methode zur Bestimmung der übertragenen Wärmeleistung	51
4.4	Verfahren zum Erfassen der optimalen Menge an Arbeitsfluid	52
4.4.1	Berechnung der minimalen Menge an Arbeitsfluid	52
4.4.2	Befüllvorgang und Einstellen des Zweiphasengebietes	54
4.4.3	Berechnung der optimalen Menge an Arbeitsfluid	55
5	Auswertung der Ergebnisse	56
5.1	Messergebnisse mit erster Isolierung	56
5.2	Messergebnisse mit zweiter Isolierung	57
5.3	Bestimmung der optimalen Befüllmenge des Arbeitsfluides	58
6	Zusammenfassung	62
7	Ausblick	64
8	Literaturangaben	65
9	Anhang	67
9.1	Spezifikation und Kennzahlen von Diphyl	67
9.2	Berechnungen zum Wärmerohr	67

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

A	$[m^2]$	Fläche
c_p	$[J/(kgK)]$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
d	$[m]$	Drahtdurchmesser
g	$[m/s^2]$	Erdbeschleunigung
h	$[kg]$	Steighöhe
I	$[A]$	Stromstärke
K	$[m^2]$	Permeabilität
k	$[W/(m^2K)]$	Wärmedurchgangskoeffizient
l	$[m]$	Länge
L	$[m]$	Charakteristische Länge
m	$[kg/s]$	Masse
\dot{m}	$[kg]$	Massenstrom
m'	$[kg]$	Masse der flüssigen Phase
m''	$[kg]$	Masse der gasförmigen Phase
M	$[-]$	Merit-Zahl
Nu	$[-]$	Nusselt-Zahl
p	$[bar]$	Druck
P	$[W]$	Leistung
Q	$[J]$	Wärme
\dot{Q}	$[W]$	Wärmestrom
\dot{q}	$[W/m^2]$	Wärmestromdichte

Formelzeichen

r	$[m]$	Radius
R	$[K/W]$	Wärmewiderstand
s	$[m]$	Dicke
t	$[s]$	Zeit
T	$[K]$	Temperatur
T_g	$[K]$	Sättigungstemperatur
U	$[V]$	Spannung
V	$[V]$	Volumen

Griechische Buchstaben

α	$[W/(m^2K)]$	Wärmeübergangskoeffizienten
Δ	$[-]$	Differenz
Δh_v	$[J/kg]$	Verdampfungsenthalpie
ϵ	$[-]$	Emissionsgrad
ϵ	$[-]$	Porosität
η	$[Pa \cdot s]$	Dynamische Viskosität
φ	$[^\circ]$	Kontaktwinkel
λ	$[W/(m \cdot K)]$	Wärmeleitfähigkeit
ϑ	$[^\circ C]$	Temperatur
ϱ	$[kg/m^3]$	Dichte
ϱ'	$[kg]$	Dichte der flüssigen Phase
ϱ''	$[kg]$	Dichte der gasförmigen Phase
σ	$[N/m]$	Oberflächenspannung
σ	$[5,6696 \cdot 10^{-8} W$	Stefan-Boltzmann-Konstante

Formelzeichen

ϑ	[°C]	Temperatur
ϕ	[°]	Anstellwinkel

Indizes

1	Zustand 1,
2	Zustand 2
3	Zustand 3
4	Zustand 4
∞	Umgebung
<i>a</i>	Außen
<i>ab</i>	abgehend
<i>ad</i>	adiabat
<i>axial</i>	axial
<i>b</i>	Blase
<i>B</i>	Isolierung
<i>d</i>	Prozess
<i>D</i>	Außen auf Isolierung bezogen
<i>eff</i>	effektiv
<i>g</i>	Gasförmige Phase
<i>h</i>	hydraulisch
<i>i</i>	Innen
<i>k</i>	Kapillarstruktur
<i>KD</i>	Kondensator

Formelzeichen

<i>krit</i>	kritische
<i>l</i>	Flüssig Phase
<i>max</i>	maximal
<i>mess</i>	Messung
<i>min</i>	minimal
<i>o</i>	Innen auf Isolierung bezogen
<i>opt</i>	optimal
<i>ref</i>	Referenz
<i>s</i>	Innen
<i>s</i>	Strahlungskörper
<i>Speicher</i>	Speicher
<i>UT</i>	Umgebung
<i>verd</i>	Verdampfer
<i>VD</i>	Verdampfer
<i>w</i>	Wand
<i>W</i>	Wärmerohr
<i>WQ</i>	Wärmequelle
<i>WS</i>	Wärmesenke
<i>X</i>	unbekannt
<i>Z</i>	Zone

Abkürzungen

SWÜ	Schneckenwärmeübertrager
SBC	Single Board Computer
PWM	Pulsweitenmodulation
SSR	Solid-State-Relais

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1 – a) Reflektor für Linienkonzentration b) Reflektor für Punktkonzentration [3].....	14
Abbildung 2.2 - Indirektverdampfendes Kraftwerk [3]	15
Abbildung 2.3 - Direktverdampfendes Kraftwerk [5].....	16
Abbildung 2.4 – Sonnenenergie bei verschienden Uhrzeiten [3].....	16
Abbildung 2.5 – Temperaturverlauf in Abhängigkeit der gespeicherten Wärme [7]...	18
Abbildung 2.6 – Exergieverluste beim Entladen/Beladen	19
Abbildung 2.7 – Wärmeleitung durch einen Festkörper [9]	21
Abbildung 2.8 – Wärmedurchgang durch eine ebene Wand [9].....	22
Abbildung 2.9 – Wärmetransport der einzelnen Zonen in einem Wärmerohr mit	24
Abbildung 2.10 – Wärmebereiche und Fluidtransport des Wärmerohres [13]	24
Abbildung 2.11 – Kreisprozess innerhalb des Wärmerohres [13]	25
Abbildung 2.12 – Meritzahl M verschiedener Arbeitsfluide [15].....	26
Abbildung 2.13 – gleichartige Kapillarstrukturen [16].....	27
Abbildung 2.14 – zusammengesetzte Kapillarstrukturen [16]	28
Abbildung 2.15 – Leistungsgrenzen [15].....	28
Abbildung 2.16 – Latentwärmespeicher des DLR [17]	30
Abbildung 2.17 – Aufbau des Schneckenwärmeübertragers QUELLE RENE.....	31
Abbildung 2.18 – Fördermechanismen bei Entladen und Beladen QUELLE LAURIN.....	32
Abbildung 2.19 - a) Beladen des Speichers b) Entladen des Speichers	33
Abbildung 3.1 – Einteilung der Zonen.....	36
Abbildung 3.2 – Erste Version der Isolierung geschlossen und offen	38
Abbildung 3.3 – Wärmedämmkassette des Wärmerohres	39
Abbildung 3.4 – schematische Darstellung der Heizzonen	42
Abbildung 3.4 – Hülsen an denen die Begleitheizungen angebracht sind.....	43
Abbildung 3.5 – Signalplan des Wärmerohrteststandes	47
Abbildung 4.1 – Aufbau bei der Reinigung im Ultraschallbad	50
Abbildung 4.2 – Anordnung der Kapillarstrukturen (Drahtgitter).....	51
Abbildung 4.3 – Wärmeeinbringung der einzelnen Heizung im unbefülltem und befülltem Wärmerohr	52
Abbildung 4.4 – Evakuervorgang mit Schlenk-Line.....	54
Abbildung 5.1 – Diagramm der übertragenen Leistung mit erster Isolierung.....	57
Abbildung 5.2 – Diagramm über die eingebrachte Leistung der Heizungen mit zweiter Isolierung beim Referenzversuch	58
Abbildung 5.3 – Diagramm über die eingebrachte Leistung der Heizungen mit zweiter bearbeiteten Isolierung und unterschiedlicher Befüllmenge.....	59
Abbildung 5.4 – Diagramm zur Übertragenen Leistung mit unterschiedlichen Befüllmengen	59
Abbildung 5.5 – Funktion der übertragenen Wärmeleistung in Abhängigkeit der Befüllmenge	60

1 Einleitung

Der bevorstehenden Klimawandel und der größere Bedarf an Energie, bei immer knapper werdenden fossilen Energieträgern und steigendem Bevölkerungswachstum stellen eine große Herausforderung in der zukünftigen Energieversorgung dar. Es ist davon auszugehen, dass Mitte dieses Jahrhunderts die Weltbevölkerung auf ca. 9 Mrd. Menschen anwächst. [1] Dieser massive Anstieg der Weltbevölkerung ist besonders in Entwicklungsländern zu verzeichnen. Durch diesen großen Bevölkerungsanstieg steigen auch der Bedarf an Energie und damit auch der Verbrauch an Primärenergie. Doch die endlichen Ressourcen, wie fossilen Energieträger, stellen bei der Bewältigung dieser Herausforderung ein großes Problem dar.

Durch die gegebenen Umstände ist es unabdingbar, die Bereitstellung von Energie durch eine nachhaltige und effiziente Energieerzeugung zu ermöglichen. Hier haben erneuerbare und immer wiederkehrende Energieträger (Wind- und Sonnenenergie, Biomasse, Geothermie und Wasserkraft) wie sie in der Natur vorkommen einen großen Stellenwert. Ein Bestandteil unter den erneuerbaren Energien ist die Bereitstellung von Wärme durch das Umwandeln von solarer Strahlung in Solarthermischen Kraftwerken.

Mit Wärmeenergie kann ein Dampfprozess betrieben werden und damit zur Stromerzeugung beitragen. Wärme wird jedoch auch direkt genutzt, so wird im Haushaltsbereich ein Raum erwärmt oder in der Industrie wird für einen Prozess eine bestimmte Temperatur benötigt. Wärme stellt somit einen wichtigen Faktor im gesamten Energiebedarf dar. Der Wärmebedarf in Deutschland stellte im Jahre 2013 55,9% des gesamten Energiebedarfs. [2]

Für eine kontinuierliche Bereitstellung von Wärme, ist es notwendig Wärmeenergie zu speichern, um diese auch dann nutzen zu können, wenn keine Wärme mittels solarthermischen Kraftwerks erzeugt werden kann, wie es zum Beispiel in der Nacht oder an stark bewölkten Tagen der Fall ist. Für die Speicherung von Wärme ist die Einbindung eines thermischen Speichers notwendig. Als Speicher mit geringen Energieverlusten eignet sich ein Latent Wärmespeicher, wie er am Fraunhofer ISE im Projekt Salsa entwickelt wird.

Im Projekt wird ein thermischer Speicher entwickelt, der Anwendung in einem direktverdampfenden Solarthermischen Kraftwerk finden soll. Der Speicher besteht dabei aus einem Schneckenwärmeübertrager, welcher das Speichermedium in einen Speichertank fördern kann. Als Speichermedium wird eine Salzmischung verwendet. Bei direktverdampfenden Kraftwerken wird Wasserdampf bei 100 bar erzeugt. Die Schneckenwellen haben jedoch eine komplizierte Geometrie und können diesem Druck mechanisch nicht standhalten. Die Flügelgeometrie der Schnecken muss mit einem geringeren Druck beansprucht werden. Dazu wird das Flügelvolumen von dem gesamten Hohlvolumen der Schneckenwelle getrennt betrachtet. Dieses neue Volumen wird mit einem geringeren Druck beansprucht, muss jedoch gute Wärmeleitfähigkeiten aufweisen. Dazu wird ein zirkulierendes Wärmeträgermedium in das Niederdruckvolumen eingefüllt.

1.1 Ziel der Arbeit

Im Niederdruckraum muss ein Wärmeträgermedium zirkulieren. Dazu wird ein Teststand in Betrieb genommen, welcher unter gleichen Prozessbedingungen wie der Schneckenwärmeübertrager getestet werden kann. Für die Zirkulation muss eine Kapillarstruktur in den Niederdruckraum eingebunden werden. In dieser Arbeit wird das Verarbeiten und Vorbereiten der Kapillarstruktur vor dem ersten Betrieb untersucht. Die Auswahl des Wärmeträgermediums ist für den Prozessablauf sehr entscheidend und muss nach den Vorgaben des Prozessablaufes des Schneckenwärmeübertrages ausgewählt werden. Ein entscheidender Faktor bei dem Wärmeprozess ist die eingefüllte Menge des Arbeitsfluides. Durch Auswertung von Versuchen mit unterschiedlicher Befüllmenge wird die optimale Menge des Arbeitsfluides ermittelt.

2 Theoretische Grundlagen und Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die Grundlagen von solarthermischen Kraftwerken eingeführt, daraufhin werden die Möglichkeiten thermische Energie zu speichern beschrieben. Anschließend werden theoretische Grundlagen der Wärmeübertragung und der Stand der Technik bei Wärmerohren präsentiert. Zum Schluss dieses Kapitels wird ein vorhandener Teststand zur Speicherung von thermischer Energie vorgestellt. Hierbei spielen der Einsatz und die Optimierung eines Schneckenwärmeübertrages eine tragende Rolle.

2.1 Solarthermische Kraftwerke

In solarthermischen Kraftwerken wird direkt einfallende Solarstrahlung genutzt, um mit Hilfe von konzentrierenden Kollektoren einen thermodynamischen Kreisprozess zu betreiben. Konzentrierende Kollektoren bestehen aus der Sonne nachgeführten Spiegelsystemen, die die Solarstrahlung mit ihrer optisch ausgerichteten Spiegelfläche fokussieren können. Wie in Abbildung 2.1 zu erkennen, wird die Solarstrahlung bei existierenden Kraftwerken entweder auf einen Punkt oder entlang einer Linie fokussiert. Durch die eintreffende konzentrierte Solarstrahlung wird einem Wärmeträgermedium, welches durch einem im Fokus der Kollektoren installierten Absorber fließt, Wärme zugeführt. Wie in konventionellen Kraftwerken auch, kann in solarthermischen Kraftwerken die eingebrachte Wärme genutzt werden, um nach den Gesetzmäßigkeiten eines Rankine Prozesses, elektrischen Strom zu erzeugen. Neben der Unterscheidung der Kraftwerke an Hand ihrer konzentrierenden Kollektortypen, existiert eine weitere Einteilung durch die innerhalb des Wärmeübertragungsprozesses verwendeten Wärmeträgermedien und die dadurch bedingte Art der Verdampfung. Momentan kommen zwei grundlegend verschiedene Konzepte kommerziell zum Einsatz: Indirekte Verdampfung und *Direktverdampfung*. Beiden gemein ist die Zuführung der solar bereitgestellten Wärme an einen Wasser/-Dampfkreislauf, der zur Erzeugung von elektrischer Energie oder zum Betreiben eines thermischen Prozesses dient.

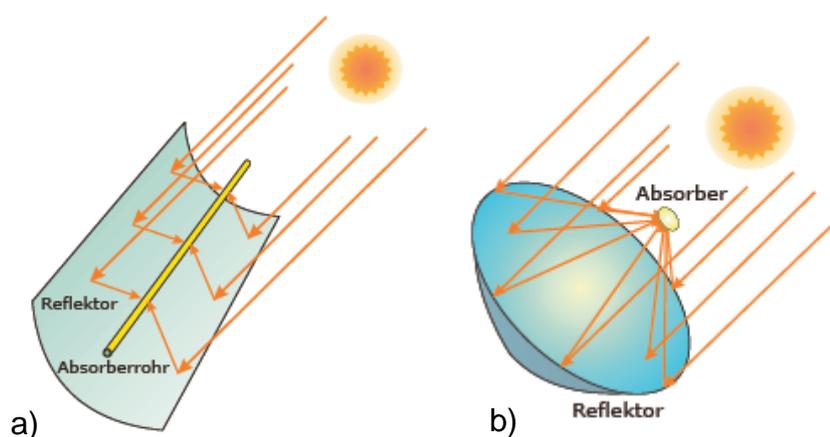


Abbildung 2.1 – a) Reflektor für Linienkonzentration b) Reflektor für Punktkonzentration [3]

2.1.1 Indirekt verdampfende Solarthermische Kraftwerke

In einem indirekt verdampfenden solarthermischen Kraftwerk zirkuliert das primäre Wärmeträgermedium in einem Zwischenfluidkreislauf durch die Absorber des Kollektorfeldes. Dort wird das Wärmeträgermedium sensibel erwärmt und zu einem Wärmetauscher gefördert, der zur Übertragung der Wärme von Primär- zu Sekundärkreislauf dient. Das Wärmeträgermedium kann Thermoöl sein und Temperaturen bis 400°C erreichen oder, in neueren Konzepten verwendet, Salzschnmelze, um höhere Prozesstemperaturen zu realisieren. Am Wärmetauscher gibt das Wärmeträgermedium seine Energie an einen Wasser-/Dampfkreislauf ab und verdampft das dort eintretende Wasser. Das Schema eines solchen Kraftwerkes ist in Abbildung 2.2 zu sehen.

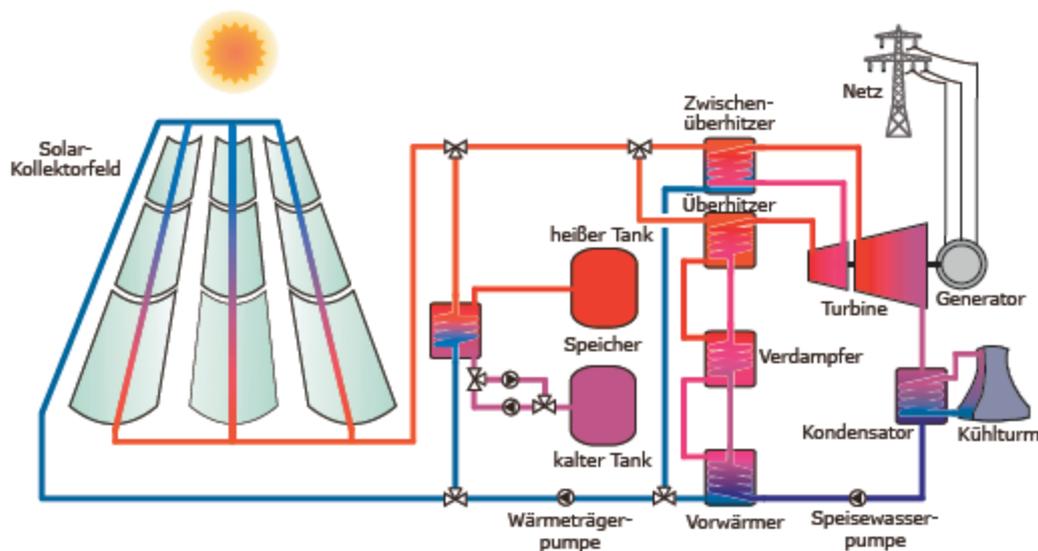


Abbildung 2.2 - Indirektverdampfendes Kraftwerk [3]

2.1.2 Direktverdampfende Solarthermische Kraftwerke

Bei diesem Kraftwerkstyp wird das Wasser im Kollektorfeld direkt verdampft. Durch das Weglassen des Thermoölkreislaufes werden die bei der Wärmeübertragung entstehende Wirkungsgradverluste sowie Kosten für Anschaffung und Instandhaltung eingespart. Zusätzlich kann die Prozesstemperatur weiter angehoben werden, da Wasser nicht auf eine Betriebstemperatur von 400°C begrenzt ist. Um eine Turbine direkt anzutreiben muss die Rohrleitung des Wasser/Dampfkreislaufes auf Drücke bis 100 bar und mehr ausgelegt werden, was zu einer hohen mechanischen Beanspruchung der Materialien und Komponenten führt. Durch die schwankende Sonneneinstrahlung stellt die Regelbarkeit und Einstellung stationärer Bedingungen des Prozesses eine große Herausforderung dar. Eine der ersten kommerziell direktverdampfenden Anlagen wurde in Thailand mit einer Leistung von 5 MW aufgebaut. Die Dampfparameter dieses Kraftwerkes liegen bei 30 bar bei einer Temperatur von 330°C. [4]

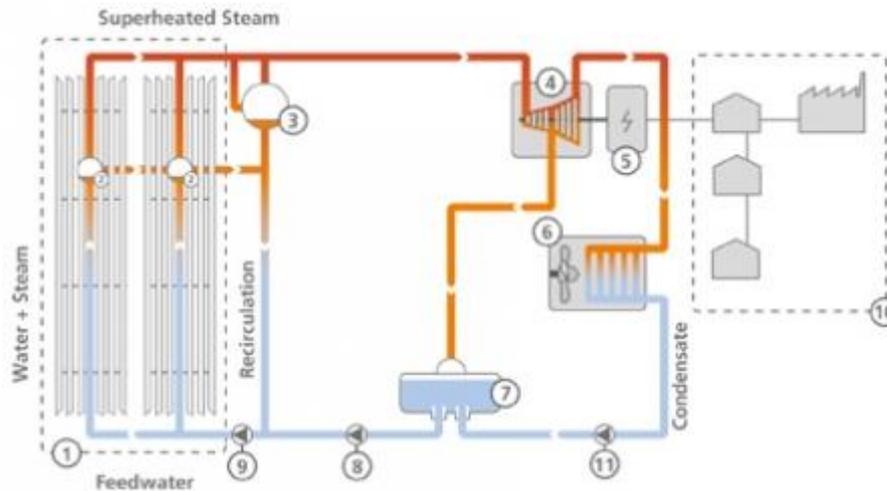


Abbildung 2.3 - Direktverdampfendes Kraftwerk [5]

2.2 Thermische Speicher

In Solarthermischen Kraftwerken wird tagsüber ein Überschuss an solar erzeugter Wärme bereitgestellt, was in Abbildung 2.4 zu sehen ist. Dort wird zwischen ca. 7 Uhr und 18 Uhr mehr Sonnenenergie bereitgestellt als vom Kreisprozess zum Betrieb der Turbine genutzt werden kann. Um diese zusätzliche Energie zu Zeitpunkten bereit zu stellen, in denen die Kollektoren für den Nennbetrieb der Turbine nicht ausreichend genug Wärme bereitstellen, ist der Einsatz von thermischen Speichern notwendig. Mit der überschüssigen Wärme wird ein Speicher tagsüber beladen und kann nachts oder bei schwacher Sonneneinstrahlung entladen werden und somit einen Beitrag dazu leisten die thermische Leistung des Kraftwerks konstant zu halten. Durch die dadurch realisierbare konstante Erzeugung von elektrischer Energie besteht Planungssicherheit in einem Kraftwerksverbund. [3]

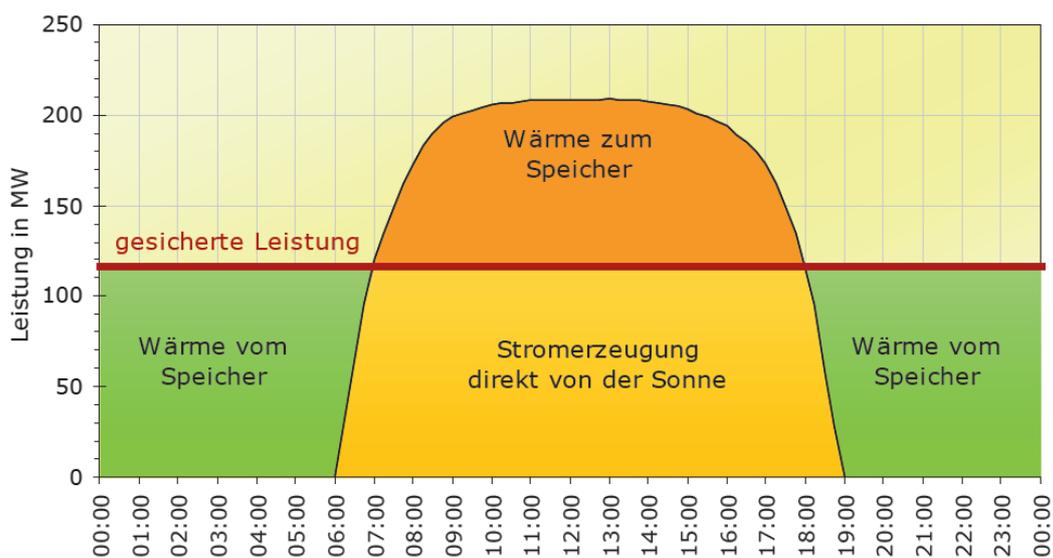


Abbildung 2.4 – Sonnenenergie bei verschiedenen Uhrzeiten [3]

Thermische Speicher lassen sich in der Art ihrer Energiespeicherung einteilen, so gibt es sensible Wärmespeicher, latente Wärmespeicher und thermochemische Speicher. Im Folgenden werden die einzelnen Unterarten der thermischen Speicher kurz vorgestellt.

2.2.1 Sensibler Wärmespeicher

Bei sensiblen Wärmespeichern wird thermische Energie in einem Stoff ohne Phasenübergang gespeichert. Dies wird durch Temperaturerhöhung des Speichermediums realisiert. Dabei wird thermische Energie in Form von molekularen Bewegungen gespeichert. Die spezifische Wärmekapazität ist eine Stoffeigenschaft und repräsentiert die Bewegung innerhalb der Moleküle. Eine weitere entscheidende Größe für die Speicherung ist die Masse des Speichermediums. Diese hängt vom Volumen des Tanks und der Dichte des Speichermediums ab. Die Grundgleichung 1 um die gespeicherte thermische Energie eines sensiblen Wärmespeichers zu berechnen ist im Folgenden angegeben:

$$Q_{\text{Speicher}} = V_{\text{Speicher}} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (1.)$$

Sensible Speichermedien werden nach dem Einsatzbereich ausgewählt. Bei Anwendungen bis 100 °C wird aufgrund seiner physikalischen und umweltfreundlichen Eigenschaften Wasser eingesetzt. Werden jedoch höhere Temperatur für einen Prozess benötigt, kann Wasser nicht mehr, oder nur unter hohen Drücken, verwendet werden. Daher wird in solarthermischen Kraftwerken, wo Temperaturen von bis zu 600 °C auftreten, ein anderes Speichermedium verwendet. Alternative Speichermedien stellen dabei Thermoöl oder Salzschnmelze dar. In dem solarthermischen Kraftwerk Andasol wird in einem Zweitanksystem flüssiges Salz für die Wärmespeicherung verwendet. Die „kalte“ Salzschnmelze nimmt bei 290 °C solar bereitgestellte Wärme auf und erreicht im „heißen“ Speichertank eine Temperatur von 390 °C. Allein die Kapazität des thermischen Speichers reicht hier für einen Betrieb von acht Volllaststunden der Turbine. [6]

2.2.2 Latenter Wärmespeicher

Wenn zur Speicherung von Wärme der Phasenwechsel des Speichermediums genutzt wird, kommen latente Wärmespeicher zum Einsatz. Dabei ändert das Speichermedium seinen Aggregatzustand. Aufgrund der einfacheren Handhabung werden Speichermedien eingesetzt die einen Phasenwechsel von fest zu flüssig vollziehen. Hierbei ist die Verdampfungsenthalpie noch ausreichend groß und das Volumen ändert sich nicht so stark wie beim Phasenwechsel von fest zu gasförmig. Beim Belade- bzw. Entladevorgang des Wärmespeichers erfährt das Speichermedium eine kleine Temperaturänderung bis zum Punkt, an dem das Medium isotherm seine Phase wechselt. Die Temperatur ändert sich daher nur sehr gering. Hieraus ergibt sich die Möglichkeit Wärme bei geringen Temperaturdifferenzen zu übertragen. In Abbildung 2.5 wird graphisch der Vergleich zu einem sensiblen Wärmespeicher gezogen.

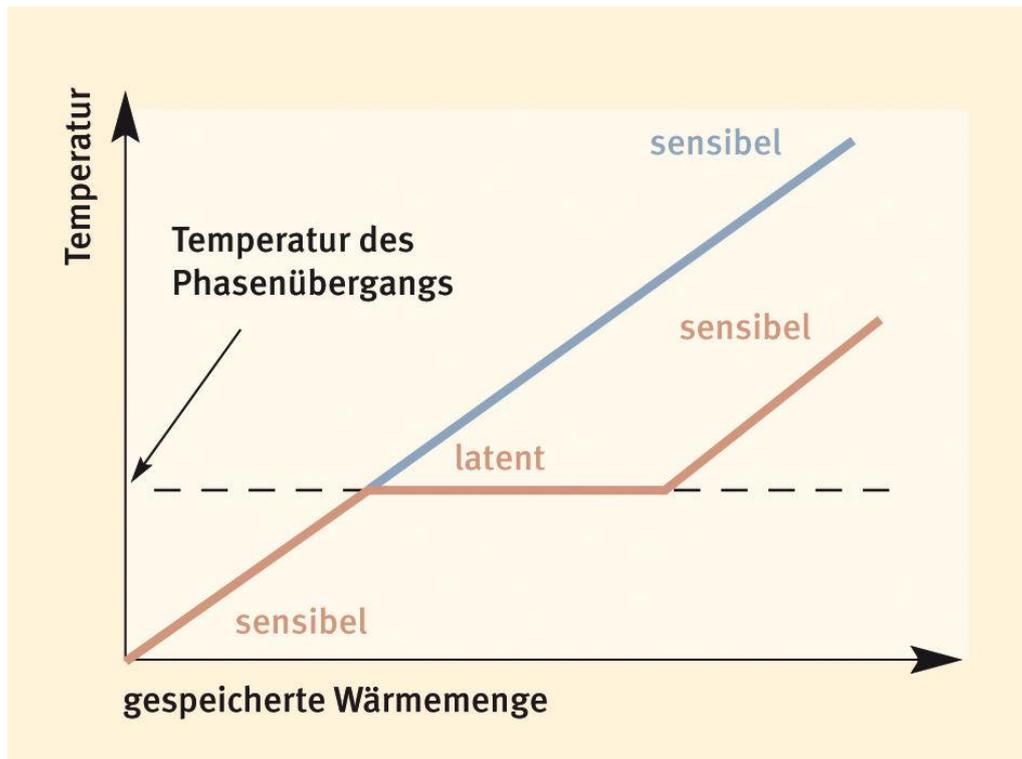


Abbildung 2.5 – Temperaturverlauf in Abhängigkeit der gespeicherten Wärme [7]

Die mögliche speicherbare thermische Energie eines Latentwärmespeichers setzt sich aus der Verdampfungsenthalpie des Speichermediums und der Temperaturerhöhung zusammen. Mit folgender Gleichung 2 werden latente und sensible Anteile der Wärme berücksichtigt.

$$Q_{\text{Speicher}} = m \cdot c_{p,1} \cdot \Delta T_1 + m \cdot \Delta h_v + m \cdot c_{p,2} \cdot \Delta T_2 \quad (2.)$$

Wird in einem Kraftwerk ein zweiphasiges Arbeitsmedium, wie zum Beispiel Wasser/Dampf, eingesetzt, bringt der Einsatz von Latentwärmespeichern eine Minimierung der Exergieverluste mit sich. Dieser Vorteil wird anhand des folgenden Beispiels erläutert:

Es handelt sich um ein direktverdampfendes solarthermisches Kraftwerk, in dem als Arbeitsmedium Wasser/Dampf bei einem Druck von 100 bar zirkuliert. Die Verdampfungstemperatur bei diesem Druck ist 311 °C. Um Wärme vom Arbeitsmedium zum Speichermedium zu übertragen, muss eine minimale Temperaturdifferenz bestehen. Diese minimale Temperaturdifferenz wird Pinch-Point genannt und gibt die Grenzen der möglichen übertragbaren Wärme an. Wird ein sensibler Wärmespeicher beladen, muss der Druck des Arbeitsmediums auf 40 bar gesenkt werden, was durch den Pinch-Point bedingt wird, um Wasserdampf zu erhalten. Wird hingegen ein latenter Wärmespeicher eingesetzt, entsteht nur ein geringer Druckverlust von 13 bar, da eine isotherme Wärmeübertragung erfolgt. Zur besseren Verständnis sind beide Speichertypen in Abbildung 2.6 gegenübergestellt.

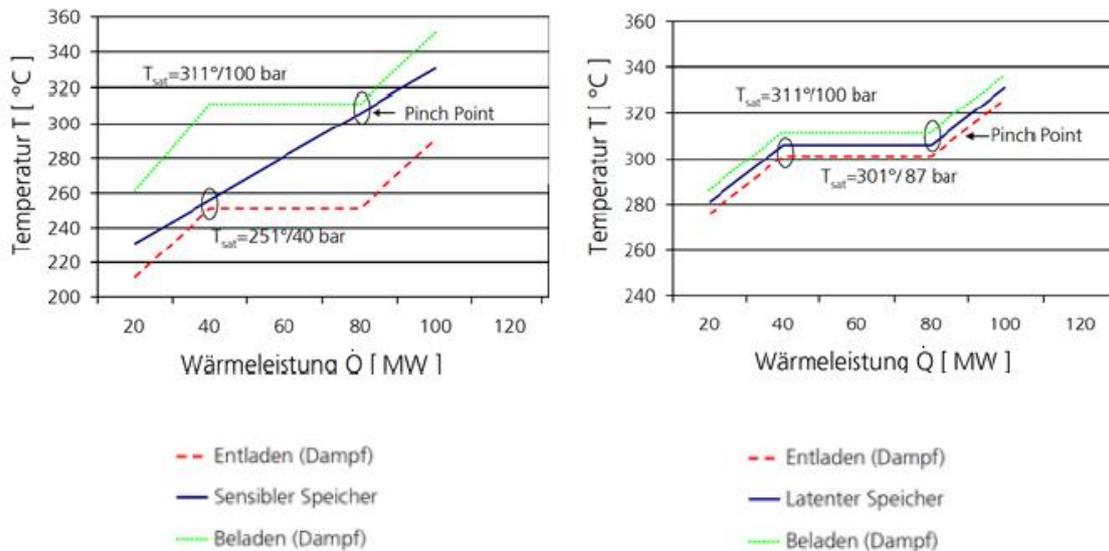


Abbildung 2.6 – Exergieverluste beim Entladen/Beladen

Latentwärmespeichermaterialien

Speichermedien, die in Latentwärmespeichern zum Einsatz kommen, vollziehen in einem bestimmten Temperaturbereich einen Phasenwechsel. Daher werden solche Speichermedien auch Phasenwechselmaterialien (Phase Change Materials, kurz PCM) genannt. Ein PCM muss in seinem Einsatzbereich folgenden Kriterien erfüllen:

- Geeignete Schmelztemperatur
- Hohe Verdampfungsenthalpie und spezifische Wärmekapazität
- Geringe Volumenänderung
- Chemische Stabilität
- Geringe Korrosivität gegenüber eingesetzten Werkstoffen
- Umweltverträglichkeit

In einigen Temperaturbereichen werden zurzeit kommerziell anorganische Salze als Speichermedium eingesetzt. Durch die Herstellung eines eutektischen Gemisches kann die Schmelztemperatur des Salzes für den angestrebten Temperaturbereich erreicht werden. Ein Nachteil beim Einsatz von Salzen ist die geringe Wärmeleitfähigkeit. So kann bei vordefinierter Temperaturdifferenz nur eine bestimmte Menge an Wärme übertragen werden. Dies kann durch eine Vergrößerung der Wärmeübertragerflächen kompensiert werden, was jedoch zu erhöhten Kosten führt.

2.2.3 Thermochemischer Speicher

Bei dem Einsatz von sensiblen und latenten Wärmespeichern ist eine gute Dämmung notwendig, um Wärmeverluste zu minimieren, besonders bei einer längerfristigen Speicherung von Wärme. Die Speicherung von Wärme in thermochemischen Speicher erfolgt durch eine reversible chemische Reaktion. In einem Sorptionsmaterial wird das eingelagerte Wasser entzogen und damit der Speicher beladen. Das umgekehrte Verfahren, das Anreichern von Wassern entlädt den Speicher. [8]

2.3 Grundlagen der Wärmeübertragung

In diesem Kapitel wird der Energietransport aufgrund einer Temperaturdifferenz zwischen zwei Systemen erläutert. Bei dem Vorgang wird die Energieform Wärme Q in Richtung abnehmender Temperatur transportiert. Die Wärmeübertragung kann dabei auf drei unterschiedliche Arten erfolgen: durch Wärmeleitung, Wärmestrahlung oder Konvektion. Diese drei Wärmetransportvorgänge werden genauer erläutert.

Eine wichtige Größe in der Wärmeübertragung ist der Wärmestrom \dot{Q} , welcher beschreibt, wie viel Wärme in einer bestimmten Zeit übertragen wird. Ist es zusätzlich entscheidend, die Geometrie des übertragenden Systems einzubeziehen, wird die Wärmestromdichte q verwendet.

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} \quad (3.)$$

$$q = \frac{d\dot{Q}}{dA} \quad (4.)$$

2.3.1 Wärmeleitung

Der Wärmetransport in einem ruhenden Stoff wird Wärmeleitung genannt und tritt bei vorhandenem Temperaturgradienten zwischen benachbarten Molekülen innerhalb eines Festkörpers auf. Die stofflichen Eigenschaften des Festkörpers beeinflussen den Wärmetransport entscheidend und werden in einer Größe: der Wärmeleitfähigkeit λ festgehalten. Nach dem Gesetz von Fourier ist die Wärmestromdichte für den eindimensionalen und stationären Fall wie in Gleichung 5 definiert.

$$q = -\lambda \cdot \frac{d\vartheta}{dx} \quad (5.)$$

Analog dazu kann die Wärmestromdichte mit Einbeziehen der Fläche nach folgender Gleichung 6 berechnet werden.

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot A \cdot \frac{d\vartheta}{dx} \quad (6.)$$

Mit den Gleichungen 6 (oben) kann die Wärmeleitung durch eine ebene Wand, wie in Abbildung 2.7. zu sehen ist, berechnet werden.

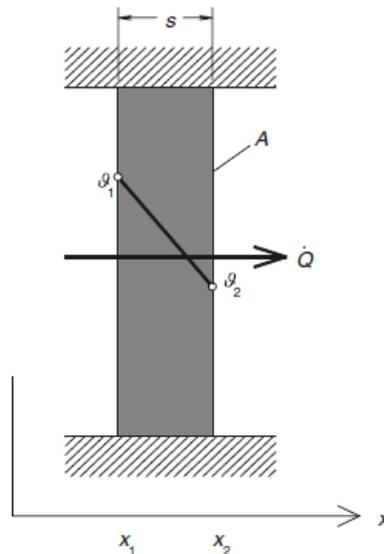


Abbildung 2.7 – Wärmeleitung durch einen Festkörper [9]

Ändert sich die Geometrie des ruhenden Körpers von einer ebenen Wand zu einem Hohlzylinder wie zum Beispiel einer Rohrwand, wird der Wärmestrom nach folgender Gleichung 7 berechnet.

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot l}{\ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (7.)$$

2.3.2 Konvektion

Der Wärmetransport zwischen einem strömendem Fluid und einer festen Wand wird als Konvektion bezeichnet. Durch das sich bewegende Fluid wird der Wärmeübergang in Wand nähe beeinflusst. Für die Berechnung des Wärmetransportes ist es daher nicht ausreichend Kenntnisse über die Stoffdaten des Fluides zu haben, sondern es ist auch notwendig, Parameter der Strömung zu kennen, wie zum Beispiel die Strömungsgeschwindigkeit und den Turbulenzgrad. Alle beeinflussenden Parameter für die Konvektion werden in dem Wärmeübergangskoeffizienten α zusammengefasst. Die Berechnung des Wärmestroms bei Konvektion ist mit Gleichung 8 möglich.

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (8.)$$

Ist der Wärmeübergangskoeffizient nicht bekannt, kann dieser mit der Nusselt-Zahl bestimmt werden. Die Nusselt-Zahl ist eine dimensionslose Kennzahl. Mit der Gleichung 9 kann anhand der Nusselt-Zahl, der Wärmeleitfähigkeit des Fluides und der charakteristischen Länge L der Wärmeübergangskoeffizient α berechnet werden. Die charakteristische Länge ist bei einem Rohr der Innendurchmesser des Rohres.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (9.)$$

2.3.3 Wärmestrahlung

Erfolgt die Übertragung von Wärme ohne einen stofflichen Träger, geschieht dies durch Wärmestrahlung. Jeder Körper mit einer vom absoluten Nullpunkt abweichenden Temperatur emittiert elektromagnetische Wellen. Mit der Gleichung 10 kann der Wärmestrom berechnet werden. Für die Berechnung ist es notwendig, den Emissionsgrad ϵ zu kennen. Dieser wird durch das Material und dessen Oberfläche bestimmt.

$$\dot{Q} = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (10.)$$

2.3.4 Wärmedurchgang

Die Wärmeübertragung durch mehrere Schichten unterschiedlichen Materials wird als Wärmedurchgang bezeichnet. Der einfachste Fall ist der Wärmedurchgang durch eine ebene Wand. An der ebenen Wand wird Wärme durch Konvektion übertragen. Durch die Wand hindurch findet Wärmeleitung statt. Beide Wärmetransportmechanismen werden kombiniert. Der Wärmestrom kann mit folgender Gleichung 11 berechnet werden.

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) \quad (11.)$$

Für die Berechnung des Wärmestroms ist es notwendig, den Wärmedurchgangskoeffizienten k zu kennen. Dieser setzt sich aus der Wärmeleitung λ , den Abmaßen des festen Körpers und den Wärmeübergangskoeffizienten α von beiden Seiten der ebenen Wand zusammen. Mit Gleichung 12 wird dieser Zusammenhang verdeutlicht.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (12.)$$

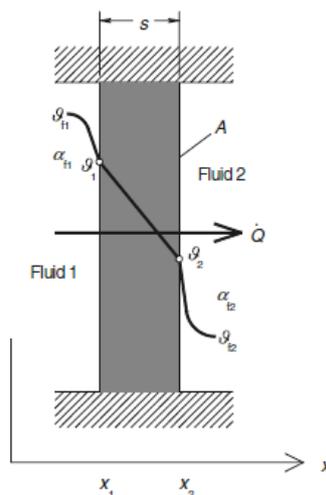


Abbildung 2.8 – Wärmedurchgang durch eine ebene Wand [9]

Der Wärmedurchgang bei einem Hohlzylinder mit mehreren Schichten wie es bei einer Rohrleitung mit Isolierung der Fall ist ergibt sich aus Gleichung 13.

$$Q = \frac{\pi(\vartheta_i - \vartheta_a)}{\frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{2\lambda_2} \ln\left(\frac{d_3}{d_2}\right) + \frac{1}{2\lambda_3} \ln\left(\frac{d_4}{d_3}\right) + \frac{1}{\alpha_a d_a}} \quad (13.)$$

2.4 Grundlagen des Wärmerohres

Das Wärmerohr stellt ein Wärmeübertrager mit hoher Wärmestromdichte bei gleichzeitig geringer Temperaturdifferenz dar. Im Wärmerohr ist ein Wärmeträgerfluid eingeschlossen, was in zweiphasiger Form vorkommt. Dadurch ist es möglich die Verdampfungsenthalpie des Wärmeträgerfluides zu nutzen. [10] Dabei wird in der Wärmequelle von außen Wärme eingebracht und das Fluid verdampft. Der expandierende Dampf wird durch Druckunterschiede zur Wärmesenke gefördert kondensiert dort aus und gibt seine Verdampfungsenthalpie an die Kondensationsfläche ab. Das flüssige Wärmeträgerfluid wird von der Kondensationsfläche durch Kapillarkräfte, entgegen der Schwerkraft, wieder zum Verdampfer gefördert. Der Wärmewiderstand, welche die ein- und ausgekoppelte Wärme innerhalb des Wärmerohres erfährt, ist im Vergleich zu einem festen Körper gleicher Geometrie wesentlich geringer. Die Wärmerohrtechnik findet in vielen Bereichen Anwendung. So resultiert die Entwicklung dieses Wärmeübertragers aus der Weltraumforschung. [11] Ein weiterer Anwendungsfall ist die Kühlung von elektrischen Komponenten, hierbei werden hauptsächlich Computerbauteile gekühlt. Aber auch in der solarthermischen Bereitstellung von Wärme, findet diese Technologie Anwendung, um beispielsweise Wärme auf einen Brauchwasserkreislauf mittels Vakuumröhrenkollektoren zu übertragen. Hierbei handelt es sich in der Regel aber um schwerkraftgetriebene Thermosiphons ohne Kapillarstruktur.

2.4.1 Aufbau und Funktion des Wärmerohr

Der einfachste Aufbau eines Wärmerohrs ist ein einfaches Rohr, das auf beiden Seiten verschlossen ist. An der Innenwand es Behälters ist eine Kapillarstruktur angebracht. In dem abgeschlossenen Behälter befindet sich ein Wärmeträgermedium im Nassdampfgebiet, es tritt also gleichzeitig in flüssiger so wie in dampfförmiger Phase auf. Das Wärmerohr wird in drei Zonen eingeteilt wie es in Abbildung 2.9 zu sehen ist. Die Zone in der Wärme eingebracht wird heißt Verdampferzone, die Zone in der die Wärme abgenommen wird ist die Kondensatorzone. Zwischen diesen beiden Bereichen kann es noch eine Transportzone geben. Diese Zone ist im Ideal ein adiabater Bereich und überträgt keine Wärme nach außen. Die einzelnen Bereiche sind in Abbildung 2.10 dargestellt.

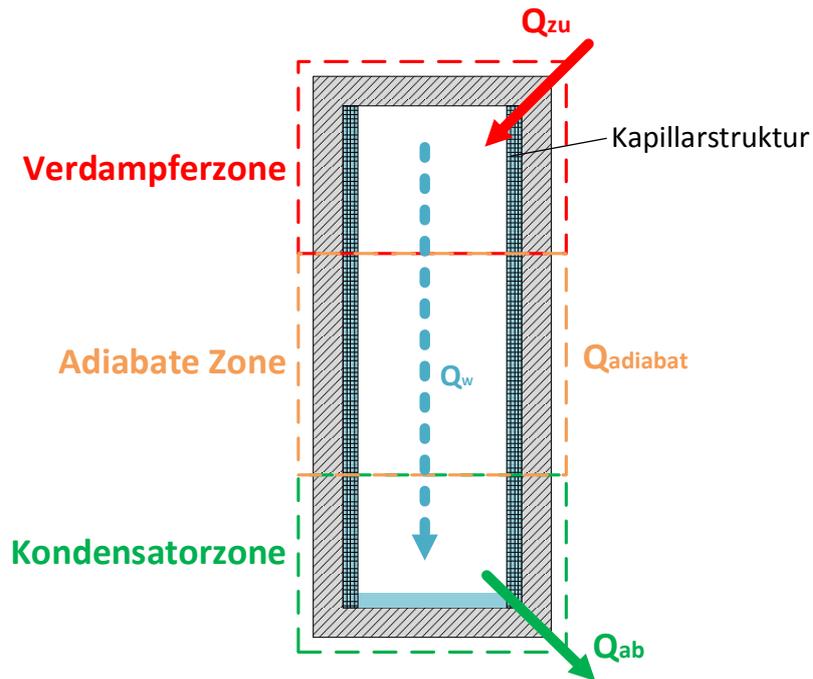


Abbildung 2.9 – Wärmetransport der einzelnen Zonen in einem Wärmerohr mit Kapillarstruktur [12]

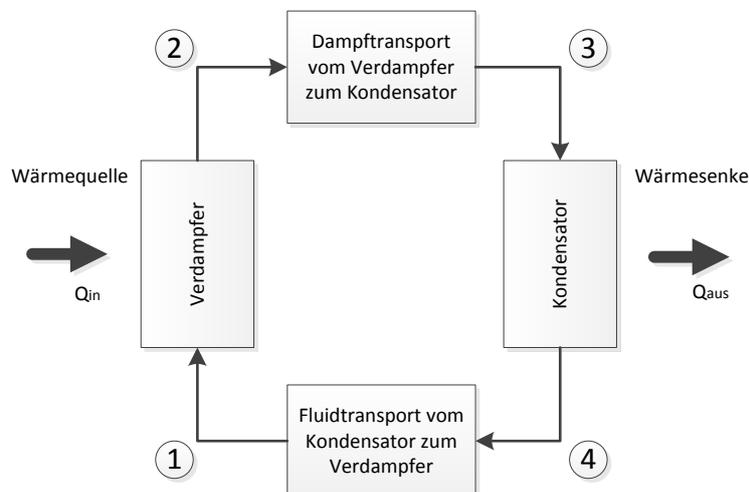


Abbildung 2.10 – Wärmebereiche und Fluidtransport des Wärmerohres [13]

Das Wärmeträgermedium im Wärmerohr durchläuft einen thermodynamischen Kreisprozess, wie er in Abbildung 2.11 zu sehen ist. Der Zustand des Fluids gelangt von Punkt eins in den Verdampfer, wo die Temperatur kurz ansteigt und dann an der Siedelinie in das Nassdampfgebiet gelangt. Im Nassdampfgebiet verdampft das Fluid isotherm bis zur Taulinie an Punkt zwei. Der Dampf wird entlang der Taulinie durch Druckunterschiede vom Verdampfer in den Kondensator (Punkt 3) befördert. Im Kondensator gibt das dampfförmige Fluid seine Verdampfungsenthalpie wieder ab und verflüssigt sich. Das flüssige Wärmeträgerfluid wird an Punkt 4 von der Kapillarstruktur aufgenommen und durch Kapillarkräfte in den Verdampfer (Punkt 1) gefördert.

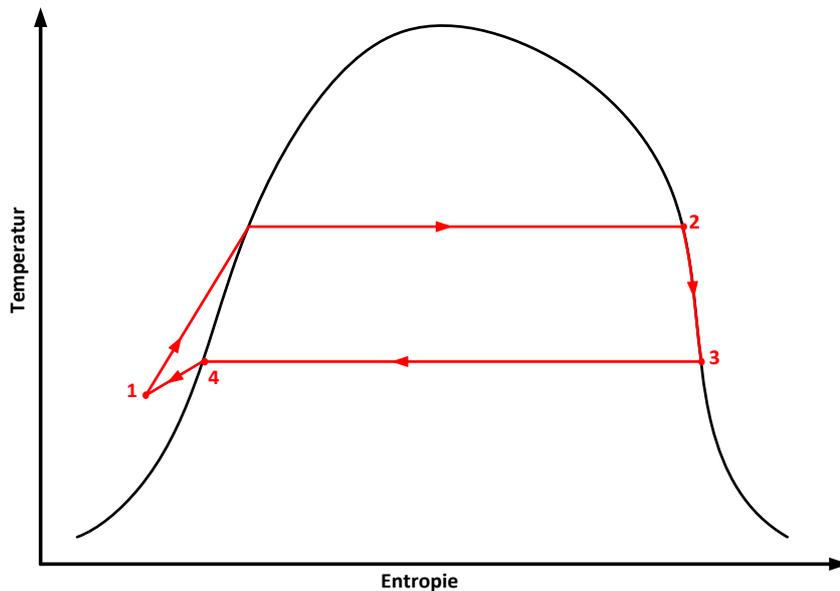


Abbildung 2.11 – Kreisprozess innerhalb des Wärmerohres [13]

2.4.2 Eigenschaften des Arbeitsfluides

Das Arbeitsfluid befindet sich in dem Wärmerohr und übernimmt den Transport der Wärme. Von entscheidender Bedeutung für den Wärmetransport sind die Eigenschaften des Arbeitsfluides. Eine hohe Verdampfungsenthalpie ermöglicht auch bei kleinen Strömungsgeschwindigkeiten einen großen Transport von Wärme. Ein geringes Temperaturgefälle in radialer Richtung wird durch eine hohe thermische Leitfähigkeit begünstigt, womit das Auftreten von Blasensieden an der Kapillarstruktur zur Wand deutlich minimiert werden kann. Eine niedrige Viskosität des Arbeitsfluides verringert den Strömungswiderstand. [14]

Das verwendete Arbeitsmedium muss die Kapillarstruktur und Wand gut benetzen können, was durch eine hohe Oberflächenspannung und einen kleinen Kontaktwinkel erreicht wird. Es dürfen keine chemischen Reaktionen zwischen Arbeitsmedium und Materialien der Wand bzw. der Kapillarstruktur auftreten.

In der folgenden Tabelle 1 sind Arbeitsmedien und deren Temperaturbereich zusammengefasst.

Wärmeträgerfluid	Schmelztemperatur (in °C bei 1 bar)	Verdampfungstemperatur (in °C bei 1 bar)	Arbeitstemperaturbereich (in °C)	
Aceton	-93,15	56,25	-0,15	119,85
Methanol	-98,05	64,65	9,85	129,85
Flutec PP2	-50,05	75,95	9,85	159,85
Ethanol	-114,45	78,35	-0,15	129,85
Heptan	-90,65	98,35	-0,15	149,85
Wasser	-0,05	99,95	29,85	199,85
Toluol	-95,05	110,55	49,85	199,85
Flutec PP9	-70,05	159,95	-0,15	224,85
Naphthalin	80,25	216,85	134,85	204,85
Dowtherm A/ Diphyl	11,95	253,85	149,85	394,85
Quecksilber	-38,95	356,95	249,85	649,85
Sulphur	112,75	444,65	256,85	673,85
Cäsium	28,45	669,85	449,85	899,85
Rubidium	39,55	686,05	526,85	1001,85
Kalium	63,25	758,85	499,85	999,85
Natrium	97,85	877,85	599,85	1199,85

Tabelle 1 - Wärmeträgermedium und Temperaturbereich

Mit der Merit-Zahl haben Reay und Kew einige Eigenschaften des Arbeitsfluides zusammengefasst, welche die Leistungsfähigkeit in einem bestimmten Temperaturbereich beschreiben. Dabei muss die Zahl in diesem Bereich einen hohen Wert annehmen. Mit folgender Gleichung 14 kann die Merit-Zahl berechnet werden: [15]

$$M = \frac{\sigma \cdot \Delta h_v}{\eta_l} \quad (14.)$$

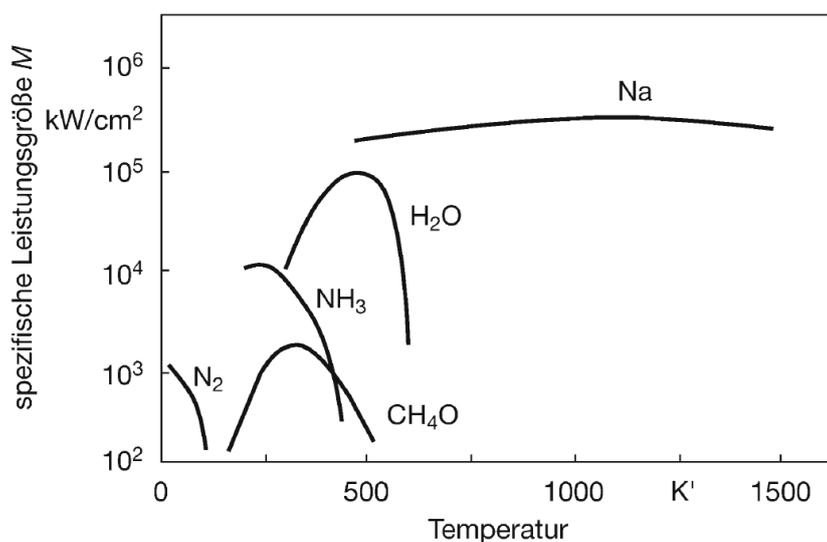


Abbildung 2.12 – Meritzahl M verschiedener Arbeitsfluide [15]

2.4.3 Kapillarstrukturen

Die Kapillarstruktur ist ein wichtiger Bestandteil im Fluidkreislauf des Wärmerohres und transportiert das Kondensat gegen die Schwerkraft zum Verdampfer zurück. Dafür sind poröse Strukturen erforderlich in denen sich ein Kapillardruck effektiv ausbilden kann. Bei kleinen Porenradien ist der Kapillardruck hoch und wirkt sich damit positiv auf den Fluidtransport aus, als gegenteiliger Effekt steigt der Strömungswiderstand bei kleinen Radien. Es ist daher notwendig, aus verschiedenen Arten von Kapillarstrukturen eine Optimale auszuwählen. Eine grobe Einteilung lässt sich in eine gleichartige und eine zusammengesetzte Kapillarstruktur machen. Gleichartige Kapillarstrukturen sind in der gesamten Struktur gleich aufgebaut, einfach auszulegen, zu produzieren und zu montieren. Bei zusammengesetzten Kapillarstrukturen besteht ein höherer Aufwand in der Konstruktion und Montage, jedoch kann die Kapillarstruktur auf die Betriebsbedingungen besser angepasst werden, was zu einer Leistungssteigerung des Wärmerohrs führt.

Drei wichtige Auslegungsparameter von Kapillarstrukturen werden im Folgenden kurz vorgestellt:

Porenradius

Mit dem Porenradius wird der Kapillardruck bestimmt. Ist der Radius klein bildet sich eine hoher Kapillardruck aus. Dies ist bei langen Wärmerohren, Wärmerohren bei denen sich die Verdampfer oberhalb des Kondensator befindet oder bei wenn eine große Leistungsdichte notwendig ist.

Wärmeleitfähigkeit

Entlang der Kapillarstruktur baut sich ein Temperaturgefälle auf, was durch die Wärmeleitfähigkeit des Materials der Kapillarstruktur bestimmt wird. Eine hohe Wärmeleitfähigkeit begünstigt eine gute Temperaturübertragung innerhalb der Struktur selbst.

Gleichartige Kapillarstrukturen werden aus einem Material gefertigt oder werden in einem Arbeitsschritt erstellt. Einen Überblick über mögliche Strukturen ist in Abbildung 2.13 zu sehen.

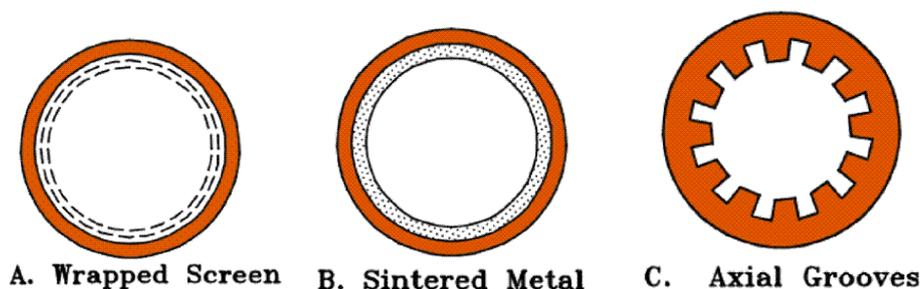


Abbildung 2.13 – gleichartige Kapillarstrukturen [16]

Für bessere Betriebsbedingungen werden zusammengesetzte Kapillarstrukturen verwendet. In Abbildung 2.14 sind diese zu sehen.

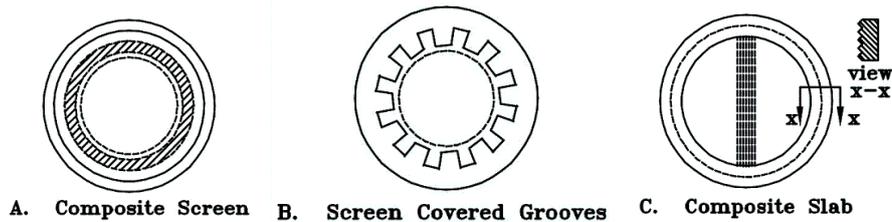


Abbildung 2.14 – zusammengesetzte Kapillarstrukturen [16]

Bei einer Fluidförderung gegen die Schwerkraft muss das Arbeitsfluid in einem angestrebten Betriebspunkt das Arbeitsfluid auf eine bestimmte Höhe fördern. Diese Steighöhe kann mit folgender Gleichung 15 berechnet werden und ist nur von den Stoffwerten des Arbeitsfluides im Arbeitspunkt und dem Porenradius der Kapillarstruktur abhängig.

$$h = \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos\varphi}{\rho \cdot g \cdot r_k} \quad (15.)$$

2.4.4 Leistungsgrenzen

Der Wärmetransport wird in dem Wärmerohr durch verschiedene Faktoren begrenzt, so ist der Temperaturbereich in dem das Wärmerohr eingesetzt werden kann durch die Schmelztemperatur und die kritische Temperatur des Wärmeträgerfluides eingeschränkt. Innerhalb dieses Temperaturbereiches wird der maximale Wärmestrom noch durch andere Einflüsse innerhalb des Wärmerohres bestimmt. In Abbildung 2.15 wird der maximale Wärmestrom in Abhängigkeit der Temperatur gezeigt.

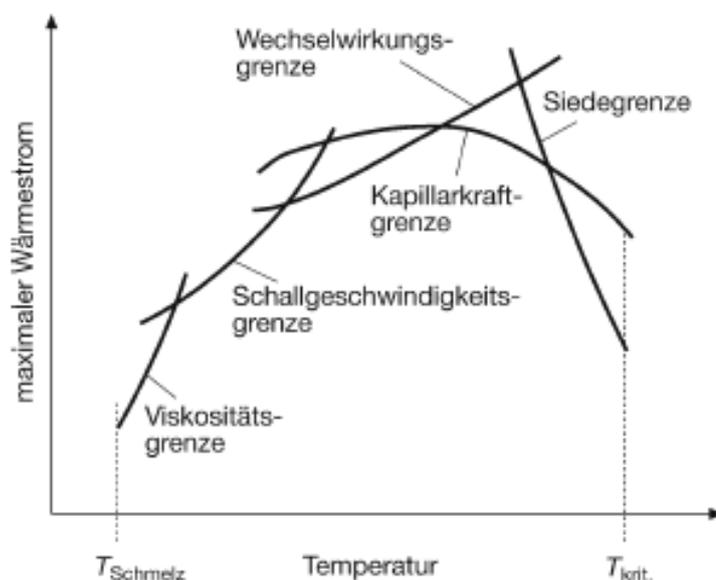


Abbildung 2.15 – Leistungsgrenzen [15]

Kapillarkraftgrenze

Die Zirkulation des Arbeitsfluides wird durch den in der Kapillarstruktur erzeugten Kapillardruck aufrechtgehalten. Dabei sind die Druckverluste in der Dampfphase und der Flüssigkeitsphase durch die Kapillardruckdifferenz zu kompensieren. Nach der Formel 16 muss die Druckdifferenz in den Kapillaren kleiner sein als die maximal mögliche Kapillardruckdifferenz:

$$\Delta p_{k,\max} \geq \Delta p_k = -(\Delta p_l + \Delta p_g) \quad (16.)$$

Die maximale Kapillardruckdifferenz lässt sich mit folgender Formel 17 berechnen:

$$\Delta p_{k,\max} = \frac{2\sigma}{r_{\text{eff}}} \quad (17.)$$

Viskositätsgrenze

Bei Betriebstemperaturen knapp über der Schmelztemperatur des Arbeitsfluides überwiegen viskose Kräfte die Strömung und vermindern den Fluss des Arbeitsfluides. Der Dampfdruck in dem Kondensator kann zu null werden.

Schallgeschwindigkeitsgrenze

Hochtemperaturwärmerohre mit metallischen Arbeitsfluiden neigen bei einer Absenkung der Kondensatortemperatur und damit gleichzeitig dem Verringern des Druckes, zur Steigerung der Leistung und der Strömungsgeschwindigkeit. Die Strömung kann am Ende des Verdampfers dabei Schallgeschwindigkeit erreichen, was ein limitierender Faktor darstellt.

Wechselwirkungsgrenze

An der Grenzfläche zwischen mit Flüssigkeit getränkter Kapillarstruktur und der Dampfströmung, können durch hohe Geschwindigkeiten der Dampfströmungen Flüssigkeitstropfen mitgerissen werden. Diese werden vor dem Erreichen des Verdampfers zum Kondensator zurücktransportiert. Es kann dadurch zum Austrocknen des Verdampfers führen, da zu wenig Flüssigkeit hin transportiert wird. Mit folgender Gleichung 18 kann der maximale Wärmestrom berechnet werden:

$$\dot{q}_{axial} = \Delta h_v \sqrt{\frac{\sigma \rho_g}{2r_{h,k}}} \quad (18.)$$

Siedegrenze

Steigt die radiale Wärmestromdichte im Verdampfer zu stark an, fängt das Arbeitsfluid in der Kapillarstruktur an zu sieden. Es entstehen Blasen, welche den Rücktransport des flüssigen Arbeitsfluides verhindern. Dies kann zum lokalen Austrocknen des Verdampfers, was den axialen Wärmestrom im Wärmerohr begrenzt. Die Blasenbildung wird bei einer kritischen Temperaturdifferenz von der inneren Wärmerohrwand hin zur Dampfraumtemperatur hervorgerufen. Nach folgender Gleichung 19 kann die kritische Temperaturdifferenz berechnet werden:

$$\Delta T_{\text{krit}} = T_w - T_g = \frac{2\sigma T_g}{\Delta h_v \rho_g} \left(\frac{1}{r_b} - \frac{1}{r_{\text{eff}}} \right) \quad (19.)$$

Der Radius R_b kann näherungsweise mit nachfolgender Gleichung 20 berechnet werden. [15]

$$R_b = \sqrt{\frac{2\sigma T_g \lambda_l}{\dot{q}_{\text{verd}} \Delta h_v \rho_g}} \quad (20.)$$

Durch die Siedegrenze wird die radiale Wärmestromdichte begrenzt. Die sich ergebende maximale Wärmestromdichte wird mit folgender Gleichung 21 berechnet:

$$\dot{q}_{\text{radial}} = \frac{\Delta T_{\text{krit}}}{A_{\text{verd}} R_{k,\text{verd}}} \quad (21.)$$

2.5 Projekt SALSA und der Schneckenwärmeübertrager-Teststand

Am Fraunhofer ISE wird im Rahmen des Forschungsprojektes SALSA die Einbindung eines thermischen Speichers bei direktverdampfenden Kraftwerken untersucht. Das Anstreben dieses Projektes ist es einen Speicher zu entwickeln, der unabhängig von der Sonneneinstrahlung ein Kraftwerk betreiben kann. Bei der Wahl des Speichersystems eignet sich ein Latentwärmespeicher, bei dem das Speichermedium einen Phasenwechsel vollzieht und die Beladung somit isotherm erfolgt.

Als Speichermedium dient ein Granulat das einen Phasenwechsel in dem gewünschten Temperaturbereich vollzieht. Hierbei wird ein Phasenwechselmaterial (PCM) bestehend aus Natrium- und Kaliumnitrat verwendet. Der Schmelzpunkt dieses PCM liegt bei 221 °C.



Abbildung 2.16 – Latentwärmespeicher des DLR [17]

In heutigen Speicherkonzepten wird der Wärmetauscher in den Speicher integriert, so sind Speicherkapazität und Übertragungsleistung direkt voneinander abhängig. In dem

neuen Speichersystem soll die Wärmeübertragerfläche von der Speicherkapazität entkoppelt werden, wodurch der Einsatz eines Schneckenwärmeübertragers (SWÜ) notwendig wird. Mit den Förderschnecken des SWÜ kann das Phasenwechselmaterial (PCM) in einen Tank gefördert werden. Der Tank ist dabei nicht mehr direkt vom Wärmetauscher abhängig. Beide Komponenten können daher getrennt voneinander ausgelegt werden.

2.5.1 Schneckenwärmeübertrager

Der Teststand für die Untersuchung des neuartigen Speicherkonzeptes besteht aus einem Schneckenwärmeübertrager und aus zwei Tanks, in dem einen Tank wird heiße Schmelze gespeichert und in dem anderen wird kaltes Granulat gelagert. Für das Einbringen an Energie wird ein Gasbrenner verwendet, der damit die Energiegewinnung des Solarfeldes repräsentiert. Der Gasbrenner erhitzt dabei ein Thermoöl was in erwärmten Zustand dann zum SWÜ gelangt.

2.5.2 Aufbau Schneckenwärmeübertrager

Der Schneckenwärmeübertrager besteht aus einem doppelwandigen Gehäuse. In dem Gehäuse befinden sich zwei hohle Förderschnecken. Der Trog und beide Schneckenwellen können mit einem Wärmeträger (Thermoöl) durchströmt werden. Die Schneckenwellen werden mit einem Motor angetrieben, der über ein Getriebe eine unterschiedliche Drehzahl an die jeweiligen Wellen überträgt. Beide Wellen sind so montiert, dass sie eng ineinander laufen. Am SWÜ befinden sich ein Einlass für kaltes Granulat, ein Auslass für erstarrende Schmelze und ein Einlass für heiße Schmelze. Der Aufbau des Schneckenwärmeübertragers ist in Abbildung 2.17 dargestellt.

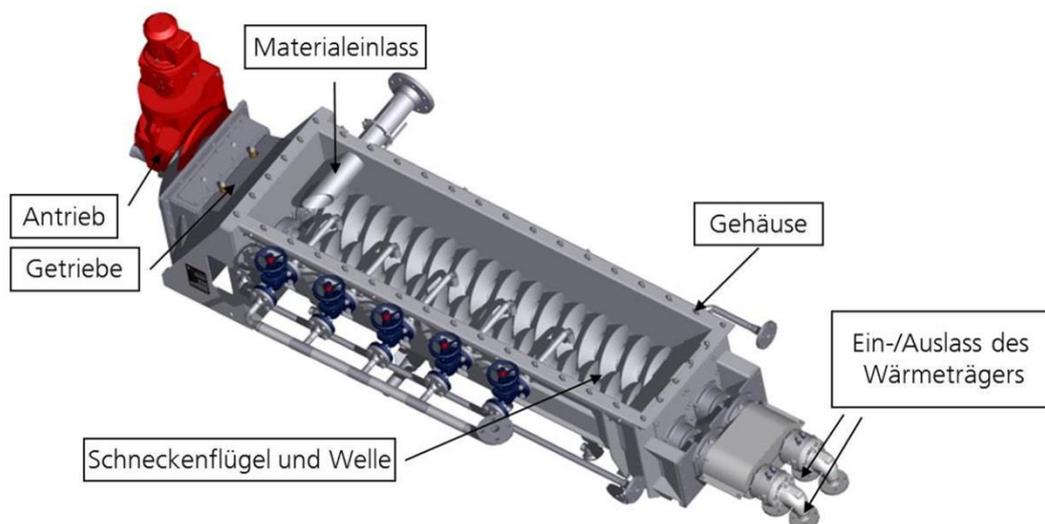


Abbildung 2.17 – Aufbau des Schneckenwärmeübertragers QUELLE RENE

2.5.3 Fördermechanismen des Schneckenwärmeübertragers

Der Transport des Speichermediums innerhalb des SWÜ erfolgt über die zwei Förderschnecken. Die Schnecken fördern erstarrende Salzschnmelze oder grobkörniges Granulat. Bei der Erstarrung setzt sich Schmelze an die Flügel der Förderschnecken ab. Durch die unterschiedliche Drehzahl und die in sich kämmende Anordnung der Wellen zueinander erfolgt eine Selbstreinigung. Die verfestigte Salzschnmelze wird dabei durch die Schnecken abgeschürft. Das abgeschürfte Granulat wird mit einem Konfektionierer zerkleinert und über eine Förderschnecke in den kalten Speicherbehälter transportiert. In Abbildung 2.18 werden die Fördermechanismen beim Entladen und Beladen schematisch gezeigt. Für die Funktion des SWÜ ist die Schneckengeometrie aufgrund der Förderfähigkeit und dem Selbstreinigungseffekt daher von entscheidender Bedeutung.

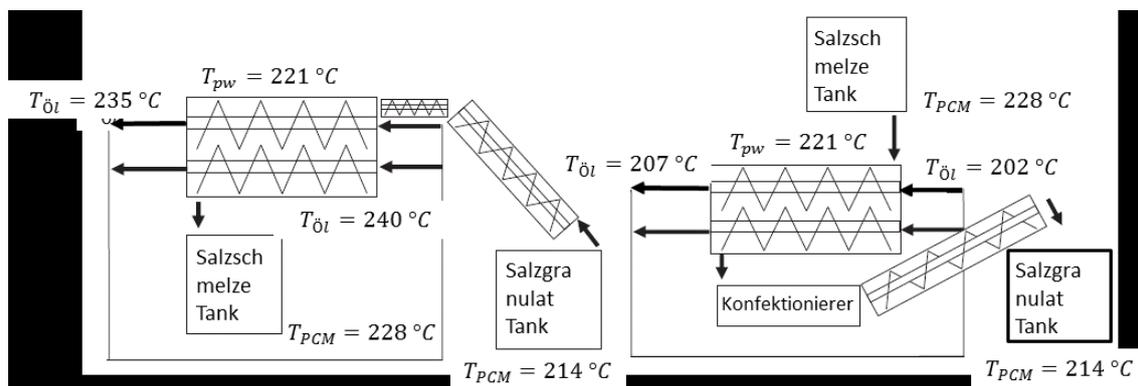


Abbildung 2.18 – Fördermechanismen bei Entladen und Beladen QUELLE LAURIN

2.5.4 Das Hochdruckkonzept

Der Schneckenwärmeübertrager soll Anwendung in direktverdampfenden Solarthermischen Kraftwerken finden. Dabei soll ein Druck von 100 bar innerhalb der Hohl-schnecken angenommen werden. Dieser Druck führt zu hoher mechanischer Beanspruchung, welche eine unwirtschaftliche Dimensionierung der Flügelwandstärke zur Folge hat. [18] Ein neues Konzept sieht die Trennung des Flügelvolumens von dem Volumen der Hohlwelle vor. Es werden zwei getrennte Druckräume geschaffen, die mit unterschiedlichem Drücken beansprucht werden können. In der Hohlwelle kann ein Wasserkreislauf mit 100 bar installiert werden. In diesem Kreislauf wird Wasser verdampft bzw. Dampf kondensiert zu Wasser.

In dem Flügelvolumen wird ein Niederdruckraum geschaffen, hierbei befindet sich ein sekundäres Medium im Flügelvolumen. Dieses Medium muss die Wärmeübertragungseigenschaften zwischen Hohlwelle und äußerem Bereich begünstigen. Ein Querschnitt beider Volumina ist in Abbildung 2.19 zu sehen. Befindet sich der SWÜ im Beladezustand, gibt der Wasserdampf seine Energie an das Wärmeträgerfluid im Niederdruckraum ab. Dieses überträgt die Wärme nach außen zum Salzgranulat, das dann aufgeschmolzen wird. Im Entladezustand ist der Wärmefluss in die andere Richtung gerichtet. Das sekundäre Medium was ein Wärmeträgermedium ist verdampft und kondensiert bei beiden Vorgängen.

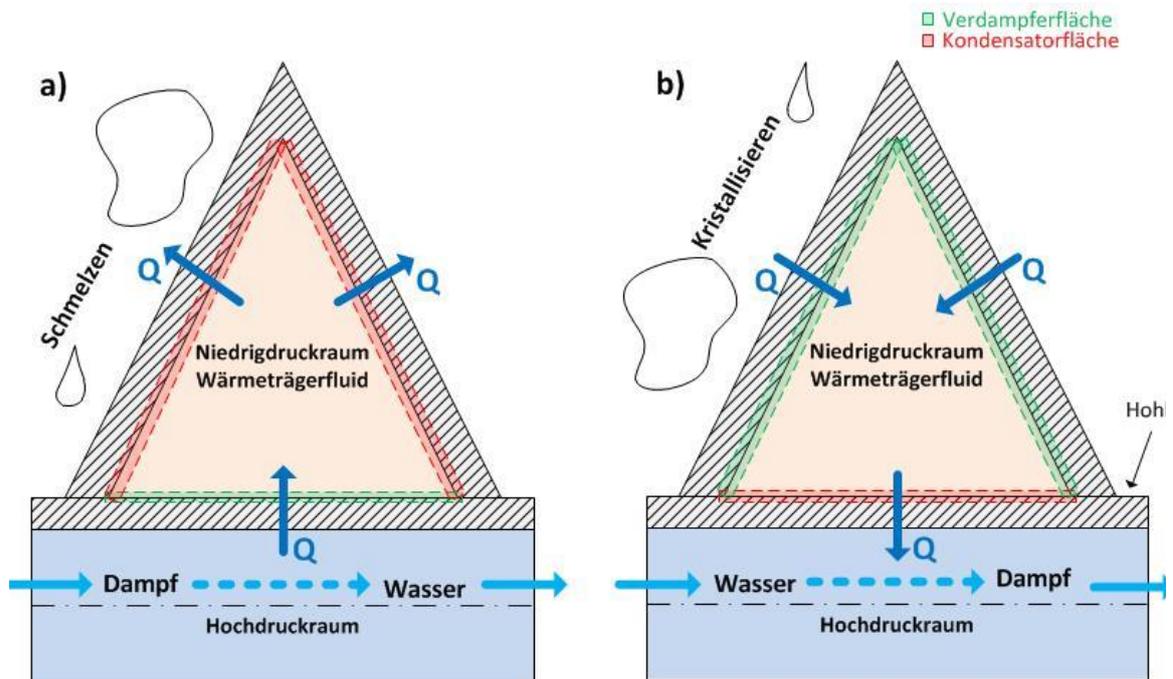


Abbildung 2.19 - a) Beladen des Speichers b) Entladen des Speichers

Während des Betriebes befinden sich die Schneckenwellen des SWÜs in Rotation. Das Wärmefördermedium, welches sich im Niederdruckraum befindet muss gegen die Schwerkraft gefördert werden. Dies ist notwendig, um eine Benetzung der gesamten Wärmeübertragungsfläche zu gewährleisten. Es ist daher unablässig, als benetzendes Element, eine Kapillarstruktur zu wählen. Um einen effektiven Wärmeübergang sicherzustellen, muss die Kapillarstruktur eng anliegend an die Innenwand des Flügelraums eingebracht werden.

3 Aufbau des Teststandes

Mit dem im Rahmen der vorliegenden Arbeit errichteten Teststand werden die Wärmeübertragungseigenschaften des Niederdruckraums in ersten Experimenten untersucht. Es soll eine geeignete Kapillarstruktur ermittelt werden und eine für den Betrieb geeignete Menge an Arbeitsfluid. Um diese Eigenschaften zu untersuchen, eignet sich zunächst ein Teststand, der nach dem Vorbild eines Wärmerohres konzipiert ist. Im Folgenden werden die notwendigen Schritte für den Aufbau des Teststandes beschrieben.

3.1 Betriebsbedingungen

Die Betriebsbedingungen des Wärmerohrteststandes leiten sich aus den Betriebsbedingungen des Schneckenwärmeübertragers her. Für den Versuch ist es notwendig, dass der Teststand folgende Randbedingungen mindestens erfüllt.

Betriebstemperatur	297 °C bis 307 °C
Steighöhe	100 mm
Druck	bis 2,97 bar
Fluidförderung	Kapillarstruktur

Die Betriebstemperatur ergibt sich aus dem Schmelzpunkt vom Phasenwechselmaterial. Als PCM wird Natriumnitrat verwendet, was eine Schmelztemperatur von 307 °C hat. Beim Entladezustand des Speichers muss der Niederdruckraum bei einem geforderten Pinch-Point von 10 °C im Kondensator Bereich eine Temperatur von 297 °C aufweisen.

Weitere Anforderungen ergeben sich bei der Gestaltung der einzelnen Komponenten gesondert und werden dann dort erwähnt.

3.1.1 Übertragene Leistung im Wärmerohr

Der übertragene Wärmestrom im Wärmerohr wird theoretisch nach Reay und Kew [14] mit Gleichung 22 ermittelt.

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{max} \cdot \Delta h_v \quad (22.)$$

Für die Berechnung werden die Verdampfungsenthalpie des Arbeitsfluides und der maximale Massenstrom benötigt. Der maximale Massenstrom, der über die Kapillarstruktur übertragen wird, kann mit Gleichung 23 berechnet werden.

$$\dot{m}_{max} = \frac{\rho_l K A_w}{\eta_l l_{eff}} \cdot \left(\frac{2 \cdot \sigma_l}{r_c} \cos\varphi - \rho_l g l_{eff} \sin\phi \right) \quad (23.)$$

In die Gleichung 23 fließen Stoffeigenschaften des Arbeitsfluides ein wie die Dichte, die dynamische Viskosität und die Oberflächenspannung. Zusätzlich werden noch Eigenschaften der Kapillarstruktur einbezogen. Die Permeabilität wird anhand Gleichung 24 [13] bestimmt.

$$K = \frac{d_k^2 \cdot \epsilon^3}{122 \cdot (1 - \epsilon^2)} \quad (24.)$$

Die effektive Wärmerohrlänge ist durch Gleichung 25 zu ermitteln.

$$l_{eff} = 0,5 \cdot l_{VD} + l_{ad} + 0,5 \cdot l_{KD} \quad (25.)$$

Der Anstellwinkel ϕ gibt die Positionierung des Wärmerohres an und ist positiv, wenn der Kondensator unter dem Verdampfer angebracht ist. Aus Vorgaben die sich durch die Wahl des Arbeitsfluides und der Feinheit der Kapillarstruktur ergeben, errechnet sich ein Wert von 37,5 W. Diese Leistung muss durch die Heizung am Kondensator mindestens eingebracht werden um bei der Messung einen übertragenen Wert zu erhalten.

3.2 Grundlegender und konstruktiver Aufbau des Wärmerohrteststand

Der Teststand wird nach den oben genannten Betriebsbedingungen und den Grundlagen aus Kapitel 2.3 konzipiert. Wie aus dem Grundlagenkapitel hervorgeht ist der einfachste Aufbau eines Wärmerohres ein fest verschlossener Hohlzylinder an dem eine Wärmequelle, Transportzone und eine Wärmesenke angebracht sind. An dem Querschnitt der Schneckenwellen, wie sie in Abbildung 2.19 dargestellt sind, ist das Fehlen einer Transportzone im Anwendungsfall festzustellen. Aus diesem Grund wird für den Wärmerohrteststand keine Transportzone vorgesehen. Durch Ergebnisse aus ersten Testversuchen ergab sich die Notwendigkeit, eine zusätzliche wärmeeinbringende Zone einzubauen. Diese Zone hat keine neue Funktion innerhalb des Wärmerohres, sondern dient lediglich als Unterstützung der Verdampferzone, um Wärmeverluste zu kompensieren und den Aufheizprozess zu beschleunigen. Im Weiteren wird diese Zone als Flansch-Zone bezeichnet. Eine Übersicht über die Aufteilung der einzelnen Zonen des Wärmerohres ist in Abbildung 3.1 im Kapitel über den konstruktiven Aufbau des Wärmerohres zu finden.

Für die Untersuchung unterschiedlicher Kapillarstrukturen und verschiedener Mengen eines Arbeitsfluides ergibt sich die Notwendigkeit, einen Öffnungsmechanismus in das Wärmerohr einzubauen. Dieser Mechanismus wird über die Verdampferzone angebracht und in dem Kapitel über den konstruktiven Aufbau genauer erläutert.

3.2.1 Konstruktiver Aufbau

Die Notwendigkeit eines Öffnungsmechanismus, um verschiedene Kapillarstrukturen und unterschiedliche Mengen an Arbeitsfluid zu untersuchen, erfordert eine modulare Bauweise des Teststandes. Der Wärmeübertragungsprozess im Wärmerohr findet in einem Wärmerohrcontainer statt. Dieser Container ist an einer Seite offen, um die Kapillarstruktur einbringen zu können. Der freie Querschnitt des Containers wird mit einem CF-Flansch, welcher in der Vakuumtechnik Anwendung findet, fest verschweißt. Zum Verschließen wird ein CF-VCR-Flanschadapter verwendet. Beide Flanschkhälften werden mit sechs Schrauben fest verbunden. Zum Abdichten befindet sich zwischen beiden Flanschkhälften ein Kupferdichtring. Um Prozessbedingungen einzustellen muss am Wärmerohr Vakuum gezogen werden. Dieser Vorgang wird in Kapitel 4.4 genauer erläutert. Zum Versiegeln wird ein Faltenbalgventil verwendet, welches an dem

CF-VCR-Flansch angebracht ist. Ein Datenblatt zum Faltenbalgventil ist im Anhang hinterlegt. Auf dem Faltenbalgventil ist ein Schlauchaufsatz angebracht, um das Wärmerohr an eine Vakuumpumpe anschließen zu können.

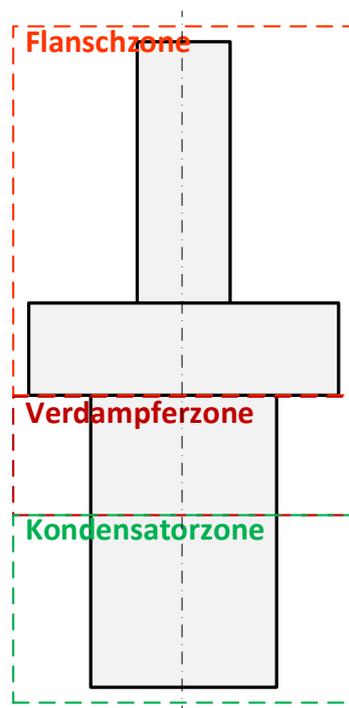


Abbildung 3.1 – Einteilung der Zonen

3.2.2 Isolierung

Über das gesamte Wärmerohr tritt eine inhomogene Wärmeabgabe an die Umgebung auf. Diese Wärmeverluste müssen durch eine geeignete Isolierung in bestimmten Bereichen gemindert werden, um die Durchführung von Versuchen unter Betriebsbedingungen zu ermöglichen.

Bei der Gestaltung der Isolierung sind Kenntnisse über die Geometrie des Wärmerohres erforderlich, um die Isolierung formgenau zu gestalten, so dass das Wärmerohr von dieser eng umschlossen und gehalten wird. Die Isolierung dient dabei als Halterung und ermöglicht eine senkrechte Positionierung des Wärmerohres während der Versuche.

Bei dem Konstruieren des Wärmerohres sind zusätzlich noch Kenntnisse über die Prozessbedingungen des Wärmerohres wichtig. Dabei muss beachtet werden, in welcher Zone welche Temperatur gehalten werden muss. Zur genaueren Analyse wird der Wärmeübertragungsprozess innerhalb des Wärmerohres genauer betrachtet. Der Prozessraum befindet sich ausschließlich im zylindrischen Teil des Wärmerohres. In diesem Bereich befinden sich am oberen Ende des Zylinders die Verdampferzone in der Wärme eingebracht wird und am unteren Ende die Kondensatorzone. Jede dieser Zonen hat unter Berücksichtigung der Prozessbedingungen eine bestimmte Temperatur, die gehalten werden muss. Aus diesen Vorgaben ergibt sich ein Aufbau mit unterschiedlicher Isolierungsdicke. In der Wärmequelle muss besser isoliert werden, um die eingebrachte Energie auch in das Wärmerohr zu leiten und keine hohen Wärmeverluste zu haben. In der energieabnehmenden Zone gibt das Wärmerohr seine Energie

wieder ab. In diesem Bereich ist eine Dämmschicht mit guten Isolierungseigenschaften für den Prozess nicht geeignet, da hier Wärme schnell abgeführt werden muss.

Unter diesen Voraussetzungen ergibt sich eine Isolierung mit folgenden Randbedingungen. Für den konstruktiven Teil müssen die Maße des Wärmerohres einbezogen werden.

Zwei Zonen	Temperatur	Länge	Funktion
Verdampfer Zone	307 °C	40 mm	Wärmequelle
Kondensator Zone	297 °C	60 mm	Wärmesenke

Aus diesen Anforderungen ergibt sich eine Dämmschicht im Bereich der wärmeeinbringenden Zonen. Als wärmeeinbringende Zone wird die Verdampferzone und die Flansch Zone gezählt. In der Kondensatorzone wird die Dämmsicht weggelassen. Die Dicke der Dämmsicht wird im ersten Schritt festgelegt und durch die Gleichung 26 für Rohrleitungen mit einlagigen Dämmschichten überprüft. [19] Die Formel 26 darf angewendet werden, da im Wärmerohr ein Fluid zirkuliert und dadurch der Wärmeübergangskoeffizient auf der Fluidseite so hoch wird, und bei den Wärmeverlusten keine ausschlaggebende Rolle mehr spielt. Außerdem ist die Geometrie des Wärmerohres geometrisch der einer Rohrleitung ähnlich.

$$\Phi = \frac{\vartheta_d - \vartheta_{UT}}{\frac{1}{2\pi\lambda_B} \cdot \ln\left(\frac{D_D}{D_O}\right) + \frac{1}{\pi\alpha_A D_D}} \quad (26.)$$

Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_A kann folgende Formel 27 angewandt werden.

$$\alpha_A = 1,25 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta\vartheta_O}{D_D}} \quad (27.)$$

Die dazugehörige Temperaturdifferenz wird mit der Formel 28 bestimmt.

$$\Delta\vartheta_O = |\vartheta_O - \vartheta_{UT}| \quad (28.)$$

Für die Bestimmung müssen zusätzliche Randbedingungen gesetzt werden. Die Ergebnisse und Berechnungen sind im Anhang zusammengefasst. Bei einer Dämmschichtdicke von 50 mm ergibt sich ein Wärmeverlust von 117,65 W/m. Werden die Wärmeverluste auf die Länge der wärmeeinbringenden Zone bezogen ergibt sich ein Wärmeverlust von 17,65 W.

Diese Wärmeverluste müssen durch die wärmeeinbringenden Komponenten ausgeglichen werden (Bei diesem Teststand sind es elektrische Begleitheizungen was in Kapitel 3.6 noch genauer erläutert wird.)

Die Isolierung muss nach diesen Vorgaben konzipiert und gebaut werden. Diese besteht dabei aus zwei Hälften in denen jeweils das halbe Negativ des Volumens des Wärmerohres als Freiraum eingespart wird. Hier kann das Wärmerohr hingelegt werden. Beim Aufstellen der Isolierung wird das Wärmerohr dadurch auch in senkrechter

Position gehalten. Die beiden Hälften sind mit Scharnieren befestigt und können einfach verschlossen werden. Für den nötigen Zusammenhalt bei verschlossener Isolierung werden Spannbänder verwendet. Als Dämmmaterial wird ein Dämmstoff verwendet, der temperaturbeständig bis zu 650 °C ist. Im unteren Bereich ist die Isolierung etwas länger als das Wärmerohr gefertigt, um Einflüsse durch Luftströme innerhalb des Labors auf das Wärmerohr zu vermeiden. In Abbildung 3.1 ist die Isolierung im offenen und geschlossenen Zustand zu sehen.



Abbildung 3.2 – Erste Version der Isolierung geschlossen und offen

Nach ersten Testversuchen fanden sich unstimmmige Messergebnisse wieder, welche in Kapitel 5 näher erläutert werden. Aufgrund dieser Messergebnisse wurde die Isolierung nochmals genauer betrachtet und überarbeitet. Das Faltenbalgventil und der Anschluss für die Vakuumkomponenten haben zu viel Wärme abgeführt und haben dadurch den Prozessablauf beeinträchtigt. Bei der Konstruktion der neuen Isolierung wird dieses Problem durch eine Verlängerung der gesamten Isolierung im oberen Bereich über den Anschluss der Vakuumkomponenten hinweg gelöst. Die Dämmschichtdicke wird dabei in allen Bereichen konstant gelassen. In der Kondensatorzone wird die Isolierschicht wieder komplett weggelassen. Auch mit dieser Isolierschicht entstanden neue Probleme bei den Auswertungen der Versuche. In der Kondensatorzone wurde trotz fehlender Dämmschicht zu wenig Wärme abgeführt. Der Prozess konnte nicht unter den konstanten und vorgegebenen Prozessbedingungen vollzogen werden. Die Isolierung musste konstruktiv verändert werden. Es wurden Löcher zur Wärmeabfuhr eingeschnitten und ein Ventilator zur aktiven Wärmeabfuhr angebracht. In Abbildung 3.3 ist die fertige Isolierung mit angebrachtem Ventilator zu sehen.



Abbildung 3.3 – Wärmedämmkassette des Wärmerohres

3.2.3 Die Kapillarstruktur

Bei der Auswahl der Kapillarstruktur müssen Grundlagen aus Kapitel 2.4.3 beachtet werden. Dabei ist das Fördern des Arbeitsfluides auf eine bestimmte Höhe eine wichtige Bedingung. Diese Höhe leitet sich aus dem geometrischen Aufbau der Schneckenwellen ab und beträgt 100 mm. Dies entspricht der Steighöhe in der unteren Gleichung 29, die nach dem Porenradius umgestellt wird und so der Porenradius ermittelt werden kann. Die anderen Parameter in der Gleichung 29 ergeben sich durch Stoffeigenschaften des Arbeitsfluides im Betriebspunkt.

Σ	11	mN/m
θ	20	$^{\circ}$
P	769	kg/m^3
G	9,81	m/s^2
H	100	mm
r_c	0,0274	mm

$$r_c = \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos\theta}{\rho \cdot g \cdot h} \quad (29.)$$

Um das Arbeitsfluid auf die erforderliche Steighöhe zu fördern muss die Kapillarstruktur einen Porenradius von höchstens 0,0274 mm aufweisen.

Die Kapillarstruktur wird in den Niederdruckraum der Schneckenwellen eingebracht und befestigt. Dabei ist aus fertigungstechnischer Sicht eine Lötverbindung oder eine Punktschweißverbindung auf Grund der komplizierten Geometrie der Schneckenwellenwände von Vorteil. Bei dem Anbringen der Kapillarstruktur durch eine Punktschweißung eignet sich ein Drahtgitter als Kapillarstruktur. Diese kann durch Schweißpunkte an den Wänden des Niederdruckraums befestigt werden. Die Drahtstruktur muss gegenüber dem Arbeitsfluid chemisch- und korrosionsbeständig sein. Bei der Auswahl des Materials für Drahtgewebe fällt die Wahl auf Edelstahl.

Nach diesen grundlegenden Anforderungen wird eine geeignete Kapillarstruktur ausgewählt. Drahtgewebe werden in der Industrie als Filter eingesetzt, so dass es ein breites Angebot an verschiedenen Gewebestrukturen aus verschiedenen Materialien gibt. Drahtgewebe werden nach verschiedenen geometrischen Größen eingeteilt. Eine wichtige Größe ist dabei die Maschenweite, welche den Abstand zwischen zwei benachbarten Drähten kennzeichnet. Anhand der Maschenweite wird ein Drahtgewebe ausgewählt, das den minimalen Porenradius einhält und den Kapillardruck aufbaut. Um den Kapillardruck besser aufzubauen werden mehrere Lagen des feinen Gewebes nebeneinander gelegt, so wird der Raum zwischen den Geweben auch als Kapillarraum genutzt. Für eine bessere Benetzung der Innenwand des Wärmerohres wurde ein gröberes Drahtgewebe ausgewählt mit einem größeren Porenradius. Für die Befestigung der Drahtgitter im Wärmerohrtest wird ein drittes Gitter verwendet. Hierbei handelt es sich um ein grobes Gitter mit großem Drahtdurchmesser mit elastischer Wirkung. Die genauere Befestigung der Kapillarstruktur wird in Kapitel 4.2.2 erläutert. Im Folgenden ist eine Auflistung der Drahtgewebe mit ihren Eigenschaften aufgelistet:

Anzahl Lagen	Porenradius	Drahtdurchmesser	Porosität	Funktion
1	0,1 mm	0,16 mm	0,660	Benetzung begünstigen
4	0,025 mm	0,025 mm	0,544	Kapillardruck aufbauen
1	0,24 mm	0,41 mm	0,766	Befestigung der andere Gewebe

3.3 Arbeitsfluid

Die Eigenschaften des Arbeitsfluides müssen den Anforderungen des SWÜ-Betriebs genügen und eine möglichst hohe Merit-Zahl aufweisen. Der Temperaturbereich in dem das Wärmeträgermedium eingesetzt wird, reicht von 297 °C bis 307 °C. Aus den Kenntnissen der Stoffdaten, die in Tabelle 1 zusammengefasst sind, eignen sich vier Stoffe für die Anwendung als Arbeitsfluid. Wegen seiner toxischen Eigenschaft wird Quecksilber als Arbeitsfluid ausgeschlossen. In dem betrachteten Temperaturbereich kommen organische Stoffe zum Einsatz. Diese Stoffe sind Gemische aus Diphenyl und Diphenyloxid. Ein synthetisch hergestellter Stoff mit diesen Eigenschaften ist Diphyl, was die Firma Lanxess unter diesem Markennamen anbietet.

Wärmeträgerfluid	Schmelztemperatur	Verdampfungstemperatur	Arbeitsbereich	
	°C bei 1 bar	°C bei 1 bar	°C	
-				
Dowtherm A/ Diphyl	11,95	253,85	149,85	394,85
Therminol VP-1	12	257	257	400
Quecksilber	-38,95	356,95	249,85	649,85
Sulphur	112,75	444,65	256,85	673,85

3.3.1 Eigenschaften des gewählten Wärmeträgerfluides

Diphyl ist ein eutektisches Gemisch mit einer Zusammensetzung von ca. 73,5 Gew.-Prozent Diphenyloxid und ca. 26,5 Gew.-Prozent Diphenyl. Es ist eine stark riechende, klare und gelblich gefärbte Flüssigkeit. Der Siedepunkt bei Umgebungsdruck (1,013 bar) liegt bei Diphyl bei 257 °C. Der Dampfdruck bei einer Temperatur von 307 °C liegt bei 2,68 bar, was für die Anforderung eines Niederdruckraums erfüllt ist. [20]

Eigenschaften	Wert	Einheit
Anteil Diphenyloxid (Gew.-Prozent)	72 – 75	%
Anteil Diphenyl (Gew.-Prozent)	25 – 28	%
Erstarrungspunkt	12,3	°C
Siedepunkt (1,013 bar)	257	°C
Flammpunkt	115	°C
Zündtemperatur	615	°C
Dichte (20 °C)	1061	kg/m ³
dynamische Viskosität (20 °C)	4,26	mPa·s
spezifische Wärmekapazität (20 °C)	1,557	kJ/kg·K
Wärmeleitfähigkeit (20 °C)	0,144	W/m·K
Verdampfungsenthalpie (20 °C)	365	kJ/kg
Oberflächenspannung (20 °C)	40	mN/m

3.4 Elektrische Komponenten

Für die Auswertung und Durchführung der Versuche ist es notwendig, fünf Größen zu messen. Es handelt sich dabei um die Temperaturen der drei Zonen des Wärmerohres und die aufgenommene Leistung der Zonen, die für den Prozess im Wärmerohr entscheidend sind. Die Leistung wird mit elektrischen Begleitheizungen in das Wärmerohr eingebracht. Ein Schema der Sensorik und der Heizkreise am Wärmerohr ist in Abbildung 3.4 gezeigt.

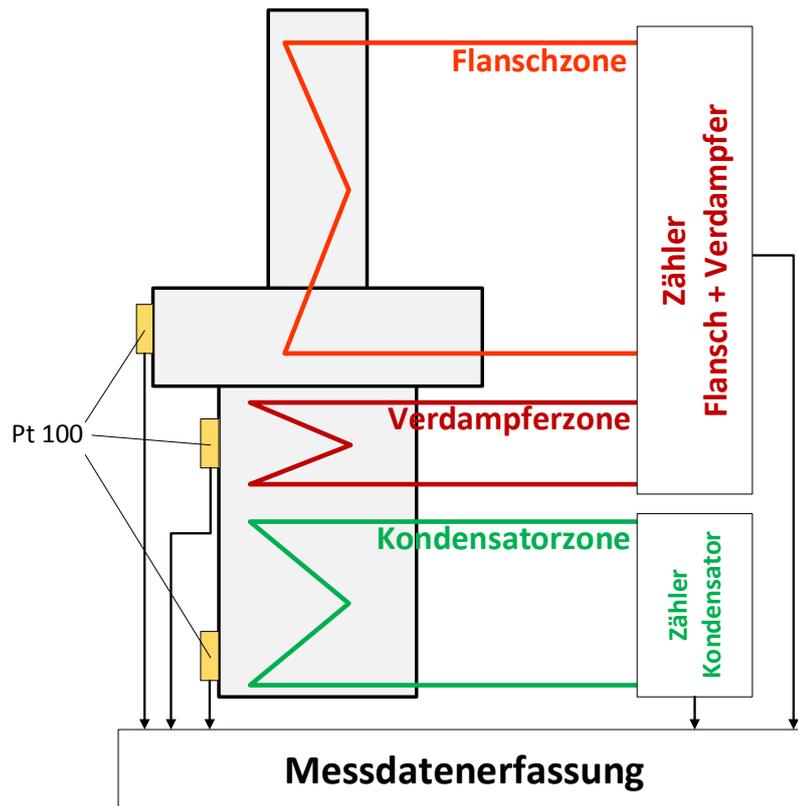


Abbildung 3.4 – schematische Darstellung der Heizzonen und der Temperaturmessung

3.4.1 Temperaturmessung

Die Temperaturen der drei Zonen werden mit Widerstandsthermometern ermittelt. Diese beruhen auf dem Effekt, dass sich der Widerstand des metallischen Leiters in Abhängigkeit der Temperatur verändert. Dabei hat sich der Einsatz von Platin als Sensormaterial durchgesetzt. Für den Wärmerohr Teststand werden drei Platin-Widerstandsthermometer verwendet. Der funktionale Zusammenhang des Widerstandes in Abhängigkeit der Temperatur eines Platin-Widerstandsthermometers ist in der DIN-EN-60751 zusammengefasst. Hierbei werden zwei Temperaturbereiche unterschieden, für die es jeweils eine Gleichung gibt, mit der man den temperaturabhängigen Widerstand bestimmen kann. Die Konstanten in den Gleichungen 30 und 31 sind in der Tabelle 2 angegeben.

-200 °C bis 0 °C	$R_t = R_0[1 + At + Bt^2 + C(t - 100\text{ °C})t^3]$	(30.)
0 °C bis +850 °C	$R_t = R_0(1 + At + Bt^2)$	(31.)
$A = +3,908 \cdot 10^{-3} \text{ °C}^{-1}$ $B = -5,775 \cdot 10^{-7} \text{ °C}^{-2}$ $C = -4,183 \cdot 10^{-12} \text{ °C}^{-4}$		

Tabelle 2 - Funktionaler Zusammenhang eines Platin-Widerstandsthermometers

Der Einsatz der Sensoren erfolgt im Temperaturbereich von 297 °C bis 307 °C, womit der Zusammenhang der Temperatur und dem Widerstand mit der unteren Gleichung aus der Tabelle 2 beschrieben wird. Bei 0 °C ergibt die Gleichung $31 R_t = R_0$ dabei ist $R_0 = 100 \Omega$. Die Genauigkeit der Temperatursensoren ist in Tabelle 3 angegeben.

Klasse	Gültigkeitsbereich °C		Grenzabweichung °C
	Drahtgewickelte Widerstände	Schichtwiderstände	
AA	-50 bis +250	0 bis +150	$\pm (0,1 + 0,0017 t)$
A	-100 bis +450	-30 bis +300	$\pm (0,15 + 0,002 t)$
B	-196 bis +600	-50 bis +500	$\pm (0,3 + 0,005 t)$
C	-196 bis +600	-50 bis +600	$\pm (0,6 + 0,01 t)$

^a |t| = Betrag der Temperatur in °C ohne Berücksichtigung des Vorzeichens.

Tabelle 3 - Genauigkeitsklassen von Widerstandsthermometern [21]

3.4.2 Heizkreise

Die notwendige Energie, um den Wärmerohr Teststand auf Betriebstemperaturen aufzuheizen und diese Temperaturen während dem Wärmeübertragungsprozess im Wärmerohr zu halten, wird durch elektrische Begleitheizungen realisiert. Im Teststand sind drei Begleitheizungen von der Firma Horst verbaut, so dass jede Zone durch eine eigene Heizung beheizt wird. Die angebrachten Heizungen am Wärmerohr sind in Abbildung 3.5 zu sehen.



Abbildung 3.5 – Hülsen an denen die Begleitheizungen angebracht sind

Eine elektrische Begleitheizung besteht aus einem hochohmigen und von Strom durchflossenen Leiter. Durch Anlegen einer Spannung wird im Leiter eine elektrische Leistung umgesetzt, die über die gesamte Länge als Wärme abgegeben wird. Durch diesen einfachen Aufbau sind elektrische Begleitheizungen besonders kostengünstig. Ein weiterer Vorteil ist die exakte Temperaturregelung der Heizung. Die Heizungen werden an Hand ihrer Leistung ausgewählt, diese ergibt sich aus den Wärmeverlusten des Teststandes und der Zeit die benötigt wird, bis der Teststand seine Betriebstemperaturen erreicht hat. Im Folgenden werden die einzelnen Berechnungsschritte erläutert.

Wärmeverluste

Die Wärmeverluste des Wärmerohres sind bei der Auslegung der Isolierung schon berechnet worden. Der dort errechnete Wert kann auch bei der Wahl der Heizung verwendet werden.

Anheizleistung

Mit der Anheizleistung wird die notwendige Leistung bestimmt, mit der eine bestimmte Masse auf Prozesstemperaturen in einer vorgegebener Zeit gebracht wird. Die Berechnung erfolgt dabei mit Gleichung 32, welche aus der Thermodynamik bekannt ist.

$$P = \frac{\sum(m \cdot c_p) \cdot (\vartheta_i - \vartheta_a)}{\Delta t} \quad (32.)$$

Um die Leistung zu bestimmen, ist es erforderlich die Massen zu kennen, die aufgeheizt werden müssen. Bei dem Wärmerohr handelt es sich dabei um den Container, den angeschweißten Flansch sowie das Ventil und den Schlauchaufsatz. Weitere konstruktive Elemente, wie die Schrauben zum Verschließen des Flansches und eine Hülse aus Aluminium, auf der die Heizungen montiert sind, müssen auch erwärmt werden. Das Arbeitsfluid innerhalb des Wärmerohres muss auf die Prozesstemperaturen erwärmt werden und zusätzlich muss noch so viel Energie aufgewendet werden, um einen Phasenwechsel beim Arbeitsfluid zu vollziehen. Die Kenntnis der Wärmekapazität jeder zu erwärmenden Masse ist erforderlich. Bei Stoffen die Aufheizevorganges ihre Phase wechseln ist zudem Kenntnis über die Phasenwechselenthalpie notwendig. Die Aufheizzeit wird vorgegeben. Die Materialwerte und die Massen, so wie alle dafür erforderlichen Berechnungen, sind im Anhang zu finden. Bei einer tolerierbaren Aufheizzeit von einer Stunde muss die Heizung eine Leistung von 0,039 W haben.

Bei der Auswahl der Heizung werden nun die Wärmeverluste und die Anheizleistung betrachtet. Der höhere Wert ist der ausschlaggebende bei der Auswahl der Heizung. Die Heizung wird aus einem Katalog ausgewählt und besitzt eine Leistung von 100 W.

3.4.3 Anbringen der elektrischen Heizkreise und Temperatursensoren am Wärmerohr

Die Begleitheizungen können nicht direkt auf dem Wärmerohr montiert werden, da es durch das Einsetzen einer neuen Kapillarstruktur und dem Befüllen einer anderen Menge an Arbeitsfluid notwendig ist, die Heizungen dann wieder abzumontieren, um den Flansch öffnen zu können. Um ein leichtes Entfernen der Begleitheizungen von dem Wärmerohr zu ermöglichen, ist es daher erforderlich, ein zusätzliches Element einzubinden, was zwischen Begleitheizung und Wärmerohr fungiert. Auf zwei Aluminiumhülsen werden die Heizungen gewickelt. Die Hülsen sind im Innendurchmesser als enge Passung gefertigt und werden jeweils auf den unteren zylindrischen Bereich und

den Flansch geschoben. Dadurch liegt die Hülse sehr eng am Wärmerohr an und der Wärmeübergang ist besser. Die Temperatursensoren werden in Nuten, welche an der Innenseite der Hülsen hineingehobelt sind, befestigt.

3.4.4 Regelung der Heizkreise

In der Regelungstechnik werden zeitlich veränderliche Prozesse so gesteuert, dass diese nach vordefinierten Parametern ablaufen. [22]

Der veränderliche Prozess bei dem Wärmerohrteststand ist die wechselhafte Zu- und Abfuhr von Wärme der jeweiligen Zone. Jede Zone soll unter Betriebsbedingungen eine bestimmte Temperatur konstant halten. Die zu regelnden Komponenten sind dabei die elektrischen Begleitheizungen. Diese geben Wärme an das Wärmerohr und erwärmen dieses in jeder Zone. Die Temperatur wird von drei Pt100 Temperatursensoren in jeder Zone einzeln erfasst und weiter an einen PID-Regler gegeben. Besteht eine Regelabweichung zu der vorgegebenen Solltemperatur, setzt der Regler als Sollgröße den Strom, der durch die elektrischen Begleitheizungen fließt. Um eine genauere Regelbarkeit zu ermöglichen wird ein PWM-Signal verwendet. So kann der Strom auf die Größe begrenzt werden, die notwendig ist, um eine vorgegebene Temperaturerhöhung durch die Heizungen zu ermöglichen. Das Signal wird mit der Pulsweitenmodulation so bearbeitet, dass dieses nicht über einen bestimmten Zeitraum konstant eingeschaltet ist, sondern in bestimmten Frequenzen ein und ausgeschaltet wird. Über den gesamten Zeitraum betrachtet, wird damit die Größe verringert. In dem Fall der Begleitheizung wird die eingebrachte Leistung der Heizung begrenzt. Das PWM-Signal kann sehr hohe Schaltzyklen aufweisen, was bei einem mechanisch zu schaltenden Relais schnell zu Versagen führen würde. Daher ist es notwendig, ein Solid-State-Relais als „Schalter“ zu nutzen. Dieses Halbleiterrelais simuliert durch physikalische Prinzipien den Schaltmechanismus von mechanischen Relais und ist für hohe Schaltfrequenzen geeignet. [23]

3.4.5 Erfassung der eingebrachten Leistung

Für die Auswertung der Versuche ist es erforderlich die eingebrachte Leistung der Heizungen zu erfassen. Die Leistung wird nicht direkt mit einem Sensor erfasst, sondern ein Zähler nimmt den durch die Heizungen fließenden Strom auf. An den Heizungen liegt die Netzspannung von 230 V an. Mit der Gleichung 33 kann die Leistung jeder Heizung berechnet werden.

$$P = U \cdot I \quad (33.)$$

Der Stromzähler wertet die Leistung zu bestimmten Zeitpunkten aus und gibt zusätzlich dazu die elektrische Arbeit an. Der Zähler unterliegt der DIN EN 50470-1,3 mit der Genauigkeitsklasse C. [24]

3.4.6 Messdatenerfassung und Steuerung

Die Messdatenerfassung wird mit einem Single Board Computer (SBC) durchgeführt. Hier werden alle Messdaten zusammengeführt und gespeichert. Für die Auswertung der Versuche werden fünf Größen gemessen und gespeichert. Jede Zone mit einer

Begleitheizung wird durch einen Temperatursensor überwacht. Die erfassten Temperaturen werden jeweils an einen PID-Regler weitergegeben, die per BUS mit einer zentralen Schnittstelle verbunden sind. Diese Schnittstelle gibt die Temperaturen der jeweiligen Zonen an den SBC weiter wo die Daten abgelegt werden. Für die Kondensatorzone und die Verdampferzone zusammen mit der Flanschzone ist jeweils eine Leistungsmessung installiert. Beide Leistungszähler sind per BUS zusammen mit dem SBC verbunden. Alle Messgrößen werden im fünf Sekundentakt aus dem SBC abgerufen und gespeichert. Die Steuerung der Heizkreise erfolgt per Computer, der die Sollwerte an die zentrale Schnittstelle der Regler weitergibt, von wo alle Sollwerte an die dafür vorgesehenen Zonen im BUS weitergegeben werden. In Abbildung 3.6 ist der Signalplan mit allen Steuerelementen und Messdatenerfassung zu sehen.

Aufbau des Teststandes

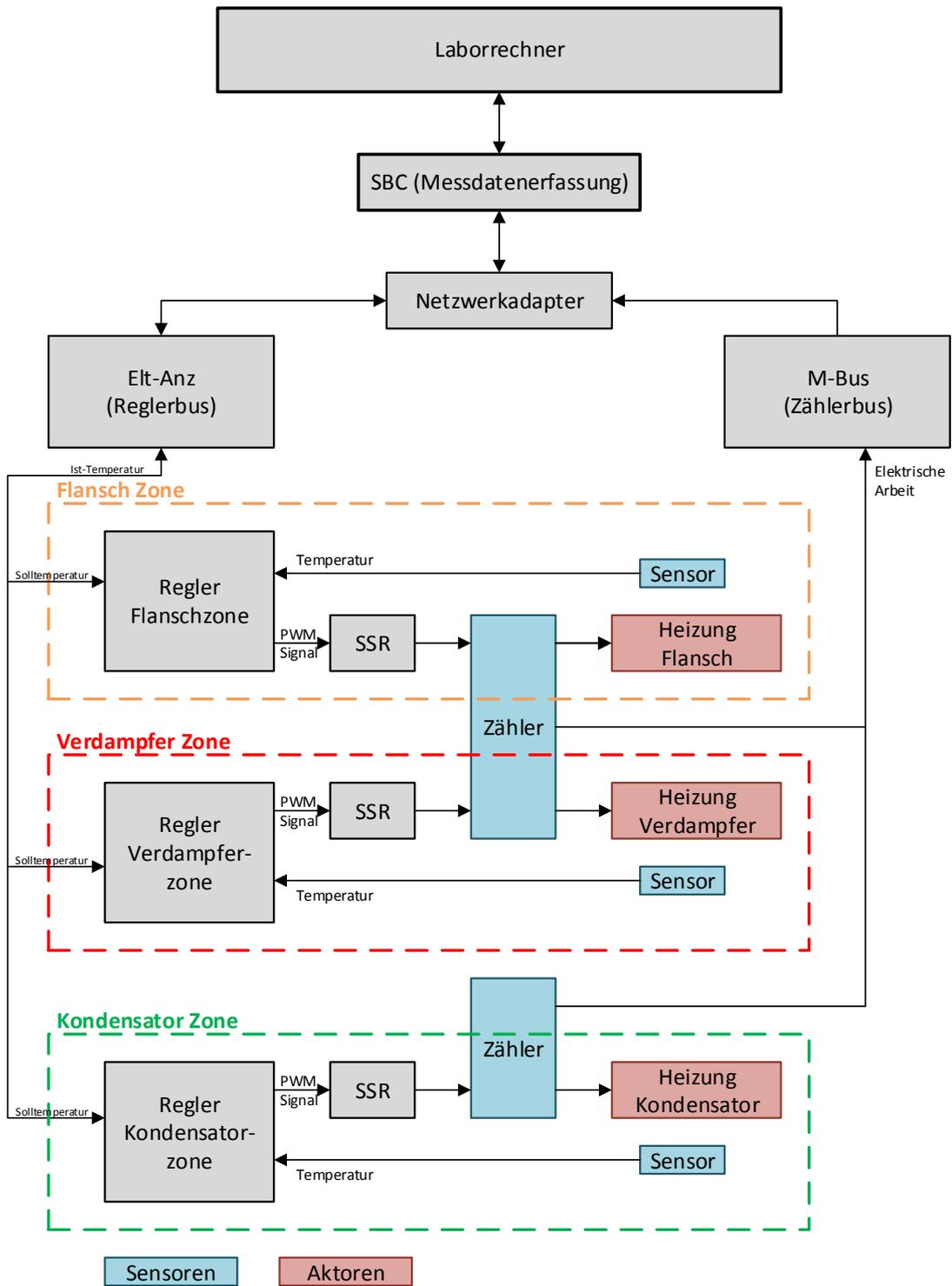


Abbildung 3.6 – Signalplan des Wärmerohrteststandes

4 Versuchsdurchführung

Dieses Kapitel befasst sich mit der Planung und Durchführung von Versuchen. Es beginnt einleitend mit der Versuchsplanung und geht dann detailliert zu den Versuchsvorbereitungen über. Anschließend werden Methoden erläutert zur Bestimmung der Mengen an Arbeitsfluid und der übertragenen Leistung im Wärmerohr.

4.1 Versuchsplanung

Die Versuchsplanung ist ein wichtiger Baustein aus der Versuchsmethodik. Mit Hilfe einer guten Versuchsplanung kann Fehlern und Fehlentscheidungen entgegengewirkt werden und der Einsatz von Ressourcen optimal gesteuert werden. Es empfiehlt sich, vom Einfachen zum Komplexen überzugehen. Zu Beginn sollte anhand von einfacheren Aufgaben das Wissen vertieft werden, um danach mit neuen Erkenntnissen und mehr Sicherheit die komplizierteren Fälle abarbeiten zu können.

Es empfiehlt sich, wie folgt vorzugehen:

Aufgabenbeschreibung

Die klare und eindeutige Beschreibung der Aufgabe ist ein wichtiger Erfolgsindikator für den Verlauf des Versuches und das Ergebnis.

Teamzusammenstellung

Neben den Kompetenzen (Qualifikation, Funktion), die für die Durchführung des Versuches notwendig sind, sollte auch auf die Motivation geachtet werden, sie ist eine wichtige Voraussetzung für eine gute und erfolgreiche Zusammenarbeit.

Bestimmung der Zielgröße

Die durchzuführende Aufgabe wird durch die Zielgröße messbar gemacht. Hierbei sollte man auf variable Messgrößen achten, um nicht in einem starren unflexiblen Rahmen an Grenzen zu stoßen. Dies kann viel Nacharbeit ersparen.

Auswahl der Einflussgrößen

Mit Hilfe des Ursachen-Wirkung-Prinzips können gezielt Einflussgrößen ausgesucht werden, die auf die Zielgröße einwirken. Jede zusätzliche Einflussgröße bedeutet „Mehrarbeit“ weil mehr Versuche durchgeführt werden. Dennoch sollten hier nicht zu viele Restriktionen aufgestellt werden, um die Kreativität des Teams nicht zu stark einzuschränken und ggf. wertvolle Erkenntnisse zu verlieren.

Festlegung von Wertstufen

Die Änderung von Einflussgrößen wirkt sich linear auf die Zielgröße aus, so dass man i.d.R. nur 2 Wertstufen benötigt, um den Zusammenhang zw. Zielgröße und Einflussgröße zu charakterisieren. Die Wertstufen werden mit Zahlen bezeichnet, die vorher festgelegt worden sind.

Versuchsreihenfolge und Wiederholungen

Es empfiehlt sich, die zufällig gestaltete Versuchsreihenfolge zu bevorzugen, damit bisher nicht bedachte Einflussgrößen erkannt werden können. Die sog. Randomisierung ist eine zufällig gestaltete Versuchsreihenfolge. [25]

4.2 Versuchsvorbereitung

Für die Durchführung von Versuchen muss das Wärmerohr dafür vorbereitet werden.

Dazu wird die Kapillarstruktur in einem Ultraschallbad von feinen Partikeln gesäubert und anschließend in das Wärmerohr eingesetzt. Bei den Versuchen muss eine bestimmte Menge des Arbeitsfluides in zwei Phasen auftreten um den Wärmetransport zu ermöglichen. Das Zweiphasengebiet wird vor dem Durchführen der Versuche mit der Schlenktechnik erzeugt. Im Folgenden werden diese einzelnen Schritte genauer erläutert.

4.2.1 Reinigung der Kapillarstruktur im Ultraschallbad

Die Kapillarstruktur muss frei von Partikeln oder Verschmutzungen sein, um die Benetzung des Arbeitsfluides mit der Kapillarstruktur nicht zu stören. Hierbei kann die Kapillarstruktur aufgrund ihrer feinen Struktur nicht ausreichend mechanisch gereinigt werden. Es ist daher notwendig, die Kapillarstruktur mit einem Ultraschallbad zu reinigen. Im Ultraschallbad werden kleine Partikel durch Kavitation von der Oberfläche entfernt. Die Art der Kavitation wird durch die Frequenz des Ultraschallbades, der Flüssigkeit im Ultraschallbad und durch die Temperatur der Flüssigkeit beeinflusst. Zusätzlich kann sich die Reinigung mit einem Ultraschallbad positiv auf die Entgasung der Wandmaterialien und der Kapillarstruktur auswirken, dazu mehr in Kapitel 4.2.3. [26] Der Aufbau bei einem Reinigungsvorgang ist in Abbildung 4.1 zu sehen. Der Reinigungsablauf erfolgt in vier Schritten mit vier unterschiedlichen Gemischen aus einem Lösungsmitteln und DI-Wasser. Die Reihenfolge bei der Anwendung der Lösungsmittel ist entscheidend, da das nachfolgende Lösungsmittel das vorhergegangene Lösungsmittel aus der Kapillarstruktur entfernt. Nach der Reinigung müssen die Kapillarstrukturen eine bestimmte Zeit trocknen.

Angewandte Reinigungsschritte

Aceton zu 50 % und DI-Wasser zu 50 %
Isopropanol zu 50 % und DI-Wasser zu 50 %
Ethanol zu 50 % und DI-Wasser zu 50 %
DI-Wasser 100%

Einstellparameter des Ultraschallbades

Reinigungsdauer je Lösungsmischung: 15 min
Reinigungstemperatur: 55 °C

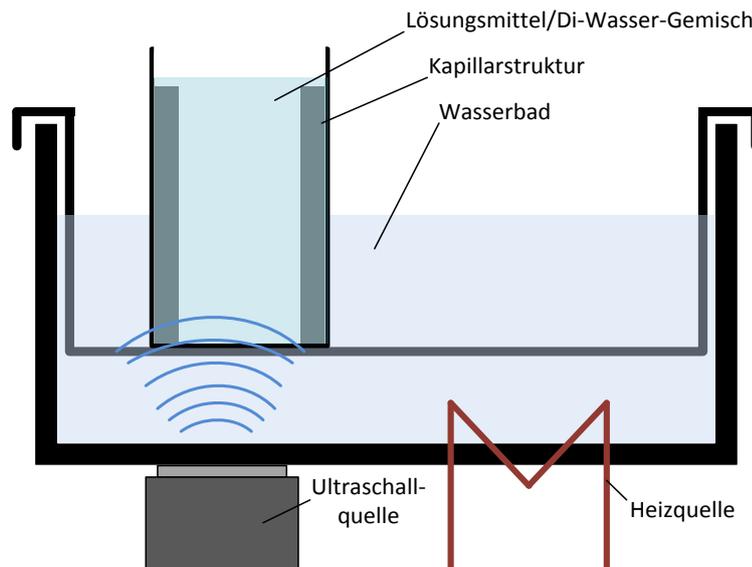


Abbildung 4.1 – Aufbau bei der Reinigung im Ultraschallbad

4.2.2 Einbringen und Befestigen der Kapillarstruktur im Wärmerohr

Für die Funktion des Wärmerohrs ist es unerlässlich, eine Kapillarstruktur in das Innere einzubringen. Die verschiedenen Kapillarstrukturen werden, wie in Abbildung 4.2 zu sehen ist, konzentrisch in dem Zylinder des Wärmerohres angeordnet. Die Anordnung der Kapillarstruktur ist auch von deren Beschaffenheit abhängig. Bei Drahtgittern werden, wie in Abbildung 4.2 gezeigt, drei verschiedene Gittertypen verwendet, die jeweils eine Aufgabe übernehmen. Das Drahtgitter an der Innenwand des Wärmerohrs dient der Benetzung der Wand und soll die Verdampfung begünstigen. Die mittlere Struktur erzeugt den Kapillardruck und fördert die Flüssigkeit nach oben. Das innere Drahtgitter ist grobmaschig, hat einen größeren Drahtdurchmesser und ist somit in der Lage durch seine elastische Wirkung die anderen Gitter an die Innenwand des Zylinders zu drücken. Es wird auch bei der Fixierung der Stahlwolle verwendet.

Die Kapillarstruktur wird unter sauberen Bedingungen, beim Tragen von Handschuhen in das Wärmerohr eingebracht.

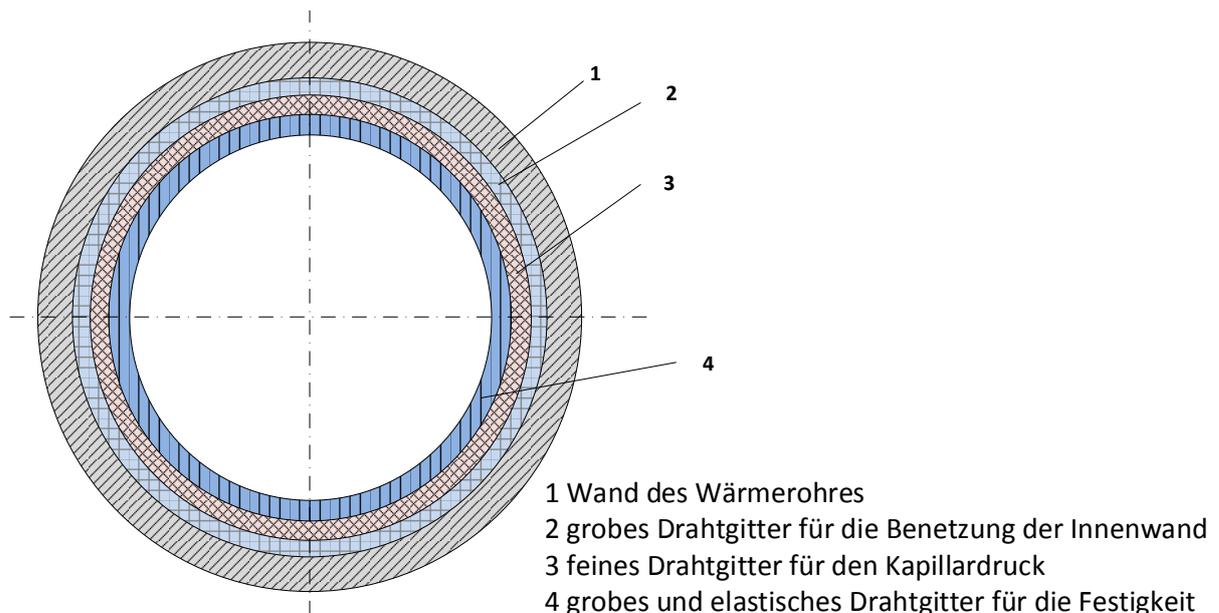


Abbildung 4.2 – Anordnung der Kapillarstrukturen (Drahtgitter)

4.2.3 Auskochen der Inertgase

Im Innenraum des Wärmerohres sammeln sich Gase die für den Wärmeübertragungsprozess hinderlich sind. Diese Gase nehmen nicht am Verdampfungs- und Kondensationsprozess teil und übertragen dadurch keine Energie. Diese Inertgase treten bei steigender Temperatur und unter Vakuum aus den Metallen aus. Betroffen sind dabei die Kapillarstruktur und die Innenwand des Wärmerohres.

Diese Gase müssen vor dem ersten Versuch aus dem Wärmerohr entfernt. Der Innenraum des Wärmerohres wird unter Vakuum auf eine höhere Temperatur als die Prozesstemperatur gebracht. Dadurch kann sichergestellt werden, dass sich alle Inertgase aus dem Metall lösen, die bei einem Versuch unter Prozessbedingungen auftreten. Durch das Vakuum werden die Gase aus dem Inneren des Wärmerohres nach außen befördert. [14]

4.3 Methode zur Bestimmung der übertragenen Wärmeleistung

Für die Bestimmung der übertragenen Wärmeleistung in dem Wärmerohr wird eine Referenzmessung durchgeführt. In dieser Referenzmessung wird das Wärmerohr ohne Arbeitsmedium aufgeheizt und auf Betriebstemperaturen der einzelnen Zonen gebracht. Der Leistungszähler erfasst dabei die Leistung der einzelnen Zonen. Bei konstanten Bedingungen der Temperaturen, müssen die Heizdrähte nur noch die Wärmeverluste kompensieren. Ein mit Arbeitsmedium befülltes Wärmerohr wird eine unterschiedliche Leistungsabgabe der einzelnen Heizungen aufweisen als ein Wärmerohr in dem kein Arbeitsmedium eingefüllt ist. Dies ist durch den Wärmetransport innerhalb des Wärmerohres zu erklären. In Abbildung 4.3 wird diese unterschiedliche Leistungsabgabe der Heizungen der jeweiligen Zonen als farbige Pfeile dargestellt. In der Verdampferzone und Flanschzone wird mehr Leistung eingebracht,

um das Arbeitsmedium zu verdampfen. Der nach unten zur Kondensatorzone strömende Dampf setzt dort die Verdampfungsenthalpie frei und unterstützt dabei die Heizung. Die zusätzliche Leistung aus der Wärmequelle muss dabei in ähnlichem Maße weniger in der Kondensatorzone eingebracht werden. Die folgende Gleichung 34 verdeutlicht dieses noch einmal:

$$\dot{Q}_W = (\dot{Q}_{WQ} - \dot{Q}_{Ref,WQ}) = (\dot{Q}_{WS} - \dot{Q}_{Ref,WS}) \quad (34.)$$

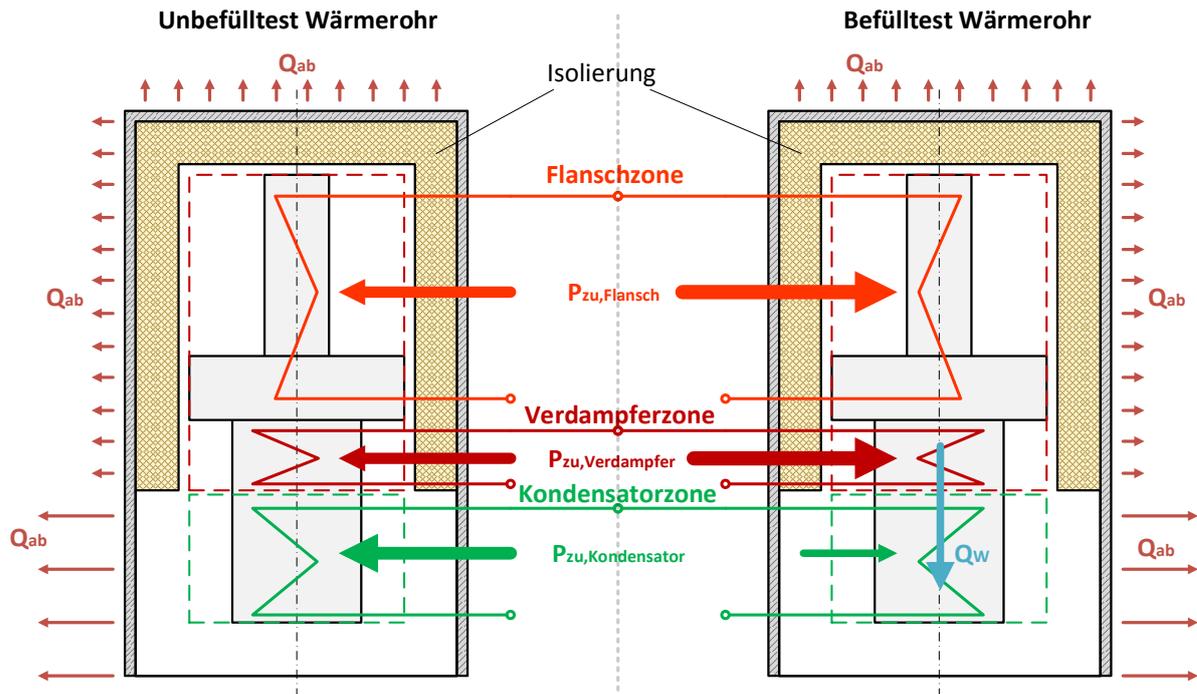


Abbildung 4.3 – Wärmeeinbringung der einzelnen Heizung im unbefülltem und befülltem Wärmerohr

4.4 Verfahren zum Erfassen der optimalen Menge an Arbeitsfluid

Um bei gegebener Wärmerohrkonfiguration den optimalen Wärmeübertragungsprozess zu bestimmen, muss die Masse des Arbeitsfluides rechnerisch und experimentell bestimmt werden. Im Folgenden werden die einzelnen Schritte zur Bestimmung der optimalen Menge an Arbeitsfluid erläutert. Für die Durchführung von Versuchen, muss das Arbeitsfluid als zwei Phasengemisch auftreten. Dieses Gemisch muss mit der Schlenktechnik erzeugt werden. Der Aufbau und der Vorgang werden genau erläutert.

4.4.1 Berechnung der minimalen Menge an Arbeitsfluid

Um den Wärmeprozess im Wärmerohr aufrecht zu halten ist es erforderlich, eine Mindestmenge des Arbeitsfluides im Prozessraum zu haben. Das Arbeitsfluid tritt während des Prozesses als Flüssigkeit und Dampf auf. Nach Peter Stephan [15] muss die Kapillarstruktur mit dem Arbeitsfluid getränkt sein. Dafür ist ein kleines Volumen am Kondensatorboden notwendig, um eine kontinuierliches Nachführen von Flüssigkeit in die

Kapillarstruktur zu ermöglichen. Das restliche Volumen des Prozessraumes ist mit Dampf gefüllt.

Das Volumen des Prozessraumes wird durch Auslitern bestimmt. Das Wärmerohr wird am Flansch geöffnet. Hieraus ergeben sich zwei Hälften, die beide bis zum Rand mit Wasser gefüllt werden. Das Wasser entspricht dem Volumen in dem Wärmerohr und kann mit einem Messbecher bestimmt werden. Für die Bestimmung des Dampfvolmens wird das Volumen der Kapillarstruktur von dem gesamten Volumen im Wärmerohr abgezogen. Das Volumen der Kapillarstruktur setzt sich aus verschiedenen Lagen von rechteckigen Drahtgeweben zusammen. Das Volumen einer Lage berechnet sich aus der Fläche des rechteckigen Drahtgewebes und dem Drahtdurchmesser. Das Hohlvolumen des Drahtgewebes kann mit der Porosität bestimmt werden. Dieses Volumen muss mit dem Arbeitsfluid getränkt sein. Der Prozessraum im Wärmerohr hat ein Volumen von $0,00012\text{m}^3$.

Mit diesen Vorgaben kann das notwendige Volumen an flüssigem Arbeitsfluid berechnet werden. Dazu wird eine Massenbilanz mit der Gleichung 35 beim Zustand des Befüllens und während des Prozesses aufgestellt.

$$m = m' + m'' \quad (35.)$$

Bei dem Befüllvorgang ist die Gesamtmasse des Arbeitsfluides komplett flüssig. Während des Prozesses teilt sich die Gesamtmasse in einen Dampf- und Flüssigkeitsanteil auf.

Werden die Masse m' und m'' auf ihre jeweilige Dichten ρ' und ρ'' bezogen, entspricht dies dem Gesamtvolumen des Arbeitsfluides in seinen zwei Phasen, was in Gleichung 36 zu sehen ist. Dieses Volumen stimmt mit dem experimentell bestimmten Volumen des Prozessraumes überein.

$$V = \frac{m'}{\rho'} + \frac{m''}{\rho''} \quad (36.)$$

Werden Gleichung 35 und Gleichung 36 ineinander eingesetzt kann diese in Gleichung 37 aufgelöst werden.

$$m_{min} = \rho'' \cdot \left(V - m' \left(\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho''} \right) \right) \quad (37.)$$

Für die Berechnung der minimalen Masse an flüssigem Arbeitsfluid, welche eingefüllt werden muss, sind die Dichten der flüssigen und dampfförmigen Phasen im Prozesszustand und die Masse, die notwendig ist um die Kapillarstruktur vollständig zu tränken, erforderlich. Die Masse der Flüssigkeit am Kondensatorboden muss auch mit einbezogen werden. Die genaue Größe über diese Masse ist jedoch noch unbekannt und muss abgeschätzt werden. Wie diese Größe bestimmt werden kann, wird in dem Kapitel über die Berechnung der optimalen Befüllmenge gezeigt.

4.4.2 Befüllvorgang und Einstellen des Zweiphasengebietes

Das Einfüllen des Arbeitsfluides muss aus Sicherheitsgründen unter einem Abzug in einem Chemielabor erfolgen. Das Wärmerohr wird unter dem Abzug am Flansch geöffnet und mit allen Komponenten gewogen. Die gemessene Masse entspricht dem Leergewicht des Wärmerohres ohne eingefülltem Arbeitsfluid. Zu dem Leergewicht wird die zu einfüllende Masse des Arbeitsfluides hinzugefügt. Nach dem Einfüllvorgang wird das Wärmerohr am Flansch fest verschlossen. Zu diesem Zeitpunkt ist das Arbeitsfluid nur im flüssigen Zustand vorhanden.

Zum Erzeugen eines zwei Phasengemisches, muss im Wärmerohr der Druck verringert und gleichzeitig die Temperatur erhöht werden. Um dies zu ermöglichen, wird ein Vakuum im Prozessraum des Wärmerohres erzeugt. Dazu wird das Wärmerohr an eine Schlenk-Linie angeschlossen. Die Schlenktechnik wird in der Chemie eingesetzt, um Versuche oder Prozesse unter einer Inertgas-Atmosphäre durchzuführen. Dazu wird das Gas im Prozessraum durch Vakuum herausgezogen. Nun kann dieser gasleere Raum mit einem Inertgas gefüllt werden. Für das Einstellen des Zweiphasengebietes wird die Vakuumröhre der Schlenk Linie verwendet. Der Aufbau beim Evakuierungsvorgang des Wärmerohres ist in Abbildung 4.4 zu sehen. An der Schlenklinie sind ein Drucksensor, eine Kühlfalle und eine dahinter angeschlossene Vakuumpumpe montiert. Die Kühlfalle verhindert das Austreten von Gas an die Atmosphäre bzw eine Verunreinigung der Vakuumpumpe. Dafür befindet sich die Kühlfalle in einem Dewargefäß, in dem eine gekühlte Kochsalzlösung eingefüllt ist. Tritt Gas in die Kühlfalle ein, kondensiert dieses aufgrund der niedrigen Temperatur an der Innenwand. Der Drucksensor dient zum Erfassen des Druckes durch die Vakuumpumpe. Dieser Druck wird als Sättigungsdruck des Arbeitsfluides angenommen und gibt vor, auf welche Temperatur das Wärmerohr aufgeheizt werden muss, um ein Verdampfen des Arbeitsfluides zu erreichen. Stimmen Druck und Temperatur mit denen der Dampftafel des Arbeitsfluides überein, ist im Prozessraum des Wärmerohres ein Zweiphasengebietes entstanden. Das Wärmerohr ist somit für einen Versuch vorbereitet.

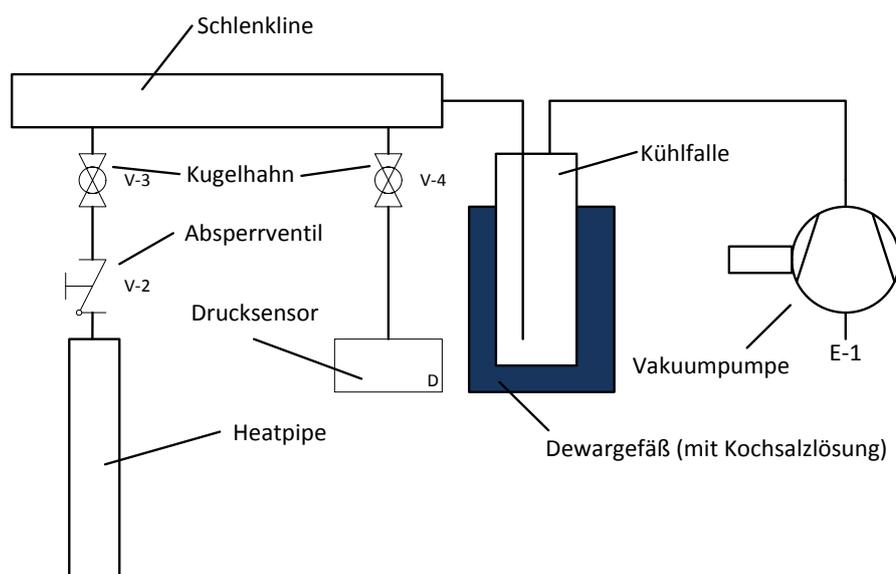


Abbildung 4.4 – Evakuierungsvorgang mit Schlenk-Linie

4.4.3 Berechnung der optimalen Menge an Arbeitsfluid

Für eine hohe Übertragung an Wärmeenergie innerhalb des Wärmerohres ist eine optimale Befüllmenge des Arbeitsfluides notwendig. Die optimale Befüllmenge setzt sich aus der minimalen Menge an Arbeitsfluid und der notwendigen Menge als Sumpf am Kondensatorboden zusammen. Die Gleichung 38 verdeutlicht diesen Zusammenhang. Dabei ist die Masse m_x der flüssige Anteil des Arbeitsfluides am Kondensatorboden.

$$m_{opt} = m_{min} + m_x \quad (38.)$$

Die minimale Masse kann wie vorher gezeigt, berechnet werden. Die zusätzliche Masse m_x am Kondensatorboden wird durch Versuche bestimmt. Es wird eine bestimmte Masse m_x angenommen und mit dieser Menge wird ein Versuch durchgeführt. Bei jedem Versuch wird die übertragene Leistung im Wärmerohr in Abhängigkeit der Masse m_x als Messpunkt erfasst. Durch weitere Versuche werden vier weitere Messpunkte bestimmt, mit denen eine Funktion dritten Grades interpoliert wird. Durch analytische Bestimmung des Hochpunktes dieser Funktion, kann die angenäherte optimale Masse am Kondensatorboden bestimmt werden.

5 Auswertung der Ergebnisse

Für die Auswertung der Versuche werden die Messergebnisse in einem bestimmten Zeitraum ausgewertet. Die entscheidende Größe für die Auswertung ist dabei die Energie zum Startzeitpunkt und am Ende des Versuches. Der Startzeitpunkt wird bei konstanten Prozesstemperaturen gewählt. Aus der Differenz der beiden Energien und der dazugehörigen Zeit wird die eingebrachte Leistung der Heizungen bestimmt. Die eingebrachte Leistung wird dabei für die Wärmesenke und die Wärmequelle ermittelt. Mit der Gleichung 39 kann diese Leistung errechnet werden. Das Z im Index der Formelzeichen gibt die Zone an. Das Z steht entweder für die Wärmequelle (WQ) oder für die Wärmesenke (WS).

$$P_{Z,mess} = \frac{E_2 - E_1}{\Delta t} \quad (39.)$$

Um die übertragene Leistung innerhalb des Wärmerohres zu bestimmen, muss die Differenz aus der Leistung der Versuche mit eingefülltem Arbeitsfluid mit der Leistung aus der Referenzmessung gebildet werden. Die Differenz der Leistungen wird mit Gleichung 40 berechnet.

$$\Delta P_Z = P_{Z,ref} - P_{Z,mess} \quad (40.)$$

Bei der Auswertung kommt für die Leistung der wärmeeinbringenden Zone einen negativen Wert heraus, da hier bei befülltem Wärmerohr die Verdampfungsenthalpie zusätzlich eingebracht werden muss. Bei der Wärmesenke kommt dagegen ein positiver Wert heraus. Stimmen die Leistungsdifferenzen der beiden Zonen vom Betrag in etwa überein, gibt dieser Wert die übertragene Leistung im Wärmerohr an. Dies wird in Gleichung 41 noch mal verdeutlicht.

$$\dot{Q}_W \approx |\Delta P_{WS}| \approx |\Delta P_{WQ}| \quad (41.)$$

5.1 Messergebnisse mit erster Isolierung

Bei der Auswertung der Messergebnisse mit dem ersten Prototyp der Wärmerohr-Isolierung wurde Gleichung 41 nicht erfüllt. In Abbildung 5.1 ist der Betrag der Leistungsdifferenzen der Zonen aus drei Versuchen zu sehen. Zusätzlich ist der Mittelwert der drei Versuche als horizontale Gerade angegeben. Die Balken geben für die einzelne Zone die Leistungsdifferenz an.

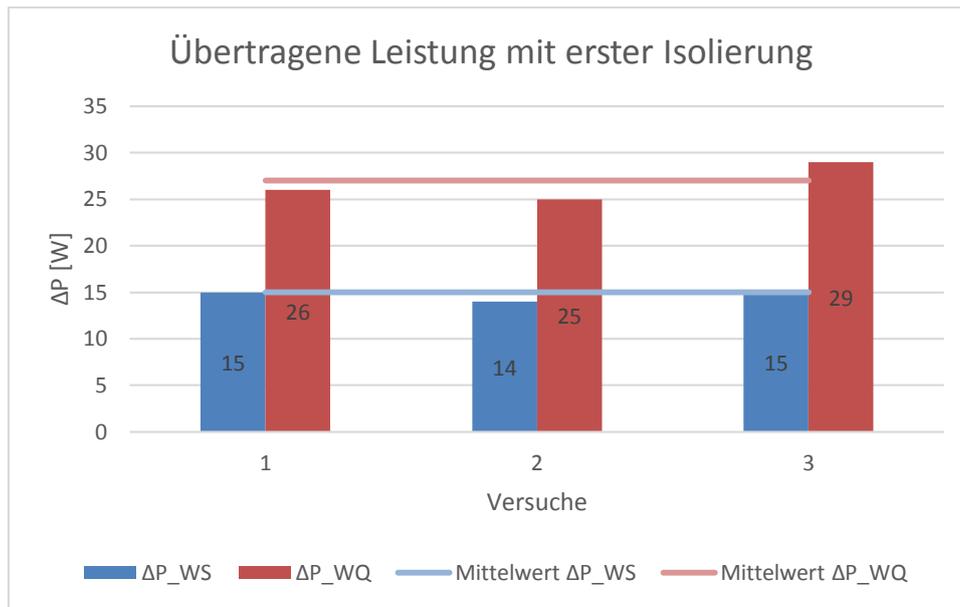


Abbildung 5.1 – Diagramm der übertragenen Leistung mit erster Isolierung

Es ist zu erkennen, dass die roten Balken, die für die wärmeeinbringende Zone stehen größer sind, als die blauen Balken, die für die Wärmesenke stehen. In der wärmeabnehmenden Zone reicht die zusätzliche Leistungsübertragung aus den wärmeeinbringenden Zonen nicht aus um die Heizung am Kondensator in dem gleichen Maße zu entlasten. Die Heizung am Kondensator muss dennoch mehr Wärme einbringen um die Solltemperatur zu halten.

Der Grund hierfür ist mit hoher Wahrscheinlichkeit eine ungewollte Kondensation von angesammeltem Dampf im oberen Bereich des Flansches. Dies geschieht durch eine ungewollte Wärmeabfuhr im oberen Flanschbereich aufgrund von Kontakt mit der Umgebung. Die kondensierte und eventuell sogar unterkühlte Flüssigkeit tropft in den Kondensatorbereich und kühlt diesen ab. Die Kondensatorheizung muss eine Temperaturverringerung kompensieren, indem dort mehr Wärme eingebracht wird. Um diesen Effekt zu vermeiden, ist es notwendig die Wärmeverluste im oberen Flansch Bereich so weit zu verringern, dass keine ungewollte Kondensation des Dampfes stattfinden kann. Es muss eine neue Isolierung gefertigt werden, die den kompletten Flanschbereich isoliert. Die Konstruktion der Isolierung wird in Kapitel 3.2.2 erläutert.

5.2 Messergebnisse mit zweiter Isolierung

Die Versuchsauswertung der Referenzmessungen mit der zweiten Isolierung ergab, dass die Isolierung im Bereich des Kondensators trotz fehlender Dämmschicht eine gute Wärmeisolierung aufweist. In Abbildung 5.2 ist die eingebrachte Leistung der beiden Zonen in einem Diagramm dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Heizung im Kondensatorbereich durch den Regler selten angeschaltet wird, so dass in dem betrachteten Versuchszeitraum kaum Leistung durch diese Heizung eingebracht werden muss. Befindet sich Arbeitsfluid im Wärmerohr, wird die Kondensatorzone durch den Wärmetransport unterstützt und die Heizung in dieser Zone muss weniger Leistung in das Wärmerohr einbringen. Ist der Wärmetransport höher als die eingebrachte Leistung der Kondensatorheizung des Referenzversuches kann dies messtechnisch nicht mehr erfasst werden. Für eine Erfassung eines höheren Wärmetransports ist es notwendig, dass die Heizung im Kondensatorbereich mehr Leistung im Referenzversuch einbringen muss. Aus dem theoretisch berechneten

Wert ist von einem übertragenen Wärmestrom von 37,5 W auszugehen. Dieser Wert kann mit dieser Isolierung nicht erfasst werden.

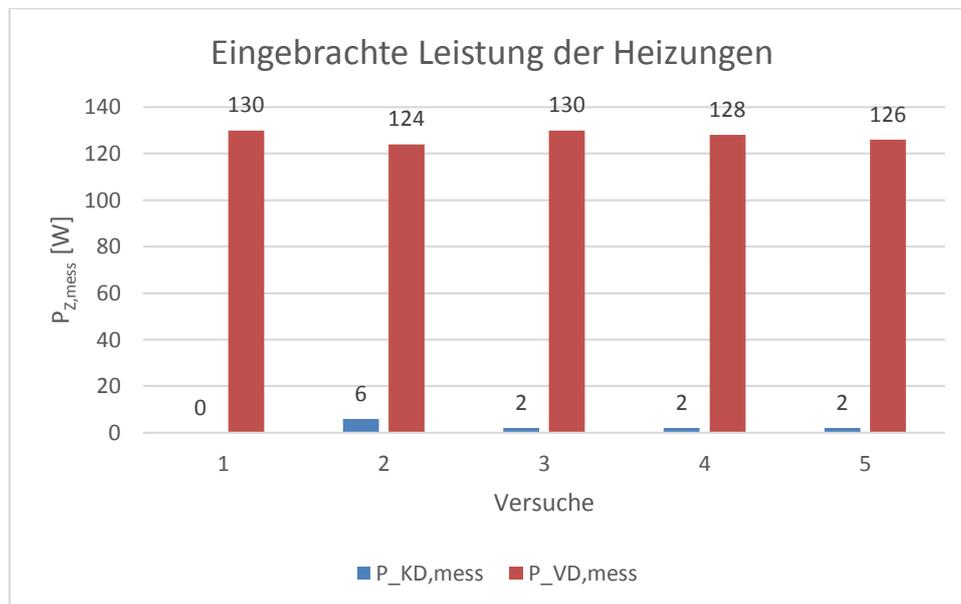


Abbildung 5.2 – Diagramm über die eingebrachte Leistung der Heizungen mit zweiter Isolierung beim Referenzversuch

5.3 Bestimmung der optimalen Befüllmenge des Arbeitsfluides

Nach der Überarbeitung der Isolierung durch das Anbringen eines Ventilators, können Versuche mit unterschiedlicher Befüllmenge des Arbeitsfluides durchgeführt werden. Für die Bestimmung der optimalen Befüllmenge ist die eingefüllte Menge des Arbeitsfluides für die ersten Versuche unerheblich. Es ist lediglich wichtig, Messpunkte zu erhalten, um hieraus eine Funktion zu interpolieren, mit der die optimale Befüllmenge bestimmt werden kann. Die minimale Befüllmenge muss bei jedem Versuch eingehalten werden, was auch in Kapitel 4.4.1 erläutert wurde.

In Abbildung 5.3 ist die eingebrachte Leistung der beiden Wärmezonen von 15 Versuchen mit unterschiedlicher Befüllmenge dargestellt.

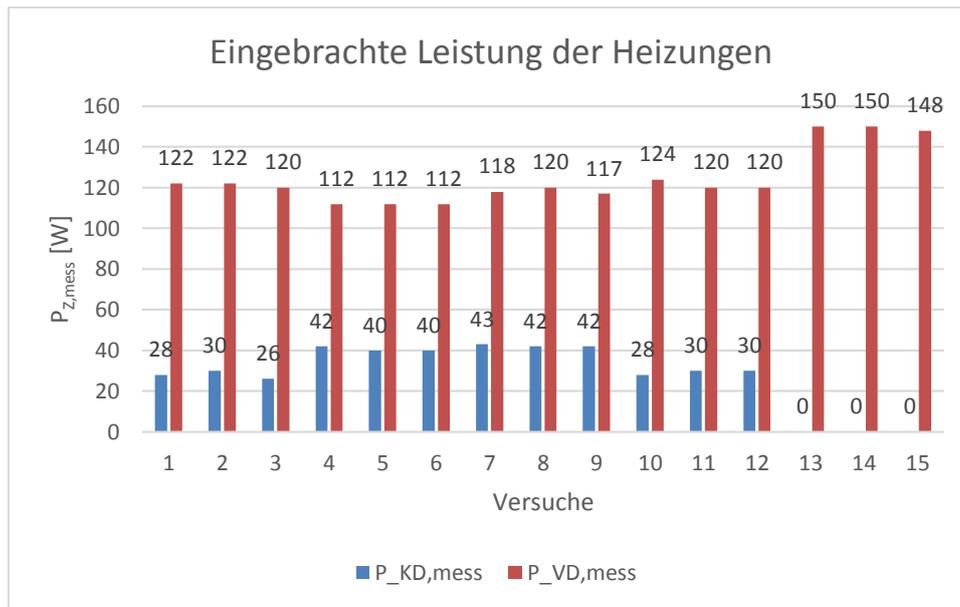


Abbildung 5.3 – Diagramm über die eingebrachte Leistung der Heizungen mit zweiter bearbeiteter Isolierung und unterschiedlicher Befüllmenge

Drei Versuche sind jeweils mit gleicher Befüllmenge durchgeführt worden. Die eingebrachte Leistung der jeweiligen Versuchsgruppen werden durch eine Mittelwertberechnung zusammengefasst und mit der jeweiligen Befüllmenge angegeben. Dazu ist zu jeder Befüllmenge noch der Durchschnitt der beiden Leistungsdifferenzen der jeweiligen Wärmezonen als grüner Punkt dargestellt. Dieses Diagramm ist in Abbildung 5.4 zu sehen.

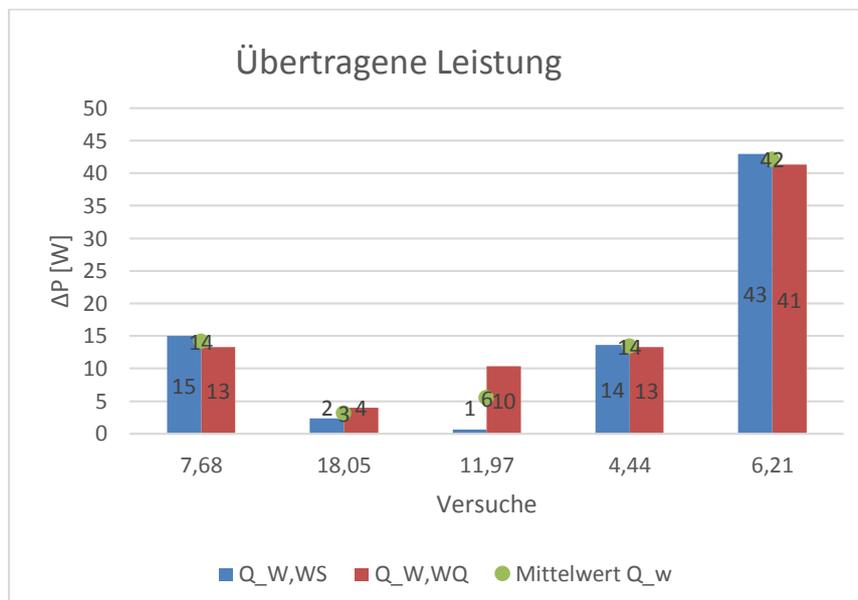


Abbildung 5.4 – Diagramm zur Übertragene Leistung mit unterschiedlichen Befüllmengen

Es ist zu erkennen, dass die Leistungsabgabe der Heizungen aus der Wärmequelle fast identisch ist mit der Leistungsaufnahme im Kondensatorbereich. Die Versuche mit

der Befüllmenge von 11,97 g können diese Bedingungen nicht erfüllen und werden nicht weiter betrachtet.

Aus diesen Messergebnissen wird eine Funktion interpoliert. Für eine Funktion dritten Grades werden vier Messpunkte benötigt. Mit diesen vier Messpunkten kann durch das Gauss-Verfahren eine Funktionsgleichung erstellt werden. Die Funktionsgleichung 42 dazu lautet:

$$Q_w(m) = 2,2485m^3 - 51,9998m^2 + 376,8551m - 831,634 \quad (42.)$$

In Abbildung 5.5 ist die Funktion dargestellt. Auf der Abszisse ist die Befüllmenge m in Gramm angegeben. Auf der Ordinate ist die übertragene Wärmeleistung innerhalb des Wärmerohres in Watt aufgetragen.

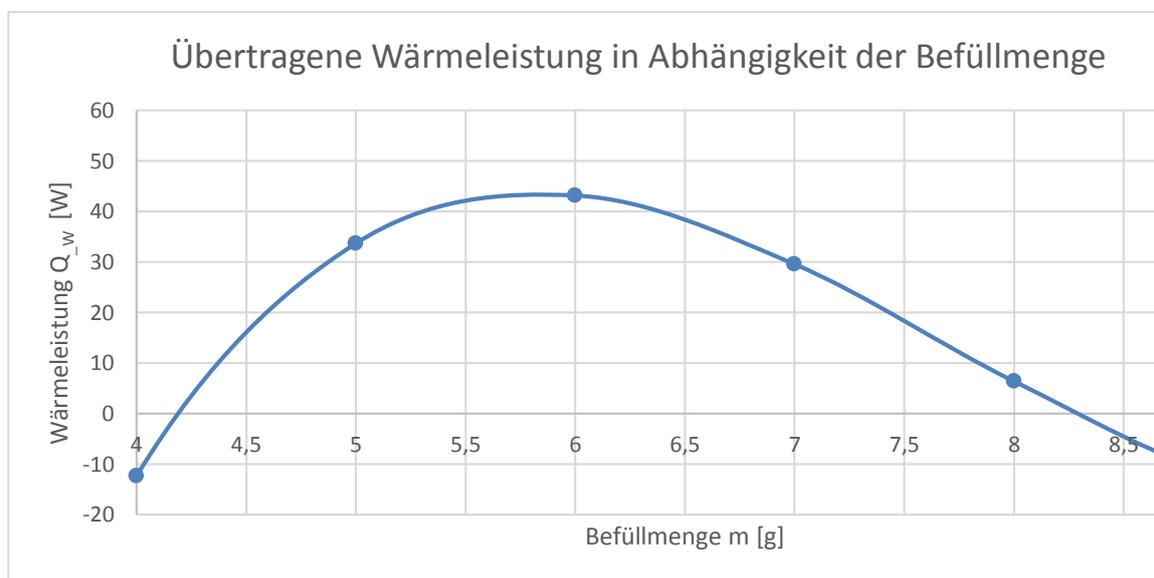


Abbildung 5.5 – Funktion der übertragenen Wärmeleistung in Abhängigkeit der Befüllmenge

Es wird die Masse gesucht, bei der die größte Wärmeleistung übertragen wird. Dazu wird der Hochpunkt dieser Funktion bestimmt. Nach dem Funktionsgraphen liegt die höchste zu übertragene Leistung zwischen einer Befüllmenge von 5,5 g und 6 g.

Die Versuche mit der optimalen Befüllmenge sind in Abbildung 5.3 unter den Versuchen 13 bis 15 gezeigt. Es ist zu sehen, dass die eingebrachte Leistung der Kondensatorzone bei 0 W liegt. Messtechnisch kann nicht mehr erfasst werden, ob mehr Leistung eingebracht wurde. Um eine Aussage darüber zu treffen, ist es erforderlich die Temperatur der einzelnen Zonen zu untersuchen. Findet eine Temperaturerhöhung im Kondensator statt, kann von einer höheren Wärmeübertragung ausgegangen werden. In Tabelle 4 sind die Temperaturen aufgelistet, dazu ist jeweils noch die Temperaturdifferenz zwischen dem Kondensator und dem Verdampfer angegeben. Die Kondensatortemperatur weist bei jedem Versuch einen erhöhten Wert auf, was auf eine Temperaturerhöhung aufgrund der Wärmeübertragung schließen lässt. Bei diesem Versuch wurde jedoch die Anfangsbedingung nicht eingehalten. Die Temperaturdifferenz hat sich verringert. Um eine gesicherte Aussage über die übertragene Leistung zu machen, muss mehr Wärme am Kondensator abgeführt werden.

Auswertung der Ergebnisse

			13	14	15	Mittelwert
Temperatur am Kondensator	T_{KD}	°C	297,8	297,7	297,8	297,77
Temperatur am Verdampfer	T_{VD}	°C	307	306,8	306,9	306,90
Temperatur am Flansch	$T_{flansch}$	°C	308	308,1	308	308,03
Differenztemperatur T_{VD} zu T_{KD}	ΔT	°C	9,2	9,1	9,1	9,13

Tabelle 4 - Temperatur der einzelnen Zonen mit bei optimaler Befüllmenge

6 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde ein Teststand durch Veränderung konstruktiver Maßnahmen optimiert, um das Durchführen von Versuchen zur Ermittlung des maximal zu übertragenden Wärmestroms zu ermöglichen. Dazu wurden konstruktive und versuchsvorbereitende Rahmenbedingungen geschaffen, um unter vorgegebenen Randbedingungen Versuche durchzuführen.

Das Optimieren des Teststandes zur Untersuchung des Niederdruckraums des SWÜ ist ein wesentlicher Bestandteil dieser Arbeit. Dabei wurden alle konstruktiven Elemente des Teststandes aufgezählt und welche Veränderungen notwendig sind, um die vorgegebenen Randbedingungen einzuhalten. Ein entscheidendes Element bei dem Teststand stellte die Konstruktion einer geeigneten Isolierung, die für die Prozessbedingungen genutzt werden kann. Hierbei bestand die größte Schwierigkeit darin, dass ein Bereich des Teststandes sehr gute Isolierungseigenschaften aufweisen musste und im anderen Bereich sehr viel Wärme nach außen hin abgenommen werden musste. Die Isolierung wurde dazu mehrfach überarbeitet und an der wärmeabführenden Zone mit einem Ventilator ausgestattet, um den konvektiven Wärmeübergang an die Umgebung zu begünstigen. Dies musste unter Berücksichtigung der regelungstechnischen Möglichkeiten erledigt werden.

Der übertragene Wärmestrom im Wärmerohr wurde durch bilden der Differenz der eingebrachten Leistung aus dem Referenzversuch mit den eingebrachten Leistungen aus den Versuchen mit befülltem Wärmerohr bestimmt. Die Leistungsabgabe in der wärmeeinbringenden Zone muss dabei ungefähr die gleiche Wärmeabfuhr in der Wärmesenke aufweisen. Diese Bedingung konnte nach überarbeiteter Isolierung in den letzten Versuchen erreicht werden. In der Auswertung konnte ein Versuch diese Bedingung nicht erfüllen. So lieferte die Auswertung bei der übertragene Leistung im Kondensator 1 W, in der Wärmequelle wurden jedoch 10 W eingebracht. Dieser Umstand kann aufgrund von unterschiedlicher Wärmeabgabe im Labor erklärt werden. Die Bestimmung des Wärmestroms mit einer Referenzmessung setzt voraus, dass die Wärmeverluste bei beiden Messungen, also der Referenzmessung und der Messung mit befülltem Wärmerohr nahezu gleich sind. Jedoch werden diese Versuche nicht zu gleichen Zeitpunkten durchgeführt, so dass sich die Rahmenbedingungen ändern können wie zum Beispiel eine höhere Wärmeabfuhr durch offene Türen oder eine ungewollte Einbringung von Wärme durch parallel laufende Versuche von anderen Testständen.

Bei der Bestimmung der optimalen Menge des Arbeitsfluides wurde der übertragene Wärmestrom in Abhängigkeit der eingefüllten Menge des Arbeitsfluides betrachtet. Hieraus wurde eine Funktion ermittelt und damit die Menge des Arbeitsfluides bei maximaler übertragener Leistung bestimmt. Dies wurde mit der Annahme gemacht, dass sich ein Maximum zwischen den Punkten, bei denen zu viel oder zu wenig Arbeitsfluid eingefüllt ist, befindet. Ist zu wenig Arbeitsfluid im Wärmerohr eingefüllt, wird zu wenig Fluid zum Verdampfer gefördert und der Übertragungsprozess bricht ab, da der Verdampfer austrocknet. Wird jedoch zu viel Arbeitsfluid in das Wärmerohr eingefüllt, befindet sich mehr Flüssigkeit im Sumpf des Kondensators, eine Nachführung der Flüssigkeit zum Verdampfer ist damit gesichert, jedoch muss diese zusätzliche Masse des Arbeitsfluides erwärmt werden. Für die Bestimmung der Funktion wurden vier Messpunkte verwendet, womit eine Funktion dritten Grades interpoliert werden konnte.

Zusammenfassung

Ob die übertragene Leistung in Abhängigkeit der Masse diesem Funktionsverlauf entspricht, kann nicht endgültig gesagt werden, dazu müssen mehr Messpunkte bestimmt werden. Dies war jedoch aus Zeitmangel nicht mehr möglich.

7 **Ausblick**

Zur genaueren Aussage über den höchst zu übertragene Wärmestrom im Wärmerohr müssen verschiedene Kapillarstrukturen untersucht werden. Hier ist besonders eine Variation von unterschiedlichen Netzstrukturen sinnvoll. Zu diesen unterschiedlichen Netzstrukturen muss jedes Mal eine optimale Befüllmenge bestimmt werden. Das Aufstellen einer Leistungsfunktion in Abhängigkeit der Befüllmenge sollte durch mehrere Messpunkte erfolgen, so kann ein genauerer Verlauf der Funktion ermittelt werden. Weitere Versuche sollten sich auch dem Beladevorgang des Speichers widmen. Dabei werden die Prozesstemperaturen um 10 °C erhöht. Der Verdampfer Bereich weist dann eine Temperatur von 317 °C auf. Im Kondensator wird Wärme bei einer Temperatur von 307 °C an das Natriumnitrat, was dann zu schmelzen anfängt, übertragen. Sind in diesen Bereichen gefestigte Daten ermittelt worden, kann das Wärmerohrprinzip auf das Flügelvolumen des Schneckenwärmeübertragers angewandt werden. Zur genauen Analyse des Verhaltens im Schneckenwärmeübertrager ist eine zusätzliche Rotation des Teststandes erforderlich.

8 Literaturangaben

- [1] Prognos AG: Entwicklung der Energiemärkte - Energiereferenzprognose
- [2] BMWi: Zahlen und Fakten - Energiedaten - Nationale und Internationale Entwicklung. www.bmwi.de/BMWi/Redaktion/Binaer/energie-daten-gesamt,property=blob,bereich=bmwi2012,sprache=de,rwb=true.xls, abgerufen am: 12.10.2015
- [3] Quaschnig, V.: Erneuerbare Energien und Klimaschutz. Hintergründe - Techniken und Planung - Ökonomie und Ökologie - Energiewende. München: Hanser 2013
- [4] FIZ Karlsruhe GmbH - Leibniz Institut für Informationsinfrastruktur (Hrsg.): Solarthermische Kraftwerke. Konzentriertes Sonnenlicht zur Energieerzeugung nutzen, Bd. 2013. Bonn: BINE Informationsdienst 2013
- [5] Novatec Solar: Stromerzeugung. <http://www.novatecsolar.com/31-0-Stromerzeugung.html>, abgerufen am: 12.10.2015
- [6] Solar Millennium AG: Die Parabolrinnen-Kraftwerke Andasol 1 bis 3. Die größten Solarkraftwerke der Welt; Premiere der Technologie in Europa, 2011. http://www.solar-millennium.de/includes/force_download.php?client=1&path=upload/Download/Technologie/Funktionsweise_Parabolrinnen-Kraftwerk.pdf, abgerufen am: 06.05.2015
- [7] Harald Mehling, Peter Schossig, Doreen Kalz: Latentwärmespeicher in Gebäuden. Wärme und Kälte kompakt und bedarfsgerecht speichern, 2009. http://www.bine.info/fileadmin/content/Publikationen/Themen-Infos/I_2009/TI_0109_Internetx.pdf, abgerufen am: 10.05.2015
- [8] Paul Feddeck: Thermochemische Speicher, 2001. http://www.bine.info/fileadmin/content/Publikationen/Projekt-Infos/2001/Projekt-Info_02-2001/projekt_0201internetx.pdf
- [9] Böckh, P. v. u. Wetzel, T.: Wärmeübertragung. Grundlagen und Praxis. Online-Plus. Berlin [u.a.]: Springer 2014
- [10] Stephan, P.: Wärmedurchgang bei Verdampfung aus Kapillarrillen in Wärmerohren. Univ., Diss--Stuttgart. Fortschritt-Berichte / VDI Reihe 19, Wärmetechnik, Kältetechnik, Nr. 59. Düsseldorf: VDI-Verl 1992
- [11] Grover, G. M., Cotter, T. P. u. Erickson, G. F.: Structures of Very High Thermal Conductance. Journal of Applied Physics 35 (1964) 6, S. 1990
- [12] Manfred Groll: Wärmerohre - Auslegung, Betrieb, Anwendungsbeispiele. Wärmebandheft 1986 3
- [13] Faghri, A.: Heat pipe science and technology. Washington, DC: Taylor & Francis 1995
- [14] Reay, D. A., Kew, P. A. u. Dunn, P. D.: Heat pipes. Oxford, Burlington, MA: Butterworth-Heinemann 2006
- [15] Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen: VDI-Wärmeatlas. Mit 320 Tabellen. VDI-Buch. Berlin: Springer Vieweg 2013
- [16] Global Digital Central.: Capillary Wick Designs and Structures in Heat Pipes. https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Capillary_Wick_Designs_and_Structures_in_Heat_Pipes, abgerufen am: 21.05.2015
- [17] Rainer Tamme: Funktionsweise und Trends der Latentwärmespeicherung. Industrielle Abwärme gewinnbringend nutzen. 2011
- [18] Jan-Peter Boye: Strukturmechanische und wärmetechnische Optimierung eines Schneckenwärmeübertragers von einem Latentwärmespeicher für solarthermische Kraftwerke, Hochschule Ansbach Masterarbeit. Ansbach 2013
- [19] Wossog, G.: Handbuch Rohrleitungsbau. Essen: Vulkan-Verl. 2014
- [20] Lanxess: Sicherheitsdatenblatt Diphyl. April

- [21] EN 60751:2008; Mai 2009. *Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren (IEC 60751:2008)*
- [22] Lunze, J.: *Regelungstechnik*. Springer-Lehrbuch. Berlin [u.a.]: Springer Vieweg 2014
- [23] Gevatter, H.-J.: *Handbuch der Mess- und Automatisierungstechnik im Automobil ; Fahrzeugelektronik, Fahrzeugmechatronik*. VDI. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 2006
- [24] NZR: *Produkthandbuch EcoCount WSD*. Oktober. <http://www.nzr.de/download.php?id=628>, abgerufen am: 06.05.2015
- [25] Kamiske, G. F. u. Burckhardt, W. (Hrsg.): *Qualitätstechniken für Ingenieure*. Düsseldorf: Symposium Publ 2009
- [26] Groll, M., Brost, O., Kreeb, H., Schubert, K.-P. u. Zimmermann, P.: *Leistungsgrenzen, Technologie und Anwendungen von Niedertemperatur-Wärmerohren*. *Forschung im Ingenieurwesen* 37 (1971) 2, S. 33–37

9 Anhang

9.1 Spezifikation und Kennzahlen von Diphyl

Spezifikation	Prüfvorschrift	Einheit	Diphyl
Gehalt Diphenyloxid	GC	%	72 bis 75
Gehalt Diphenyl	GC	%	25 bis 28
Reinheit	GC	%	min. 99,8
Chlorgehalt	Mikrocoulometrie (oxidatives Verfahren)	mg/kg	max. 10
Erstarrungspunkt		°C	12 bis 13
Wasser	Karl Fischer	mg/kg	max. 300

Spezifikationsmerkmale unterliegen der ständigen Kontrolle

Kennzahlen

Kin. Viskosität (20°C)	DIN 51562-1	mm ² /s	ca. 4,05
Dichte (20°C)	DIN 51757	kg/m ³	ca. 1061
Neutralisationszahl (sauer)	DIN 51558-1	mg KOH/g	ca. 0,01
Siedetemperatur (1,013 bar)	DIN 51435	°C	ca. 257
Flammpunkt	ISO 2719	°C	ca. 115
Zündtemperatur	DIN 51794	°C	ca. 615
Untere Explosionsgrenze (132 °C)	-	Vol.-%	ca. 1,01
Obere Explosionsgrenze (138,5°C)	-	Vol.-%	ca. 3,47
Löslichkeit in Wasser (20°C)	Methode Quentin		
Diphenyloxid		mg/l	11,3
Diphenyl		mg/l	3,9
Oberflächenspannung (20°C)	OECD-Ringmethode	mN/m	ca. 40
Wärmeleitfähigkeit (20°C)	-	W/(m·K)	ca. 0,144
Spez. Wärmekapazität (20°C)	-	kJ/(kg·K)	ca. 1,56
Maximale Vorlauftemperatur	-	°C	ca. 400
Max. Filmtemperatur	-	°C	ca. 425
Brennwert H ₀	-	MJ/kg	ca. 37,6
Heizwert H _U	-	MJ/kg	ca. 36,2
Temperaturklasse	VDE 0171	-	T1
Wärmeausdehnungskoeffizient (20 - 300°C)	-	K ⁻¹	10,6 · 10 ⁻⁴

9.2 Berechnungen zum Wärmerohr

Isolierung

Wärmeverluste	Φ	W/m	117,225646
$\Phi = \frac{\vartheta_d - \vartheta_{UT}}{\frac{1}{2\pi\lambda_B} \cdot \ln\left(\frac{D_D}{D_O}\right) + \frac{1}{\pi\alpha_A D_D}}$			
Prozessraumtemperatur	ϑ_d	°C	307
Umgebungstemperatur	ϑ_{UT}	°C	20
Wärmeleitfähigkeit der Isolierung	λ_B	W/(m·K)	0,084
Außendurchmesser Isolierung	D_D	mm	138,2
Innendurchmesser der Isolierung	D_O	mm	38,02
Wärmeübergangskoeffizient	α_A	W/(m ² ·K)	0,77097536

Wärmeübergangskoeffizient	α_A	W/(m ² ·K)	0,77097536
$\alpha_A = 1,25 \cdot \sqrt{\frac{\Delta t_O}{D_D}}$			
Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_O$	°C	20
Außendurchmesser Isolierung	D_D	mm	138,2

Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_O$	°C	20
$\Delta t_O = t_O - t_{UT} $			
Oberflächentemperatur der Isolierung	ϑ_O	°C	40
Umgebungstemperatur	ϑ_{UT}	°C	20

Minimale Befüllmenge

minimaler Masse	m_{min}	kg	2,68
$m_{min} = \varrho'' \cdot \left(V - m' \left(\frac{1}{\varrho'} - \frac{1}{\varrho''} \right) \right)$			
Dichte der flüssigen Phase	ϱ'	kg/m ³	794
Dichte der gasförmigen Phase	ϱ''	kg/m ³	9,785
Masse der flüssigen Phase	m'	kg	0,00015
Volumen	V	m ³	0,00012

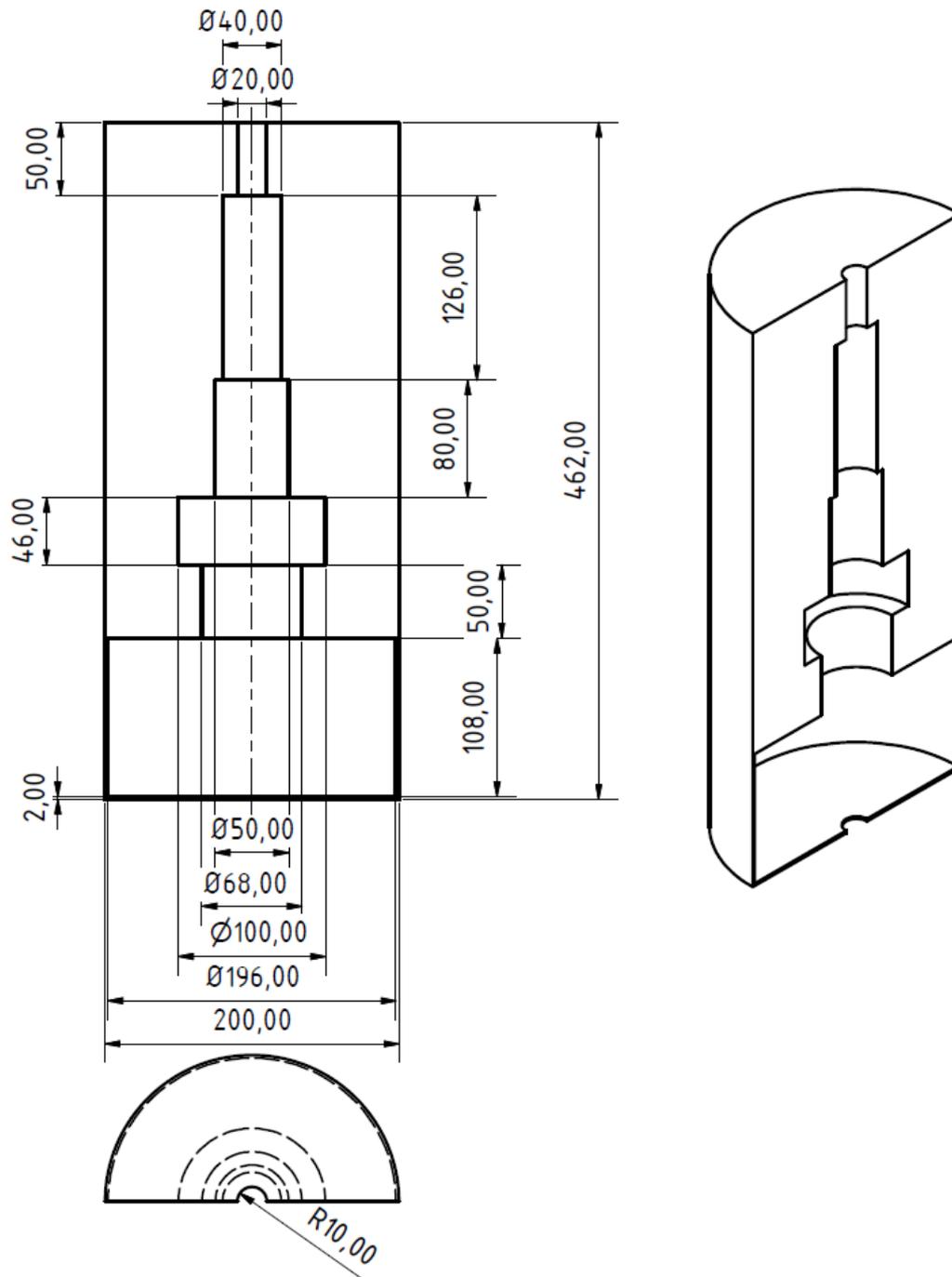


Abbildung 9.1 – CAD-Zeichnung der Wärmedämmkassette Teil 1

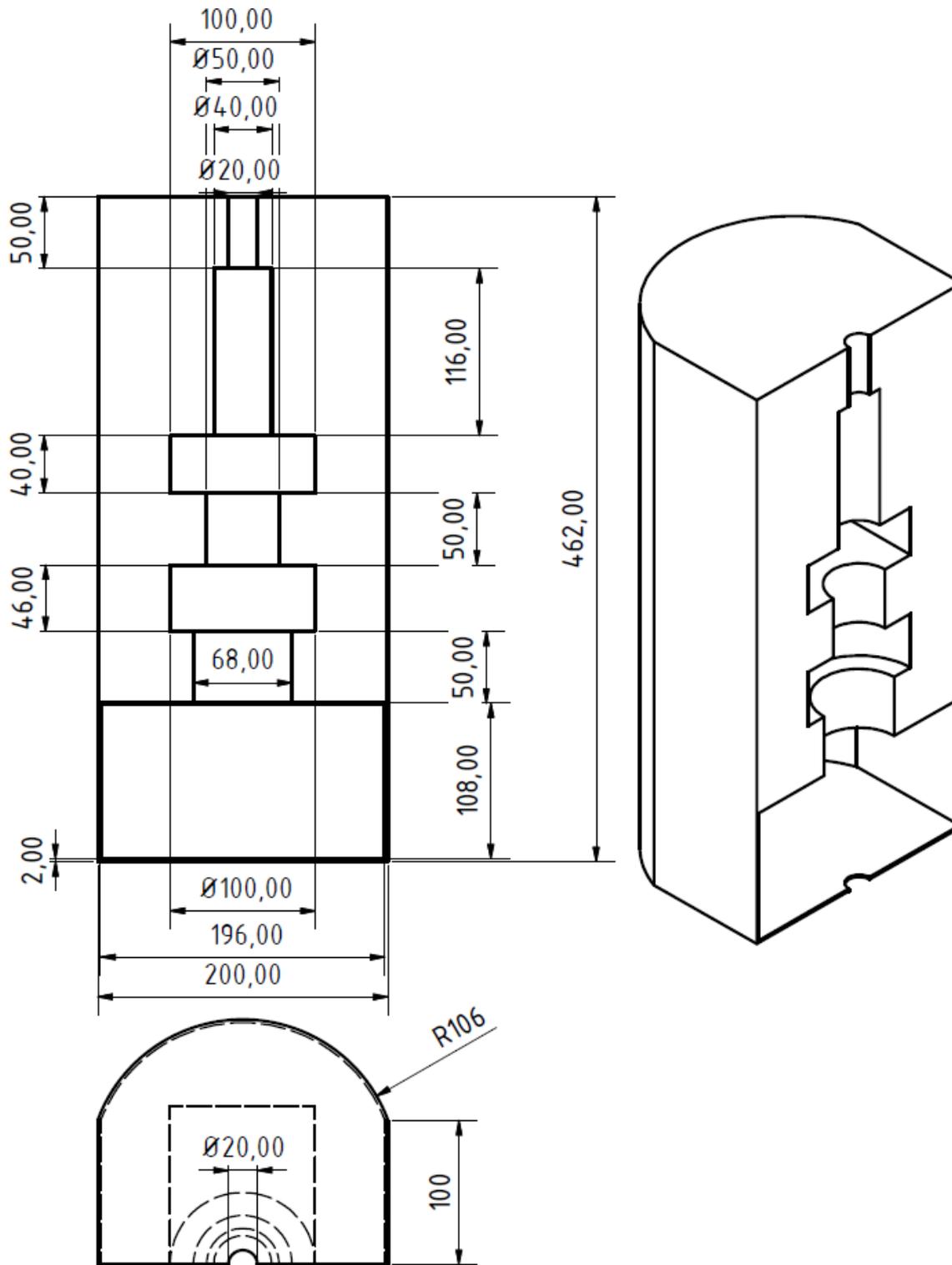


Abbildung 9.2 – CAD-Zeichnung der Wärmedämmkassette Teil 2

Maximaler Wärmestrom

maximaler Wärmestrom	Q	W	37,54396649
maximaler Massenstrom	m	kg/s	0,000141675
Verdampfungsenthalpie	Δh_v	J	265000

maximaler Massenstrom	m	kg/s	0,000141675
Dichte des Wärmeträgerfluides	ρ_l	kg/m ³	794
Permeabilität der Kapillarstruktur	K	m ²	4,42736E-11
Durchströmte Fläche	A_w	m ²	0,000106161
dynamische Viskosität	η_l	Pa·s	0,00025
effektive Wärmerohrlänge	l_{eff}	m	0,05
Oberflächenspannung des Wärmeträgerfluides	σ	N/m	0,0108
Porenradius der Kapillarstruktur	r_c	m	0,000025
Kontaktwinkel des Wärmeträgerfluides		°	20
Erdbeschleunigung	g	m/s	9,81
Anstellwinkel	ϕ	°	90

Permeabilität der Kapillarstruktur	K	m²	4,42736E-11
Drahtdurchmesser	d_w	mm	0,025
Porösität	ϵ		0,554

effektive Wärmerohrlänge	l_{eff}	m	0,05
Länge des Verdampfers	l_{verd}	m	0,04
Länge des Kondensators	l_{kond}	m	0,06

Oberfläche der Netzstruktur	A_w	m²	0,000106161
Anzahl der Wicklung der ersten Netzstruktur	n_1	-	1
Drahtdurchmesser der ersten Netzstruktur	d_1	mm	0,24
Anzahl der Wicklung der ersten Netzstruktur	n_2	-	4
Drahtdurchmesser der ersten Netzstruktur	d_2	mm	0,025
Anzahl der Wicklung der ersten Netzstruktur	n_3	-	1
Drahtdurchmesser der ersten Netzstruktur	d_3	mm	0,1
Innere Durchmesser des Wärmerohres	$d_{i,WR}$	mm	38,4