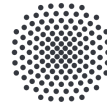




**Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt**
German Aerospace Center



University of Stuttgart
Germany

Masterarbeit

Entwicklung und Test von Strategien zum Thermalmanagement von Lasersystemen

**Development and Test of Thermal Management
Strategies for Laser Applications**

Vorgelegt von
Hannes Minzenmay
Fakultät 6: Luft- und Raumfahrttechnik
Matrikelnr.: 3453515

Prüfer
Prof. Dr. rer. nat. Thomas Dekorsy
Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt (ITLR)
Universität Stuttgart
und
Institut für Technische Physik
Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR)

Betreuer
Dr. Johann Thurn
Institut für Technische Physik
Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR)

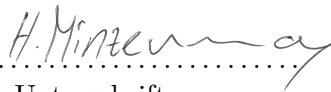
31. März, 2026

Eidesstattliche Erklärung

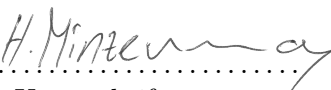
Hiermit erkläre ich mich damit einverstanden, dass meine Masterarbeit zum Thema

Entwicklung und Test von Strategien zum Thermalmanagement von Lasersystemen

in der Institutsbibliothek des Instituts für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt öffentlich zugänglich aufbewahrt und die Arbeit auf der Institutswebseite sowie im Online-Katalog der Universitätsbibliothek erfasst wird. Letzteres bedeutet eine dauerhafte, weltweite Sichtbarkeit der bibliographischen Daten der Arbeit (Titel, Autor, Erscheinungsjahr, etc.). Nach Abschluss der Arbeit werde ich zu diesem Zweck meinem Betreuer neben dem Prüfexemplar eine weitere gedruckte sowie eine digitale Fassung übergeben. Der Universität Stuttgart übertrage ich das Eigentum an diesen zusätzlichen Fassungen und räume dem Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt an dieser Arbeit und an den im Rahmen dieser Arbeit von mir erzeugten Arbeitsergebnissen ein kostenloses, zeitlich und örtlich unbeschränktes, einfaches Nutzungsrecht für Zwecke der Forschung und der Lehre ein. Falls in Zusammenhang mit der Arbeit Nutzungsrechtsvereinbarungen des Instituts mit Dritten bestehen, gelten diese Vereinbarungen auch für die im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Arbeitsergebnisse.

Stuttgart, 31.03.2026, 
Ort, Datum, Unterschrift

Hiermit versichere ich, dass ich diese Masterarbeit selbstständig mit Unterstützung des Betreuers angefertigt und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet habe. Die Arbeit oder wesentliche Bestandteile davon sind weder an dieser noch an einer anderen Bildungseinrichtung bereits zur Erlangung eines Abschlusses eingereicht worden. Ich erkläre weiterhin, bei der Erstellung der Arbeit die einschlägigen Bestimmungen zum Urheberschutz fremder Beiträge entsprechend den Regeln guter wissenschaftlicher Praxis eingehalten zu haben. Soweit meine Arbeit fremde Beiträge (z.B. Bilder, Zeichnungen, Textpassagen, etc.) enthält, habe ich diese Beiträge als solche gekennzeichnet (Zitat, Quellangabe) und eventuell erforderlich gewordene Zustimmungen der Urheber zur Nutzung dieser Beiträge in meiner Arbeit eingeholt. Mir ist bekannt, dass ich im Falle einer schuldhaften Verletzung dieser Pflichten die daraus entstehenden Konsequenzen zu tragen habe.

Stuttgart, 31.03.2026, 
Ort, Datum, Unterschrift

Danksagungen

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mich bei der Bearbeitung dieser Masterarbeit unterstützt haben.

Zuerst gilt mein Dank **Professor Dr. Thomas Dekorsy** für die Möglichkeit am Institut für Technische Physik zu forschen und meine Masterarbeit in diesem Rahmen anzufertigen. Zudem danke ich ihm für die spannende Einführung in das Feld der Laser- und Optoelektronik.

Ein ganz besonderer Dank geht an meinen Betreuer **Dr. Johann Thurn** sowie an **Dr. Raoul Lorbeer** für die Zeit, die sie in fachliche Gespräche und die Beantwortung zahlreicher Fragen investiert haben. Ich danke ihnen außerdem für die klugen Rückfragen und die konstruktive Kritik, die meine Arbeit zweifellos positiv beeinflusst haben.

Abschließend möchte ich dem gesamten Team der Optical Air Data Gruppe und der Abteilung Festkörperlaser und nichtlineare Optik für das angenehme Arbeitsumfeld und die stets freundliche Hilfsbereitschaft danken.

Lizenzen:

Die verwendeten Bibliotheken ThermoCube (Copyright © 2021 Linnarsson Lab) und voltcraft.pps (Copyright © 2012-2020 Andreas Poehlmann) unterliegen der folgenden Lizenz:

Permission is hereby granted, free of charge, to any person obtaining a copy of this software and associated documentation files (the “Software”), to deal in the Software without restriction, including without limitation the rights to use, copy, modify, merge, publish, distribute, sublicense, and/or sell copies of the Software, and to permit persons to whom the Software is furnished to do so, subject to the following conditions:

The above copyright notice and this permission notice shall be included in all copies or substantial portions of the Software.

THE SOFTWARE IS PROVIDED “AS IS”, WITHOUT WARRANTY OF ANY KIND, EXPRESS OR IMPLIED, INCLUDING BUT NOT LIMITED TO THE WARRANTIES OF MERCHANTABILITY, FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE AND NONINFRINGEMENT. IN NO EVENT SHALL THE AUTHORS OR COPYRIGHT HOLDERS BE LIABLE FOR ANY CLAIM, DAMAGES OR OTHER LIABILITY, WHETHER IN AN ACTION OF CONTRACT, TORT OR OTHERWISE, ARISING FROM, OUT OF OR IN CONNECTION WITH THE SOFTWARE OR THE USE OR OTHER DEALINGS IN THE SOFTWARE.

Kurzzusammenfassung

Entwicklung und Test von Strategien zum Thermalmanagement von Lasersystemen

Im Bereich Luftfahrt hat ein Thermalsystem unter Umständen Anforderungen, die eine herkömmliche Wasserkühlung ausschließen. Im Rahmen eines Projektes des [Institut für Technische Physik \(ITP\)](#), soll das Kühlsystem eines Laserverstärkers dabei von einem klassischen Kühlwasserkreislauf auf ein geschlossenes System umgestellt werden. Die Gefahr von Leckagen soll ausgeschlossen werden. Im Rahmen dieser Arbeit werden dafür verschiedene Ansätze vorgestellt. Außerdem wurden Messungen durchgeführt, um die Performance verschiedener Komponenten abzuschätzen. Bei den Versuchen der ersten Messreihe lag der Fokus auf Heatpipes. Diese basieren auf einer Zwei-Phasen Kühlung und stellen eine vielversprechende Alternative zu einem Kühlwasserkreislauf dar. In der zweiten Messreihe steht die Temperaturregelung durch einen [Peltier-Element \(thermoelektrisches Element\) \(TEC\)](#) im Mittelpunkt. Insbesondere die Kombination von [TEC](#) und Heatpipes wurde in unterschiedlichen Varianten getestet.

Das Ziel der ersten Messreihe war dabei konkret, den maximal übertragbaren Wärmestrom und thermischen Widerstand verschiedener Heatpipe-Varianten in unterschiedlichen Einbausituationen zu bestimmen. Mit diesen Daten kann im weiteren Verlauf des Projektes für ein Thermalsystem mit unterschiedlichsten Anforderungen eine passende Konfiguration hergeleitet werden. Die zweite Messreihe hatte das Ziel, den Aufbau eines Thermalsystems, bestehend aus [TEC](#) und Heatpipes, zu optimieren. Zusätzlich sollten Erfahrungen gesammelt werden, die die Auslegung eines finalen Thermalsystems ermöglichen.

In Kapitel 2 werden die theoretischen Grundlagen vorgestellt. Außerdem wird beschrieben, wie Zwei-Phasen-Kühlsysteme weiterentwickelt wurden. Dadurch soll ein Überblick über Komponenten gegeben werden, die bei der weiteren Entwicklung von thermischen Systemen von Bedeutung sein können. Hierzu zählen beispielsweise [Loop Heat Pipes \(LHPs\)](#) oder [Heatpipes mit variabler Wärmeleitfähigkeit \(VCHPs\)](#), sowie verschiedene Komponenten zur passiven Temperaturregelung. In Kapitel 3 wird der Versuchsaufbau vorgestellt, mit dem die Komponenten untersucht wurden. Kapitel 4 stellt die Ergebnisse der Messungen vor. Dabei geht es um den maximal übertragbaren Wärmestrom, sowie den thermischen Widerstand verschiedener Heatpipes. Außerdem wird die Leistungsfähigkeit verschiedener Konfigurationen von [TEC](#) und Heatpipes bewertet. Abschließend wird in Kapitel 5 genauer auf die gemessenen Daten eingegangen. Außerdem wird auf Grundlage der gewonnenen Erkenntnisse ein Leitfaden zur Auslegung eines Thermalsystems vorgestellt. Dieses System beruht auf einer Implementierung von zwei parallelen Wärmepfaden, von denen nur einer die Temperaturregelung übernimmt.

Abstract

Development and Test of Thermal Management Strategies for Laser Applications

In the field of aviation, thermal systems may face conditions that exclude conventional water cooling solutions. As part of a project conducted by the [ITP](#), the cooling system of a laser amplifier is being transitioned from a classical water cooling system to a closed system to eliminate the risk of leakage. Within the scope of this work, various approaches were proposed, and measurements were performed to assess the performance of different components. The first series of measurements focused particularly on heat pipes, which rely on two-phase cooling and represent a promising alternative to a conventional water cooling loop. The second series of measurements centers on temperature control using a [TEC](#). In particular, the combination of [TECs](#) and heat pipes was tested in various configurations.

The primary objective of the first measurement series was to determine the maximum achievable heat transfer rate and the thermal resistance of various heat pipe designs under different installation configurations. These data will allow, in subsequent phases of the project, the derivation of an optimal thermal system configuration tailored to diverse requirements. The second series of measurements aimed to optimize the design of a thermal system consisting of [TECs](#) and heat pipes. Additionally, it sought to gather empirical data to enable the design of a final thermal system.

In section [2](#), the theoretical foundations are presented, along with an overview of the directions in which two-phase cooling systems have been further developed. This provides an understanding of key components that could be relevant for the future development of thermal systems, including [LHPs](#) and [VCHPs](#), as well as various components for passive thermal control. Section [3](#) introduces the experimental setup used to investigate the components. The results of the measurements are presented in section [4](#), focusing on the maximum heat transfer rate and the thermal resistance of different heat pipes. Furthermore, the performance of various TEC and heat pipe configurations is evaluated. Finally, section [5](#) provides a detailed analysis of the measured data and derives a concrete thermal system design based on these findings. Based on the findings, a guideline for the design of a thermal system is presented, which relies on the implementation of two parallel heat paths, only one of which handles temperature regulation.

Inhaltsverzeichnis

Kurzzusammenfassung	I
Inhaltsverzeichnis	VII
Abbildungsverzeichnis	VIII
Tabellenverzeichnis	XI
Symbole and Akronyme	XIII
Symbole	XIII
Akronyme	XV
1 Einleitung	1
2 Theorieteil	3
2.1 physikalische Grundlagen und Funktionsweise von Heatpipes	3
2.1.1 Druckverteilung	4
2.1.2 Betriebsgrenzen	5
2.1.2.1 Viskositätsgrenze	5
2.1.2.2 Schallgeschwindigkeitsgrenze	7
2.1.2.3 Wechselwirkungsgrenze	7
2.1.2.4 Kapillarkraftgrenze	8
2.1.2.5 Siedegrenze	9
2.2 verschiedene Varianten der passiven Zwei-Phasen-Kühlung	10
2.2.1 Fluide	10
2.2.2 Kapillarstrukturen	11
2.2.3 Bauformen	12
2.2.3.1 Thermosyphon	12
2.2.3.2 konventionelle Heatpipe	13
2.2.3.3 Gas Loaded Heat Pipe	14
2.2.3.4 schaltbare Heatpipe basierend auf Adsorption	14
2.2.3.5 Loop Heat Pipe	15
2.3 physikalische Grundlagen der thermoelektrischen Kühlung	17
2.3.1 thermoelektrische Effekte	17
2.3.2 Peltierelement	18
2.4 Konzepte zur passiven Temperaturregelung	19
2.4.1 Wachsmotor gesteuerter Schalter	19
2.4.2 Konzepte basierend auf Bimetallen	19
2.4.3 weitere Ansätze	20
3 Experimentaltteil	21
3.1 Versuchsaufbau	21
3.1.1 Gesamtsystem und Aufbau	21
3.1.1.1 Messaufbau zur Untersuchung von Heatpipes	21

3.1.1.2	Messaufbau zur Untersuchung verschiedener Temperaturregelsystemen	22
3.1.2	Untersuchte Komponenten	23
3.1.2.1	Heatpipes	23
3.1.2.2	Vapor Chamber	24
3.1.2.3	TEC	24
3.2	Messtechnik und Peripherie	25
3.2.1	Einspannung der Heatpipes	25
3.2.2	Temperatursensoren	26
3.2.2.1	Schaltung zur Messung des elektrischen Widerstands	27
3.2.2.2	Kalibrierung der Thermistoren	28
3.2.3	Wärmeleitmaterial	30
3.3	Versuchsablauf	31
3.4	Software	31
3.4.1	Steuerung	32
3.4.2	Sensorauswertung und Datenverarbeitung	33
3.4.3	Datenspeicherung und Visualisierung	33
3.5	Fehlerbetrachtung	36
4	Ergebnisse	39
4.1	Messreihe 1: Wärmetransport	39
4.1.1	Beispiel der Datengewinnung	39
4.1.2	Korrektur der Konvektion	43
4.1.3	Vergleich verschiedener Ausrichtungen	45
4.1.4	Vergleich verschiedener Längen	46
4.1.5	Vergleich verschiedener Kapillarstrukturen	47
4.1.6	Vergleich verschiedener Durchmesser	48
4.1.7	Vergleich verschiedener Arbeitsfluide	49
4.1.8	Vapor Chamber	50
4.1.9	Effekt des Wärmeleitmaterial (Thermal Interface Material) (TIM)	51
4.1.10	Betrachtung des thermischen Widerstandes	51
4.2	Messreihe 2: Temperaturregelung	56
4.2.1	TEC	56
4.2.2	Kombination von Heatpipe und TEC	56
4.2.3	2 Wärmepfade	59
4.2.4	Kombination von Wasser- und Methanol-Heatpipe	61
5	Diskussion	65
5.1	Einordnung der Ergebnisse	65
5.1.1	Ausrichtung und Kapillarstruktur von Heatpipes	65
5.1.2	unterschiedliche Längen von Heatpipes	66
5.1.3	unterschiedliche Durchmesser von Heatpipes	67
5.1.4	unterschiedliche Arbeitsfluide von Heatpipes	68
5.1.5	Vapor Chamber	68
5.1.6	TEC	69
5.1.7	Kombination von Heatpipe und TEC	70
5.1.8	Thermalsystem mit 2 Wärmepfaden	70
5.2	Umsetzung eines effektiven Thermalsystem	72
5.3	Ansätze einer passiven Regelung	74
5.3.1	TEC als passives Element	74
5.3.2	Kombination unterschiedlicher Heatpipes	75

6 Fazit und Ausblick	79
Referenzen	80

Abbildungsverzeichnis

2.1	Aufbau und Phasengrenzfläche einer Heatpipe	4
2.2	Druckverteilung in einer Heatpipe	6
2.3	Betriebsgrenzen einer Heatpipe	7
2.4	Merit-Kurve verschiedener Fluide	11
2.5	Variationen der Zwei-Phasen Kühlung	12
2.6	Gas Loaded Heat Pipe	14
2.7	Schaltbare Heatpipe	15
2.8	Peltier-Element	19
2.9	Thermischer Schalter mit Dehnstoffelement	20
2.10	Thermischer Schalter mit Bimetallstreifen	20
3.1	Versuchsaufbau der ersten Messreihe	22
3.2	Foto des Versuchsaufbaus der ersten Messreihe	23
3.3	Einspannungen von Heatpipes	26
3.4	Spannungsteiler	28
3.5	Kennlinien des Temperatursensors	30
3.6	Wirkungsweise von Wärmeleitmaterial	31
3.7	UML-Diagramm der Sensorauswertung	34
3.8	UML-Diagramm des Beobachter-Musters	34
4.1	Beispielhafte Temperatur- und Leistungsmessung	40
4.2	Thermischer Widerstand bei verschiedenen Temperaturniveaus	41
4.3	Beispielhafte Temperaturmessung bei verschiedenen Temperaturniveaus	42
4.4	Schematische Darstellung verschiedener Wärmeströme	43
4.5	Messung des konvektiven Wärmestroms am Heizelement	44
4.6	Maximaler Wärmestrom bei unterschiedlichen Orientierungen	45
4.7	Maximaler Wärmestrom bei unterschiedlichen Längen	46
4.8	Maximaler Wärmestrom von Heatpipes mit verschiedenen Kapillarstrukturen	47
4.9	Maximaler Wärmestrom bei unterschiedlichen Durchmessern	48
4.10	Maximaler Wärmestrom einer Wasser und Methanol Heatpipe	49
4.11	Thermischer Widerstand einer Vapor Chamber	50
4.12	Thermischer Widerstand einer Wasser-Heatpipe mit gesintertem Docht	53
4.13	Thermischer Widerstand einer Methanol-Heatpipe mit gesintertem Docht	54
4.14	Thermischer Widerstand einer Wasser-Heatpipe mit einem Mesh-Docht	55
4.15	Temperaturmessung zur Bestimmung des thermischen Widerstand eines TEC als passives Element	57
4.16	Charakterisierung eines TEC	58
4.17	Verschiedene Kombinationen von TEC und Heatpipe	59
4.18	Temperaturregelung mit Aufbau 4.17 b)	60
4.19	Temperaturregelung mit Aufbau 4.17 c)	61
4.20	Darstellung der untersuchten Konfigurationen mit 2 Wärmepfaden	62
4.21	Darstellung einer Kombination von Wasser- und Methanol-Heatpipe	62
4.22	Messwerte der untersuchten Kombination von Wasser- und Methanol-Heatpipe	63

5.1	UML-Diagramm des Heatpipe-Modells	76
5.2	Ergebnisse des Modells	77

Tabellenverzeichnis

2.1	Arbeitsfluide und deren Einsatzbereiche	10
4.1	Messergebnisse bezüglich des Einsatzes von TIM	51
4.2	Ergebnisse der untersuchten Konfigurationen	60

Symbole and Akronyme

Symbole

Lateinische Symbole

Symbol	Definition	Einheit
A	Fläche	m^2
A_v	Querschnittsfläche der Dampfkammer	m^2
A_w	Querschnittsfläche des Dohtes	m^2
a_{NTC}	Steinhart-Hart-Koeffizient 0. Ordnung	$1/\text{K}$
b_{NTC}	Steinhart-Hart-Koeffizient 1. Ordnung	$1/\text{K}$
c_{NTC}	Steinhart-Hart-Koeffizient 2. Ordnung	$1/\text{K}$
c_0	Schallgeschw. am Anfang (Verdampfer) der Heatpipe	m/s
d	Dicke	m
D_v	Durchmesser der Dampfkammer	m
F_l	Reibungskoeffizient der Flüssigkeit	s/m^4
F_v	Reibungskoeffizient des Dampfes	s/m^4
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
G	thermische Leitwert	W/K
h	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
H	flächenbezogener Wärmeübergangskoeffizient	W/K
h_{fg}	Verdampfungsenthalpie	J/kg
I	Stromstärke	A
K'	Isentropenexponent	
K	Permeabilität	m^2
L_{eff}	effektive Länge der Heatpipe	m
L_e	Länge des Verdampfers	m
L_a	Länge des adiabatischen Bereichs	m
L_c	Länge des Kondensators	m
L_t	Gesamtlänge der Heatpipe	m
M	Merit-Zahl	kg/s^3
P_{el}	elektrische Leistung	W
p_{L_t}	Druck am Ende (Kondensator) der Heatpipe	Pa
p_0	Druck am Anfang (Verdampfer) der Heatpipe	Pa
Q	Wärmestrom	W
Q_{max}	maximaler Wärmestrom	W
$r_{h,w}$	hydraulischer Radius	m
r_{eff}	effektiver Porenradius	m
r_v	Radius der Dampfkammer	m
r_i	Radius der Rohrrinnenseite	m

Symbol	Definition	Einheit
r_b	Radius der Dampfblasen	m
r_{men}	Radius des Meniskus	m
R	elektrischer Widerstand	Ω
R_g	ideale Gaskonstante	J/(kg K)
R_{th}	thermischer Widerstand	K/W
S	Seebeck-Koeffizient	V/K
t	Zeitspanne	s
T	Temperatur	K
T_0	Temperatur am Anfang (Verdampfer) der Heatpipe	K
T_v	Temperatur des Dampfes	K
U	Spannung	V
$\bar{w}$	mittlere Axialgeschwindigkeit	m/s
We	Weber-Zahl	

Griechische Symbole

Symbol	Definition	Einheit
β	Biegewinkel	$^\circ$
γ	Schaltverhältnis	
Δp_c	Druckunterschied durch Kapillarkräfte	Pa
Δp_l	Druckabfall in der Flüssigphase	Pa
Δp_v	Druckabfall in der Dampfphase	Pa
$\Delta p_{e,\delta}$	Drucksprung im Verdampfer	Pa
$\Delta p_{co,\delta}$	Drucksprung im Kondensator	Pa
Δp_g	hydrostatischer Druckunterschied	Pa
ΔT	Temperaturdifferenz	K
ΔT_{crit}	kritische Überhitzung	K
θ	Neigungswinkel der Heatpipe	rad
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m K)
λ_{eff}	effektive Wärmeleitfähigkeit des Dochtes	W/(m K)
μ_v	dynamische Viskosität des Dampfes	kg/(m s)
μ_l	dynamische Viskosität der Flüssigkeit	kg/(m s)
π	Peltier-Koeffizient	V
ρ_0	Dichte am Anfang (Verdampfer) der Heatpipe	kg/m ³
ρ_v	Dichte des Dampfes	kg/m ³
ρ_l	Dichte der Flüssigkeit	kg/m ³
σ	Oberflächenspannung	N/m
τ	Thomson-Koeffizient	V/K

Akronyme

ADC Analog-Digital-Wandler. [22](#), [27](#), [33](#), [36](#)

DLR Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt. [1](#)

ITP Institut für Technische Physik. [1](#), [79](#), [I](#), [III](#)

Laser Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation. [1](#), [18](#), [72](#), [79](#)

LHP Loop Heat Pipe. [15](#), [16](#), [79](#), [I](#), [III](#)

NCG nicht kondensierbares Gas. [14](#)

NTC negativer Temperaturkoeffizient. [27](#), [36](#), [37](#), [58](#), [59](#), [74](#)

PTC positiver Temperaturkoeffizient. [27](#)

TEC Peltier-Element (thermoelektrisches Element). [1–3](#), [18](#), [21–24](#), [32](#), [33](#), [56–60](#), [69–75](#), [79](#), [I](#), [III](#), [IX](#)

TIM Wärmeleitmaterial (Thermal Interface Material). [25](#), [30](#), [31](#), [51](#), [VI](#), [XI](#)

VCHP Heatpipe mit variabler Wärmeleitfähigkeit. [14](#), [79](#), [I](#), [III](#)

YAG Yttrium-Aluminium-Granat. [1](#), [79](#)

1 Einleitung

Über nahezu alle Branchen hinweg - von der Mikroelektronik bis zur Automobilbranche - spielt die effiziente Abfuhr von Wärme, eine bedeutende Rolle bei der Entwicklung eines modernen Systems. Insbesondere in Hochleistungssystemen mit viel Abwärme oder bei Baugruppen, die eine hohe Temperaturstabilität benötigen oder enge Betriebsgrenze besitzen, ist die Entwicklung eines performanten Thermalsystems unabdingbar.

Am ITP des [Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt \(DLR\)](#) kommen diese Dinge zusammen. Hier werden verschiedene [Laser \(Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation\)](#) entwickelt, die mit einer hohen Leistung viel Abwärme erzeugen. Gleichzeitig sind die Eigenschaften vieler [Laser](#) von der Temperatur abhängig. Das führt dazu, dass Temperaturschwankungen die Strahleigenschaften verschlechtern können und eine präzise Temperaturregelung notwendig ist.

In einem der aktuellen Projekte wird ein gepulster Ytterbium dotierter [Yttrium-Aluminium-Granat \(YAG\)-Laser](#) für den Einsatz in einem Flugzeug entwickelt. Durch die Detektion von dopplerverschobener Rayleigh-Streuung kann durch Messung des Dopplershifts auf die Stärke von Turbulenzen geschlossen werden. Ziel ist es, durch eine schnelle Reaktion des Flugzeugs auf die Turbulenzen die Flügellasten zu minimieren, Sicherheitsfaktoren zu senken und so eine effizientere Nutzung der Flugzeuge zu ermöglichen. Außerdem wird der Einsatz von Flügeln mit hoher Streckung, bei gleichzeitig leichter Bauweise, ermöglicht. Durch den Betrieb des [Lasers](#) in einem Flugzeug, ergibt sich für das Thermalsystem jedoch eine weitere Schwierigkeit. Die herkömmliche Variante mit einem Kühlmittelkreislauf birgt verschiedene Nachteile. Dazu zählt die Gefahr von Leckage, anspruchsvolle Wartung, Beachtung elektrochemischer Potentiale, etc. Daher soll ein offener Kühlmittelkreislauf innerhalb des [Lasers](#) vermieden werden.

Das Ziel dieser Arbeit besteht darin, einen Überblick über verschiedene Möglichkeiten eines alternativen Kühlsystems zu geben und erste Test von vielversprechenden Varianten durchzuführen. Dabei soll ein offener Flüssigkeitskreislauf vermieden werden. Gleichzeitig sollen Ansätze für eine effiziente Temperaturregelung geschaffen werden. Das in dieser Arbeit betrachtete Thermalsystem besitzt Heizelemente, die den Laser als Wärmequelle simulieren. Die Wärmesenke wird in den ersten Prototypen in Form eines Kältebads, bzw. Kühlakkus umgesetzt. Die Arbeit konzentriert sich jedoch nicht auf die Umsetzung dieser Wärmesenke, sondern lediglich auf den Wärmetransport von Wärmequelle zu Wärmesenke und die Temperaturregelung.

Der Fokus liegt dabei auf zwei wesentliche Komponenten: Heatpipes und [TECs](#). Heatpipes basieren auf dem Phasenwechsel eines Arbeitsfluids und können für den Wärmetransport sehr effektiv eingesetzt werden. Die Wärmeleitfähigkeit einer im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Heatpipe liegt bei $70\,000\text{ W}/(\text{m K})$ (vgl. Abbildung [4.12](#)) und übertrifft Kupfer mit einer Wärmeleitfähigkeit von $400\text{ W}/(\text{m K})$ um ein Vielfaches. Ein [TEC](#) basiert auf Thermoelektrizität, genauer dem Peltier-Effekt, und wird zur genauen Temperaturregelung verwendet. Durch die direkte elektrische Ansteuerung, kann die Temperatur sehr schnell und präzise kontrolliert werden. Für die Temperaturregelung von [Lasern](#) sind [TECs](#) deshalb

ein weit verbreitetes Bauteil.

In Kapitel 2 dieser Arbeit werden die theoretischen Grundlagen dieser beiden Komponenten vorgestellt. Außerdem werden verschiedene Variationen von Zwei-Phasen-Kühlsystemen und alternative Konzepte für eine effiziente Temperaturregelung betrachtet. In Kapitel 3 wird der Versuchsaufbau vorgestellt, mit dem Heatpipes und TECs in verschiedenen Betriebszuständen untersucht werden. Insbesondere wird auf den Messaufbau, den Versuchsablauf und die entworfene Software eingegangen. Unsicherheiten, die bei den Messungen auftreten, werden am Ende von Kapitel 3 betrachtet. Kapitel 4 stellt die Ergebnisse der Messungen vor. Bei Heatpipes liegt der Fokus dabei auf dem Wärmestrom, der maximal übertragen werden kann und dem thermischen Widerstand. TECs werden in ihrer Effizienz bewertet, dabei wird insbesondere der Einsatz in Kombination mit Heatpipes betrachtet. In Kapitel 5 werden die Ergebnisse aufgegriffen und in den Zusammenhang theoretischer Grundlagen gestellt. Weiter wird die Bedeutung der Messungen für die Entwicklung eines finalen Thermalsystems erläutert und ein Leitfaden für die Auslegung eines solchen Systems vorgestellt. Abschließend werden Möglichkeiten gezeigt, ein Thermalsystem in zukünftigen Arbeiten weiterzuentwickeln, dabei werden auch neue Konzepte für eine passive Temperaturregelung beschrieben.

2 Theorieteil

Schon Mitte des 18. Jahrhunderts entwickelte der Arzt und Mediziner William Cullen ein Verfahren zur Erzeugung von Eis. Er nutze Diethylether, das er in einem Unterdruck verdampfen ließ. Damit konnte er der Umgebung ausreichend Wärme entziehen, um Wasser zu gefrieren [1].

Bis heute ist die Verdampfung von Flüssigkeiten ein grundlegendes Prinzip in vielen Kühlsystemen. Wasser beispielsweise besitzt eine Wärmekapazität von $4,19 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ bei 20°C und eine spezifische Verdampfungsenthalpie von 2257 kJ/kg . Damit wird beim Übergang von flüssigem Wasser bei 100°C zu gasförmigem Wasser bei 100°C etwa 5 mal mehr Energie aufgenommen als bei einer Erwärmung von 0°C auf 100°C flüssigen Wassers. Das wird zum Beispiel bei der Kühlung des menschlichen Körpers genutzt. Durch die Verdunstung von Schweiß, wird dem Körper Wärme entzogen und die Körpertemperatur kann dadurch auch bei sehr heißen Umgebungstemperaturen reguliert werden.

Bis zur Erfindung der Heatpipe waren bei den meisten technischen Anwendungen jedoch Pumpsysteme oder die Gravitation zur Bewegung der Fluide notwendig. Das führte entweder zu komplexen Kühlsystemen und erhöhte damit die Gefahr von Leckage und Ausfällen oder macht eine strikte Einhaltung der korrekten Orientierung erforderlich.

Auch klassische Komponenten zur Temperaturregelung, wie Lüfter und Kompressoren, können heute durch eine Technologie aus der Halbleitertechnik ersetzt werden. [TECs](#) bieten dabei eine extrem präzise Temperaturregelung, ohne dass bewegliche Teile verwendet werden. Dadurch werden Vibrationen vermieden und der Wartungsaufwand wird reduziert.

2.1 physikalische Grundlagen und Funktionsweise von Heatpipes

Seit dem ersten Patentantrag der modernen Heatpipe im Jahr 1944 (eingereicht 1942) von R. S. Gaugler [2], hat sich seine Erfindung stetig weiterentwickelt und verändert. Die grundlegende Funktionsweise beruht jedoch bis heute auf den Kapillarkräften, die den Antrieb des Arbeitsfluid bilden. So kann die Heatpipe als passives System, unabhängig von Pumpen und Gravitation funktionieren.

Eine einfache Heatpipe besteht aus drei Komponenten: dem Rohr, dem Docht und dem Arbeitsfluid. Das Rohr ist an beiden Enden geschlossen und hat die Aufgabe, den Innenraum abzudichten und eine gewisse Stabilität zu gewährleisten. Gleichzeitig soll eine gute thermische Kopplung zwischen Außen- und Innenseite hergestellt werden. Das Arbeitsfluid transportiert die Wärmeenergie in verdampfter Form von der Wärmequelle zur Wärmesenke und strömt dabei durch den Hohlraum im Inneren des Rohrs. Der Docht bedeckt die Innenseite des Rohrs und erfüllt die Aufgabe, Flüssigkeit durch Kapillarkräfte von der Wärmesenke zur Wärmequelle zu transportieren.

Die Heatpipe lässt sich dabei in verschiedene Bereiche einteilen: den Kontaktbereich zwischen Heatpipe und Wärmequelle, in dem Fluid verdampft (Verdampfer), den Kontakt-

bereich zwischen Heatpipe und Wärmesenke, in dem Fluid kondensiert (Kondensator) und den dazwischenliegenden adiabatischen Bereich (siehe Abbildung 2.1).

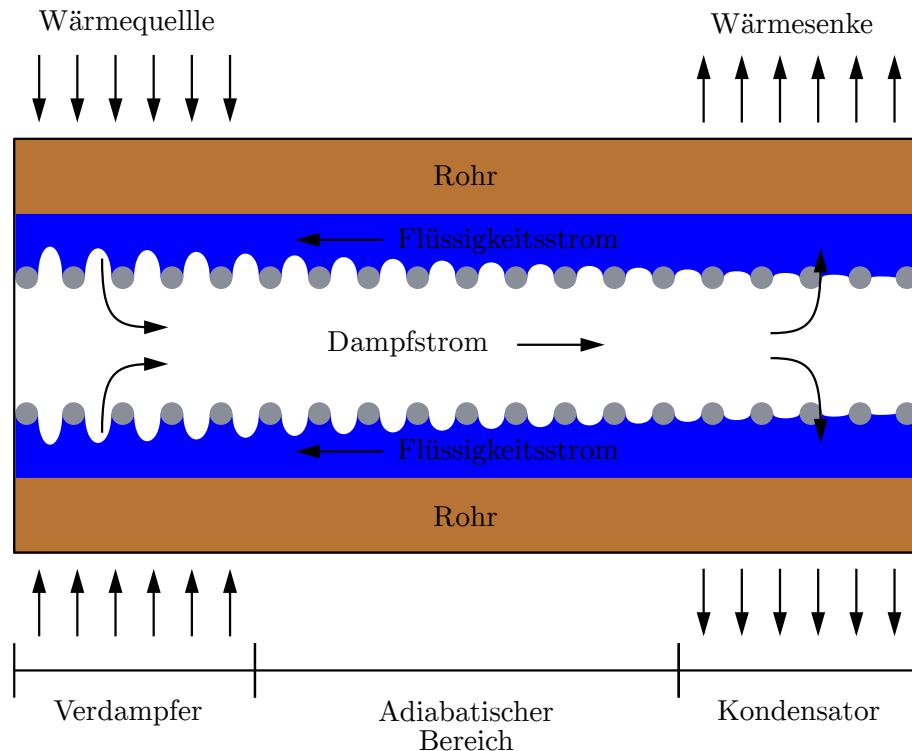


Abbildung 2.1: Schematischer Aufbau einer Heatpipe einschließlich der Phasengrenzfläche von Flüssigkeit und Dampf [3, S. 5]

2.1.1 Druckverteilung

Wird auf die Heatpipe eine Wärmelast angebracht, leitet das Rohr die Wärme ins Innere. Das sich im Docht befindliche Fluid verdampft und durch den Massenstrom entsteht im Verdampfer ein Überdruck. Durch Kondensation bildet sich im Bereich der Wärmesenke ein Unterdruck. Durch die Reibung zwischen dem strömenden Dampf und dem Docht kann dieser Druckunterschied nicht komplett ausgeglichen werden und es gibt ein Druckgefälle. Getrieben durch die Kapillarkräfte, strömt die Flüssigkeit im Docht wieder durch den adiabatischen Bereich zur Wärmequelle. Hier gibt es Reibungskräfte in den Kapillarstrukturen. Der dabei entstehende Druckabfall hängt nach Darcy's Law von der Permeabilität und Querschnittsfläche des Dochtes ab [4, S. 20 f.].

Im Kondensator ist die Phasengrenzfläche nahezu flach, da hier der Druckunterschied zwischen Dampf und Flüssigkeit sehr klein ist. Diese Stelle wird Benetzungspunkt (im englischen "wet point") genannt und seine Position ist bei der analytischen Beschreibung der Heatpipe von Bedeutung. In den meisten Fällen kann von einem Benetzungspunkt ganz am Ende der Heatpipe ausgegangen werden. Entlang des adiabatischen Bereichs und des Verdampfers nimmt der Druckunterschied zwischen Dampf und Flüssigkeit zu. Dadurch entstehen gekrümmte Phasengrenzflächen. Ein typischer Verlauf ist in Abbildung 2.1 abgebildet.

In Abbildung 2.2 ist die Druckänderung über die Länge der Heatpipe für verschiedene Durchflussraten des Dampfes abgebildet. Es lässt sich gut erkennen, dass die Kapillarkräfte

den Druckverlust im Dampf und in der Flüssigkeit für eine funktionierende Heatpipe kompensieren müssen. Die Gravitationskraft kann den Druckverlust in der Flüssigkeit, je nach Orientierung der Heatpipe, vergrößern oder verkleinern. Bei mittleren und hohen Durchflussraten lässt sich in der Dampfphase ein Druckanstieg entlang des Kondensators erkennen. Dieser Effekt resultiert aus der stetigen Abnahme des Massenstroms im Kondensators. Da der Dampf am Docht kondensiert, verliert die verbleibende Dampfströmung an Geschwindigkeit. Die kinetische Energie des Dampfes wird dabei in statischen Druck umgewandelt. In der mathematischen Impulsbilanz wird das durch einen negativen Trägheitsterm dargestellt, der dem drucksenkenden Effekt der Wandreibung entgegenwirkt und diesen bei hohen Geschwindigkeiten sogar übertreffen kann. [4, S. 20].

Auffällig ist, dass es im Kondensator in allen Diagrammen einen kleinen Drucksprung bei der Kondensation des Dampfes gibt. Dieser ist darauf zurückzuführen, dass es beim Phasenübergang eine Bewegung senkrecht zur Längsachse der Heatpipe gibt. Auch dabei entsteht durch Reibung ein Druckabfall [4, S. 22]. Bei der Verdampfung gibt es einen analogen Drucksprung. Dieser fällt im Diagramm mit dem Drucksprung durch die Kapillarkraft zusammen und ist daher nicht zu erkennen.

2.1.2 Betriebsgrenzen

Bei bestimmten Arbeitspunkten treten Effekte auf, die die normale Funktionsweise der Heatpipe beeinträchtigen und die Wärmetransportfähigkeit begrenzen. Von besonderer Bedeutung sind dabei vor Allem fünf Betriebsgrenzen: die Viskositätsgrenze, die Schallgeschwindigkeitsgrenze, die Wechselwirkungsgrenze, die Kapillarkraftgrenze und die Siedegrenze [5]. Diese Betriebsgrenzen sind in Abbildung 2.3 qualitativ dargestellt. Es muss allerdings angemerkt werden, dass der Verlauf des maximalen Wärmestroms je nach Fluid, Geometrie, Orientierung, usw. stark von der abgebildeten Form abweichen kann.

2.1.2.1 Viskositätsgrenze

Die Viskositätsgrenze und die Schallgeschwindigkeitsgrenze entspringen beide, der Betrachtung der Kontinuitätsgleichung unter Annahme der idealen Gasgleichung. Sie befinden sich jeweils auf der anderen Seite des Spektrums: Die Schallgeschwindigkeitsgrenze basiert auf den Trägheitskräften und Reibungskräfte können vernachlässigt werden während die Viskositätsgrenze auf Reibungskräften basiert und Trägheitskräfte vernachlässigt werden können.

Für die Herleitung der Viskositätsgrenze wird neben der Annahme eines idealen Gases und der Vernachlässigung der Trägheitskräfte noch angenommen, dass die spezifische Wärmekapazität des Dampfes deutlich geringer ist als die Verdampfungsenthalpie und damit vernachlässigt werden kann. Außerdem wird angenommen, dass die Temperaturabhängigkeit der Verdampfungsenthalpie vernachlässigbar ist. Zusätzlich wird von einer konstanten Druckverteilung, konstanter Dichte und einer parabolischen Geschwindigkeitsverteilung über den Querschnitt der Heatpipe ausgegangen.

Begrenzt wird der Wärmestrom nun dadurch, dass der Druck am Ende des Kondensators positiv sein muss $p_{L_t} > 0$. Damit ergibt sich nach Faghri [3, S. 257] ein maximaler Wärmestrom von

$$Q_{max} = \frac{A_v D_v^2 h_{fg} \rho_0 p_0}{64 \mu_v L_{eff}} \quad (2.1)$$

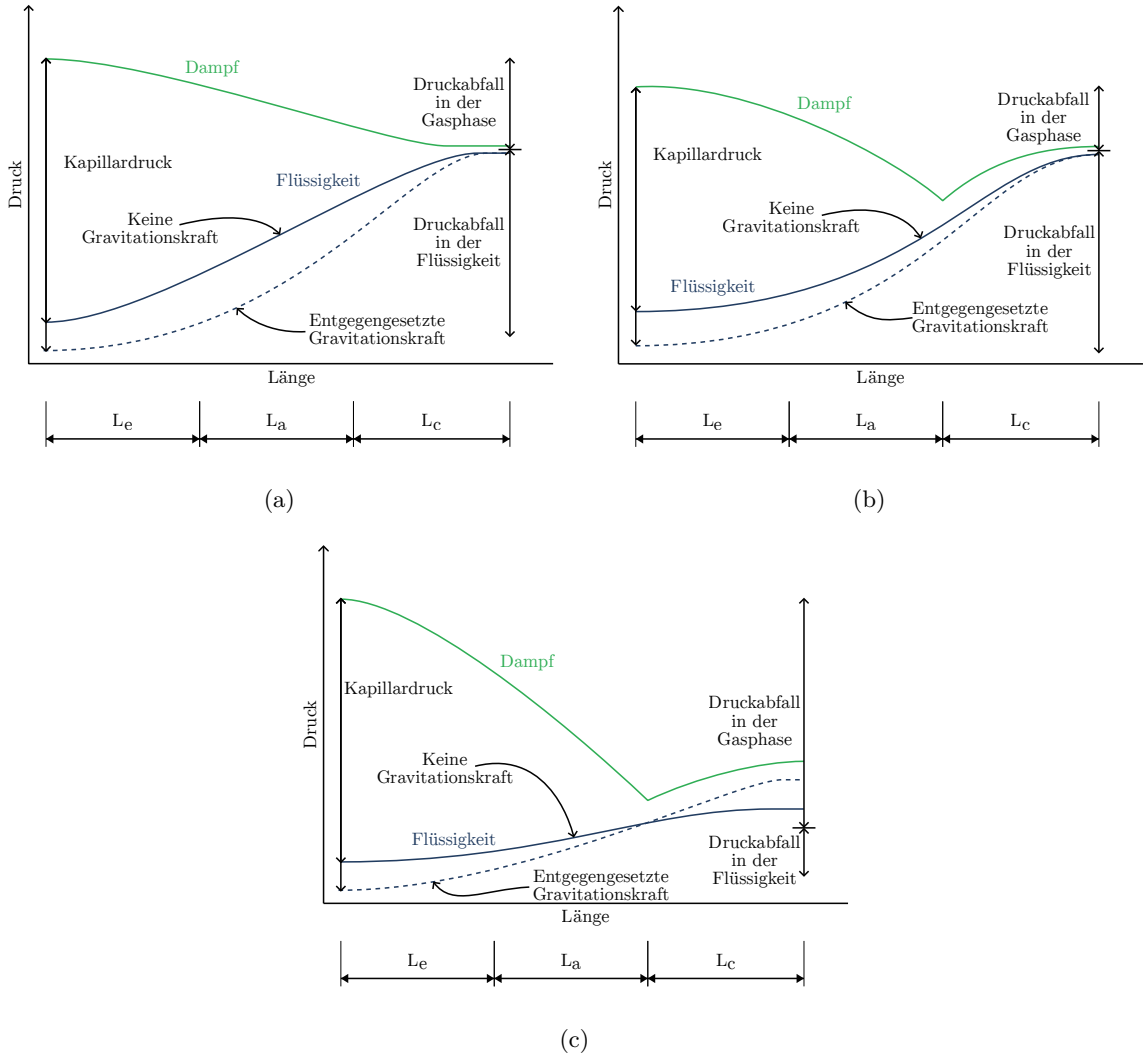


Abbildung 2.2: Druckverteilung in den unterschiedlichen Bereichen der Heatpipe bei a) niedrigem Dampfstrom b) mittlerem Dampfstrom und c) hohem Dampfstrom [3, S. 5 ff.]

$Q_{\max}$ stellt dabei den maximalen Wärmestrom der Betriebsgrenze dar. D_v ist der Durchmesser und A_v der Querschnitt der Dampfkammer in der Heatpipe. h_{fg} steht für die Verdampfungsenthalpie des Arbeitsfluid. p_0 und ρ_0 sind der Druck und die Dichte im Bereich des Verdampfers. μ_v ist die dynamische Viskosität des Dampfes und L_{eff} die effektive Länge der Heatpipe. Diese lässt sich folgendermaßen aus den Längen des Verdampfers L_e , des adiabatischen Bereichs L_a und des Verdampfers L_c berechnen [3].

$$L_{\text{eff}} = \frac{1}{2}L_e + L_a + \frac{1}{2}L_c \quad (2.2)$$

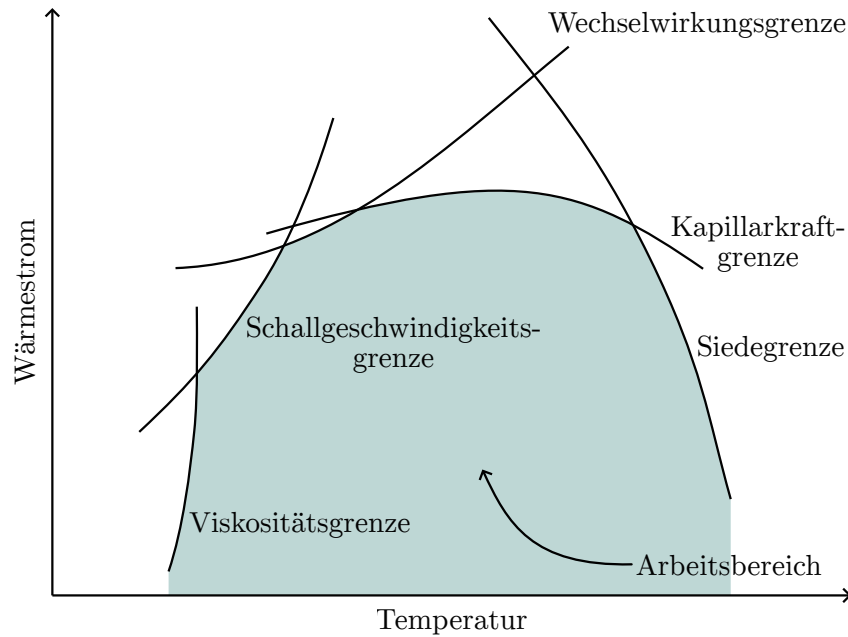


Abbildung 2.3: qualitative Darstellung der Betriebsgrenzen einer Heatpipe [4, S. 17]

2.1.2.2 Schallgeschwindigkeitsgrenze

Die Viskositätsgrenze ist durch den Faktor $\rho_0 p_0$ (vgl. Gleichung 2.1) nach der idealen Gasgleichung stark von der Temperatur abhängig. Ist die Temperatur also hoch genug, kann der Dampf so stark beschleunigt werden, dass die Schallgeschwindigkeit erreicht wird. In diesem Betriebszustand kann auch ein höherer Druckunterschied den Dampf nicht weiter beschleunigen und die Schallgeschwindigkeitsgrenze ist erreicht.

Unter der Annahme eines idealen Gases und Vernachlässigung der Reibung gilt für den maximalen Wärmestrom folgende Gleichung [3, S. 249].

$$Q_{\max} = \frac{\rho_0 c_0 h_{fg} A_v}{\sqrt{2(K' + 1)}} = A_v \rho_0 h_{fg} \left(\frac{K' R_g T_0}{2(K' + 1)} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

ρ_0 , c_0 und T_0 sind dabei die Dichte, Schallgeschwindigkeit und Temperatur am geschlossenen Ende des Verdampfers. K' ist der Isentropenexponent und R_g die ideale Gaskonstante.

Zu beachten ist, dass Reibung den tatsächlichen maximale Wärmeffluss durchaus stark beeinflussen kann. In der Realität ist also besonders bei niedrigen Temperaturen ein geringerer Wärmestrom zu erwarten. Levy und Chou [6] haben die vorgestellte analytische Lösung mit einer realen Natrium Heatpipe von Westinghouse verglichen. Die Abweichungen lagen zwischen 100 % bei 425 °C und 10 % bei 600 °C.

2.1.2.3 Wechselwirkungsgrenze

Da der Dampf und die Flüssigkeit in direktem Kontakt miteinander stehen und entgegengesetzte Geschwindigkeiten haben, kommt es zu Wechselwirkungen zwischen den Phasen. Mit zunehmender Relativgeschwindigkeit kann es zur Formation von immer größeren Wellen kommen. Dabei lösen sich Tropfen vom Wellenkamm und werden mit dem Dampf zurück zum Kondensator transportiert. Diese Tropfenbildung führt dazu, dass nicht genug Flüssigkeit zum Verdampfer gelangt und er beginnt auszutrocknen.

Die Wechselwirkungsgrenze wird erreicht, wenn die Weber-Zahl (das Verhältnis von fluiddynamischen Kräften und Kohäsionskräften) eins wird. Mit der Oberflächenspannung σ , dem hydraulischen Radius des Dochtes $r_{h,w}$, der Dichte des Dampfes ρ_v und der mittleren Axialgeschwindigkeit des Dampfes $\bar{w}$ ergibt sich:

$$We = \frac{2r_{h,w}\rho_v\bar{w}^2}{\sigma} = 1 \quad (2.4)$$

Bezüglich des maximalen Wärmestroms ist die Wechselwirkungsgrenze mit folgender Gleichung gegeben [3, S. 255]:

$$Q_{\max} = A_v h_{fg} \left(\frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,w}} \right)^{1/2} \quad (2.5)$$

Der hydraulische Radius $r_{h,w}$ der Oberfläche des Dochtes kann nach Faghri [3, S. 255] bei einem Mesh mit $r_{h,w} = 0,5W$, bei Grooved mit $r_{h,w} = W$ und bei Sintered mit $r_{h,w} = 0,205D$ approximiert werden. W ist dabei der Abstand der Drähte des Mesh, bzw. die Breite der Grooves und D der Durchmesser der Pulverkörner, die beim Sintern verwendet wurden.

Zur Wechselwirkungsgrenze ist außerdem zu erwähnen, dass es bei klassischen Kapillargetriebenen Heatpipes nur sehr begrenzte experimentelle Nachweise dieser Effekte gibt. Faghri [3, S. 255] vermutet, dass die Kapillarstruktur bei klassischen Heatpipes die Wellenbildung zu großen Teilen verhindert.

2.1.2.4 Kapillarkraftgrenze

Wie in Abschnitt 2.1.1 erwähnt, sind die Kapillarkräfte im Docht für den Transport der Flüssigkeit verantwortlich. Sie müssen größer sein als die Summe der Druckverluste auf dem Pfad des Fluids [3, S. 225].

$$\Delta p_c \geq \Delta p_l + \Delta p_v + (\Delta p_{e,\delta} + \Delta p_{co,\delta}) + \Delta p_g \quad (2.6)$$

Δp_c ist der Druckunterschied, der durch die Kapillarkräfte erzeugt wird. Δp_l und Δp_v sind die Druckverluste in der flüssigen und dampfförmigen Phase und Δp_g ist der hydrostatische Druck, der beim Transport des Arbeitsfluid von Kondensator zu Verdampfer überwunden werden muss. Die Drucksprünge im Verdampfer $\Delta p_{e,\delta}$ und im Kondensator $\Delta p_{co,\delta}$ können vernachlässigt werden. Wird weiter angenommen, dass eine laminare, inkompressible Strömung vorliegt, die Wärme gleichmäßig verteilt ist, Gleichgewicht von Verdampfung und Kondensation herrscht und der Benetzungspunkt am Ende der Heatpipe liegt, kann Gleichung 2.6 folgendermaßen geschrieben werden [4, S. 35]:

$$\frac{2\sigma}{r_{\text{eff}}} \geq \left(\frac{\mu_l}{\rho_l A_W K h_{fg}} + \frac{16\mu_v}{2\rho_v r_v^2 h_{fg} A_v} \right) L_{\text{eff}} Q_{\max} + \rho_l g L_t \sin \theta \quad (2.7)$$

r_{eff} stellt dabei den effektiven Porenradius dar. μ_l und μ_v sind die dynamische Viskosität von Flüssigkeit und Dampf, ρ_l und ρ_v die Dichte von Flüssigkeit und Dampf. Während A_v die Querschnittsfläche und r_v den Radius der Dampfkammer bezeichnet, ist A_W die Querschnittsfläche des Dochtes. K ist die Permeabilität des Dochtes. L_{eff} (vgl. Gleichung 2.2) und L_t bezeichnen die effektive und gesamte Länge der Heatpipe. θ beschreibt den Neigungswinkel der Heatpipe zur Horizontalen und g die Erdbeschleunigung.

An dieser Stelle werden Reibungskoeffizienten F_l und F_v für Flüssig- und Dampfphase eingeführt.

$$F_l = \frac{\mu_l}{\rho_l A_W K h_{fg}} \quad (2.8)$$

$$F_v = \frac{8\mu_v}{\rho_v r_v^2 h_{fg} A_v} \quad (2.9)$$

Damit ergibt sich für den maximalen Wärmestrom im Zusammenhang der Kapillarkraftgrenze folgender Ausdruck:

$$Q_{\max} = \frac{\frac{2\sigma}{r_{\text{eff}}} - \rho_l g L_t \sin \theta}{L_{\text{eff}} (F_l + F_v)} \quad (2.10)$$

Die Kapillarkraftgrenze wird bei terrestrischen Anwendungen am häufigsten erreicht und sollte deshalb beim Einsatz von Heatpipes immer berücksichtigt werden [7].

2.1.2.5 Siedegrenze

Bei hohen Temperaturen wird die Betriebsgrenze häufig durch die Siedegrenze definiert. Diese Grenze entsteht dadurch, dass bei hohen Wärmeströmen die Verdampfung des Fluids nicht an der Phasengrenzfläche auf der Innenseite des Dohtes stattfindet, sondern unter Umständen direkt am, bzw. im Docht. Dabei können sich Blasen bilden, die in der Kapillarstruktur eingeschlossen sind. Sie blockieren dadurch die Flüssigkeit und der Verdampfer beginnt auszutrocknen [8, S. 129].

Die Siedegrenze einer Heatpipe genau vorherzusagen stellt eine große Herausforderung dar. Viele unterschiedliche Faktoren (wie Porosität, Permeabilität, Oberflächenbeschaffenheit, etc.), sowie ein gewisser Zufallscharakter der Blasenbildung machen die Herleitung einer Gleichung sehr schwierig. Es existieren jedoch einige empirische Korrelationen. Nach Werner [4, S. 36-42] ist Gleichung 2.11 [3, S. 244-248] in der Literatur am meisten verbreitet.

$$Q_{\max} = \frac{2\pi L_e \lambda_{\text{eff}} \Delta T_{\text{crit}}}{\ln\left(\frac{r_i}{r_v}\right)} \quad (2.11)$$

mit der kritischen Überhitzung

$$\Delta T_{\text{crit}} = \frac{2\sigma T_v}{h_{fg} \rho_v} \left(\frac{1}{r_b} - \frac{1}{r_{\text{men}}} \right) \quad (2.12)$$

Dabei ist r_i der Innenradius des Heatpipe-Rohrs und r_v der Radius der Dampfkammer. r_b ist der Radius der Dampfblasen an der Grenzfläche zwischen Flüssigkeit und Wand und r_{men} ist der Radius der Krümmung des Meniskus. λ_{eff} beschreibt die effektive Wärmeleitfähigkeit des Dohtes und T_v die Dampftemperatur.

2.2 verschiedene Varianten der passiven Zwei-Phasen-Kühlung

2.2.1 Fluide

Alle Zwei-Phasen-Kühlsysteme arbeiten mit einem Fluid, das die Wärme in Form der Phasenänderung transportiert. Bei der Auswahl des geeigneten Fluids gibt es viele Eigenschaften, die es zu beachten gilt. Von größter Bedeutung sind dabei Schmelz- und Siedepunkt, da durch diese Stoffeigenschaften der Temperatureinsatzbereich festgelegt wird. Aber auch Viskosität, Oberflächenspannung, Verdampfungsenthalpie und Dichte sind maßgebende Eigenschaften eines Arbeitsfluids.

Eine einfache Möglichkeit den Einsatzbereich und die Performance eines Fluids darzustellen, besteht in der Merit-Kurve. Dabei wird die Merit-Zahl über die Arbeitstemperatur aufgetragen. Die Merit-Zahl ergibt sich aus der Gleichung 2.7 für die Kapillarkraftgrenze einer Heatpipe. Wird in dieser Gleichung nur der Druckabfall in der Flüssigkeit $\Delta p_c \geq \Delta p_l$ betrachtet, ergibt sich:

$$Q_{\max} = \left(\frac{\rho_l \sigma h_{fg}}{\mu_l} \right) \left(\frac{K A_W}{L_{\text{eff}}} \right) \left(\frac{2}{r_{\text{eff}}} \right) \quad (2.13)$$

Die in dieser Gleichung enthaltenen Stoffgrößen bilden die Merit-Zahl [4, S. 133]:

$$M = \frac{\rho_l \sigma h_{fg}}{\mu_l} \quad (2.14)$$

Mithilfe der Merit-Zahl lässt sich eine Aussage über das Potential eines Fluids treffen. Je höher der Wert, desto besser ist das Fluid für den Einsatz in einer Heatpipe geeignet. Wasser sticht dabei mit einer besonders hohen Merit-Zahl heraus und ist vergleichbar mit Metallen wie Cäsium, Kalium oder Natrium (vgl. Abbildung 2.4).

Die Merit-Zahl wird aus der Gleichung bezüglich der Kapillarkraftgrenze hergeleitet. Sie gibt also keine Auskunft über andere begrenzende Effekte wie z.B. die Viskositätsgrenze. Faghri [3, S. 19 ff.] ermittelt für Fluide einen Temperatureinsatzbereich aufgrund des Sättigungsdampfdruckes. Liegt dieser Druck unterhalb von 0,1 atm nähert sich das System der Viskositätsgrenze an. Oberhalb von 20 atm wird der Einsatz aufgrund hoher Belastungen des Rohres unpraktikabel. Der sich daraus ergebenden Einsatzbereich ist in Tabelle 2.1 aufgelistet.

Arbeitsfluid	Schmelzpunkt in K bei 1 atm	Siedepunkt in K bei 1 atm	Einsatzbereich in K
Wasserstoff	13,8	20,38	14-31
Ethan	89,9	184,6	150-240
Propylen	87,9	225,5	185-322
Methanol	175,1	337,8	283-403
Ammoniak	195,5	239,9	213-373
Wasser	273,1	373,1	303-473
Cäsium	301,6	943,0	723-1173
Kalium	336,4	1032	773-1273
Natrium	371	1151	873-1473

Tabelle 2.1: Arbeitsfluide und deren Einsatzbereiche nach Faghri [3, S. 21]

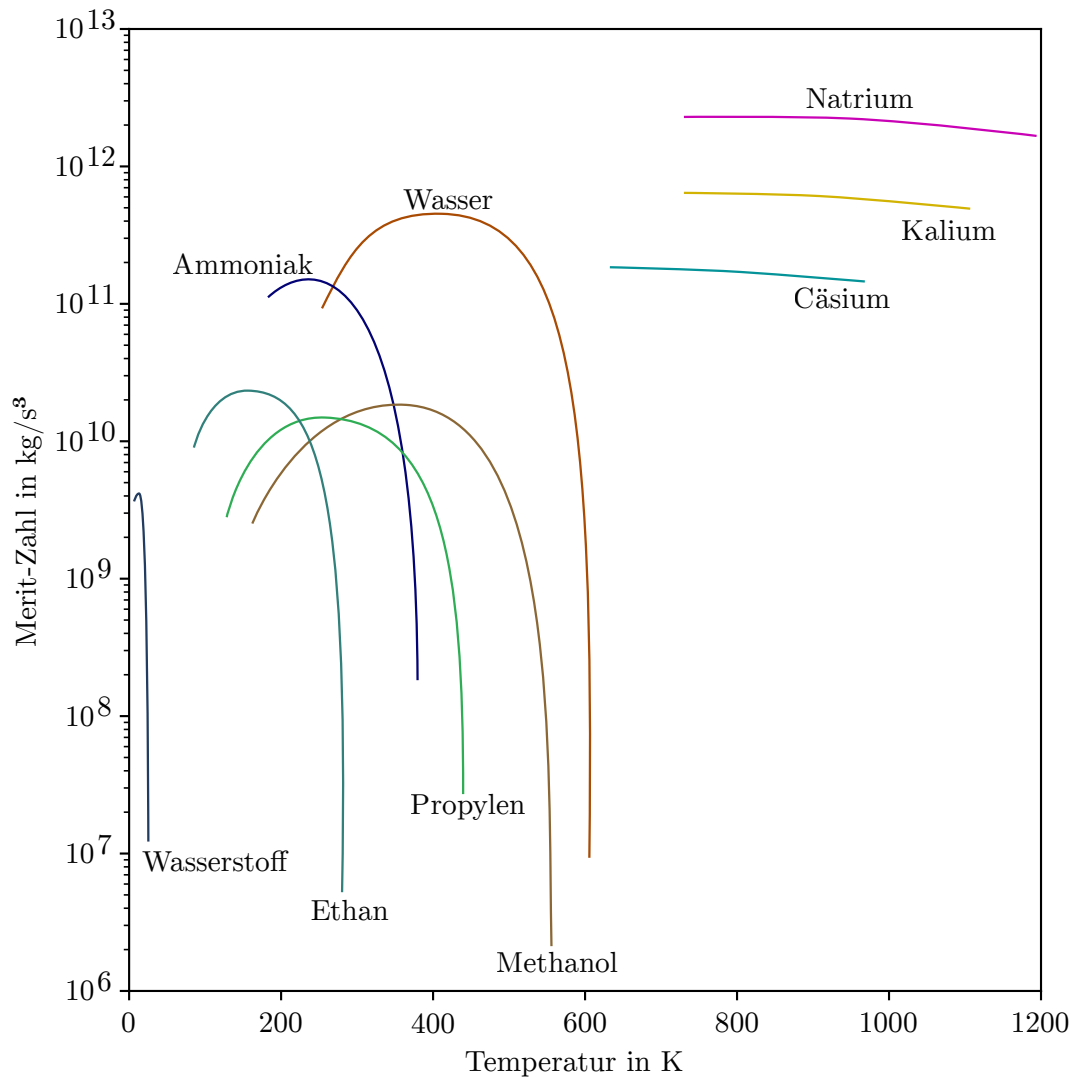


Abbildung 2.4: Merit-Kurve verschiedener Fluide [9]

2.2.2 Kapillarstrukturen

Für den Docht einer Heatpipe gibt es verschiedene Ausführungen. Dabei werden vor Allem drei Arten unterschieden: Grooved, Mesh und Sintered. Grooved (zu Deutsch: gerillt) meint dabei eine Kapillarstruktur mit durchgehenden Einkerbungen. Mesh (zu Deutsch: Netz) wird Synonym auch als Screen bezeichnet und beschreibt einen gewebten Docht aus dünnen Drähten. Mit Sintered (zu Deutsch: gesintert) wird ein Docht beschrieben, der aus einem homogenen porösen Material besteht und durch Sintern hergestellt wurde.

Grundsätzlich gilt bei den Kapillarstrukturen, dass mit kleineren Poren die Kapillarkräfte, aber auch der Druckabfall in der Flüssigphase zunimmt. Das bedeutet, dass ein Docht mit kleinen Poren Beschleunigungen bzw. Neigungen und Gravitationseinflüsse, die sich negativ auf den Wärmestrom ausüben, besser kompensieren kann. Gleichzeitig ist aber die Fließgeschwindigkeit der Flüssigkeit durch den Widerstand bei kleinen Poren begrenzt und der maximale Wärmestrom ist gering im Vergleich zu größeren Poren [9].

Für die drei Kapillarstrukturen lässt sich dadurch schlussfolgern, dass Grooved die geringsten Kapillarkräfte und den geringsten Druckabfall aufweist. Dieser Docht ist ideal für Raumfahrtanwendungen in der Schwerelosigkeit. Sintered ist für Anwendungen, bei denen die Gravitation einen negativen Einfluss haben kann, am besten geeignet, während Mesh mit den mittelgroßen Poren eine Kompromiss der beiden Abwägungen darstellt. Zu beachten ist, dass die verschiedenen Kapillarstrukturen in Ihren Ausführungen variabel sind. Alle drei Arten können mit unterschiedlichen Poren- bzw. Groovegrößen gefertigt werden, wodurch eine gezielte Anpassung an die gewünschten Eigenschaften möglich ist [9].

Neben den drei primären Kapillarstrukturen gibt es weitere Varianten sowie Kombinationen. Werner [4, S. 26] beschreibt zum Beispiel einen Docht, bei dem ein Netz über den Rillen liegt, ein Mesh in gewellter Ausführung oder eine einzelne geschlossene Kapillare, die als Arterie (englisch: Artery) bezeichnet wird.

2.2.3 Bauformen

Neben unterschiedlichen Arbeitsfluiden und Kapillarstrukturen gibt es auch verschiedene Bauformen von Zwei-Phasen-Kühlsystemen (vgl. Abbildung 2.5). Die Komponenten, die in dem Blockdiagramm unter Heatpipe aufgelistet sind, unterscheiden sich nur in ihrer Form, während die Funktionsweise gleich ist. Die anderen Komponenten sind dabei auch in ihrer Funktionsweise Abwandlungen der konventionellen Heatpipe. Im folgenden Abschnitt sollen die Unterschiede einiger dieser Komponenten hervorgehoben werden.

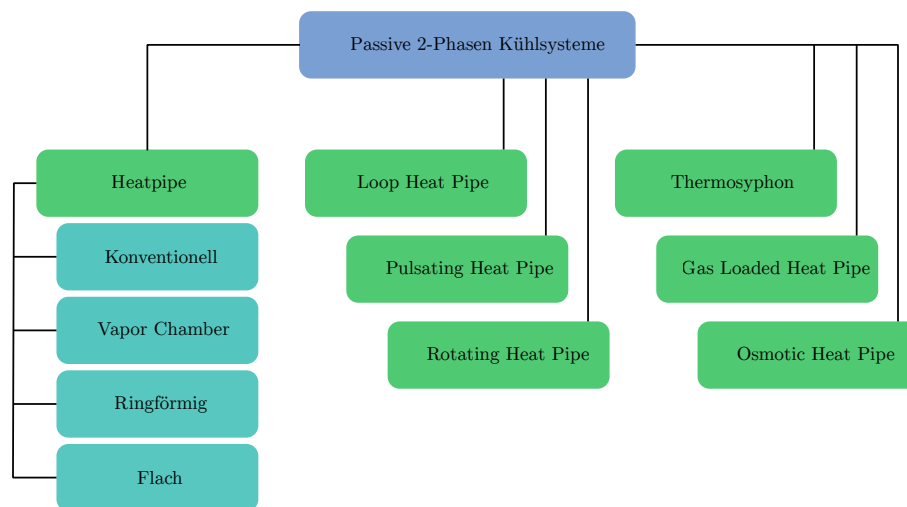


Abbildung 2.5: verschiedene Variationen der passiven Zwei-Phasen-Kühlung

2.2.3.1 Thermosyphon

Der Thermosyphon ist Vorgänger der Heatpipe und wurde schon Mitte des 19. Jahrhunderts von Thomas Fowler erfunden [10]. Es handelt sich ebenfalls um ein abgeschlossenes Rohr in dem ein Austausch von Wärme durch den Transport von verschiedenen Phasen eines Fluids stattfindet. Im Unterschied zur Heatpipe, wie sie in Abschnitt 2.1 beschrieben wurde, besitzt ein Thermosyphon keinen Docht. Der Transport des Fluids wird nur von der Gravitation getrieben. Der Dampf steigt im Thermosyphon nach oben, kondensiert und fließt auf der Innenseite des Rohrs wieder nach unten. Beim Einsatz eines Thermosyphons ist also die vertikale Orientierung von grundlegender Bedeutung.

2.2.3.2 konventionelle Heatpipe

Mit der Verwendung eines Doctes und der Erfindung der Heatpipe konnte ein Zwei-Phasen-Kühlsystem auch unabhängig von Gravitation und Orientierung eingesetzt werden. Die konventionelle Heatpipe zeichnet sich dadurch aus, dass sie nur aus den drei Komponenten, dem Rohr, dem Fluid und dem Docht aufgebaut ist. Außerdem ist die Form des Rohres bei der konventionellen Heatpipe zylindrisch.

Eine weitere Möglichkeit, die die konventionellen Heatpipe bietet und die die Anwendung in vielen Fällen deutlich vereinfacht, ist die Biegung. Damit lässt sich das Rohr einfach in die gewünschte Position bringen. Außerdem kann die Heatpipe etwas abgeflacht, bzw. verformt werden um einen besseren thermischen Kontakt herzustellen. Nach Meyer [7] kann der durch die Biegung reduzierte maximale Wärmestrom folgendermaßen abgeschätzt werden:

$$Q_{\max, \text{gebogen}} = (1 - 0,00056 \cdot \beta) \cdot Q_{\max, \text{gerade}} \quad (2.15)$$

β ist dabei der gesamte Biegewinkel in Grad. Wird also die Heatpipe beispielsweise an einer Stelle um 90° und an einer anderen Stelle 45° gebogen, so ergibt sich ein gesamter Biegewinkel von $\beta = 135^\circ$. Eine Heatpipe, die in gerader Ausführung $Q_{\max} = 100 \text{ W}$ übertragen kann, kann in gebogenem Zustand nur noch $Q_{\max} = 92,4 \text{ W}$ übertragen.

Die Vapor Chamber, die flache Heatpipe und die ringförmige Heatpipe werden in diesem Kapitel als Variante der konventionellen Heatpipe eingestuft, da die Funktionsweise gleich ist und die drei Komponenten (Rohr, Docht und Fluid) ebenfalls den gesamten Aufbau ausmachen. Der Unterschied besteht einzig in der Form des Rohres.

Ringförmige Heatpipe Der Hauptunterschied der ringförmigen Heatpipe zur konventionellen besteht darin, dass der Querschnitt der ringförmigen Heatpipe kein Kreis, sondern ein Ring ist. Dadurch kann der Docht nicht nur auf der Innenseite des äußeren Rohrs, sondern auch auf der Außenseite des inneren Rohrs platziert werden. Die Oberfläche kann dadurch bei gleichbleibendem Außendurchmesser deutlich vergrößert werden. Damit vergrößert sich auch die Grenze der Kapillarkraft und es kann mehr Wärme übertragen werden als bei einer konventionellen Heatpipe mit gleichem Durchmesser [11].

Flache Heatpipe Der Unterschied einer flachen im Vergleich zu einer konventionellen Heatpipe besteht darin, dass der Querschnitt nicht kreisförmig, sondern rechteckig mit einem hohen Seitenverhältnis ist. Dadurch kann der benötigte Bauraum verringert werden und die thermische Kontaktierung wird vereinfacht.

Vapor Chamber Die Vapor Chamber ist einer flachen Heatpipe ähnlich. Sie hat meist eine runde oder rechteckige Form mit niedrigem Seitenverhältnis. Die Besonderheit besteht darin, dass die Wärme nicht nur eindimensional übertragen wird, sondern sich in mehrere Richtungen verteilen kann. Dadurch ist die Vapor Chamber die bevorzugte Komponente, wenn es darum geht kleine, punktförmige Wärmequellen auf eine größere Fläche zu verteilen. Insbesondere bei hohen Wärmestromdichten wie Mikrochips wird die Vapor Chamber eingesetzt. Was den Aufbau einer Vapor Chamber betrifft, unterscheidet sie sich dadurch, dass sich die Kapillarstruktur nicht nur auf der Oberfläche der Hülle befindet, sondern an einigen Stellen auch die beiden Seiten der Vapor Chamber verbindet. Dadurch kann ein direkter Flüssigkeitsstrom von Kondensator zu Verdampfer gewährleistet werden [11].

2.2.3.3 Gas Loaded Heat Pipe

Gas Loaded Heat Pipes sind eine Variante der **VCHP**). Der Aufbau und die Funktionsweise, wie sie in Abbildung 2.6 dargestellt ist, gleichen einer konventionellen Heatpipe mit dem Unterschied, dass ein **nicht kondensierbares Gas (NCG)** in die Dampfkammer eingebracht wird. Während dem Betrieb, wird dieses von dem Arbeitsfluid in den Bereich des Kondensators gedrängt. Da Kondensation nicht stattfinden kann, wenn das **NCG** an einer Stelle vorhanden ist, wird der Wärmestrom zur Wärmesenke in einem Teilbereich des Kondensators blockiert. Vergrößert sich die aufgenommene Wärmeleistung im Verdampfer, erhöht sich die Dampftemperatur und das **NCG** wird komprimiert. Dabei wird die Oberfläche des Kondensators, die für das Arbeitsfluid zugänglich ist, erhöht und der Wärmestrom vergrößert sich. Diese Arbeitsweise ermöglicht einer Gas Loaded Heat Pipe eine nahezu konstante Temperatur des Verdampfers zu halten, unabhängig von der Wärmeleistung, die übertragen wird [3, S. 16 f.].

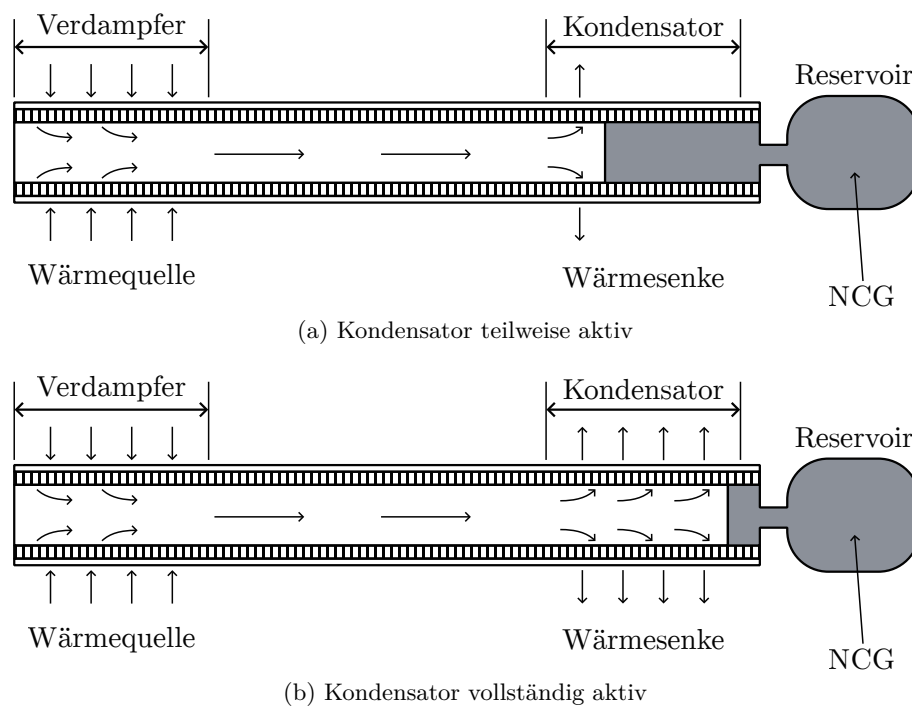


Abbildung 2.6: schematische Darstellung einer Gas Loaded Heat Pipe und deren Funktionsweise [3, S. 17]

2.2.3.4 schaltbare Heatpipe basierend auf Adsorption

Ein Nachteil der Gas Loaded Heat Pipe ist, dass der maximale Wärmestrom auch im An-Zustand durch das **NCG** eingeschränkt wird. Um dieses Problem zu umgehen wurde von Boda et al. [12] eine Alternative entwickelt, die auf temperatur- und druckabhängiger Adsorption des Arbeitsfluids beruht. Wie in Abbildung 2.7 schematisch dargestellt, besteht der Aufbau aus einer Heatpipe mit einem zusätzlichen Reservoir für das Adsorptionsmittel. Liegt die Temperatur des Adsorptionsmittels unter einer Schwellentemperatur, wird das Arbeitsfluid durch Adsorption gebunden. Die Wärmeübertragung kann nicht mehr durch den Transport von Dampf stattfinden, sondern ist auf die Wärmeleitung des Rohrs und des Dochts beschränkt. Sobald die Schwellentemperatur überschritten wird, löst sich das Arbeitsfluid von dem Adsorptionsmittel und die Heatpipe kann die Wärme in Form von

Dampfströmung übertragen.

In [12] wird als Arbeitsfluid Wasser verwendet und als Adsorbtionsmittel Körner aus Titano-siliko-alumo-phosphat (TAPSO-34). Dies führt zu einer Schwellentemperatur von 60 °C.

Ein wichtiger Wert eines solchen thermischen Schalters ist das Schaltverhältnis. Dieser Wert beschreibt das Verhältnis zwischen thermischem Leitwert bzw. Widerstand im An- und Aus-Zustand.

$$\gamma = \frac{G_{\text{An}}}{G_{\text{Aus}}} \quad (2.16)$$

Für die vorgestellte schaltbare Heatpipe konnte nach Boda et al. ein Schaltverhältnis von $\gamma = 26$ gemessen werden [12].

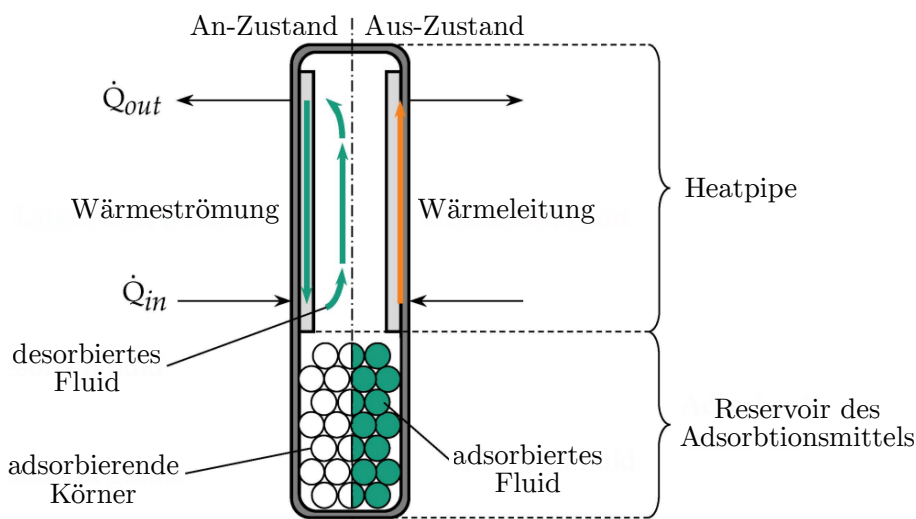


Abbildung 2.7: schematische Darstellung einer schaltbaren Heatpipe basierend auf Adsorption des Arbeitsfluids [12], lizenziert unter CC BY 4.0, vom Autor übersetzt

2.2.3.5 Loop Heat Pipe

Eine weitere Variante der passiven Zwei-Phasen-Kühlung ist die **LHP**. Diese ist besonders geeignet für Anwendungen bei denen eine hohe Wärmeleistung über eine große Distanz transportiert werden muss. Die **LHP** in Ihrer einfachsten Form besteht nur aus einer kapillaren Pumpe (dem Verdampfer), einem Reservoir des Arbeitsfluids, einem Kondensator und Leitungen für Dampf und Flüssigkeit. Der Docht ist dabei nur im Verdampfer (primärer Docht) und gegebenenfalls im Reservoir (sekundärer Docht) vorhanden. Der primäre Docht mit geringem Porenradius sorgt für die Kapillarkräfte, die den Kreislauf in der **LHP** antreiben. Der sekundäre Docht sorgt für eine Verbindung zwischen Reservoir und dem primären Docht im Verdampfer. Er ist nur von Bedeutung, wenn das Reservoir unterhalb des Verdampfers angebracht ist oder sich die **LHP** in der Schwerelosigkeit befindet. Das Reservoir ist dazu da, während dem Betrieb der **LHP** den Überschuss an Flüssigkeit aufzunehmen [13].

Da sich der Docht im Gegensatz zu einer konventionellen Heatpipe nur im Verdampfer befindet können die Dampf- und Flüssigkeitsleitung glatt gefertigt werden, sodass der Druckverlust minimiert wird. Außerdem strömt das Fluid nicht in entgegengesetzte Richtungen, wodurch der Druckverlust nochmals verringert werden kann. Durch diese Reduktion

des Druckverlustes ist eine [LHP](#) effizienter im Vergleich zu einer konventionellen Heatpipe und Wärme kann über größere Strecken transportiert werden [\[13\]](#).

Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass die Leitung aus flexiblen Schläuchen gefertigt werden können, was den Einbau vereinfacht. Zusätzlich kann durch den Einbau von Ventilen der Fluidstrom und damit auch der Wärmetransport geregelt werden.

2.3 physikalische Grundlagen der thermoelektrischen Kühlung

2.3.1 thermoelektrische Effekte

Thermoelektrizität beschreibt im Allgemeinen den Zusammenhang zwischen einem Temperaturgradienten und elektrischer Spannung bzw. elektrischem Strom. Unterschieden werden dabei drei grundlegende thermoelektrische Effekte: der Seebeck-Effekt, der Peltier-Effekt und der Thomson-Effekt.

Seebeck-Effekt Werden zwei elektrische Leiter aus unterschiedlichen Materialien A und B verbunden und wird ein Temperaturunterschied zwischen den beiden Verbindungsstellen hergestellt, so entsteht eine Spannung. Diese Spannung ist gegeben mit

$$U = \int_{T_1}^{T_2} S_B(T) - S_A(T) dT \quad (2.17)$$

bzw. in vereinfachter Form unter der Annahme konstanter Seebeck-Koeffizienten:

$$U = (S_B - S_A) \cdot (T_2 - T_1) \quad (2.18)$$

T_1 und T_2 bezeichnen die Temperaturen der beiden Kontaktpunkte und S_A und S_B stellen die materialabhängigen Seebeck-Koeffizienten dar. Der Seebeck-Effekt beschreibt also die Bildung von elektrischer Spannung durch eine Temperaturdifferenz [14, S. 3]. Grund dafür sind Thermodiffusionsströme. Energiegeladene Elektronen der heißen Seite besitzen eine höhere ungeordnete Geschwindigkeit als Elektronen der kalten Seite. Aufgrund dieses Unterschiedes diffundieren mehr Elektronen von der heißen zur kalten Seite als umgekehrt und es entsteht eine elektrische Spannung, bis diese den Thermodiffusionsstrom kompensiert.

Peltier-Effekt Der Peltier-Effekt beschreibt, dass eine Verbindungsstelle zweier unterschiedlicher Materialien, die vom Strom I durchflossen wird, Wärmeenergie entweder aufnimmt oder abgibt. Die Differenz der Peltier-Koeffizienten π_A und π_B beschreibt dabei das Verhältnis zwischen Wärmestrom Q_{Peltier} und Stromstärke I [14, S. 4].

$$Q_{\text{Peltier}} = (\pi_B - \pi_A) I \quad (2.19)$$

Der Peltier-Effekt beschreibt also die Bildung eines Wärmestroms durch einen elektrischen Strom und bildet damit das Gegenstück zum Seebeck-Effekt. Der Wärmetransport basiert auf unterschiedlichen Energieniveaus der Elektronen in den beiden Materialien. Wenn ein Elektron von einem Material in das andere übergeht, ändert sich das Energieniveau sprunghaft und das Elektron nimmt Energie auf, bzw. gibt Energie ab. Das macht sich makroskopisch durch Wärmeaufnahme bzw. Wärmeabgabe an der Kontaktstelle bemerkbar.

Thomson-Effekt Der Thomson-Effekt beschreibt folgendes Phänomen: Liegt an einem stromdurchflossenen Leiter ein Temperaturgradient an, so entsteht ein Wärmestrom in Abhängigkeit der Stromstärke I und des Temperaturgradienten ∇T [14, S. 4]:

$$Q_{\text{Thompson}} = \tau I \nabla T \quad (2.20)$$

Dabei kommt es im Gegensatz zum Peltier-Effekt nicht nur an einer Kontaktstelle zum Wärmeaustausch, sondern im gesamten Volumen des Leiters. Grund dafür ist auch hier die Differenz des Energieniveaus der Ladungsträger. Die Differenz entsteht hier jedoch nicht aufgrund von unterschiedlichen Materialien, sondern durch den Temperaturunterschied.

Bewegt sich ein Elektron von einem warmen Bereich mit hohem Energieniveau in einen kälteren Bereich mit niedrigerem Energieniveau, muss es Energie in Form von Wärme abgeben.

Die verschiedenen Effekte existieren dabei nicht unabhängig, sondern besitzen Zusammenhänge, die in der Thomson-Relation ausgedrückt werden:

$$\pi = S \cdot T \quad (2.21)$$

$$\tau = T \cdot \frac{dS}{dT} \quad (2.22)$$

2.3.2 Peltierelement

Ein typischer **TEC** besteht aus mehreren Thermoelementen (Thermopaaren), die zwischen zwei Keramikplatten angeordnet sind (vgl. Abbildung 2.8). Die Keramikplatten haben dabei idealerweise eine hohe thermische Leitfähigkeit, um einen guten thermischen Kontakt zu gewährleisten. Gleichzeitig dienen sie als elektrischer Isolator zwischen den verschiedenen Thermoelementen. Jedes Thermoelement setzt sich aus zwei unterschiedlichen Leitermaterialien zusammen. Wird ein elektrischer Strom angelegt, führt der Peltier-Effekt dazu, dass auf einer Seite Wärme aufgenommen (Abkühlung) und auf der gegenüberliegenden Seite Wärme abgegeben (Erwärmung) wird.

Durch die spezielle Anordnung der Thermoelemente sind sie elektrisch in Reihe und thermisch parallel geschaltet. Dadurch addieren sich die einzelnen Beiträge, was den kühlenden bzw. heizenden Effekt des **TEC** verstärkt.

Neben dem Peltier-Effekt beeinflussen zwei weitere physikalische Phänomene die Funktionsweise von Peltierelementen:

1. die Wärmeleitung von der kalten zur warmen Seite, $Q = \frac{\lambda A}{d} \cdot \Delta T$
2. die Joulesche Erwärmung infolge des elektrischen Widerstands $Q = RI^2$

Der resultierende Wärmestrom ergibt sich aus der Überlagerung dieser drei Effekte [15].

TECs werden häufig eingesetzt, wenn es um präzise Temperaturregelung geht. Insbesondere im Bereich Optik und Lasertechnik sind die Lasereigenschaften temperaturabhängig und eine stabile Temperatur ist deshalb von großer Bedeutung. Sobald es bei der Kühlung jedoch um große Wärmeströme geht, werden **TEC** ineffizient. Das liegt insbesondere an der Jouleschen Erwärmung. Der **TEC** erzeugt beim Betrieb selbst eine Verlustleistung. Diese muss wiederum gekühlt werden, was zu einem höheren Stromverbrauch führt. Besonders bei hohen Wärmeströmen, kommt ein **TEC** an die Grenzen des Einsatzbereichs. Daher sind insbesondere passive Konzepte der Temperaturregelung interessant.

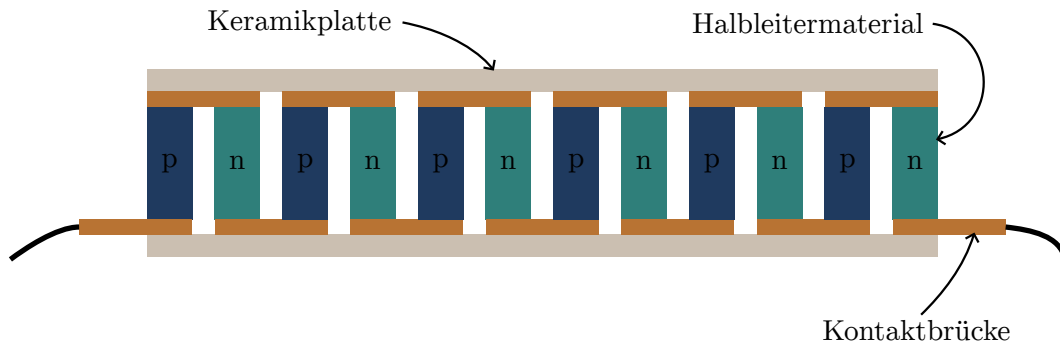


Abbildung 2.8: schematische Darstellung eines Peltier-Elements mit n- und p-dotiertem Halbleitermaterial, Kontaktbrücken und Keramikplatten

2.4 Konzepte zur passiven Temperaturregelung

2.4.1 Wachsmotor gesteuerter Schalter

Kommandur und Kishore [16], [17] haben einen passiven thermischen Schalter entwickelt, der in Abbildung 2.9 zu sehen ist. Die Funktionsweise basiert auf einem Dehnstoffelement. Dieses kann bei der Überschreitung einer Schwellentemperatur (z.B. Schmelzpunkt von Paraffin), die Ausdehnung des Dehnstoffs in translatorische Bewegung eines Kolbens übertragen. Bei der Umsetzung von Kommandur und Kishore wird durch dieses Dehnstoffelement ein Verbindungsstück aus Aluminium in einen Aluminiumzylinder geschoben. Dabei entsteht ein thermischer Kontakt und der isolierte Bereich wird überbrückt.

Für einen ersten Prototypen konnte nach Kommandur und Kishore ein Schaltverhältnis von $\gamma = 17.5$ gemessen werden [16]. Allerdings wird geschätzt, dass bei der Verwendung eines Materials mit besserer thermischen Leitfähigkeit und einer Vergrößerung der Kontaktfläche das thermische Schaltverhältnis um einen Faktor von bis zu 10 erhöht werden kann.

2.4.2 Konzepte basierend auf Bimetallen

Neben Dehnstoffelementen können auch Bimetalle, thermische Lasten in Bewegung umwandeln. Das wurde in einer Arbeit von Park et al. umgesetzt [18]. Dort ist ein Bimetallstreifen mit einem beweglichen Aluminiumstück verbunden. Liegt die Temperatur des Bimetallstreifen unter 25°C hebt sich das Aluminiumstück aus der Struktur und unterbricht dabei den Wärmepfad. Bei höheren Temperaturen senkt der Bimetallstreifen das Verbindungsstück herab, sodass ein thermischer Kontakt hergestellt wird (siehe Abbildung 2.10). Park et al. konnten mit diesem Aufbau ein thermisches Schaltverhältnis von $\gamma = 320 \pm 200$ messen. Im An-Zustand wird dabei ein thermischer Leitwert von $G = (1,52 \pm 0,30) \text{ W/K}$ angegeben.

Ein weiteres, ähnliches Konzept beruht auf einer Bimetallscheibe, die bei Überschreitung einer Schwellentemperatur schlagartig umschnappt. Dadurch kann der Schaltvorgang in einem sehr engen Temperaturbereich stattfinden. Ein Nachteil ist, dass der Wärmepfad über die Bimetallscheibe selbst führt. Diese hat mit einer geringen Dicke, einen hohen thermischen Widerstand. Damit ist der Schalter nur für Anwendungen mit einer Kühlleistung im Bereich von Milliwatt geeignet [19].

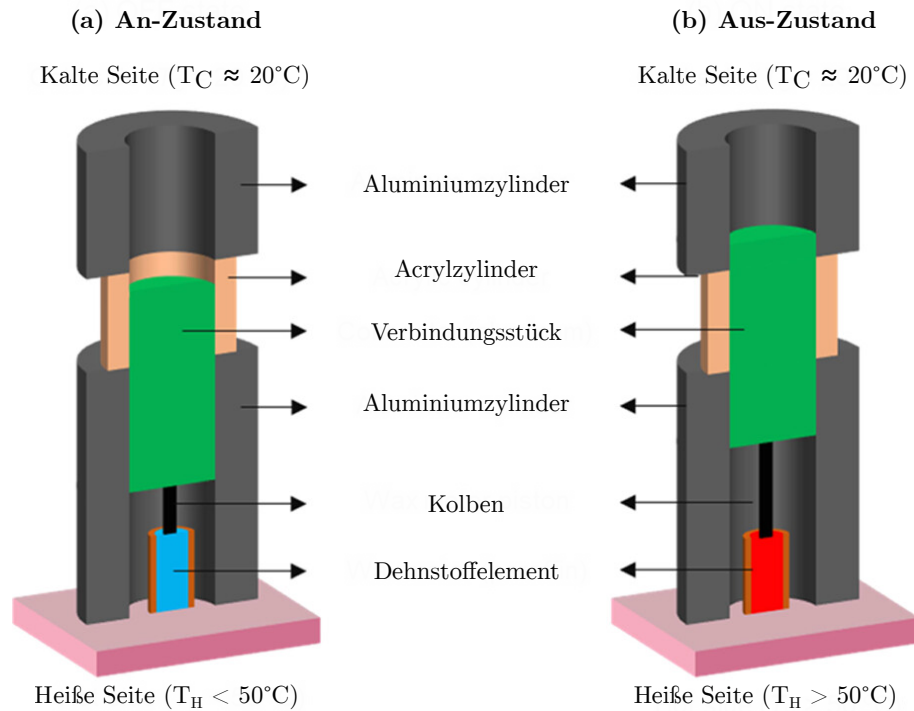


Abbildung 2.9: schematische Darstellung eines passiven thermischen Schalters basierend auf einem Dehnstoffelement nach [16], lizenziert unter CC BY 4.0, vom Autor übersetzt

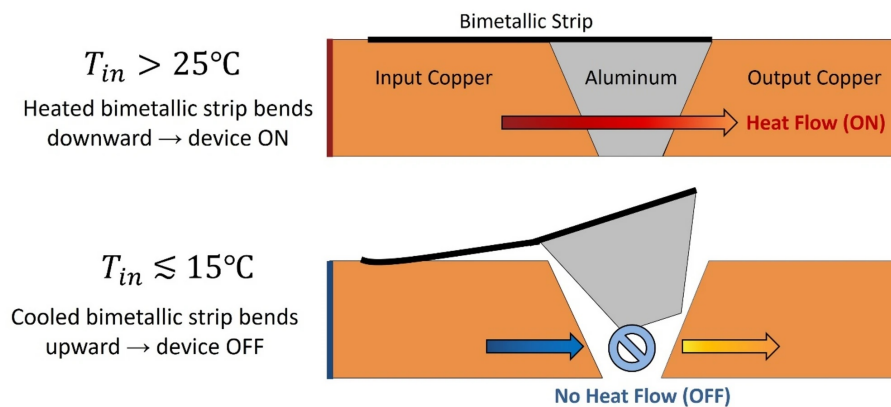


Abbildung 2.10: schematische Darstellung eines passiven thermischen Schalters basierend auf einem Bimetallstreifen [18], lizenziert unter CC BY-NC-ND 4.0

2.4.3 weitere Ansätze

Neben diesen Konzepten finden sich in der Literatur zahlreiche weitere Ansätze zur passiven Temperaturregelung. Dazu zählen beispielsweise Kirigami-inspirierte Mesostrukturen [20], die Ausnutzung der temperaturabhängigen Magnetstärke von Gadolinium [21] sowie Konzepte auf Basis von Wärmedehnung [22].

Die meisten der Konzepte werden allerdings nur in wissenschaftlichen Arbeiten entwickelt und betrachtet. Außer der Gas Loaded Heat Pipe 2.2.3.3, konnten im Rahmen der Marktrecherche keine passiven thermischen Schalter identifiziert werden, die kommerziell verfügbar sind.

3 Experimentaltteil

Experimente wurden durchgeführt um wichtige Komponenten des Thermalsystems zu charakterisieren. Dabei liegt der Fokus auf Heatpipes, die mit ihrer hohen Wärmeleitfähigkeit einen wichtigen Bestandteil vieler Kühlsysteme darstellen. Insbesondere wenn auf eine Wasserkühlung verzichtet und die Wärme über eine gewisse Strecke transportiert werden soll. Außerdem wurde die Regelung eines thermischen Systems mit zwei Wärme-flusswegen demonstriert. Dieses System wurde einer Lösung mit nur einem aktiv geregelten Wärme-flussweg gegenübergestellt.

3.1 Versuchsaufbau

3.1.1 Gesamtsystem und Aufbau

Die durchgeführten Experimente können in zwei Messreihen unterteilt werden. In der ersten Messreihe geht es um die Charakterisierung von Heatpipes mit unterschiedlichen Bauformen, Größen, usw. In der zweiten Messreihe wurden Möglichkeiten der Temperaturregelung untersucht. Im Mittelpunkt stand dabei ein [TEC](#) im Zusammenspiel mit anderen Komponenten, wie Heatpipes oder Vapor Chambers.

3.1.1.1 Messaufbau zur Untersuchung von Heatpipes

Der Versuchsaufbau zur Untersuchung von Heatpipes ist in Abbildung [3.1](#) schematisch dargestellt. In Abbildung [3.2](#) ist ein Foto des Aufbaus zu sehen. An einer Seite der Heatpipe, dem Verdampfer, sind an der Einspannung (vgl. Kapitel [3.2.1](#)) vier Heizelemente des Herstellers Vishay angebracht. Es handelt sich um RTO50 Dickschichtwiderstände mit einem Widerstand von $10\ \Omega$ und einer maximalen Leistung von 50 W. Die Widerstände befinden sich in einem TO-220 Gehäuse und haben somit auf einer Fläche von $130\ \text{mm}^2$ thermischen Kontakt mit der Einspannung. Durch die Verwendung von kleinen Heizelementen mit hoher Wärmestromdichte, soll der Einsatz eines Laserverstärkers thermisch nachgebildet werden. Die Heizwiderstände werden von einem Voltcraft DPPS-32-30 Netzteil versorgt. Das Netzteil wird wiederum von dem Messprogramm angesteuert.

An der anderen Seite der Heatpipe, dem Kondensator, ist die Einspannung mit einer Wärmesenke verschraubt. Hier wurde in der ersten Messreihe eine wassergekühlte Aluminiumplatte verwendet. Die Temperatur der Wärmesenke wird dabei von einem Thermocube der Firma Solid State Cooling Systems geregelt. Für die Wassertemperatur lassen sich Werte von $5\ ^\circ\text{C}$ bis $50\ ^\circ\text{C}$ einstellen.

Vier Thermistoren wurden an den Positionen P1 bis P4 platziert. P1 liegt neben den Heizelementen auf der Einspannung der Heatpipe. P2 und P3 liegen beide auf der Heatpipe. P2 in der Nähe des Verdampfers und P3 in der Nähe des Kondensators. P4 misst die Temperatur der Wärmesenke (vgl. Abbildung [3.1](#)). Aus den Temperaturunterschieden und der abgegebenen Wärmeleistung der Heizelemente lassen sich verschiedene thermische Widerstände ermitteln. Zwischen P2 und P3 beispielsweise liegt der thermische Widerstand an, der über den adiabatischen Bereich der Heatpipe entsteht. Der Widerstand zwischen

P1 und P2 setzt sich aus dem Wärmeübergang der Einspannung und dem Widerstand des Verdampfers zusammen.

Die Steuerung des Messprogramms sowie die Speicherung der Messdaten läuft auf einem Raspberry Pi. Die gemessenen elektrischen Widerstände werden dabei von einem [Analog-Digital-Wandler \(ADC\)](#) verarbeitet und an das Messprogramm weitergeleitet. Es handelt sich dabei um den DFR0553 des Herstellers DFRobot. Der [ADC](#) besitzt eine Auflösung von 16 Bits und einen Verstärkungsfehler von 0,01 %.

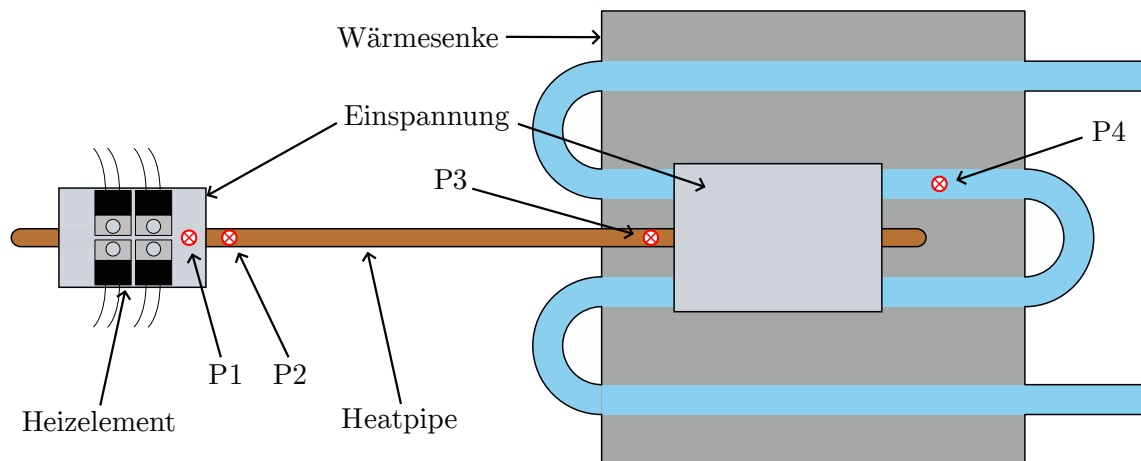


Abbildung 3.1: schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur Charakterisierung verschiedener Heatpipes

3.1.1.2 Messaufbau zur Untersuchung verschiedener Temperaturregelsystemen

Der Versuchsaufbau zur Untersuchung von [TECs](#) sowie Systemen zur Temperaturregelung unterscheiden sich in Ihrem schematischen Aufbau von Versuch zu Versuch. Im Grunde besteht jedoch bei allen Versuchen ein ähnlicher Grundaufbau. Auf der einen Seite befinden sich Heizelemente die mit einer gewissen Leistung Wärme erzeugen und so als Wärmequelle dienen. Auf der anderen Seite befindet sich eine Wärmesenke, die die Leistung der Heizelemente, sowie die Leistung von aktiven Elementen abtransportiert. Dazwischen werden in der zweiten Messreihe verschiedene Thermalsysteme aufgebaut, die aus unterschiedlichen, oft aus mehreren Komponenten bestehen. Im Folgenden wird kurz aufgelistet, welche Kombinationen von thermischen Komponenten getestet wurden:

Wärmequelle → Vapor Chamber → Wärmesenke

Wärmequelle → TEC → Wärmesenke

Wärmequelle → Vapor Chamber → TEC → Wärmesenke

Wärmequelle → Vapor Chamber → Heatpipe → TEC → Wärmesenke

Wärmequelle → Vapor Chamber → TEC → Heatpipe → Wärmesenke

Wärmequelle → Vapor Chamber → $\left\{ \begin{array}{l} \text{TEC} \rightarrow \text{Heatpipe} \\ \text{Heatpipe} \end{array} \right\} \rightarrow \text{Wärmesenke}$

Mit einer Ausnahme wurden dabei die gleichen Komponenten verwendet die schon in der ersten Messreihe benutzt wurden. Als Wärmesenke wurde nun statt des Thermocube ein

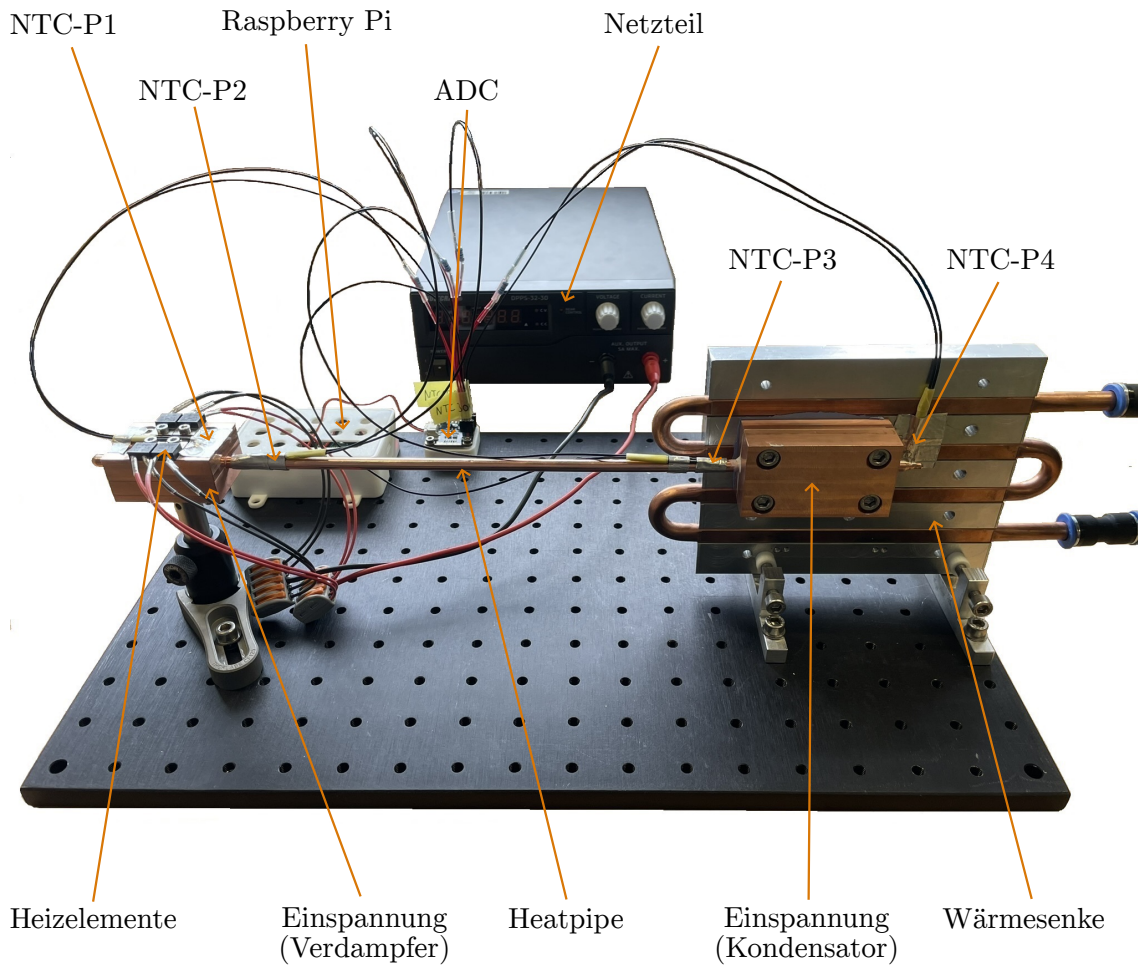


Abbildung 3.2: Foto des Versuchsaufbaus zur Charakterisierung verschiedener Heatpipes

Leistungstarker [TEC](#) mit Kühlrippen und integriertem Lüfter verwendet. Es handelt sich um den DA-160 der Firma Supercool (mittlerweile Tark Thermal Solutions). Er wurde von einem Voltcraft DPPS Netzteil versorgt und über eine eigene Regelsoftware gesteuert, die in das Messprogramm integriert wurde (vgl. Kapitel [3.4.1](#)).

3.1.2 Untersuchte Komponenten

Bei der Auswahl wurde gezielt auf marktübliche und frei verfügbare Komponenten gesetzt. Es wurden Standardbauteile gewählt, die eine direkte Überführung des Prototyps in ein marktreifes System erlauben. Die Entscheidung für Komponenten desselben Herstellers gewährleistet dabei die technische Vergleichbarkeit.

3.1.2.1 Heatpipes

Heatpipes gibt es in unterschiedlichen Größen, Bauformen und Ausführungen (vgl. [2.2](#)). Im Rahmen dieser Arbeit wurden jedoch ausschließlich handelsübliche Heatpipes vom Hersteller QuickOhm untersucht. In der ersten Messreihe wurden dabei folgende Eigenschaften variiert.

- Orientierung (-60° bis 60°)
- Länge (300 mm und 400 mm)
- Durchmesser (4 mm, 6 mm und 8 mm)

- Kapillarstruktur (Grooved, Sintered, Mesh)
- Fluid (Wasser, Methanol)

Das Rohr bestand bei allen Heatpipes aus Kupfer, das Kupferrohr der Methanol-Heatpipe wurde vernickelt geliefert.

Das Ziel der Versuche besteht darin, den temperaturabhängigen maximalen Wärmestrom der verschiedenen Varianten zu vergleichen. Außerdem soll der thermische Widerstand bei verschiedenen Temperaturen und Wärmeströmen für alle Varianten ermittelt werden. Dabei wird auch unterschieden, welcher Bereich der Heatpipe den thermische Widerstand erzeugt.

3.1.2.2 Vapor Chamber

Die verwendete Vapor Chamber ist die QHD-46003, ebenfalls von dem Hersteller QuickCool. Sie besteht aus Kupfer und das Arbeitsfluid ist Wasser. Die Form entspricht einem Quadrat mit einer Seitenlänge von 56 mm und einer Dicke von 3 mm. Auch bei der Vapor Chamber bestand das Ziel der Versuche darin, den thermischen Widerstand sowie die maximal übertragbare Wärmeleistung zu bestimmen. Außerdem sollte getestet werden, ob der Einsatz der Vapor Chamber in einem thermischen System die Wärmeübertragung bzw. die Temperaturregelung effizienter gestaltet, indem eine gleichmäßige Temperaturverteilung ermöglicht wird.

3.1.2.3 TEC

Der verwendete [TEC](#) QC-127-1.4-6.0AS ist ebenfalls von der Firm QuickCool mit den Abmaßen 40 mm auf 40 mm. Wichtige Kennzahlen sind außerdem die Nennspannung mit $U = 14,4 \text{ V}$, die maximale Stromstärke $I_{\text{max}} = 6,5 \text{ A}$, eine maximale Temperaturdifferenz von $\Delta T_{\text{max}} = 71 \text{ K}$ und die maximale Wärmeleistung $Q_{\text{max}} = 55,2 \text{ W}$. Das Ziel der Versuche bestand darin, die Leistungswerte bei verschiedenen Temperaturdifferenzen zwischen warmer und kalter Seite zu charakterisieren. Insbesondere wurde der eher ungewöhnliche Fall betrachtet, dass die zu kühlende Seite des [TEC](#) (die Seite auf der sich die Wärmequelle befindet) wärmer ist als die Seite auf der sich die Wärmesenke befindet. Dadurch soll der Einsatz bei einer Temperatur der Wärmesenke von 0°C und einer Temperatur der Wärmequelle von 15°C untersucht werden. Außerdem wurde der [TEC](#) als passives Element in einem Thermalsystem mit Hinblick auf den thermischen Widerstand untersucht. Für die Herleitung eines praxisnahen Thermalsystems war auch die Betrachtung von [TECs](#) in Kombination mit Heatpipes interessant.

3.2 Messtechnik und Peripherie

3.2.1 Einspannung der Heatpipes

Bei der Wärmeübertragung von Wärmequelle zu Heatpipe und von Heatpipe zu Wärmesenke ist die Einspannung ein wesentlicher Bestandteil. Wird diese nicht passend gefertigt, kann ein zusätzlicher thermischer Widerstand entstehen oder die Heatpipe wird beschädigt und in ihrer Funktion beeinträchtigt. Im Allgemeinen sollte bei der thermischen Verbindung zweier Komponenten auf Formschluss, Anpressdruck und passendes TIM geachtet werden. Heatpipes aus Kupfer oder anderen weichen Materialien besitzen den Vorteil, dass sich die Heatpipe bei einem hohen Anpressdruck an die Einspannung anpasst. Ein Formschluss wird dann automatisch hergestellt. Im Rahmen dieses Abschnittes werden vier verschiedene Ansätze einer Einspannung vorgestellt.

1. Montage in eine Bohrung: Diese Möglichkeit stellt Fertigungstechnisch die einfachste Möglichkeit dar. Hersteller bieten solche Verbindungsstücke als Wärmekoppelement montagefertig an. Die Heatpipe wird dabei in einer Bohrung platziert. Da in diesem Fall kein Anpressdruck gegeben ist, kann im Allgemeinen nicht von einer exakten Formpassung ausgegangen werden. In der Bohrung muss also zwischen Heatpipe und Halterung ausreichend TIM vorhanden sein. Dadurch führt diese Variante zu einem hohen thermischen Widerstand im Vergleich zu den anderen Varianten [23].

2. Montage in eine Nut: Bei dieser Variante wird die Heatpipe in eine Nut gepresst. Ist die Nut richtig dimensioniert, verformt sich die Heatpipe zu einem D-Profil (vgl. Abbildung 3.3 (c)). Dabei passt sich die Heatpipe formschlüssig an die Nut an und bildet idealerweise eine plane Fläche mit der Einspannung. Hier kann ein sehr hoher thermischer Leitwert erreicht werden, da sich je nach Montage nur das TIM zwischen der Heatpipe und einem entsprechenden Bauteil befindet. Bei der Konstruktion und Fertigung muss dafür exakt gearbeitet werden und die Herstellung einer solchen Einspannung ist deutlich aufwändiger als eine Bohrung [23].

3. Montage in zwei symmetrischen Halbschalen: Diese Lösung besteht darin, die Heatpipes zwischen zwei symmetrischen Halbschalen einzupressen. In den Halbschalen befindet sich eine Nut, in der die Heatpipe platziert wird. Um beim Zusammenpressen der Halbschalen einen Anpressdruck aufzubauen und eine Formpassung sicherzustellen, muss die Nut kleiner sein als die Heatpipe selbst. Dabei gibt es zwei gängige Möglichkeiten. Die Nut wird mit einem Radius gefertigt der geringfügig kleiner ist als der Radius der Heatpipe. Dabei entspricht die Tiefe der Nut dem Radius, sodass die Nut einen Halbkreis bildet (vgl. Abbildung 3.3 (b)) [24]. Andererseits kann ein Radius verwendet werden, der etwas größer ist als der Radius der Heatpipe. Wird gleichzeitig die Tiefe der Nut verringert, entsteht auch hier eine Pressung (vgl. Abbildung 3.3 (a)). Auch hier sollte immer TIM verwendet werden, um einen möglichst guten thermischen Kontakt herzustellen.

4. Verlötung der Heatpipe: Die Möglichkeit einer thermischen Kontaktierung mittels Löten, stellt thermisch die beste Option dar. Es liegt keine Grenzfläche vor und dadurch kann, der thermische Widerstand minimal gehalten werden. Beim Löten von Heatpipes ist jedoch eine kontinuierliche Temperaturüberwachung nötig, um eine Beschädigung der Heatpipe auszuschließen. Das macht den Prozess aufwändig. Zusätzlich bietet diese Variante nicht die Möglichkeit zur Demontage. Je nach Anwendungsfall kann das einen Nachteil darstellen [23].

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche zur Charakterisierung von Heatpipes wurden mehrere Einspannungen mit zwei symmetrischen Halbschalen nach Abbildung 3.3 (a) gefertigt und verwendet. Diese Variante bietet den Vorteil, dass die Toleranzen bei der Fertigung etwas größer sind. Das liegt daran, dass die Heatpipe nicht in eine Nut hinein gedrückt wird und einen seitlichen Anpressdruck erfährt, sondern die Halbschalen von oben und unten gegen die Heatpipe drücken. Bei der Untersuchung eines umfangreichen thermischen Systems wurden außerdem Wärmekoppelementen von QuickOhm Küpper & Co. GmbH eingesetzt, da diese schnell und einfach erhältlich sind.

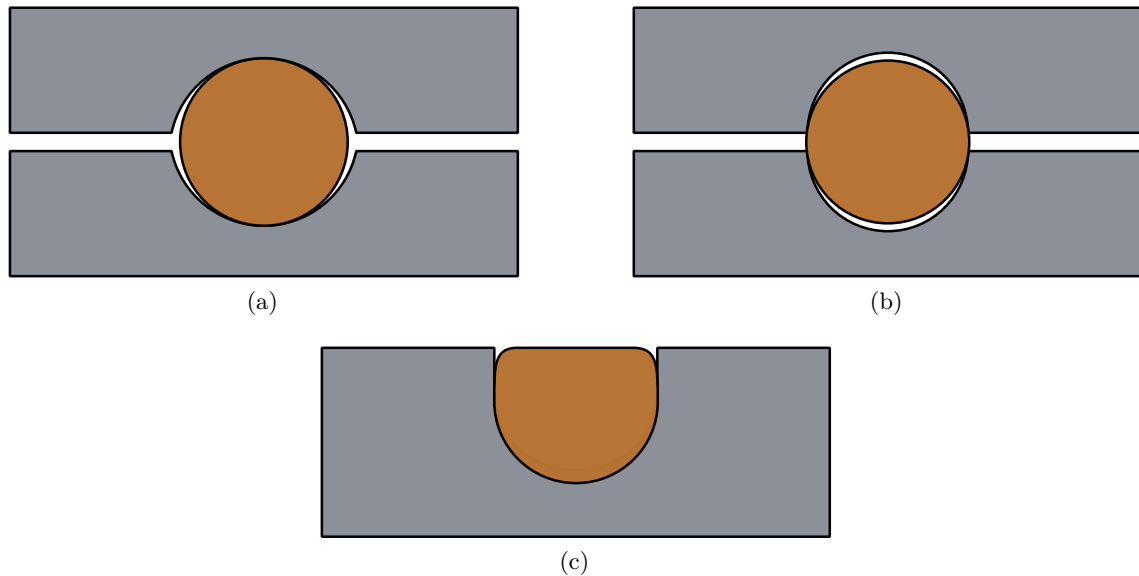


Abbildung 3.3: schematische Darstellung verschiedener Heatpipe-Einspannungen basierend auf zwei Halbschalen (a und b) und einer Nut (c)

Die Wahl eines geeigneten Materials ist ebenfalls von Bedeutung. Im Rahmen dieser Arbeit wurden Einspannungen aus Kupfer CW004A, sowie aus der Aluminiumlegierung EN AW-6060 verwendet. Kupfer besitzt durch die hohe Wärmeleitfähigkeit von $\lambda_{\text{CW004A}} = 394 \text{ W/(m K)}$ gegenüber Aluminium mit $\lambda_{\text{AW-6060}} = 200 \text{ W/(m K)}$ bis 220 W/(m K) einen Vorteil. Allerdings hat Kupfer eine höhere volumenspezifische Wärmekapazität, was bei gleicher Geometrie zu einem thermisch trägeren System führt. Außerdem ist Aluminium leichter und kann mit weniger Aufwand präziser bearbeitet werden [24]. Für die meisten Versuche wurden deshalb Einspannungen aus Aluminium verwendet, die mit drei verschiedenen Durchmessern gefertigt wurden.

3.2.2 Temperatursensoren

Zur Temperaturmessung gibt es verschieden Sensoren bzw. Messmethoden. Darunter zählen Widerstandsthermometer, Thermoelemente, Infrarot-Thermografie oder Thermofarben. Thermofarben und Infrarot-Thermografie haben den Vorteil, dass nicht nur an einzelnen Punkten eine Temperaturmessung vorgenommen wird, sondern die gesamte Temperaturverteilung sichtbar wird. Diese Verfahren sind jedoch für die Messungen im Rahmen dieser Arbeit zu aufwändig. Insbesondere dann, wenn eine hohe Genauigkeit gefordert ist, muss für die Infrarot-Thermografie beispielsweise eine genaue Ermittlung des Emissionsgrades vorgenommen werden. Auch mit Thermoelementen wird meistens nur eine Genauigkeit von $0,5^\circ\text{C}$ erreicht. Für die Temperaturmessungen im Rahmen dieser Arbeit wurden deshalb Widerstandsthermometer verwendet.

Die Temperaturmessung mit einem Widerstandsthermometer beruht auf der Messung des temperaturabhängigen elektrischen Widerstands bestimmter Materialien. Mit dem Messwert und einer entsprechenden Kennlinie kann die Temperatur bestimmt werden. Es wird hier zwischen Metallwiderstandsthermometern aus z.B. Platin, Kupfer oder Nickel und Halbleiterwiderstandsthermometern mit einem **positiver Temperaturkoeffizient (PTC)** oder **negativer Temperaturkoeffizient (NTC)** unterschieden. Metallwiderstandsthermometer weisen eine hohe Langzeitstabilität auf und eignen sich deshalb für lang andauernde Messungen. Halbleiterwiderstandsthermometer weisen eine höhere Empfindlichkeit auf und sind für Messungen geeignet, die eine hohe Genauigkeit erfordern. Außerdem besitzen Halbleiterwiderstandsmessfühler oft einen höheren Widerstand, was eine Messung im 2-Draht Verfahren ermöglicht und die Schaltung vereinfacht. Aus den genannten Gründen wurden im Rahmen dieser Arbeit Halbleiterwiderstandsthermometer verwendet. Dabei handelt es sich um NTC Messfühler mit einem Widerstand bei Raumtemperatur von $R_{25} = 30 \text{ k}\Omega$ bzw. $R_{25} = 100 \text{ k}\Omega$.

Die verwendeten Sensoren sind TT2-30KC5-3 und TT2-100KC3H-7 von dem Hersteller Tewa Temperature Sensors Ltd. Ihr Einsatzbereich liegt zwischen -40°C und 300°C und die Abweichung des el. Widerstands beträgt $\pm 1\%$ bei einer Temperatur von 25°C . Das entspricht einer Temperaturabweichung von $\pm 230 \text{ mK}$.

3.2.2.1 Schaltung zur Messung des elektrischen Widerstands

Bei den verwendeten Widerstandsthermometern wird die Temperatur nicht direkt gemessen sondern über eine Kennlinie ermittelt. Da jedoch auch der Widerstand nicht direkt gemessen werden kann, gibt es verschiedene Messschaltungen, bei denen ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Spannung und Widerstand vorliegt. Die Spannung kann dann von einem Mikrocontroller oder **ADC** gemessen werden. Eine einfache Messschaltung ist der Spannungsteiler (vgl. Abbildung 3.4). Hier wird über zwei Widerstände eine bekannte Spannung U angelegt. Ein Widerstand R_1 besteht dann aus dem Widerstandsthermometer, der andere Widerstand R_2 hat einen bekanntem Wert. Wird nun der Spannungsabfall U_m über den Widerstand R_2 gemessen, kann der Widerstand des Widerstandsthermometers mit folgender Gleichung ermittelt werden. Wird die Spannung über den Thermistor R_1 gemessen, ergibt sich eine ähnliche Gleichung.

$$R_1 = R_2 \frac{U - U_m}{U_m} \quad (3.1)$$

Eine weitere Messschaltung ist die Wheatstonesche Brückenschaltung. Damit lässt sich ein Widerstand oder eine Widerstandsänderung genauer bestimmen. Sie eignet sich also beispielsweise für PT100-Widerstandsthermometer, bei denen sich Temperaturänderung deutlich geringer auf die Änderung des Widerstands auswirken. Zusätzlich sollte bei Widerstandsthermometern mit einem geringen Widerstand (z.B. PT100) eine vier Draht Schaltung realisiert werden. So hat der Widerstand des Drahtes keinen Einfluss auf die gemessene Größe. Die Komplexität der Messschaltung gering zu halten, war ein Grund für die Verwendung von **NTC**-Widerstandsthermometer mit einem hohen Nennwiderstand von $30 \text{ k}\Omega$ bzw. $100 \text{ k}\Omega$.

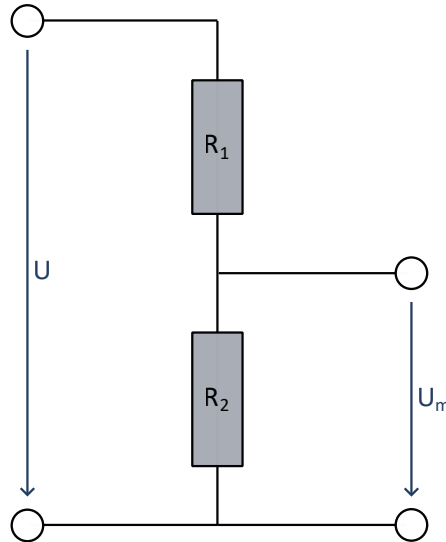


Abbildung 3.4: Spannungsteiler als Messschaltung zur Widerstandsmessung

3.2.2.2 Kalibrierung der Thermistoren

Die Kennlinie für die verwendeten NTC-Thermistoren liegt in verschiedenen Varianten vor. Zum einen gibt der Hersteller den Widerstand für die Temperaturen im Einsatzbereich in 1 °C-Schritten in einer Tabelle an. Außerdem werden die Variablen für die zweigliedrige Steinhart-Hart Gleichung angegeben. Diese Gleichung ist eine Annäherung an die Kennlinie mit folgender Form:

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{T_{25}} + \frac{1}{b_{\text{NTC}}} \ln \left(\frac{R}{R_0} \right) \quad (3.2)$$

Neben der zweigliedrigen Formulierung gibt es auch noch eine dreigliedrige Formulierung. Die entsprechenden Koeffizienten werden allerdings nicht im Datenblatt der verwendeten Sensoren angegeben. Der Zusammenhang zwischen Temperatur T und Widerstand R ist dabei folgendermaßen definiert:

$$\frac{1}{T} = a_{\text{NTC}} + b_{\text{NTC}} \ln(R) + c_{\text{NTC}} (\ln(R))^3 \quad (3.3)$$

Anstatt die vorgegeben Koeffizienten bzw. Tabellenwerte des Herstellers zu verwenden, besteht auch die Möglichkeit, die Thermistoren zu kalibrieren. Für die zweigliedrige Steinhart-Hart Gleichung, müssen dafür zwei Messpunkte bekannt sein. Für die dreigliedrige Formulierung sind es drei Messpunkte. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Kalibrierung vorgenommen. Dabei wurde ein Eisbad, ein Bad mit siedendem Wasser und die Raumtemperatur als Messpunkte verwendet. Die Raumtemperatur wurde mit dem Umweltmessgerät Klima LOGG pro von TFA Dostmann gemessen. Dieser besitzt eine Toleranz von 1 °C. Dieser Wert ist für eine Kalibrierung relativ hoch und wirkt sich negativ auf die Messgenauigkeit aus.

Die Werte die für einen der 30 kΩ-Thermistoren gemessen wurden sind exemplarisch in Tabelle 3.1 zu finden.

Durch lösen des Gleichungssystems 3.4 ergeben sich die drei Koeffizienten a_{NTC} , b_{NTC} und c_{NTC} . Für den in Tabelle 3.1 betrachteten Sensor wurden Werte von $a_{\text{NTC}} = 1,297 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}$, $b_{\text{NTC}} = 1,596 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}$ und $c_{\text{NTC}} = 3,684 \cdot 10^{-7} \text{ 1/K}$ ermittelt.

Messpunkt	Referenztemperatur	Widerstand
Eisbad	$T_1 = 273,15 \text{ K}$	$R_1 = 88\,970 \, \Omega$
Raumtemperatur	$T_2 = 294,35 \text{ K}$	$R_2 = 36\,070 \, \Omega$
siedendes Wasser	$T_3 = 371,75 \text{ K}$	$R_3 = 2073 \, \Omega$

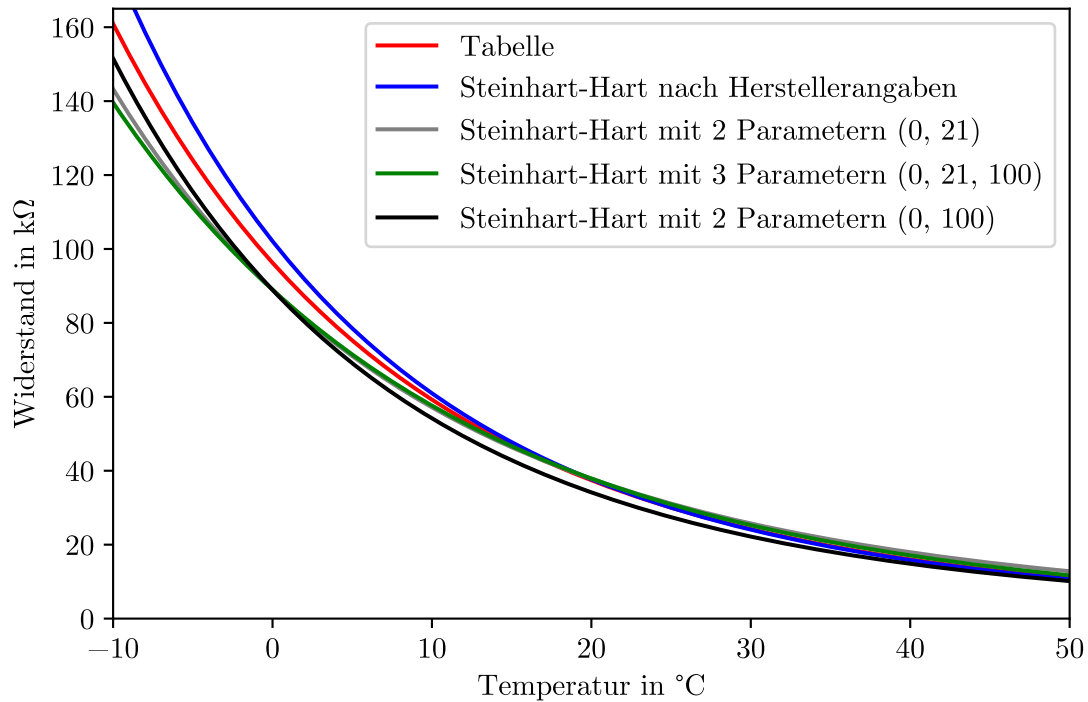
Tabelle 3.1: Messwerte zur Sensorkalibrierung

$$\begin{bmatrix} 1 & \ln(R_1) & (\ln(R_1))^3 \\ 1 & \ln(R_2) & (\ln(R_2))^3 \\ 1 & \ln(R_3) & (\ln(R_3))^3 \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a_{\text{NTC}} \\ b_{\text{NTC}} \\ c_{\text{NTC}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{T_1} \\ \frac{1}{T_2} \\ \frac{1}{T_3} \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

Nun stehen verschiedene Kennlinien zur Auswahl. Zum einen gibt es die Tabellenwerte des Herstellers. Diese sind an vielen unterschiedlichen Temperaturen ermittelt worden und liegen daher über den gesamten Temperaturbereich in den Grenzen gegebener Abweichungen. Die Steinhart-Hart Gleichung mit den vom Hersteller gegebenen Koeffizienten lässt sich etwas leichter in ein Messprogramm implementieren, ist aber weniger genau als die Tabellenwerte. Die Steinhart-Hart Gleichungen mit den kalibrierten Koeffizienten, haben den Vorteil, dass sie an den verwendeten Messpunkten exakt sein müssten. Allerdings kann nur an den Messpunkten eine Aussage über die Genauigkeit getroffen werden. Wird z.B. 0°C und Raumtemperatur als Messpunkt gewählt, kann es sein, dass beispielsweise bei 50°C eine Abweichung herrscht, die größer ist, als die Unsicherheit der Herstellerangaben. Außerdem können auch bei der Kalibrierung Messfehler einfließen und die Referenztemperaturen verfälschen. Besonders bei der Raumtemperaturmessung mit dem zur Verfügung stehenden Thermometer ist eine Unsicherheit gegeben.

In der Abbildung 3.5 werden die verschiedenen Kennlinien verglichen. Bei den Gleichungen mit kalibrierten Koeffizienten ist die dreigliedrige Gleichung aufgetragen. Bei der zweigliedrigen Gleichung wird nochmals unterschieden welche Messpunkte für die Kalibrierung verwendet wird. Zum Einen wurde das Eisbad und die Raumtemperatur verwendet. Zum Anderen das Eisbad und siedendes Wasser. So wurde versucht, die Ungenauigkeit bei der Messung der Raumtemperatur zu umgehen.

Beim Einsatz der Sensoren wurde schlussendlich die zweigliedrige Steinhart-Hart Gleichung mit den Parametern des Herstellers verwendet. Diese Möglichkeit lässt sich zum Einen sehr leicht in ein Messprogramm implementieren. Zum Anderen kann eine genauere Aussage der auftretenden Fehler getroffen werden. Im Datenblatt ist eine verlässliche Abweichung angegeben. Bei einer selbstständigen Ermittlung der Parameter könnte durch eine fehlerhafte Messung der Referenztemperatur eine Fehlerquelle darstellen, deren Auswirkung schwerer abschätzbar ist. In der zweiten Messreihe wurden Temperatursensoren eines anderen Herstellers verwendet wurden, für die keine Tabellenwerte angegeben wurde. Um trotzdem eine konsistente Umsetzung der Versuche sicherzustellen, wurde in beiden Messreihen die gleiche Variante zur Sensorauswertung verwendet.

Abbildung 3.5: verschiedene Kennlinien des 30 k Ω -Thermistors

3.2.3 Wärmeleitmaterial

Bei der Montage von Wärmeleitpfaden ist es von Bedeutung, den thermischen Widerstand einer Grenzfläche zu minimieren. Materialien besitzen dabei je nach Oberflächenbeschaffenheit immer gewisse Unebenheiten. Nach der Montage beschränkt sich der direkte Kontakt zweier Bauteile deshalb auf wenige punktförmige Bereiche (vgl. Abbildung 3.6). In den Zwischenräumen befinden sich meist Lufteinschlüsse, die eine isolierende Wirkung haben. In Raumfahrtanwendungen wird dieser Effekt durch Vakuum gefüllte Bereich sogar noch verschärft. Mit dem Einsatz von TIM können diese Lufteinschlüsse verhindert werden. Die Zwischenräume werden hierbei mit einem Material gefüllt, das bessere thermische Eigenschaften besitzt.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde als TIM hauptsächlich die Wärmeleitpaste Keratherm KP97 des Herstellers Kerafol verwendet. Sie besitzt eine thermische Leitfähigkeit von $\lambda = 5 \text{ W}/(\text{m K})$. Neben der Wärmeleitpaste wurden vereinzelt auch Wärmeleitpads verwendet, die in ihrer Handhabung etwas einfacher sind.

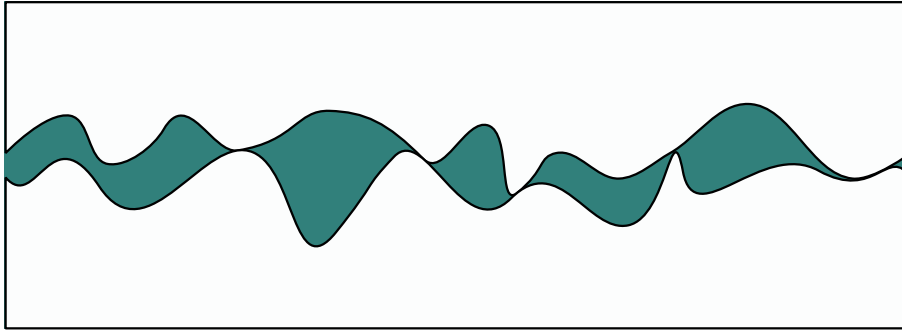


Abbildung 3.6: schematische Darstellung der mikroskopischen Materialoberfläche und des TIM

3.3 Versuchsablauf

Der Versuchsablauf war bei den Versuchen der ersten Messreihe weitestgehend gleich. Es ging darum, bei verschiedenen Heatpipes, bzw. bei Heatpipes mit unterschiedlicher Orientierung den thermischen Widerstand und den maximalen Wärmestrom bei verschiedenen Temperaturen zu ermitteln. Dafür wurden die Versuche nach folgendem Muster durchgeführt: Die Wärmesenke wurde bei einer konstanten Temperatur gehalten. Die Heizelemente wurden zu Beginn mit einer niedrigen Spannung versorgt. Dann wurde gewartet, bis alle Temperatursensoren einen stabilen Wert hatten. Das wurde ermittelt, indem die Differenz des höchsten und niedrigsten Messwerts eines einzelnen Sensors in einer gewissen Zeitspanne gebildet wurde. Liegen die Differenzen aller Sensoren unter einem Schwellenwert konnte von einem thermischen Gleichgewicht ausgegangen werden. Die Zeitspanne wurde üblicherweise zwischen $t = 60\text{ s}$ bis 240 s gewählt und der Schwellenwert zwischen $\Delta T = 0,1\text{ K}$ bis $0,2\text{ K}$. Dann wurde die Leistung, die die Heizelemente abgeben, langsam und schrittweise erhöht. Der nächste Zustand wurde immer erst angefahren, wenn ein thermisches Gleichgewicht herrschte. Bei einer bestimmten Leistung der Heizelemente ist der maximale Wärmestrom der Heatpipe erreicht. Die Heizelemente erhitzen stark und der plötzliche Temperaturanstieg wird von einem der Thermistoren erfasst. Das Messprogramm schaltet die Heizer aus und steuert die Wärmesenke auf die nächste vorgegebene Temperatur. Die Schritte der Heizelemente betrugen meistens 2 W und die Temperatur der Wärmesenke wurde in einem Schritt um 5 K bis 10 K erhöht. Nachdem alle vorgegeben Zustände durchlaufen wurden, beendete sich das Messprogramm.

3.4 Software

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Python Messprogramm entwickelt, mit dem sich die Versuche möglichst einfach, effizient, flexibel und übersichtlich durchführen und auswerten lassen. Das Messprogramm hat dabei verschiedene Aufgaben. Dazu zählt insbesondere die Steuerung, die Sensorauswertung, die Datenspeicherung und die Visualisierung. Allgemein wurde bei der Auslegung des Messprogramms auf eine objektorientierte Softwarearchitektur gesetzt. Das zentrale Element des Programms bildet die **ThermalMeasurement**-Klasse. Bei der Initialisierung dieser Klasse, werden die Temperatursensoren und die Netzteile initialisiert, die Einstellungen für den Echtzeit-Plot gesetzt und die Metadaten definiert. Idealerweise werden alle regulären Änderungen des Messprogramms in dieser Klasse umgesetzt. Die **run**-Funktion dieser Klasse läuft über den gesamten Versuch in einem Takt von 2 Sekunden . Hier werden die Messwerte ausgelesen, die Daten gespeichert und die Steuerung aufgerufen. Im Sinne der Abstraktion als Prinzip eines objektorientierten Programms,

wurden viele Komponenten der Messung als eigene Klasse implementiert. Wie dadurch die vier genannten Aufgaben des Messprogramms erfüllt werden, soll im folgenden vorgestellt werden.

3.4.1 Steuerung

Bei der Durchführung der verschiedenen Versuche mussten drei Komponenten gesteuert werden. Die Heizelemente, die an ein Voltcraft DPPS-Netzteil angeschlossen waren, die **TECs** die ebenfalls von einem Voltcraft DPPS Netzteil versorgt wurde und der Thermocube, der die Temperatur der Wärmesenke in der ersten Messreihe geregelt hat.

Für die Ansteuerung des Voltcraft DPPS Netzteils wurde eine öffentlich verfügbare Software verwendet. Diese übernimmt die serielle Kommunikation und kann über pip einfach in das Projekt integriert werden. Die Software wurde über Github von Poehlmann unter der MIT Lizenz veröffentlicht [25]. Analog gibt es auch eine öffentlich verfügbare Software für die Ansteuerung des Thermocube, die ebenfalls unter der MIT-Lizenz von Borm veröffentlicht wurde [26]. Die Leistung der Heizer konnte somit einfach über die Spannung des Netzteils gesteuert werden. Der Thermocube hatte selbst eine eingebaute Temperaturregelung. Die Übergabe des Sollwerts hat hier ausgereicht, um eine stabile Temperatur der Wärmesenke zu erhalten. Für die Steuerung der **TECs** wurde ein PI-Regler programmiert, der die anliegende Spannung angepasst hat. Als Regelgröße wurde einer der Temperatursensoren verwendet.

Neben den unterschiedlichen Komponenten können auch verschiedene Ansätze der Steuerung unterschieden werden. Zum Einen die manuelle Steuerung der verschiedenen Komponenten durch den Benutzer. Zum Anderen die automatische Steuerung bei einem vorher festgelegten Versuchsablauf. Bei der manuellen Steuerung muss eine Schnittstelle zwischen Programm und Benutzer eingerichtet werden. Beim automatischen Versuchsablauf muss neben genau definierten Zuständen auch ein Kriterium für den Übergang in den nächsten Zustand sowie ein Abbruchkriterium festgelegt werden. Ein Zustand könnte dabei zum Beispiel Heizleistung 20 W und Temperatur der Wärmesenke 10 °C sein.

Die Eingabe für den Benutzer wurde in einer separaten Klasse **ManualInput** implementiert. Dort wird in einem zweiten Thread auf die Eingabe gewartet. Ist diese korrekt formatiert, wird sie in eine Dictionary-Datenstruktur geschrieben. Das Dictionary muss mit entsprechenden Keys bei der Initialisierung der Klasse festgelegt werden. Ein Auszug aus dem Messprogramm könnte z.B. folgendermaßen aussehen:

```
1
2     class ThermalMeasurement:
3
4         def __init__(self):
5
6             # Initialisierung der Benutzereingabe
7             dict = {"heater":0, "tec":0}
8             self.manual_input = ManualInput(dict)
9
10
11         def control_heater(self):
12             my_heater_input = self.manual_input.get_input("heater")
13             self.voltcraft.set_current(my_heater_input)
```

Hier wird bei der Initialisierung der Klasse **ThermalMeasurement**, die Klasse **ManualInput** initialisiert. Sie besitzt zwei Einträge in der Dictionary-Datenstruktur: **heater** und **tec**, die zugehörigen Werte werden bei der Initialisierung auf 0 gesetzt. Sobald der Benutzer in die Konsole beispielsweise » heater 20 « eingibt, wird der Wert des Key **heater** auf 20 gesetzt. Mit der Funktion `get_input("heater")` der **ManualInput**-Klasse kann dann auf diesen Wert zugegriffen werden. Beispielsweise um die anliegende Spannung des Netzteils zu steuern.

Falls eine automatische Steuerung der Komponenten gewünscht ist, kann die Klasse **Controller** verwendet werden. Sie greift auf eine csv-Datei zu, in der die verschiedenen Zustände definiert sind. Sobald das System eine stabile Temperaturverteilung erreicht hat, wird der nächste Zustand angefahren. Dabei dürfen die Messwerte aller Temperatursensoren in einem bestimmten Zeitraum eine definierte Temperaturdifferenz nicht überschreiten. Dann kann von einem thermischen Gleichgewicht ausgegangen werden. Zusätzlich überprüft die Klasse, ob ein Sensor eine definierte Maximaltemperatur überschreitet. Ist das der Fall, wird das Messprogramm beendet und alle Komponenten werden ausgeschaltet.

3.4.2 Sensorauswertung und Datenverarbeitung

Für die Sensorauswertung wurden ebenfalls mehrere Klassen erstellt. Eine für den **ADC**, eine für die Messschaltung und eine für den entsprechenden Sensor. Das UML-Klassendiagramm ist dabei in Abbildung 3.7 zu sehen. Der Sensor besitzt immer eine Messschaltung (**circuit**). Diese ist als abstrakte Klasse definiert, wurde aber als Instanz bei den durchgeführten Versuchen nur als **voltage_divider** implementiert. Diese Klasse soll den Spannungsteiler darstellen. Die Klasse **ADC** liefert dann die anliegende Spannung und übergibt sie an den **circuit**. Hier wird die Spannung in einen elektrischen Widerstand umgerechnet. Dies hängt von dem verwendeten Referenzwiderstand und der anliegenden Spannung U_0 ab. Der Widerstandswert wird dann im letzten Schritt der Sensor-Klasse übergeben und dort in eine Temperatur umgerechnet.

Die Messdaten der Temperatursensoren, sowie die verstrichenen Zeit, die anliegenden Spannungen und Leistungen der Heizelemente und **TECs** und beliebige weitere Größen können in einer weiteren Klasse gespeichert werden. Die **Data**-Klasse basiert auf einem Pandas Dataframe. Bei der Initialisierung des Messprogramms müssen dabei die Columns des Dataframes definiert werden. Hier wurde ein Multiindex-Column verwendet, dass neben der Größe selbst auch noch die zugehörige Einheit enthält. Außerdem wird bei der Initialisierung ein weiteres Dataframe mit Metadaten erstellt, die ebenfalls definiert werden können. Datenpunkte können dann über die Funktion `add_row()` der **Data**-Klasse hinzugefügt werden. Die Klasse wurde dabei als Subjekt des Beobachter-Musters (engl.: Observer-Pattern, vgl. Abbildung 3.8) umgesetzt. Klassen, die die Daten verarbeiten (siehe Kapitel 3.4.3) sind eine Implementierung der **Observer**-Klasse und abonnieren die Klasse **Data**. Sie können dann bei einer Änderung des Dataframe `Data._df` über die Funktion `notify()` informiert werden.

3.4.3 Datenspeicherung und Visualisierung

Mit dem Beobachter-Muster lässt sich die Datenspeicherung, sowie die Visualisierung einfach implementieren. Beide Funktionen wurden durch eine eigene Klasse abgedeckt. Die Datenspeicherung übernimmt die Klasse **Writer** und die Visualisierung die Klasse **Plotter**. In beiden Klassen wird die Funktion `update(subject)` aufgerufen, sobald ein neuer Datenpunkt zum Dataframe hinzugefügt wird. Das Subject ist dabei die Instanz der

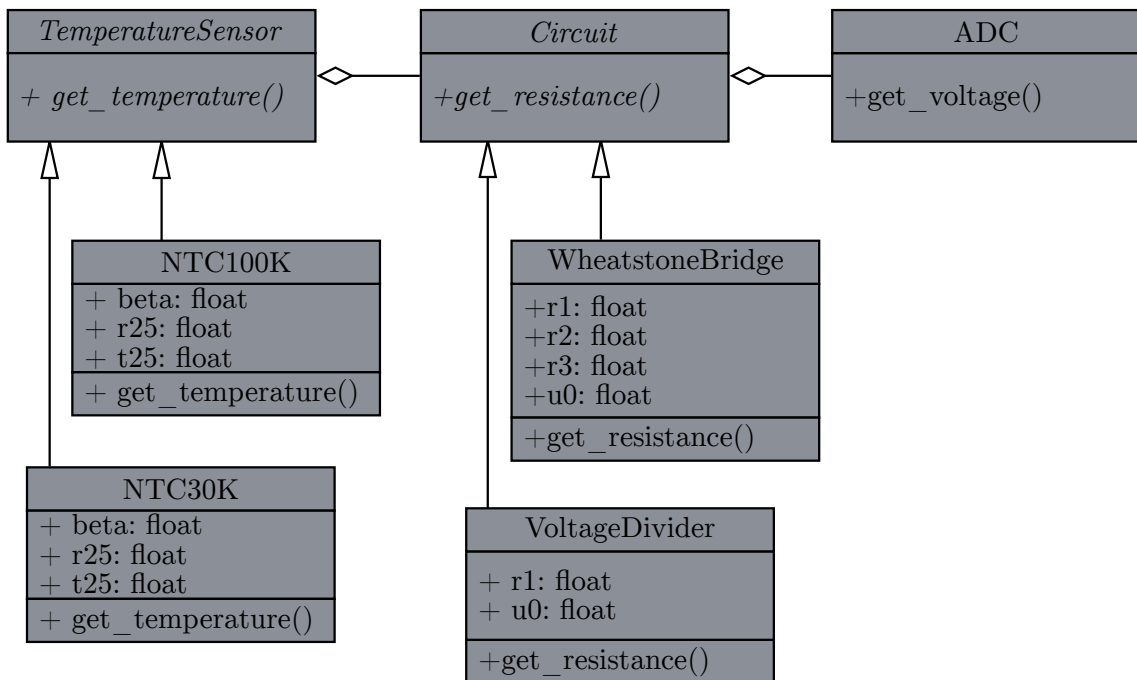


Abbildung 3.7: UML-Diagramm der Software zur Auswertung der Sensoren

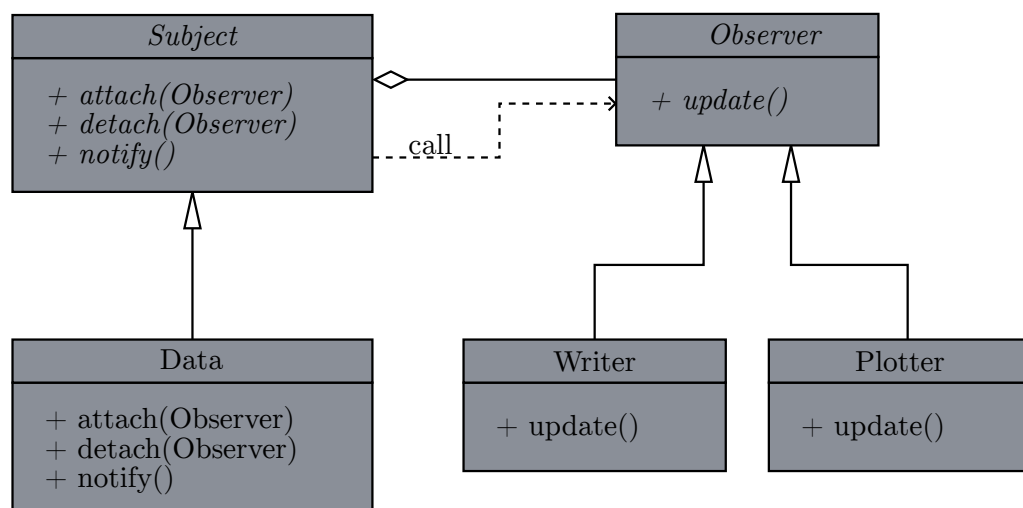


Abbildung 3.8: UML-Diagramm des in der Software eingesetzten Beobachter-Musters

Data-Klasse, die von den Observern abonniert wurde.

Bei der Umsetzung der Datenspeicherung wurde darauf geachtet, dass keine vorhandenen Dateien überschrieben werden. Außerdem wurde mit der `HDFStore`-Klasse der Pandas-Bibliothek eine Möglichkeit umgesetzt, die Datei mit den Messdaten, während dem Versuch zu erweitern. Dadurch soll verhindert werden, dass es bei einem Fehler zu Datenverlust kommt. Auch wenn das Programm abstürzt bevor es korrekt beendet wurde, wurden alle gemessenen Daten gesichert.

Die `Plotter`-Klasse plottet die Daten bei jedem neuen Datenpunkt neu. Dies wird mit der Matplotlib-Bibliothek umgesetzt. Hier können in der zentralen Klasse `ThermalMeasurement` einige Einstellungen bezüglich Stil getroffen werden. Außerdem kann eingestellt werden, welche Daten visualisiert werden sollen. Im folgenden ein Ausschnitt aus der `ThermalMeasurement`-Klasse:

```

1  def __init__(self):
2
3
4      # Columns of the Multiindex-Dataframe
5      c1 = ("Time", "Time [s]")
6      c2 = ("NTC-1", "Temperature [°C]")
7      c3 = ("NTC-2", "Temperature [°C]")
8      c4 = ("NTC-3", "Temperature [°C]")
9      c5 = ("NTC-4", "Temperature [°C]")
10     c6 = ("TEC A", "Voltage [V]")
11     c7 = ("TEC A", "Current [A]")
12     c8 = ("TEC A", "Power [W]")
13     c9 = ("TEC A", "T [°C]")
14     c10 = ("Heater", "Voltage [V]")
15     c11 = ("Heater", "Current [A]")
16     c12 = ("Heater", "Power [W]")
17
18     # Initialize Plotter
19     self.plotter = Plotter(2, 1)
20
21     # Define x-axis and y-axis values
22     my_x_axis = [c1, c12]
23     my_y_axis = [[c2, c3, c4, c5], [c5]]
24
25     # Further settings
26     my_time_to_display = [1, 1]
27     my_style = [[",", "", "", ""], ["scatter"]]
28     only_marked = [False, False]
29     self.plotter.define_plot(my_x_axis, my_y_axis,
30                             my_time_to_display, my_style, only_marked)
31     self.data.attach(self.plotter)

```

In diesem Beispiel sind die Tupel `c1` bis `c12` die Columns des Multiindex-Dataframe. Es sind also die Werte, die gespeichert werden und vom `Plotter` visualisiert werden können. In Zeile 19 wird dann eine Instanz der `Plotter`-Klasse erstellt. Die übergebenen Werte entsprechen den Zeilen und Spalten der Subfigure. `my_x_axis` bezeichnet eine Liste dieser Tuple, die in den Subfigures auf die x-Achse aufgetragen werden. `my_y_axis` ist eine zweidimensionale Liste. Für jede Subfigure wird hier festgelegt welche Daten über die jeweiligen Werte der x-Achse aufgetragen werden. Im abgebildeten Beispiel werden in der ersten Subfigure die Messwerte der vier Temperatursensoren über die Zeit aufgetragen.

In der zweiten Subfigure wird die gemessenen Temperatur des Thermistors NTC-4 über die Leistung des Heizelementes aufgetragen. Ansonsten kann für jede Subfigure eingestellt werden, welche Zeitspanne abgebildet werden soll, ob ein Linien-Plot oder ein Scatter-Plot verwendet werden soll, und ob nur markierte Datenpunkte visualisiert werden sollen. Für die Markierung gibt es eine weitere Spalte im Dataframe, die automatisch erzeugt wird. Werden dann Datenpunkte zum Dataframe hinzugefügt, können bestimmte Messungen markiert werden. Beispielsweise immer dann, wenn ein thermisches System vorliegt, dass in einem Gleichgewichtszustand ist.

3.5 Fehlerbetrachtung

Im Rahmen der verschiedenen Messungen und Versuche wurden mehrere Fehlerquellen identifiziert. Im folgenden soll eine kurze Auflistung der Unsicherheiten einen Überblick über diese Fehlerquellen geben.

Sensortoleranz der Thermistoren (Systematisch): Die NTC-Temperatur Sensoren haben eine vom Hersteller angegebene Unsicherheit. Dadurch entsteht ein konstanter, unbekannter Versatz der Messwerte. Zur Minimierung dieses Fehlers wurden regelmäßig Messungen durchgeführt, bei denen alle Sensoren Raumtemperatur hatten. Ein erheblicher Versatz, sowie ein Drift eines Sensors wäre dabei aufgefallen. Unstimmigkeiten können durch diese Messungen auch im Nachhinein nachvollzogen und korrigiert werden. Die Toleranz ist dabei Temperaturabhängig und variiert laut Hersteller im Bereich von $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ zwischen $\pm 0,23\text{ K}$ und $\pm 0,8\text{ K}$.

Ungenauigkeit des ADC (Systematisch): Auch der ADC hat sowohl bei der Umwandlung des analogen Signals als auch bei der Bereitstellung der Versorgungsspannung einen konstanten Versatz. Dieser führt ebenfalls zu einem konstanten unbekannten Fehler der Temperaturwerte. Um diesen Fehler zu minimieren wurde ein ADC gewählt, der laut Hersteller eine präzise Referenzspannung liefert und auch schwache Signale genau erfassen kann.

Quantisierungsfehler und elektrisches Rauschen (Zufällig): Bei der Umwandlung eines analogen in ein digitales Signal entsteht immer ein Fehler durch die Quantisierung. Gleichzeitig kommt es bei allen elektrischen Bauteilen und Messgeräten zu Rauschen. Beide Effekte treten im Zusammenhang mit dem ADC, sowie dem Netzteil auf und führen zu einer statistischen Streuung der Messwerte. Zur Minimierung dieses Fehlers wurde bei der Messung ein Mittelwert gebildet.

Annahme eines thermischen Gleichgewichts (Systematisch): Messungen wurden dann vorgenommen, wenn sich das System in einem vermeintlichen thermischen Gleichgewicht befindet. Da sich ein thermisches Gleichgewicht theoretisch nie bzw. erst nach einer langen Zeit einstellt wurden die Messungen zu früh durchgeführt. Wurde eine Temperaturmessung des Systems beim Aufheizen durchgeführt, so liegen die Temperaturmesswerte um einen unbekannten Wert zu niedrig. Wurde eine Temperaturmessung des Systems beim Abkühlen durchgeführt, so liegen die Temperaturmesswerte um einen unbekannten Wert zu hoch.

Schwankungen der Raumtemperatur und Luftströmungen (Zufällig): Die Temperatursensoren befinden sich meistens an der Oberfläche eines Bauteils und werden daher auch von der Raumtemperatur sowie von Luftströmungen beeinflusst. Leicht schwankende Temperaturen der Umgebungsluft oder Veränderungen der Luftbewegungen führen zu

Unsicherheiten. Da die Messungen in einem abgeschlossenen Labor mit Überwachung der Temperatur, des Luftdrucks und der Luftfeuchtigkeit stattfinden kann hier von sehr geringen Fehlern ausgegangen werden. Trotzdem wurde im Rahmen der Masterarbeit eine Langzeitmessung der Raumtemperatur vorgenommen. Damit können zumindest die langfristigen Schwankungen der Raumtemperatur nachvollzogen werden. Kurzfristige Schwankungen wurden nicht weiter betrachtet.

Widerstand der el. Leiter der Temperatursensoren (Systematisch): Die elektrischen Leiter, mit denen die Thermistoren angeschlossen sind, besitzen einen geringen elektrischen Widerstand. Dieser verfälscht die Widerstandsmessung der Widerstandsthermometer. Der Widerstand der Thermistoren wird höher berechnet, als er tatsächlich ist. Das führt bei NTC-Thermistoren zu einer gemessenen Temperatur, die niedriger ist als die tatsächliche Temperatur. Um diesen Effekt zu minimieren wurden Widerstandsthermometer gewählt, die einen hohen Widerstand besitzen. Der Widerstand der el. Leitung hat damit geringere Auswirkungen.

Konvektion (Systematisch): Mit der Annahme, dass die gesamte Leistung der Heizelemente als Wärmestrom durch das System geleitet wird, wird die Wärmeabgabe durch Konvektion vernachlässigt. Das führt zu einem angenommenen Wärmestrom, der je nach Temperaturdifferenz zur Raumtemperatur deutlich von der Realität abweicht. Um diesen Effekt zu minimieren, wurde der Messaufbau zum Einen mit Styropor isoliert. Außerdem wurde eine Messung vorgenommen, um den Wärmeübergangskoeffizient zu bestimmen (vgl. Kapitel 4.1.2). Mit diesem Wert konnte der Wärmestrom entsprechend korrigiert werden.

Unsicherheiten bei der Montage (Zufällig): Beim Aufbau verschiedener thermischer Systeme gibt es immer Unterschiede. Diese entstehen bei der unterschiedlichen Positionierung der Sensoren, unterschiedlicher Positionierung der Einspannung, unterschiedlichem Anpressdruck der Elemente. Die Wärmeleitpaste kann ebenfalls nicht identisch aufgetragen werden. Beim Vergleich mehrerer Versuchsaufbauten, entsteht durch die unterschiedliche Montage ein zufälliger Fehler. Es wurde versucht beim Aufbau eines Versuchs gründlich und exakt zu arbeiten, um solche Fehler zu vermeiden.

4 Ergebnisse

4.1 Messreihe 1: Wärmetransport

4.1.1 Beispiel der Datengewinnung

In Kapitel 3.3 wurde das Vorgehen zur Ermittlung des thermischen Widerstands und des maximalen Wärmestroms beschrieben. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 3.1 und 3.2 dargestellt. Die Position des Messfühlers NTC-P1 befindet sich dabei in auf der Einspannung der Heatpipe, neben den Heizelementen. Die anderen Messfühler befinden sich auf der Heatpipe (NTC-P2 und NTC-P3) und der Wärmesenke (NTC-P4). In den Abbildungen 4.1 bis 4.3 sind die Messdaten abgebildet, die den Ablauf des Versuchs verdeutlichen. Es handelt sich um einen Versuch mit einer gesinterten Heatpipe, die einen Durchmesser von 6 mm und eine Länge von 400 mm besitzt. Die Heatpipe wurde waagrecht montiert. In Abbildung 4.1 sind die Temperaturen der vier Thermistoren und die Heizleistung der Heizwiderstände über die Zeit abgebildet. Die Heizleistung wurde schrittweise erhöht, bis sich das System in einer gegebenen Zeitspanne nicht mehr auf ein Temperaturniveau stabilisieren kann (ab ca. 6500 s). An diesem Punkt ist der maximale Wärmestrom der Heatpipe erreicht. In Abbildung 4.2 ist der thermische Widerstand über die Heatpipe (einschließlich der Einspannung) über die Leistung der Heizelemente abgebildet. Dabei werden verschiedene Temperaturen der Wärmesenke getrennt aufgetragen. In dieser Darstellung lässt sich der Punkt an dem der maximale Wärmestrom erreicht ist ebenfalls gut erkennen. Bei einer bestimmten Heizleistung endet der lineare Bereich der Wärmeübertragung und der thermische Widerstand nimmt stark zu.

In 4.3 ist ein gesamter Messdurchgang zu sehen. Dabei wurde die Wärmesenke auf unterschiedliche Temperaturen gebracht. Bei jedem Temperaturniveau wurde ein Messdurchgang analog zu Abbildung 4.1 durchgeführt. So konnte der maximale Wärmestrom bei unterschiedlichen Temperaturen der Heatpipe gemessen werden.

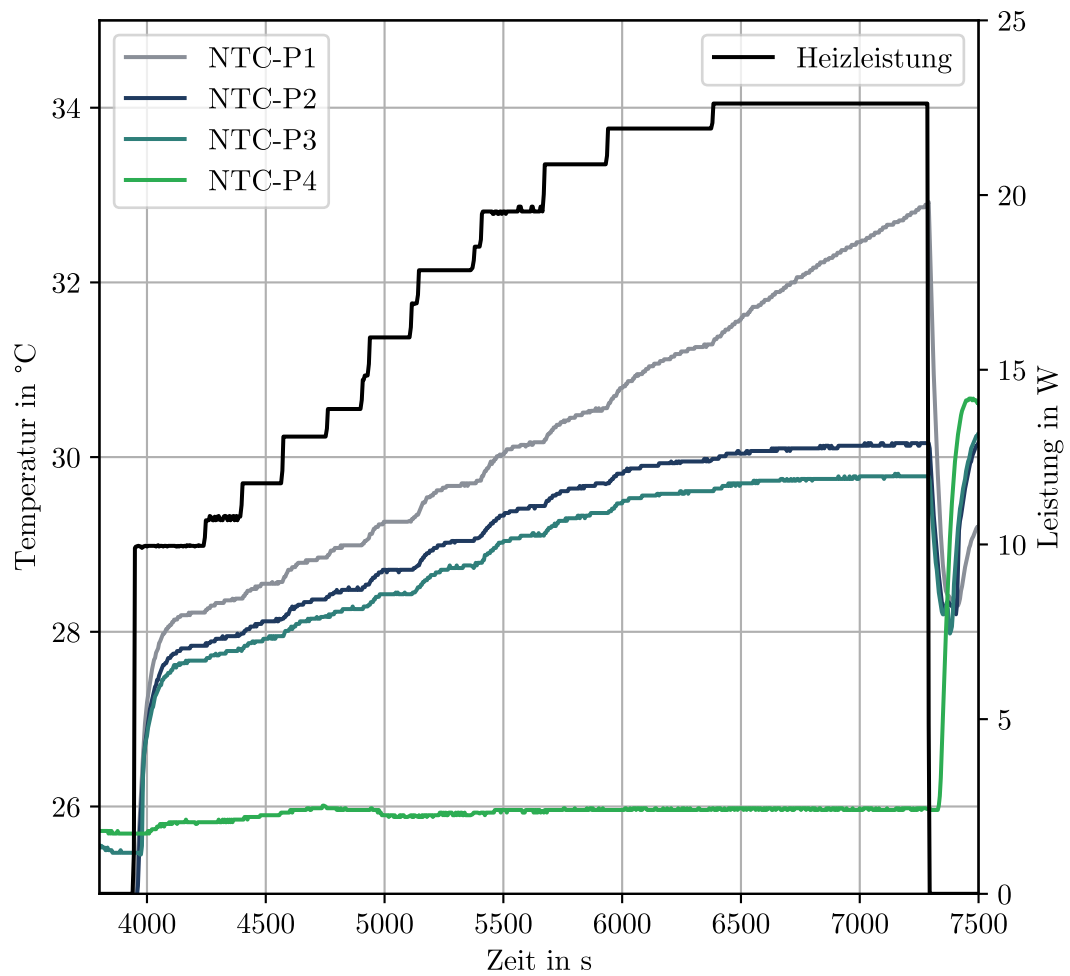


Abbildung 4.1: Beispielhafte Messung der Temperaturen und der Heizleistung zur Bestimmung des maximalen Wärmestroms bei einer Temperatur der Wärmesenke von 26 °C. Versuchsaufbau nach Abbildung 3.1 mit einer schrittweise steigenden Heizleistung und den sich einstellenden Temperaturen. Erreichen des maximalen Wärmestroms bei 6400 s.

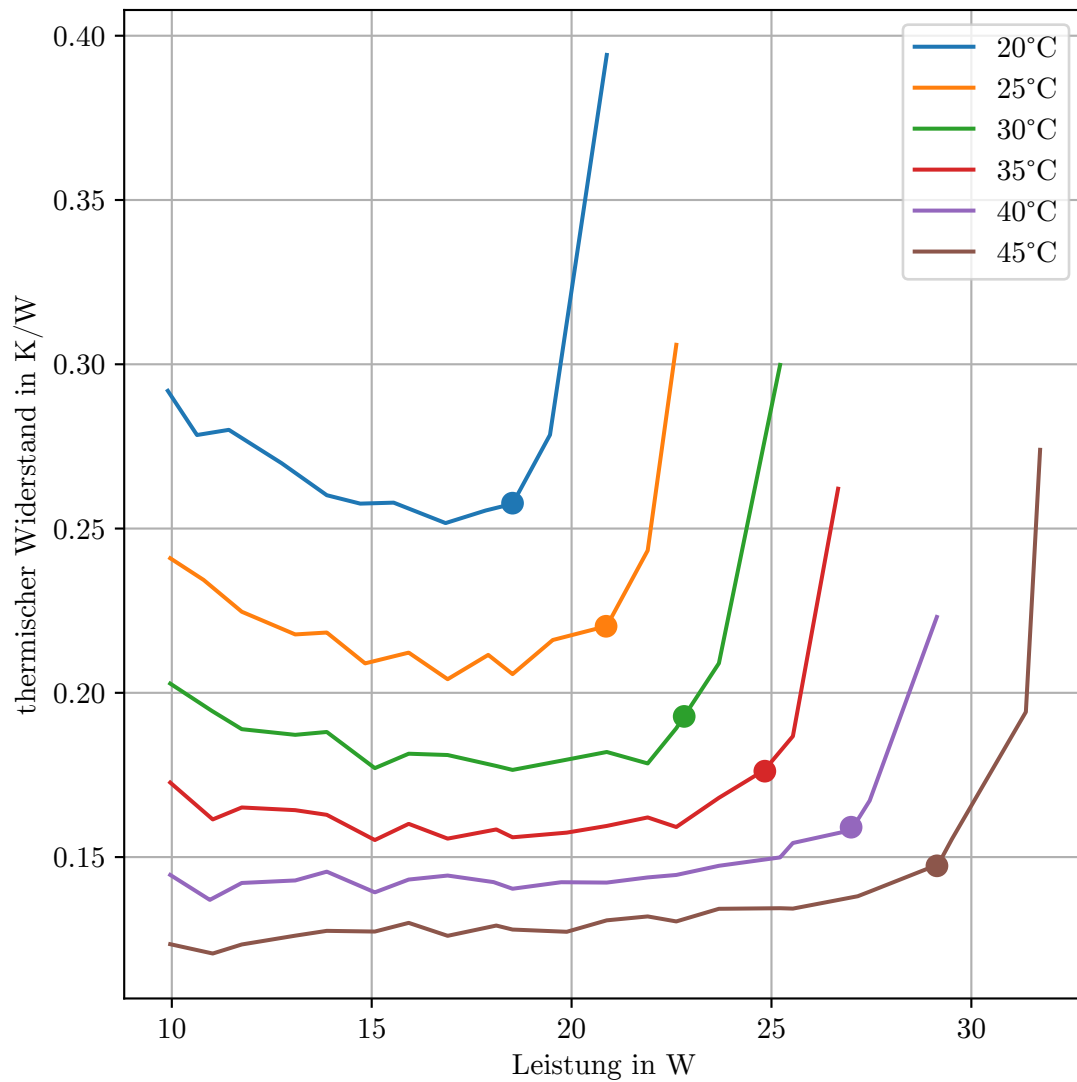


Abbildung 4.2: Thermischer Widerstand einer Heatpipe über die Heizleistung bei verschiedenen Temperaturen der Wärmesenke. Der Arbeitspunkt, bei dem der maximale Wärmestrom erreicht wird und ein starker Anstieg des thermischen Widerstands stattfindet, wurde markiert.

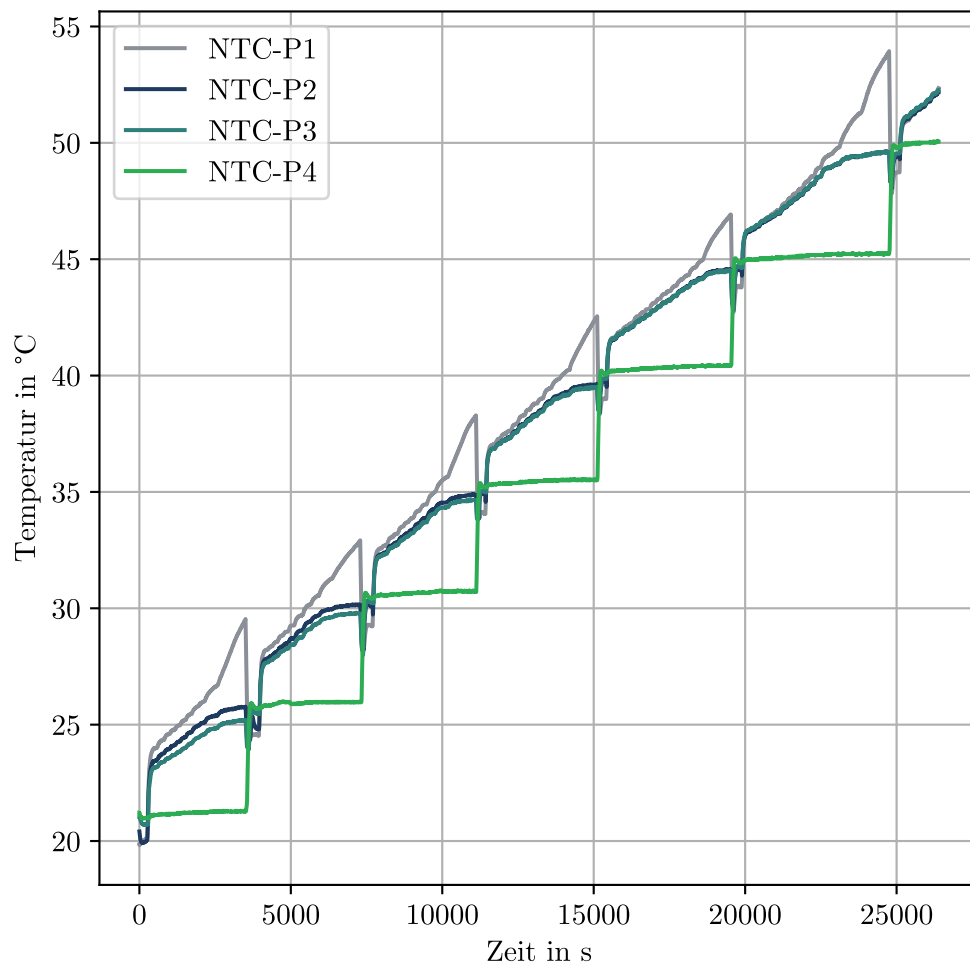


Abbildung 4.3: Darstellung der Messwerte eines gesamten Messdurchgangs zur Bestimmung des maximalen Wärmestroms bei unterschiedlichen Temperaturniveaus. Messfühler NTC-P4 zeigt die Temperatur der Wärmesenke, die in 5 °C-Schritten erhöht wird. Für jedes Temperaturniveau wurde ein Ablauf wie in Abbildung 4.1 durchgeführt.

4.1.2 Korrektur der Konvektion

Wie schon in Kapitel 3.5 beschrieben, entsteht ein Messfehler dadurch, dass nicht die gesamte Leistung der Heizelemente von der Wärmequelle zur Wärmesenke fließt. Ein Teil der Wärme wird schon vorher durch Konvektion und Wärmestrahlung aus dem thermischen System entfernt. Wird dieser Effekt nicht berücksichtigt, so wird der Wärmestrom systematisch überschätzt. Das hat wiederum einen Einfluss auf den ermittelten maximalen Wärmestrom der Heatpipes sowie den thermischen Widerstand aller untersuchter Komponenten. In diesem Kapitel wird der Ansatz zur Minimierung dieser Ungenauigkeit vorgestellt.

In Abbildung 4.4 ist eine schematische Darstellung des Versuchsaufbaus aus Messreihe 1 zu sehen. Dabei sind verschiedene Wärmeströme abgebildet. Die Wärmequelle $Q_{\text{Heizwiderstand}}$, die durch Heizwiderstände Wärme in das System bringt. Der Netto-Wärmestrom Q_{Netto} , der von Wärmequelle zu Wärmesenke führt und mit dem verschiedene Heatpipes untersucht werden sollen und der konvektive Wärmestrom $Q_{\text{Konvektion}}$, der durch Konvektion Energie von den beheizten Komponenten in den Raum transportiert. Wärmestrahlung soll an dieser Stelle vernachlässigt werden, da die verschiedenen Versuche in einem Temperaturbereich stattfinden, in dem die Wärmestrahlung keinen wesentlichen Einfluss hat. Weiter wird vereinfachend angenommen, dass Konvektion nur im Bereich der Heizelemente stattfindet. Dadurch entsteht eine gewisse Ungenauigkeit, allerdings wäre eine genaue Analyse der Konvektion im gesamten Bereich deutlich komplexer. Außerdem kann davon ausgegangen werden, dass der Großteil der Konvektion im Bereich der Wärmequelle stattfindet. Dort ist der Temperaturunterschied zur Raumtemperatur in den meisten Fällen am größten.

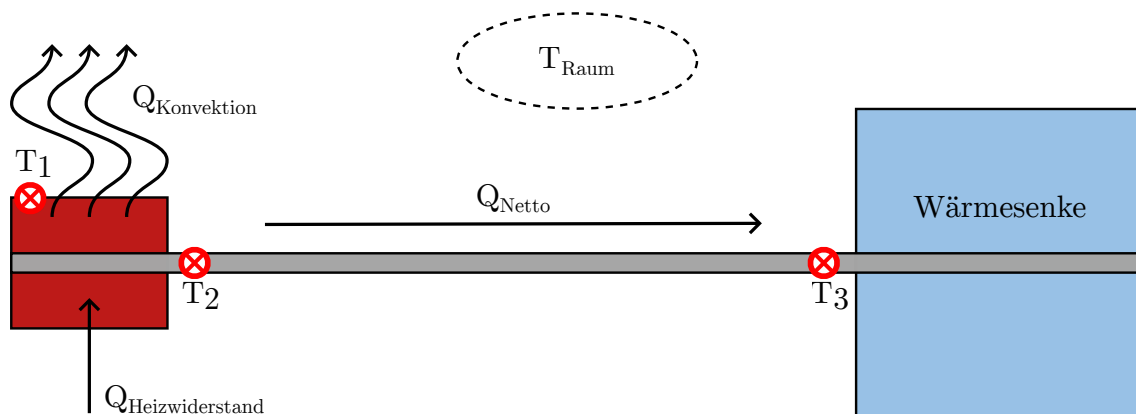


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten mit verschiedenen relevanten Wärmeströmen

Für die Berechnung des konvektiven Wärmestroms gilt allgemein die Beziehung

$$Q_{\text{Konvektion}} = h \cdot A \cdot (T_1 - T_{\text{Raum}}) \quad (4.1)$$

mit dem Wärmeübergangskoeffizient h in $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$ und der Oberfläche A . Da die Oberfläche A der Einspannung in der ersten Messreihe gleich bleibt, kann die Formel vereinfacht werden:

$$Q_{\text{Konvektion}} = H \cdot (T_1 - T_{\text{Raum}}) \quad (4.2)$$

H ist nun der flächenbezogene Wärmeübergangskoeffizient in W/K . Aus Abbildung 4.4 wird ersichtlich, dass sich der konvektive Wärmestrom aus der Differenz von Heizleistung und

dem Netto-Wärmestrom ergibt. Der Wert der anliegenden Heizleistung wird vom Netzgerät an das Messprogramm gesendet. Für die Bestimmung des Netto-Wärmestroms wurde eine Messung mit einem Aluminiumstab durchgeführt. Mit dem Fourierschen Erfahrungssatz kann dann der Wärmestrom berechnet werden. Die Temperaturen T_1 und T_{Raum} werden gemessen, sodass aus der Temperaturdifferenz und dem konvektiven Wärmestrom der Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden kann.

$$Q_{\text{Konvektion}} = Q_{\text{Heizwiderstand}} - Q_{\text{Netto}} \quad (4.3)$$

$$H(T_1 - T_{\text{Raum}}) = Q_{\text{Heizwiderstand}} - \lambda A \frac{T_2 - T_3}{L} \quad (4.4)$$

λ ist dabei die Wärmeleitfähigkeit von Aluminium mit einem Wert von $237 \text{ W}/(\text{m K})$. Der Alustab hat einen Durchmesser von 6 mm und damit eine Querschnittsfläche von $A = 28,27 \text{ mm}^2$. Die Länge L betrug 60 mm . In Abbildung 4.5 sind die verschiedenen Wärmeströme über die Temperaturdifferenz zwischen heißer Seite und Raumtemperatur abgebildet. Der Wärmeübergangskoeffizient ergibt sich als durchschnittliche Steigung der Kurve des konvektiven Wärmestroms zu einem Wert von $H = 0,105 \text{ W/K}$. In allen folgenden Daten der ersten Messreihe wurde der konvektive Wärmestrom $Q_{\text{Konvektion}} = H \cdot \Delta T$ berücksichtigt und bei der Darstellung der Heizleistung stets subtrahiert. ΔT ist dabei die Temperaturdifferenz zwischen der Raumtemperatur und der Temperatur der Wärmequelle.

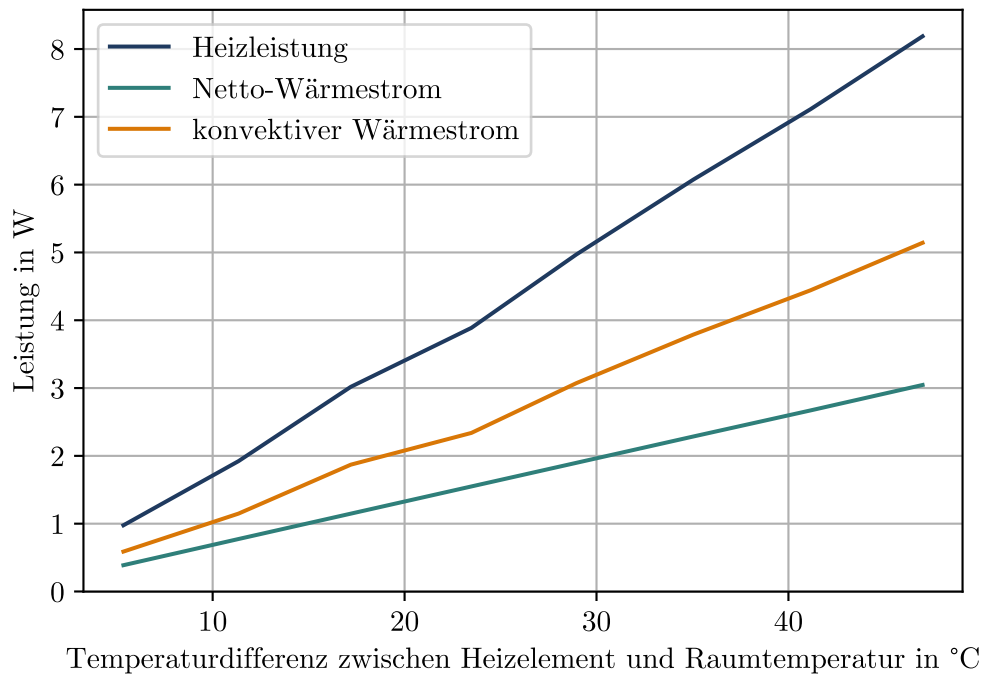


Abbildung 4.5: Verschiedene Wärmeströme zur Ermittlung des konvektiven Wärmestroms und des damit verbundenen Wärmeübergangskoeffizienten bei einem Aluminiumstab. Netto-Wärmestrom als Differenz zwischen Heizleistung und konvektivem Wärmestrom (vgl. Gleichung 4.3).

4.1.3 Vergleich verschiedener Ausrichtungen

In Abbildung 4.6 sind die Ergebnisse eines Versuchs dargestellt, in dem eine Heatpipe bei unterschiedlichen Ausrichtungen untersucht wurde. Die Heatpipe besaß eine gesinter- te Kapillarstruktur und Wasser als Arbeitsfluid. Sie war 400 mm lang und besaß einen Durchmesser von 6 mm. In der Abbildung ist der maximale Wärmestrom in W, der von der Heatpipe übertragen werden kann über die Temperatur der Heatpipe in °C aufgetragen. Es werden 5 verschiedene Ausrichtungen verglichen. Eine waagerechte Orientierung (0°), außerdem eine Orientierung mit -30° , -60° , 30° und 60° . Ein negativer Wert entspricht dabei einer Ausrichtung mit der Wärmequelle unterhalb der Wärmesenke.

In Abbildung 4.6 lässt sich dabei erkennen, dass der maximale Wärmestrom zunimmt, je niedriger sich der Verdampfer im Vergleich zum Kondensator befindet. Gleichzeitig nimmt der maximal übertragbare Wärmestrom im betrachteten Temperaturbereich mit der Temperatur zu. Der Gradient ist bei einer negativen Orientierung deutlich größer als bei einer waagerechten oder positiven Orientierung.

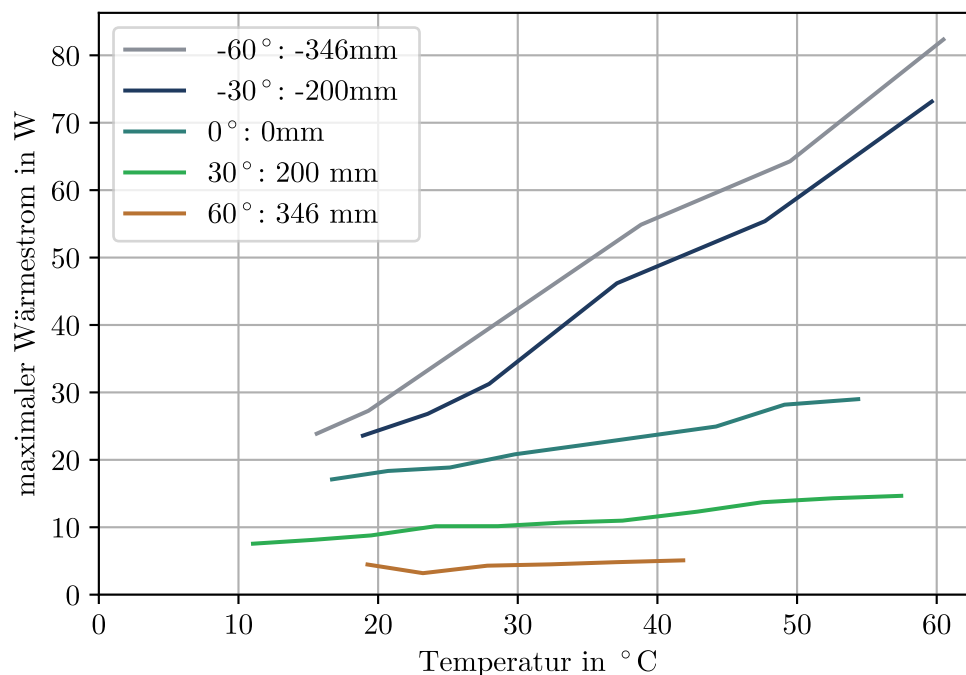


Abbildung 4.6: Maximaler Wärmestrom der Heatpipe über die Temperatur bei unterschiedlichen Orientierungen bzw. Höhenunterschieden

4.1.4 Vergleich verschiedener Längen

Um verschiedene Längen miteinander zu vergleichen, wurden gesinterte Heatpipes mit Wasser als Arbeitsfluid verwendet. Die Heatpipes besaßen einen Durchmesser von 6 mm und wurden in waagerechter Ausrichtung montiert. Es wurde eine Heatpipe mit einer Länge von 400 mm untersucht. Dabei wurde sie einmal so eingespannt, dass sich der Verdampfer und der Kondensator an den Enden der Heatpipe befanden. Außerdem wurde eine Einspannung so vorgenommen, dass sich der Verdampfer in der Mitte der Heatpipe befand und der Kondensator am Ende. Die Strecke des Wärmetransportes belief sich also auf 200 mm, während die Gesamtlänge 400 mm betrug. Außerdem wurde noch eine Heatpipe mit einer Länge von 300 mm untersucht.

In Abbildung 4.7 sind die Ergebnisse des Versuchs dargestellt. Es ist der maximale Wärmestrom in W über die Temperatur der Heatpipe in °C dargestellt. Analog zu Abbildung 4.6 kann der Zusammenhang zwischen steigender Temperatur und maximal übertragbaren Wärmestrom erkannt werden. Gleichzeitig wird deutlich, dass der Unterschied zwischen der Heatpipe mit 300 mm und der Heatpipe mit 400 mm Länge sehr gering ist. Die Heatpipe, die bei einer Länge von 200 mm eingespannt wurde, kann im Gegensatz dazu deutlich größere Wärmeströme übertragen.

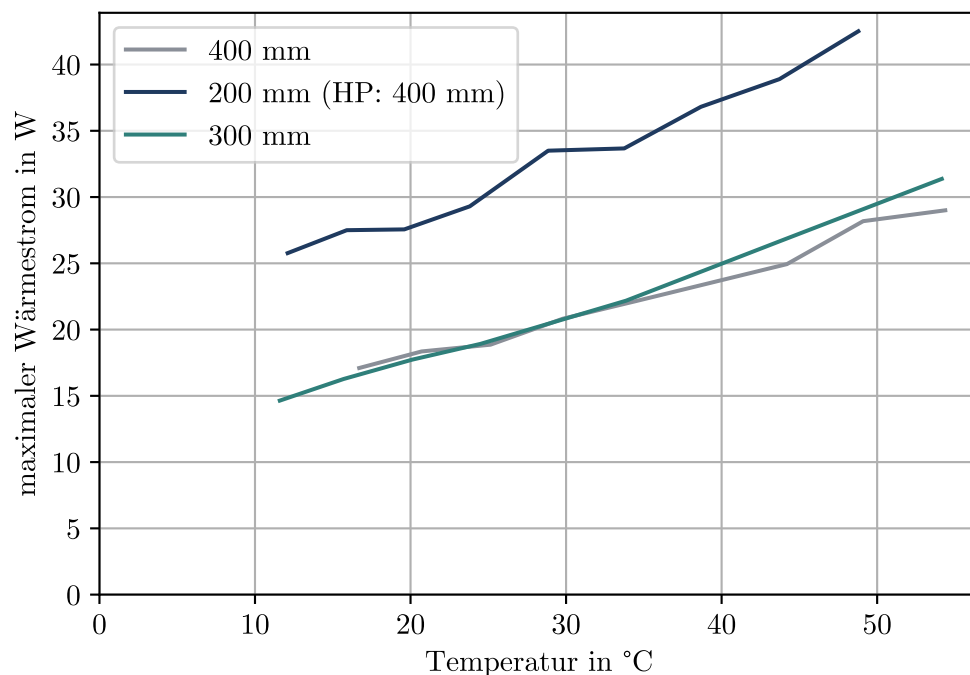


Abbildung 4.7: Maximaler Wärmestrom von Heatpipes über die Temperatur bei unterschiedlichen Längen (300 mm und 400 mm), bzw. bei unterschiedlichen Positionen der Einspannung (200 mm und 400 mm)

4.1.5 Vergleich verschiedener Kapillarstrukturen

In weiteren Versuchen wurden die drei wesentlichen Kapillarstrukturen miteinander verglichen. Eine Heatpipe mit gesintertem Docht, eine mit einem Mesh und eine mit Grooves. Dabei wurden alle Heatpipes mit einer waagerechten Ausrichtung und einer Ausrichtung von 15° untersucht. Die Wärmequelle befand sich dabei ca. 77,6 mm oberhalb der Wärmesenke. Die Orientierung hemmte also den Fluidstrom. Die Heatpipes besaßen eine Länge von 300 mm, einen Durchmesser von 6 mm und Wasser als Arbeitsfluid.

In Abbildung 4.8 sind die Ergebnisse der 6 Messungen zu sehen. Es ist der maximale Wärmestrom in W über die Temperatur der Heatpipe in $^\circ\text{C}$ dargestellt. Es wird deutlich, dass bei einer waagerechten Orientierung die Heatpipe mit einem Mesh den höchsten maximalen Wärmestrom liefert. Die gesinterte Heatpipe konnte nur etwa halb so viel Wärme transportieren und die Heatpipe mit Grooves nur etwa ein Viertel. Sobald eine leichte vertikale Orientierung eingestellt wurde, hatte die gesinterte Heatpipe den höchsten maximalen Wärmestrom. Die Mesh-Heatpipe konnte nur noch ca. 40 % des Wärmestroms im Vergleich zur waagerechten Ausrichtung transportieren und die Heatpipe mit Grooves konnte bei einer Ausrichtung mit einer Höhendifferenz keine Wärme mehr transportieren.

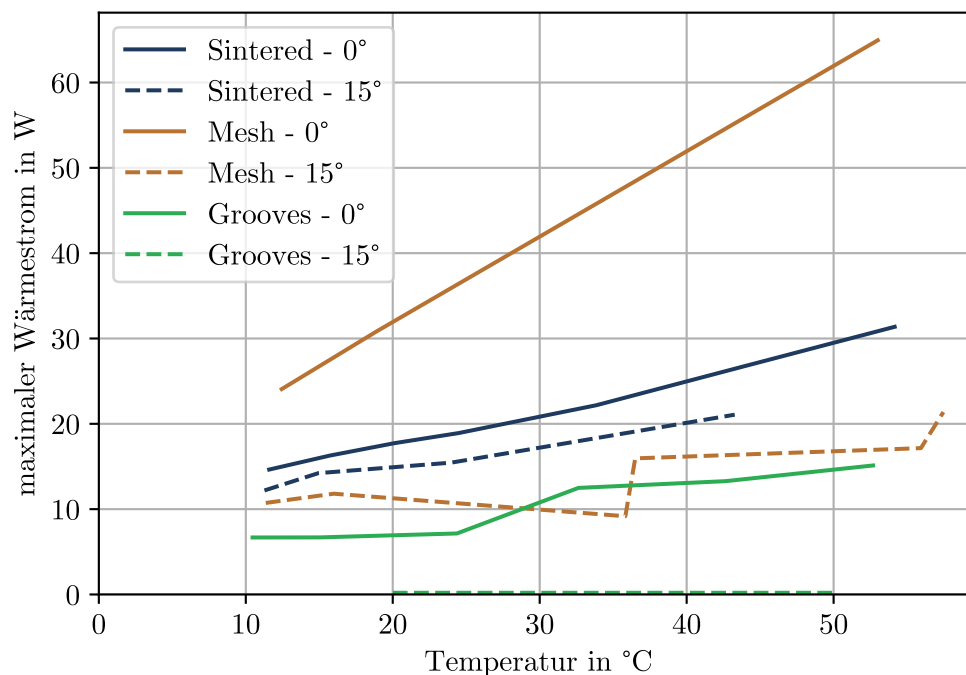


Abbildung 4.8: maximaler Wärmestrom von Heatpipes über die Temperatur mit unterschiedlichen Kapillarstrukturen bei waagerechter- und 15° -Orientierung (Wärmequelle oberhalb der Wärmesenke)

4.1.6 Vergleich verschiedener Durchmesser

In einer weiteren Reihe an Versuchen, wurden verschiedene Durchmesser untersucht (vgl. Abbildung 4.9). Dabei wurden gesinterte Wasser-Heatpipes verwendet und Durchmesser von 4 mm, 6 mm und 8 mm verglichen. Die Heatpipes mit einem 6 mm und 8 mm Durchmesser, besaßen eine Länge von 400 mm. Die dünnste untersuchte Heatpipe mit 4 mm war 200 mm lang. Diese Unstimmigkeit rührt daher, dass bei der Bestellung keine passende Kombination aus Länge und Dicke verfügbar war. Mit den Ergebnissen aus Abbildung 4.7 und der Annahme, dass eine Variation der Länge nur geringfügig Einfluss auf den maximalen Wärmestrom hat (vgl. Abbildung 4.7), lässt sich ein Vergleich jedoch trotzdem durchführen.

In Abbildung 4.9 ist der maximale Wärmestrom in W über die Temperatur der Heatpipe in °C dargestellt. Es ist erkennbar, dass die Heatpipe mit 8 mm deutlich mehr Wärme übertragen kann als die beiden dünneren Heatpipes. Der Unterschied zwischen der 6 mm und der 4 mm dicken Heatpipe ist dabei eher gering. Außerdem ist erkennbar, dass die Temperaturabhängigkeit des maximalen Wärmestroms bei der Heatpipe mit einer Dicke von 8 mm deutlich größer ist, als bei den beiden anderen Heatpipes.

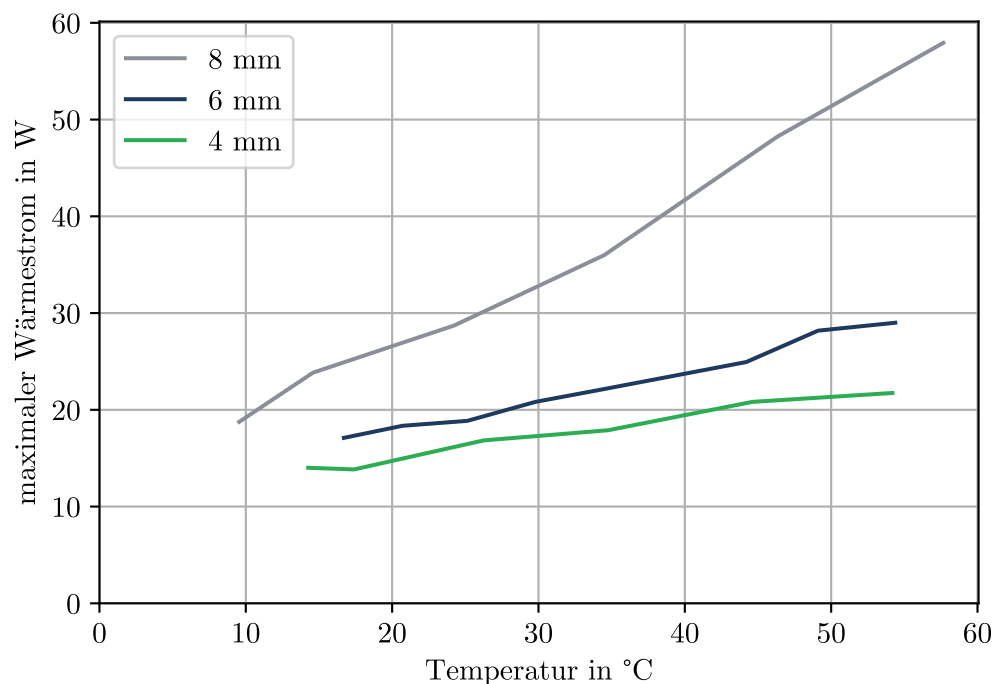


Abbildung 4.9: maximaler Wärmestrom der Heatpipe über die Temperatur bei unterschiedlichen Durchmessern

4.1.7 Vergleich verschiedener Arbeitsfluide

Der letzte Vergleich betrifft verschiedene Fluide. Es wurden dabei Heatpipes mit Wasser und Methanol als Arbeitsfluid untersucht. Beide besaßen eine Dicke von 8 mm, eine Länge von 300 mm und einen Docht mit gesinterter Kapillarstruktur.

Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.10 dargestellt. Es wird der maximale Wärmestrom in W über die Temperatur der Heatpipe in °C aufgetragen. In dem Diagramm ist gut erkennbar, dass die Wasser-Heatpipe deutlich mehr Wärme übertragen kann. Im betrachteten Temperaturbereich liegt der Unterschied bei einem Faktor zwischen 2,5 und 3,5. Die Abhängigkeit des maximal übertragbaren Wärmestroms und Temperatur ist bei der Wasser-Heatpipe ebenfalls deutlich größer.

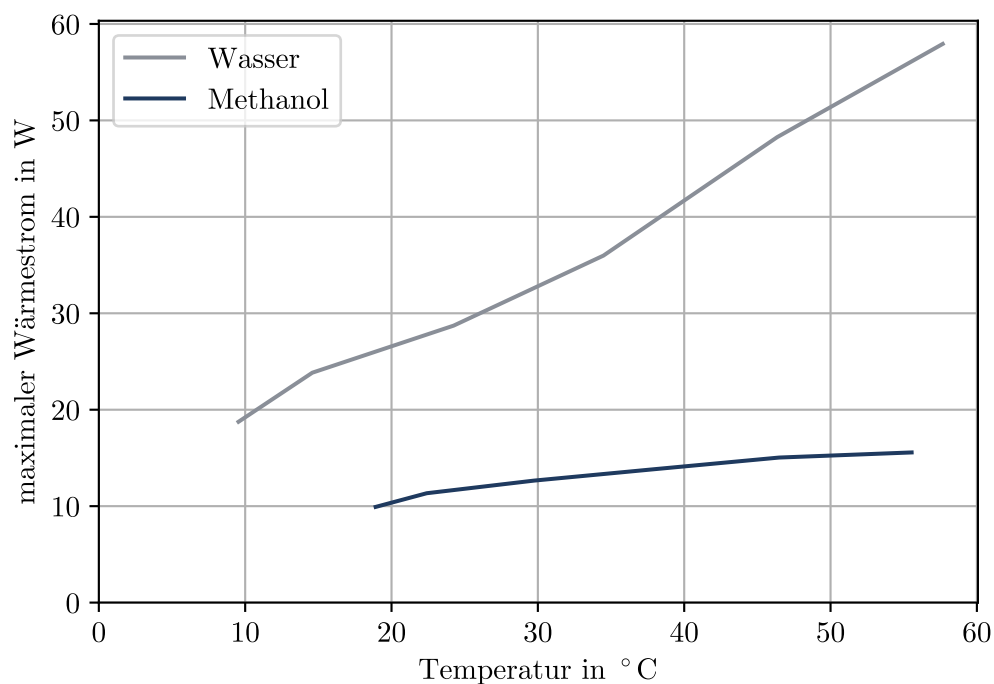


Abbildung 4.10: maximaler Wärmestrom von Heatpipes mit Methanol und Wasser als Arbeitsfluid über die Temperatur

4.1.8 Vapor Chamber

In einem weiteren Versuch wurde eine Vapor Chamber auf die Wärmesenke montiert, während auf der anderen Seite Heizelemente angebracht wurden. Temperaturmessungen wurden dabei auf beiden Seiten mit direktem Kontakt zur Vapor Chamber vorgenommen. Dadurch lässt sich der thermische Widerstand, der über die Vapor Chamber entsteht, ermitteln. Die Wärmesenke wurde auf verschiedenen Temperaturen und die Heizelemente bei verschiedenen Leistungen betrieben. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.11 dargestellt. Es lässt sich erkennen, dass der thermische Widerstand zwischen 0,05 K/W und 0,06 K/W liegt. Die Abhängigkeit des Widerstandes von der Temperatur ist dabei eher klein, eine geringfügige Abnahme des thermischen Widerstandes mit steigender Temperatur ist jedoch messbar. Gleichzeitig lässt sich erkennen, dass die Vapor Chamber auch bei Temperaturen der Wärmesenke von bis zu -5 °C Wärme übertragen kann, obwohl auch hier das Arbeitsfluid Wasser ist.

Der maximale Wärmestrom ist bei der Vapor Chamber deutlich höher als bei den untersuchten Heatpipes. Bei allen Temperaturniveaus wurden mindestens 80 W Abwärme übertragen, ohne dass eine Beeinträchtigung der Funktionalität abzusehen war. Arbeitspunkte mit höheren Leistungen konnten an dieser Stelle nicht untersucht werden, da die Leistungsgrenze der Heizelemente erreicht war. Das Datenblatt der Vapor Chamber spricht von maximalen Wärmeströmen von 130 W bei einer Temperatur von 70 °C .

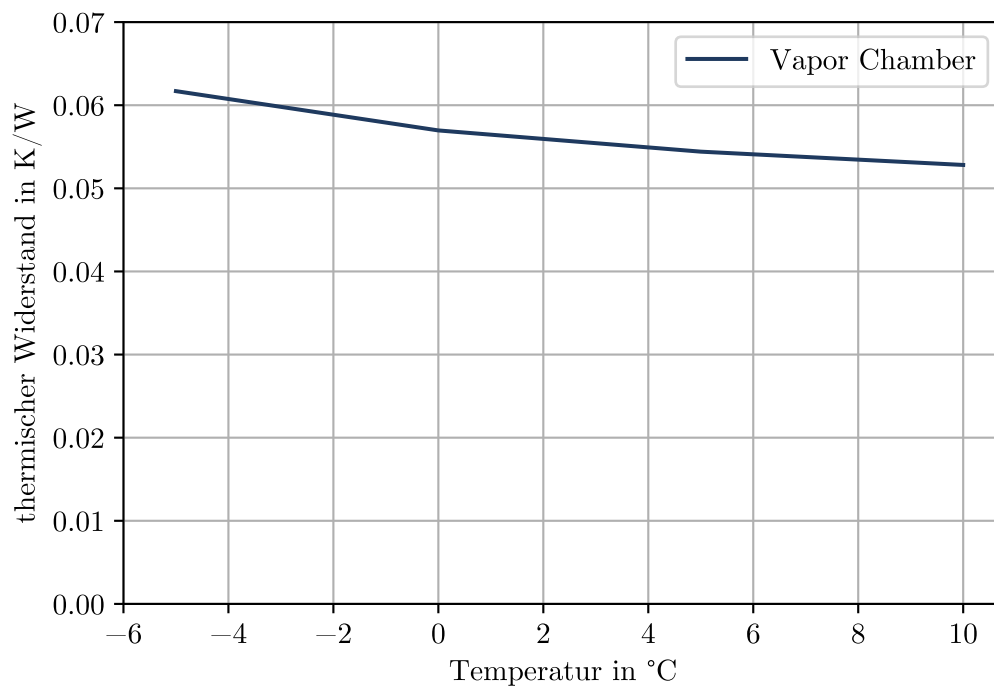


Abbildung 4.11: thermischer Widerstand einer Vapor Chamber zwischen Ober- und Unterseite mit Wasser als Arbeitsfluid

4.1.9 Effekt des TIM

In einem weiteren Versuch wurde der Einsatz von TIM zwischen der Einspannung und Heatpipe untersucht. Dazu wurde eine Heatpipe mit und ohne TIM in eine Einspannung montiert. Es wurden verschiedene Heizleistungen angelegt und die Temperaturdifferenz gemessen. Die Messwerte und die sich daraus ergebenden thermischen Widerstände sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Die Temperaturdifferenz wurde zwischen der Einspannung in der Nähe der Heizelemente und der Heatpipe in der Nähe der Verdampfer gemessen (vgl. P1 und P2 aus Abbildung 3.1).

Aus den Messwerten wird deutlich, dass der Einsatz von TIM bei der Einspannung von Heatpipes eine bedeutende Rolle zur Minimierung des thermischen Widerstands spielt. Der thermische Widerstand konnte in diesem Anwendungsfall um durchschnittlich 66 % reduziert werden.

Art der Montage	Heizleistung in W	Temperaturdifferenz in K	thermischer Widerstand in K/W
ohne TIM	10	4,2	0,42
ohne TIM	15	6,3	0,42
ohne TIM	20	9,8	0,49
ohne TIM	25	12,0	0,48
mit TIM	10	1,6	0,16
mit TIM	15	2,3	0,15
mit TIM	20	3,0	0,15

Tabelle 4.1: Messwerte und resultierende thermische Widerstände für unterschiedliche Heizleistungen mit und ohne TIM

4.1.10 Betrachtung des thermischen Widerstandes

Im Folgenden sind drei Abbildungen (Abb. 4.12, Abb. 4.13 und Abb. 4.14) dargestellt, in denen detailliert auf den thermischen Widerstand von Heatpipes eingegangen wird. In allen drei Abbildungen ist der thermische Widerstand in K/W über den Netto-Wärmestrom in W aufgetragen. Dabei sind unterschiedliche Temperaturniveaus durch verschiedene Farben gekennzeichnet. Gleichzeitig wird nicht nur der thermische Widerstand über den gesamten Aufbau (vgl. Abbildung 3.1: P1 bis P4) abgebildet, sondern nochmal getrennt der thermische Widerstand über den Verdampfer (P1 bis P2), den adiabatischen Bereich (P2 bis P3) und den Kondensator (P3 bis P4).

In Abbildung 4.12 handelt es sich um eine Wasser-Heatpipe mit gesinterter Kapillarstruktur, einem Durchmesser von 6 mm und einer Länge von 400 mm. Sie wurde waagrecht montiert. Aus den Messwerten lässt sich erkennen, dass der thermische Widerstand über den gesamten Aufbau innerhalb des Arbeitsbereichs stets unterhalb von 0,3 K/W liegt. Ein vergleichbarer Aufbau mit einem Kupferstab würde einen thermischen Widerstand von 27,4 K/W besitzen. Damit wird der enorme Vorteil von Heatpipes deutlich. Weiter lässt sich in der Abbildung 4.12 erkennen, dass der Widerstand mit steigender Temperatur abnimmt. Für unterschiedliche Leistungen bleibt der Widerstand konstant, bis die Betriebsgrenzen erreicht werden und der Widerstand stark zunimmt. Es lässt sich dabei auch erkennen, dass der größte Widerstand im Bereich des Kondensators entsteht. Das lässt sich zumindest teilweise dadurch erklären, dass der Abstand zwischen den entsprechenden Sensoren (P3

und P4 in Abbildung 3.1) am größten ist und den Übergang von Heatpipe zu Einspannung und von Einspannung zu Wärmesenke umfasst. Außerdem ist deutlich erkennbar, dass der Bereich des Verdampfers für den Anstieg des Widerstandes beim Erreichen der Betriebsgrenze verantwortlich ist.

Abbildung 4.13 zeigt ähnliche Messdaten, jedoch von einer Methanol-Heatpipe mit 300 mm Länge und einem Durchmesser von 8 mm. Die Ausrichtung ist ebenfalls waagrecht und die Kapillarstruktur gesintert. Es ist ersichtlich, dass der gesamte thermische Widerstand um etwa das dreifache größer ist. Diese Zunahme basiert dabei auf dem Bereich des Kondensators, der innerhalb des Arbeitsbereichs nahezu den gesamten Widerstand erzeugt. Es lässt sich außerdem erkennen, dass der Widerstand im Bereich des Kondensators mit steigender Leistung abnimmt. Gleichzeitig nimmt der thermische Widerstand im Bereich des Verdampfers zu, sobald die Betriebsgrenze erreicht wird.

In Abbildung 4.14 sind die Messdaten eines Versuchs mit einer Mesh-Heatpipe dargestellt. Die Länge betrug dabei 300 mm und der Durchmesser 6 mm. Das Arbeitsfluid war Wasser und die Ausrichtung betrug 0° . Es lässt sich erkennen, dass die Heatpipe bei niedrigen Temperaturen einen wesentlich größeren thermischen Widerstand besitzt, der in diesem Fall vom Verdampfer erzeugt wird und mit steigender Leistung (bzw. Temperatur des Verdampfers) stark abnimmt. Bei hohen Temperaturen ist der thermische Widerstand deutlich geringer, jedoch immer noch etwa doppelt so groß wie bei einer gesinterten Heatpipe (vgl. Abb. 4.12). Außerdem ist der Widerstand nicht mehr von der Leistung abhängig. Der thermische Widerstand des Verdampfers liegt dann in der selben Größenordnung, wie der Widerstand des Kondensators. Der Anstieg des Widerstands im Bereich der Betriebsgrenze ist im Vergleich zu den anderen Messung sehr plötzlich. Zwei weitere Punkte sollten in dieser Abbildung erklärt werden. Erstens ist der Anstieg des thermischen Widerstands für eine Temperatur der Wärmesenke von 20°C im Bereich der Betriebsgrenze nicht dargestellt. Das liegt daran, dass das System in der Nähe der Betriebsgrenze lange gebraucht hat, um sich auf einem Temperaturniveau zu stabilisieren. Diese Zeitdauer wurde von dem Messprogramm nicht berücksichtigt und der Übergang zu einem Anstieg des Widerstandes wurde hier nicht beobachtet. Zweitens ist erkennbar, dass der letzte Messpunkt mit einer Wärmesenke von 40°C eine niedrigere Leistung abbildet als der vorletzte Messpunkt. Ursache hierfür ist der signifikante Temperaturanstieg am Verdampfer. Die daraus resultierende Zunahme des konvektiven Wärmestroms übersteigt die Zunahmen der Heizleistung. Der Netto-Wärmestrom über die Heatpipe reduziert sich also. Obwohl dieser Wärmestrom geringer ausfiel als im vorangegangenen Schritt, konnte er vom System nicht mehr abgeführt werden. Nach dem Austrocknen des Verdampfers ist eine deutliche Absenkung des Wärmestroms erforderlich, um die Funktionalität wiederherzustellen.

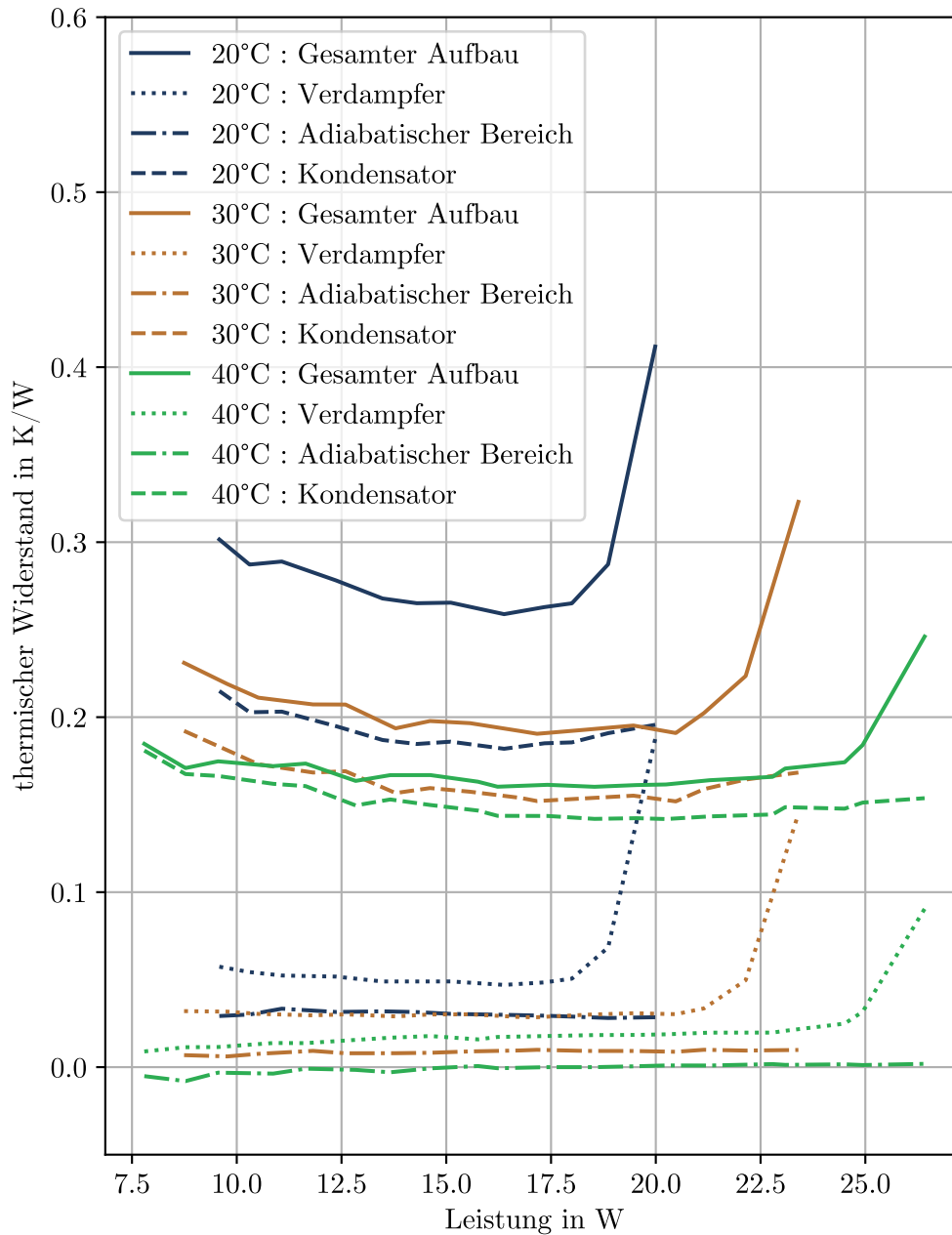


Abbildung 4.12: thermischer Widerstand einer Wasser-Heatpipe mit gesintertem Docht über den Netto-Wärmestrom. Getrennte Betrachtung verschiedener Temperaturen der Wärmesenke und verschiedener Bereiche der Heatpipe

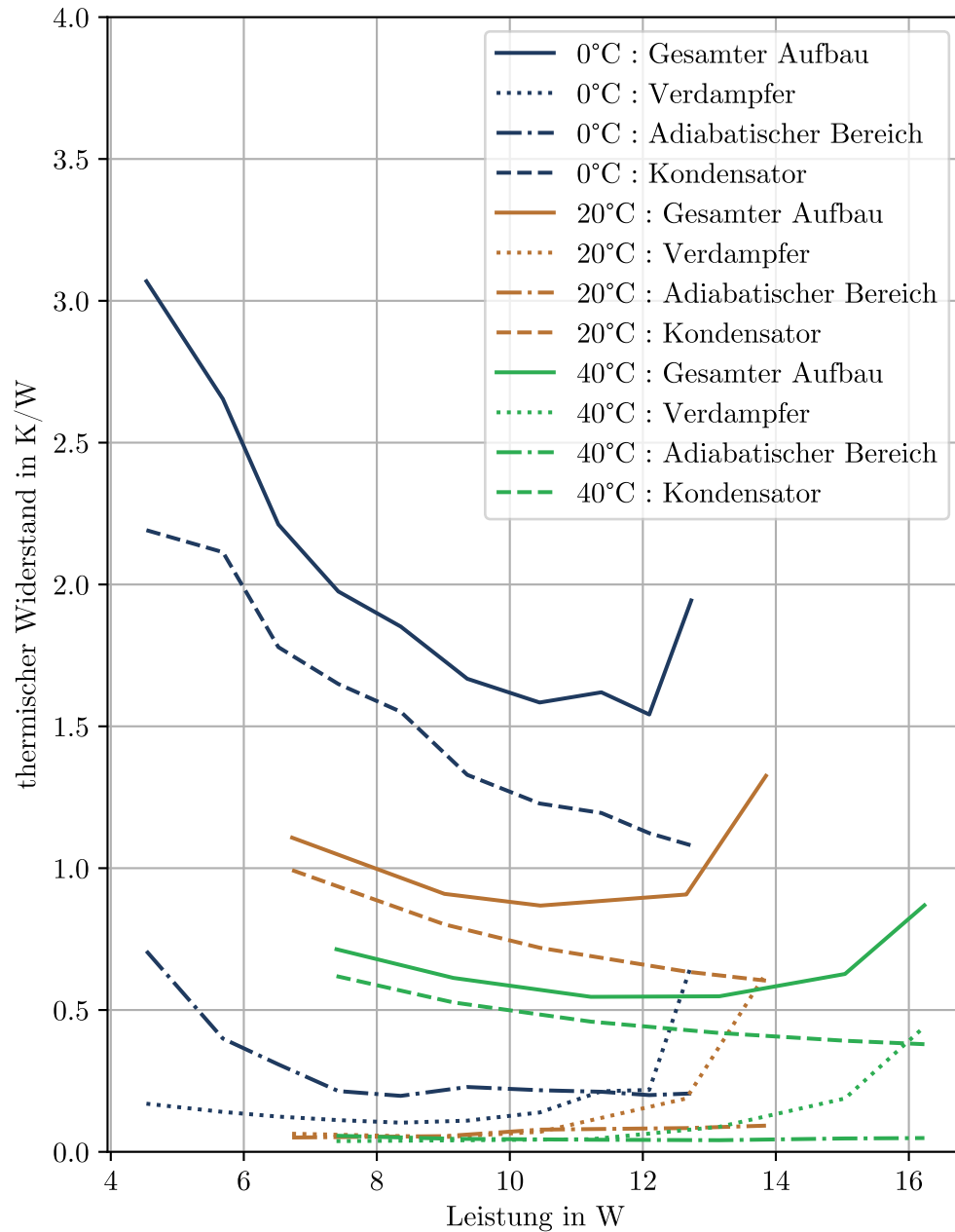


Abbildung 4.13: thermischer Widerstand einer Methanol-Heatpipe mit gesintertem Docht über den Netto-Wärmestrom. Getrennte Betrachtung verschiedener Temperaturen der Wärmesenke und verschiedener Bereiche der Heatpipe

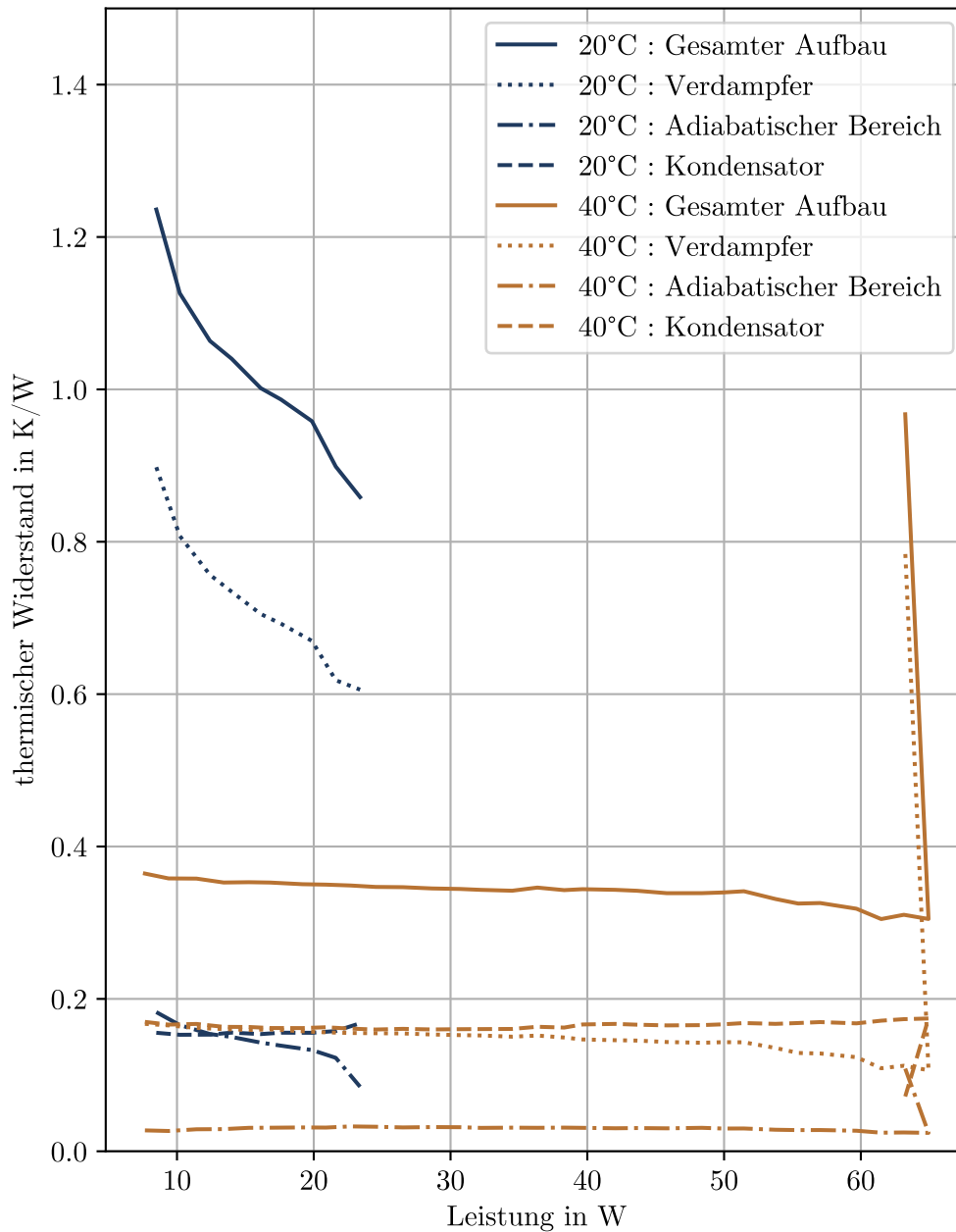


Abbildung 4.14: thermischer Widerstand einer Wasser-Heatpipe mit Mesh-Docht über den Netto-Wärmestrom. Getrennte Betrachtung verschiedener Temperaturen der Wärmesenke und verschiedener Bereiche der Heatpipe

4.2 Messreihe 2: Temperaturregelung

4.2.1 TEC

Eine einfache und präzise Möglichkeit zur Temperaturregelung stellen **TECs** dar. Ein **TEC** wurden im Rahmen der zweiten Messreihe genauer untersucht. Dabei wurde der **TEC** vorerst als passives Bauteil eingesetzt. Also ohne Anschluss an eine Stromquelle und ohne Temperaturregelung. In einem weiteren Versuch wurde der **TEC** als aktives Bauteil untersucht. Dabei wurde gemessen, welche Leistung der **TEC** benötigt, um in verschiedenen Situationen die Wärmequelle auf einer konstanten Temperatur zu halten.

Die Daten einer Temperaturmessung des **TEC** in passivem Zustand sind in Abbildung 4.15 zu sehen. Dabei wurde der **TEC** zwischen Wärmesenke und Heizelementen montiert. Die Heizelemente lieferten eine Abwärme von 10 W. Gleichzeitig wurden die elektrischen Anschlüsse des **TEC** in dem Zeitraum von 0 s bis 380 s und von 495 s bis 625 s getrennt und im Zeitraum von 380 s bis 495 s und von 625 s bis 700 s verbunden. Es ist ersichtlich, dass die Temperaturen der Wärmequelle deutlich sinken, sobald die elektrischen Anschlüsse verbunden werden. Der thermische Widerstand wechselt dabei von durchschnittlich 1,35 K/W zu 0,63 K/W. Das entspricht einem thermischen Schaltverhältnis von $\gamma = 2,14$. Die Messung wurde dabei bei unterschiedlichen Temperaturen und Leistungen wiederholt. Des weiteren wurde für die Spannung und die Stromstärke, die durch den passiv eingesetzten **TEC** bei einer Temperaturdifferenz von 28 K erzeugt werden, Werte von 1,18 V und 290 mA gemessen.

In weiteren Messungen wurde der **TEC** an ein Netzteil angeschlossen. Das Messprogramm konnte nun die Leistung steuern und die Temperatur regeln. Die Ergebnisse der durchgeführten Messungen sind in Abbildung 4.16 dargestellt. In den Diagrammen ist die Leistung des **TEC** aufgetragen, die benötigt wird um eine gewisse Temperaturdifferenz zwischen den beiden Seiten herzustellen. Dabei wurden in Abbildung 4.16 a) verschiedene Wärmeströme abgebildet, während die Temperatur der Wärmesenke konstant bei 0 °C lag. In Abbildung 4.16 b) wurden verschiedene Temperaturen der Wärmesenke untersucht während der Wärmestrom der Heizelemente 20 W betrug. Die Temperaturdifferenz ist dabei definiert als $\Delta T = T_{\text{Wärmesenke}} - T_{\text{Wärmequelle}}$. Negative Temperaturdifferenzen bedeuten also, dass die Wärmequelle wärmer ist als die Wärmesenke.

Aus den Diagrammen wird ersichtlich, dass die benötigte Leistung des **TEC** mit steigender Temperaturdifferenz superlinear zunimmt. Gleichzeitig gibt es eine starke Abhängigkeit zwischen den untersuchten Wärmeströmen. Soll ein höherer Wärmestrom übertragen werden, wird deutlich mehr Leistung des **TEC** benötigt. Auch eine Abhängigkeit des Temperaturniveaus kann erkannt werden.

4.2.2 Kombination von Heatpipe und TEC

Im nächsten Schritt wurde die Kombination von Heatpipe und **TEC** untersucht. Dazu wurden drei mögliche Varianten betrachtet (vgl. Abbildung 4.17). Der Ausgangspunkt war jeweils eine Wärmesenke mit konstanter Temperatur von 0 °C und eine Wärmequelle, die auf eine Temperatur von 10 °C bzw. 15 °C geregelt werden sollte. Das Problem bei einer Temperatur der Wärmesenke von 0 °C ist, dass das Wasser in einer Wasser-Heatpipe gefriert und dann keine Wärme transportiert werden kann.

Im ersten Aufbau (Abbildung 4.17 a)) sollte dieses Problem umgangen werden, indem der **TEC** zwischen Wärmesenke und Heatpipe platziert wird. Die über den **TEC** anliegende

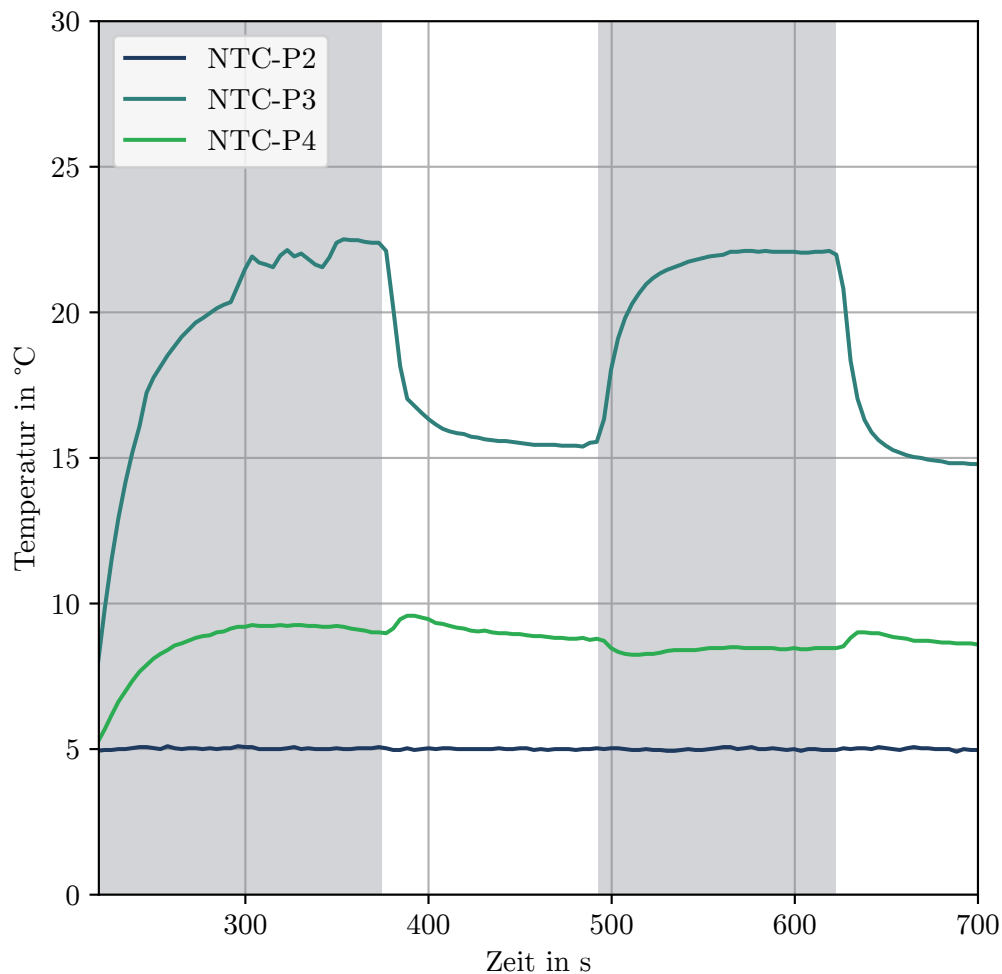


Abbildung 4.15: Temperaturmessung zur Bestimmung des thermischen Widerstand eines **TEC** als passives Element bei einem Wärmestrom von 10 W, während wiederholter Trennung und Kontaktierung der elektrischen Anschlüsse des **TEC**

Temperaturdifferenz, könnte dann ausreichen, um die Temperatur der Heatpipe in den Arbeitsbereich zu heben. Der Temperatursensor, dessen Messwerte als Istwert in den Regelkreis eingeht, befindet sich in diesem Aufbau direkt an der Wärmequelle, wo eine Temperatur von 15 °C reguliert werden soll. Bei den durchgeführten Messungen wurde schnell klar, dass dieser Aufbau nicht praktikabel ist. Der Abstand zwischen **TEC** und Temperatursensor ist zu groß. Steigt die gemessene Temperatur des Thermistor, beginnt der **TEC** die Heatpipe zu kühlen. Bis der Effekt des **TEC** den Thermistor erreicht, hat sich der Kondensator der Wasser-Heatpipe soweit abgekühlt, dass sich die Heatpipe nicht mehr im Arbeitsbereich befindet. Unter Umständen kühlt, der **TEC** die Heatpipe bis unter den Gefrierpunkt. Ein sinnvoller Einsatz dieses Aufbaus wäre höchstens bei sehr langsamen Temperaturschwankungen und speziell eingestelltem Regelverhalten möglich.

Die Idee des zweiten Aufbaus (Abbildung 4.17 b)) bestand darin, den Temperatursensor, in direkter Nähe des **TEC** zu platzieren. Dadurch verringert sich die Zeitverzögerung

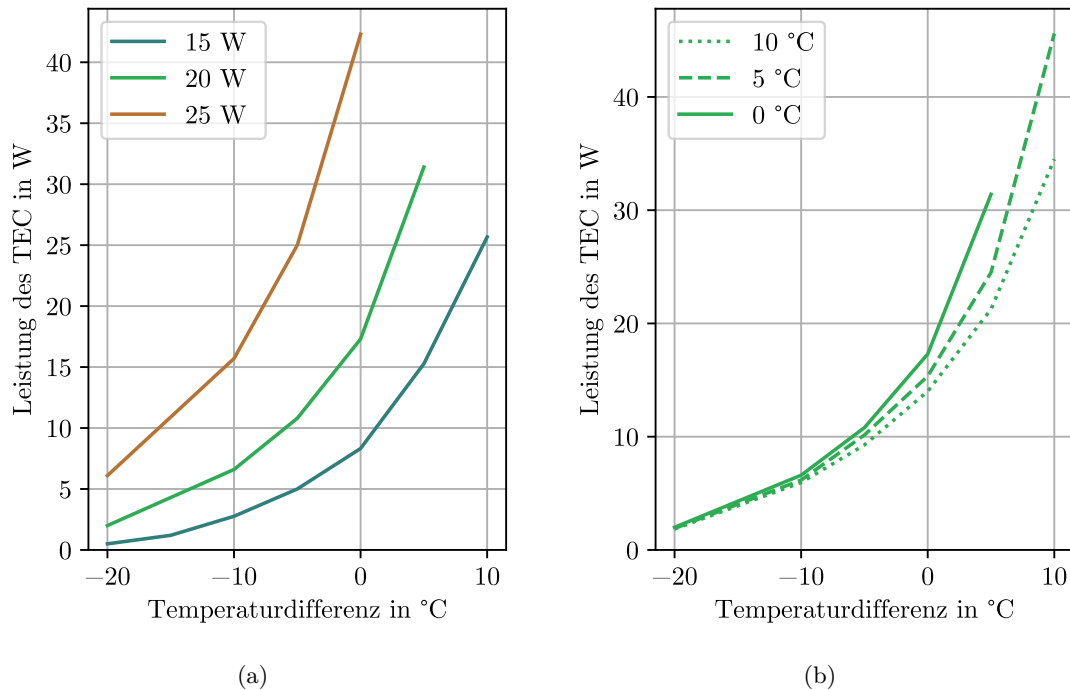


Abbildung 4.16: erforderliche Leistung eines TEC zur Temperaturregelung über verschiedene Temperaturdifferenzen bei a) einer Temperatur der Wärmesenke von 0 °C und verschiedenen Wärmeströmen und b) einem Wärmestrom von 20 W und verschiedenen Temperaturen der Wärmesenke

zwischen Veränderung der Stellgröße und messbarem Effekt des Istwerts. Ein Temperaturversatz könnte dann so eingestellt werden, dass die Wärmequelle eine Temperatur von 15 °C annimmt. In diesem Fall konnte ein Einfrieren des Kondensators vermieden werden, jedoch ergab sich eine große Totzeit im Regelkreis. Schwankt beispielsweise die Heizleistung, so wird der Effekt erst nach einer gewissen Verzögerung am Temperatursensor gemessen. Dadurch wird auch in diesem Aufbau eine stabile Temperaturregelung nur unter sehr langsamen Veränderungen möglich. Die Messungen sind in Abbildung 4.18 dargestellt. Dabei sind die Daten der Temperatursensoren und die Leistung der Heizelemente und des TEC über die Zeit aufgetragen. Es ist erkennbar, dass eine Regelung der Temperatur des Temperatursensors NTC-4 auf 15 °C möglich ist, indem der Sollwert für den TEC mit steigender Leistung der Heizelemente reduziert wird. Die Regelgröße ist in diesem Fall die Temperatur des Sensors NTC-3. Gleichzeitig lässt sich auch erkennen, dass bei einer Veränderung der Abwärme die Temperatur der Wärmequelle (NTC-4) stark schwankt.

Im finalen Aufbau wird also der TEC direkt an der Wärmequelle platziert. Dadurch befindet sich der Kondensator in direktem Kontakt mit der Wärmesenke und der Einsatz einer Wasser-Heatpipe ist nicht mehr möglich. Eine Methanol-Heatpipe kann den niedrigeren Temperaturbereich abdecken. Dadurch ist eine stabile Temperaturregelung erstmals realisierbar. Ein Nachteil dieses Aufbaus ist, dass die Methanol-Heatpipe weniger Wärme übertragen kann. Außerdem muss in diesem Fall auch die Leistung des TEC über die Heatpipe abtransportiert werden. Dadurch verringert sich die Leistung, die an den Heizelementen anfallen darf noch weiter. Die Ergebnisse der Messung sind in Abbildung 4.19 zu sehen. Auch hier sind die Daten der Temperatursensoren und die Leistung der Heizelemente und des TEC über die Zeit aufgetragen. Deutlich wird, dass die Regelgröße

(NTC-4) nur sehr geringen Schwankungen unterliegt und stabil auf einer Temperatur von 10°C gehalten werden kann. Gleichzeitig kann erkannt werden, dass der TEC eine Abwärme von 3 W freisetzt. Diese Abwärme muss zusätzlich zu den $5,5\text{ W}$ Heizleistung der Heizelemente über die Heatpipe abtransportiert werden. Der maximale Wärmestrom der Heatpipe wird also schon bei deutlich geringeren Heizleistungen der Heizelemente erreicht. Wenn die Heatpipe einen maximalen Wärmestrom von $8,5\text{ W}$ übertragen kann, fällt in dieser Situation nur $5,5\text{ W}$ auf die Wärmequelle ab. Die restliche Kapazität der Heatpipe wird für die Temperaturregelung über den TEC benötigt. Das reduziert die effektive Kühlleistung um ca. 40% .

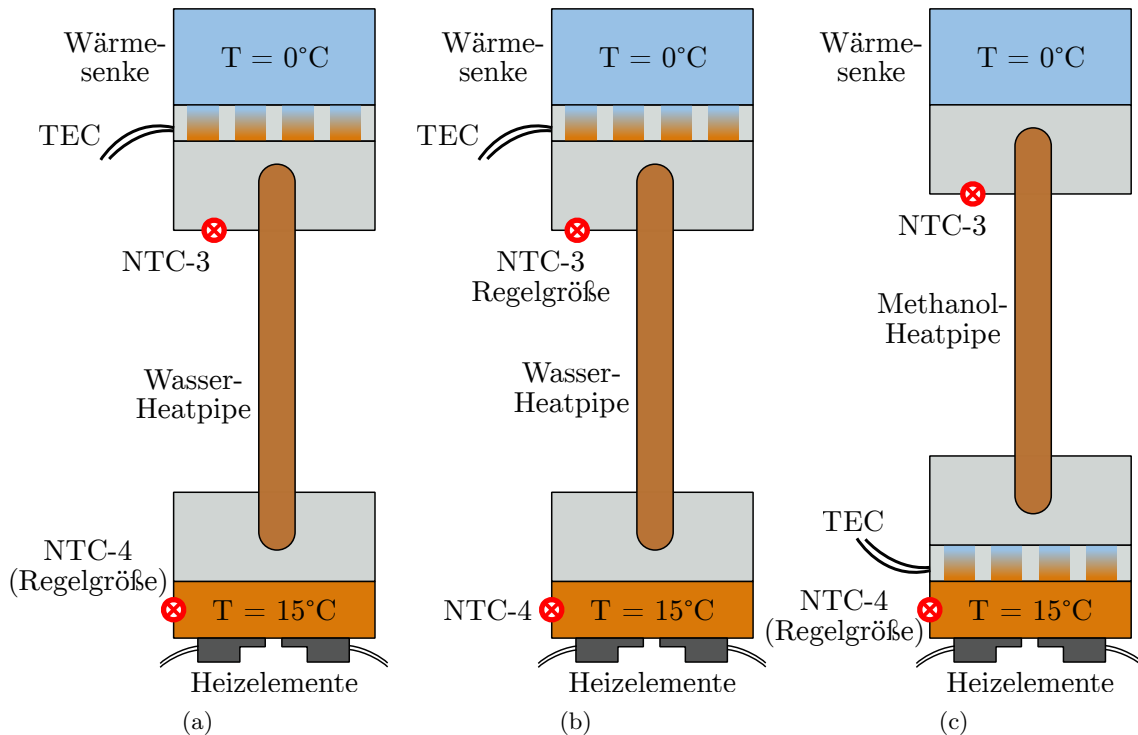


Abbildung 4.17: schematische Darstellung von verschiedenen Kombinationen von TEC und Heatpipe

4.2.3 2 Wärmepfade

In einem finalen Thermalsystem, wird in den meisten Fällen mehr als eine Heatpipe eingesetzt. Dann gibt es neben den in Abbildung 4.17 dargestellten Kombinationen, weitere Varianten, den TEC zu platzieren. Dabei befindet sich der TEC nun so nah wie möglich an der Wärmequelle, um die Probleme der großen Totzeit zu umgehen. Die beiden Varianten sind in Abbildung 4.2 dargestellt und wurden in weiteren Versuchen miteinander verglichen. In Variante (a) wird der gesamte Wärmestrom der Heizelemente über den TEC transportiert. In Variante (b) wird die Abwärme der Heizelemente auf zwei Wärmepfade aufgeteilt. Dabei wird der Wärmestrom nur in einem Pfad über den aktiv gesteuerten TEC geführt. Der andere Pfad beinhaltet nur die passive Heatpipe.

Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.2 aufgelistet. Aus den Daten geht hervor, dass die elektrische Leistung, die die TECs zur Temperaturregelung benötigen, in Aufbau (a) mehr als doppelt so groß ist wie in Aufbau (b). Das führt dazu, dass Aufbau (b) einen

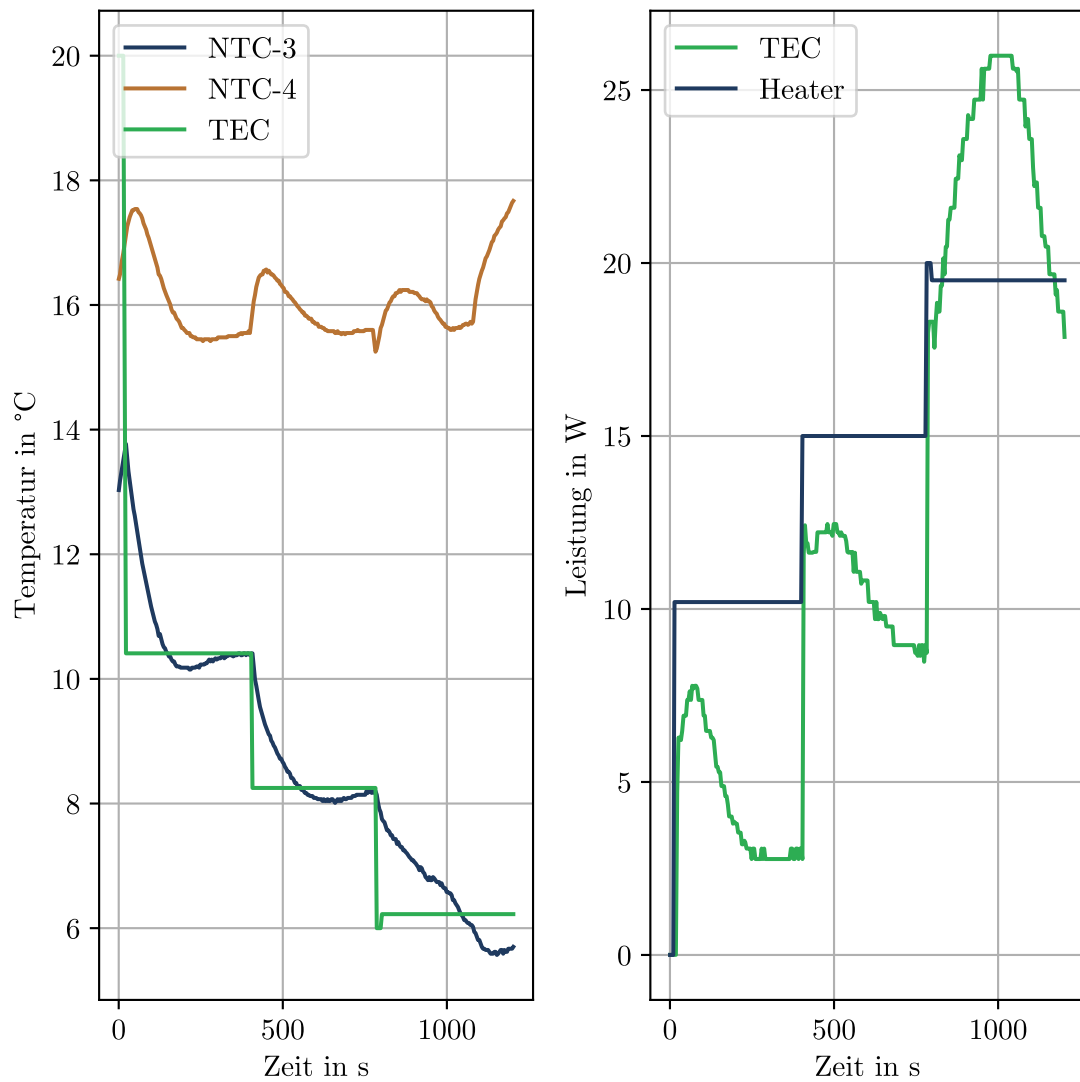


Abbildung 4.18: Messwerte des Versuchs zur Temperaturregelung mit Aufbau 4.17 b). Temperaturen in °C und Leistungen in W über die Zeit des Versuchs in s

Wärmestrom der Heizelemente abtransportieren kann, der bis zu 2,5 W größer ist als in Aufbau (a). Das entspricht etwa 20 %. Aus den Daten geht ebenfalls hervor, dass die Summe der Abwärme der Heizelemente und der Leistung des **TEC** in Aufbau (a) größer ist. Hier kann durch die Heatpipes ein größerer Gesamtwärmestrom übertragen werden.

	maximale Abwärme in W	Leistung des TEC in W	gesamter Wärme- strom in W
Aufbau a)	12,5	8,4	20,9
	12,7	6,3	19,0
Aufbau b)	15	3,5	18,5
	14	2,9	16,9

Tabelle 4.2: Messwerte der untersuchten Konfigurationen (vgl. Abbildung 4.20)

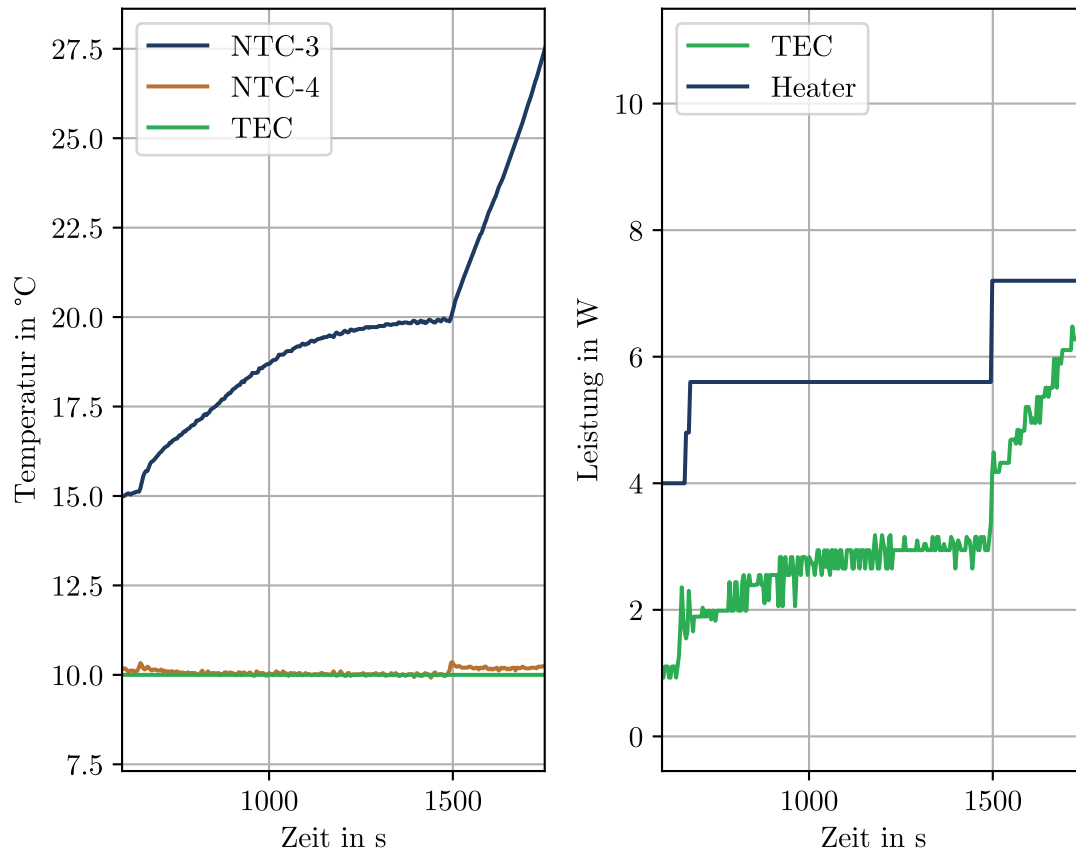


Abbildung 4.19: Messwerte des Versuchs zur Temperaturregelung mit Aufbau 4.17 c). Temperaturen in °C und Leistungen in W über die Zeit des Versuchs in s

4.2.4 Kombination von Wasser- und Methanol-Heatpipe

In einem weiteren Versuch wurde das Verhalten eines Systems untersucht, indem zwei unterschiedliche Heatpipes hintereinander montiert wurden. Eine schematische Darstellung des Versuchsaufbaus ist in Abbildung 4.21 zu sehen. In dem Versuch wurde zwischen Wärmequelle und Wärmesenke zuerst eine Wasser-Heatpipe und dann eine Methanol-Heatpipe angebracht. Die Temperatur der Wärmesenke wurde auf 0 °C gehalten.

In Abbildung 4.22 sind die Ergebnisse des Versuchs dargestellt. Die Leistung der Heizelemente wurde schrittweise erhöht, während beobachtet wurde, wie sich die Temperaturen an den verschiedenen Positionen im System verändern. Ein Modell eines thermischen Systems, das in Kapitel 5.3.2 vorgestellt wird, gab Grund zu der Annahme, dass mit einer solchen Kombination zwei unterschiedlicher Heatpipes ein nichtlineare Zusammenhang zwischen Leistung der Heizelemente und Temperatur der Wärmequelle herrscht. Aus den Messwerten in Abbildung 4.22 wird jedoch schnell ersichtlich, dass ein solches Verhalten des untersuchten Aufbaus nicht der Realität entspricht. Der Zusammenhang zwischen Heizleistung und Temperatur der Wärmequelle ist linear.

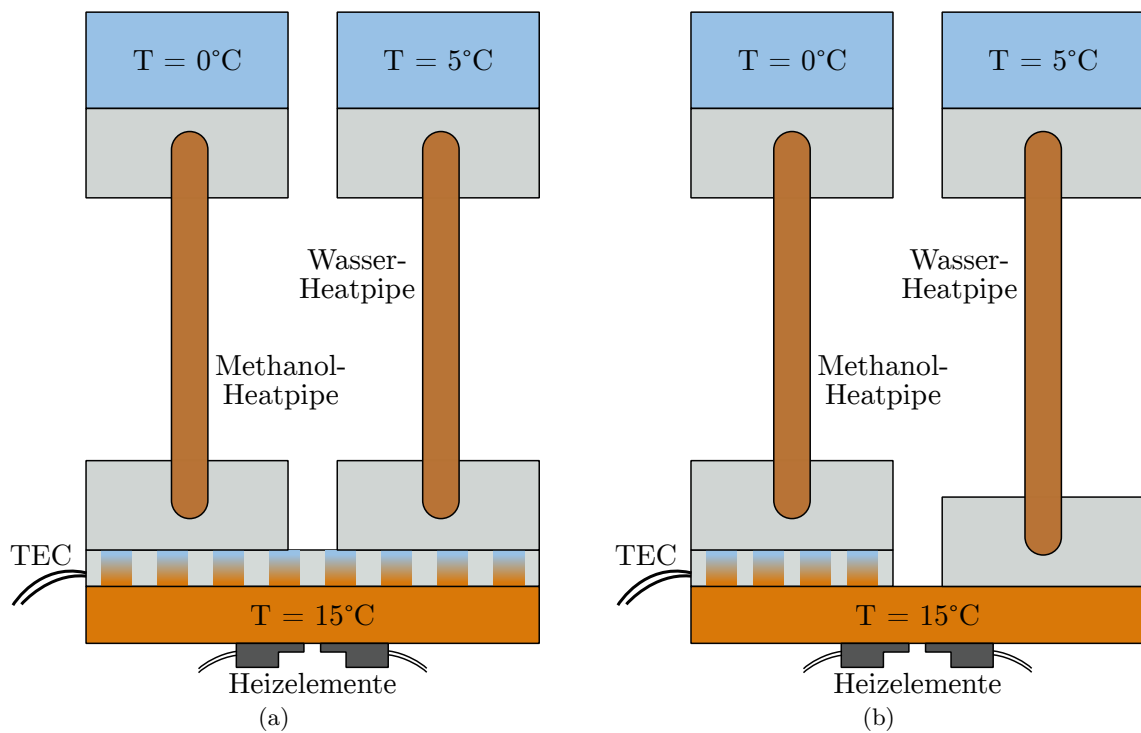


Abbildung 4.20: schematische Darstellung der untersuchten Konfigurationen mit 2 Wärmepfaden

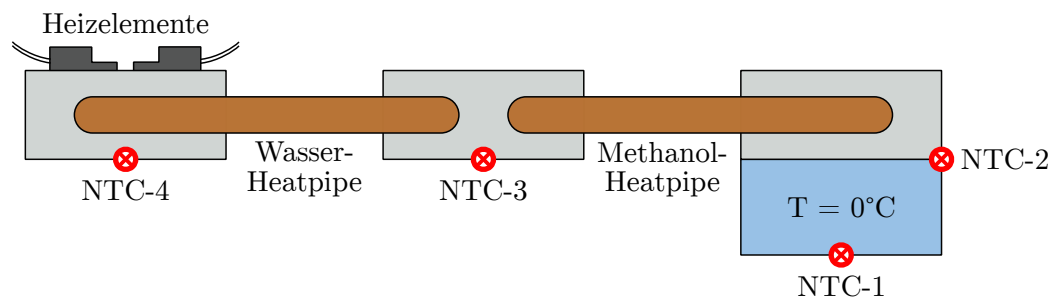


Abbildung 4.21: schematische Darstellung einer Kombination von Wasser- und Methanol-Heatpipe

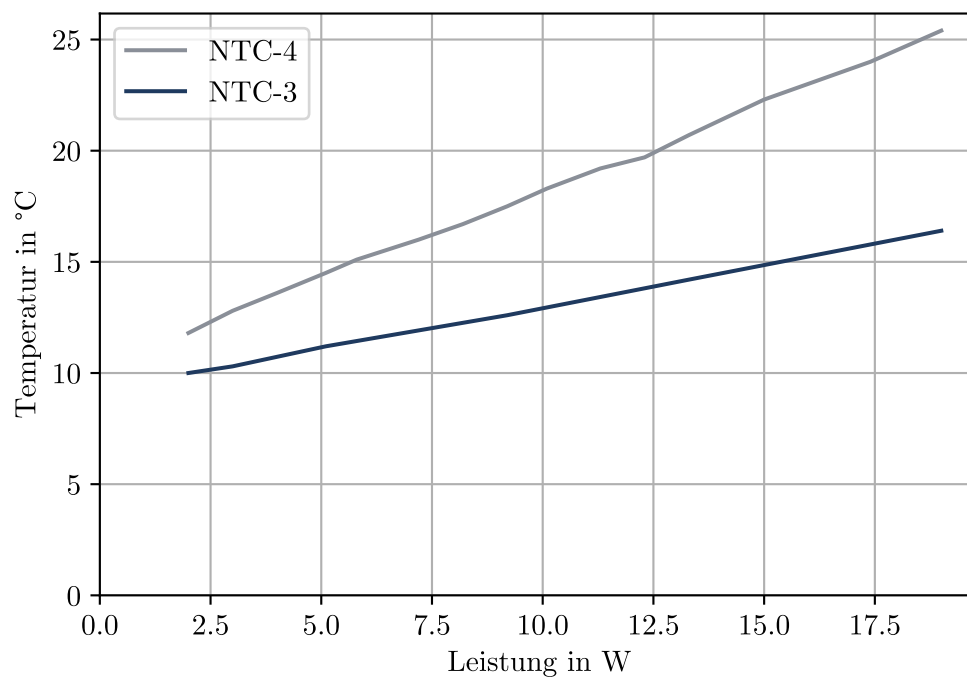


Abbildung 4.22: Messwerte der untersuchten Kombination von Wasser- und Methanol-Heatpipe. Temperaturen in °C aufgetragen über die Leistung der Heizelemente in W

5 Diskussion

Im folgenden Kapitel, werden die verschiedenen Messergebnisse aus Kapitel 4 aufgegriffen. Dabei werden die Beobachtungen in den Zusammenhang physikalischer Theorien gestellt und die Bedeutung für ein finales Thermalsystem erläutert. Weiter wird mit den gewonnenen Erkenntnissen ein Workflow hergeleitet mit der ein Kühlsystem für unterschiedliche Anforderungen konzeptioniert werden kann. Mit exemplarischen Randbedingungen wird diese Anleitung beispielhaft angewendet. Im dritten Abschnitt werden dann noch zwei Konzepte für eine passive Temperaturregelung vorgestellt. Diese Konzepte wurden im Rahmen der Arbeit ansatzweise untersucht, allerdings ist für eine Umsetzung in einem finalen Thermalsystem eine detailliertere Entwicklung nötig.

5.1 Einordnung der Ergebnisse

5.1.1 Ausrichtung und Kapillarstruktur von Heatpipes

Die Ausrichtung der Heatpipe hat einen großen Einfluss auf den maximal übertragbaren Wärmestrom. Für die in Abbildung 4.6 untersuchte Heatpipe ergibt sich ein vielfach größerer maximaler Wärmestrom, wenn die Ausrichtung der Heatpipe den Prozess der Fluidbewegung unterstützt. Bei einer Temperatur von 40 °C liegt der Unterschied zwischen einer Orientierung von 60° und –60° bei etwa 50 W. Das entspricht einem Faktor von 10. Dabei ist zu beachten, dass die untersuchte Heatpipe einen gesinterten Docht besitzt. Gravitationskräften haben hier noch einen geringeren Effekt als bei einem Mesh-Docht oder einer Kapillarstruktur mit Grooves. Abbildung 4.8 zeigt, dass Heatpipes mit Grooves schon bei geringen Höhenunterschieden überhaupt keine Wärme mehr übertragen können und der Mesh-Docht bei einer Orientierung von 15° gegenüber eine waagerechten Ausrichtung nur etwa 25 % an Wärme übertragen kann.

Diese Beobachtungen legen nahe, dass die Betriebsgrenze, die in all diesen Fällen erreicht wird, die Kapillarkraftgrenze ist (vgl. Kapitel 2.1.2.4). In Gleichung 2.10 wird deutlich, dass der hydrostatische Druck $\Delta p_g = \rho_l g L_t \sin \theta$ direkten Einfluss auf den maximal übertragbaren Wärmestrom hat. Je größer der Winkel θ , desto geringer der maximale Wärmestrom $Q_{\max}$. Besonders deutlich wird der Effekt bei den Kapillarstrukturen mit großem effektivem Porenradius (wie Mesh oder Grooves). Nach dem Gesetz von Young-Laplace führen größere Porenradien zu einem geringeren Kapillardruck. Wird davon nun noch der zu überwindende hydrostatische Druck abgezogen, verbleibt lediglich ein geringer Druckunterschied für die Überwindung der Strömungswiderstände des Fluids.

Für den Einbau einer Heatpipe in ein Thermalsystem, sollte die Orientierung also unbedingt berücksichtigt werden. Heatpipes mit Mesh oder Grooves sollten nur eingesetzt werden, wenn eine Ausrichtung mit positivem Winkel θ ausgeschlossen werden kann. Diese Arbeit zielt auf die Entwicklung eines Thermalsystems ab, das in einem Flugzeug eingebaut wird. Hier kann eine gleichbleibende Ausrichtung beim Steig-, Sink und Kurvenflug nicht gewährleistet werden. Mit einer genauen Analyse der auftretenden Orientierungen und Beschleunigungen, kann eine deutlich bessere Aussage über die Effektivität der Heatpipes getroffen werden. Ein solche Analyse kann also den Umfang und die Größe des Thermalsystems verbessern.

5.1.2 unterschiedliche Längen von Heatpipes

Wie groß der Einfluss der Länge der Heatpipe auf den maximalen Wärmestrom ist, wurde in einem weiteren Versuch getestet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.7 zu sehen. Auffällig ist dabei zum einen, dass zwischen zwei Heatpipes der Länge 300 mm und 400 mm nur ein minimaler Unterschied erkennbar ist. Gleichzeitig fällt auf, dass die 400 mm lange Heatpipe etwa 50 % mehr Wärme übertragen kann, wenn die Wärmequelle in der Mitte der Heatpipe angebracht wird.

Wird auch hier davon ausgegangen, dass die Kapillarkraft den Wärmestrom begrenzt, sollte nach Gleichung 2.10 die Länge der Heatpipe antiproportional mit dem maximalen Wärmestrom zusammenhängen. Das kann jedoch nicht beobachtet werden. Eine Möglichkeit besteht darin, dass an diesem Betriebspunkt nicht die Kapillarkraftgrenze, sondern die Schallgeschwindigkeitsgrenze begrenzend ist. Bei der Schallgeschwindigkeitsgrenze ist der maximale Wärmestrom nicht von der Länge der Heatpipe abhängig. Bei höheren Temperaturen lässt sich dann ein gewisser Einfluss der Länge erkennen. Es könnte sein, dass an dieser Stelle in das Regime der Kapillarkraftgrenzen übergegangen wird. Eine weitere Erklärung besteht darin, dass es neben der Länge noch weitere Unterschiede zwischen den Heatpipes gibt. Möglicherweise verwenden die Heatpipes unterschiedliche Dochte mit verschiedenen effektiven Porenradien oder verschiedenen Dicken. An dieser Stelle gehen die Herstellerangaben nicht weiter ins Detail. Da an dieser Stelle die beiden Längen nur mit einem einzelnen Versuch untersucht wurden, kann auch ein Messfehler, wie etwa ein fehlerhafter Versuchsaufbau, nicht ausgeschlossen werden. Daher wären weiterführende Experimente notwendig, um die Ergebnisse zu validieren.

Bei der Herleitung der Betriebsgrenzen im Theorieteil wird immer davon ausgegangen, dass sich der Verdampfer und der Kondensator an den jeweiligen Ende der Heatpipe befinden. Der Fall in Abbildung 4.7, bei dem der Verdampfer in der Mitte der Heatpipe liegt, wird also nicht berücksichtigt. Der erhöhte maximale Wärmestrom könnte damit erklärt werden, dass der Verdampfer nicht so leicht austrocknen kann, weil von beiden Seiten Flüssigkeit nachfließen kann.

Für die Umsetzung eines Thermalsystems kann aus diesen Ergebnissen geschlossen werden, dass die Länge der Heatpipe nur geringfügigen Einfluss auf den maximalen Wärmestrom haben kann. Da an dieser Stelle die genaue Ursache nicht geklärt ist, sollten aber im Einzelfall genauere Nachforschungen unternommen werden. Gleichzeitig sollte beachtet werden, dass eine mittige Einspannung der Heatpipe eine deutliche Verbesserung des maximalen Wärmestroms bewirkt. Diese Erkenntnis ist besonders für die Entwicklung eines symmetrisch aufgebauten Kühlsystems, das zusätzlich eine korrekte Orientierung sicherstellen könnte, von Bedeutung.

5.1.3 unterschiedliche Durchmesser von Heatpipes

Neben der Länge der Heatpipe ist der Durchmesser die zweite geometrische Größe, die eine Heatpipe definiert. Die Messwerte von drei Heatpipes mit unterschiedlichen Dicken sind in Abbildung 4.9 dargestellt. Es wird deutlich, dass es zwischen den beiden dünneren Heatpipes einen eher geringen Unterschied des maximalen Wärmestroms gibt. Gleichzeitig besitzt die Heatpipe mit einer Dicke von 8 mm einen wesentlich größeren maximalen Wärmestrom. Es lässt sich auch erkennen, dass die Temperaturabhängigkeit des maximalen Wärmestroms bei der größten Heatpipe stärker ist, als bei den beiden Heatpipes mit kleinerem Durchmesser.

Gehen wir auch an dieser Stelle von einer Kapillarkraftgrenze aus, so wird in Kapitel 2.1.2.4 ersichtlich, dass die Querschnittsfläche des Dochtes linear in die Berechnung der Reibungskoeffizienten F_l eingeht und die Querschnittsfläche der Dampfkammer quadratisch in die Berechnung der Reibungskoeffizienten F_v . Die Summe der Reibungskoeffizienten hängt antiproportional mit dem maximalen Wärmestrom zusammen. Wird vom Radius die Wandstärke des Kupferrohrs von 0,2 mm abgezogen, so ergeben sich für die betrachteten Heatpipes Querschnittsflächen von 45,4 mm², 24,6 mm² und 10,2 mm². Die Werte für die Wärmestromdichte ergeben sich bei einer Temperatur von 50 °C und einem Durchmesser von 8 mm zu 1,12 W/mm², bei einem Durchmesser von 6 mm zu 1,15 W/mm² und bei einem Durchmesser von 4 mm zu 2,1 W/mm².

Die naheliegende Erklärung für die hohe Wärmestromdichte der 4 mm-Heatpipe ist, dass die Länge der Heatpipes, die bei diesem Versuch leider nicht gleich gewählt werden konnte, einen Einfluss auf die Ergebnisse hat. Für diese Erklärung spricht die im Literaturteil hergeleitete Formel für die Kapillarkraftgrenze, in der sich die effektive Länge direkt auf den maximalen Wärmestrom auswirkt. Dagegen sprechen die in Abbildung 4.7 Messwerte, in denen kein Einfluss der Länge der Heatpipe auf den maximalen Wärmestrom erkennbar ist. Nach Gleichung 2.10 kann der Wärmestrom für eine längere Heatpipe folgendermaßen abgeschätzt werden:

$$Q_{\max, \text{Korrektur}} = Q_{\max, \text{Messung}} \cdot \frac{L_{\text{eff, Messung}}}{L_{\text{eff, Korrektur}}} \quad (5.1)$$

Die effektive Länge ergibt sich nach Gleichung 2.2 aus der Länge des adiabatischen Bereichs und der halben Länge von Verdampfer und Kondensator. Mit einer Länge des Verdampfers von 50 mm und einer Länge des Kondensators von 70 mm ergibt sich für die effektive Länge $L_{\text{eff, Messung}}$ ein Wert von 140 mm und für die effektive Länge $L_{\text{eff, Korrektur}}$ ein Wert von 340 mm. Für eine Temperatur von 50 °C ergibt sich für die 4 mm-Heatpipe eine Wärmestromdichte von 0,86 W/mm².

Diese Korrektur rückt die Wärmestromdichte der 4 mm-Heatpipe in die Größenordnung der beiden anderen untersuchten Heatpipes. Das zeigt, dass die unterschiedlichen Längen der Heatpipes eine plausible Erklärung für die hohe Wärmestromdichte der dünnen Heatpipe bietet.

Die Messungen ergeben bei den Heatpipes mit 6 mm und 8 mm eine Wärmestromdichte, die bei gleicher Orientierung, Länge und sonstigen Parametern nahezu gleich ist (1,15 W/mm² und 1,12 W/mm²). Um die Komplexität eines Thermalsystems zu minimieren, insbesondere in Hinblick auf Einleitung der Wärmelast und Montage, empfiehlt sich der Einsatz weniger Heatpipes mit einer größeren Dicke gegenüber mehrerer dünner Heatpipes.

5.1.4 unterschiedliche Arbeitsfluide von Heatpipes

Ein weiterer spannender Parameter ist das Arbeitsfluid. Dieses sollte vor allem mit Hinblick auf den thermischen Einsatzbereich gewählt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Wasser-Heatpipe mit einer Methanol-Heatpipe verglichen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.10 zu sehen. Dort wird ersichtlich, dass Methanol-Heatpipes einen deutlich niedrigeren maximalen Wärmestrom besitzen. Gleichzeitig geht aus Abbildung 4.13 hervor, dass der thermische Widerstand deutlich größer ist als bei einer Wasser-Heatpipe. Der Widerstand entsteht dabei vor allem im Kondensator und nimmt mit steigender Leistung (und damit einhergehend einer steigenden Temperatur) erst ab und dann aufgrund der erreichten Kapillarkraftgrenze zu.

Eine Erklärung für den niedrigen maximalen Wärmestrom bietet die Merit-Zahl. Diese setzt sich aus Stoffwerten zusammen (vgl. Gleichung 2.14) und ist bei Methanol deutlich geringer als bei Wasser. Das führt zu einem hohen Reibungsbeiwert in der Flüssigphase F_l und einem geringeren maximalen Wärmestrom (vgl. Kapitel 2.2.1).

Wird ein Thermalsystem entwickelt, das auch in Temperaturen unter 0°C arbeiten soll, so ist der Einsatz von Wasser-Heatpipes nicht möglich. Das Wasser gefriert im Kondensator und es kann keine Wärme mehr übertragen werden. Laut Herstellerangaben kann eine Methanol-Heatpipe bis zu einer Temperatur von -40°C eingesetzt werden. Das hat allerdings den Nachteil, dass deutlich weniger Wärme übertragen werden kann oder der Einsatz von mehreren Methanol-Heatpipes nötig wird.

5.1.5 Vapor Chamber

Die Hauptaufgabe einer Vapor Chamber besteht darin, eine gleichmäßige Temperaturverteilung zu gewährleisten. Insbesondere bei kleinen, punktförmigen Wärmequellen können dadurch Temperaturspitzen vermieden werden und die Effektivität anderer Komponenten kann erhöht werden. Da die Vapor Chamber im Grunde eine ähnliche Funktionsweise wie eine Heatpipe besitzt, kann auch hier ein maximaler Wärmestrom erreicht werden. Zusätzlich entsteht auch durch die Vapor Chamber ein thermischer Widerstand, der bei der Auslegung berücksichtigt werden sollte.

Die Messungen (vgl. Abbildung 4.11) ergeben einen sehr geringen thermischen Widerstand von $0,05\text{ K/W}$ bis $0,06\text{ K/W}$ und einen maximalen Wärmestrom von über 80 W . Diese Messwerte zeigen eine deutlich bessere Performance als die untersuchten Heatpipes. Grund dafür ist die Geometrie. Eine Vapor Chamber besitzt einen geringen Abstand zwischen Verdampfer und Kondensator, das Arbeitsfluid muss nur eine sehr kurze Strecke zurücklegen. Dabei kann sich nur ein geringer Druckunterschied aufbauen, der von den Kapillarkräften im Docht auch bei höheren Wärmeströmen gut überwunden werden kann.

Weiter fällt auf, dass die Vapor Chamber auch bei Temperaturen unter dem Gefrierpunkt (getestet bis -5°C) keine Einbußen in der Wärmeübertragung aufweist. Eine Vermutung wäre, dass durch die räumliche Nähe von Wärmequelle und Kondensator, die Leistung der Heizelemente das Arbeitsfluid in der gesamten Vapor Chamber auftauen kann.

5.1.6 TEC

In Abbildung 4.15 sind die Messwerte eines Versuchs dargestellt, in dem der thermische Widerstand eines TECs untersucht wurde. Dabei wurden die elektrischen Anschlüsse abwechselnd getrennt (grau hinterlegter Bereich) und wieder verbunden (weiß hinterlegter Bereich). Es wird deutlich, dass der thermische Widerstand deutlich geringer ist, wenn die Anschlüsse verbunden sind. In beiden Fällen tritt innerhalb des TEC der Seebeck-Effekt auf (vgl. Kapitel 2.3.1). Im Fall von getrennten elektrischen Anschlüssen baut sich eine Spannung auf, die dem Thermodiffusionsstrom entgegenwirkt bis sich ein Gleichgewicht bildet. Dann fließt kein Strom mehr und die Wärmeübertragung wird einzig durch die Wärmeleitfähigkeit der eingesetzten Materialien bestimmt. Im Fall von verbundenen Anschlüssen baut sich keine Spannung auf und es fließt Strom. Dieser Strom sorgt nun durch den Peltiereffekt ebenfalls für Wärmetransport in Form von Ladungsträgern auf einem höheren Energieniveau. Die Wärmeübertragung findet also neben der Wärmeleitfähigkeit des Materials auch durch Ladungsträger statt und unterstützt die Wärmeübertragung. Der thermische Widerstand sinkt in Folge dessen.

Auf mögliche Anwendungen dieser Beobachtung soll in Kapitel 5.3.1 genauer eingegangen werden.

In Abbildung 4.16 sind die Ergebnisse von Versuchen abgebildet, in denen ein TEC aktiv zur Temperaturregelung eingesetzt wurde. Es ist gut erkennbar, dass die benötigte Leistung zur Regelung der Temperatur bei steigender Temperaturdifferenz, sowie bei höheren Wärmeströmen zunimmt. Außerdem ist ein Zusammenhang von absoluter Temperatur und benötigter Leistung erkennbar.

Der Zusammenhang zwischen absoluter Temperatur und Performance des TEC kann durch einen temperaturabhängigen Peltier-Koeffizienten π_{AB} erklärt werden. Die Abhängigkeit der benötigten Leistung von der Temperaturdifferenz ergibt sich dadurch, dass bei höheren Temperaturdifferenzen der Wärmetransport durch die Wärmeleitung immer weniger unterstützt wird. Bei positiven Temperaturdifferenzen wirkt die Wärmeleitung dem Wärmetransport durch den Peltier-Effekt entgegen. Ist der Wärmestrom größer, wird ebenfalls eine höhere Leistung benötigt, da die Ladungsträger mehr Energie transportieren müssen.

Der genauen Zusammenhang der verschiedenen Parameter kann analytisch hergeleitet werden, indem eine Bilanz der verschiedenen Wärmeströme an der Wärmequelle aufgestellt wird. Von Bedeutung ist dabei die Heizleistung der Heizelemente Q_{Heiz} , die Wärmeleitung Q_{λ} , die Joulesche Wärme Q_{el} und der Wärmetransport durch den Peltier-Effekt Q_{Peltier} . Ein konvektiver Wärmestrom wurde an dieser Stelle vernachlässigt. Bei einem thermischen Gleichgewicht, ergibt sich folgende Gleichung:

$$Q_{\text{Heiz}} + Q_{\lambda} + Q_{\text{el}} + Q_{\text{Peltier}} = 0 \quad (5.2)$$

$$Q_{\text{Heiz}} + \frac{\Delta T}{R_{\text{th}}} + \frac{1}{2} I^2 R = \pi_{AB} I \quad (5.3)$$

Die in den Diagrammen abgebildete benötigte Leistung setzt sich aus der Stromstärke I und dem elektrischen Widerstand R zusammen: $P_{\text{el}} = RI^2$

Bei der Auslegung eines Thermalsystems ist es bei der Verwendung von **TECs** wichtig zu beachten, dass der **TEC** nicht nur die Temperatur regelt, sondern selbst auch Abwärme erzeugt. Insbesondere bei positiven Temperaturdifferenzen (wenn die zu kühlende Seite kälter ist als die andere) oder bei hohen Wärmeströmen, die über den **TEC** transportiert werden, kann das erhebliche Auswirkungen auf das Design des Kühlsystems haben. Im Abschnitt 5.1.8 wird genauer darauf eingegangen, wie der Wärmestrom, der über den **TEC** transportiert wird, bei gleichzeitiger Erhaltung der Regelungsfähigkeit minimiert werden kann.

5.1.7 Kombination von Heatpipe und TEC

In einem nächsten Versuch wurde untersucht, wie verschiedene Kombinationen von Heatpipe und **TEC** zusammenspielen. Dabei wurde unter Anderem versucht, den Einsatz von Wasser-Heatpipes bei niedrigen Temperaturen der Wärmesenke zu ermöglichen. In Kapitel 4.2.2 wurde schon kurz auf die verschiedenen Varianten eingegangen und erläutert, dass eine große Distanz zwischen **TEC** und Wärmequelle (also dem Punkt, dessen Temperatur geregelt werden soll) nicht umsetzbar ist. Solange die Leistungsschwankungen der Wärmequelle nicht extrem langsamen verlaufen, kann eine stabile Temperaturregelung nicht stattfinden, weil die Totzeit im Regelkreis zu groß ist. Bei Temperaturen der Wärmesenke die im Bereich des Gefrierpunktes liegen, kann eine Wasser-Heatpipe also nicht eingesetzt werden.

In Variante c) in Abbildung 4.17, kann für niedrige Wärmeströme eine stabile Temperatur erreicht werden. Allerdings war in dem untersuchten Aufbau schon bei geringen Leistungen der Heizelemente der maximal übertragbare Wärmestrom der Heatpipe erreicht. Für die praktische Umsetzung kann der Aufbau durch verschiedene Maßnahmen verbessert werden. Der erste Schritt besteht darin, eine oder mehrere Heatpipes zu wählen die möglichst viel Wärme übertragen können. Hier spielt auch die Orientierung eine wesentliche Rolle. Der zweite Schritt wäre, den **TEC** so zu konfigurieren, dass an dieser Stelle nur eine geringe Abwärme anfällt. Aus Abschnitt 5.1.6 wird ersichtlich, dass dies möglich ist, indem die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Seiten des **TEC** minimiert wird. Das kann erreicht werden, indem der thermische Widerstand zwischen Wärmesenke und **TEC** grundsätzlich so gering wie möglich gewählt wird. Eine weitere Möglichkeit die Leistung des **TEC** zu verringern besteht darin, den Wärmestrom über den **TEC** zu verkleinern. Das lässt sich erreichen, indem zwei Wärmepfade ausgelegt werden, bei denen nur ein Teil der Wärme über den **TEC** transportiert wird. Ein solches Thermalsystem mit 2 Wärmepfaden wird im nächsten Abschnitt 5.1.8 genauer diskutiert.

5.1.8 Thermalsystem mit 2 Wärmepfaden

In Abbildung 4.20 sind zwei verschiedene Konfigurationen von **TEC** und Heatpipes zu sehen. Das Ziel dieses Versuchs besteht darin, die Leistungsfähigkeit der beiden Varianten zu vergleichen. In Variante a) wird die gesamte Abwärme der Heizelemente über den **TEC** transportiert. Da der Wärmestrom einen starken Einfluss auf die benötigte Leistung des **TEC** hat (vgl. Abbildung 4.16 a)), kann das System optimiert werden indem ein Teil des Wärmestroms über einen zweiten passiven Wärmepfad geleitet wird. Dieser Aufbau wurde in Variante b) umgesetzt. Tabelle 4.2 zeigt die maximale Abwärme, die abtransportiert werden kann, die Auslastung des **TEC** und die Summe der beiden Wärmeströme.

Aus den Daten der Tabelle wird erkennbar, dass in Aufbau b), in dem nicht der gesamte Wärmestrom über den **TEC** geleitet wird, der **TEC** weniger Leistung zur Temperaturre-

gelung benötigt. Dadurch können auch die Heizelemente eine größere Abwärme erzeugen, bevor der maximale Wärmestrom der Heatpipes erreicht wird. Gleichzeitig wird allerdings auch ersichtlich, dass der gesamte Wärmestrom, den die Heatpipes übertragen, in Aufbau a) größer ist. Eine Erklärung dafür kann bei genauerer Betrachtung des thermischen Widerstands gefunden werden.

In Aufbau a) erwärmt sich die warme Seite der Heatpipes gleichmäßig. Unterschiedliche Heatpipes haben einen unterschiedlichen thermischen Widerstand. Erhöht sich die Leistung der Wärmequellen erzeugt der TEC eine Temperatur an der warmen Seite der Heatpipes, sodass sich der Wärmestrom auf die beiden Heatpipes entsprechend ihrem thermischen Widerstand verteilt. Dabei transportieren die Heatpipes unterschiedlich viel Wärme. An einem bestimmten Punkt wird der maximale Wärmestrom einer der Heatpipes erreicht. Erhöht sich die Abwärme weiter, muss die zweite Heatpipe diese Wärme ableiten, bis auch hier die Betriebsgrenze erreicht wird. Ist der maximale Wärmestrom beider Heatpipes erreicht, kann davon ausgegangen werden, dass beide Heatpipes den maximal möglichen Wärmestrom übertragen.

In Aufbau b) liegt an der passiven Heatpipe immer die gleiche Temperaturdifferenz an. Die Wärmesenke besitzt eine konstante Temperatur und die heiße Seite der passiven Heatpipe ist mit der Wärmequelle in direktem Kontakt und wird vom TEC auf einer konstanten Temperatur gehalten. Der Wärmestrom der passiven Heatpipe ist dadurch auch konstant. Wird der Wärmestrom der Wärmequelle erhöht, so muss die gesamte zusätzliche Leistung über den TEC und die zweite Heatpipe abtransportiert werden. Da die passive Heatpipe in der Konfiguration aus Abbildung 4.20 b) nicht direkt an der Betriebsgrenze arbeitet, ist die gesamte Wärmeleistung etwas geringer, als in Aufbau a), in dem beide Heatpipes den maximalen Wärmestrom übertragen.

An dieser Stelle zeigt sich eine weitere Eigenschaft von Aufbau b). Die passive Heatpipe führt unabhängig von der Abwärme der Wärmequelle einen konstanten Wärmestrom ab. Sinkt die Leistung der Wärmequelle unter diesen passiv abtransportierten Wärmestrom, ist ein Heizbetrieb des TEC erforderlich, um eine Unterschreitung der Solltemperatur zu verhindern.

Bei der Auslegung eines solchen Systems ist also darauf zu achten, dass der thermische Widerstand präzise gewählt wird. Für ein kompaktes Design sollte die passive Heatpipe am Auslegungspunkt, unter Berücksichtigung ausreichender Reserven, ausgelastet sein. Gleichzeitig sollte der thermische Widerstand so eingestellt werden, dass sich bei der minimalen erwartbaren Abwärme an der Wärmequelle gerade die Solltemperatur einstellt. Dadurch wird vermieden, dass der TEC die Wärmequelle heizen muss.

5.2 Umsetzung eines effektiven Thermalsystem

Zu gegebenem Zeitpunkt im Projektablauf kann noch keine exakte Aussage über die Randbedingungen des Thermalsystems gemacht werden. Trotzdem soll an dieser Stelle ein Ansatz für ein Thermalsystem erarbeitet werden. Dabei wird ein Workflow vorgestellt mit dem ein Kühlsystem ausgelegt werden kann, das auf einer Temperaturregelung durch [TECs](#) und eine Aufteilung des Wärmestroms basiert. Dieser Workflow wird an exemplarischen Randbedingungen durchgeführt, um so eine Vorlage für die Auslegung eines Thermalsystems zu schaffen. Die Randbedingungen sind folgendermaßen definiert:

- Die Wärmesenke hat eine konstante Temperatur von $0\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Der [Laser](#) soll eine stabile Temperatur von $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ besitzen
- Der [Laser](#) erzeugt eine Abwärme von durchschnittlich 30 W
- Die Wärmeabgabe des [Lasers](#) schwankt um bis zu 15%
- Der verfügbare Bauraum ist weder in Bezug auf die Anzahl der Heatpipes noch in Bezug auf die jeweiligen Durchmesser begrenzt
- Die Heatpipes werden waagerecht eingebaut
- Der [TEC](#) soll nur zur Kühlung der Wärmesenke eingesetzt werden

Im ersten Schritt geht es darum, den passiven Wärmepfad auszulegen. Da der [TEC](#) nur im Kühlbetrieb eingesetzt wird, entspricht der Wärmestrom, der vom passiven Pfad übertragen werden soll (im Folgenden: thermische Basislast), der minimal auftretenden Abwärme von $20\text{ W} \cdot (1 - 0,15) = 17\text{ W}$. Ein Vorteil des reinen Kühlbetriebs ist der vereinfachte elektrische Anschluss. Da der [TEC](#) nicht umgepolt werden muss, genügt eine unipolare Spannungsversorgung. Wird der [TEC](#) auch im Heizbetrieb eingesetzt, bietet es sich an die mittlere erwartete Heizleistung als thermische Basislast zu definieren.

Die 17 W thermische Basislast sollen nun bei einer Temperaturdifferenz von 15 K übertragen werden. Für den thermischen Widerstand ergibt sich damit ein Wert von $\Delta T/Q = 15\text{ K}/17\text{ W} = 0,88\text{ K/W}$. Nach [7] sollte beim Einsatz von Heatpipes eine Reserve von 30% bis 40% zum maximal übertragbaren Wärmestrom einkalkuliert werden. Die Heatpipe bzw. Heatpipes des passiven Wärmepfads benötigen also einen thermischen Widerstand von $0,88\text{ K/W}$, einen maximal übertragbaren Wärmestrom von $17\text{ W}/(0,7) = 24,3\text{ W}$ und müssen bei einer Temperatur der Wärmesenke von $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ einsetzbar sein.

Durch Temperaturen im Bereich des Gefrierpunktes fällt die Wahl auf Methanol-Heatpipes. Messungen, die an diesem Arbeitspunkt vorgenommen wurden (vgl. Abbildung [4.13](#)), ergeben, dass für die untersuchten Heatpipes ein maximaler Wärmestrom von $12,2\text{ W}$ erreicht werden kann. Gleichzeitig ergibt sich für eine einzelne Heatpipe ein thermischer Widerstand von $1,6\text{ K/W}$. Mit zwei solcher Heatpipes ergibt sich also ein maximaler Wärmestrom von $24,4\text{ W}$ und ein thermischer Widerstand von $0,8\text{ K/W}$. Damit wird gerade der geforderte Wärmestrom von $24,3\text{ W}$ erreicht. Der thermische Widerstand ist geringfügig zu klein. Das kann jedoch auf unterschiedlichste Weisen korrigiert werden. Beispielsweise kann bei der Montage ein zusätzliches Aluminiumblech eingefügt werden, das den thermischen Widerstand entsprechen anhebt. Dadurch, dass sowohl die Temperatur der Wärmesenke, als auch die Temperatur der Wärmequelle konstant gehalten wird, wird über den passiven Pfad immer genau die Wärmeleistung $Q = \Delta T/R_{\text{th}}$ abgeführt. Das entspricht im betrachteten

Fall (mit einem thermischen Widerstand von $0,88 \text{ K/W}$) 17 W . Dieser Wert ist konstant. Alle folgenden Leistungsschwankungen werden über den aktiven Pfad abtransportiert.

Dieser wird nun im zweiten Schritt ausgelegt. Hier muss die gesamte Schwankung der Abwärme von $20 \text{ W} \cdot 2 \cdot 0,15 = 6 \text{ W}$ aufgenommen werden. Dieser Wärmestrom wird über einen **TEC** geleitet. Wie viel Leistung und Abwärme der **TEC** in das System einbringt, muss iterativ bestimmt werden. Wird zu Beginn davon ausgegangen, dass der **TEC** keine Abwärme einbringt, so würde eine Methanol-Heatpipe zur Übertragung der 6 W ausreichen. Es stellt sich dann bei einem thermischen Widerstand von $1,6 \text{ K/W}$ eine Temperatur auf der heißen Seite der Heatpipe von $9,6^\circ\text{C}$ ein. Über den **TEC** entsteht dann eine Temperaturdifferenz von $-5,4 \text{ K}$. In Abbildung 4.16 sind für eine Abwärme von 6 W keine Messwerte vorhanden. Es ist allerdings ersichtlich, dass die Leistung des **TEC** auf jeden Fall kleiner als 5 W ist (Hier wurde die Kurve mit einem Wärmestrom von 15 W bei einer Temperaturdifferenz von -5°C betrachtet). Damit ergibt sich der gesamte Wärmestrom, der über die Methanol-Heatpipe transportiert wird zu maximal 11 W . Wird auch an dieser Stelle ein Sicherheitsfaktor von $1,3$ verwendet, reicht eine Methanol-Heatpipe nicht aus. Mit zwei Methanol-Heatpipes ergibt sich ein thermischer Widerstand von $0,8 \text{ K/W}$ und eine Temperatur auf der heißen Seite der Heatpipes von $4,8^\circ\text{C}$. Über den **TEC** liegt dann eine Temperaturdifferenz von $-10,2 \text{ K}$ an. Damit verringert sich die zu erwartende Abwärme des **TEC** auf 3 W (Hier wurde wieder die Kurve mit einem Wärmestrom von 15 W betrachtet). Die gesamte Abwärme über die Heatpipes ergibt sich zu 9 W und kann von zwei Methanol-Heatpipes mit ausreichend Reserve abtransportiert werden.

Die erste Auslegung des Thermalsystems besteht also aus einem passiven Pfad mit 2 Methanol-Heatpipes und aus einem aktiven Pfad, der über einen **TEC** die Temperatur regelt und ebenfalls mit 2 Methanol-Heatpipes ausgestattet ist. Im folgenden sind die durchgeführten Schritte noch einmal aufgelistet:

Passiver Pfad:

1. Definition der Heizleistung, die vom passivem Wärmepfad übertragen werden soll (im Folgenden: thermische Basislast)
 - **TEC** ausschließlich im Kühlbetrieb: Orientierung an der minimalen erwarteten Heizleistung
 - **TEC** im Kühl- und Heizbetrieb: Orientierung an der mittleren erwarteten Heizleistung
2. Bestimmung des nötigen thermischen Widerstands auf Basis der geforderten Temperaturdifferenz und der thermischen Basislast (Schritt 1)
3. Bestimmung des maximal übertragbaren Wärmestroms in Bezug auf die thermische Basislast (Schritt 1) und einem entsprechenden Sicherheitsfaktor
4. Wahl geeigneter Heatpipes auf Basis des berechneten thermischen Widerstands (Schritt 2) und des berechneten Wärmestroms (Schritt 3)

Aktiver Pfad:

5. Bestimmung der maximalen Leistungsschwankung der Wärmequelle
6. Bestimmung der Abwärme des **TEC** auf Basis der zu übertragenden Leistung (Schritt 5) und der anliegenden Temperaturdifferenz (Schritt 8). (Bei der ersten Iteration: 0 W)

7. Wahl geeigneter Heatpipes auf Basis der zu übertragenden Leistung (Schritt 5 + 6) und einem entsprechendem Sicherheitsfaktor.
8. Berechnung der Temperaturdifferenz, die über den **TEC** anliegt auf Basis des thermischen Widerstands der gewählten Heatpipe.
9. Wiederhole ab Schritt 6 bis sich eine eindeutige Konfiguration an Heatpipes ergibt

5.3 Ansätze einer passiven Regelung

Im Literaturteil wurde ein kurzer Überblick über verschiedene Konzepte zur passiven Temperaturregelung vorgestellt (vgl. Kapitel 2.2.3.3, Kapitel 2.2.3.4 und Kapitel 2.4). Diese Ansätze sind deshalb von Interesse, da sie die Grundlage für ein Thermalsystem bilden, das weder auf Temperatursensoren, Heizelementen, **TECs** oder eine elektrische Versorgung angewiesen ist. Dadurch könnten manche Systeme unter Umständen deutlich einfacher gestaltet werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Ansätze für zwei passive Temperaturregelungen entworfen, die im folgenden kurz vorgestellt werden sollen. Auslegungen oder Tests die etwas mehr ins Detail gehen, konnten jedoch aus zeitlichen Gründen nicht umgesetzt werden.

5.3.1 **TEC** als passives Element

Wie schon in Abschnitt 5.1.6 beschrieben, verändert sich der thermische Widerstand über einen **TEC**, wenn die elektrischen Anschlüsse verbunden oder getrennt werden. Das Schaltverhältnis des im Rahmen dieser Arbeit untersuchten **TEC** liegt bei 2,1. Wird nun eine Schaltung entworfen, die den Kontakt (bzw. die Leitfähigkeit) der elektrischen Leiter in Abhängigkeit der Temperatur steuert, könnte eine sehr einfach umsetzbare Regelung entwickelt werden, die nicht auf eine externe Stromquelle angewiesen ist.

Eine Möglichkeit bieten dabei Bimetallschalter, die den elektrischen Kontakt bei einer bestimmten Temperatur öffnen und schließen. Diese gibt es für verschiedenen Schalttemperaturen und in Ausführungen, die bei heißen Temperaturen öffnen oder schließen. Für den Einsatz in einem System mit passiver Temperaturregelung wäre ein Schließer nötig, der die Anschlüsse des **TEC** verbindet, sobald die Temperatur einen Grenzwert überschreitet. Der Nachteil eines Bimetallschalters ist, dass es keinen weichen Übergang gibt, sondern es sich um eine harte Schaltung handelt. Außerdem besitzen viele handelsübliche Bimetallschalter einen gewissen Offset beim Schließen und Öffnen. Schließt ein Bimetallschalter beispielsweise, wenn eine Temperatur von 20 °C überschritten wird, so öffnet er oft erst wieder, wenn eine Temperatur von 15 °C unterschritten wird.

Eine weitere Varianten besteht in dem Einsatz eines **NTC**-Leiters, der bei hohen Temperaturen einen niedrigen elektrischen Widerstand und bei niedrigen Temperaturen einen hohen elektrischen Widerstand besitzt. Unter Umständen lassen sich **NTC**-Leiter erwerben, die an sich schon einen passenden Verlauf von Temperatur und elektrischem Widerstand besitzen. Ansonsten kann eine elektrische Schaltung entwickelt werden, die den Effekt des **NTC**-Leiters über einen Transistor verstärkt.

5.3.2 Kombination unterschiedlicher Heatpipes

Nach der ersten Messreihe, sollte im Rahmen dieser Arbeit ein Python-Modell entworfen werden, das die Wärmeübertragung verschiedener Heatpipes und deren Kombination numerisch approximiert. Dies soll dem Benutzer helfen einen Überblick über die Einsatzmöglichkeiten von Heatpipes zu geben. Der Effekt verschiedener Konfigurationen kann dadurch schnell ermittelt werden, während umfangreiche Test nur bei vielversprechenden Entwürfen durchgeführt werden müssen. Außerdem kann dadurch die Temperaturverteilung beim Einsatz von Heatpipes schnell ermittelt werden.

In diesem Abschnitt wird kurz auf das entwickelte Modell eingegangen. Danach wird ein Ergebnis der Berechnungen vorgestellt, das auf einer Konfiguration beruht, in der zwei unterschiedliche Heatpipes hintereinander montiert werden. Das Modell sagt einen nichtlinearen Zusammenhang von Abwärme und Temperatur vorher. Die Konfiguration wurde daraufhin in einem Versuch getestet. Die Messungen konnten jedoch vorerst nicht die Berechnungen des Modells validieren.

Heatpipe-Modell zur Berechnung eines Thermalsystems: Ein UML-Diagramm, dass die wichtigsten Klassen des Modells zeigt, ist in Abbildung 5.1 zu sehen. Dabei besitzt die Klasse `Model` mehrere `Nodes` und `Edges`. Eine `Edge` verbindet dabei immer zwei `Nodes`. Jeder `Node` besitzt eine Temperatur und mindestens eine `Edge`. Die Funktion `get_q_total()` summiert den Wärmestrom über alle `Edges`, die mit der `Node` verbunden sind. Jede `Edge` besitzt einen thermischen Widerstand und genau zwei `Nodes`. Mit der Funktion `get_q()` wird der Wärmestrom über die `Edge` basierend auf den Temperaturen der `Nodes` und dem thermischen Widerstand berechnet. Von der Klasse `Node` gibt es noch eine abgeleitete Klasse `BoundaryNode`. Diese wird eingesetzt, wenn ein `Node` eine feste Temperatur besitzt. Die Temperatur der `BoundaryNode` ist dann schreibgeschützt und kann nicht verändert werden. Analog dazu gibt es eine Klasse `BoundaryEdge` die von der Klasse `Edge` abgeleitet ist. Sie besitzt einen festen Wärmestrom, der nicht verändert werden kann. Die Klasse `EdgeHP` modelliert eine Heatpipe, die die Wärme zwischen zwei `Nodes` überträgt. Der Aufbau der Klasse ist ebenfalls von der Klasse `Edge` abgeleitet, jedoch ist die Funktion `get_q()` angepasst und berücksichtigt die temperaturabhängigen Betriebsgrenzen. Die Werte basieren dabei auf den durchgeführten Messungen. Alle `Nodes` und `Edges` sind Teil der Klasse `Model` und werden in der Funktion `get_model()` definiert. Die Funktion `solve()` löst dann das System. Dabei werden die Temperaturen der `Nodes` als Variablen solange verändert, bis alle Funktionen `get_q_total()` den Wert Null zurückgeben. Dann ist das System in einem stationären Zustand.

Mit Hilfe dieses Modells wurde das thermische Verhalten verschiedener Konfigurationen berechnet. Für einfache Systeme mit einer Heatpipe oder Komponenten mit konstantem thermischen Widerstand, decken sich die Ergebnisse des Modells sehr gut mit den Messungen. Eine etwas komplexere Variante war die Kombination einer Wasser- und einer Methanol-Heatpipe. Die Methanol-Heatpipe wurde dabei an der Wärmesenke platziert und die Wasser-Heatpipe zwischen Wärmequelle und Methanol-Heatpipe (vgl. Abbildung 4.21). Für diesen Aufbau ergab die Berechnung des Programms, dass über einen großen Bereich der Heizleistung, die Temperatur an der Wärmequelle nahezu konstant ist. Die Ergebnisse der Berechnung sind in Abbildung 5.2 dargestellt. Ein solches Verhalten in der Realität umzusetzen wäre ein großer Schritt in Richtung eines passiven Systems, das ohne äußere Temperaturregelung und **TECs** auskommt.

In einem Versuch wurde der eben beschriebene Aufbau umgesetzt und die Temperaturen

bei verschiedenen Leistungen gemessen. Die Messergebnisse sind in Abbildung 4.22 zu sehen. Es ist schnell ersichtlich, dass die Temperatur der Wärmesenke mit der Heizleistung linear zusammenhängt. An dieser Stelle gibt es jedoch eine Diskrepanz zwischen dem Modell und der Realität. Die Entwicklung eines verbesserten Simulationsprogramms, das das Verhalten von Heatpipes genauer wiedergibt, könnte eine Grundlage für zukünftige Arbeiten sein. Gleichzeitig muss angemerkt werden, dass die in Abbildung 5.2 dargestellten Berechnung auf detaillierter Optimierung der verschiedenen Parameter beruhen. Eventuell kann durch Anpassung des Versuchsaufbaus doch noch ein nichtlinearer Zusammenhang von Abwärme und Temperatur erreicht werden. Die Entwicklung einer solchen Konfiguration bedarf ebenfalls weiterführender Forschung.

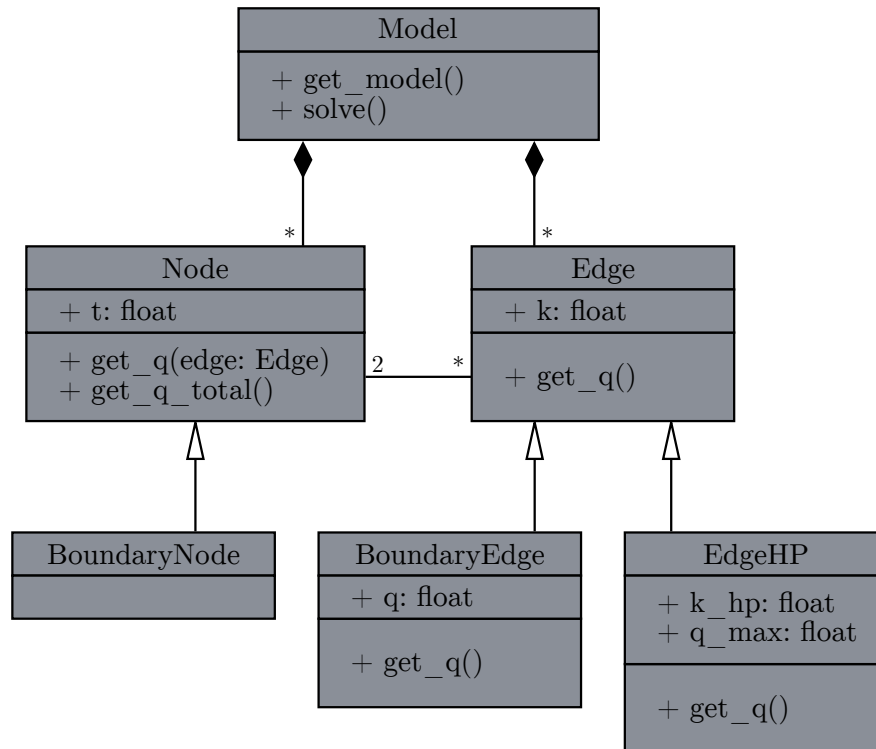


Abbildung 5.1: UML-Diagramm des Programms zur Modellierung von Heatpipes und Thermalsystemen

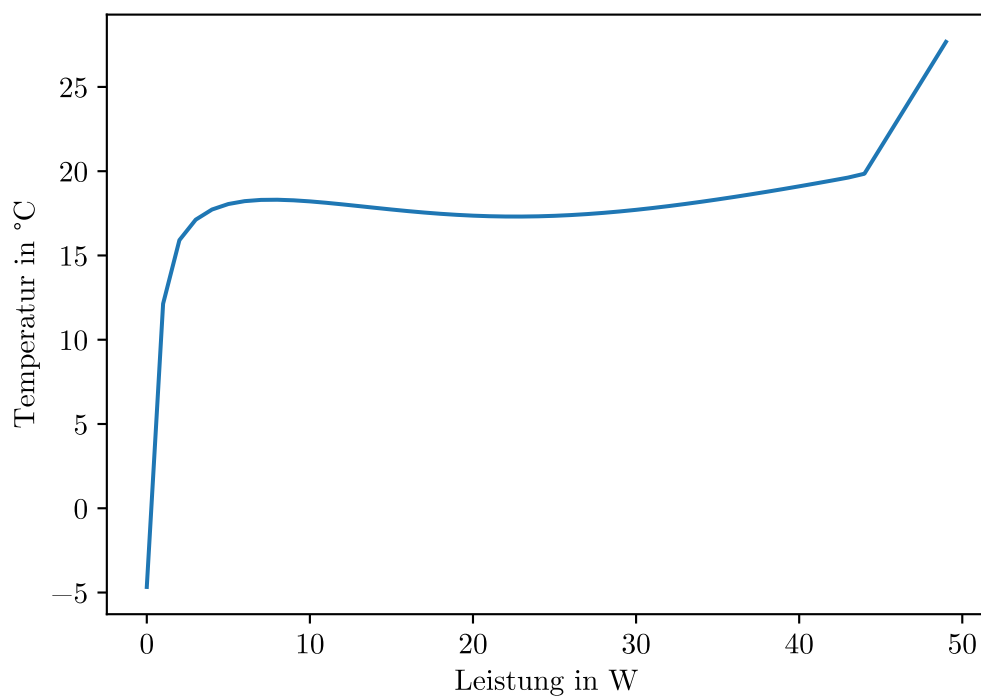


Abbildung 5.2: Ergebnisse der Modellierung einer Heatpipe-Konfiguration bestehend aus einer Wasser- und einer Methanol-Heatpipe. Temperatur der Wärmequelle aufgetragen über die abgegebenen Heizleistung. Im abgebildeten Bereich wird eine deutliche Nichtlinearität sichtbar.

6 Fazit und Ausblick

Abschließend lässt sich festhalten, dass der Übergang von einem Thermalsystem mit Kühlwasserkreislauf zu einem geschlossenen System kein Hindernis darstellt. Mit Heatpipes lässt sich ein kompaktes, leistungsfähiges Kühlsystem entwickeln, das die Gefahr der Leckage vollständig eliminiert. Durch die Einsparung eines Wasserkreislaufs mit zusätzlichen Bauteilen wie Pumpen lässt sich das System vermutlich sogar einfacher gestalten. Eine Herausforderung stellen die Betriebsgrenzen der Heatpipe dar. Ausreichende Reserven sollten bei der Entwicklung auf jeden Fall berücksichtigt werden.

Die im Rahmen dieser Arbeit gesammelten Messwerte zeigen, dass der von der Heatpipe maximal übertragbare Wärmestrom und der thermische Widerstand stark von der Einsatztemperatur, der Ausrichtung, der Kapillarstruktur, dem Durchmesser und dem Arbeitsfluid abhängen können. Es wurden maximale Wärmeströme von bis zu 60 W bei einer 6 mm dicken Mesh-Heatpipe mit waagerechter Ausrichtung und einer Arbeitstemperatur von 50 °C gemessen. Gleichzeitig gab es bei einer Heatpipe mit Grooves und einer Ausrichtung, die die Fluidbewegung hemmt, überhaupt keine messbare Wärmeübertragung. Durch die gesammelten Daten konnte ein besserer Blick dafür geschaffen werden, unter welchen Umständen welche Performance zu erwarten ist.

Auch ein [TEC](#) wurde charakterisiert. Außerdem wurden unterschiedliche Konfigurationen mit Heatpipes getestet. Dabei wurde deutlich, dass der [TEC](#) und die Wärmequelle so nah wie möglich montiert werden sollten, um eine stabile Regelung zu erhalten. Außerdem ist die Aufteilung des Wärmepfades in einen passiven und einen aktiven Pfad sinnvoll, um die Auslastung des [TEC](#) zu verringern und die Effizienz des Systems zu erhöhen. Für die Auslegung eines solchen Aufbaus wurde ein Workflow vorgestellt und der Ansatz für ein exemplarisches Thermalsystem entwickelt.

Die Vielzahl an thermischen Komponenten bietet ein breites Spektrum an weiteren Entwürfen. Beispielsweise kann der Einsatz von [LHPs](#) für ein System mit höherer Abwärme oder ein System mit einem größeren Wärmetransportweg in Frage kommen. [VCHPs](#) können das System effizienter machen oder Komponenten wie [TECs](#) ersetzen. Auch können [TECs](#) selbst als passives Bauteil eingesetzt werden. Dadurch könnte eine gänzlich passive Temperaturregelung entworfen werden. Die Kombination von verschiedenen Heatpipes mit unterschiedlichen Eigenschaften könnte ebenso Grundlage weiterer Untersuchungen werden.

Für die weitere Entwicklung des Kühlsystems des [YAG-Lasers](#) im Rahmen des Projekts am [ITP](#), muss nun auf die Konkretisierung der Randbedingungen gewartet werden. Sobald neben den relevanten Eigenschaften des Lasers auch die Größe des verfügbaren Bauraums, sowie die Position der Wärmesenke feststeht, kann mithilfe der in dieser Arbeit gesammelten Daten ein finales Thermalsystem entwickelt werden. Der Versuchsaufbau, sowie das Messprogramm können für die Gewinnung weiterer Daten ebenfalls hilfreich sein.

Referenzen

- [1] Intarcon. Geschichte der Kältetechnik. Website, December 2025. [3](#)
- [2] R.S. Gaugler. Heat transfer device, 1944. [3](#)
- [3] Amir Faghri. *Heat Pipe Science And Technology*. Taylor and Francis, 1995. [4](#), [5](#), [6](#), [7](#), [8](#), [9](#), [10](#), [14](#)
- [4] Thomas C. Werner. *Investigation of Novel Analytical Tools and Experimental Methods for the Development of Intermediate Temperature Heat Pipes*. PhD thesis, University of Nottingham, 2021. [4](#), [5](#), [7](#), [8](#), [9](#), [10](#), [12](#)
- [5] Udayvir Singh and Naveen Kuma Gupta. Thermal performance and operating limitations of heat pipe with nanofluids - A review. *AIP Conference Proceedings*, 2023. [5](#)
- [6] E. K. Levy and S. F. Chou. The Sonic Limit in Sodium Heat Pipes. *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*, 1973. [7](#)
- [7] George Meyer. A Practical Guide for Using Liquid Two-Phase Heat Sinks. Thermal Live, 2015. [9](#), [13](#), [72](#)
- [8] Bahman Zohuri. *Heat Pipe Design and Technology: Modern Applications for Practical Thermal Management*. Springer, 2016. [9](#)
- [9] William G. Anderson and Calin Tarau. TFAWS Heat Pipes Short Course. Thermal and Fluids Analysis Workshop, August 2019. [11](#), [12](#)
- [10] Thomas Fowler. *A description of the patent Thermosiphon*. 1829. [12](#)
- [11] Amir Faghri. Review and Advances in Heat Pipe Science and Technology. *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*, 134(12), 2012. [13](#)
- [12] Simon Boda, Markus Winkler, Robert Schießl, Christian Teicht, Daniel Schwarz, Jan Schipper, Killian Bartholomé, Olaf Schäfer-Welsen, and Sandra Pappert. Improved Switchable Heat Pipe Based on Adsorption: Against-Gravity Operation and Enhanced Dynamics. *Energies*, April 2024. [14](#), [15](#)
- [13] Jentung Ku. Introduction to Loop Heat Pipes. *Thermal and Fluids Analysis Workshop*, 2015. [15](#), [16](#)
- [14] Hosung Lee. *Thermoelectrics - Design and Materials*. John Wiley and Sons Ltd, 2025. [17](#)
- [15] M. K. Russel. A hybrid thermoelectric cooler thermal management system for electronic packaging. Master's thesis, McMaster University, Hamilton, Ontario, Canada, 2011. [18](#)
- [16] Sampath Kommandur and Ravi Anant Kishore. Contact-Based Passive Thermal Switch with a High Rectification Ratio. *ACS Engineering Au*, 3, 2023. [19](#), [20](#)

- [17] Ravi Anant Kishore, Zhiying Xiao, Chuck Booten, Bandana Kar, and Sven Mumme. Retrofittable Thermal Switches for Dynamic Building Envelopes Integrated with Thermal Energy Storage. *Proceedings of the 2024 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*, 2024. [19](#)
- [18] Seung Won Park, Junhui Li, and Patricia B. Weisensee. Development of a fully packaged passive thermal regulator. *Scientific Reports*, 2024. [19](#), [20](#)
- [19] A. D. Laws, Y. J. Chang, V. M. Bright, and Y. C. Lee. Thermal Conduction Switch for Thermal Management of Chip Scale Atomic Clocks. *Journal of Electronic Packaging*, 2008. [19](#)
- [20] Hyeonu Heo, Shouhang Li, Hua Bao, and Jaehyung Ju. A Passive Thermal Switch with Kirigami-Inspired Mesostructures. *Advanced Engineering Materials*, 21, May 2019. [20](#)
- [21] Peiying Hu and Jin Wang. Smart passive thermal switches. *Device*, 2023. [20](#)
- [22] Liang Guo, Xusheng Zhang, Yong Huang, Richa Hu, and Chunlong Liu. Thermal characterization of a new differential thermal expansion heat switch for space optical remote sensor. *Applied Thermal Engineering*, 113, 2017. [20](#)
- [23] Quick-Ohm. Einbau von Heat-Pipes. Website, 2026. [25](#)
- [24] Quick-Ohm. Einbauhinweise Heatpipes. Website, 2026. [25](#), [26](#)
- [25] Andreas Poehlmann. Voltcraft. GitHub, 2026. MIT License. [32](#)
- [26] Lars Borm. Thermocube. GitHub, 2021. MIT License. [32](#)