



Inauguraldissertation
zur Erlangung des Doktorgrades
der Naturwissenschaften

**Betriebsdynamik eines kompakten 4 K
Pulsrohrkühlers: Parametrische Optimierung,
numerische Simulation und experimentelle
Charakterisierung**

Fachbereich Mathematik und Informatik, Physik, Geographie
Fachgebiet Physik

vorgelegt von
Jack-André Schmidt
aus Weilburg

Betreuer: Prof. Dr. A. Schirmeisen

Institut für Angewandte Physik
Justus-Liebig-Universität Gießen

Juli 2021

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Kältemaschine und Kreisprozesse	3
2.1	Kreisprozess nach Carnot	5
2.2	Kreisprozess nach Stirling	6
2.3	Gifford-McMahon-Kältemaschine	9
2.4	GM- und Stirling-Typ Pulsrohrkühler	11
3	Grundlagen von Pulsrohrkühlern	14
3.1	Pulsrohrkühler Modifikationen	14
3.2	Theoretische Betrachtung eines Pulsrohrkühlers	18
3.2.1	Grundlagen und Annahmen idealer PTCs	18
3.2.2	Oberflächenwärmepumpen in einem Rohr	19
3.2.3	Betrachtung von Teilsystemen eines PTCs	20
3.2.4	Exergiebetrachtung eines BPTCs	31
3.2.5	Phasordarstellung von BPTCs und DIPTCs	34
3.3	Verlustmechanismen im PTC	41
3.3.1	Massenflussunabhängige Verluste	41
3.3.2	Massenflussabhängige Verluste	43
3.4	Intrinsische Effekte von PTCs	52
3.4.1	Harmonische Temperaturänderung	52
3.4.2	Mechanische Effekte durch Temperatur- und Druckänderung . .	54
4	Optimierungsstrategien und numerische Simulation eines zweistufigen Pulsrohrkühlers	57
4.1	Aufbau und Betrieb des SUSY-PTC	57
4.2	Leistungsdaten von SUSY 1.1/2.1/2.2	60
4.3	Numerische Simulation eines zweistufigen PTC mit Sage	65
4.3.1	Einführung in die Simulationssoftware Sage	66
4.3.2	SUSY-PTC Sage-Modell	68
4.3.3	Validierung der Simulationsergebnisse	70
4.4	Vergleich von Experiment und numerischer Simulation	76
4.5	Fazit des numerischen Simulationsmodells	81

5	Temperaturoszillationen und mechanische Vibrationen eines zweistufigen Pulsrohrkühlers	83
5.1	Versuchsaufbau mit regelbarem Kompressor	83
5.2	Variable Kühlleistung	86
5.3	Temperaturoszillationen	90
5.3.1	Temperatursensoren für Flüssighelium-Temperaturen	90
5.3.2	Ergebnisse und Diskussion	92
5.4	Druckinduzierte Vibrationen	95
5.4.1	Versuchsaufbau	97
5.4.2	Ergebnisse und Diskussion	99
5.4.3	FEM Analyse der Vibrationen des SUSY-PTC	105
5.5	Fazit der intrinsischen Effekte	108
6	Zusammenfassung und Ausblick	109
7	Literatur	113
8	Danksagung	131

Abbildungsverzeichnis

1	Allgemeiner Kältemittelkreislauf	3
2	Carnot: Kreisprozesse	6
3	Patentskizze Stirlingmotor	7
4	Stirling: Kreisprozesse	8
5	Schematischer Aufbau eines GM-Kühler	9
6	Gifford-McMahon: Kreisprozesse	10
7	Geschlossene Regenerative Kältemaschinen	13
8	Pulsrohrkühler Modifikationen	15
9	Schema Zweistufiger Pulsrohrkühler	17
10	Oberflächenwärmepumpen	20
11	Teilsystem Orifice	22
12	Teilsystem Wärmetauscher	23
13	Teilsystem kalter Wärmetauscher	25
14	Teilsystem Wärmetauscher und Kompressor	26
15	Übersicht der thermodynamischen Betrachtung eines PTC	28

16	Kompressor und Ventile eines GM-Typ PTC	30
17	Exergie-Entropie-Enthalpie Schema	33
18	Phasordarstellung: einstufiger PTC	36
19	Phasordarstellung: zweistufiger OPTC	38
20	Phasordarstellung: zweistufiger DIPTC	40
21	Volumetrische spezifische Wärme	45
22	Wärmeleitfähigkeit Kupfer	47
23	Enthalpie-Temperatur-Diagramm Helium	49
24	Phasendiagramm Helium	50
25	Temperaturänderung durch Druckänderung	53
26	Längenkontraktion von Edelstahl, Kupfer und Aluminium	54
27	Längenänderung durch Druckänderung	56
28	Schematischer Versuchsaufbau: SUSY-PTC	58
29	Foto: SUSY-PTC mit Drehventil	59
30	Lastdiagramm SUSY 1.1	61
31	Foto: SUSY 1.1 und 2.1	62
32	Lastdiagramm SUSY 2.1	63
33	Lastdiagramm SUSY 2.2	64
34	Sage Oberfläche: SUSY 2.2	69
35	DC-Massenfluss der zweiten Stufe in Sage	71
36	Druckhub numerische Simulation und Experiment	72
37	Enthalpiefluss zweistufiger PTC in Sage	74
38	Numerische Simulation des Temperaturverlaufs	75
39	Kühlleistung Experiment und Simulation	77
40	Massenfluss SUSY 1.1 und SUSY 2.1	78
41	Berechneter Temperaturverlauf $HoCu_2$ und GOS	79
42	Numerisch optimierte Parameter	80
43	Massenflussmessung: HAC-900 und CNA-11	85
44	Foto: SUSY-PTC mit HAC-900	86
45	Temperaturverlauf SUSY 2.1 mit HAC-900	87
46	Lastkurven SUSY 2.1 mit HAC-900	88
47	Beispielmessung Druck	89
48	Temperaturoszillationen an CH2 vom SUSY 2.1 bei 10 K	91
49	Temperaturoszillationen in Abhängigkeit vom Druckhub	92
50	Temperaturoszillationen in Abhängigkeit von Temperatur	94

51	Berechnung zu Temperaturoszillationen	94
52	Verschiebung in z: PTD 406C und SUSY 2.1	97
53	Schema und Foto: SUSY 2.1 mit Schwingungssensor	98
54	Beispielmessung der Verschiebung in z	99
55	Verschiebung in Abhängigkeit vom Druckhub	100
56	Verschiebung aller Achsen in Abhängigkeit von Temperatur	101
57	Schwingungsisolation	103
58	Schema und Messung Schwingungsisolation	104
59	FEM-Verschiebung in z	106
60	Vergleich der Verschiebung in z von FEM und Experiment	107

Tabellenverzeichnis

1	Kreisprozessnamen	4
2	Übersicht Entropie, Enthalpie und Exergie	32
3	Regeneratorfüllung SUSY-PTC	64
4	Berechneter Massenfluss und Phasenwinkel des SUSY 2.2	73
5	Experimentelle und Simulierte Kühlleistung	77

Abkürzungsverzeichnis

Begriffe

AC	after cooler	LIGO	Laser Interferometer
BPTC	basic pulse tube cryo-cooler		Gravitational-Wave Observatory
CFD	Computational Fluid Dynamics	MIPTC	multi-inlet pulse tube cryocooler
CHX	cold heat exchanger	MLI	multi layer insulation
DC	direct current	ND	Niederdruck
DIPTC	double-inlet pulse tube cryocooler	OPTC	orifice pulse tube cryocooler
DIV	double-inlet Ventil	ORV	Orifice Ventil
el.	elektrisch	PR	Pulsrohr
FEM	Finite-Elemente-Methoden	PTC	pulse tube cryocooler
GM	Gifford-McMahon	Reg	Regenerator
GOS	Gd_2O_2S	SUSY	Superconducting optical sensors on a compact cryogen-free System platform
HD	Hochdruck	WHX	warm heat exchanger
IPTC	inertance pulse tube cryocooler		
KI	Künstliche Intelligenz		

Operatoren

x_i	Wert von Bauteil i	$ x $	Betrag von x
Δx	Wertdifferenz	$Im(x)$	Imaginärteil von x
\dot{x}	zeitliche Ableitung	$Re(x)$	Realteil von x
$\langle x \rangle$	gemittelter Wert eines Zyklus	$\oint dx$	Kreisintegral
$\frac{\delta}{\delta x}$	partielle Ableitung	$\int_i dx$	Integral über x

Symbole

Ξ	Exergie [J]	η	Wirkungsgrad []
A, s	Fläche [m ²]	ω	Kreisfrequenz [Hz]
α	Phasenwinkel [°]	p	Druck [MPa]
α_V	Volumenausdehnungskoeffizient [1/K]	ϕ	Winkel [°]
C_i	Flusskoeffizient []	Q	Wärmemenge [J]
c_p	Wärmekapazität bei konst. Druck [J/kgK]	R	Gaskonstante [J/Kmol]
c_V	Wärmekapazität bei konst. Volumen [J/kgK]	ρ	Dichte [kg/m ³]
d	Durchmesser [m]	s	Wandstärke [m]
δ_{ak}	viskose Eindringtiefe [m]	e	massenspezifische Gesamtenergie [J/kg]
δ_{th}	thermische Eindringtiefe [m]	S	Entropie [J/K]
E	Elastizitätsmodul [Pa]	s	spezifische Entropie [J/kgK]
ϵ	Dehnung []	σ	Spannung [N/m ²]
ϵ_L	Leistungszahl []	t	Zeit [s]
F	Kraft [N]	T	Temperatur [K]
H	Enthalpie [J]	φ	Phasenwinkel [°]
h	spezifische Enthalpie [J/kg]	U	Innere Energie [J]
k	Wärmeleitfähigkeit	V, ν	Volumen [m ³]
L	Länge [m]	W	Arbeit [J/s]
m	Masse [kg]	n	Normalvektor von s [m]
V	Absoluter Flussgeschwindigkeitsvektor [m/s]	q	Wärmeflussvektor [J/s]
V_r	Flussgeschwindigkeitsvektor relativ zur Grenzfläche [m/s]		

1 Einleitung

Kältetechnik ist eine tragende Säule der heutigen Technologieentwicklung, da Prozesstechniken und Grundlagenforschung stark von niedrigen Temperaturen profitieren. Einige physikalische Phänomene wurden erst bei sehr tiefen Temperaturen beobachtet, wie z.B. Supraleitung, Suprafluidität und der Quanten-Hall-Effekt [1]. Diese niedrigen Temperaturen werden meist mit verflüssigten Gasen erreicht, was die Messdauer durch die gegebene Flüssigkeitsmenge begrenzt. Die Kühlung per Flüssigkeit ist mit geschultem Personal durchführbar, solange ausreichend Reserven zur Verfügung stehen. Für sehr niedrige Temperaturen wird flüssiges Helium verwendet, das über die letzten Jahre an Wert zugelegt hat. Helium wird aus den langsam versiegenden Erdgasquellen gewonnen und mit der steigendem Nachfrage wird es in Zukunft zu immer weiter ansteigenden Preisen kommen. [2] Durch die geringe atomare Masse des Heliums flüchtet es langsam aus unserer Atmosphäre. Um diese Verluste zu vermeiden, sind in den letzten Jahren geschlossene Kreisläufe mit Helium populärer geworden. Das Gas selbst wird in der Maschine als Arbeitsmedium verwendet und verlässt diese nicht. Die steigende Anzahl und neuste Variationen von Kältemaschinen werden von R. Radebaugh und Mitarbeitern regelmäßig zusammengefasst und dargestellt [3].

Die Darstellung beinhaltet auch die Arbeit der Gruppe „Adaptive Kryotechnologie und Sensorik“ aus Gießen, die im Jahr 2004 mit 1,27 K einen Rekord in Tieftemperatur mittels zweistufiger Kältemaschine gesetzt hat [4]. In Gießen wurden Kältemaschinen, meist in Form der Verkleinerung für kryoelektronische Bauteile, wie es von C. Heiden im Jahr 1984 präsentiert wurde („Miniature refrigerators for cryoelectronic sensors“), weiterentwickelt [5]. Mit der über die Jahre steigenden Nachfrage zu höheren Kühlleistungen wurden auch große Systeme mit 2,5 W Kühlleistung bei 4,2 K entwickelt. Dabei handelt es sich um sogenannte Pulsrohrkühler (pulse tube cryocooler, PTC). [6]

Die Verwendung von PTC innerhalb der allgemeinen Forschung ist von unterschiedlichster Natur, wie z.B. für Astronomie zur Kühlung von Infrarotdetektoren in einem Flugzeug [7], Kühlmittelrückgewinnung bei Magnetresonanztomographie (MRT) [8] oder Ultrahochvakuumanlagen [9]. Ein Hauptaugenmerk in der Arbeitsgruppe wurde dabei auf die Entwicklung der Pulsrohrkühler gelegt [10–15]. Ein weiteres Projekt zur Miniaturisierung für kryoelektronische Bauelemente bei 4 K war z.B. ein System für die präzise Messung von Längenänderungen [16]. Auch auf internationaler Ebene wird die Miniaturisierung von Kältemaschinen vorangetrieben [17].

In dieser Arbeit werden PTCs vom Gifford-McMahon-Typ mit kompatiblen Kompressoren behandelt. Die realisierbare Größe eines PTCs ist vom generierten Massen-

fluss der verwendeten Kompressoren abhängig, die sich über die Jahre hinweg mit weiterentwickelten und kompakter sowie verlässlicher wurden. So kam vor geraumer Zeit (2005) der Helium-Kompressor CNA-11 (Sumitomo Heavy Industries, Ltd.) auf den Markt. [18] In Gießen wurde damit der derzeit kleinste zweistufige 4 K Pulsrohrkühler entwickelt [19]. Untersuchungen zeigen die Eignung dieser Kältemaschine mit sensitiven Magnetfeldsensoren wie SQUIDs (**S**uperconducting **Q**uantum **I**nterference **D**evices) [20, 21], obwohl intrinsische Effekte eine Anwendung für sensitive Messapparaturen erschweren. Störeffekte können mittels Dämpfung oder aktiver Regelung üblicherweise verringert werden [22, 23], was die Komplexität der Systeme erhöht.

Die vorliegende Arbeit soll die Möglichkeit einer umfangreichen Simulation von 4 K Pulsrohrkühlern präsentieren, die für zukünftige Entwicklungen genutzt werden kann. Die PTC Modelle können so zuerst digital generiert werden, ohne kostenintensive Prototypen herzustellen. Für die Simulation des Kühlverhaltens wurde der angesprochene Kleinkühler verwendet, denn dieser ist in der Lage, 4 K zu erreichen. Beim ermittelten Wirkungsgrad steht er allerdings hinter dem der leistungsstärkeren Varianten. Die schrittweise erfolgende Verbesserung des Klein-Pulsrohrkühlers „SUSY“ (**S**Upraleitende optische Sensoren auf einer kompakten kühlmittelfreien **S**Ystemplattform) eignet sich, um die Simulationssoftware „Sage“ mit den experimentellen Daten über mehrere Modelle hinweg zu vergleichen. Es werden Parameter aus den Simulationen entnommen und mit vorhandener Theorie verglichen. Zusätzlich werden Rückschlüsse auf die Optimierungsparameter gezogen, um die Verbesserungen nachzuvollziehen. Mit validiertem Simulationsmodell können am Ende weitere optimierbare Parameter erkannt und verbessert werden.

Ein weiterer Punkt in dieser Arbeit ist die thermischen wie mechanischen Eigenschaft des kompakten Pulsrohrkühlers. Mit der Verkleinerung wird versucht, die intrinsischen Eigenschaften, die durch den Arbeitsprozess des Pulsrohrkühlers entstehen, zu verringern. Dazu wurde der SUSY-PTC mit geeigneten Sensoren ausgestattet und der Effekt des kleineren Aufbaus analysiert. Die experimentellen Daten werden daraufhin mit Finite-Elemente-Methoden (FEM) verglichen. Schwingungen im System können mit Hilfe der FEM-Analyse berechnet und Resonanzen beachtet werden, um eine Adaption an sensible Messapparaturen zu vereinfachen.

Das Ziel dieser Arbeit ist, geeignete Simulationsmodelle darzustellen, die für zukünftige Prototypen und Projekte gezielte Vorhersagen treffen können, um Ressourcen zu schonen und bestmögliche Ergebnisse zu erzielen.

2 Kältemaschine und Kreisprozesse

Kühlsysteme arbeiten nach dem skizzierten Prinzip in Abb. 1. Dabei wird ein gekühltes Arbeitsmedium (Flüssigkeit oder Gas) vom kalten Reservoir zum zu kühlenden Ort transportiert. Dort nimmt es die Wärme auf und wird zum kalten Ort zurück befördert. Somit muss Arbeit von außen in das System eingebracht werden, um das gewünschte Bauteil mit kühlem Arbeitsmedium zu versorgen, was mittels der Kältemaschine vollbracht wird. Das grundlegende Prinzip einer Kältemaschine beruht auf dem umgekehrten Verfahren einer Wärmekraftmaschine. Bei einer Wärmekraftmaschine wird die Volumenarbeit eines sich unter Hitze ausdehnenden Gases verwendet. Das Gas nimmt Wärme aus einem beheizten Reservoir auf und verrichtet nutzbare Volumenarbeit. Das sich ausdehnende Gas bewegt meist einen Kolben, der Volumenarbeit in eine Bewegung umwandelt. Die resultierende mechanische Arbeit kann beispielsweise für das Bewegen von Zügen oder weiter in z.B. elektrische Energie umgeformt werden. Das Gas wird an einem zweiten kälteren Reservoir abgekühlt. Der Prozess des Gases ist abgeschlossen, wenn es den Ausgangszustand wieder erreicht und somit einen kompletten Zyklus oder „Kreisprozess“ beschreibt. Wenn der Kolben mit einer externen Kraft angetrieben wird, wird das Gas zyklisch komprimiert und expandiert, was zu einem Wärmetransport zwischen den zwei Reservoiren führt. [24]

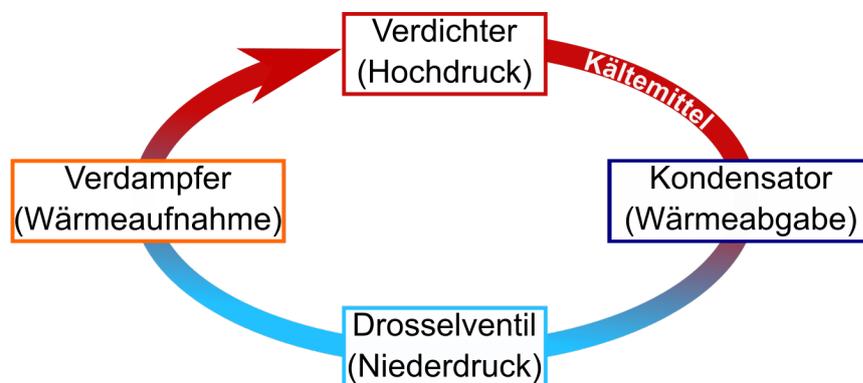


Abbildung 1: Darstellung des prinzipiellen Verlaufs eines Kältemittels. Das Arbeitsmedium wird beim Verdichter komprimiert, am Kondensator abgekühlt, durch ein Drosselventil expandiert, um es weiter abzukühlen und nimmt am Verdampfer die Wärme auf. Der Prozess beginnt darauf von Vorne.

Es wird zwischen Wärmepumpen und Kältemaschinen unterschieden, je nachdem, ob Wärme in ein Reservoir „gepumpt“ wird, um dieses zu erwärmen, oder einem Reservoir Wärme „entzogen“ wird, um dessen Temperatur herabzusenken.

Die dahinter stehenden Methoden zur Kühlung können in zwei Themenbereiche

unterteilt werden [24]. Die erste Variante ist eine Absorption von Wärme mittels einem Siedeverfahren, bei dem der Phasenübergang von Flüssigkeit zu Gas verwendet wird. Die zweite Variante verwendet den Joule-Thompson-Effekt, der beschreibt, wie sich das Gas während einer Expansion abkühlt. Mittels sogenannter „rekuperativer“ Kreisläufe wird dieser Effekt genutzt, um Gase zu verflüssigen. Das bekannteste Modell ist dabei das Linde-Verfahren zum Verflüssigen der Bestandteile von Luft. Zuvor verdichtetes Gas wird an die zu kühlende Stelle des Aufbaus geleitet. Während der Expansion in einen Behälter mit Niederdruck kühlt es sich und die Umgebung. Das Abgas wird in einem geschlossenen Kreislauf über einen Kompressor wieder verdichtet und in das System zurückgeführt. Zur Prozessoptimierung wird das Abgas mittels Wärmetauscher mit dem verdichteten Gas in Kontakt gebracht, um das komprimierte Gas vorzukühlen und damit noch geringere Temperaturen beim nächsten Expandieren zu erreichen. Somit kann die Temperatur soweit verringert werden, dass das Gas nach dem Austritt verflüssigt wird. So kann der Siedeeffekt zusätzlich zur Kühlung genutzt werden. Bei regenerativen Kreisläufen wird das Arbeitsmedium nur in Form von Gas ohne Phasenübergang verwendet. Das Gas (z.B. Helium) verdichtet sich bei tiefen Temperaturen und nähert sich bei hohem Druck überkritisch der Dichte von flüssigem Helium ohne einen Phasenübergang zu durchlaufen. [4]

Verringerte Temperaturen ermöglichen das Messen vieler physikalischer Effekte und Zustände wie z.B. die des Heliums in verschiedenen Aggregatzuständen [25], die Oberflächenspannung von $^3\text{Helium}$ und $^4\text{Helium}$ [26] oder der natürliche Konvektion in superkritischem Helium [27]. Aktuelle Forschungsschwerpunkte der Tieftemperaturphysik sind z.B. die Erforschung von Quantenturbulenzen oder kapillaren Turbulenzen auf Oberflächen mit Quantenflüssigkeiten [28, 29].

Tabelle 1 zeigt die Namen einiger wichtiger Kreisprozesse, die nach ihren Entwicklern benannt wurden. Die darin vorkommenden Prozessschritte lassen sich aus der Tabelle entnehmen. Die Beschreibungen der Kreisläufe von Wärmekraftmaschinen oder Kältemaschinen basieren auf spezifischen Zustandsänderungen des Arbeitsmediums, die thermodynamisch beschrieben werden können (isotherm, isochor, isobar, isentrop/adiabatisch). Der Kreisprozess von z.B. Joule arbeitet nach dem Prinzip zweier isochoren und isentropen Zustandsänderungen. [30]

Tabelle 1: Kreisprozessnamen nach Form der Zustandsänderung (nach [30] S. 186)

	2 Isochore	2 Isobare	2 Isotherme
2 Isentrope	Otto	Joule, Clausius-Rankine	Carnot
2 Isotherme	Stirling	Ericsson	

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit liegt beim Carnot-Kreislauf, da es sich dabei um denjenigen Kreislauf mit dem theoretisch höchsten Wirkungsgrad handelt. Im Folgenden werden der Kreisprozess nach Carnot und dessen Wirkungsgrad beschrieben. Regenerative Prozesse bestehen aus einem thermischen Zwischenspeicher, dem Regenerator, und einem oszillierendem Gasfluss. Das Gas fließt zyklisch zwischen warmem und kaltem Ort (Wechselfluß-Maschine). Die beiden wichtigsten Kreisläufe für regenerative Kältemaschinen, der Stirling- und der Gifford-McMahon-Prozess, werden im Weiteren detaillierter dargestellt und mit dem Carnot-Kreislauf verglichen.

2.1 Kreisprozess nach Carnot

Der Kreisprozess nach Carnot gibt den maximalen Wirkungsgrad einer Wärmekraftmaschine bzw. die maximale Leistungszahl einer Kältemaschine vor. Ein solcher Kreisprozess wird üblicherweise, wie in Abb. 2 (a), in einem P-V-Diagramm dargestellt, in dem der Druck im System über dem Volumen des Mediums aufgetragen wird. Von Punkt 1 bei hohem Druck und kleinem Volumen startend, wird das Gas im Kreisprozess nach Carnot isentrop, also ohne Entropieänderung, abgekühlt (Punkt 2). Von dort aus wird das Gas isotherm expandiert und nimmt Wärme aus der Umgebung auf, bis Punkt 3 erreicht wird. Nach isentroper Systemänderung zu Punkt 4 wird das Gas zu Punkt 1 wieder isotherm komprimiert und gibt überschüssige Wärme an die Umgebung ab. Die für diesen Prozess nötige Arbeit entspricht der eingeschlossenen Fläche im Diagramm. Danach kann der Prozess erneut beginnen. [24]

Der dargestellte Verlauf beschreibt den Betrieb einer Kältemaschine und entspricht in umgekehrter Reihenfolge mit Zufuhr von Wärme einer Wärmekraftmaschine. Eine weitere Darstellung des Prozesses erfolgt mit der Betrachtung von Temperatur und Entropie (siehe Abb. 2 (b)). Der Flächeninhalt beschreibt die zu- oder abgeführte Wärmemengenänderung des Systems über einen Arbeitszyklus. [24]

Der Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses bei einer idealen Wärmekraftmaschine errechnet sich aus dem Verhältnis von nutzbarer Arbeit W zur zugeführten Wärmemenge Q [31]. Unter Berücksichtigung der thermodynamischen Zusammenhänge kann die Gleichung über die Temperaturen am warmen Reservoir T_w und dem kalten Reservoir T_k beschrieben werden zu

$$\eta_C = \frac{|W|}{Q} = \frac{T_w - T_k}{T_w} = 1 - \frac{T_k}{T_w}. \quad (1)$$

Der Wirkungsgrad einer Wärmekraftmaschine ist idealerweise unabhängig vom verwendeten Fluid und maximal bei reversiblen Prozessen. Die Effizienz einer Kältemaschine wird hingegen über die Leistungszahl ϵ beschrieben, die dem Verhältnis aus aufgenommener Wärmemenge Q_k am kalten Reservoir und der dafür mindestens aufzubringenden Arbeit von Außen W_{ex} entspricht. [24] Die Leistungszahl der Carnot-Kältemaschine ist in realen Systemen kleiner als der Wirkungsgrad der Wärmekraftmaschine und lässt sich berechnen zu

$$\epsilon = \frac{Q_k}{W_{ex}} \leq \epsilon_C \text{ und } \epsilon_C = \frac{1}{\eta_C} - 1 = T_k / (T_w - T_k). \quad (2)$$

Der Carnot-Prozess bildet zwar die höchst möglich erreichbare Effizienz ab, ist aber technisch nicht realisierbar.

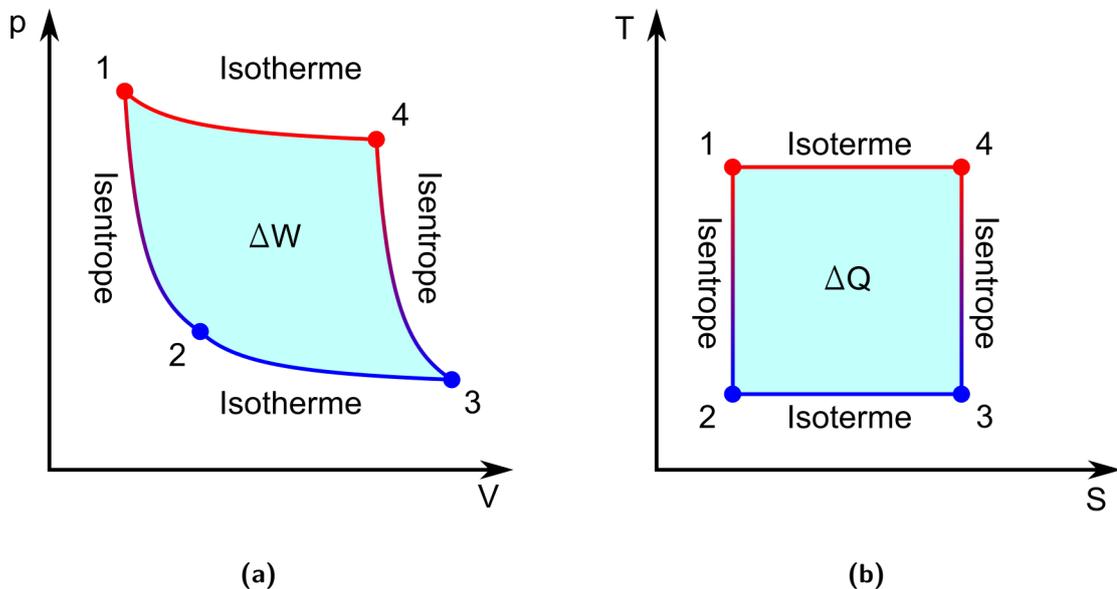


Abbildung 2: Kreisprozess nach Carnot: (a) Druck-Volumen-Diagramm (b) Temperatur-Entropie-Diagramm. Die Zahlen von 1 bis 4 beschreiben die Prozesspunkte für eine Kältemaschine (gegen den Uhrzeigersinn). Der Kreisprozess besteht aus zwei isothermen und zwei isentropen Zustandsänderungen nach Ref. [24].

2.2 Kreisprozess nach Stirling

Ein anderer regenerativer Kreisprozess ist von Robert Stirling im Jahre 1816 entwickelt worden [32]. Seine Patentskizze der Wärmekraftmaschine ist in Abb. 3 dargestellt. Auf der linken Seite ist die Zufuhr von Wärme unter Nutzung eines Kamins beschrieben. Die warme Luft fließt am oberen Ende des Arbeitsraums (7) vorbei und erwärmt die

Luft hinter dem Verdrängerkolben (9). Ein Unterschied zum Carnot-Prozess ist, dass der Kolben als Regenerator für das Gas dient. Das expandierende Gas durchfließt den Verdrängerkolben und gibt seine Wärme an die enthaltende Matrix ab. Der Arbeitskolben wird durch das expandierte Gas bewegt und die geleistete Volumenarbeit kann zum Antreiben einer Maschine genutzt werden. Beim Zurückfließen des Gases durch die Bewegung des Verdrängerkolbens wird das Gas durch das Regeneratormaterial vorgewärmt, was die Effizienz der Maschine erhöht.

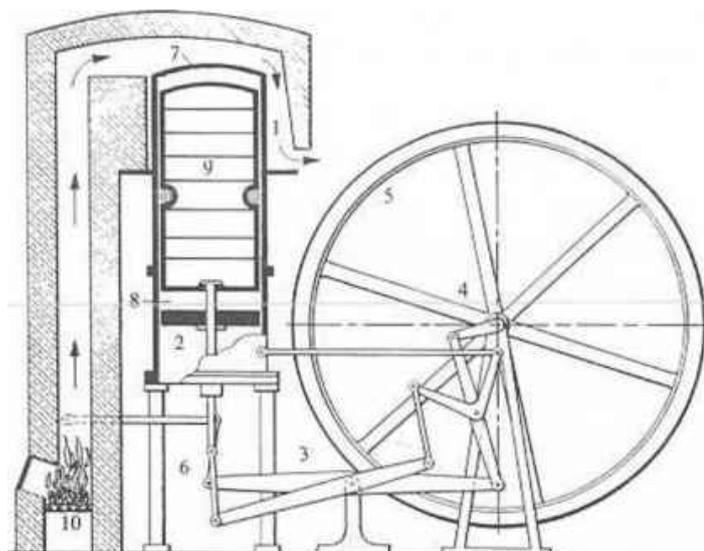


Abbildung 3: Patentskizze des Stirlingmotors von Robert Stirling aus dem Jahr 1816 [32]. Die durch ein Feuer betriebene Wärmekraftmaschine bewegt ein Schwungrad mittels Verdrängerkolben und Arbeitskolben.

Abb. 4 (a) beinhaltet ein Diagramm, das die thermodynamischen Prozesse des Stirlingmotors zeigt, der in umgekehrter Prozessreihenfolge als Kältemaschine genutzt wird. Komprimiertes Gas fließt unter konstantem Volumen (isochor) durch den Verdrängerkolben und gibt währenddessen Wärme an den Regenerator im Verdrängerkolben ab (von Arbeitspunkt 1 nach 2). Das Gas wird im zu kühlenden Bereich isotherm expandiert und nimmt für die Temperaturerhaltung Wärme aus der Umgebung auf (von Arbeitspunkt 2 nach 3). Anschließend fließt das Gas isochor durch den zuvor aufgewärmten Verdrängerkolben zurück, sobald sich dieser zurück bewegt (von Arbeitspunkt 3 nach 4). Eine isotherme Wärmeaufnahme erfolgt unter Kompression im warmen Bereich des Systems und der Zyklus beginnt von vorn (von Arbeitspunkt 4 zurück zu 1). Die Fläche innerhalb des Zyklus des P-V-Diagramms in Abb. 4 kann berechnet werden und entspricht der nutzbaren Arbeit.

Die aufgenommene Wärmemenge ΔQ kann durch die Auftragung im Temperatur-Entropie-Diagramm dargestellt werden (Abb. 4 (b)). Die gestrichelten Linien entsprechen zum Vergleich dem Verlauf von Carnot. Die Bereiche zwischen idealem Carnot-Prozess und Stirling-Prozess (rote Schraffierung) zeigen den Unterschied beider Verfahren. Die aufgenommene bzw. abgegebene Wärmemenge am Regenerator ist hier die bestimmende Größe für die Effizienz des Kreislaufs im realen System (Verlauf der isochoren Zustandsänderung). Technisch kann die Effizienz durch eine geeignete Wahl der Regeneratormatrix gesteigert werden.

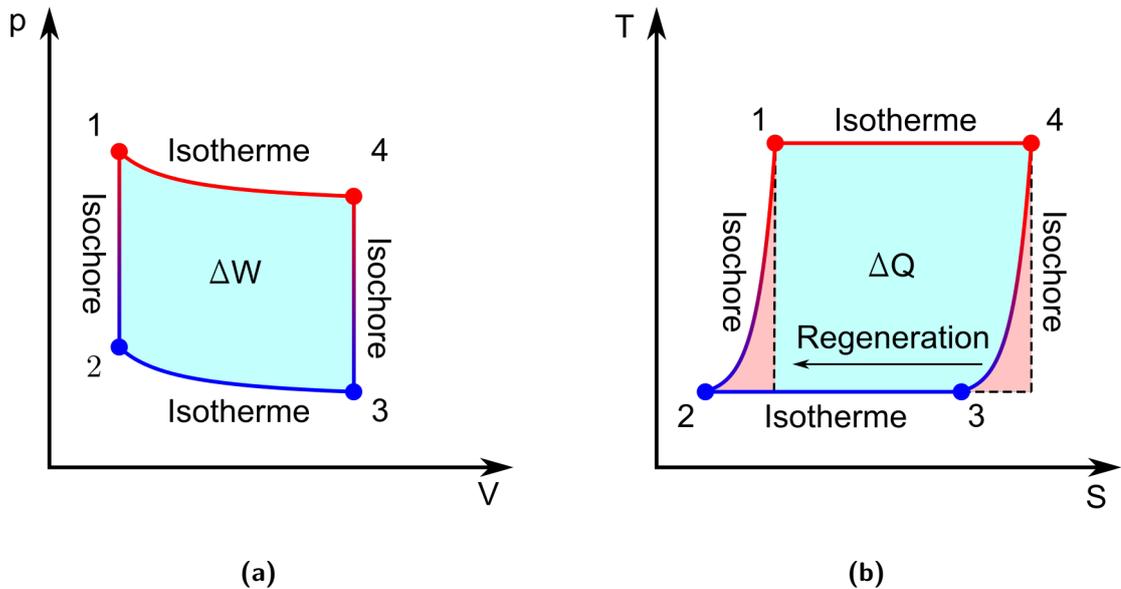


Abbildung 4: Kreisprozess nach Stirling: (a) Druck-Volumen-Diagramm (b) Temperatur-Entropie-Diagramm nach Ref. [31]. Die Zahlen von 1 bis 4 beschreiben die Prozesspunkte für eine Kältemaschine (gegen den Uhrzeigersinn). Der Kreisprozess besteht aus zwei isothermen und zwei isochoren Zustandsänderungen. Der Wirkungsgrad wird durch Regeneration der Wärme im Prozess verbessert.

Rechnerisch ist die Leistungszahl im idealen Stirling-Kreisprozess identisch zum Carnot-Prozess (blaue und rote Schraffierung) [31]:

$$\epsilon_{St} = \frac{Q_k}{W_{ex}} \leq \epsilon_C = \frac{1}{\eta_C} - 1 = T_k / (T_w - T_k). \quad (3)$$

Dies ist im Falle eines idealen reversiblen Prozess bei der Wärmeübertragung des Regenerators möglich. Bei technischer Realisierung haben Stirling-Kältemaschinen den Vorteil, dass sie stark miniaturisiert werden können. Beispielsweise werden sie in Wärmebildkameras, Satelliten und Raumschiffen eingesetzt. Die konstruktive Herausforde-

rung besteht in der Auslegung der Dichtungen am bewegten Kolben, um einem frühzeitigen Versagen (insbesondere der Dichtungen) im kalten Teil vorzubeugen.

Etwa 140 Jahre nach der Stirling-Kraftmaschine wurde der Gifford-McMahon-Kreisprozess zur Kühlung veröffentlicht, der den Kompressionskolben in einen externen Kompressor auslagert.

2.3 Gifford-McMahon-Kältemaschine

Die erste Veröffentlichung von W. E. Gifford und H. O. McMahon im Jahre 1959 von einer Tagung in Dänemark beschreibt eine Kombination aus externem Kompressor, Regenerator und Kolben, die als Kältemaschine für Tieftemperaturen fungiert [33].

Abb. 5 zeigt den Aufbau einer Gifford-McMahon-Kältemaschine (GM) - der ersten Veröffentlichung dieser Art Kältemaschine [34]. Es stellt die Arbeitsmethode vor, die aus einem Drehventil, das zwischen Hoch- und Niederdruck schaltet, einer Kammer mit Verdränger (oder Kolben) und einem thermischen Regenerator besteht. Sie sind durch Rohrverbindungen miteinander gekoppelt. Dabei werden Hoch- und Niederdruck von einem gekoppelten Kompressor bereitgestellt. Der Vorteil hierbei ist, dass der Kompressor durch flexible Metallschläuche weit entfernt vom Experiment stehen kann, um dessen mechanische und elektrische Störung auf das System zu minimieren.

Als Folge der Vorstellung wurden immer mehr thermodynamische Betrachtungen und Vergleiche mit Experimenten an solchen Systemen veröffentlicht, um den Arbeitsprozess zu verstehen und zu verbessern [34, 35].

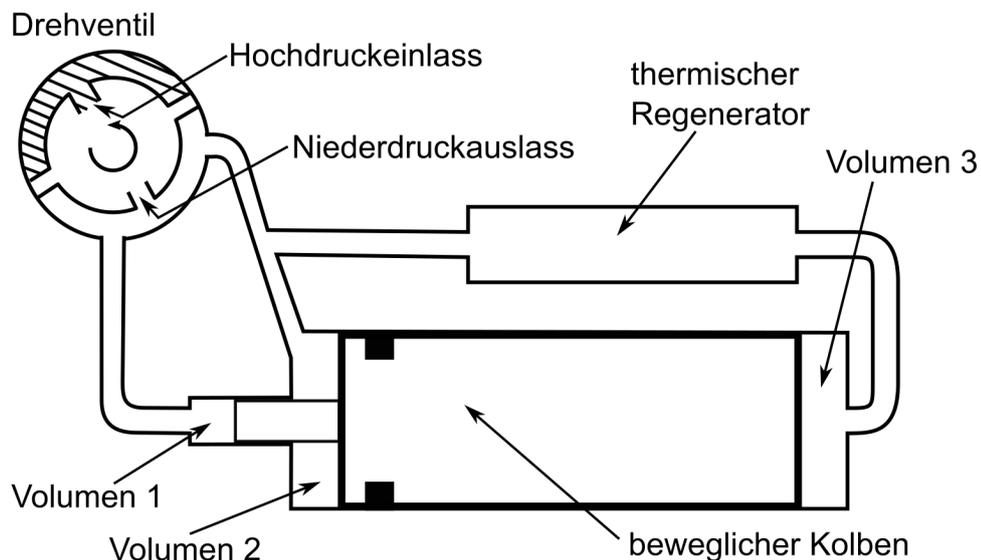


Abbildung 5: Schematischer Aufbau einer einstufigen Gifford-McMahon-Kältemaschine mit Drehventil, thermischem Regenerator, beweglichem Kolben und Arbeitsräumen aus Ref. [34].

Das zum einstufigen GM-Kühler gehörige Druck-Volumen-Diagramm ist in Abb. 6 dargestellt. Ausgehend von der Position, in der sich der Verdrängerkolben am unteren Ende befindet, wird Gas in das obere Volumen bei anliegendem Hochdruck gefüllt (1-2). Der Verdränger bewegt sich nach oben und das Gas wird unter Abkühlung im Regenerator in das untere Volumen verdrängt. Währenddessen fließt weiterhin Gas durch das Drehventil ein (2-3). Das Drehventil schließt den Hochdruckbereich und öffnet das Niederdruckventil, wodurch das Gas im unteren Volumen adiabatisch entspannt wird. Es kühlt beim Herausströmen ab, da es nun Volumenarbeit verrichtet (3-4). Der Verdränger drückt das abgekühlte Gas durch den Regenerator zurück in das obere Volumen. Die Regeneratormatrix wird vom hindurchströmenden Gas gekühlt und kühlt im nächsten Zyklus das nächste hindurchströmende Gas vor (4-1).

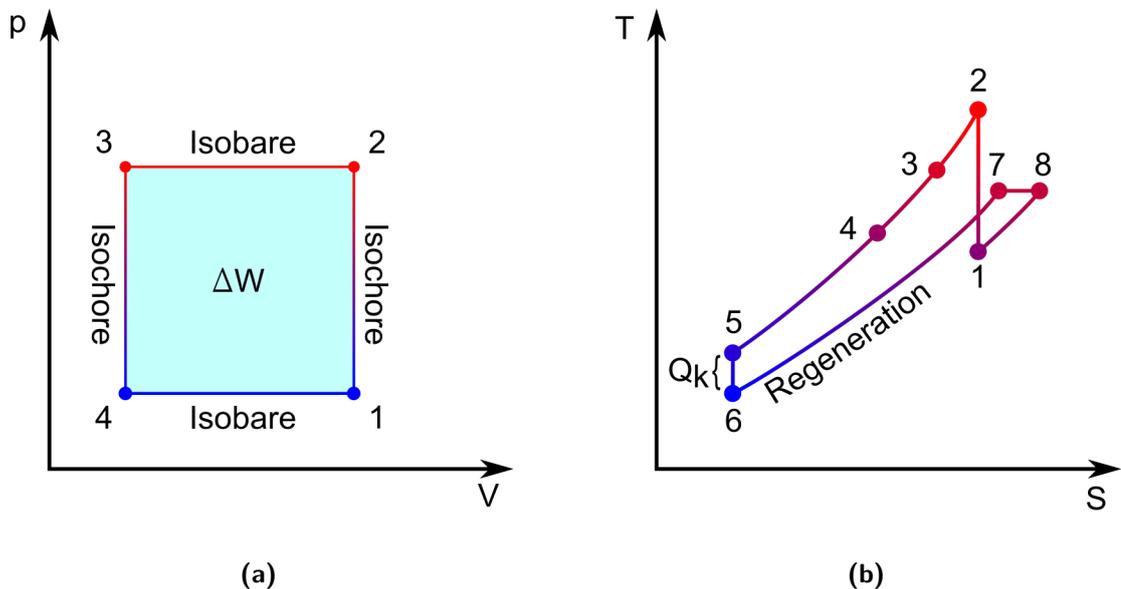


Abbildung 6: Kreisprozess nach Gifford und McMahon: (a) Kreisprozess einer Gifford-McMahon-Kältemaschine in Druck-Volumen-Diagramm. Der Kreisprozess im Kaltkopf besteht aus zwei isobaren und zwei isochoren Zustandsänderungen. (b) Temperatur-Entropie-Diagramm eines Gaspaketes, das als erstes durch das Hochdruckventil fließt. Der Kreisprozess im Kaltkopf besteht aus bis zu 8 Prozessschritten. Der Prozess von 8 zurück zu 1 geschieht am Kompressor. [36]

Das Temperatur-Entropie-Diagramm fällt vergleichsweise deutlich komplexer aus, da zeitlich abhängige Gaspakete betrachtet werden können [36]. In Abb. 6 (b) wird das erste Gaspaket betrachtet, das sich am Hochdruckventil befindet, wenn sich dieses öffnet (Startpunkt 1). Das Gas strömt in das System am Regenerator ein und wird isentropisch komprimiert, was zu einem Temperaturanstieg des Gaspaketes führt

(Punkt 2). Das nachströmende Gas wird weniger stark komprimiert und kühlt das erste Gaspaket auf eine mittlere Temperatur zwischen Punkt 3 und 4. Daraufhin fließt das Gaspaket isobar durch den Regenerator, der Wärme vom Gas aufnimmt und es weiter abkühlt (Punkt 5). Das Hochdruckventil wird versperrt und das Gas fließt in das Volumen unterhalb des Kolbens. Danach wird das Niederdruckventil geöffnet, was zu einer isentropen Entspannung des Gases führt. Das Gaspaket verrichtet Arbeit, um Gas zurück zum Regeneratorausgang zu „schieben“ (Punkt 6). Die aufgenommene Wärmemenge Q_k wird der Umgebung am Wärmetauscher entzogen und vom Gas aufgenommen. Das kühlere Gas fließt durch den Regenerator zurück und nimmt von hier Wärme auf, was die Temperatur im Regenerator für den nächsten Zyklus weiter herabsetzt (Punkt 7). Das Gas wird zum Schluss isenthalp aus dem Niederdruckventil expandiert (Punkt 8). Für die Funktion der Kältemaschinen und deren Kreisprozesse ist der Kompressorkreislauf von geringer Relevanz, daher wird dieser hier nicht tiefergehend behandelt. Eine detaillierte Darstellung der Kompressorkreisläufe findet sich in Ref. [37].

Aktuell beschäftigen sich einige Forschungsgruppen mit der Verbesserung von GM-Kältemaschinen, da sie durch ihre Robustheit und Vielzahl an alternativen Kompressoren ein hohes Potential besitzen [38]. Die Wartungsintervalle eines GM-Kühlers sind durch den Verschleiß der Dichtungen am Verdrängerkolben im kalten Bereich gegeben. Die Erfindung einer Kältemaschine ohne Verdrängerkolben war, bezogen auf Langlebigkeit und Verschleißreduzierung, die nahe liegende Schlussfolgerung für den nächsten Entwicklungsschritt. Diese Neuerung kann sowohl mit GM- als auch Stirling-Kompressoren betrieben werden. Dabei bewegt sich eine Säule aus Gas durch die regelmäßigen Druckpulse in einem sonst leeren Rohr, was für den Namen Pulsrohrkühler sorgte.

2.4 GM- und Stirling-Typ Pulsrohrkühler

In Abb. 7 sind schematische Flussdiagramme der eingangs vorgestellten Kältemaschinen (a) Stirling, (b) Pulsrohr und (c) Gifford-McMahon dargestellt. Diese drei Systeme bestehen prinzipiell aus den gleichen Bausteinen: Kompressor, warmem und kaltem Wärmetauscher, Regenerator und Volumen mit Kolben. Stirling und GM unterscheiden sich dabei durch die besondere Art der jeweiligen Kompressoren, wobei der Unterschied mit Hilfe der rot gestrichelten Umrandung in Abb. 7 hervorgehoben ist. Der Kompressor am Stirling-Kühler sollte möglichst nah am Kühlsystem installiert werden. Es kommt durch die Zuleitung und der üblicherweise hohen Arbeitsfrequenz zu Verlusten. Da-

hingehend kann sich der Kompressor beim GM weit entfernt befinden, da er für das System hauptsächlich Hoch- und Niederdruck-Reservoirs bereitstellt. Diese Reservoirs werden mittels Ventilen bei niedriger Frequenz abwechselnd geöffnet. In beiden Fällen wird der Verdrängerkolben mit Hilfe einer mechanischer Zuleitung betrieben, um die nötige Phasenverschiebung von Druckwelle und Massenfluss zu generieren. Im Vergleich zu den Stirling-Kältemaschinen erreichen die GM-Kältemaschinen durch ihren Aufbau mit niedriger Arbeitsfrequenz und mehreren Stufen niedrigere Temperaturen und höhere Kühlleistungen [3]. Der Vorteil für Stirling-Kältemaschinen ist, dass sie mit hohen Frequenzen von bis zu 120 Hz betrieben werden können, was durch die hohe Zyklusfolge zu schnellen Abkühlraten führt [39].

Nach dem Stirling- und GM-Kühler wurde der Pulsrohrkühler entwickelt. Pulsrohrkühler besitzen keinen herkömmlichen Verdrängerkolben, denn diese Funktion wird vom Arbeitsgas selbst übernommen. Der Betrieb ohne Kolben ist durch die Verwendung von passiven Ventilen und Gasreservoirs möglich und wird im nächsten Kapitel genauer betrachtet. Die drei Kühler Typen wurden 1986 von R. Radebaug verglichen, nachdem das erste Mal eine Minimaltemperatur unter 60 K erreicht wurde, wobei er die Langlebigkeit dieser Kühler Typen betonte [40]. Die Rekordtemperatur von 1.3 K mit einem GM-Typ PTC wurde 2004 von Jiang et al. veröffentlicht [4]. Für noch tiefere Temperaturen können die angesprochenen Kältemaschinen Helium in einen separaten Topf verflüssigen. Durch Verringerung des Drucks durch Pumpen am Topf wird die Temperatur des Systems weiter verringert [41].

Eine Kältemaschine ohne Kolben im Kühlbereich oder Kompressor wurde mittels thermischen Kompressors und dem Vuilleumier-Prozess (VM-Typ PTC) verwirklicht. Allerdings wird dieses Konzept in der vorliegenden Arbeit nur der Vollständigkeit halber erwähnt, aber nicht näher betrachtet. Für weitere Informationen siehe Pan (2017) [42].

Im folgenden Kapitel werden die Geschichte der Pulsrohrkühler und die Entwicklungsschritte der letzten Jahrzehnte dargestellt. Darauf folgt die thermodynamische Beschreibung von Pulsrohrkühlern, die das Konzept erklärt und grundlegend für die spätere Analyse der Experimente ist.

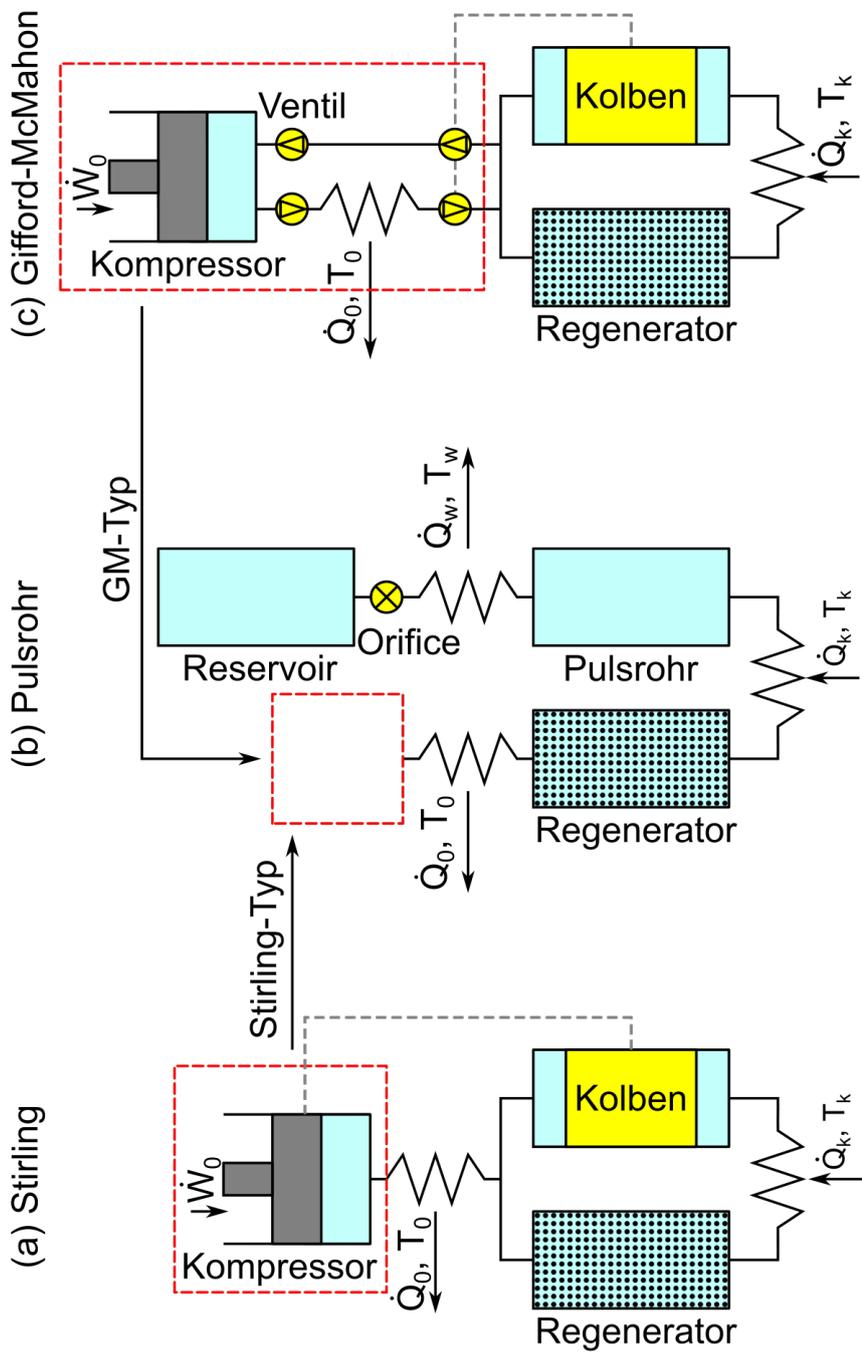


Abbildung 7: Schematische Darstellung von (a) Stirling- (b) Pulsrohr- und (c) Gifford-McMahon-Kältemaschine. Stirling- und GM-Kältemaschine verwenden einen Kompressor, Regenerator und Verdrängerkolben. Der Pulsrohrkühler kann als Stirling- oder GM-Typ, je nach Wahl des Kompressors (roter gestrichelter Kasten), betrieben werden. Der Pulsrohrkühler verwendet anstatt des Kolbens ein Ventil ('Orifice') mit dahinter geschaltetem Reservoir nach [3].

3 Grundlagen von Pulsrohrkühlern

Seit der ersten Erwähnung durch Longworth und Gifford in den 1960er Jahren haben sich Pulsrohrkühler durch Experimente und die daraus abgeleitete Theorie stark weiterentwickelt [43]. Eine umfassende Parametrisierung wurde durch Mikulin angefertigt und behandelte Variablen wie Betriebsfrequenz und Druckänderung mittels innovativer Elemente: Orifice und Reservoir, welche das Kühlverhalten von PTCs essenziell verbesserten [44]. Über die Entwicklungsjahre wurde die erreichte Tieftemperatur immer weiter herabgesetzt. Grundlegend für das Erreichen von Temperaturen, bei denen Helium verflüssigt werden kann, war ein Design mit mehreren Kühlstufen [45]. Verflüssigungsraten stiegen von anfänglich etwa 4,8 L pro Tag auf heute mehr als 21 L pro Tag. Durch solche Kühlsysteme steht somit flüssiges Helium auch an sehr unzugänglichen Orten, wie z.B. einer Messstation am Nordpol, zur Verfügung. [46–49]

Im folgenden Kapitel werden die über die Jahre entwickelten Ausbaustufen des Stirling-Typ PTC dargestellt und die dazugehörige Theorie in verschiedenen Ausführungen angesprochen. An geeigneter Stelle werden GM-Typ PTC Charakteristika in die Darstellung eingebracht, um den Unterschied zum Stirling-Typ PTC herauszuarbeiten. Die Wahl des Kompressors beeinflusst den generellen Betrieb und hat natürlicherweise Vor- und Nachteile, die für die jeweilige Anwendung berücksichtigt werden können und müssen. Den Abschluss des Theoriekapitels über PTC bildet die Aufarbeitung von Verlustmechanismen und die aus dem Arbeitsprozess entstehenden intrinsischen Effekte.

3.1 Pulsrohrkühler Modifikationen

Aus der Vielzahl von experimentellen Prozessoptimierungen sind zahlreiche Varianten an GM- und Stirling-Typ Kühlerdesigns hervorgegangen. Es werden im Folgenden die Schritte der Prozessoptimierung dieser Kühlerarten vorgestellt.

In historischer Reihenfolge wurden seit dem Basis-Pulsrohrkühler (BPTC) verschiedenste Aufbauten entwickelt und jeweils stetig verbessert [43]. In Abb. 8 sind Stirling-Typ PTCs mit ihrer jeweiligen neuen Konfiguration dargestellt. Der Grundstein für die Funktionsfähigkeit der PTCs wurde durch die Verwendung eines passiven Ventils, des sogenannten „Orifice“, und eines Reservoirs (Buffer) gelegt (siehe Abb. 8 (b)) [44].

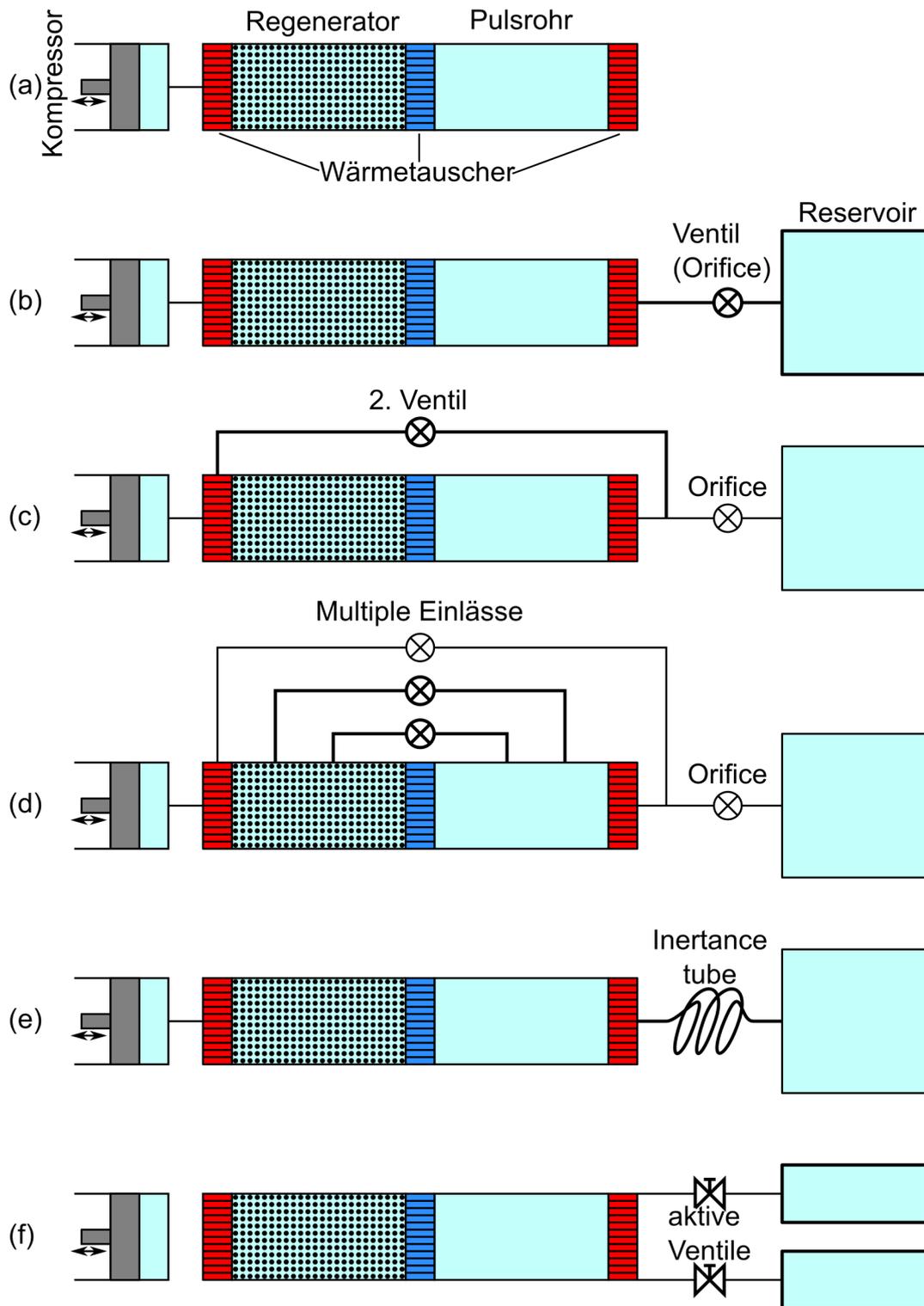


Abbildung 8: Schematische Darstellungen der Modifikationen von Pulsrohrkühler: (a) Basis-PTC (BPTC), (b) Orifice-PTC (OPTC), (c) Double-Inlet-PTC (DIPTC), (d) Multi-Inlet-PTC (MIPTC), (e) Inertance-Tube-PTC (IPTC), (f) Active-Buffer-PTC nach [50].

Der Aufbau mit Orifice (OPTC) ermöglicht einen gerichteten Wärmetransport durch ein leeres Rohr ohne Verdrängerkolben. In Verbindung mit einem nachgeschalteten Reservoir-Volumen erzeugt das Orifice einen Phasenwinkel zwischen Druckwelle und Massenstrom, was im nächsten Kapitel detailliert betrachtet wird.

Die nächste maßgebliche Verbesserung wurde durch ein zusätzliches passives Ventil (Double-Inlet PTC; DIPTC) erreicht, das einen geringen Gasfluss am Regenerator vorbei in die warme Seite des Pulsrohres erlaubt (Abb. 8 (c)) [51]. Diese Variante verringert, bei geeigneter Einstellung der Ventile, die Verluste im Regenerator des Kühlers.

Weiter besteht die Möglichkeit, mehrere Ventile zwischen Pulsrohr und Regenerator zu verwenden (multi inlet PTC; MIPTC) siehe Abb. 8 (d). Wichtig ist dabei, die Positionen der Ventile mit dem Wärmeprofil des Regenerators und dem Pulsrohr abzustimmen.

Abb. 8 (e) stellt einen PTC dar, dessen Orifice durch ein Rohr mit hoher Trägheit (engl. „inertance tube“) ersetzt wurde. Diese Variante gewährt hauptsächlich bei Stirling-Typ PTCs mit hoher Arbeitsfrequenz einen besseren Wirkungsgrad, wenn die Rohrleitung entsprechend der gewünschten Phasenverschiebung angepasst wurde [52]. Eine hohe Trägheit des Massenflusses wird mittels Rohr mit definiertem Innendurchmesser geschaffen. Dieser Innendurchmesser des Rohrs wird über die Länge hinweg stetig verkleinert. In einem solchen Rohrprofil mit abnehmendem Querschnitt sorgt der Flusswiderstand an der Rohrwand für die gewünschte Phasenverschiebung zwischen Massenfluss und Druckwelle. Als weitere Variante kann ein OPTC mit mehreren aktiv kontrollierten Ventilen und Reservoirs aufgebaut werden, siehe Abb. 8 (f) „Active-Buffer-PTC“.

Auch wenn sich alle in Abb. 8 gezeigten Varianten z.T. in ihrer Kühlperformance unterscheiden, reicht in allen Fällen eine jeweils einstufige Ausführung nicht für das Erreichen von Tiefsttemperaturen nahe des absoluten Nullpunktes. Pionierarbeit für PTCs mit mehreren Stufen wurde von J. L. Gao und Y. Matsubara getätigt, die mit einem dreistufigen [45] bzw. zweistufigen System mit Vorkühlung Temperaturen unter 4 K erreichten [53]. G. Chen et al. [54] präsentierten 1997 einen zweistufigen PTC, der ohne zusätzliche Vorkühlung Temperaturen unter 4 K erreichte. Abb. 9 zeigt den schematischen Aufbau eines zweistufigen GM-Typ PTCs mit zwei Regeneratoren und Pulsrohren. Jedes Pulsrohr besitzt ein Orifice (ORV1, ORV2) mit Reservoir und ein „Double-Inlet“ Ventil (DIV1, DIV2) zum Haupteinlass. Am Wärmetauscher der ersten Stufe CH1 (oder cold heat exchanger, CHX) wird das Gas zum Teil in das erste Pulsrohr und zum anderen Teil weiter in den Regenerator der zweiten Stufe CH2 geleitet.

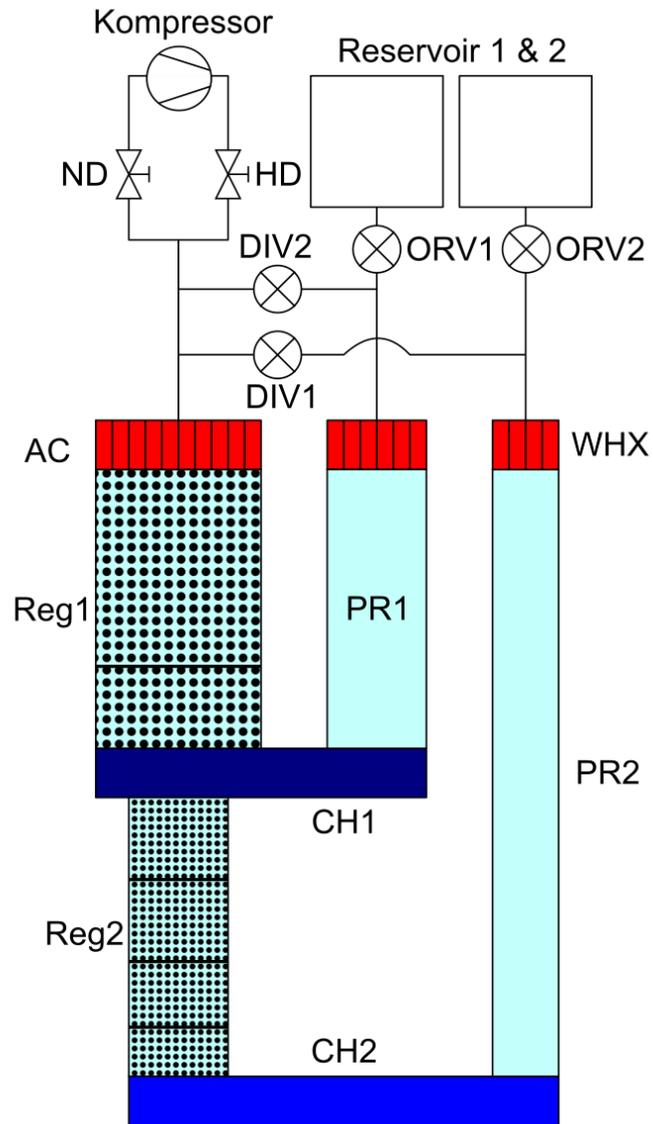


Abbildung 9: Schematische Darstellung eines zweistufigen GM-Typ Pulsrohrkühlers mit Kompressor und gesteuerten Ventilen. Die erste Stufe kühlt das Gas für die zweite Stufe vor. Beide Stufen bestehen aus Regenerator (Reg1, Reg2), kaltem Wärmetauscher (CH1, CH2), Pulsrohr (PR1, PR2), Nachkühler (AC), warmem Wärmetauscher (WHX), Orifice (ORV1, ORV2) mit Reservoir und double-inlet Ventil (DIV1, DIV2).

3.2 Theoretische Betrachtung eines Pulsrohrkühlers

Die theoretischen Ansätze für PTCs können bezüglich der Genauigkeit der jeweiligen Betrachtung unterteilt werden: In erster Näherung sind Oberflächenwärmepumpen (BPPTC), Enthalpiefluss und Phasoranalyse (OPTC) zu nennen [55]. Die zweite Näherung beschreibt thermodynamische, nicht symmetrische Effekte und adiabatisch sowie isotherme Modelle. In dritter Näherung sind numerische und CFD-Analysen (Computational Fluid Dynamics) zu nennen [56].

Die Analysen dritter Ordnung haben sich über die Jahre mit der Rechenleistung von Computern verbessert: Von anfangs numerischen Berechnungen von OPTC [57], DIPTC [58] über eindimensionale numerische Modelle [59–62] zu aktueller Analyse mittels KI (künstlicher Intelligenz) trainierter Systeme für beste Effizienz [63] konnten die theoretischen Betrachtungen immer komplexere Systeme abbilden. Da die Regeneratoren eine Hauptkomponente der Kühler darstellen, entwickelten sich zur Steigerung ihrer Leistungszahlen eigene spezifische Modelle und Programme/Software-Simulationsumgebungen. [64, 65].

Die genannten CFD-Simulationen vereinfachen das Verständnis von Massenfluss und Wärmetransport [66]. Es wurden komplexe CFD-Simulationen für 2-D und 3-D Betrachtungen von GM- und Stirling-Typ PTCs bei 4 K durchgeführt [56, 67, 67]. Das Grundkonzept von PTCs lässt sich aus den Betrachtungen erster Ordnung darstellen und soll zur Einführung der Grundlagen im Folgenden näher betrachtet werden.

3.2.1 Grundlagen und Annahmen idealer PTCs

Auch die zugehörige Theorie der PTCs hat sich seit ihrer Erfindung im Jahr 1963 stetig weiterentwickelt. Es werden regelmäßig neue Aspekte publiziert und es finden sich stetig neue Erkenntnisse und Thesen in der Literatur, die zum allgemeinen Verständnis herangezogen werden können. [68–72] Hervorzuheben sind die Veröffentlichungen von Kittel [68], De Waele [70, 71] und Radebaugh [72], die jeweils den aktuellen Stand und die theoretischen Ansätze zur Funktionsweise von PTCs zusammengefasst haben.

Als Grundlage der thermodynamischen Betrachtung werden die ersten beiden Hauptsätze der Thermodynamik verwendet. Der erste Hauptsatz der Thermodynamik in Gleichung (4) beschreibt die zeitliche Änderung der inneren Energie U eines Systems. Sie wird aus der Summe aller Wärmezufuhren \dot{Q}_i , massenspezifischen Enthalpieflussraten $\dot{m}_i h_i$, der Volumenarbeit pro Zeit $p\dot{V}$ und externen Leistung \dot{W}_{ext} errechnet [24]:

$$\dot{U} = \sum_i \dot{Q}_i + \sum_i \dot{m} h_i - p\dot{V} + \dot{W}_{ext}. \quad (4)$$

Die Energie innerhalb eines geschlossenen Systems kann von einem Zustand in den anderen überführt werden. Die Gesamtenergie des geschlossenen Systems muss dabei erhalten bleiben.

Der zweite Hauptsatz der Thermodynamik beschreibt die Entropie eines Systems. Die zeitliche Änderung der Entropie errechnet sich aus der Summe von Wärmeflussraten \dot{Q}_i bei entsprechender Temperatur T_i und der Massenflussrate mit spezifischen Enthalpie $\dot{m}_i s_i$, sowie geleisteter Volumenarbeit pro Zeit $-p\dot{V}$ und Entropieerzeugungsrate \dot{S}_i am Ort i :

$$\dot{S} = \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_i \dot{m}_i s_i - p\dot{V} + \dot{S}_i. \quad (5)$$

Für die Änderung von Entropie in einem reversiblen System gilt $\Delta S = \int dQ_{rev}/T$. Die Entropie innerhalb von geschlossenen Systemen kann immer nur zunehmen und ist somit für irreversible Prozesse $\dot{S} \geq 0$. Auch bei Kreisprozessen bleibt die Entropie konstant oder nimmt zu. Im Falle reversibler Systeme gilt $\dot{S}_x = 0$, welches als Bedingung bei der Betrachtung idealer PTCs verwendet wird. Für Kreisprozesse werden Integrale über einen gesamten Zyklus betrachtet (dargestellt mit „< >“) und für den Entropiefluss an spezifischen Stellen gilt $\langle \dot{S} \rangle = 0$.

Historisch wurde das sogenannte Oberflächenwärmepumpen als erstes für das Grundprinzip zur Erklärung der Funktion eines Basis-PTC (siehe Abb. 10) herangezogen. Da sich das thermodynamische Modell für den idealen BPTC hieraus ableitet, wird zunächst das Oberflächenwärmepumpen eingeführt. Für das thermodynamische Modell eines idealisierten Pulsrohrkühlers mit Orifice und Reservoir, werden dann die ersten zwei Hauptsätze hinzugezogen.

3.2.2 Oberflächenwärmepumpen in einem Rohr

Die erste Veröffentlichung zum „surface heat pumping“ wurde 1966 von W. E. Gifford und R.C. Longworth präsentiert. Der beschriebene Mechanismus der Kältemaschine erreicht annähernd die Effizienz eines Carnot-Kreislaufs. Die erste Erkenntnis war, dass es eine optimale Pulsfrequenz abhängig vom Quadrat des Rohrquerschnitts und linear zur Länge gibt. Hervorgehoben wird der Transport von Wärme gegen große Temperaturgradienten innerhalb kürzester Zeit. [73]

Das Funktionsprinzip für ein Gasvolumen in der Nähe der Rohrwand ist:

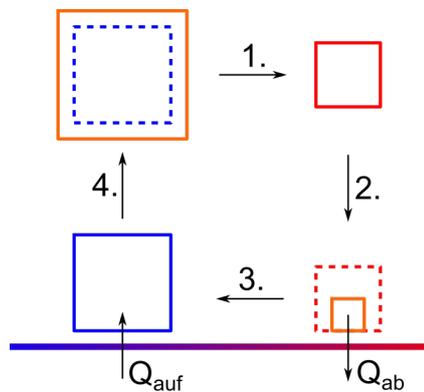


Abbildung 10: Schematische Darstellung des Oberflächenwärmepumpens. Ein Gaspaket durchläuft bei einer periodischen Druckwelle vier Zustandsänderungen, die einen Wärmetransport vom kalten zum warmen Ende ermöglichen.

1. Das Gasvolumen wird während der Hochdruckphase adiabatisch komprimiert, erwärmt und in Richtung warmes Pulsrohrende bewegt.
2. Das Gasvolumen gibt die Wärmemenge Q_{ab} an die Rohrwand ab und kühlt sich dabei ab.
3. Während der Niederdruckphase wird das Gasvolumen expandiert, bewegt sich zum kalten Pulsrohrende und wird weiter abgekühlt.
4. Es nimmt die Wärmemenge Q_{auf} von der Rohrwand auf und startet den Kreislauf neu.

Das Limit des positiven Effekts des Oberflächenwärmepumpens ist abhängig vom Temperaturgradienten im Pulsrohr. Ab einer kritischen Temperatur wird das Oberflächenwärmepumpen terminiert und durch erzwungene Konvektion entsteht ein Pendelwärmeverlust („shuttle loss“) an der Grenzschicht der Rohrwand. Gelangt das komprimierte Gasvolumen in der Hochdruckphase in einen Bereich mit höherer Temperatur, nimmt es weiter Wärme von der Wand auf. Danach gibt es diese in der Niederdruckphase im kälteren Bereich ab und es kommt zu dem Verlustmechanismus. [74]

Im nächsten Abschnitt wird die Erfindung von Orifice PTCs mit Reservoir, die das Kühlverhalten von PTCs erheblich verbesserten, näher betrachtet.

3.2.3 Betrachtung von Teilsystemen eines PTCs

Die folgend dargestellte Theorie und Annahmen erfolgen nach der Dissertation von P. Steijaert [50]. Die Beschreibung von PTCs in Teilabschnitten gründet auf einer Reihe von Annahmen, Näherungen und idealisierter Vereinfachungen, die für die theoretische Betrachtung angenommen werden: Zuerst werden nur intrinsische Verluste betrachtet. Als Nächstes wird der verwendete Regenerator als ideal angenommen, was bedeutet, dass es keinen Flusswiderstand für das Gas oder die Wärmeleitung über die Rege-

neratorfüllung gibt. Die Regeneratorfüllung (Matrix) besteht aus einem Material mit ausreichender Porosität und hinreichend hoher volumetrischer Wärmekapazität. Die Wärmeübertragung zwischen Matrix und Gas ist ideal und verbietet daher eine Entropieerzeugung. Die Matrix besitzt für die theoretische Betrachtung, im Vergleich zum Gas, eine unendlich hohe Wärmekapazität und es befindet sich kein Totvolumen im Regenerator. Als Nächstes werden die Wärmetauscher betrachtet. In den Wärmetauschern kann Entropie erzeugt werden, um die Wärmeabgabe, -aufnahme und -dissipation zu ermöglichen. Die Wärmeübertragung zwischen Wärmetauscher und Gas ist wiederum als ideal angenommen.

Der zeitliche Wärmefluss entlang der verwendeten Rohre wird vernachlässigt. Damit gilt für die Bauteilwände $\frac{dT(x)}{dt} = 0$. Der Gasfluss durch alle Bauteile wird als perfekt angenommen, was Verluste durch Reibungen oder Turbulenzen ausschließt.

Eine wichtige Annahme ist, dass das Reservoirvolumen unendlich ist und damit Druck und Temperatur als konstant angenommen werden können. Die Rohrverbindungen verhalten sich isotherm, was als direkte Konsequenz die Erzeugung von Enthalpie und Entropie in diesen Bauteilen ausschließt.

Der angeschlossene Kompressor verrichtet seine Arbeit adiabatisch und reversibel. Zu guter Letzt wird das verwendete Gas für die Betrachtung als ideal angenommen.

Für die Verdeutlichung der Funktionsweise des PTC werden im folgenden Abschnitt die einzelnen Komponenten anhand von Kontrollvolumina jeweils unter den oben eingeführten Annahmen betrachtet. Die Leistungszahl ist durch die Betriebsweise geringer als die einer GM Kältemaschine und daraus folgend auch geringer als die einer Carnot-Kältemaschine. [50]

Zuerst werden die Teilsysteme eines Stirling-Typs PTC in Hinblick auf den ersten und zweiten Hauptsatz betrachtet. Im Folgenden wird diese Betrachtung am Teilsystem des Orifice Ventils begonnen.

Teilsystem Orifice

Das in Abb. 11 dargestellte Kontrollvolumen zeigt einen Ausschnitt aus der Schemadarstellung von Abb. 8 (b) und beinhaltet das Orifice zwischen Reservoir und den warmen Wärmetauschern, sowie die entsprechenden Zuleitungen/Verbindungs-Leitungen zwischen diesen Komponenten. Das Orifice ist die Kernkomponente eines PTCs, denn hier wird die grundlegende Entropie erzeugt, die den Prozess im Pulsrohrkühler bestimmt. Das System wird am Anfang des Niederdruckzyklus betrachtet. Daraus folgt, dass der Druck p_2 auf der Seite des Reservoirs (hellblau) in der Zuleitung zum Orifice größer als der Druck p_1 zum Wärmetauscher (rot) ist.

Die Temperatur im Reservoir ist durch die ideale Betrachtung konstant. Wird nun die innere Energie des Teilsystems Orifice mit Zuleitungen mit dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik über einen Zyklus betrachtet, kann folgende Gleichung aufgestellt werden:

$$\underbrace{\langle \dot{U} \rangle}_0 = \langle \dot{Q}_{ori} \rangle + \underbrace{\langle \dot{m}h_{ori} \rangle}_0 - \underbrace{\langle p\dot{V} \rangle}_0 + \underbrace{\langle \dot{W}_{ext} \rangle}_0 \quad (6)$$

$$0 = \langle \dot{Q}_{ori} \rangle . \quad (7)$$

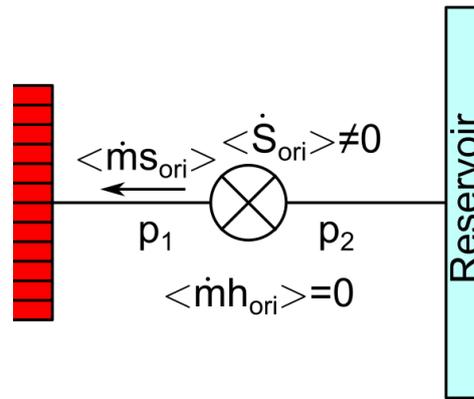


Abbildung 11: Schematische Darstellung von Reservoir, Orifice und Zuleitungen nach [50]. Der Druckabfall über dem Orifice erzeugt Entropie, die in Richtung Wärmetauscher und Pulsrohr fließt.

Über einen Zyklus integriert gilt, dass die innere Energie $\langle \dot{U} \rangle = 0$ entsprechen muss, da diese am Ausgangspunkt des Zyklus den selben Zustand wie am Start einnimmt. Enthalpie wird nicht im Orifice erzeugt, da die Temperatur durch die isothermen Zuleitungen konstant gehalten wird. Im Teilbereich Orifice wird weder Volumenarbeit verrichtet noch externe Leistung eingespeist. Es folgt, dass die Wärmerate $\langle \dot{Q}_{ori} \rangle = 0$ entspricht. Somit findet keine Wärmeübertragung im Orifice statt. Im Folgenden wird die Entropie betrachtet, denn die Entropieerzeugung durch das Orifice ergibt sich zu

$$s_{ori} = c_p \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) - R \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) . \quad (8)$$

Die erzeugte spezifische Entropie $\langle s_{ori} \rangle$ wird vom Verhältnis des Drucks vor und hinter dem Orifice bestimmt. Aufgrund der konstanten Temperatur der isothermen

Zuleitungen ist der erste Term gleich Null.

Die Drosselung am Orifice beeinflusst die Richtung der Entropieerzeugungsrate $\langle \dot{S}_{ori} \rangle$, wie in Abb. 11 dargestellt. Durch die Verwendung des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik errechnet sich die Gesamtentropie $\langle \dot{S} \rangle$ des Kontrollvolumens im Teilbereich des Orifice zu

$$\underbrace{\langle \dot{S} \rangle}_0 = \underbrace{\langle \frac{\dot{Q}_{ori}}{T_{ori}} \rangle}_0 + \langle \dot{m}s_{ori} \rangle - \underbrace{p\dot{V}}_0 + \langle \dot{S}_{ori} \rangle \quad (9)$$

$$0 = \langle \dot{m}s_{ori} \rangle + \langle \dot{S}_{ori} \rangle . \quad (10)$$

Mit der Definition, dass die Entropierate in einem reversiblen Prozess innerhalb eines Zyklus $\langle \dot{S} \rangle = 0$ sein muss, folgt, mit dem Ausschließen einer temperaturabhängigen Wärmeflussrate, dass eine Entropieflussrate $\langle \dot{m}s_{ori} \rangle$ in Höhe der Erzeugungsrate $\langle \dot{S}_{ori} \rangle$ aus dem Orifice fließt:

$$\boxed{\langle \dot{S}_{ori} \rangle = - \langle \dot{m}s_{ori} \rangle = \dot{m}R \ln \left(\frac{p}{p_0} \right)} . \quad (11)$$

Ein Druckgefälle bei konstanter Temperatur ergibt zusammenfassend eine Entropieflussrate $\langle \dot{m}s_{ori} \rangle$ in Richtung des Wärmetauschers am warmen Pulsrohrende.

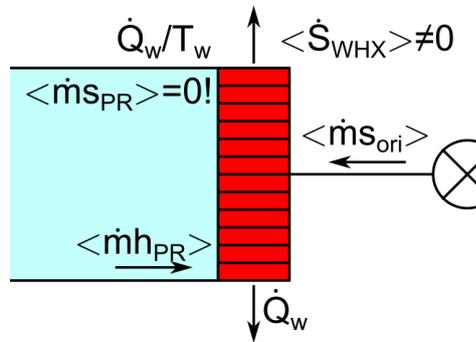


Abbildung 12: Schematische Darstellung des Teilsystems Wärmetauscher nach [50]. Die Entropie, vom Orifice kommend und intern generiert, wird mittels Enthalpie an die Umgebung abgegeben. Ein Fluss der Entropie durch das idealisierte Pulsrohr ist durch die adiabatisch und reversible Arbeitsweise nicht möglich.

Teilbereich von warmem Wärmetauscher und Pulsrohr

Das nächste Teilsystem ist der warme Wärmetauscher (warm heat exchanger, WHX)

am Pulsrohr, der eine Entropieflussrate $\langle \dot{m}s_{ori} \rangle$ aus der Richtung des Orifice aufnimmt. Generell wird bei der Umsetzung von Wärme in einem Wärmetauscher Entropie mit einer Rate $\langle \dot{S}_{WHX} \rangle$ erzeugt. Da das Pulsrohr als adiabatisch und reversibel arbeitend betrachtet wird, kann dort keine Entropie fließen und es gilt $\langle \dot{S}_{PR} = 0 \rangle$. Eingesetzt in die Gleichung des zweiten Hauptsatzes ergibt

$$0 = \left\langle \frac{-\dot{Q}_w}{T_w} \right\rangle + \langle \dot{m}s_{ori} \rangle + \langle \dot{S}_{WHX} \rangle, \quad (12)$$

wobei $\left\langle \frac{-\dot{Q}_w}{T_w} \right\rangle$ der Wärmefluss (negativ, da Wärmefluss aus dem Wärmetauscher) und $\langle \dot{S}_{WHX} \rangle$ die Entropieerzeugungsrate im Wärmetauscher ist. Mit dieser Gleichung kann der durch Entropie getriebene Wärmefluss am Wärmetauscher nach Gleichung (12) formuliert werden zu

$$\left\langle \frac{-\dot{Q}_w}{T_w} \right\rangle = \langle \dot{m}s_{ori} \rangle + \langle \dot{S}_{WHX} \rangle. \quad (13)$$

Alle Entropie muss im Wärmetauscher umgewandelt werden ohne Volumenarbeit zu verrichten ($\langle p\dot{V} \rangle = 0$). Ohne Leistung von oder nach außen folgt für die Betrachtung des Teilvolumens mit dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik

$$0 = -\langle \dot{Q}_w \rangle + \langle \dot{m}h_{WHX} \rangle - \underbrace{\langle p\dot{V} \rangle}_0 + \underbrace{\langle \dot{W}_{ext} \rangle}_0, \quad (14)$$

wobei $\langle \dot{m}h_{WHX} \rangle$ die Entropieflussrate aus dem Pulsrohr und zum Wärmetauscher beschreibt (Siehe Abb. 12). Nach dem Umstellen folgt, dass die Wärmerate aus dem Wärmetauscher gleich der einströmenden Enthalpieflussrate ist:

$$\boxed{\langle \dot{Q}_w \rangle = \langle \dot{m}h_{WHX} \rangle}. \quad (15)$$

Mit der Verbindung von Enthalpie zu Temperatur $mdh = c_p dT$ kann gefolgert werden, dass Enthalpie entsprechend dem Temperaturgefälle zum Wärmetauscher (roter Bereich in Abb. 12) transportiert wird. Somit wird die Wärmerate $\langle \dot{Q}_w \rangle$ durch die Enthalpie aus dem Pulsrohr abgeführt.

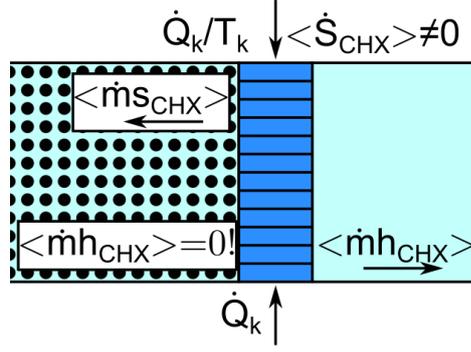


Abbildung 13: Schematische Darstellung des Teilsystems des kalten Wärmetauschers nach [50]. Enthalpie fließt durch das Pulsrohr und Wärme wird aus der Umgebung aufgenommen. Die generierte Entropie im Wärmetauscher wird über den idealen Regenerator abtransportiert.

Teilbereich von kaltem Wärmetauscher und Regenerator

Der nächste Teilabschnitt besteht aus dem kalten Wärmetauscher (cold heat exchanger, CHX) mit Pulsrohr (rechts) und Regenerator (links). Die Komponenten sind in Abb. 13 schematisch dargestellt.

Der Regenerator wird als ideal angenommen, wodurch der Enthalpie- bzw. Wärmefluss entlang der Matrix Null ist. Die Betrachtung des Kontrollvolumens des CHX mit dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik über einen Zyklus ergibt

$$\langle \dot{U} \rangle = 0 = - \langle \dot{Q}_k \rangle + \langle \dot{m}h_{CHX} \rangle - \underbrace{\langle p\dot{V} \rangle}_0 + \underbrace{\langle \dot{W}_{ext} \rangle}_0, \quad (16)$$

wobei $\langle \dot{m}h_{CHX} \rangle$ die in das Pulsrohr strömende mittlere Enthalpieflussrate ist und somit der Enthalpieerzeugungsrates am warmen Wärmetauscher WHX entsprechen muss. Die ins Pulsrohr abgegebene mittlere Enthalpieflussrate kann mit der vom zu kühlenden Objekt aufgenommenen Wärmerate

$$\langle \dot{Q}_k \rangle = \langle \dot{m}h_{PR} \rangle \quad (17)$$

berechnet werden. Mit dem Zusammenhang von Enthalpie und Entropie kann die Gleichung mit den vorhergehenden Gleichungen (13) und (15) erweitert werden zu

$$\langle \dot{Q}_k \rangle = T_w (\langle \dot{S}_{ori} \rangle + \langle \dot{S}_{WHX} \rangle). \quad (18)$$

Damit kann die aufgenommene Wärmerate mit den Erkenntnissen vom Wärme-

tauscher und Orifice beschrieben werden. Im kalten Wärmetauscher wird intrinsisch Entropie mit der Rate $\langle \dot{S}_{CHX} \rangle$ generiert. Wird nun der Teilbereich in Abb. 13 mit dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik betrachtet, erfolgt

$$\langle \dot{S} \rangle = 0 = \langle \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \rangle + \langle \dot{m}s_{Reg} \rangle - \underbrace{p\dot{V}}_0 + \langle \dot{S}_{CHX} \rangle, \quad (19)$$

wobei wiederum keine Volumenarbeit im kalten Wärmetauscher verrichtet wird. Durch Umstellen ergibt sich, dass eine Entropieflussrate $\langle \dot{m}s_{Reg} \rangle$ bei der Temperatur T_k in den Regenerator fließt:

$$\boxed{-\langle \dot{m}s_{Reg} \rangle = \langle \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \rangle + \langle \dot{S}_{CHX} \rangle.} \quad (20)$$

Teilbereich von Vorkühler und Kompressor

In Abb. 14 sind der Regenerator, Kompressor und ein zweiter warmer Wärmetauscher, dem sogenannten Nachkühler (after cooler, AC), dargestellt. Über den Regenerator strömt die zuvor bestimmte Entropieflussrate \dot{S}_{CHX} von CHX zum AC Wärmetauscher. Der Kompressor wird als reversibel ($\langle \dot{S}_{Komp} = 0 \rangle$) und adiabatisch ($\langle \dot{m}s_{Komp} = 0 \rangle$) arbeitend angenommen.

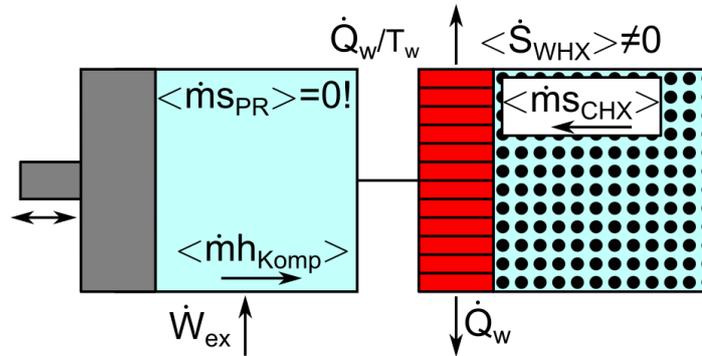


Abbildung 14: Schematische Darstellung des Teilsystems von Nachkühler (AC) und Kompressor nach [50]. Die durch den Regenerator fließende Entropie wird in Form von Wärme abgegeben. Die Enthalpie des Prozesses wird im idealen Kompressor aus der eingeführten externen Leistung umgewandelt.

Mit der im AC intrinsisch entstehenden Entropierate \dot{S}_{AC} kann der zweite Hauptsatz der Thermodynamik

$$\langle \dot{S} \rangle = 0 = - \langle \frac{\dot{Q}_w}{T_w} \rangle + \langle \dot{m} s_{Reg} \rangle - \underbrace{\langle p\dot{V} \rangle}_0 + \langle \dot{S}_{AC} \rangle \quad (21)$$

und die daraus folgende Wärmerate

$$\langle \frac{\dot{Q}_w}{T_w} \rangle = \langle \dot{m} s_{Reg} \rangle + \langle \dot{S}_{AC} \rangle \quad (22)$$

bestimmt werden. Die zufließende Entropie gibt die Wärmerate $\langle \frac{\dot{Q}_w}{T_w} \rangle$ an die Umgebung ab. Unter Betrachtung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik folgt für das Teilsystem

$$\dot{U} = 0 = - \langle \dot{Q}_{AC} \rangle + \langle \dot{m} h_{Komp} \rangle - \underbrace{\langle p\dot{V} \rangle}_0 + \underbrace{\langle \dot{W}_{ext} \rangle}_0. \quad (23)$$

Am AC-Wärmetauscher wird weder Volumenarbeit verrichtet, noch externe Leistung aufgenommen. Die abgeführte Wärmemenge durch Enthalpie wird durch Umstellen errechnet zu

$$\langle \dot{Q}_{AC} \rangle = \langle \dot{m} h_{Komp} \rangle. \quad (24)$$

Als Konsequenz aus Gleichung (23) bzw. (24) kann die nötige Enthalpie für die Energieerhaltung nur noch vom Kompressor generiert werden. Die Menge an Enthalpie am Kompressor kann mittels des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik berechnet werden, weil dies der einzige Teilbereich ist, in dem Arbeit von außen am Gesamtsystem verrichtet wird:

$$\dot{U} = 0 = \underbrace{\langle \dot{Q}_{Komp} \rangle}_0 + \langle \dot{m} h_{Komp} \rangle - \underbrace{\langle p\dot{V} \rangle}_0 + \langle \dot{W}_{ext} \rangle. \quad (25)$$

Es folgt, dass die eingebrachte Arbeit $\langle \dot{W}_{ext} \rangle$ vom Kompressor im System für den Wechsel von Enthalpieflussrate zu Wärmerate benötigt wird:

$$\boxed{\langle \dot{W}_{ext} \rangle = \langle \dot{m} h_{Komp} \rangle = \langle \dot{Q}_{AC} \rangle.} \quad (26)$$

Zusammenfassung des Gesamtsystems

Entropie und Wärmefluss im Gesamtsystem können anhand des Diagramms aus Abb. 15 betrachtet werden. Zusammenfassend absorbiert ein Pulsrohrkühler die in das System gesteckte Leistung für den Transport von Entropie und Enthalpie durch das System.

Wärme wird an den warmen Wärmetauschern an die Umgebung abgegeben und am kalten Wärmetauscher aus der Umgebung aufgenommen.

Die Leistungszahl $\epsilon_{Stirling-Typ}$ des Stirling-Typs PTC errechnet sich aus der Kühlleistung $\langle \dot{Q}_k \rangle$ durch die aufgebrauchte Leistung \dot{W}_{ex}

$$\epsilon_{Stirling-Typ} = \frac{\langle \dot{Q}_k \rangle}{\langle \dot{W}_{ex} \rangle} \quad (27)$$

$$= \frac{T_k}{T_w} \frac{\langle \dot{S}_{WHX} \rangle + \langle \dot{S}_{ori} \rangle}{\langle \dot{S}_{WHX} \rangle + \langle \dot{S}_{ori} \rangle + \frac{T_k}{T_w} (\langle \dot{S}_{CHX} \rangle + \langle \dot{S}_{AC} \rangle)}. \quad (28)$$

Mit der Annahme, dass der Einfluss der Wärmetauscher gering und nur der des Orifice zu beachten ist, vereinfacht sich die Gleichung zu

$$\epsilon_{Stirling-Typ} = \frac{T_k}{T_w}. \quad (29)$$

Im Vergleich mit ϵ_{Carnot} aus Gleichung (2) ist die Leistungszahl geringer, was der Erwartung entspricht.

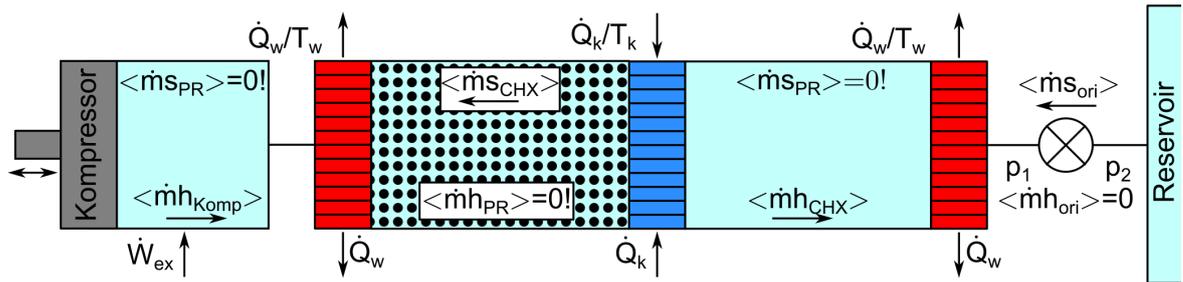


Abbildung 15: Zusammengesetzte schematische Darstellung des Gesamtsystems mit entstehendem Entropie-, Enthalpie- und Wärmefluss nach [50].

Das Prinzip mit Orifice zeigt, dass ein Basis-PTC ohne Entropieerzeugung theoretisch keine Kühlleistung erzeugt. Als Nächstes wird der Unterschied zum niederfrequent arbeitenden GM-Typ PTC dargestellt.

Teilbereich von GM-Typ Kompressor eines PTC

Das zuvor beschriebene System des Stirling-Typs PTC wird maßgeblich durch die Anschlusslänge des Kompressors definiert. Im Gegensatz dazu kann beim GM-Typ PTC der Kompressor entkoppelt und möglichst weit entfernt stehen. Das schematische Schaltbild des Aufbaus mit PTC und GM-Kompressor ist in Abb. 16 dargestellt. Der

Kompressor entnimmt dem Niederdruck-Reservoir, welches gleichzeitig die Zuleitung ist, das Gas, komprimiert und führt es in das Hochdruck-Reservoir ein. Die zwei Ventile am Hoch- bzw. Niederdruck-Reservoir öffnen und schließen abwechselnd bei niedriger Frequenz (1-2 Hz), um die nötige Druckwelle für den Betrieb des PTC zu generieren.

Für die Betrachtung des Arbeitsprozesses wird der Kompressor als ideal angenommen und dadurch als adiabatisch und reversibel arbeitend definiert. Die gesamte, durch die Kompression entstehende Wärme wird durch den Nachkühler (AC2) aus dem System abgeführt. Die Druckreservoirs werden mit konstantem Druck angenommen. Das Gas fließt ohne Flusswiderstand durch die Ventile, aber durch die Druckänderung wird Entropie $\dot{S}_{HDV/NDV}$ generiert. Zuerst kann das Teilsystem Kompressor mit dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik betrachtet werden mit

$$0 = \langle \dot{m}h_{ND} \rangle - \langle \dot{m}h_{HD} \rangle + \langle \dot{W}_{ex} \rangle - \langle \dot{Q}_{AC2} \rangle, \quad (30)$$

wobei \dot{W}_{ex} die hinzugefügte Arbeit pro Zeit, $\langle \dot{m}h_{HD/ND} \rangle$ der entstehende Enthalpiefluss am Kompressor Ein- bzw. Ausgang und \dot{Q}_{AC2} die entstandene Wärme im Kompressor, die über AC2 abgeführt wird, ist.

Die Temperatur T_w ist für beide Reservoirs konstant und somit gilt, dass der Enthalpiefluss aus dem Kompressor identisch zum Fluss hinein ist $\langle \dot{m}h_{HD} \rangle = \langle \dot{m}h_{ND} \rangle$ und damit ist die von extern eingeführte Arbeit gleich dem Wärmefluss am Wärmetauscher AC2 $\langle \dot{W}_{ex} \rangle = \langle \dot{Q}_{AC2} \rangle$. Mit dem als reversibel angenommenen Kompressor wird dort keine Entropie erzeugt, jedoch im Wärmetauscher AC2. Der zweite Hauptsatz der Thermodynamik kann am Wärmetauscher AC2 angewendet werden und die abgeführte Wärme entspricht der Entropieänderung des Gases und der intrinsisch generierten Entropie:

$$\frac{\langle \dot{Q}_{AC2} \rangle}{T_w} = \langle \dot{m}s_{ND} \rangle - \langle \dot{m}s_{HD} \rangle + \langle \dot{S}_{AC2} \rangle. \quad (31)$$

Die nötige Arbeit für die Kompression von p_{ND} zu p_{HD} kann mit dem idealen Gas und der molaren Entropiedifferenz des Drucks, unter Zuhilfenahme der zuvor aufgestellten Gleichungen (8) und (31), bestimmt werden als

$$\boxed{\dot{W} = \dot{m}T_w \Delta s = \dot{m}T_w R \ln \left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}} \right)}, \quad (32)$$

wobei \dot{m} die Massenflussrate durch den Kompressor darstellt.

Das zweite Teilsystem besteht aus den Ventilen und dem Wärmetauscher AC, wie

in Abb. 16 (rechts) dargestellt. Der Enthalpiefluss ist für beide Seiten des Kompressors identisch. Somit wird keine Enthalpie in den Wärmetauscher eingebracht, da auch die Zuleitungen als isotherm angenommen werden. Durch den idealen Regenerator wird der Enthalpiefluss untersagt und dies führt dazu, dass der Wärmetauscher AC1 für die Betrachtung eines idealen GM-Typ PTC nicht relevant ist. Der erste Hauptsatz der Thermodynamik ist am Wärmetauscher AC1 im Mittel also Null. Unter Betrachtung durch den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik mit dem Teilsystem folgt

$$0 = \langle \dot{S}_{NDV} \rangle + \langle \dot{S}_{HDV} \rangle + \langle \dot{m}s_{HD} \rangle - \langle \dot{m}s_{ND} \rangle + \langle \dot{S}_{Reg} \rangle + \underbrace{\langle \dot{S}_{AC} \rangle}_0, \quad (33)$$

wobei $\langle \dot{S}_{Reg} \rangle$ identisch zu Gleichung (20) des Stirling-Typ PTC ist. Die Summe $\langle \dot{S}_{NDV} \rangle + \langle \dot{S}_{HDV} \rangle$ beschreibt den Entropiefluss der Ventile und $\langle \dot{S}_{AC1} \rangle$ ist durch den nicht vorhandenen Enthalpiefluss gleich Null. Es wird keine Wärme am Wärmetauscher AC1 im idealen GM-Typ PTC umgesetzt.

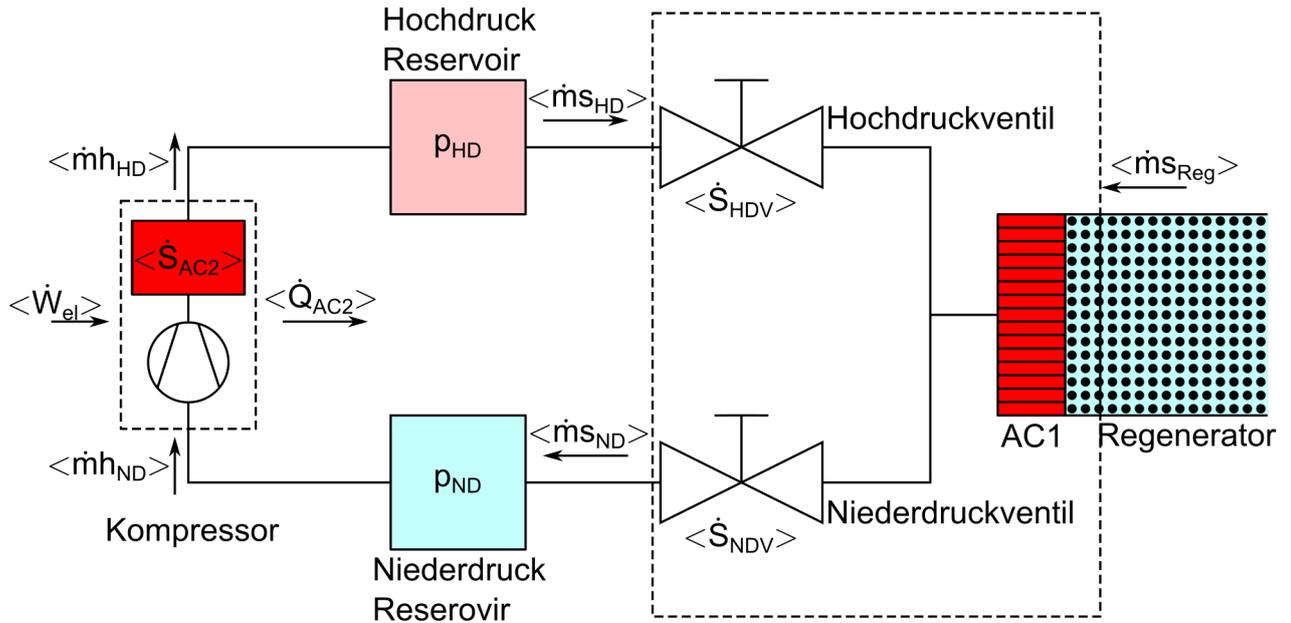


Abbildung 16: Schema eines GM-Kompressors mit Enthalpie- und Entropiefluss nach [50].

Mit der Annahme $\langle \dot{m}s_{HD} \rangle - \langle \dot{m}s_{ND} \rangle = \langle \dot{m}\Delta s \rangle$ und Gleichung (31) sowie (20) kann der resultierende Entropiefluss berechnet werden zu

$$\langle \dot{S}_{NDV} \rangle + \langle \dot{S}_{HDV} \rangle = \langle \dot{m}\Delta s \rangle + \langle \dot{S}_{Reg} \rangle \quad (34)$$

$$= \langle \dot{m} \rangle R \ln \left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}} \right) - \frac{T_H}{T_L} (\langle \dot{S}_{Ori} \rangle + \langle \dot{S}_{WHX} \rangle) - \langle \dot{S}_{CHX} \rangle. \quad (35)$$

Dies kann verwendet werden, um die Leistungszahl ϵ_{GM-Typ} des GM-Typ PTC zu bestimmen. Mit dem vorgestellten Entropiefluss durch die geschalteten Ventile und mit der Gleichung (1) für die Leistungszahl ergibt sich

$$\epsilon_{GM-Typ} = \frac{\langle \dot{Q}_k \rangle}{\langle \dot{W}_{ex} \rangle} \quad (36)$$

$$= \frac{T_k}{T_w} \frac{\langle \dot{S}_{WHX} \rangle + \langle \dot{S}_{Ori} \rangle}{\langle \dot{S}_{WHX} \rangle + \langle \dot{S}_{Ori} \rangle + \frac{T_k}{T_w} (\langle \dot{S}_{CHX} \rangle + \langle \dot{S}_{AC2} \rangle + \langle \dot{S}_{NDV} \rangle + \langle \dot{S}_{HDV} \rangle)}. \quad (37)$$

Die Leistungszahl des GM-Typ PTCs wird, wie beim Stirling-Typ PTC, durch T_k und T_w bestimmt. Wird für die Leistungszahl ein isothermer Kompressor angenommen, folgt für die Entropieerzeugung am Wärmetauscher AC2 $\langle \dot{S}_{AC2} \rangle = 0$ und die Gleichung kann vereinfacht werden zu

$$\boxed{\epsilon_{GM-Typ} = \frac{\langle \dot{S}_{Ori} \rangle + \langle \dot{S}_{WHX} \rangle}{\langle \dot{m} \rangle R \ln \left(\frac{p_{HD}}{p_{ND}} \right)}}. \quad (38)$$

Die Leistungszahl ist von Entropiegenerierung im Orifice und Wärmetauscher WHX im Kaltkopf, sowie dem Hoch- bzw. Niederdruck Reservoir im Kompressor abhängig. Eine anschauliche Gesamtbetrachtung über die Funktionsweise eines PTCs ergibt sich im folgenden Abschnitt mittels verfügbarer Teilenergie, der sogenannten Exergie.

3.2.4 Exergiebetrachtung eines BPTCs

Die Betrachtung der sogenannten Exergie wurde 2005 von Kittel et al. vorgeschlagen [75]. Die Richtgröße „Exergie“ Ξ ist die im System nutzbare Energie und setzt sich aus Entropie und Enthalpie zusammen zu

$$\Xi = \oint (\dot{m}h - T_0s) = \langle H \rangle - \langle T_0S \rangle, \quad (39)$$

wobei \dot{m} den Massenfluss, h die spezifische Enthalpie und s die spezifische Entropie beschreibt.

Exergie beschreibt das Energiepotenzial des Systems gegenüber dem thermodynamischen Gleichgewicht mit der Umgebung. Diese Energie kann, anders als die Gesamtenergie,

verringert oder gar komplett vernichtet werden und ist somit keine Erhaltungsgröße. Exergie wird beim PTC im Kompressor durch die zugegebene Leistung W_{ex} erzeugt und über das System hin abgebaut. Zur vereinfachten Darstellung wird der Stirling-Typ PTC verwendet.

In Tabelle 2 sind die einzelnen Bauteile eines Pulsrohrkühlers mit den hergeleiteten Teilergebnissen aus dem vorherigen Kapitel über Enthalpie und Entropie zusammengefasst. In der rechten Spalte wird die Exergie, die mit Gleichung (39) für jedes Bauteil eines Stirling-Typ Pulsrohrkühlers und dessen Bauteilen berechnet werden kann, dargestellt.

Tabelle 2: Übersicht der zuvor bestimmten Gleichungen für Enthalpie, Entropie und Exergie eines Pulsrohrkühlers und dessen Bauteilen.

Bauteil	Enthalpie	Entropie	Exergie
Orifice	$H_{ori} = 0$	$S_{ori} = \dot{m}R \ln\left(\frac{p}{p_0}\right)$	$\Xi_{ori} = -TS_{ori}$
WHX	$H_{WHX} = H_{Reg} = -Q_w$	$S_{WHX} = \frac{-Q_w}{T_w} + S_{ori}$	$\Xi_{WHX} = H_{Reg} - TS_{WHX}$
PR	$H_{PR} = \textit{konstant}$	$S_{PR} = 0$	$\Xi_{PR} = 0$
CHX	$H_{CHX} = Q_c$	$S_{CHX} = \frac{-Q_w}{T_c} + S_{Reg}$	$\Xi_{CHX} = Q_c\left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right)$
Regenerator	$H_{Reg} = 0$	$S_{Reg} = \textit{konstant}$	$\Xi_{Reg} = 0$
AC	$H_{AC} = H_{Reg} = -Q_w$	$S_{AC} = \frac{-Q_w}{T_w} + S_{AC}$	$\Xi_{AC} = 0$
Kompressor	$H_{Komp} = -W_{ex}$	$S_{Komp} = 0$	$\Xi_{Komp} = -W_{ex}$

Die in der Tabelle 2 beschriebenen Gleichungen können in zwei Diagrammen (Abb. 17) dargestellt werden. Die Segmente der Diagramme stellen das darunter abgebildete Bauteil dar. Über den Kompressor steigt die Exergie des Systems auf den höchsten Wert an (siehe Abb. 17 (a)). Dieser Höchstwert entspricht der eingeführten externen Arbeit. Die Exergie ist über die Zuleitung, den Nachkühler AC und den Regenerator konstant, weil

dort im Idealfall keine Exergie umgewandelt wird. Erst über den Wärmetauscher CHX nimmt die Exergie in Höhe von $Q_c(1 - \frac{T_0}{T_c})$ ab, was in der Grafik mit $\Delta \Xi_{CHX}$ dargestellt ist. Im Pulsrohr bleibt die übrige Exergie konstant und wird am Wärmetauscher WHX für die Umwandlung von Enthalpie und Entropie am WHX umgewandelt.

In Abb. 17 (b) sind zum Vergleich der Enthalpie- und Entropieverlauf skizziert. Entropie kann nur über den Regenerator und von Orifice zu WHX fließen, wobei Enthalpie die Gegenseite bildet. Enthalpie fließt vom Kompressor zum AC Wärmetauscher, ist über den Regenerator Null und gelangt von CHX über das Pulsrohr zum WHX.

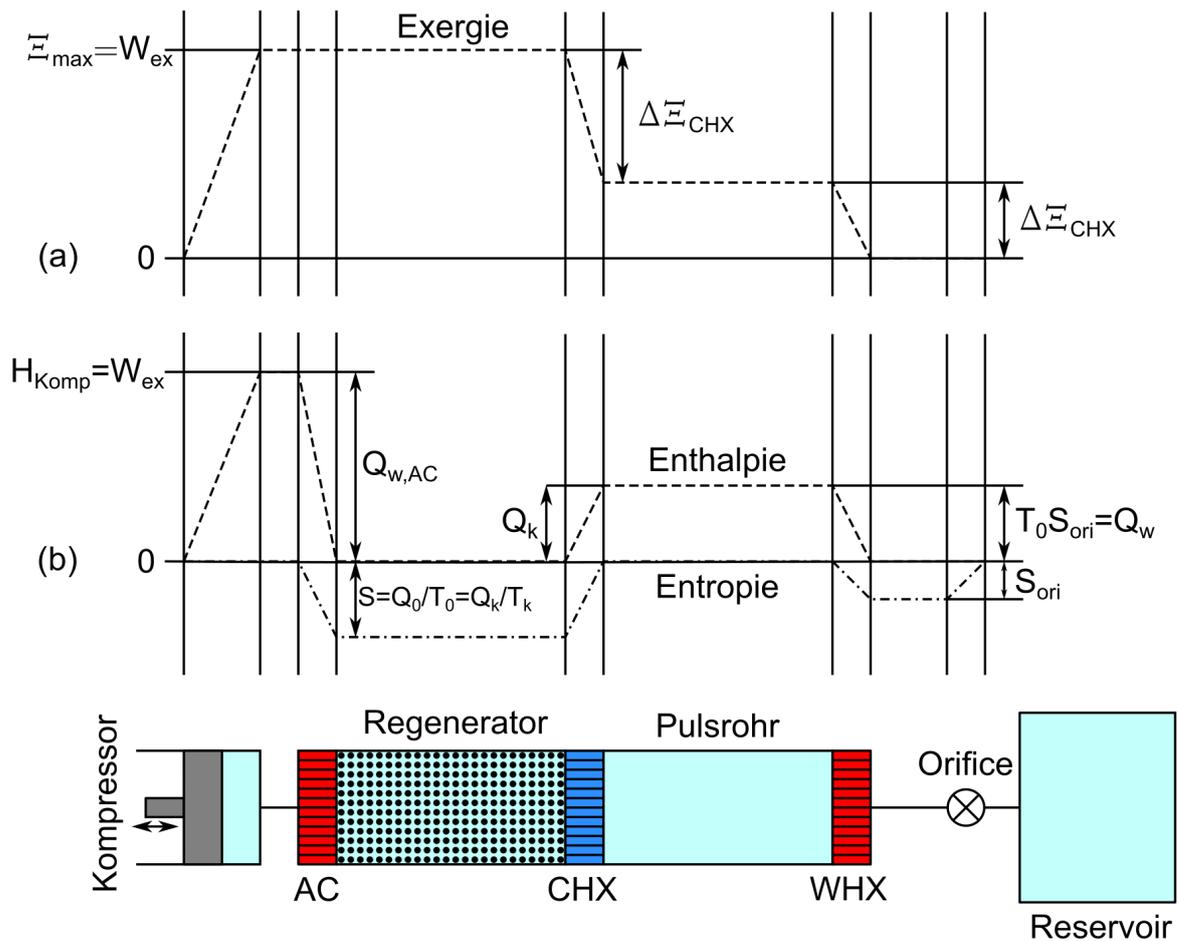


Abbildung 17: Grafische Darstellung (a) der Exergie, (b) Entropie und Enthalpie nach [75]. Diagramme zeigen den relativen Verlauf über den entsprechenden Bauteilen eines Pulsrohrkühlers. Die Gleichungen für den Verlauf sind aus Tabelle 2 entnommen.

Die Betrachtung der Exergie ermöglicht in vereinfachter Form einen Verlauf der im System verwendeten Arbeit darzustellen. Dash et al. fanden so heraus, dass Exergieverluste von Arbeitsfrequenz und Kompressor abhängig sind. Die Verluste im Pulsrohr

und Regenerator nehmen ab einer kritischen Temperatur überproportional zu und müssen mittels Orifice und Double-Inlet eingestellt und verringert werden. Hierbei hat das Orifice einen größeren Einfluss auf den Exergie-Verlust als das Double-Inlet. Es wird zusätzlich beschrieben, dass es von Vorteil sein kann, wenn der Mitteldruck im System erhöht wird. [76]

Die Betrachtung der Exergie kann die wichtigsten Bauteile und Verluste des OPTC identifizieren und hilft, die Kältemaschine zu optimieren. Der Effekt der Ventileinstellung und der daraus resultierenden Kühlleistung wird mit dieser Darstellung nicht optimal repräsentiert. Zu diesem Problem wurde die Phasordarstellung entwickelt, die die Beziehung zwischen Massenfluss und Druckwelle darstellt und den Effekt einer Phasenverschiebung durch das Ändern des Orifice aufzeigt. Darüber hinaus kann durch die Verwendung von Phasoren ein DIPTC bzw. ein zweistufiger DIPTC dargestellt werden.

3.2.5 Phasordarstellung von BPTCs und DIPTCs

Die Idee einer Phasordarstellung wurde von Storch et al. im Jahr 1990 aufgegriffen [55] und darauf von Kittel über den Einsatz von Taylor-Reihen vereinfacht [68]. Eine Analogie zur Elektrotechnik wurde von Hofmann und Pan aufgezeigt, um die Theoriegrundlagen zu verdeutlichen [77]. Eine Phasordarstellung, die Massenfluss und Druckwelle beschreibt, wurde von Chokhawala präsentiert [78]. Mit Hilfe dieser Auftragung können DIPTCs anschaulich dargestellt werden. Von Schneidmesser et al. wendeten das Gesetz der Massenerhaltung auf die Darstellung der Phasenverschiebung und verschiedenen Massenflüsse an und zeigen auf, dass beim DIPTC die Verschiebung der Phase besonders für die Kühlperformance wichtig ist [79]. Zusätzlich wird eine Darstellung für einen zweistufigen DIPTC vorgestellt.

Zur Betrachtung in dieser Arbeit wird zuerst ein OPTC und dessen Phasordarstellung aus der Literatur untersucht [80]. Darauf folgt die Darstellung eines zweistufigen Systems und abschließend wird ein zweistufiger Double-Inlet PTC als Phasordarstellung präsentiert.

Angenommen wird zunächst, dass sich Druckwelle $p(t)$ und Temperatur $T(t)$ harmonisch verhalten mit

$$p(t) = p_0 + p_1 \sin(\omega t) \text{ und } T(t) = T_0 + T_1 \sin(\omega t). \quad (40)$$

Es gilt für den Volumenfluss pro Zeit \dot{V}_k am kalten Ende des Pulsrohrs

$$\dot{V}_k = \dot{V}_w + \frac{V_{PR}}{\kappa p} \dot{p}, \quad (41)$$

wobei κ dem Adiabatenexponenten, V_{PR} dem Volumen im Pulsrohr und V_w der Volumenflussrate am warmen Ende des Pulsrohrs entspricht. Unter der Annahme von idealem Gas ($pV = mR_m T$) und dem Multiplizieren mit der Dichte $\rho_k = \frac{m_k}{V_k} = \frac{p}{R_m T_k}$ am kalten Ende kann die Massenflussrate \dot{m}_k bestimmt werden zu

$$\dot{m}_k = \rho_k \dot{V}_k = \rho_k \dot{V}_w + \rho_k \frac{V_{PR}}{\kappa p} \dot{p} \quad (42)$$

$$= \frac{1}{T_k} \frac{p}{R_m} \dot{V}_w + \frac{V_{PR}}{\kappa R_m T_k} \dot{p}. \quad (43)$$

Die Massenflussrate \dot{m}_w am warmen Ende des Pulsrohrs (T_w)

$$\dot{m}_w = \frac{1}{T_w} \frac{p}{R_m} \dot{V}_w \quad (44)$$

kann in Gleichung (43) eingesetzt werden zu

$$\dot{m}_k = \frac{T_w}{T_k} \dot{m}_w + \frac{V_{PR}}{\kappa R_m T_k} \dot{p}. \quad (45)$$

Die zeitliche Ableitung von Gleichung (40)

$$\dot{p} = p_1 \omega \cos(\omega t) \quad (46)$$

kann in Gleichung (44) eingesetzt werden und die periodische Funktion des Massenflusses am kalten Ende lässt sich errechnen zu

$$\dot{m}_k = \frac{T_w}{T_k} \dot{m}_w \sin(\omega t) + \underbrace{\frac{V_{PR} \omega}{\kappa R_m T_k} p_1}_{m_{a,PR}} \cos(\omega t). \quad (47)$$

Der erste Term auf der rechten Seite von Gleichung (45) beschreibt die Massenflussrate durch das Orifice, das an diesem Ort in Phase mit dem Druck sein muss. Der zweite Term von Gleichung (47) beschreibt die Massenflussrate in das Pulsrohr, die dem zweiten Term um 90° vorseilt und für die adiabatische Kompression im Pulsrohr nötig ist [79]. Der Term wird für den weiteren Gebrauch definiert als $\dot{m}_a = \frac{V_{PR} \omega}{\kappa R_m T_k} p_1$. Durch diese Gleichung kann eine Darstellung der Komponenten als Vektoren bzw., mit Analogie der Elektrotechnik, als „Phasor“ geschehen. In Abb. 18 sind die Massenflussraten am warmen und kalten Ende des Pulsrohrs aufgetragen, wobei sich durch die Auftragung ein Winkel zwischen den Vektoren ergibt. Die x-Achse gibt die Phase der Druckwelle vor („Realteil“) und die senkrechte Komponente bildet den um 90° phasenverschobenen

„Imaginärteil“. Mit dieser Form der Auftragung kann nun die Phasenverschiebung zwischen Druck und Massenflussrate betrachtet werden. Die Massenflussrate am warmen Ausgang des Pulsrohres ist am Orifice in Phase mit der Druckwelle.

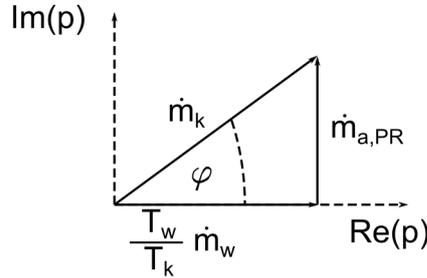


Abbildung 18: Darstellung der Phasoren für warme und kalte Massenflussrate eines einstufigen OPTC nach [76, 79]. Der Winkel beschreibt die Phasenverschiebung zur Druckwelle.

Der Winkel φ beschreibt folglich den Phasenwinkel zwischen warmer und kalter Massenflussrate und kann mit $\cos(\varphi) = \frac{T_w}{T_k} \frac{|\dot{m}_w|}{|\dot{m}_k|}$ für das Verhältnis dieser Größen verwendet werden.

Mit Hilfe der Enthalpie kann die Wärmeübertragungsrate \dot{Q} für die Kühlleistung errechnet werden. Unter der Annahme eines isentrop arbeitenden Pulsrohres und dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik entspricht die Wärmeflussrate der Enthalpierate. Die Enthalpierate über einen Zyklus kann mit dem Mitteldruck p_m und harmonischen Massenfluss, sowie Druckverlauf berechnet werden zu

$$\dot{Q} = \langle \dot{H} \rangle = \frac{RT_k}{\tau p_m} \int_0^\tau \dot{m}_k p \, dt = \frac{1}{2} \frac{RT_k}{p_m} |\dot{m}_k| |p| \cos(\varphi). \quad (48)$$

In Gleichung (48) können die wichtigsten Parameter für die Bruttokühlleistung eines Pulsrohrkühlers identifiziert werden. Für die Maximierung der Kühlleistung muss das Produkt aus $|\dot{m}_c| |p| \cos(\varphi)$ maximiert werden. Im Basis PTC ist $\varphi = 90^\circ$ und die Gleichung Null, wodurch theoretisch keine Kühlleistung entstehen dürfte. Allerdings ist die Phasenverschiebung in der Realität durch Trägheit und Reibung etwas kleiner als 90° .

Mit der Phasordarstellung wird das Prinzip eines einstufigen Pulsrohrkühlers hinreichend aufgezeigt. Es ermöglicht einen Orifice Pulsrohrkühler zu verstehen und Optimierungsparameter zu identifizieren.

Ein weiterer Vorteil der Auftragung ist, dass auch mehrstufige Systeme vereinfacht dargestellt werden können. Im nächsten Abschnitt wird ein zweistufiger Orifice Pulsrohrkühler dargestellt und danach Double-Inlets in die Betrachtung einbezogen.

Phasordarstellung eines zweistufigen OPTCs

Im Folgenden werden zunächst beide Stufen eines zweistufigen Orifice Pulsrohrkühlers (siehe Abb. 19) getrennt betrachtet und danach zusammengeführt. Abb. 19 (a) stellt die zweite Stufe des PTC dar, bestehend aus Massenflussrate \dot{m}_{w2} am warmen und \dot{m}_{k2} am kalten Ende des Pulsrohrs der zweiten Stufe. Ein weiterer Phasor beschreibt die Massenflussrate \dot{m}_{Reg2w} am warmen Ende des Regenerators. Durch die zuvor beschriebenen Verluste in Gleichung (45) und \dot{m}_{w2} kann \dot{m}_{k2} dargestellt werden. Die Massenflussrate \dot{m}_{Reg2w} im Regenerator zum Pulsrohr der zweiten Stufe entspricht der Summe aus \dot{m}_{k2} und Verlusten im Regenerator. Die Auftragung der ersten Stufe in Abb. 19 (b) ist identisch zum einstufigen OPTC und kann aus Abb. 18 übernommen werden. In Abb. 19 (c) ist die Kombination aus beiden Phasordiagrammen enthalten. Im unteren Teil befindet sich die zweite Stufe. Die erste Stufe startet am Punkt des wärmeren Endes des Regenerators der zweiten Stufe. Das Gas am kalten Ende des Regenerators der ersten Stufe wird in zwei Ströme aufgeteilt und somit besteht \dot{m}_{Reg1k} (blau) aus der Massenflussrate \dot{m}_{Reg2w} in den zweiten Regenerator (grün) und der Massenflussrate in das Pulsrohr der ersten Stufe \dot{m}_{k1} . Als Nächstes kann die Massenflussrate in den ersten Regenerator \dot{m}_{Reg1w} aus \dot{m}_{Reg1k} plus Verluste durch den Regenerator dargestellt werden. Mit dem Gesetz der Massenerhaltung gilt für die zweite Stufe

$$\dot{m}_{Reg1k} = \dot{m}_{Reg2w} + \dot{m}_{k1} \quad (49)$$

und kann mit der Gleichung (47) für \dot{m}_{k1} bestimmt werden zu

$$\dot{m}_{k1} = \frac{T_w}{T_{k1}} \dot{m}_{Reg2w} \sin(\omega t) + \underbrace{\frac{V_{PR1} \omega}{\kappa R_m T_k} p_1}_{m_{a,PR1}} \cos(\omega t). \quad (50)$$

Die Massenflussrate am warmen Ende des zweiten Regenerators \dot{m}_{Reg1w} kann berechnet werden zu

$$\dot{m}_{Reg2w} = \frac{T_w}{T_{k1}} \dot{m}_{Reg2w} \sin(\omega t) + \dot{m}_{a,PR1} \cos(\omega t) + \dot{m}_{a,Reg2} \cos(\omega t). \quad (51)$$

Die resultierende Kühlleistung errechnet sich für beide Stufen getrennt mit den jeweils gegebenen Werten. Die nötige Massenflussrate \dot{m}_{Komp} (orange) errechnet sich wiederum aus den einzelnen Phasoren oder der Kombination aus \dot{m}_{Reg1w} und den Verlusten des Kompressors.

Die Phasenwinkel φ_1 und φ_2 können für beide Stufen dargestellt werden und auch hier gilt, dass das Produkt aus $\cos(\varphi)$ und Massenfluss im kalten Bereich der Pulsroh-

re die Kühlperformance widerspiegelt. Die Phasordarstellung ermöglicht durch kleine Abänderung die Abbildung eines zweistufigen „Double-Inlet“ Pulsrohrkühlers, der im nächsten Abschnitt beschrieben wird.

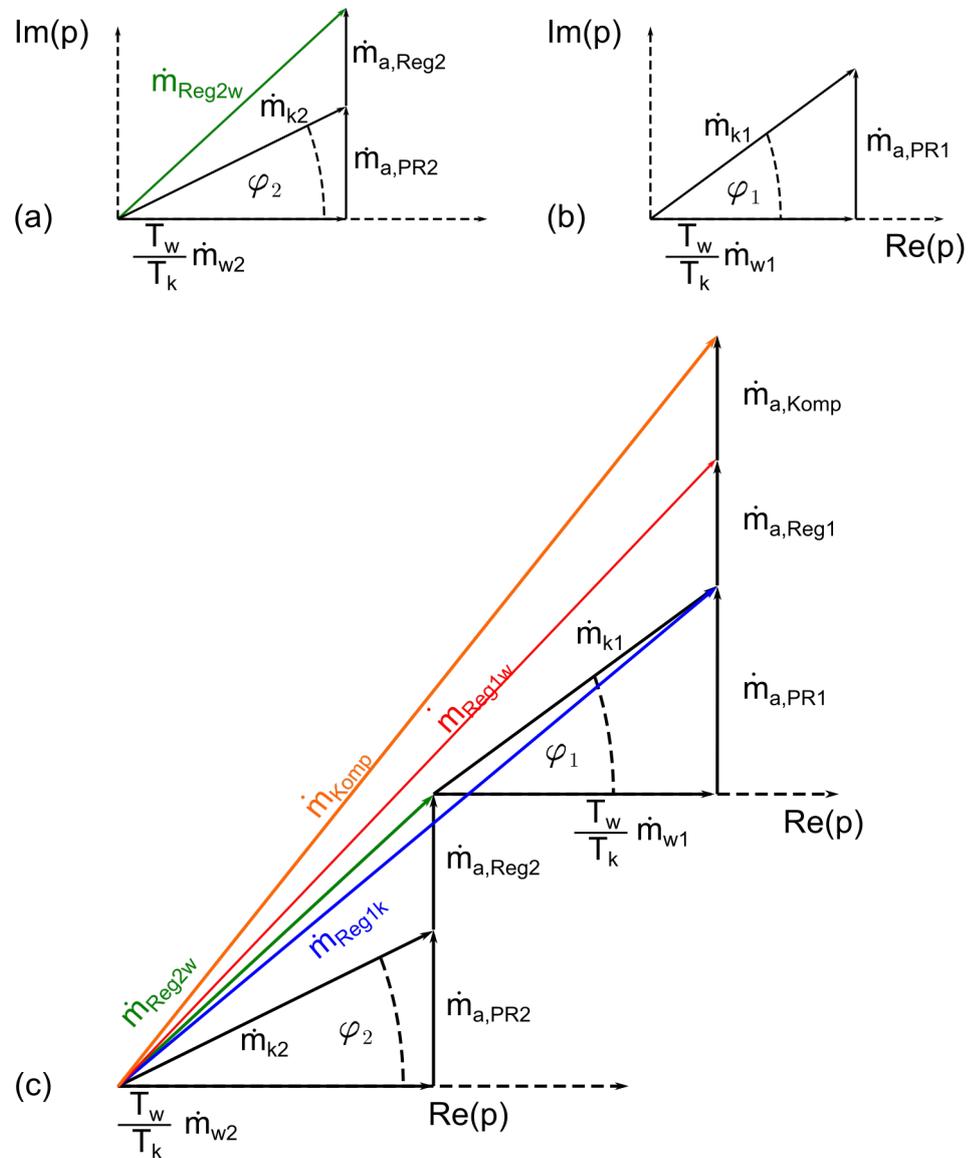


Abbildung 19: Phasordarstellung nach [81] der zweiten Stufe (a), der ersten Stufe (b) und der Kombination beider (c) eines zweistufigen Pulsrohrkühlers. Resultierende Massenflussraten aus der Kombination sind farblich markiert.

Phasordarstellung eines DIPTCs

Um einen Double-Inlet Pulsrohrkühler mit Hilfe von Phasoren in einem Vektordia-

gramm darzustellen, hilft es, die Massenerhaltung des Systems zu betrachten. Es erfolgt eine zusätzliche Massenflussrate durch das hinzugefügte Ventil vom Einlass am Regenerator zum warmen Ende des Pulsrohrs (siehe Abb. 8 (c)). Die Massenerhaltung im Pulsrohr lässt sich bestimmen zu

$$\dot{m}_{PR} = \dot{m}_k - \dot{m}_{Ori} + \dot{m}_{DI}, \quad (52)$$

wobei \dot{m}_{DI} die Massenflussrate am Regenerator vorbei zum Pulsrohr darstellt. Mit der Annahme eines idealen Gases und der Temperatur am kalten Ende des Pulsrohrs folgt eine Gleichung für die Massenflussraten mit zeitlich verändernder Druckdifferenz:

$$\frac{V_{PR}\omega}{\kappa R_m T_k} \dot{p} = \dot{m}_k - \frac{T_w}{T_k} \dot{m}_{Ori} + \dot{m}_{DI}. \quad (53)$$

Die Gleichung für die Massenflussrate am kalten Ende des Pulsrohrs ist durch einen Term im Vergleich zum zweistufigen OPTC erweitert. Der Phasenwinkel α beschreibt den Phasenwinkel zwischen Massenflussrate aus dem Double-Inlet und Druckwelle. Diese Massenflussrate führt vor der Druckwelle mit Phasenwinkel α zu

$$\dot{m}_k = \frac{T_w}{T_k} \dot{m}_{Ori} \sin(\omega t) + \frac{V_{PR}\omega}{\kappa R_m T_k} p \cos(\omega t) + \dot{m}_{DI} \sin(\omega t + \alpha). \quad (54)$$

In Abb. 20 (a) und (b) ist dargestellt, wie sich der Phasenwinkel α verhält, wenn dieser kleiner oder größer 90° zur Druckwelle ist. Sollte der Phasenwinkel kleiner 90° sein, wird das Produkt aus $|\dot{m}_k| |p| \cdot \cos(\theta)$ im Vergleich zum OPTC kleiner. Im Fall, dass der Winkel genau 90° beträgt, entspricht die resultierende Massenflussrate \dot{m}_0 der des OPTC. Nur wenn der Phasenwinkel größer als 90° ist, wird die Kühlleistung erhöht (Abb. 20 (b)). Es wird daher die Kühlleistung durch eine erhöhte Massenflussrate am kalten Ende des Pulsrohrs durch \dot{m}_{DI} erhalten. Zusätzlich reduziert die verringerte Massenflussrate innerhalb des Regenerators gleichzeitig die Verluste durch den Regenerator. Die Berechnung der Kühlleistung ist identisch zu den vorhergehenden Darstellungen.

In Abb. 20 (c) ist ein zweistufiger Pulsrohrkühler mit Double-Inlet skizziert. Kombinationen aus den verschiedenen Massenflussraten lassen sich wie in den vorherigen Phasordarstellungen ablesen. Der Unterschied besteht nun darin, dass zusätzliche Massenflussraten durch die Double-Inlets im System enthalten sind. Diese Ventile leiten einen Teil der Massenflussrate am Regenerator vorbei und vergrößern dadurch die Kühlleistung, da resultierend weniger Gas durch Regenerator und Pulsrohr zum Orifice fließen muss. Abschließend kann die nötige Massenflussrate \dot{m}_{Komp} (orange) des

Kompressors dargestellt werden. Diese ist durch die zusätzlichen Ventile verändert worden.

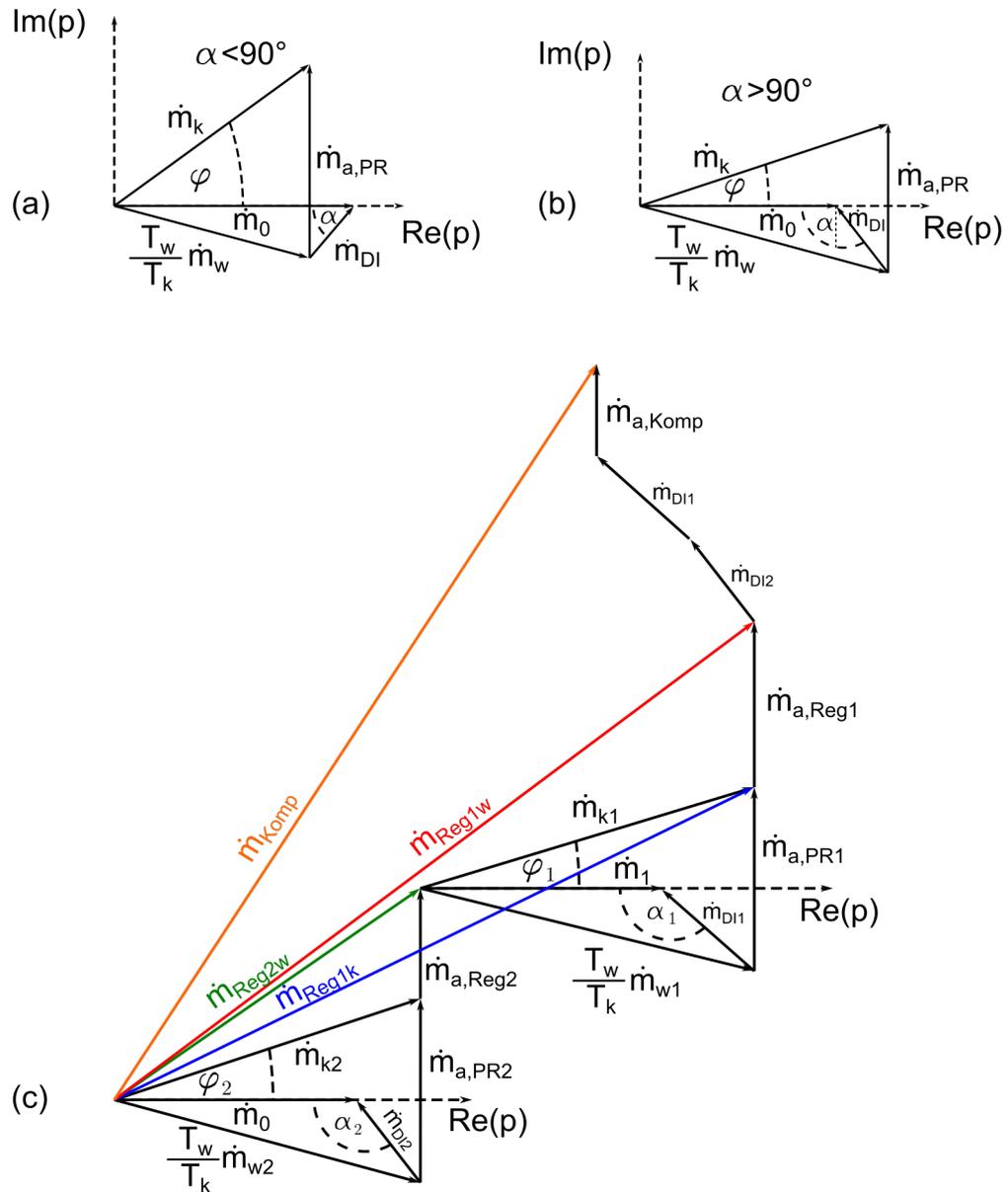


Abbildung 20: Phasordarstellung eines Double-Inlet Pulsrohrkühlers mit Phasenwinkel (a) $\alpha < 90^\circ$ und (b) $\alpha > 90^\circ$ nach [81]. Ein Phasenwinkel $\alpha > 90^\circ$ verringert die Verluste und verbessert die Kühlleistung eines Pulsrohrkühlers. (c) Phasordarstellung eines zweistufigen DIPTC mit Phasenwinkel $\alpha > 90^\circ$

Die Darstellung mittels Phasoren wurde von Kumar et al. in eine MATLAB Umgebung eingebettet und ermöglicht Designparameter für Pulsrohrkühler abzubilden und

zu optimieren [80]. Die vorgestellten Grundlagen sind für die Beschreibung von idealen Pulsrohrkühlern geeignet. Allerdings sind in der Realität einige als ideal angenommene Parameter für die Herstellung solcher Systeme immens entscheidend. Im nächsten Abschnitt werden Verlustmechanismen dargestellt, um auf die Probleme hinzuweisen, die mit diesen Systemen auftreten können.

3.3 Verlustmechanismen im PTC

Für die Betrachtung von realen Pulsrohrkühlern ist es essenziell, Verluste in die Berechnungen mit einzubeziehen. Kittel et al. betrachteten 2005 thermodynamische Grundlagen von Entropie, Enthalpie und Exergie mit Verlusten [82]. Diese stellen wichtige und zu beachtende Parameter bereit. Viele im Kapitel zuvor gemachten Annahmen sind für das Verständnis des Arbeitsprinzips eines PTC erforderlich. Für die Beschreibung der Arbeitsweise eines realen Kühlers sind eine Reihe von Verlusten zu berücksichtigen.

Hauptpunkte sind dabei der Regenerator und reale Effekte durch das Gas selbst. Eine Nicht-Äquilibrium-Betrachtung wurde 2019 von Qi et al. angefertigt, die diese Problematik thematisiert [83]. Für die Herstellung von Pulsrohrkühlern gibt es auch Anleitungen, wie z.B. für einen Stirling-Typ PTC in Ref. [84]. Im Folgenden werden die Verlustprozesse in Pulsrohrkühlern durch massenflussabhängige und -unabhängige Effekte dargestellt. Die hervorgehobenen Aspekte sind ein Teil der umfangreichen Details eines jeden Effekts und dienen als Überblick für reale PTCs.

3.3.1 Massenflussunabhängige Verluste

Es lohnt sich, zunächst die massenflussunabhängigen Verlustprozesse zu betrachten. In den meisten Fällen wird dabei eine Wärmeübertragung über verschiedenste Bauteile bzw. Transportformen betrachtet, die eine zusätzliche Wärmelast auf die zu kühlende Stelle darstellen. Diese Last reduziert die Nettokühlleistung, die mit einem PTC erreicht werden kann. Zuerst wird die Wärmeübertragung über die Bauteile betrachtet, danach die über Restgas im Isoliervakuum, sowie Wärmestrahlung.

Wärmeleitung über Rohre und Zuleitungen

Die Auslegung der verwendeten Rohre ist im Hinblick auf die Wärmeleitung über die Wandung wichtig, die den zu kühlenden Ort mit der Umgebung „kurzschließt“. Da die Wärmeleitung proportional zum Wandquerschnitt ist, werden die Rohre möglichst dünnwandig konzipiert. Auch die Rohrlänge wird vornehmlich länger ausgelegt, da die

Wärmeleitung von dem Temperaturgradienten getrieben wird. Aber dies sorgt dann zu höherem Druckverlust über das Regeneratorrohr, was zu einem weiteren Kompromiss bei der Auslegung der Rohre führt. Im Kontrast dazu steht der hohe Betriebsdruck mit bis zu 2,6 MPa, dem die Rohre standhalten müssen. Somit gibt es eine optimale Wanddicke, die letztendlich durch die Verfügbarkeit der Rohre selbst beschränkt wird. Ein optimales Pulsrohrvolumen eines GM-Typ Pulsrohrkühlers kann die Kühlleistung verbessern, wie in Ref. [85] gezeigt wurde.

Wärmeleitung über die Regeneratormatrix

Neben der Wärmeübertragung über die Rohre kann die Wärme auch über das Regeneratormaterial selbst zum kalten Ende fließen. Das Regeneratorrohr ist mit Siebrönden bzw. Kugeln aus entsprechendem Material mit hoher Wärmekapazität möglichst kompakt gefüllt. Über die Kontaktpunkte der Drähte bzw. Kugeln fließt die Wärme zum kalten Ende und reduziert die erreichbare Kühlleistung. Es ist möglich, den Wärmefluss über die Regeneratormatrix aus Siebrönden abzuschätzen. 1998 wurden Untersuchungen zu diesem Verlustmechanismus publiziert. Lewis et. al. [86] zeigten, dass mit Edelstahl-Siebrönden etwa 10 % der Wärmemenge im Vergleich zum Vollmaterial zum kalten Ende fließen. Bei Phosphorbronze-Siebrönden beträgt dieser Effekt etwa 2,2 % der Wärmemenge im Vergleich zum Vollmaterial.

Wärmeleitung über Restgas im Isoliervakuum

Tieftemperatursysteme werden üblicherweise im Isoliervakuum betrieben, damit umliegendes Gas nicht an den Bauelementen ausfriert und dadurch das Kühlverhalten verschlechtert wird. Wenn das Isoliervakuum unzureichend ist, kommt es zusätzlich zum Wärmeaustausch zwischen Vakuumkammer und PTC über das Restgas. Die Wärmeleitfähigkeit von Gasen ist bei höheren Druck ($p > 1$ mbar) druckunabhängig, aber < 1 mbar ist sie etwa antiproportional zur Wurzel aus der Molekülmasse $\frac{1}{\sqrt{M}}$ [87]. Im Bereich von Hochvakuum geht die Wärmeleitfähigkeit durch die geringe Anzahl an Molekülen gegen Null. Neben der Ablagerung von Kondenswasser bzw. Eis an der Vakuumkammer wird die Kühlleistung des PTC durch den Wärmetransport über das Restgas verringert. Die druckabhängige Wärmeleitfähigkeit von Luft beträgt bei 10^{-2} mbar etwa 10 mW/Km, wodurch ein intaktes Isoliervakuum für den effizienten Betrieb eines PTCs wesentlich ist [88].

Wärmestrahlung

Generell muss beim Konzipieren von Pulsrohrkühlern die Wärmeleitung der verwendeten Bauteile selbst beachtet werden und zusätzlich die Infrarotstrahlung der Kammerwände, um Temperaturen nahe absolut Null erreichen zu können [89, 90]. Gegen die Wärmestrahlung der Umgebung hilft sogenannte Superisulationsfolie. Diese besteht aus einer Mylar-Polymerfolie, auf die eine Aluminiumschicht aufgebracht ist. Diese Folie wird in mehreren Lagen (multi layer insulation, MLI) um die zu kühlenden Bauteile gewickelt [91]. Dies schützt vor der einfallenden Wärmestrahlung durch Reflektieren und sehr langen Wegen bis zum Bauteil (niedrigerer Temperaturgradient). Die Wärmelast \dot{Q}_{rad} auf einen Körper mit Fläche A , der von einer größeren emissionsfähigen Fläche umschlossen ist, kann berechnet werden zu

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \epsilon_c A (T_w^4 - T_k^4), \quad (55)$$

wobei σ die Stefan-Boltzmann-Konstante, ϵ die Emmissionszahl, T_w die Temperatur der warmen Umgebung und T_k die der kälteren Fläche ist. Der Eintrag der Wärmestrahlung mit Proportionalität zu T^4 spiegelt die Notwendigkeit der Isolation von Bauteilen bei niedriger Temperatur wider. Für ein zweistufigen Aufbau ist es somit von Vorteil die Wärmestrahlung auf die zweite Stufe zu verringern. Zu diesem Zweck wird die zweite Stufe mit einem Behälter (meist Kupfer) umschlossen, der an der ersten Stufe angekoppelt ist und die Wärmestrahlung der Kammerwand aufnimmt.

3.3.2 Massenflussabhängige Verluste

Das Kühlverhalten wird maßgeblich vom Arbeitsfluid bestimmt. Somit sind Verlusteffekte im nicht idealen Fall im Bezug auf das Fluid besonders wichtig. Wechselwirkungen mit Oberflächen und das Strömungsprofil haben Auswirkung auf die Leistungszahl und werden im Folgenden näher betrachtet.

Regenerator-Verluste durch ungenügende Wärmekapazität

Das Bauteil mit dem höchsten Einfluss auf die Leistungszahl eines Pulsrohrkühlers ist der Regenerator, weil dieser durch die Bereitstellung von Wärmekapazität maßgeblich am Prozesskreislauf beteiligt ist. Sobald der Fluss des Fluids gehindert wird, verschlechtert sich die resultierende Leistungszahl. Dies steht im Kontrast zur nötigen porösen Regeneratormatrix, durch die das Fluid hindurchfließen muss. Somit muss die Regeneratormatrix mit definierter Porosität und Materialform so gewählt werden,

dass ein optimaler Fluss erreicht wird. Die Materialart und Form hat zusätzlich Einfluss auf die Wärmekapazität, die dem Fluid für die Regeneration zur Verfügung steht. Über den Regenerator kommt es durch die Wechselwirkung zwischen Gasfluss und Regeneratormatrix zu einem Druckabfall. Die Porosität ist eine Variable, die stark die Kühlleistung beeinflusst, denn das Verhältnis zwischen Leer- und Vollvolumen ist für den Fluss durch die Matrix essenziell. Das Optimum für den realen Regenerator ist ein Kompromiss aus genügend Oberfläche für den Wärmeaustausch zwischen Gas und Matrix, sowie ausreichend Porosität für den ungestörten Fluss des Gases durch das System.

Das Material der Matrix muss genügend Wärmekapazität besitzen, um die nötige Wärme aufzunehmen und abgeben zu können. Die Größe der Materialien wird durch die thermische Eindringtiefe bestimmt, die später beschrieben wird. Im Temperaturbereich über 20 K besitzen konventionelle Materialien wie z.B. Edelstahl und Blei eine höhere volumetrisch spezifische Wärme als das verwendete Arbeitsgas, aber unterhalb nimmt die Wärmekapazität durch Phononen mit der Temperatur (proportional zu T^3) ab und die von Helium zu.

Im Temperaturbereich unter 20 K ist daher die Wärmekapazität von Metallen gering und es werden für Regeneratoren spezielle Materialien (Legierungen oder Keramiken) mit möglichst hoher Wärmekapazität verwendet. Diese Materialien besitzen meist einen Phasenübergang, der für die Speicherung von Wärme genutzt werden kann. Materialien mit magnetischen Phasenübergängen bei tiefen Temperaturen sind z.B. Nd und ErNi, aber wegen des antiferromagnetischen Übergangs werden heute bevorzugt die intermetallischen Verbindungen Er_3Ni und $HoCu_2$ verwendet (siehe Abb. 21) [92].

Ein neues keramisches Material ist GOS (Gd_2O_2S) mit einem Peak in volumetrisch spezifischer Wärme bei 5 K (Abb. 21). Dieses Material mit hoher Wärmekapazität bei Flüssighelium-Temperatur sorgt für eine Verbesserung der Kühlleistung im kältesten Bereich des PTC um bis zu 45 % bei 4,2 K [93, 94]. Da das Maximum in Wärmekapazität bei etwa 5 K relativ schmal ist, eignet es sich daher nur in diesem kleinen Temperaturbereich als Regeneratormaterial.

Die volumenspezifische Wärmekapazität der angesprochenen Regeneratormaterialien für tiefe Temperaturen (GOS (Gd_2O_2S), Er_3Ni und $HoCu_2$) und Helium bei 1,6 MPa sind in Abb. 21 dargestellt. Helium besitzt bei 1,6 MPa ein Maximum in spezifischer Wärmekapazität bei etwa 9 K, das abhängig vom Druck ist.

Die verwendeten Materialien im Bereich unterhalb von 20 K haben sich über die letzten Jahrzehnte stark verbessert und es kommt immer wieder zu vielversprechenden

Vorschlägen, was verwendet werden könnte [95], wie z.B. Regeneratoren aus mit Helium gefüllten porösen Materialien [96] oder Helium-Taschen, die mit Hilfe von 3D-Druck gefertigt werden [97].

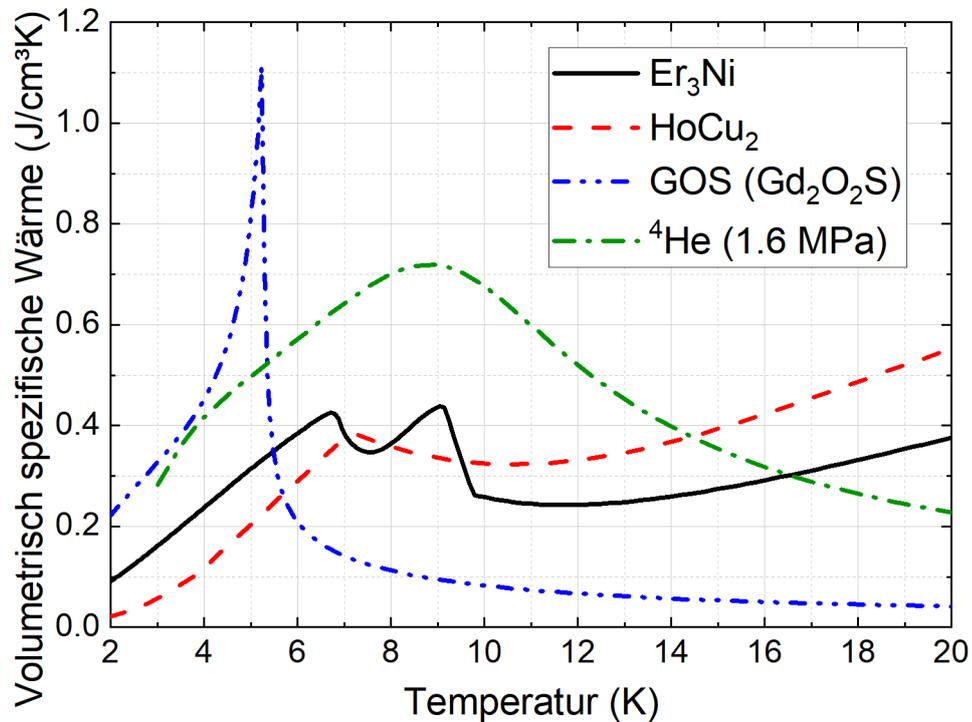


Abbildung 21: Volumetrische spezifische Wärme von Helium bei 1,6 MPa, GOS (Gd_2O_2S), Er_3Ni und $HoCu_2$ in Abhängigkeit der Temperatur nach [98].

Das Verhalten eines Regenerators lässt sich mit REGEN 3.3 (NIST) numerisch simulieren [99]. Dabei werden für die Berechnung die nötigen Materialparameter und Gas-Eigenschaften aus den Datenbanken von REGEN 3.3 und Vorgaben für das Experiment verwendet. Durch die Komplexität des realen Bauteils verwendet REGEN zusätzlich empirische Gleichungen aus experimentellen Daten, um nötige Parameter zu bestimmen. Des Weiteren wurden CFD (Computational Fluid Dynamics) basierte Berechnungen durchgeführt, denn diese können Regenerator-Porosität und deren Einfluss meist auch grafisch darstellen [100]. Eine weitere Möglichkeit die Verluste vom Regenerator zu verringern ist die Verwendung eines zusätzlichen Wärmetauschers zwischen Regenerator und Pulsrohr bei ähnlicher Temperatur. Dies reduziert die Kühlleistung der ersten Stufe, verbessert allerdings die Vorkühlung des Gases [101].

DC-Fluss

Mit der Weiterentwicklung von Pulsrohrkühlern und deren stetiger Verringerung der Minimaltemperatur, wurde ein Effekt sichtbar, der durch das Hinzufügen des Double-Inlet-Ventils auftrat [102]. Die Asymmetrie des Flusskoeffizienten des DIVs erzeugt einen DC-Gasfluss durch den Kühler, was zu einem Verlustmechanismus oberhalb von 15 K führt. Bei Temperaturen mit Realgas-Effekten hingegen ist der DC-Fluss ein positiver Effekt. Der DC-Fluss beschreibt einen Gleichstrom wie in der Elektrotechnik, der zum Wechselstrom des Gases hinzugeführt werden muss, um Realgas-Verluste zu minimieren [102–106]. Dies wird im späteren Abschnitt „Realgas-Effekte im PTC“ genauer vorgestellt. Somit ist der DC-Fluss für das Erreichen der Temperaturen nahe absolut Null essentiell.

Dieser DC-Fluss hat bei hohen Temperaturen (> 30 K) keinen nachweisbaren positiven Effekt auf die Leistungszahl, ist aber enorm hilfreich für die Tieftemperaturstufe eines zweistufigen PTC [107]. Der Gleichstrom konnte numerisch berechnet werden und kann helfen, die Orifice und Double-Inlet-Ventileinstellungen optimal zu wählen [108].

Wärmetauscher-Verluste

Der angesprochene Wärmetauscher ist für den nötigen Austausch von Wärme zwischen Gas und Umgebung essenziell. Die Geometrie des Wärmetauschers muss für die vorgesehenen Temperaturbereiche angepasst werden, um genügend Oberfläche für das Gas bereitzustellen. Durchfließendes Gas, das nicht die Oberfläche berührt, wird kaum Wärme aufnehmen oder abgeben, was den Wirkungsgrad zusätzlich verringert. Meist werden Wärmetauscher aus sehr reinem sauerstofffreiem Kupfer gefertigt, damit die Wärmeleitung durch das Kupfer bei tiefsten Temperaturen möglichst hoch ist. In Abb. 22 ist die Wärmeleitfähigkeit von Kupfer über die Temperatur aufgetragen. Der Reinheitsgrad von Kupfer kann über den RRR-Wert (Residual Resistance Ratio) spezifiziert werden. Dieser wird aus dem Verhältnis von Widerstand bei 293,15 K zu Restwiderstand bei 4 K errechnet. Die Wärmeleitfähigkeit variiert somit von etwa 300 W/Km bis 3000 W/Km je nach Reinheitsgrad des Kupfers. Ein höherer RRR-Wert kann durch Wärmebehandlung unter Vakuum erreicht werden, was Leerstellen und Versetzungen im Kristallgitter ausheilt und bei Temperaturen von ca. 70 °C die Kornstruktur vergrößert. Ein Nachteil der Wärmebehandlung ist, dass das Kupfer „weich“ wird und dadurch mechanisch weniger belastbar. Dies kann insbesondere durch den hohen Betriebsdruck und Aufbauten mit großen schweren Experimenten für einen PTC kritisch sein.

Die Bauform des PTC hat zusätzlichen Einfluss auf die Leistungszahl, denn ein PTC in U-Form benötigt einen Wärmetauscher, der das Gas umlenkt, was für Totvolumina und Verluste sorgt. Ein linearer PTC ist somit von Vorteil. Allerdings ist das Konzept zweistufig in der Praxis schwer realisierbar. Die Aufspaltung des Gases in die zwei Stufen wird wiederum zu Verlusten durch Turbulenzen führen, die die Kühlleistung verringern.

2020 erfolgte von Liu et al. eine Analyse von Wärmelast an Kaltflächen [109]. Wärmelast an der zu kühlenden Stelle beeinflusst die Kältemaschine direkt mit, denn der Massenfluss wird durch die höhere Temperatur ebenfalls erhöht und der resultierende Phasenwinkel verschlechtert sich. Darüber hinaus hat ein höherer Massenfluss durch den Regenerator wieder zur Folge, dass die Verluste im Regenerator mit verstärkt werden.

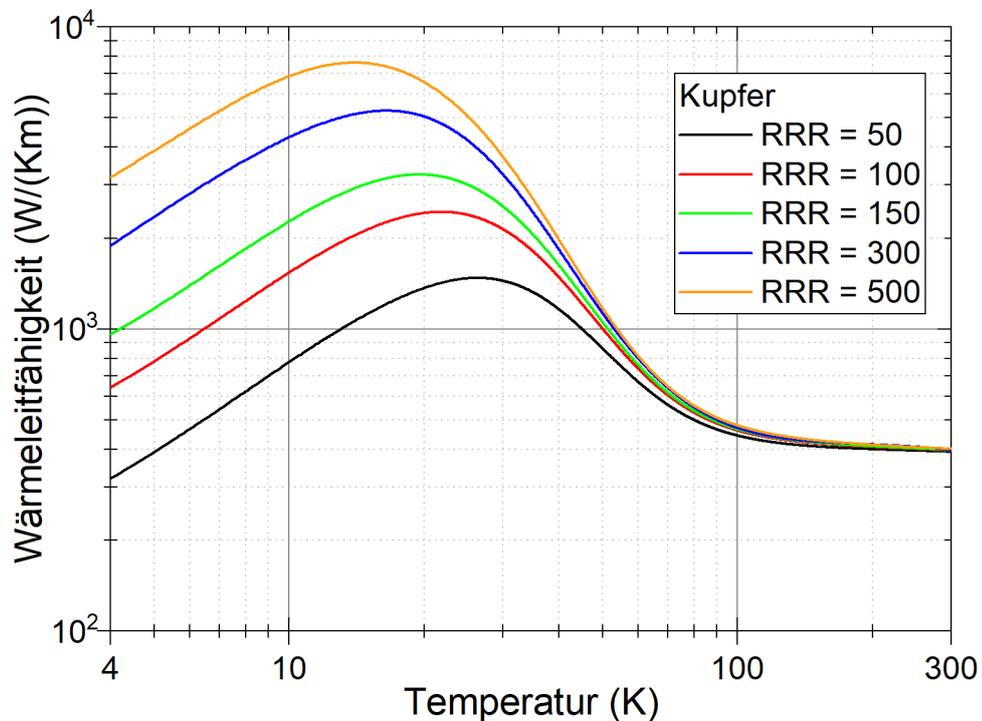


Abbildung 22: Wärmeleitfähigkeit von Kupfer mit unterschiedlichen RRR-Werten (Residual Resistance Ratio) über Temperatur [110].

Oberflächenwärmepumpen bei hohem Temperaturgradienten

Das Oberflächenwärmepumpen ist zwar für die Entdeckung der PTCs verantwortlich, hat aber den Nachteil, dass sich der nützliche Effekt ab einer kritischen Temperatur umkehrt, wie in Kapitel 3.2.2 beschrieben. Der „shuttle loss“ sorgt ab einem hohen

Temperaturgradienten für den Transport von Wärme zum kalten Ende. Wenn das Gaspaket seine Wärme nicht an der Rohrwand abgibt bzw. sogar weitere Wärme aufnimmt, wird es im kälteren Bereich der Rohrwand dissipiert. Das Resultat ist eine geringere Kühlleistung des PTC durch den vorher positiven Effekt.

Strömungen in viskoser Randschicht

Das oszillierende Gas an der Wand des Rohres erzeugt neben dem Oberflächenwärmepumpen einen weiteren negativen Effekt. Die Interaktion des Gases mit der Wand führt, während der Druck oszilliert, zum Bewegen von Gaspaketen mit der Druckwelle in die entsprechende Richtung. Durch die Temperaturänderung und der einhergehenden Änderung der Geschwindigkeit bzw. Viskosität des Gases im Zusammenspiel mit der Reibung an der Rohrwand wird das Gaspaket seinen Ausgangspunkt nicht wieder erreichen. Über mehrere Zyklen hinweg wird also Gas vom einen Ende zum anderen transportiert. Dieser Effekt wird in der Literatur als „streaming“ beschrieben und betrifft einen kleinen Randbereich entlang des Pulsrohres. Dieser Bereich kann über die viskose Eindringtiefe bestimmt werden zu

$$\delta_{vis} = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega\rho}}, \quad (56)$$

wobei μ die dynamische Viskosität, ω die Kreisfrequenz der Druckwelle und ρ die Dichte beschreibt. Dieser Effekt kann durch ein Verjüngen des Rohres hin zum warmen Ende weitestgehend reduziert werden [111]. Dies wird wegen der komplizierteren Fertigung meist nicht verwirklicht.

Der Fluss des Gases im realen System wird an einigen Stellen nicht laminar sein, was durch Turbulenzen und Totvolumina zu Verlusten in der optimalen Kühlleistung führt und durch Verkippen verstärkt werden kann.

Verluste durch Verkippen des PTC

Die sich durch Gravitation ausbildenden Temperaturschichten im Pulsrohr sind essenziell, da sie für die thermische Isolation zwischen kaltem und warmem Ende dienen. Wird das reale System gekippt, kommt es zu Konvektion innerhalb der Rohre und die Kühlleistung wird verringert [112]. Durch Konvektion werden die Schichten vermischt, was maßgeblich für die optimale senkrechte Orientierung von Pulsrohrkühlern verantwortlich ist. Diese Abhängigkeit von der Gravitationsrichtung wurde experimentell nachgewiesen [112] und auch mittels CFD Rechnungen veranschaulicht [113].

Realgas-Effekte im PTC

Die Effekte durch Realgaseigenschaften von Helium nehmen unterhalb einer Temperatur von ca. 20 K zu. Für das Erreichen der Minimaltemperatur ist es hilfreich, den Enthalpieverlauf über die Temperatur zu betrachten. Im Diagramm in Abb. 23 sind Enthalpiekurven in Abhängigkeit von der Temperatur für den Druckbereich von 1 bis 2 MPa dargestellt [114]. Bei höheren Temperaturen steigt die spezifische Enthalpie mit dem Druck, aber bei tiefen Temperatur sinkt die spezifische Enthalpie mit dem Druck, was zu einem Schnittpunkt der isobaren Kurven in Abb. 23 bei 7 bis 8 K führt. Wegen der Massenerhaltung im geschlossenen Kreisprozess führt die Enthalpiedifferenz dazu, dass unterhalb von 8 K spezifische Enthalpie in das System eingeführt wird und nicht, wie im höheren Bereich, hinaus transportiert wird. Beim Betrieb unterhalb von 8 K „sammelt“ sich somit Enthalpie im kalten Bereich des PTC, die mittels DC-Fluss abtransportiert werden kann.

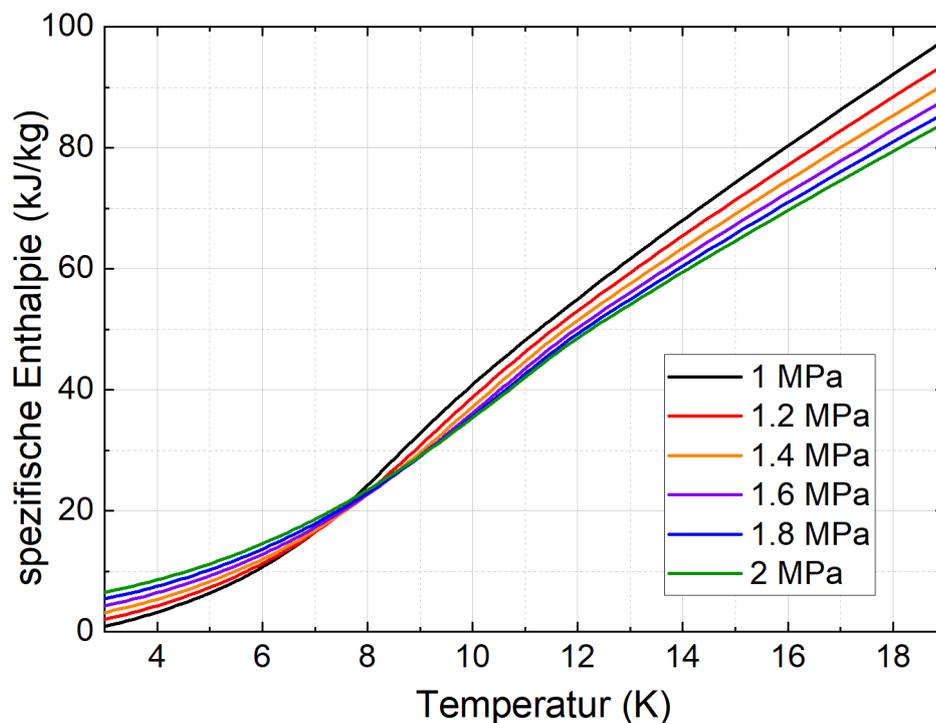


Abbildung 23: Enthalpie-Temperatur-Diagramm von $^4\text{Helium}$ von 1 bis 2 MPa. Der Verlauf der druckabhängigen Enthalpiekurven von $^4\text{Helium}$ besitzt einen Schnittpunkt zwischen 7 und 8 K, aus [114].

Es besteht dennoch ein Limit bei der erreichbaren Temperatur, das durch weitere Realgaseffekte bedingt wird [65, 115]. 2004 wurde ein Rekord in gemessener Mini-

maltemperatur von 1,27 K gesetzt [4]. Das Limit der Minimaltemperatur kann im Druck-Temperatur-Diagramm abgelesen werden. In Abb. 24 ist der Druck gegen die Temperatur von $^3\text{Helium}$ und $^4\text{Helium}$ aufgetragen. Darin sind die Schmelzkurven und $\alpha_V = 0$ -Linien beider Gase aufgetragen. α_V beschreibt dabei den Volumenausdehnungskoeffizienten, dessen Verschwinden die Temperaturänderung des Fluids bei Druckänderung limitiert (siehe Gleichung (59) in Kapitel 3.4.1). Zusätzlich ist im Diagramm in Abb. 24 die Linie des Phasenübergangs von normalfluidem zu suprafluidem $^4\text{Helium}$ (λ -Linie) eingetragen, die etwas unterhalb der $\alpha_V(^4\text{He}) = 0$ -Linie liegt.

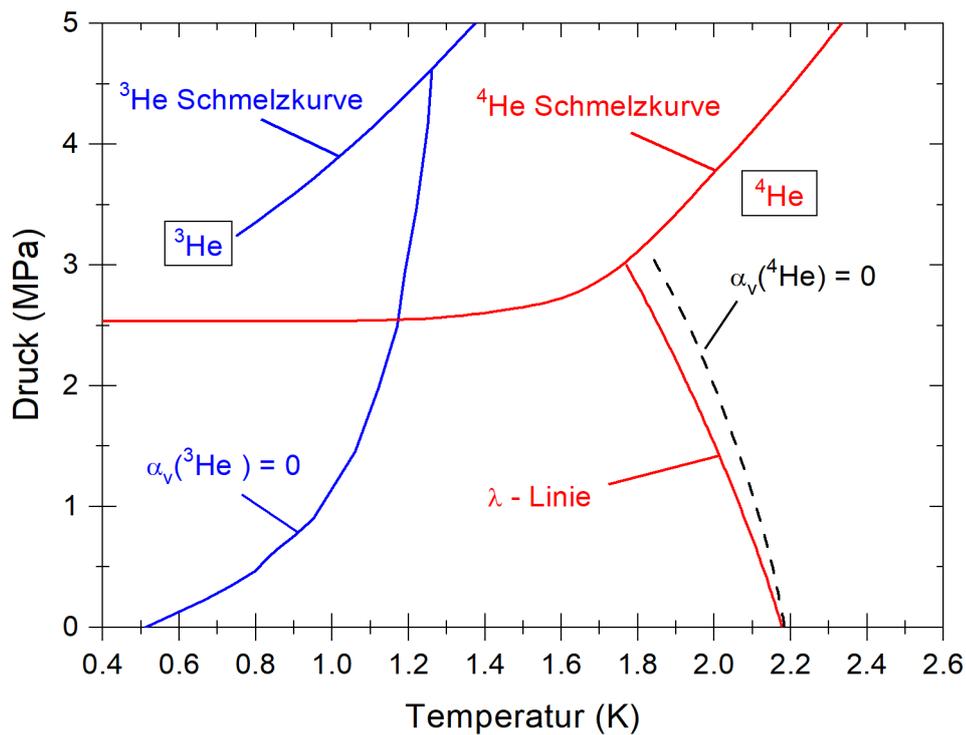


Abbildung 24: Druck-Temperatur-Diagramm von $^4\text{Helium}$ und $^3\text{Helium}$ nach [4].

Die erreichbare Minimaltemperatur mit $^4\text{Helium}$ liegt somit je nach Systemdruck zwischen etwa 1,9 K und 2,1 K und kann durch höheren Systemdruck verringert werden, da die α_V -Linie bei höherem Druck und gleicher Temperatur > 0 ist. Das Gas kann im PTC nicht über die λ -Linie in den suprafluiden Zustand wechseln. Mit der Verwendung von $^3\text{Helium}$ kann eine tiefere Temperatur erreicht werden, weil dessen α_V -Linie in einem niedrigeren Temperaturbereich von etwa 0,5 bis 1,2 K liegt.

Verluste im Drehventil

Das Einlassen des Gases geschieht beim GM-Typ Pulsrohrkühler durch gesteuerte Ventile oder ein sogenanntes Drehventil (Abb. 29). In beiden Varianten ist die Leistungszahl verringert, weil an den Ventilen bzw. Öffnungen beim Drehventil Entropie erzeugt wird. Das wurde in Sektion 3.2.3 Abb. 16 für den Fall mit Ventilen dargestellt. Das Drehventil ist für die Hauptbetriebsparameter wichtig, denn damit werden Betriebsfrequenz und Öffnungszeiten der Hoch- und Niederdruckphase festgelegt [116, 117].

Analysen zum Drehventil wurden 2001 von Ju et al. getätigt und zeigen, dass zusätzliche Leistung am Kompressor nötig ist, um die irreversible Erzeugung von Entropie im Drehventil auszugleichen [118]. Undichtigkeiten zwischen Nieder- und Hochdruck verringern die Druckamplitude und die resultierende Kühlleistung.

Verluste im Kompressor

Die Kompressoren von Stirling- wie GM-Typ Pulsrohrkühlern sind so grundlegend, dass sie für die Namensgebung und Unterscheidung der Kühltypen verantwortlich sind und dadurch jeweils auch ein eigenes Fach- und Forschungsgebiet eröffnen. Das Generieren der Druckwelle oder das Bereitstellen der Druck-Reservoirs beinhaltet viele Parameter, die die Effizienz der Kältemaschine verringern können. Liu et al. [119] analysierten den Kompressormassenfluss für die Simulation von Komplettsystemen. Massenfluss und Druckverhältnisse sind stark vom Modell abhängig und unterscheiden sich daher in ihrer Exergie-Effizienz. Im Prozesskreislauf des GM-Kompressors kommt es zu meist hohen Verlusten beim Komprimieren des Arbeitsgases, was zu einer geringen Exergie-Effizienz von 30 bis 50 % für diese Art an Kompressoren führt [119].

Die Verwendung der regenerativen geschlossenen Kreisläufe kommt mit dem Nachteil von unerwünschten intrinsischen Nebeneffekten. Der Ursprung dieser intrinsischen Effekte ist auf den Arbeitsprozess zurückzuführen. Hauptpunkte sind thermische und mechanische Variationen, die gegen eine Kombination der Kältemaschine mit hochsensiblen Messgeräten spricht. Im Folgenden wird auf beide Effekte eingegangen, die mit Experimenten analysiert werden.

Den Abschluss der theoretischen Betrachtung bildet die Darstellung der intrinsischen Effekte, die charakteristisch für geschlossene regenerative Kältemaschinen sind.

3.4 Intrinsische Effekte von PTCs

Beim Betrieb von PTCs sind neben der Kühlleistung die mechanischen sowie thermischen Eigenschaften von Interesse, denn diese sind durch das Arbeitsprinzip charakteristisch für geschlossene regenerative Kühlkreisläufe.

3.4.1 Harmonische Temperaturänderung

Beim Arbeitsprozess eines Pulsrohrkühlers kann die Temperaturstabilität des Systems mittels Betrachtung des Gases im Pulsrohr analysiert werden. Während des Abkühlvorgangs wird eine Wärmemenge Q vom Ort des Experiments entnommen und abgeführt. Dies geschieht solange, bis die abgeführte Wärmemenge der Last des Experiments und der Kühlerverluste entspricht. Ab diesem Zeitpunkt wird sich ein Temperaturgleichgewicht einstellen. Die zeitliche Verzögerung des Kreisprozesses sorgt nun dafür, dass die Wärme in Form indiskreter Pakete abtransportiert wird und sich in der Zeit die Temperatur erhöht, bis der nächste Zyklus einsetzt. Bei Temperaturen im Bereich von flüssigem Helium ist die Wärmekapazität des Heliums selbst um ein vielfaches größer als die der meisten anderen Materialien.

Die Temperatur des Gases ist vom aktuellen thermodynamischen Zustand abhängig. Die allgemeine Gleichung für die Entropie S eines Gases errechnet sich nach Ref. [120] zu

$$TdS = mc_p dT - T\alpha_V V dp, \quad (57)$$

wobei T die Temperatur, c_p die Wärmekapazität bei konstantem Druck und α_V der thermische Ausdehnungskoeffizient ist. Dieser ist gegeben durch

$$\alpha_V = \frac{1}{V} \left(\frac{\delta V}{\delta T} \right)_p \quad (58)$$

mit V dem Volumen und p dem Druck. Durch Umstellen der Entropiegleichung für das Gas kann die Temperaturänderung in Relation zur Druckänderung gebracht werden mit

$$\Delta T = \frac{T\alpha_V V}{mc_p} \Delta p, \quad (59)$$

wobei über einen Zyklus integriert die Entropie im adiabatisch reversiblen (isentropen) Prozess konstant ist, was im Bereich des Pulsrohrs angenommen werden kann. Üblicherweise ist $\alpha_V > 0$, was bedeutet, dass sich das Gas bei Kompression aufwärmt

und bei Expansion abkühlt. Während des Kreisprozesses wird die Temperatur des Gases periodisch schwanken, was sich auf die Temperatur der angrenzenden Komponenten überträgt. Dabei ist der Aspekt der thermische Eindringtiefe δ_{th} in ein Material bei niedrigen Temperaturen wichtig. Diese lässt sich mit folgender Gleichung beschreiben:

$$\delta_{th} = \sqrt{\frac{2k}{m\rho c_p \omega}}, \quad (60)$$

mit k als Wärmeleitfähigkeit, ρ der Dichte, c_p der isobaren spezifischen Wärmekapazität des Materials und ω der Kreisfrequenz. Die resultierende Dämpfung der Temperaturoszillation durch das Material kann mittels Fourier-Gleichung berechnet werden und ergibt sich für einen eindimensionalen harmonischen Prozess zu

$$\Delta T(d) = \Delta T(d=0) \cdot e^{-d/\delta_{th}}, \quad (61)$$

wobei d die Dicke des Materials beschreibt. In Abb. 25 (a) ist der kalte Wärmetauscher der zweiten Stufe des PTC mit Regenerator und Pulsrohr dargestellt. Die Temperaturoszillationen im Gas am unteren Ende des Pulsrohrs entspricht $d=0$ und ist dort maximal.

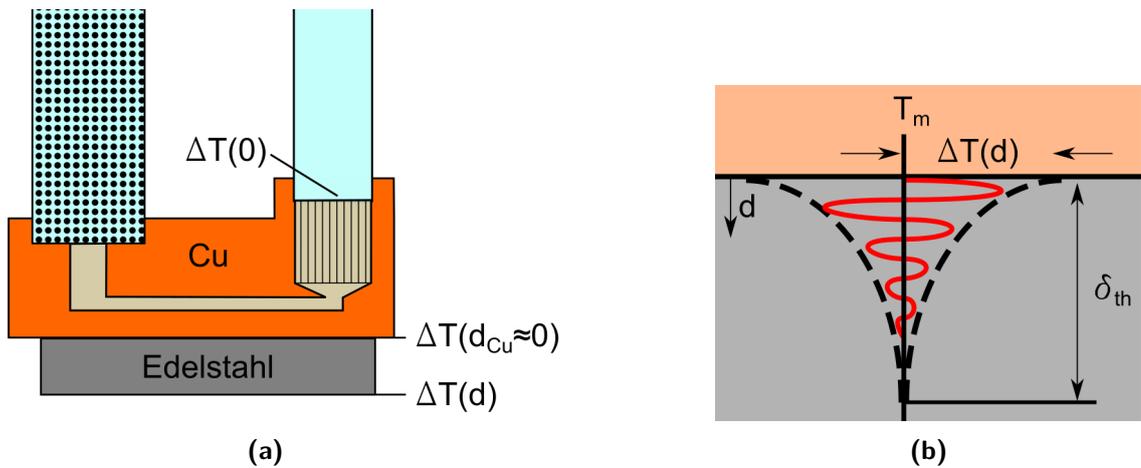


Abbildung 25: (a) Schematischer Aufbau der zweiten Stufe eines PTC mit Edelstahlplatte. Die Positionierung der Temperaturoszillationen ist in Abhängigkeit vom Abstand d beginnend beim Pulsrohr gegeben. (b) Skizze der thermischen Eindringtiefe in ein angrenzendes Material nach Ref. [121].

Über das Kupfer hinweg wird die Amplitude der Oszillation bei Flüssighelium-Temperatur kaum gedämpft, da die thermische Eindringtiefe für Kupfer etwa 480 mm bei 1 Hz Arbeitsfrequenz beträgt. Somit kann am Übergang zu einem befestigten Mate-

rial $d \approx 0$ angenommen werden. Im befestigten Material z.B. Edelstahl nimmt die Amplitude der Temperaturosillation schneller ab, wie in Abb. 25 (b) skizziert. Für Edelstahl beträgt die thermische Eindringtiefe bei 4 K etwa 2,2 mm bei gleicher Arbeitsfrequenz. Die Reduzierung der Amplitude wird durch das Verhältnis $\frac{k}{\rho c_p}$, auch thermische Diffusivität genannt, dominiert. Die Temperaturosillationen sind bei Flüssighelium-Temperaturen deutlich messbar (≈ 100 mK (Spitze-Spitze) bei 4.2 K [122]). Allweins et al. haben die Temperaturosillationen eines PTC mit 6 kW Eingangsleistung bei 4 K bestimmt, die etwa 275 mK betragen und mit einer 3,6 mm dicken ErNi-Platte auf ca. 14,5 mK reduziert werden konnte [123]. Weitere Effekte beim Betrieb von regenerativen Kältemaschinen sind Änderungen der mechanischen Eigenschaften, die im nächsten Abschnitt angesprochen werden.

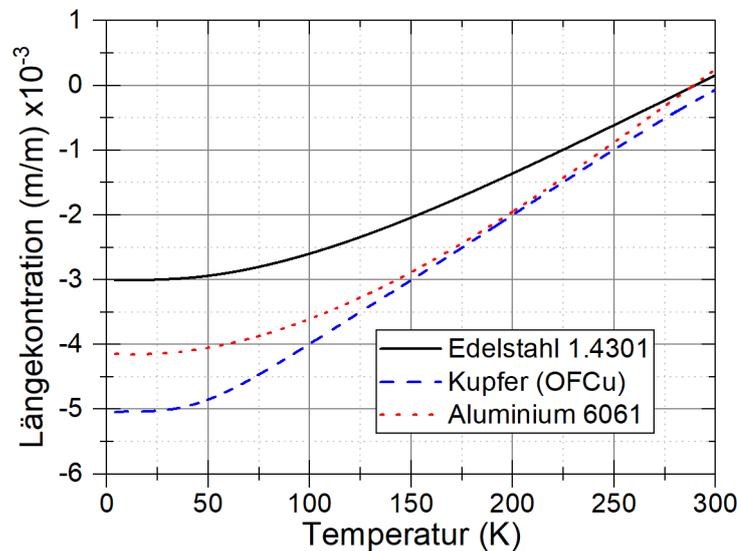


Abbildung 26: Längenkontraktion über Temperatur für Edelstahl 1.4301 (schwarz), OFCu (blau) und Aluminium 6061 (rot) nach [124].

3.4.2 Mechanische Effekte durch Temperatur- und Druckänderung

Beim Abkühlen von Materialien kommt es dazu, dass sich diese üblicherweise zusammenziehen [125]. In Abb. 26 ist die Längenkontraktion von Edelstahl 1.4301 (schwarz), Kupfer (OFCu) (blau) und Aluminium 6061 (rot) über die Temperatur dargestellt. Bei der Konstruktion von Tieftemperatursystemen ist daher die Längenkontraktion der verwendeten Materialien zu beachten. Die Rohre eines Pulsrohrkühlers bestehen üblicherweise aus Edelstahl. Mit einer Längenkontraktion von 0,3 % würde sich ein PTC von etwa 240 mm Länge um etwa 0,7 mm zusammenziehen. Dies kann unter

Umständen zu mechanischen Spannungen im System führen.

Ein weiterer intrinsischer Effekt neben der thermischen Ausdehnung beim Abkühlen ist das Ausdehnen und Zusammenziehen der Rohre durch die Druckänderung im System. Dieses Verhalten wird in der Fachgemeinschaft auch als „Atmen“ des Pulsrohrkühlers beschrieben. Bei der Konstruktion werden möglichst dünne Rohre verwendet, damit die Wärmelast über die Rohrwand gering gehalten wird. Dies hat den Effekt, dass die mechanische Stabilität verringert wird. Ein Rohr, das eine Druckänderung erfährt, wird seine Form abhängig von Material und Geometrie, wie z.B. Wanddicke, Länge und Durchmesser, verändern. Eine Druckänderung kann mit der Definition des Drucks (Kraft pro Fläche) ausgedrückt werden zu

$$\Delta p = \frac{\Delta F}{A}. \quad (62)$$

Die Kraft auf das Rohr durch den Druck erzeugt eine mechanische Spannung σ mit

$$\sigma = \frac{F}{A}, \quad (63)$$

wobei A die Querschnittsfläche beschreibt. Für den Fall rein elastischer Verformung kann mittels des Hookeschen Gesetzes nun das Verhältnis von mechanischer Spannung und elastischer Dehnung beschrieben werden

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon}, \quad (64)$$

wobei E der Elastizitätsmodul und ϵ die Dehnung und damit eine Längenänderung pro Ursprungslänge beschreibt ($\epsilon = \frac{\Delta L}{L_0}$). Mittels angeführter Gleichungen und Dimensionen eines Rohres kann die Längenänderung eines Rohres durch Druckänderung im Inneren beschrieben werden durch

$$\frac{\Delta L}{L_0} = \frac{d}{a \cdot s \cdot E} \Delta p \quad (65)$$

mit L_0 der Rohrlänge, s der Wandstärke, d dem Durchmesser des Rohrs und $a \approx 2$ für longitudinale Belastung. Daraus folgt, dass bei höherer Druckänderung ΔL größer wird. Die Parameter zur Berechnung sind in Abb. 27 für die zweite Stufe des PTC dargestellt. Eine Verkleinerung des Systems könnte daher diesen intrinsischen Effekt durch eine generell kleinere Länge L_0 der Rohre reduzieren. Diese intrinsisch erzeugte Schwingung liegt für regenerative Kältemaschinen im Bereich mehrerer $\approx 10 \mu\text{m}$.

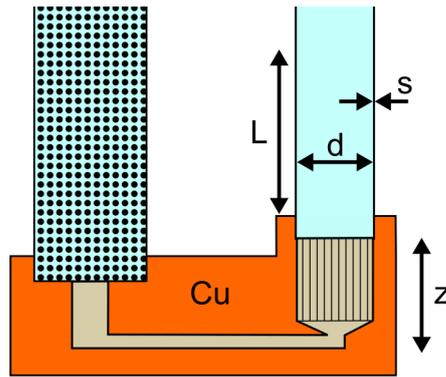


Abbildung 27: Schematischer Aufbau der zweiten Stufe eines PTC mit Parameter zur Bestimmung der mechanischen Vibrationen. Dabei entspricht L der Pulsrohrlänge, d dem Innendurchmesser und s der Wandstärke.

Im Vergleich von GM-Kühlern und GM-Typ Pulsrohrkühlern gibt es in Hinblick auf die intrinsischen Effekte einen klaren Vorteil für den Pulsrohrkühler. Der PTC erzeugt einen geringeren Impuls auf den angekoppelten Messaufbau, da hier kein schwerer Kolben bewegt wird. Für sehr sensible Messungen, wie z.B. die von Gravitationswellen am LIGO (Laser Interferometer Gravitational-Wave Observatory) ist also der Pulsrohrkühler bevorzugt worden [126]. Einige Arbeit muss daher in die Adaption fließen, um eine Langzeitmessung mit der Kältemaschine zu ermöglichen [127–129]. Das Konzept für die vorliegende Arbeit ist es, die intrinsischen Effekte in einem verkleinerten System zu messen, aufzuarbeiten und mit geeigneter Software darstellen zu können.

4 Optimierungstrategien und numerische Simulation eines zweistufigen Pulsrohrkühlers

Die Optimierung des Designs eines zweistufigen Pulsrohrkühlers beeinflusst in erster Linie die Geometrie und die Art der Regeneratormatrix. In diesem Kapitel wird die Optimierung anhand des kürzlich entwickelten SUSY-PTC ([19], ab hier SUSY 1.1 genannt) über zwei Schritte hinweg beschrieben und der Einfluss der jeweiligen Modifikation auf das Kühlverhalten aufgezeigt. Dieser Pulsrohrkühler wurde mit einem 1 kW Helium-Kompressor betrieben und zuerst für eine Arbeitstemperatur von 5 K ausgelegt. Die Verbesserungen zielen auf die Maximierung der Kühlleistung und die Reduzierung der Minimaltemperatur mittels neuer Geometrie, aber gleichbleibender Gesamtlänge sowie veränderter Regeneratormatrix. Begleitet wird die Optimierungsstrategie mit einer numerischen Simulation über die Simulationssoftware Sage, um ein geeignetes Simulationsmodell des zweistufigen 4 K Pulsrohrkühlers zu entwickeln. Nach der Vorstellung des Simulationsmodells werden die Ergebnisse mit den experimentellen Daten verglichen. Das so validierte Simulationsmodell wird anschließend verwendet, um mögliche Optimierungsparameter für zukünftige Verbesserungen an Prototypen und existierenden Kühlern zu identifizieren. Die in diesem Kapitel dargestellten Ergebnisse wurden bei der internationalen Fachzeitschrift CRYOGENICS im Mai 2021 eingereicht.

4.1 Aufbau und Betrieb des SUSY-PTC

Die experimentellen Aufbauten in dieser Arbeit fußen auf einem neuen Design eines stark verkleinerten 4 K GM-Typ PTC mit der internen Bezeichnung SUSY (Neuentwicklung aus dem Jahr 2019) [19]. Der Aufbau der Messapparatur sowie die Auswertung der damit gewonnenen Daten geschahen in enger Zusammenarbeit mit Dipl.-Phys. Bernd Schmidt [130].

Der Kühler wurde für einen Helium-Kompressor mit ca. 1 kW elektrischer Eingangsleistung, den CNA-11 (SHI Cryogenics Group), konzipiert und getestet. Die einzelnen Komponenten des Versuchsaufbaus werden, mit dem Kompressor beginnend, nacheinander eingeführt und vorgestellt. Diese Funktionsteile sind in Abb. 28 dargestellt und bilden aus Kompressor, Metallschläuchen, Drehventil, Pulsrohrkühler und galvanischer Entkopplung das Gesamtsystem des experimentellen Aufbaus. Der PTC ist über zwei metallische Welschläuche ("Flexlines") von jeweils 10 m Länge und einem Innendurchmesser von 12 mm vom Drehventil an den Kompressor angeschlossen. Ein Schlauch befindet sich am Niederdruckeingang des Kompressors und führt das

Arbeitsgas $^4\text{Helium}$ zurück in den Kompressor. Dieser Schlauch kann als Niederdruckreservoir angesehen werden (siehe Abb. 16 in Kapitel 3.2.3). Der zweite Schlauch ist am Ausgang des Kompressors angeschlossen, in dem sich das komprimierte Gas befindet und damit das Hochdruckreservoir bildet. Beide Schläuche sind am sogenannten „Drehventil“ angeschlossen. Dieses Drehventil beinhaltet einen Drehmotor und Drehkörper, der periodisch zwischen Hoch- und Niederdruckreservoir schaltet und somit die nötige Druckwelle für den PTC generiert. Das System wurde mit 2,15 MPa (absolut) $^4\text{Helium}$ (Reinheitsgrad 6.0) gefüllt. Die Drehfrequenz wird über eine Drehventilsteu- rung (Frequenzumrichter, Toshiba Typ VF-S15) geregelt und auf eine Arbeitsfrequenz mit einer 2 Hz Druckwelle eingestellt.

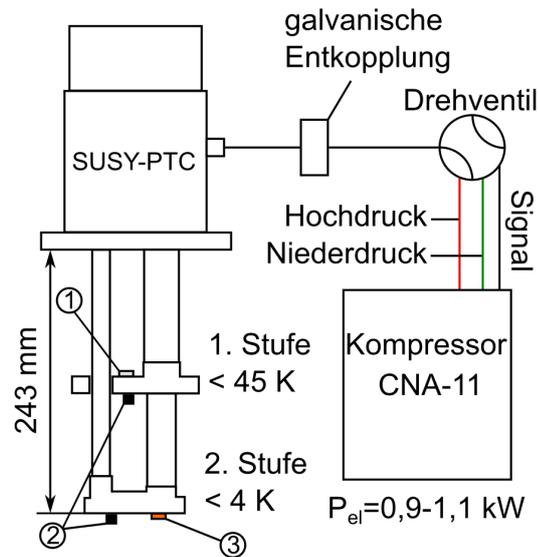


Abbildung 28: Schematischer Aufbau des SUSY-PTC mit angeschlossenerm Drehventil und galvanischer Entkopplung. An der ersten Kaltstufe befindet sich ein Pt100 (1) und an der zweiten Stufe ein Cernox Widerstandsthermometer (3). An beiden Stufen ist jeweils ein 100 Ohm Heizungswiderstand (2) montiert.

In Abb. 29 ist eine Fotoaufnahme des SUSY-PTC, bestehend aus Kühler mit Drehventil, dargestellt. Ein flexibler Metallschlauch mit 10 mm Innendurchmesser und ca. 0,5 m Länge verbindet Drehventil über eine galvanische Entkopplung mit dem Kaltkopf. Diese elektrische Entkopplung besteht aus einem elektrisch isolierenden Separationskörper, der in den metallischen Schlauch zwischen Drehventil und PTC integriert ist. Der untere Teil des SUSY-PTC, bestehend aus Edelstahlrohren (Regeneratoren und Pulsrohre) und Wärmetauscher aus Kupfer, wird in einer Edelstahlkammer unter Vakuum betrieben. Startbedingung für den Kühler ist ein Isoliervakuum in der Vakuumkammer von $p < 5 \cdot 10^{-3}\text{ mbar}$, was während dem Betrieb mit Kühler verringert

wird, weil das Restgas an den kalten Oberflächen festfriert. Um den zweiten Wärmetauscher (CH2) wurde ein Strahlungsschild aus Kupferblech angebracht, der fest an der ersten Stufe (CH1) angeschraubt ist, um die Wärmestrahlung der Kammerwand zu absorbieren und somit die zweite Stufe abzuschirmen.

Eine weitere Maßnahme zur Reduktion der Verluste nutzbarer Kühlleistung durch Wärmestrahlung ist das Verwenden von aluminisierter Mylar-Folie (Cryo-Technics Division, D-64572 Büttelborn, Deutschland). Dabei werden beide Regeneratoren, das Pulsrohr der ersten Stufe, CH2, CH1 und der daran befestigte Strahlungsschild mit ca. 10 Lagen dieser Folie eingewickelt. Dabei wird der Eintrag von Wärmestrahlung durch die Reflektion an der Metallschicht der Folie mit jeder Lage reduziert. Die Temperatur T_1 des ersten Wärmetauschers wurde mit einem Platinwiderstandsthermometer (Pt100, Klasse AA, JUMO GmbH und Co. KG, 36039 Fulda, Deutschland) gemessen (Abb. 28 (1)). Für die Temperatur T_2 der zweiten Stufe wurde ein Cernox Widerstandsthermometer (Typ CX, Lake Shore Cryotronics, Inc., 575 McCorkle Blvd., Westerville, OH 43082, USA) mit einer Kalibrierung für den Temperaturbereich von 1,4 bis 325 K verwendet (siehe Abb. 28 (3)).



Abbildung 29: Foto des SUSY-PTC mit angeschlossenem Drehventil und galvanischer Entkopplung. Diese Entkopplung besteht aus einem schwarzen elektrisch isolierenden Separationskörper, der in den metallischen Schlauch zwischen Drehventil und PTC integriert ist.

Zur Charakterisierung der Kühlleistung wurden zwei elektrische Heizwiderstände mit einem Widerstandswert von jeweils 100 Ohm (NIKKOHM, 3 Chome-31-2640 Minamicho, Misawa, Aomori 033-0036, Japan) an den beiden Wärmetauschern

angebracht (Abb. 28 (2)). Für die erste Stufe wurde ein Bereich für die angelegten Heizleistungen bis 2 W und für die zweite Stufe ein Leistungsbereich bis 0,2 W gewählt. Darüber wird eine Last im späteren Betrieb „simuliert“ und der Kühler unter praxisnahen Bedingungen getestet und optimiert.

Nach dem Optimieren der Double-Inlet und Orifice Ventile beider Stufen wurden sogenannte „Lastdiagramme“ aufgenommen, in denen die Temperaturen der beiden Stufen gegenseitig bei gleichzeitiger Belastung aufgetragen sind. In solchen Diagrammen lässt sich das Kühlverhalten ablesen und vergleichen.

4.2 Leistungsdaten von SUSY 1.1/2.1/2.2

Der SUSY-PTC 1.1 aus Ref. [19] ist der Ausgangspunkt für die zwei weiteren Prototypen, im Folgenden SUSY 2.1 und 2.2 genannt. Anhand dieser Prototypen kann der Effekt der erwünschten Kühloptimierungen schrittweise untersucht und Einflussfaktoren aufgezeigt werden. Die detaillierte Darstellung der SUSY-Prototypen und deren Entwicklungsprozess ist kein Teil dieser Arbeit und wird daher im nächsten Abschnitt nur kurz erfasst.¹ Vielmehr werden die Änderungen und resultierenden Besonderheiten der einzelnen PTCs vorgestellt.

Leistungsdaten SUSY 1.1

In dem Diagramm aus Abb. 30 ist das Lastdiagramm für den SUSY 1.1 aus Ref. [19] aufgetragen (schwarze Quadrate). Es ist die Temperatur des kalten Wärmetauschers der zweiten Stufe gegen die der ersten Stufe aufgetragen. Der Messpunkt mit den niedrigsten Temperaturen ist der Messwert ohne elektrische Heizlast an den Wärmetauschern. Die Leistung wird schrittweise an den jeweiligen Stufen erhöht, wobei Q_2 die Heizlast an der zweiten Stufe und Q_1 die Heizlast an der ersten Stufe beschreibt. In dieser Form der Auftragung kann die resultierende Temperatur beider Stufen mit der jeweils gleichzeitig anliegenden Heizlast abgelesen bzw. abgeschätzt werden. Die Heizlasten „simulieren“ dabei den späteren Fall für reale thermische Last durch ein Experiment. Die Temperatur T_1 des Wärmetauschers der ersten Stufe liegt für die genannte Heizlast zwischen 44 und 55 K und steigt mit steigender Last am Wärmetauscher der 2. Stufe. Ein wichtiger Punkt in der Charakterisierung ist die Kennmarke bei 4,2 K, was der Temperatur von flüssigem Helium unter Normaldruck entspricht. Zusätzlich kann mit diesem Messwert der Vergleich zu den bereits etablierten „flüssigen“ Systemen gezogen werden, die für viele Experimente bei Flüssighelium-Temperatur ausgelegt sind. Bei 4,2 K besitzt der

¹Dissertation von Dipl.-Phys. Bernd Schmidt

SUSY-PTC eine Kühlleistung von 72,9 mW. Die niedrigste Temperatur T_2 ohne Last auf beiden Stufen beträgt 2,33 K. Mit einer Eingangsleistung des Kompressors von 1035 W und den 72,9 mW Kühlleistung errechnet sich unter Verwendung von Gleichung (3) eine Leistungszahl von ca. $7 \cdot 10^{-5}$. Diese Leistungszahl entspricht etwa der Hälfte der Leistungszahl von bestehenden, vergleichsweise größeren PTC-Designs und legt ein mögliches Optimierungspotential nahe [3]. Die Verbesserung durch optimierte Geometrie wurde als erster Schritt gewählt und wurde als neuer Prototyp (SUSY 2.1) realisiert, der im folgenden Abschnitt genauer betrachtet wird.

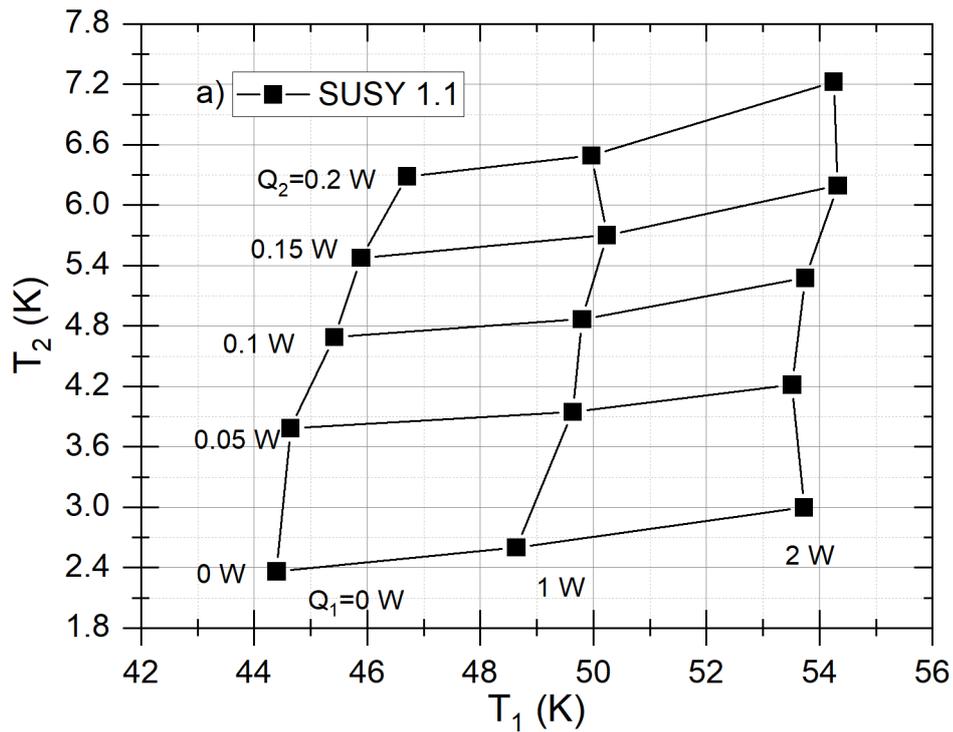


Abbildung 30: Lastdiagramm des SUSY 1.1. Temperatur der zweiten Stufe T_2 aufgetragen gegen die Temperatur der ersten Stufe T_1 . Schrittweise erhöhte elektrische Heizlast bis 0,2 W an CH2 und bis 2 W an CH1. Gemessen mit CNA-11 Helium-Kompressor bei etwa 1 kW Eingangsleistung.

Leistungsdaten SUSY 2.1

Aufgrund der gewonnenen Messdaten mit dem SUSY 1.1 und dem CNA-11 Helium-Kompressor wurde festgestellt, dass der Massenfluss des Kompressors in Relation zur gewählten PTC-Geometrie in einem hohen Verhältnis steht. Daher wurde festgelegt, den Rohrquerschnitt bei gleichbleibender Gesamtlänge zu vergrößern. Die Gesamtlänge des Systems beträgt 243 mm vom Vakuumflansch bis zur unteren Kaltfläche des

Wärmetauschers der zweiten Stufe. Eine gleiche Gesamtlänge des Aufbaus gewährt die Adaption an bestehende Systeme durch den einfachen Austausch der Modelle. Für die Optimierung der Rohrquerschnitte und Regeneratormatrix wurde die Software REGEN 3.3 (NIST USA, [65]) in Kombination und Abgleich mit der vorhandenen Expertise aus Vorgängermodellen verwendet [12, 116, 131]. Die Änderung der Rohrquerschnitte wurden so gewählt, dass ein besseres Verhältnis von Regeneratorvolumen zu Pulsrohrvolumen entsteht. Das Resultat dieser Optimierung ist, dass der Durchmesser des Regeneratorrohrs der ersten und zweiten Stufe um 44 % vergrößert wurde. Zusätzlich wurde der Durchmesser des Pulsrohrs der zweiten Stufe um 26 % und das Pulsrohr der ersten Stufe um 5 % vergrößert. Abweichungen zum idealen berechneten Durchmesser entstehen, weil exakte Rohrgeometrien am Markt nicht einfach verfügbar sind und die Rohrquerschnitte aus standardisierten Rohrserien gewählt werden. Der resultierende Prototyp ist der SUSY 2.1, der erfolgreich charakterisiert werden konnte. Die Regeneratormatrizes des SUSY 2.1 und SUSY 1.1 sind identisch und besitzen die gleichen Volumenanteile. In Abb. 31 sind Fotos der beiden Prototypen mit identischer Länge L und den unterschiedlichen Durchmessern d_1 und $d_2 = 1,44 \cdot d_1$ dargestellt.

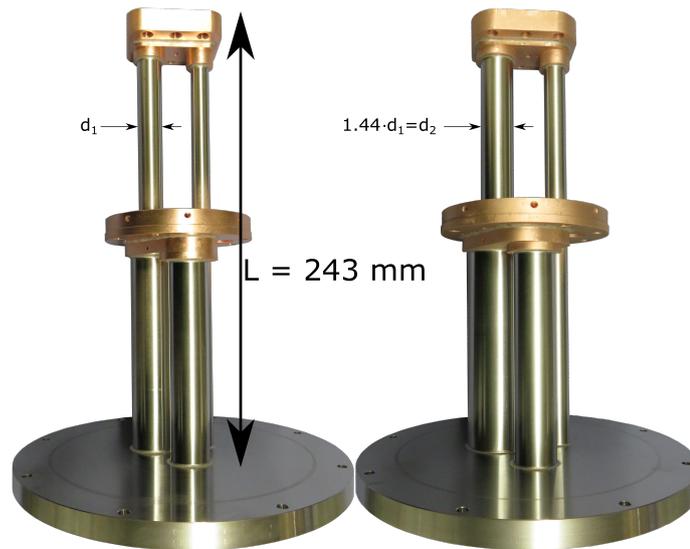


Abbildung 31: Foto des SUSY-PTC 1.1 und 2.1 mit identischer Bauhöhe von 243 mm. Der Rohrdurchmesser der Regeneratoren beider Stufen wurden beim SUSY 2.1 um 44 % vergrößert ($d_2 = 1,44 \cdot d_1$).

Abb. 32 zeigt das Lastdiagramm des SUSY 2.1 mit vergrößerten Rohrquerschnitten (rote Dreiecke). Die Temperatur der ersten Stufe ist nahezu identisch zu der des SUSY 1.1, die Querschnittsänderung erhöht allerdings die Kühlleistung der zweiten Stufe.

Dies zeigt sich in den Ästen im Lastdiagramm für die zweite Stufe, welche, im Vergleich zu dem Lastdiagramm aus Abb. 30 für SUSY 1.1 (hier grau hinterlegt), bei gleichen Heizlasten (0, 1 und 2 W) jeweils bei geringeren Temperaturen liegen. Die Kühlleistung bei 4,2 K, ohne Last auf der ersten Stufe, liegt nun bei 102,7 mW. Die gemessene Temperatur der zweiten Stufe ist bei einer Heizlast von $Q_2 = 0,2$ W und $Q_1 = 2$ W unter $T_2 < 5,6$ K. Mit der verbesserten Kühlleistung bei ähnlicher Eingangsleistung von 1003 W wird nun eine Leistungszahl von $\approx 1,03 \cdot 10^{-4}$ erreicht. Dies entspricht einer Verbesserung um fast 50 % durch die Querschnittsänderung der verwendeten Rohre. Der nächste Schritt ist die Optimierung des Kühlverhalten bei Minimaltemperatur. Der folgende Optimierungsschritt bezüglich der Regeneratorfüllungen für die angepasste Rohrgeometrie ist im nächsten Abschnitt dargestellt.

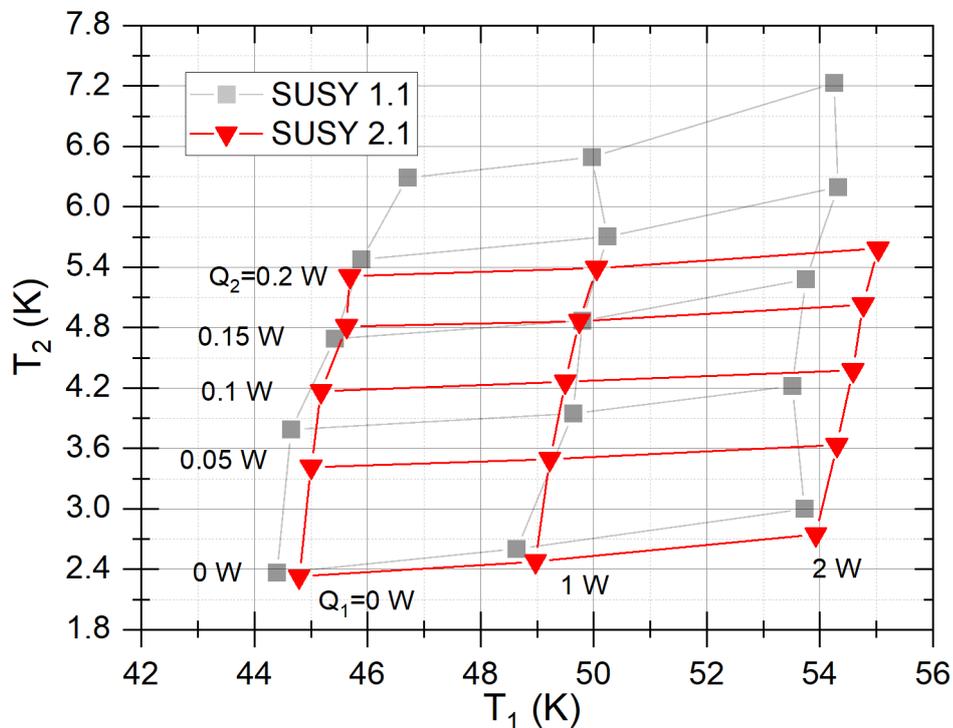


Abbildung 32: Lastdiagramm des SUSY 2.1. Temperatur der zweiten Stufe T_2 aufgetragen gegen die Temperatur der ersten Stufe T_1 . Schrittweise erhöhte elektrische Heizlast bis 0,2 W an CH2 und bis 2 W an CH1. Das Lastdiagramm des SUSY 1.1 ist zum Vergleich (grau) mit dargestellt. Gemessen mit CNA-11 Helium-Kompressor bei etwa 1 kW Eingangsleistung.

Leistungsdaten SUSY 2.2

Die Auslegung des SUSY 1.1 erfolgte für einen Arbeitspunkt bei einer Temperatur von 5 K und vergleichsweise großen Lasten an der ersten Stufe. Daher wurde die Regene-

ratormatrix wurde für diesen vergleichsweise hohen Arbeitstemperaturbereich ausgewählt.

Tabelle 3: Regeneratorfüllhöhen der zweiten Stufe in Prozent für SUSY 1.1, 2.1 und 2.2.

Modell	Er ₃ Ni [%]	HoCu ₂ [%]	GOS [%]	Q ₂ [mW] bei 4.2 K
SUSY 1.1 und 2.1	44,1	55,9	0	72,9 und 102,7
SUSY 2.2	11,4	50,4	38,2	141,4

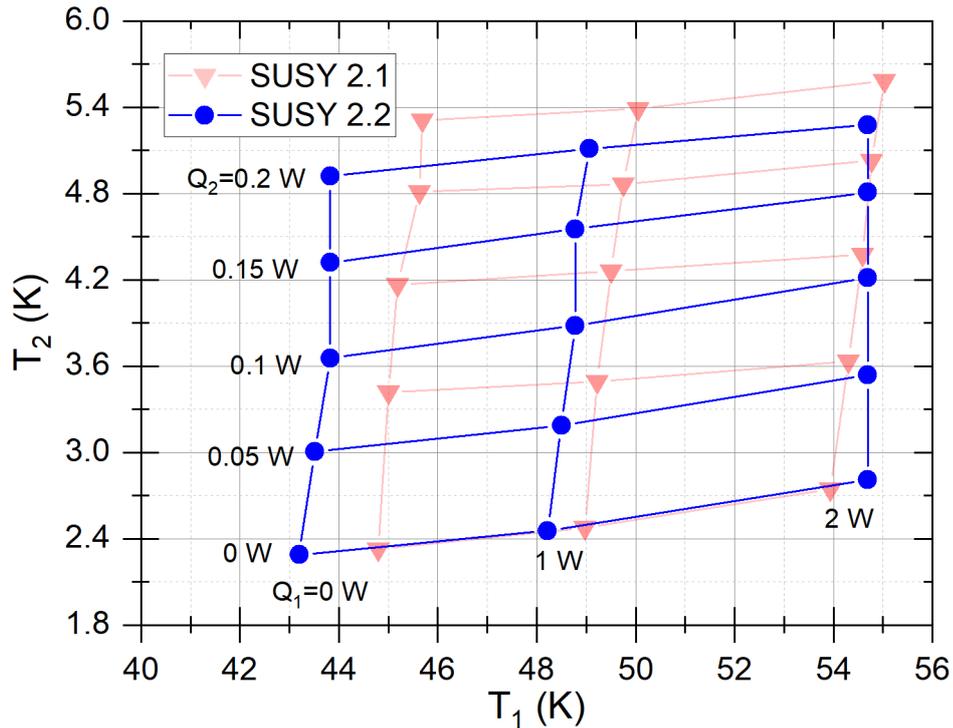


Abbildung 33: Lastdiagramm des SUSY 2.2. Temperatur der zweiten Stufe T_2 aufgetragen gegen die Temperatur der ersten Stufe T_1 . Schrittweise erhöhte elektrische Heizlast bis 0,2 W an CH2 und bis 2 W an CH1. Das Lastdiagramm des SUSY 2.1 ist zum Vergleich halbdurchsichtig mit dargestellt. Gemessen mit CNA-11 Helium-Kompressor bei etwa 1 kW Eingangsleistung.

Die nächste Ausbaustufe ist die Anpassung der Regeneratormatrix, um die Minimaltemperatur abzusenken und die verfügbare Kühlleistung nahe 4 K zu erhöhen. Die Regeneratormatrix der ersten Stufe wurde dabei nicht verändert. Der Regenerator der zweiten Stufe wurde in der Simulationsumgebung REGEN 3.3 [132] wie folgt nachoptimiert: Tabelle 3 zeigt die prozentualen Füllhöhen der einzelnen Matrixkomponenten in der Füllung der zweiten Stufe des SUSY 1.1 und 2.1 mit Er₃Ni und HoCu₂. Der

SUSY 2.2 wurde anteilig mit Er_3Ni , HoCu_2 und GOS ($\text{Gd}_2\text{O}_2\text{S}$) gefüllt, wobei hauptsächlich Er_3Ni durch die Optimierung mit REGEN 3.3 ausgetauscht wurde. Der Effekt durch die Verwendung von GOS kann in Abb. 21 (Kapitel 3.3.2) nachvollzogen werden. Mit der höheren Wärmekapazität von GOS im Vergleich zu Er_3Ni und HoCu_2 unterhalb 5 K wurde ein besseres Kühlverhalten im Bereich der Minimaltemperatur errechnet.

Das Resultat der Berechnung wurde im Prototyp SUSY 2.2 getestet. In Abb. 33 ist das gemessene Lastdiagramm des SUSY 2.2 (blaue Kreise) dargestellt. Im Vergleich zum SUSY 2.1 ist die Temperatur der ersten Stufe durch eine erhöhte Bruttokühlleistung der Stufe auf ca. 43 K verringert worden, obwohl keine Änderungen an der ersten Stufe vorgenommen wurden. Ein verbessertes Kühlverhalten der zweiten Stufe entlastet gleichzeitig die erste Stufe bei der Vorkühlung. Dies lässt sich an den Messpunkten im Lastdiagramm direkt ablesen. Die Kühlleistung der zweiten Stufe beträgt bei 4,2 K nach der Änderung der Regeneratormatrix 141,4 mW. Die Leistungszahl errechnet sich mit Gleichung (1), der Kühlleistung von 141,4 mW und einer Leistungsaufnahme von 916 W des Kompressors und ergibt $1.55 \cdot 10^{-4}$.

Die Optimierung des SUSY-PTC in Hinblick auf das Kühlverhalten ist erfolgreich, da die Leistungszahl mehr als verdoppelt werden konnte. Die drei Prototypen bilden geeignete Basismodelle für die Generierung von Simulationsmodellen mit der Simulationssoftware Sage, die im nächsten Abschnitt vorgestellt wird.

4.3 Numerische Simulation eines zweistufigen PTC mit Sage

In diesem Abschnitt wird das Simulationsmodell des SUSY-PTC dargestellt, das in der Simulationssoftware Sage (Gedeon Associates, Athens, OH, USA) modelliert wurde [133]. Über die letzten Jahre hat sich das Programm Sage von David Gedeon als starkes Instrument für die numerische Simulation von Kältemaschinen erwiesen. Trotz der großen Verbesserungen der numerischen Berechnung komplexer Systeme auch im Temperaturbereich von Realgas-Termen bleibt die Konvergenz einer Lösung oftmals eine Herausforderung. Große Vorteile dieser Simulationsumgebung sind die graphische Oberfläche, in der verschiedene Variationen leicht erstellt werden können, und die Anzahl an Standardkomponenten wie z.B. Wärmetauschern, Regeneratoren, Ventilen, etc., die leicht miteinander kombiniert, ausgetauscht und zu Gesamtsystemen verbunden werden können. Mit Sage können die unterschiedlichen Varianten an PTCs dargestellt und betrachtet werden [134, 135]. Zum Anfang der theoretischen Darstellungen von GMs und PTCs wurde mittelst der ersten Versionen dieser Software der

angesprochene „DC-Fluss“ bestimmt, der inzwischen analysiert und größtenteils verstanden wurde [136]. Die Lösungen des Simulationsalgorithmus stimmten dabei für tiefe Temperaturen nicht immer mit den Ergebnissen aus den Experimenten überein [137], jedoch zeigte sich die Stärke dieser Simulationsumgebung an Beispielen wie der Entwicklung von Stirling-Typ PTCs für das Kühlen von Schiffsmotoren und -generatoren bei ca. 25 K [13].

4.3.1 Einführung in die Simulationssoftware Sage

Die Simulationssoftware Sage bietet die Möglichkeit die jeweiligen Komponenten eines Kühlersystems in verschiedene Module aufzuspalten und einzeln zu betrachten. Diese Module bestehen aus Elementen, denen spezifische Werte und Variablen für die jeweilige Darstellung der Systemkomponente zugewiesen werden können. Dies können z.B. für das Modul eines Regenerators das Element des Rohres, sowie die Elemente für die Füllung sein, deren Eigenschaften dann wiederum in Form von Faktoren und Variablen in das System integriert werden. Die dafür nötigen Werte werden aus den Konstruktionsdaten des Kühlers übernommen. Die Rohrdurchmesser, Wandstärke, Porosität und Füllparameter entsprechen den Daten der Prototypen und werden als Werte in die einzelnen Module eingefügt. Jedes Modul wird für sich iterativ gelöst und besitzt nur Ein- und Ausgänge, die mit den nachfolgenden Modulen verbunden werden. Die iterativen Rechnungsschritte werden so lange in Schleifen wiederholt, bis die Lösung als Konvergenz unter einem zuvor vorgegebenen Sollwert für eine ausreichend genaue Lösung liegt. Liegt der Fehler der Berechnung unterhalb des Sollwertes, ist das Modell „konvergiert“ und kann näher betrachtet werden.

Grundlage für die Berechnung von PTCs in Sage sind drei Differentialgleichungen aus der Fluidodynamik und die Gaszustandsgleichungen für ein ideales bzw. bei sehr tiefen Temperaturen ein nicht ideales Gas [133]. Für ein kompressibles Newtonisches Gas lauten die Gleichungen der Erhaltungssätze für Kontinuität, Impuls (bzw. Navier-Stokes-Gleichung) und Energie in integraler Form:

$$\frac{d}{dt} \int_{\nu} \rho \, d\nu + \int_s \rho n V_r \, ds = 0 \quad (66)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{\nu} \rho V \, d\nu + \int_s [(n V_r) \rho n V - n \sigma] ds = 0 \quad (67)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{\nu} \rho e \, d\nu + \int_s n (\rho e V_r - \sigma V - q) ds = 0, \quad (68)$$

wobei ρ die Dichte des Gases, t die Zeit, ν das betrachtete Kontrollvolumen, s die Querschnittsfläche des Volumens von ν , n den Normalvektor von s , V den absoluten Flussgeschwindigkeitsvektor, V_r den Flussgeschwindigkeitsvektor relativ zur Grenzfläche, e die massenspezifische Gesamtenergie eines kompressiblen Gases, q den Wärmeflussvektor und σ den Spannungstensor beschreibt [133].

Die Kontinuitätsgleichung beschreibt, dass die zeitliche Änderung der Masse im Kontrollvolumen gleich der herausfließenden Masse ist. Der Erhaltungssatz des Impulses besagt für die zeitliche Änderung des Impulses, dass diese, abzüglich dem aus dem Kontrollvolumen herausgehenden Impuls, gleich der Kraft auf alle Flächen ist. Die Energieerhaltungsgleichung beinhaltet, dass die zeitliche Änderung der inneren und kinetischen Energie des Kontrollvolumens gleich der Wärmeflussmenge aus der Grenzfläche und der verrichteten Arbeit an der Grenzfläche entspricht, abzüglich der aus dem Volumen fließenden kinetischen Energie. In Sage werden diese Gleichungen in eindimensionale Differenzialgleichungen in integraler Form umgewandelt und mit Randbedingungen für die numerische Berechnung umgewandelt. [133]

Über die Gaszustandsgleichung ist ein Gas mit zwei Parametern eindeutig bestimmbar. Somit verwendet Sage bei Temperaturen bis etwa 10 K die ideale Gasgleichung für das Arbeitsgas. Unterhalb von 10 K sind Realgaseffekte, wie in Kapitel 3.3.2 angesprochen, dominierend und es muss eine bessere Annäherung, z.B. die Van-der-Waals-Gleichung als Zustandsgleichung, verwendet werden. Zusätzlich verwendet Sage neben den numerischen Werten auch Tabellenwerte die zur Interpolation genutzt werden. [13]

Die Simulationssoftware bietet zusätzlich die Funktion auch optimale Lösungen für ausgewählte Variablen und Eingangs- bzw. Ausgangsgrößen zu errechnen. Wenn die Verringerung eines Wertes, z.B. die Temperatur eines Wärmetauschers, als Ziel festgelegt wurde, kann Sage markierte Parameter optimieren, um den gewünschten Wert zu verbessern. Diese Funktion ist für Neuentwicklungen und Optimierungen außerordentlich hilfreich, wird allerdings dadurch erschwert, dass die Konvergenz unter dem Einfluss von Realgastermen bei Flüssighelium-Temperaturen oft nicht hinreichend möglich ist. Die Lösungen, die von der Software in diesem Temperaturbereich gefunden werden, sind daher immer besonders auf ihre physikalische Gültigkeit zu überprüfen.

Besonders aus dem Grund der hinreichenden Konvergenz bei Flüssighelium-Temperaturen gelang es erst in jüngster Zeit, berechnete Lösungen von zweistufigen GM-Typ PTCs mit den Experimenten in Einklang zu bringen. Erst 2019 wurde ein 4 K GM-Typ PTC mit Sage erfolgreich simuliert und vorgestellt [138]. In der Veröffentlichung wird die starke Abhängigkeit der Lösung von den Parametern zur Berücksichtigung

der GOS-Füllung im Regenerator, sowie dem DC-Fluss in der zweiten Stufe hervor-
gehoben. Diese Variablen können in Sage manuell eingestellt oder von der Software
optimiert werden, was durch die oben beschriebenen Konvergenz-Gründe in sehr klei-
nen Iterationsschritten durchgeführt werden muss.

Folgend wird das in Sage generierte SUSY-PTC Modell erläutert und wichtige Para-
meter mit experimentellen Daten verglichen, um die Plausibilität der Modellversionen
zu gewährleisten. Danach wird das Kühlverhalten von Simulation und Experiment ver-
glichen. Mit dem Simulationsmodell können dann mögliche Optimierungsparameter für
zukünftige Prototypen abgeleitet werden.

4.3.2 SUSY-PTC Sage-Modell

Die graphische Oberfläche von Sage ermöglicht einen Überblick der Komponenten durch
eine Unterteilung in Baugruppen. Die verwendeten Elemente besitzen Symbole und
Eigenschaften entsprechend ihrer Funktion im Modell. In Abb. 34 ist als Beispiel für
eine solche graphische Darstellung das Modell des SUSY 2.2 im Sage Interface dar-
gestellt. Das Modell besteht aus einer Hauptübersicht und den drei Hauptbauteilen
Kompressor (a), erste Stufe (b) und zweite Stufe (c). Die Reihenfolge beschreibt die
Konstruktion des Modells mit Hinblick auf den Exergiefluss in Kapitel 3.2.4 Abb. 17.

Der Kompressor (a) besteht aus einem Bauteil, das den nötigen Druckhub bereit-
stellt, jeweils einem Hoch- und Niederdruckreservoir, einem Fülldruck-Modul und zwei
Ventilen. Der minimale Fülldruck im realen Kühler beträgt 1,25 MPa und das Gas
wird vom Kompressor-Modul mit festgelegtem Druckhub von 1,4 MPa vom Nieder-
in das Hochdruck-Reservoir angestaut. Das verwendete Arbeitsmedium ist ⁴Helium.
Die zeitabhängigen Ventile, die das Drehventil simulieren, wurden auf eine Öffnungs-
zeit von 40 % eines Zyklus festgelegt [119]. Das Niederdruckventil öffnet bei 50 % des
Zyklus und die Arbeitsfrequenz des Systems beträgt 2,0 Hz entsprechend den realen
Experimenten.

Das Gas verlässt das Kompressor-Modul (a) und gelangt über eine 0,5 m lange
Zuleitung mit 10 mm Innendurchmesser in die erste Stufe (b). Dort tritt das Gas in
den oberen Regenerator ein, der mit Siebronden aus Edelstahl gefüllt ist. Am Ende
des Regenerators fließt ein Teil des Gases in den Wärmetauscher CH1. Anschließend
fließt dieser Teil durch das Pulsrohr der ersten Stufe und weiter durch das Orifice
in das Reservoir. Zusätzlich ist am warmen Ende des Pulsrohrs ein Anschluss zum
warmen Eingang des Regenerators über ein Ventil (Double-Inlet, DI) vorgesehen. Das
Double-Inlet wird in einem Modul in Sage dargestellt. Über dieses Bauteil kann die

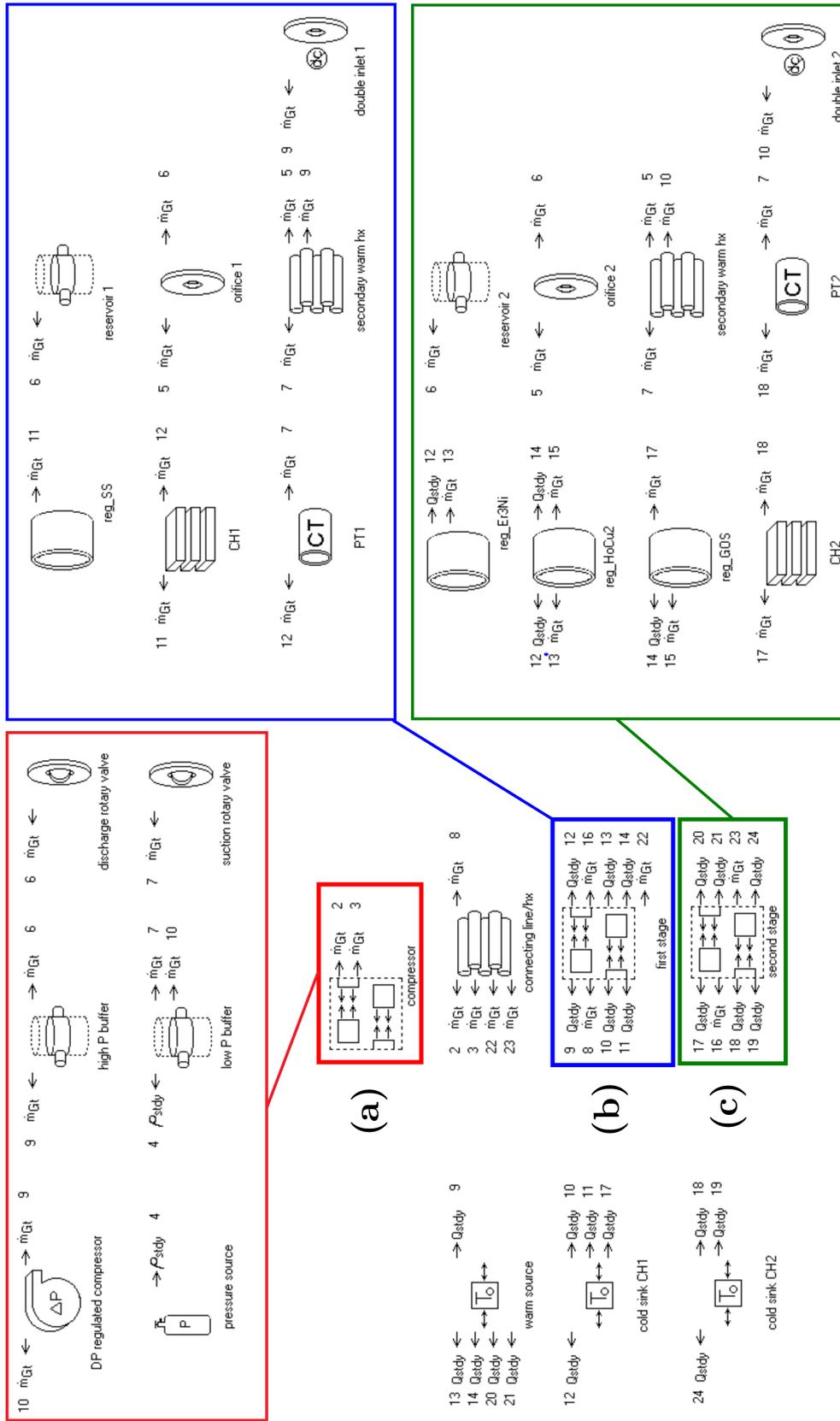


Abbildung 34: Grafische Oberfläche von Sage mit den Komponenten für das SUSY-PTC Simulationsmodell. Hauptübersicht mit der Aufteilung in Kernkomponenten, bestehend aus: (a) Kompressor, Zuleitung zur ersten Stufe, (b) erster Stufe, (c) zweiten Stufe und Wärmequellen zur Bestimmung der Kühlleistung.

Menge des DC-Flusses des Gases gezielt eingestellt werden, was im realen Experiment iterativ über zwei antiparallele Nadelventile geschieht. Diese Variable ist essenziell für den DIPTC und das Erreichen von Temperaturen < 4 K.

Der zweite Teil des Gases fließt aus der ersten in die zweite Stufe (c). Darin fließt es durch die Regeneratormatrix, bestehend aus Er_3Ni gefolgt von HoCu_2 und GOS, zum Wärmetauscher der zweiten Stufe. In SUSY 1.1 und 2.1 wurde das Modell ohne Bauteil GOS erstellt. Die Materialparameter der verwendeten Komponenten wie Wärmekapazität, Elastizitätsmodul etc. sind in der Materialdatenbank von Sage in der verwendeten Version 11 enthalten und wurden so übernommen.

Am Übergang vom Regenerator zum zweiten Wärmetauscher CH2 besitzt das Arbeitsgas die kälteste Temperatur. Bei der Einstellung des DC-Massenflusses verschiebt sich dieser Bereich und gibt Aufschluss darüber, ob die Variable justiert werden sollte. Das Gas gelangt danach über den Wärmetauscher zum Pulsrohr. Am warmen Ende des zweiten Pulsrohrs befindet sich ein Double-Inlet Ventil-Modul und ein Orifice mit Reservoir für die vollständige Darstellung des DIPTC.

Die Kühlleistung wurde über isotherme Module ermittelt. Das Programm errechnet die nötige Wärmemenge für den Temperaturerhalt, wobei Betrag und Richtung des Wärmeflusses Aufschluss über die Kühlleistung geben.

Viele kleinschrittige Iterationen bei der Erhöhung des DC-Flusses waren für das Modellieren nötig, um einen physikalisch sinnvollen SUSY-PTC nahe am realen Experiment darzustellen. Zusätzlich mussten die Ventile von Sage regelmäßig neu optimiert werden, damit die Temperatur in den gewünschten Wertebereich gelangt. Dabei traten für Temperaturen unter 10 K häufig die zuvor beschriebenen Konvergenzprobleme auf.

Im nächsten Abschnitt wird durch den Vergleich von Simulationsmodell mit Messdaten der realen Prototypen die Plausibilität der Modelle dargestellt.

4.3.3 Validierung der Simulationsergebnisse

Im ersten Abschnitt wird die erreichte Minimaltemperatur und der Druckhub, der vom Drehventil generierten Druckwelle, analysiert, um eine Aussage über das Simulationsmodell treffen zu können. Die Abhängigkeit der Kühlleistung vom DC-Massenfluss wird im Simulationsmodell untersucht, um einen weiteren Punkt für die Plausibilität des Simulationsmodells zu prüfen. Darauf folgen Vergleiche der generierten Versionen mit Parametern wie Massenfluss oder Temperaturänderung des Simulationsmodells, um die Optimierung der Prototypen nachvollziehen zu können.

Der DC-Fluss ist ein wichtiger Parameter für die Kühlleistung eines PTC und ein

kritischer Parameter in der Simulation. In dem Diagramm aus Abb. 35 sind die Temperaturen des Wärmetauschers der ersten (T_1 , schwarze Quadrate) und zweiten Stufe (T_2 , blaue Dreiecke) in Abhängigkeit vom DC-Massenfluss zum Pulsrohr der zweiten Stufe aufgetragen. Zusätzlich ist die resultierende Kühlleistung $Q_{2,sim}$ am Wärmetauscher der zweiten Stufe (rote Kreise) in Abhängigkeit vom DC-Massenfluss aufgetragen.

Ein Minimum in der Temperatur von T_2 ist bei 5,5 bis 6 mg/s zu erkennen, wobei das Maximum der Kühlleistung bei 5 mg/s ersichtlich ist. Die Temperatur T_1 steigt mit zunehmendem Massenfluss, was durch die sinkende Temperatur von T_2 erklärt werden kann. Das zusätzliche Gas für den DC-Fluss in der zweiten Stufe fließt durch beide Regeneratoren und erhöht somit die Wärmelast auf die erste Stufe. Ein linearer Zusammenhang zwischen sinkender Temperatur T_2 und steigender Temperatur T_1 deckt sich mit den Laborbeobachtungen. Eine verbesserte Kühlleistung der zweiten Stufe reduziert gleichzeitig die Kühlleistung der ersten Stufe. Der errechnete nicht lineare Temperaturverlauf der ersten Stufe bei 5,5 und 6 mg/s ist ein Rechenartefakt in Sage und könnte durch den Inversionspunkt der Kurve von T_2 entstanden sein.

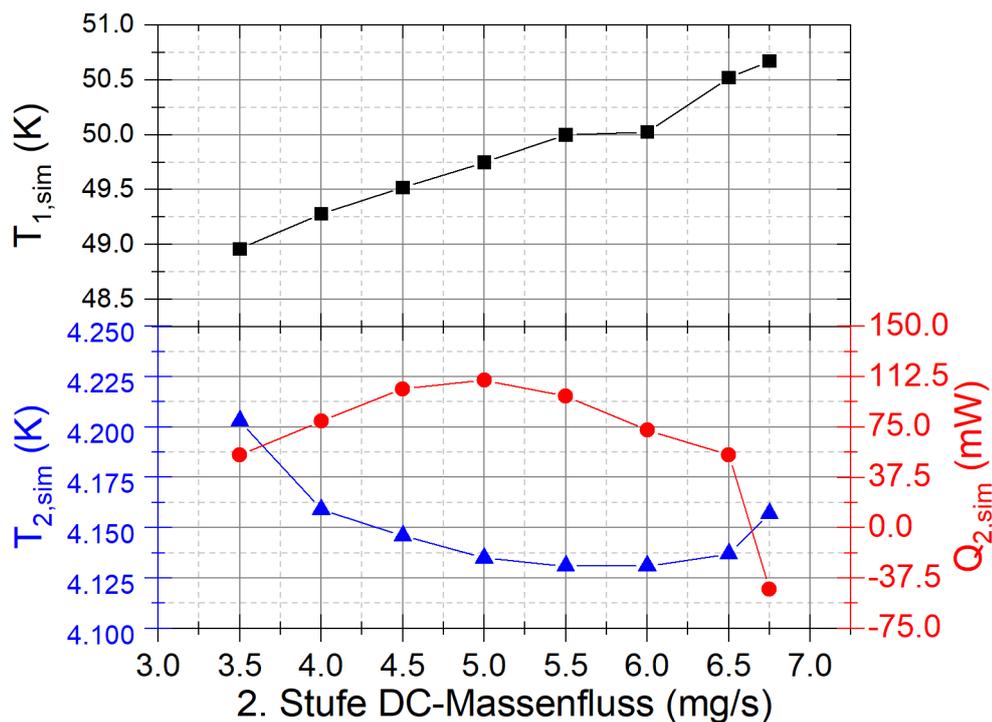


Abbildung 35: Berechnete Abhängigkeit der Temperatur T_1 der ersten bzw. T_2 der zweiten Stufe und Kühlleistung der zweiten Stufe vom DC-Massenfluss durch das Double-Inlet Ventil der zweiten Stufe.

Zur Überprüfung der Plausibilität der Simulationsergebnisse kann die vom Drehventil erzeugte Druckwelle als erster Parameter herangezogen werden. In Abb. 36 ist die simulierte und die gemessene Druckwelle am Haupteinlass des SUSY-PTC über einen Zyklus der Druckwelle aufgetragen. Die berechnete Druckwelle besitzt einen Druckhub von $\Delta p_{sim} = 0,97$ MPa und die Messung einen Druckhub von $\Delta p_{exp} = 1,12$ MPa bei einer Temperatur von 10 K des Wärmetauschers der zweiten Stufe. Damit sind die Simulationsergebnisse des Sagemodells, die mit Hilfe der Prototypen erstellt wurden, mit der gemessenen Druckwelle in guter Übereinstimmung.

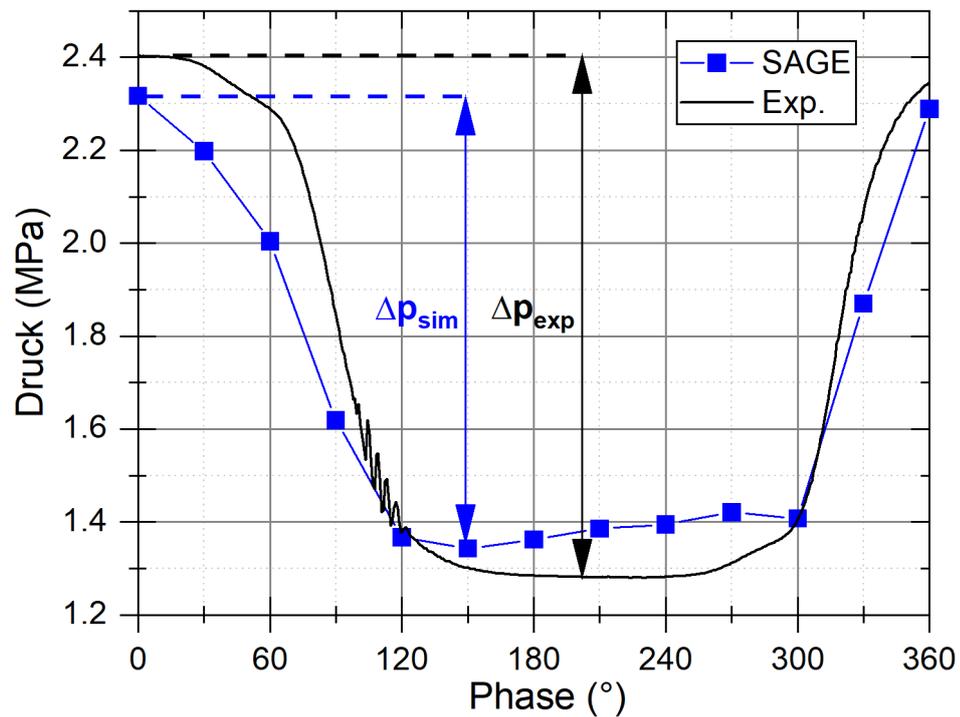


Abbildung 36: Grafische Auftragung des gemessenen (schwarz) und simulierten (blau) Druckverlaufs am Haupteinlass des SUSY-PTC. Der Druckhub errechnet sich aus der Differenz zwischen Minimum und Maximum der Druckwelle.

Die aus der Simulation mit Sage errechneten Werte erlauben nun eine Auswertung der in Kapitel 3.2.3 eingeführten Enthalpie für das Gesamtsystem. Der in der Simulation errechnete mittlere Enthalpiefluss der einzelnen Bauteile ist in Abb. 37 dargestellt. In Teilbild (a) aus Abb. 37 ist der Enthalpiefluss der ersten Stufe und in Teilbild (b) entsprechend der Fluss durch die zweite Stufe dargestellt. Am Ort des Kompressors wird die in das System eingefügte Leistung nach Gleichung (26) in Enthalpie umgewandelt. Der mittlere Enthalpiefluss ist am Ort des Kompressors maximal. Vom

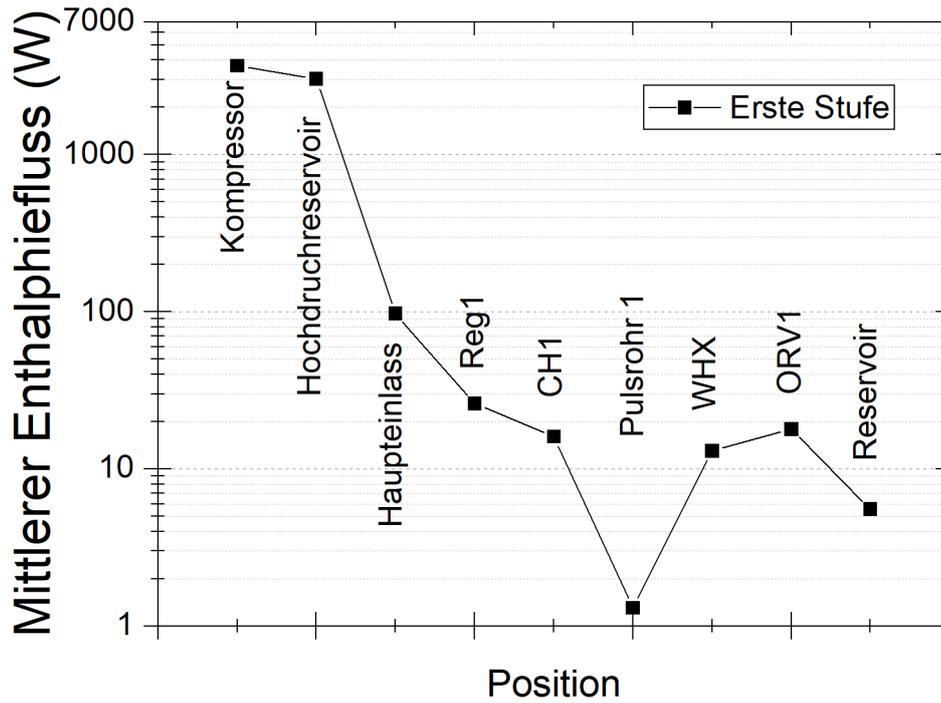
Hochdruckreservoir, über die Ventile, hin zum Haupteinlass erfolgt eine Abnahme des Enthalpieflusses um den Faktor 30. An den Ventilen wird ein großer Teil der Exergie in Entropie umgewandelt, die dem restlichen System nicht mehr zur Verfügung steht. Bis zum Regenerator der ersten Stufe (Reg1) ist der Verlauf der Enthalpie beider Stufen identisch, danach teilt sich der Enthalpiefluss in den Wärmetauscher CH1 und den zweiten Regenerator auf. Der Enthalpiefluss ist im ersten Pulsrohr stark reduziert und steigt am Wärmetauscher bzw. Orifice ORV1 an. In der zweiten Stufe ist der Entropiefluss über Regeneratorfüllung, CH2 und Pulsrohr näherungsweise konstant. Danach steigt der mittlere Enthalpiefluss am Wärmetauscher (WHX) und Orifice (ORV2) an. In beiden Stufen ist der mittlere Enthalpiefluss am Reservoir wieder geringer.

In Sage werden Verlustprozesse wie z.B. Wärmestrahlung oder Wärmeübertragung durch die Rohrwandung mit einbezogen, worin sich die Abweichung zur idealen Betrachtung in Kapitel 3.2.4 begründet. Der Verlauf der zweiten Stufe ist vergleichbar zu Fang et al. [138], aber der mittlere Enthalpiefluss durch das Pulsrohr der ersten Stufe ist geringer als erwartet. Die Ursache hierfür ist in nicht optimal gewählten Parameterwerten zu suchen, was im späteren Verlauf dieser Arbeit noch diskutiert wird.

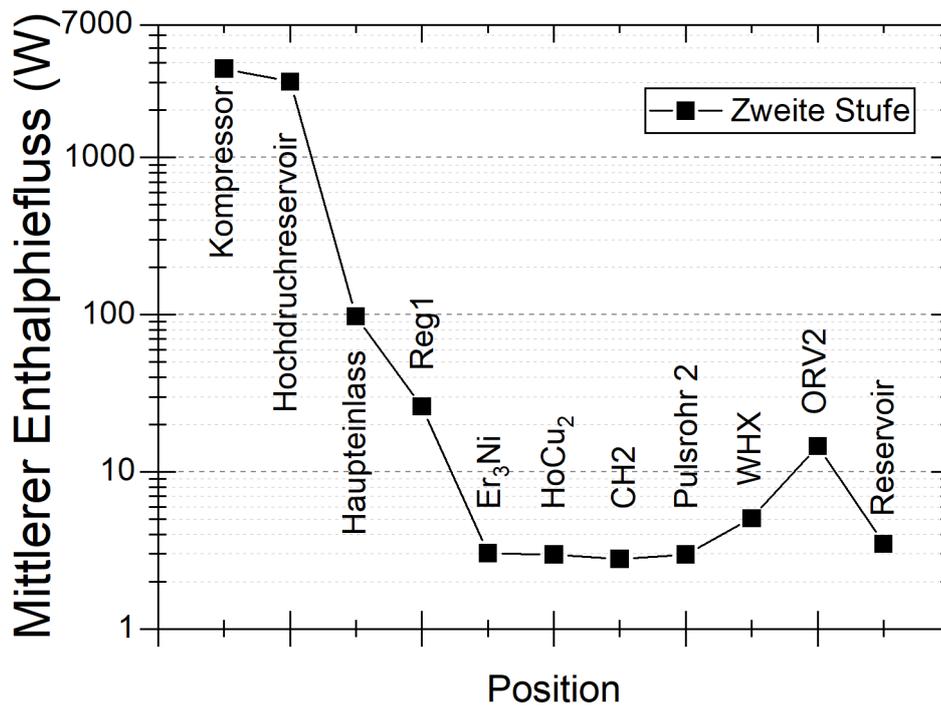
Tabelle 4: Berechneter Massenfluss und Phasenwinkel der jeweiligen Bauteile im System des SUSY 2.2.

Bauteil	$ \dot{m} $ [g/s] @ 4,2 K	$\Delta\theta$ [°]
Haupteinlass	4,91	-24,22
Regenerator 1 (warm)	3,11	-22,31
Regenerator 2 (warm)	1,53	-18,42
Regenerator 2 (kalt)	3,0	-7,70
CH1/Pulsrohr 1 (kalt)	1,71	-35,53
Pulsrohr 1 (warm)	0,14	-22,37
CH2/Pulsrohr 2 (kalt)	3,0	-7,64
Pulsrohr 2 (warm)	0,08	30,42
Double-Inlet 1	0,59	61,60
Double-Inlet 2	0,06	64,56

Die vorgestellte Theorie der Phasordarstellung in Kapitel 3.2.5 kann zusätzlich aus den errechneten Daten in Sage betrachtet werden. Tabelle 4 zeigt eine Übersicht der mit Sage errechneten Werte für den mittleren Massenfluss \dot{m} durch das System und die dazugehörige Phasenwinkeldifferenz $\Delta\theta$ der verwendeten PTC-Bauteile.



(a)



(b)

Abbildung 37: Simulierter mittlerer Enthalpiefluss der einzelnen Bauteile des SUSY-PTC Modells 2.2 in (a) der ersten Stufe und (b) der zweiten Stufe mit Kompressor, Hochdruckreservoir und Haupteinlass.

Aus der Phasendifferenz erfolgt, dass der Massenfluss der Druckwelle nachläuft. Am warmen Ende des Pulsrohres der zweiten Stufe läuft der Massenfluss durch die Double-Inlets der Druckwelle im kalten Bereich voraus.

Der Massenfluss nimmt über das System hinweg ab und teilt sich am Ende des ersten Regenerators in Wärmetauscher CH1 und die zweite Stufe auf. Mit dem Produkt aus Massenfluss und Winkel kann die Massenerhaltung berechnet werden. Der Betrag des Produkts ist etwa 2 g/s durch den Kühler und teilt sich etwa zu zwei Drittel in die erste und ein Drittel in die zweite Stufe auf.

Die Tabellenwerte können mit der in Kapitel 3.2.5 aufgeführten Abb. 20 der Phasen verglichen werden. Der geringe Enthalpiefluss durch das Pulsrohr der ersten Stufe kann durch einen geringen Phasenwinkel erklärt werden. Die Ursache dafür begründet sich in einem nicht optimalen bzw. zu hohen DC-Massenfluss. Die Unterschiede sind in Hinblick auf die Darstellung der zweiten Stufe vernachlässigbar, da der Temperaturverlauf des Gases innerhalb des Systems mit den realen Bedingungen in guter Übereinstimmung bleibt.

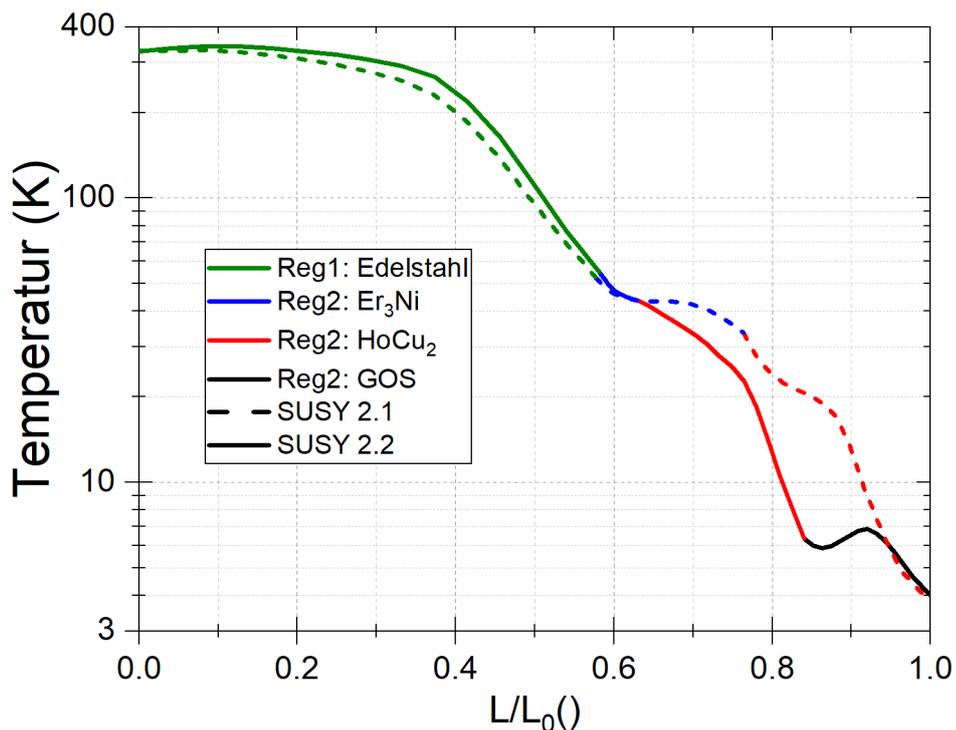


Abbildung 38: Grafische Darstellung der Simulationsergebnisse des axialen Temperaturverlaufs über die Regeneratoren für SUSY 2.1 (durchgehende Linien) und 2.2 (gestrichelte Linien) mit den Regeneratormaterialien Edelstahl (grün), Er_3Ni (blau), $HoCu_2$ (rot) und GOS (schwarz).

Der axiale Temperaturverlauf aus der numerischen Simulation ist in Abb. 38 dargestellt. Die Temperatur des Gases innerhalb der Regeneratoren ist über die normalisierte Länge aufgetragen. Das Diagramm beinhaltet die beiden Modellversionen von SUSY 2.1 (gestrichelte Linie) und 2.2 (kompakte Linie). Der Temperaturverlauf kann in die verwendeten Regeneratormaterialien aufgeteilt werden, mit Edelstahl (grün) im Regenerator der ersten Stufe und Er_3Ni (blau), sowie HoCu_2 (rot) im Regenerator der zweiten Stufe. In der Version des SUSY 2.2 befindet sich GOS (schwarz) am kalten Ende des Regenerators.

Der Temperaturverlauf des Regenerators der ersten Stufe startet für beide Versionen bei 310 K und fällt über den Regenerator hinweg auf etwa 52,6 und 55 K ab. Die Temperatur fällt über die Matrix aus Er_3Ni im SUSY 2.1 bis auf etwa 33,6 K, wobei im SUSY 2.2 die Temperatur in der kleineren Matrix bis auf etwa 43,8 K sinkt. Die Version des SUSY 2.1 erreicht nach der Matrix aus HoCu_2 am kalten Ende des Regenerators der zweiten Stufe eine Temperatur von 4,2 K. Am kalten Ende der Matrix aus HoCu_2 wird eine Temperatur von etwa 6,3 K errechnet, wobei die Minimaltemperatur von 4,2 K im dahinter platzierten GOS erreicht wird.

Der Temperaturverlauf beider Versionen ändert sich vornehmlich im Bereich des Regenerators der zweiten Stufe. Durch die Verwendung von GOS wird die Temperatur bei gleicher Länge durch die höhere volumetrisch spezifische Wärme früher herabgesenkt. Der Peak im Temperaturverlauf des GOS könnte durch dessen Wärmeleitfähigkeit bei 5 bis 6 K erklärt werden. Der Temperaturverlauf im Regenerator der ersten Stufe ist für beide Versionen, nicht wie erwartet, über den Regenerator linear und wird nach dem Einlass etwas wärmer. Dieser Effekt könnte wiederum durch den Phasenwinkel und die Höhe des DC-Flusses in der ersten Stufe erklärt werden.

4.4 Vergleich von Experiment und numerischer Simulation

Abschließend kann die berechnete Kühlleistung am Wärmetauscher der zweiten Stufe mit der gemessenen Kühlleistung der Prototypen verglichen werden. Es wurden die experimentellen Lastkurven (Kühlleistung ohne Heizlast am Wärmetauscher der ersten Stufe) in Abb. 39 dargestellt. Die Lastkurven aus Experiment und Simulation lassen sich aus der gemeinsamen Auftragung in Abb. 39 vergleichen. Darin wurden zusätzlich die errechnete Kühlleistung bei 4,2 und 5 K der Simulationsversionen aufgetragen, um den Unterschied zwischen Simulationsergebnis und Experiment betrachten zu können. Die Kühlleistung der Simulationen im Vergleich mit den Experimenten sind in Übereinstimmung mit geringer Abweichung. Die ermittelte Kühlleistung bei 4,2 K aller Modellversionen und Prototypen sind mit Abweichung in Tabelle 5 aufgetragen.

Tabelle 5: Übersicht der experimentellen und simulierten Kühlleistung Q_2 der zweiten Stufe der SUSY-PTC Modellversionen 1.1, 2.1 und 2.2.

Modell	$Q_{2,sim}$ [mW] @ 4,2 K	$Q_{2,exp}$ [mW] @ 4,2 K	Abweichung [%]
SUSY 1.1	75,0	72,9	2,8
SUSY 2.1	110,0	102,7	6,6
SUSY 2.2	141,4	142,0	0,4

Die Ergebnisse der Kühlleistung Q_2 aus der Simulation liegen jeweils geringfügig über der aus den Messdaten, die Abweichung liegt aber in einem Bereich von unter 6,7 %. Dies kann ein kleiner systematischer Fehler durch den Messaufbau sein oder die Ursache liegt in nicht perfekt gewählten Parametern. Unterschiede zwischen Simulation und Experiment kann auch durch Wärmeleitung und Wärmestrahlung erklärt werden. Diese Verlustmechanismen werden in der Software zum Teil nur vereinfacht mit eingerechnet. Für die Feststellung der Plausibilität der Simulationsmodelle ist dies ausreichend.

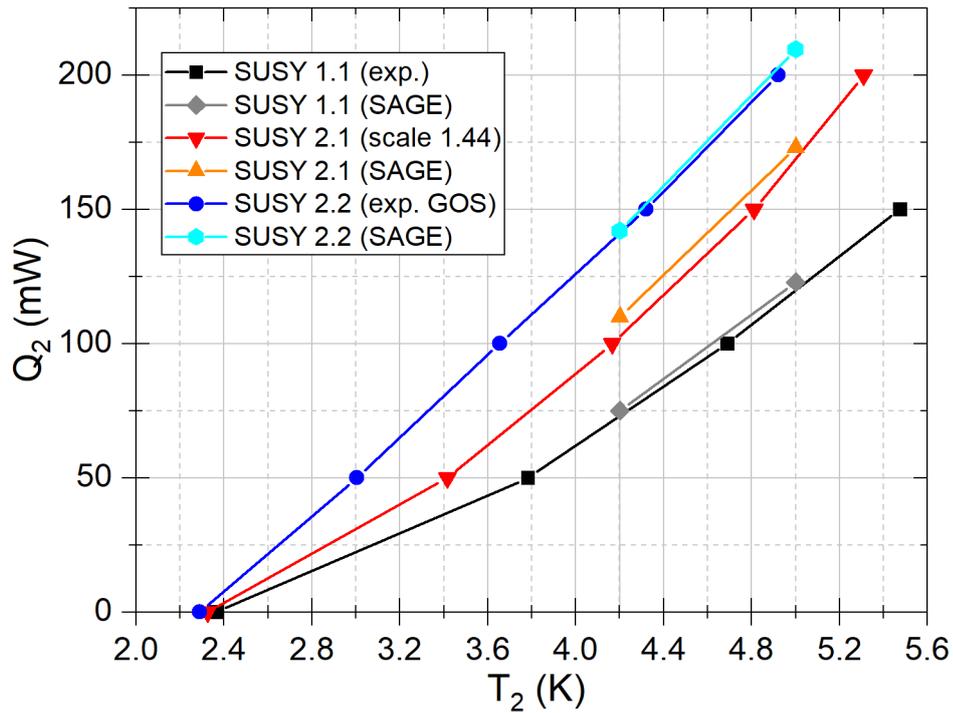


Abbildung 39: Grafische Darstellung der Kühlleistung der zweiten Stufe Q_2 und der erreichten Temperatur T_2 . Ergebnisse von SUSY 1.1 (grau/schwarz Rechteck), SUSY 2.1 (rot/orange Dreieck) und SUSY 2.2 (blau/hellblau Kreis) für Experiment und Simulation. Die Kühlleistung der zweiten Stufe bei 4,2 K erhöht sich von ca. 72,9 auf 142 mW für Simulation und Experiment.

Die erfolgte Verifizierung des Sage-Modells erlaubt es nun im Folgenden das Simulationsmodell für die gewählten Optimierung der erstellten Prototypen heranzuziehen. Zuerst wird die Optimierung durch die Vergrößerung der Rohrdurchmesser untersucht. Dabei muss die Funktionsweise des Kompressors in Sage beachtet werden, denn der Kompressor wurde als Modul mit festem Druckhub gewählt. Daraus folgt, dass Sage den nötigen Massenstrom errechnet, um das Gleichungssystem passend zu lösen. Um die Gültigkeit der gemachten Annahmen zu erhalten, muss der Massenfluss in Sage vergrößert berechnet worden sein.

In Abb. 40 ist der ermittelte Massenfluss im Haupteinlass über einen Zyklus für die Modellversionen SUSY 1.1 (schwarze Quadrate) und SUSY 2.1 (rote Kreise) dargestellt. Der Massenfluss für SUSY 2.1 ist bei 0° , 120° und 360° höher als der Massenfluss für SUSY 1.1. Der Betrag des Massenflusses bei 120° erhöht sich von ca. 5 g/s auf 7,5 g/s, was die Annahme eines geeigneteren Massenflusses durch größere Rohrdurchmesser bestätigt.

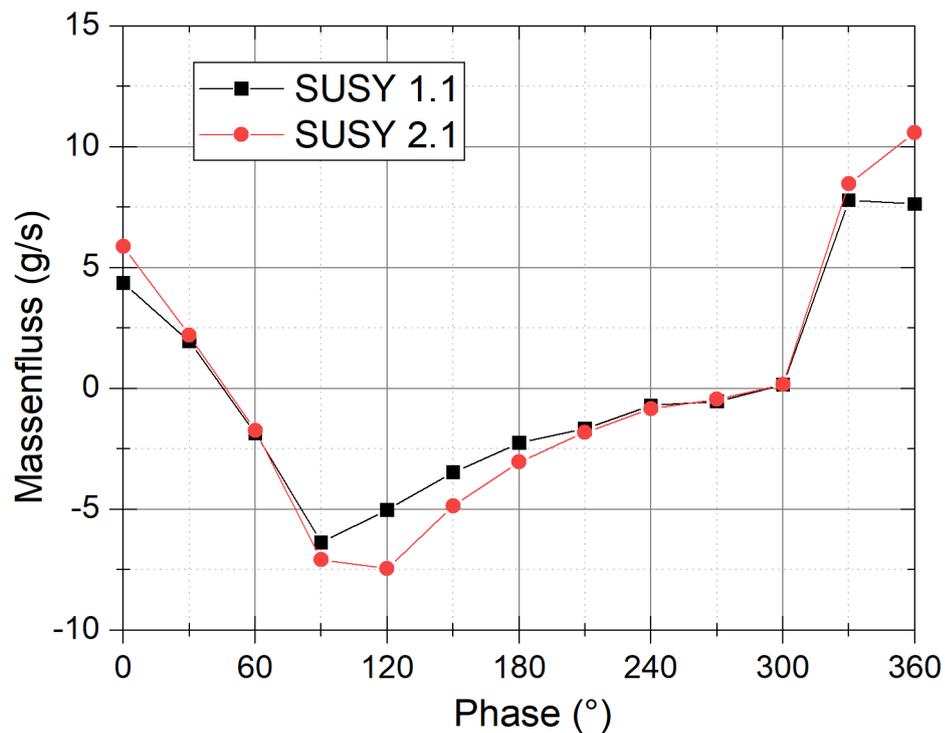


Abbildung 40: Simulierter Massenfluss durch den Haupteinlass über einen Zyklus von den Simulationsmodellen SUSY 1.1 (schwarze Quadrate) und SUSY 2.1 (rote Kreise) bei 4,2 K der zweiten Stufe. Der errechnete Minimalwert des Massenflusses beträgt bei SUSY 1.1 etwa -5 g/s und bei SUSY 2.1 etwa -7,5 g/s.

Die Matrix der Regeneratoren, insbesondere in der zweiten Kühlerstufe, ist eine Schlüsselkomponente. Die Optimierung anhand der erstellten Modellversionen dieser Komponente soll im Folgenden dargestellt werden. Der Einsatz von GOS im Regenerator der zweiten Stufe des SUSY-PTC soll bei einer Temperatur von etwa 4,2 K mehr Wärmekapazität als die vorherige Zusammensetzung (siehe Tab. 3) anbieten. In Abb. 41 ist die Temperaturänderung über einen Zyklus des jeweiligen Regeneratormaterials am unteren Ende des Regenerators der zweiten Stufe dargestellt. Die verbesserte Wärmekapazität des GOS Materials bestätigt sich in der Auftragung der Temperaturänderung über einen Kühlzyklus, denn die Temperaturänderung von GOS (rote Kreise) über einen Zyklus ist geringer als die Änderung des $HoCu_2$ (schwarze Quadrate). Die Spitze-Spitze Temperaturänderung wird mit dem Einsatz von GOS von etwa 2,4 K auf 1,7 K reduziert. Die erhöhte Wärmekapazität sorgt dafür, dass sich die Temperatur der Regeneratormatrix bei gleicher übertragener Wärmemenge weniger stark ändert. Dadurch wird die Temperatur des durchströmenden Fluids ebenfalls verringert. Die Optimierung der Kühlleistung durch die Änderung des Regeneratormaterials kann auch mittels Sage bestätigt werden.

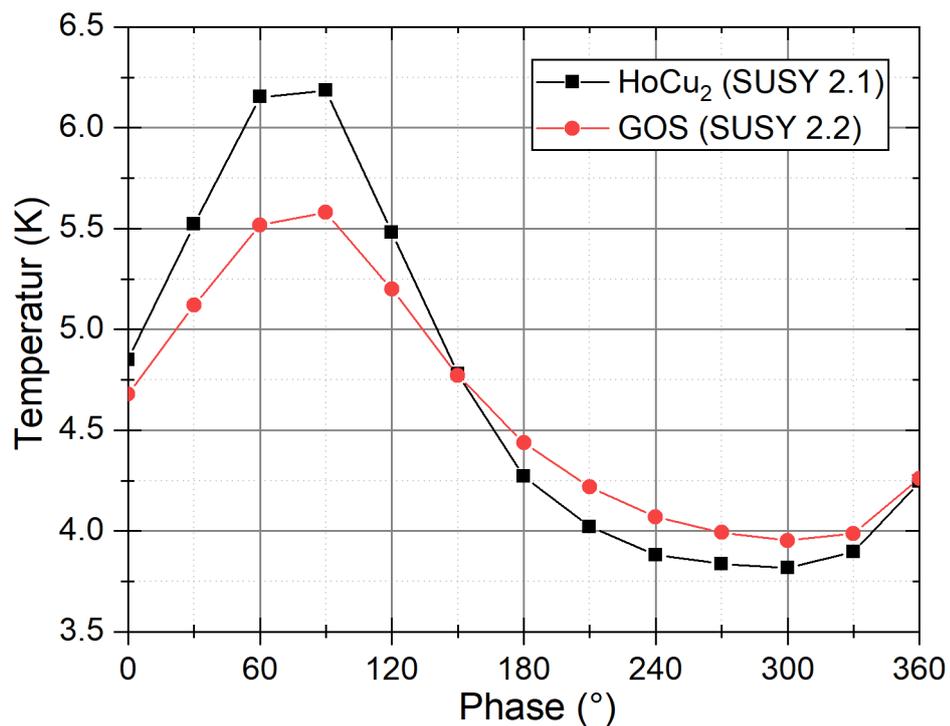


Abbildung 41: In Sage ermittelte Temperatur von $HoCu_2$ (schwarze Quadrate) und GOS (rote Kreise) im Regenerator der zweiten Stufe über einen Zyklus. Die Spitze-Spitze Temperaturoszillationen beträgt für $HoCu_2$ ca. 2,4 K und für GOS etwa 1,7 K.

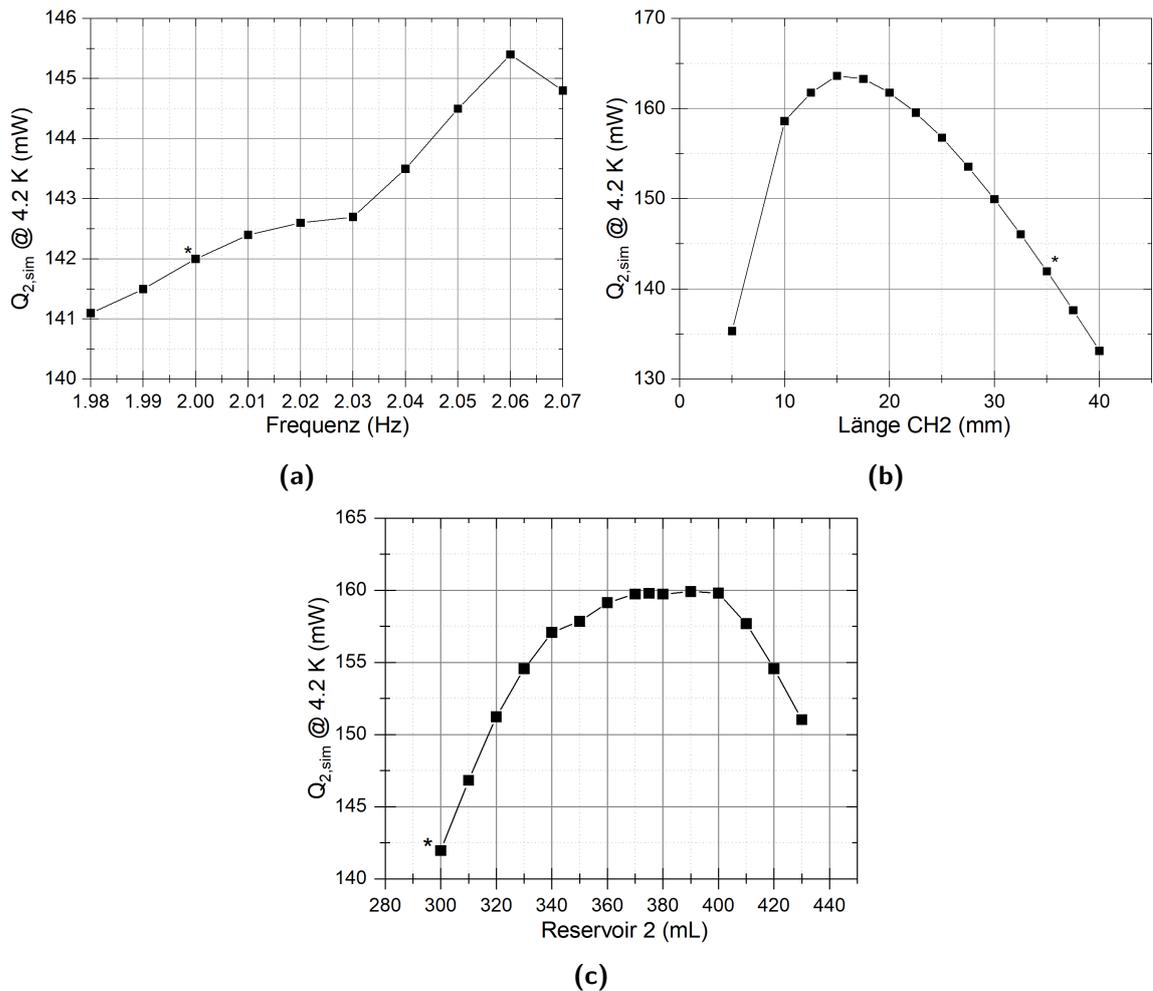


Abbildung 42: In Sage errechnete (a) Kühlleistung über Arbeitsfrequenz der SUSY 2.2 Simulationsversion bei 4,2 K. Eine errechnete optimierte Arbeitsfrequenz für den SUSY-PTC liegt bei 2.06 Hz. (b) Länge des SUSY 2.2 Wärmetauschers. Mit kürzer werdendem Wärmetauscher steigt die rechnerische Kühlleistung der zweiten Stufe bis zu einem Maximum von 163,6 mW bei etwa 15 mm Länge. (c) Reservoirvolumen der zweiten Stufe des SUSY 2.2. Das errechnete optimierte Reservoirvolumen beträgt etwa 370 bis 400 mL und erhöht die errechnete Kühlleistung der zweiten Stufe auf bis zu 159 mW.

Der Vergleich von numerischen Simulationsmodell und Experiment, sowie die Rückschlüsse auf die gewählten Parameter der Optimierung ergeben ein Konstrukt, das nun für weitere Änderungen verwendet werden kann. Mit dem Simulationsmodell können nun gezielt Variablen ermittelt und verbessert werden, die ein besseres Kühlverhalten mit sich bringen. Als Optimierungsbeispiel wurden Frequenz, Reservoirvolumen der zweiten Stufe und Wärmetauscher der zweiten Stufe gewählt und in Abb. 42 dargestellt. Zuerst wird die Frequenzoptimierung betrachtet. In Abb. 42 (a) sind die Frequenz und resultierende Kühlleistung aufgetragen. Beginnend unterhalb der Frequenz

des Experiments von 2 Hz wurde die Variable schrittweise erhöht und die resultierende Kühlleistung berechnet. Die Kühlleistung des Simulationsmodells bei 4,2 K besitzt ein Maximum von ca. 145,4 mW bei einer Frequenz von 2,06 Hz. Dies entspricht einer Steigerung der Kühlleistung um etwa 2,5 %.

Des Weiteren wurde mittels Sage die Länge des Wärmetauschers CH2 der zweiten Stufe optimiert. Abb. 42 (b) zeigt die berechnete Kühlleistung Q_2 der zweiten Stufe in Abhängigkeit von der Länge des Wärmetauschers CH2 der zweiten Stufe. Der mit Stern markierte Messpunkt beschreibt den Wert des Experiments mit 35 mm Weglänge für das Gas durch den Wärmetauscher. Sage errechnet ein Maximum der Kühlleistung von etwa 163,6 mW bei einer Länge von ca. 15 mm des Wärmetauschers. Die Verkürzung des Wärmetauschers kann durch ein geringeres Totvolumen im Wärmetauscher erklärt werden, was die Kühlleistung erhöht. Eine Verkürzung des Wärmetauschers wäre eine anspruchsvolle Aufgabe für einen realen Prototypen mit U-Form unter Gesichtspunkten der Herstellbarkeit.

Als zusätzlicher zu optimierender Parameter kann das Reservoir der zweiten Stufe mit Sage gewählt werden. Das Reservoir eines realen Pulsrohrkühlers besitzt eine endliche Größe, die optimiert werden kann. Das Reservoir des SUSY 2.2 besitzt ein Volumen von etwa 300 mL und ist in Abb. 42 (c) mit resultierender Kühlleistung Q_2 der zweiten Stufe aufgetragen. Die Kühlleistung steigt auf den Maximalwert von 159,9 mW für ein Volumen von 390 mL und fällt für noch größere Reservoir-Volumina wieder ab.

4.5 Fazit des numerischen Simulationsmodells

Zusammenfassend wurden Verbesserungen der Kühlleistung für einen ursprünglich in kleinem Maßstab konzipierten, zweistufigen Pulsrohrkühler mit Betriebstemperatur von 5 K vorgestellt. Die Optimierung wurde im Hinblick auf den Betrieb bei Flüssighelium-Temperaturen durchgeführt. Während die Gesamtlänge der Kühler unverändert blieb, wurde sowohl der Einfluss von Rohrdurchmessern als auch die Änderungen der Regeneratormatrix untersucht. Mit diesen Modifikationen erhöhte sich die experimentell ermittelte Leistungszahl des SUSY-PTC bei 4,2 K um mehr als den Faktor 2 von $7 \cdot 10^{-5}$ der ersten Version SUSY 1.1 zu $1.55 \cdot 10^{-4}$ für SUSY 2.2. Damit ist die Leistungszahl des SUSY-PTC ähnlich derjenigen der großen 4 K-PTCs mit einer Eingangsleistung von 6 bis 7 kW und 1 W Kühlleistung bei 4,2 K [3]. Die Experimente wurden von numerischen Simulationen mittels Softwarepaket Sage begleitet. Die Simulationen erlaubten es den Einfluss der Schlüsselparameter, die in dieser Arbeit analysiert wurden, zu bestätigen und damit die Fähigkeit zu demonstrieren,

Sage-Simulationen im Tieftemperaturbereich unter 10 K anzuwenden. Das numerische Simulationsmodell erlaubt nun die Vorhersage weiterer Optimierungswege, wobei z.B. das Reservoirvolumen ein vielversprechendes Mittel zur ersten Verbesserung der Kühlleistung darstellt.

Für die Adaption von PTCs an sensible Messinstrumente müssen andere Eigenschaften neben der Kühlleistung betrachtet werden. Diese Parameter werden im nächsten Kapitel untersucht und präsentiert.

5 Temperaturoszillationen und mechanische Vibrationen eines zweistufigen Pulsrohrkühlers

Die Vorteile der PTCs mit langer Betriebszeit und geringen Wartungsintervallen kommen mit dem Nachteil des erhöhten Aufwands für die Adaption an sensitive Messinstrumente. In Kapitel 3.4 wurden Temperaturoszillationen und Vibrationen vorgestellt und deren Ursprung erläutert. Für eine erfolgreiche Adaption müssen diese intrinsischen Effekte zuvor charakterisiert werden, um geeignete und ausreichende Vorkehrungen, wie Dämpfung oder Isolation, im Gesamtaufbau berücksichtigen zu können. Für sehr sensitive Anwendungen wie z.B. Rastersondenmikroskope können diese kritisch sein. In diesem Kapitel werden die Charakteristika des SUSY 2.1 bezüglich thermischer und mechanischer Stabilität dargestellt. Die mechanische Stabilität hat Einfluss auf die Verwendbarkeit des PTC mit sensiblen und störanfälligen Systemen. Die Verkleinerung führt zu dem Schluss, dass die Vibrationen verringert werden, da diese, wie in Gleichung (65) gezeigt, von Gesamtlänge, Wanddicke und Rohrdurchmesser abhängen.

Temperaturschwankungen können starken Einfluss auf Messgenauigkeit und Empfindlichkeit der Sensoren haben, wie z.B. bei SQUIDs [139]. Die Größen von Temperaturoszillationen und Schwingungen hängen, wie in Kapitel 3.4.2 beschrieben, linear vom Druckhub ab. Daher wurde für die folgenden Messungen ein Kompressor mit variabler Eingangsleistung und damit veränderbarem Druckhub verwendet. Der dadurch entstehenden Einfluss auf Kühlleistung und intrinsische Effekte wird, nach der Darstellung des verwendeten Kompressors, auf den folgenden Seiten behandelt und mit der Literatur verglichen. Die mechanische Stabilität wird zum Schluss mit einem FEM-Modell des SUSY-PTC untersucht. Auf der Grundlage der Ergebnisse können in Zukunft die nötigen Vorkehrungen zur Nutzung des SUSY-PTC zur störarmen Kühlung sensibler Messinstrumente getroffen werden. Die in diesem Kapitel dargestellten Ergebnisse wurden bei der internationalen Fachzeitschrift CRYOGENICS im Juni 2020 publiziert [122].

5.1 Versuchsaufbau mit regelbarem Kompressor

Die ersten Helium-Kompressoren waren in ihrer Leistung fest und hatten noch wenige Funktionen, da diese für die zuvor bestimmte Größe der Kühler ausgelegt wurden. Im Jahr 2008 wurde untersucht, wie sich ein Standard Gifford-McMahon Kühler und GM-Typ PTC im dynamischen Betrieb eines Kompressors verhalten und welchen Einfluss dies auf die Kühlleistung nimmt [140]. Chivalo et al. berichten, dass der variable

Betrieb mit Steuerung der Kompressionsgeschwindigkeit auch das Einstellen der Kühlleistung ermöglicht [141]. Somit ist wählbar, ob ein PTC im Hochleistungsmodus mit hohem Energiebedarf in einem Modus mit minimalen Energiebedarf oder wahlweise auch in einem Zwischenbereich betrieben wird. Das Kühlsystem kann so z.B. in einen Ruhemodus mit geringerer Kühlleistung geschaltet werden oder auch für die schnelle Bereitstellung der Betriebstemperatur mit maximaler Leistung den Abkühlvorgang starten.

Jüngste Veröffentlichungen aus dem Jahr 2016 stellen einen variablen Helium-Kompressor vor, der durch die genannten Modi als „energy smart“ bzw. „smart compressor“ beschrieben wird [142]. Dieser Helium-Kompressor (HAC-900, Quantum Design, Ltd., USA) eignet sich zur Charakterisierung der intrinsischen Effekte, da der Druckhub sich mit den eingestellten Modi verändert und nach Gleichung (59) und (65) direkten Einfluss auf die thermischen und mechanischen Effekte hat. Das Gerät besitzt eine elektrische Eingangsleistung von 0,9 bis 2,3 kW und ist über die Drehgeschwindigkeit der sogenannten Kompressionskapsel stufenlos einstellbar. Die Kapsel verdichtet das Helium-Gas, wobei bei höherer Drehzahl mehr Gas verdichtet wird und eine größere Druckdifferenz zwischen Ein- und Ausgang des Kompressors (Hoch- und Niederdruck) entsteht, was sich gleichzeitig in einer höheren Leistungsaufnahme widerspiegelt [37].

Dieser Kompressor besitzt den Vorteil einer seriellen Schnittstelle, über die er mit einem Computer verbunden werden kann. Diese Schnittstelle erlaubt neben der Steuerung der Kompressionskapsel auch das Auslesen von Statusparametern wie z.B. Druck, Temperatur und Leistungsaufnahme im Kompressor sowie ein ferngesteuertes Ein- und Ausschalten. Damit lassen sich die Funktionen des Kompressors in die Steuerung von komplexen, automatisierten Kryostatsystemen vollständig integrieren.

Für die Auswahl des PTC sind der Druckhub und der resultierende Massenfluss maßgebliche Parameter. In Abb. 43 (a) ist der schematische Aufbau zur Bestimmung des Druckhubs und Massenflusses des variablen Kompressors dargestellt. Der Kompressor wird an ein Massenflussmessgerät (HFM-200, Hasting Instruments, Hampton, Virginia, U.S.A.) mit nachgeschaltetem Ventil angeschlossen. Das Ventil simuliert die Druckabnahme über den PTC. Es ist zu beachten, dass die Druckabnahme im statischen Betrieb gemessen wird, aber im realen System mit PTC dynamisch verläuft. Der Druck wird vor und hinter beiden Komponenten gemessen, um die Druckabnahme darüber zu bestimmen. Das ähnelt dem resultierenden Druckhub eines PTC. Der gemessene Massenfluss des HAC-900 Helium-Kompressor ist in Abb. 43 (b) dargestellt. Zum Vergleich wurde der in der Entwicklung verwendete CNA-11 (Sumitomo Heavy

Industries) Helium-Kompressor auch im Diagramm aufgetragen. Für den Druckhub Δp vom HAC-900 Kompressor wurde ein Bereich von 0,68 bis 1,25 MPa ermittelt.

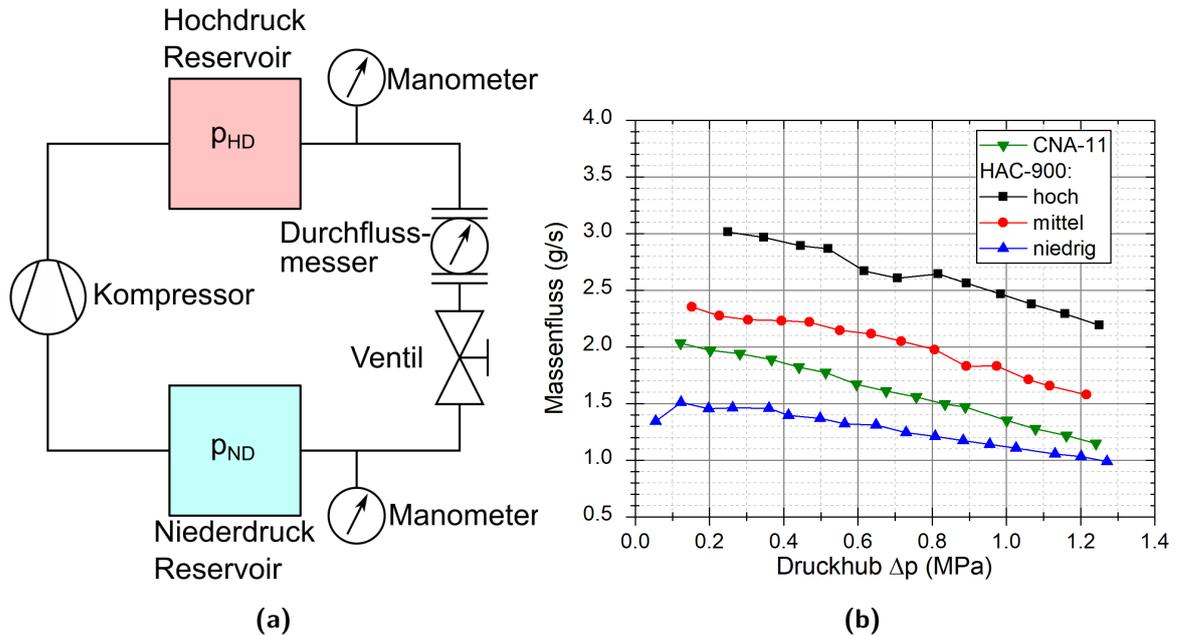


Abbildung 43: (a) Schematischer Aufbau der Massenflussmessung mit Kompressor, Manometer, Ventil und Durchflussmesser. (b) Diagramm mit dem gemessenen Massenfluss von HAC-900 und CNA-11 aufgetragen gegen Druckunterschied vor und hinter dem Massenflussmessgerät. Der gemessene Massenfluss von CNA-11 (grüne Dreiecke) liegt zwischen niedriger (hellblaue Dreiecke) und mittlerer Eingangsleistung des HAC-900 (rote Kreise). Schwarze Quadrate beschreiben die Messdaten bei hoher Eingangsleistung des HAC-900.

Die Massenflussrate des CNA-11 (grüne Dreiecke) liegt zwischen der niedrigen (blaue Dreiecke) und mittleren Leistungsaufnahme (rote Kreise) des HAC-900. Somit ist der Arbeitsbereich des HAC-900 Kompressors mit einem Massenfluss von 1 bis 3 g/s und einem Druckhub bis zu 1,25 MPa geeignet für den Betrieb des SUSY-PTC.

Abb. 44 zeigt den Aufbau des Kompressors HAC-900 (a) mit dem SUSY-PTC innerhalb eines Vakuumgefäßes (b). Der Kompressor ist über flexible Metallschläuche mit 12 mm Innendurchmesser und 4,5 m Länge mit dem Drehventil (c) verbunden. Das Drehventil erzeugt die für den Betrieb des PTC nötige Druckwelle. Das Drehventil ist über einen 0,5 m langen flexiblen Metallschlauch mit 10 mm Innendurchmesser mit dem PTC verbunden. Der mittlere Fülldruck des Gesamtsystems beträgt 2,15 MPa (relativ) und die Frequenz der Druckwelle beträgt 1,88 Hz, die zum Zeitpunkt des Betriebs mit variablen Kompressor als Optimum angenommen wurde. Mit dem beschriebenen Aufbau kann die Kombination aus variablem Kompressor und SUSY-PTC untersucht werden.

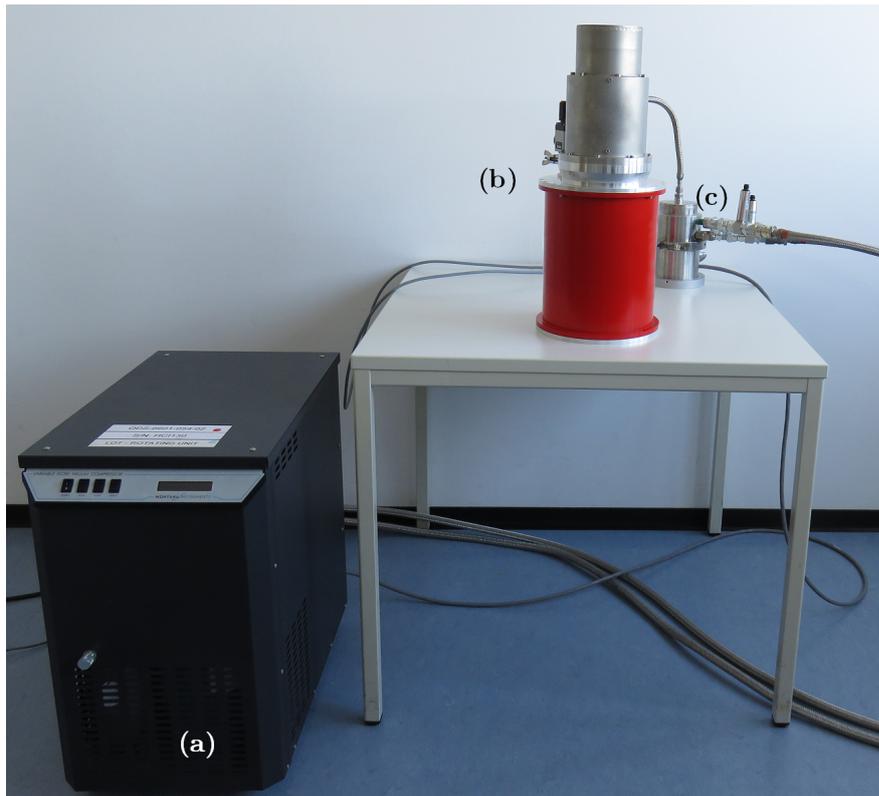


Abbildung 44: Foto des Aufbaus mit HAC-900 (Quantum Design Ltd.) Helium Kompressor (a), SUSY-PTC (in roter Vakuummkammer) (b), Drehventil (c) und flexiblen Metallschläuchen.

5.2 Variable Kühlleistung

Der Betrieb mit dem HAC-900 konnte problemlos durchgeführt und ein Temperaturverlauf über die Zeit nach dem Start des Kompressors aufgenommen werden. In Abb. 45 ist der zeitliche Verlauf der Temperatur der ersten Stufe (a) und zweiten Stufe (b) dargestellt. Die schwarze Kurve ist der Temperaturverlauf bei niedriger („low“, 30 Hz Arbeitsfrequenz) und die rote Kurve bei hoher („high“, 60 Hz Arbeitsfrequenz) Einstellung der Kompressionskapsel des HAC-900. Die zeitliche Änderung der Temperatur steigt im Gegensatz zur niedrigen Einstellung unterhalb 4,2 K an. In beiden Aufträgen wird die Endtemperatur erwartungsgemäß zuerst bei der hohen Einstellung der Kompressionskapsel erreicht. Zusätzlich ist die Endtemperatur mit niedriger Einstellung der Kompressionskapsel höher, da der Druckhub niedriger ist. Die benötigte Zeit bis zum Herunterkühlen unter Temperaturen von 4,2 K konnte erwartungsgemäß mit der höheren Einstellung der Kompressionskapsel um etwa 25 min verkürzt werden, was einer Reduktion der Abkühlzeit von etwa 20 % zwischen „low“ und „high“ entspricht.

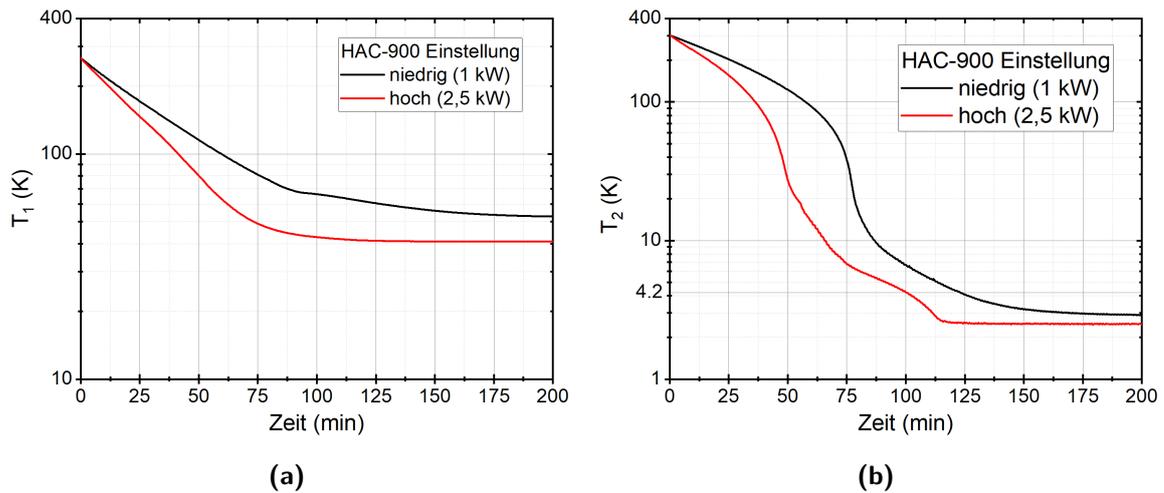
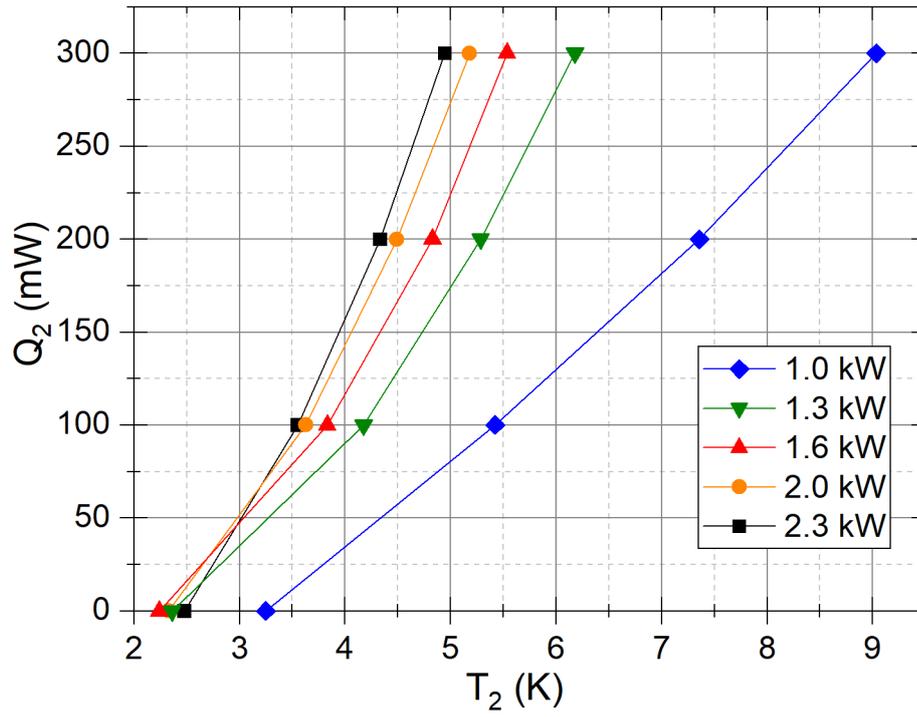


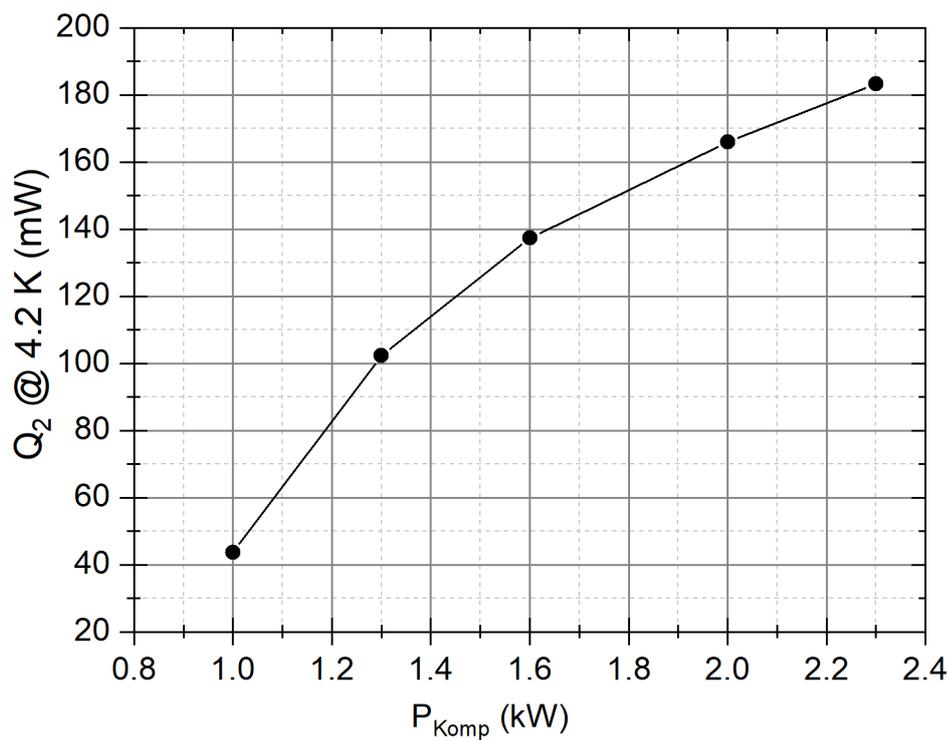
Abbildung 45: Zeitlicher Temperaturverlauf vom Wärmetauscher (a) der ersten Stufe CH1 und (b) der zweiten Stufe CH2 nach Einschalten des SUSY 2.1 für die „niedrige“ (schwarz) und „hohe“ (rot) Einstellung der Kompressionskapsel des HAC-900 Helium-Kompressors.

Zur Verifizierung der Kombination aus variablem Kompressor und PTC dienen gemessene Kühlleistung und Minimaltemperatur als erste Tests. Die Kühlleistung wurde über einen 100 Ohm Heizwiderstand (NIKKOHM) und ein Widerstandsthermometer (Cernox, Lakeshore) am Wärmetauscher der zweiten Stufe ermittelt. Im Diagramm aus Abb. 46 (a) ist die Kühlleistung Q_2 an der zweiten Stufe gegen die Temperatur der zweiten Stufe aufgetragen. Dabei wurde der Kompressor mit fünf verschiedenen Eingangsleistungen im Bereich von 1 bis 2,3 kW betrieben. Die Steigung der Kurven nimmt mit höherer Eingangsleistung zu, geht aber ab einem Wert von etwa 160 mW in Sättigung, was in Abb. 46 (b) zu erkennen ist. In dem Diagramm ist die Kühlleistung am Wärmetauscher der zweiten Stufe bei 4,2 K gegen die Eingangsleistung aufgetragen.

Bei gleicher Eingangsleistung von etwa 1 kW und identischem Fülldruck von 2,15 MPa besitzt der SUSY-PTC mit dem CNA-11 Helium Kompressor eine höhere Kühlleistung von 102,7 mW bei 4,2 K (siehe Tabelle 5) im Vergleich zu den 43,6 mW mit dem HAC-900. Jedoch wird die Kühlleistung der zweiten Stufe bei höheren Eingangsleistungen des HAC-900 übertroffen. Sie liegt bei 4,2 K und hoher Eingangsleistung von 2,3 kW bei ca. 183,3 mW. Die Kühlleistung läuft in Sättigung durch den zu hohen Massenfluss bei den zu kleinen Rohrdurchmessern. Zusätzlich kann an dieser Stelle erwähnt werden, dass die Ventileinstellungen nicht für den HAC-900 nachoptimiert wurden. Die Leistungszahl der Kombination aus SUSY 2.1 und HAC-900 ändert sich somit von etwa $4,4 \cdot 10^{-5}$ bei niedriger Einstellung auf $8 \cdot 10^{-5}$ bei hoher Einstellung des Kompressors.



(a)



(b)

Abbildung 46: (a) Erreichte Temperatur der zweiten Stufe T_2 mit Kühlleistung Q_2 mit Helium-Kompressor HAC-900. Kühlleistung wird mit steigender elektrischer Eingangsleistung des Kompressors verbessert. (b) Darstellung der Kühlleistung bei 4,2 K gegen elektrische Eingangsleistung des Helium-Kompressors HAC-900.

Die variable Einstellung der Kühlleistung an der zweiten Stufe über das Kompressionsverhalten des HAC-900 eröffnet die Möglichkeit eines schnellen Abkühlens bei hoher Eingangsleistung und ein Temperaturhalten („stand-by“) bei geringerer Eingangsleistung. Im Falle, dass ein Experiment nur zeitweise höhere Wärmelasten aufweist, wie z.B. bei einem Probenwechsel oder Wärmeeintrag durch geöffnete optische Messfenster, wäre die oben genannte „energy smart“-Option ressourcenschonender.

Der SUSY-PTC lässt sich mit dem regelbaren Kompressor erfolgreich betreiben und ermöglicht die im Folgenden beschriebene druckhubabhängige Messung der intrinsischen Effekte [122]. Vorab wird die Druckmessung für das Bestimmen des Druckhubs dargestellt.

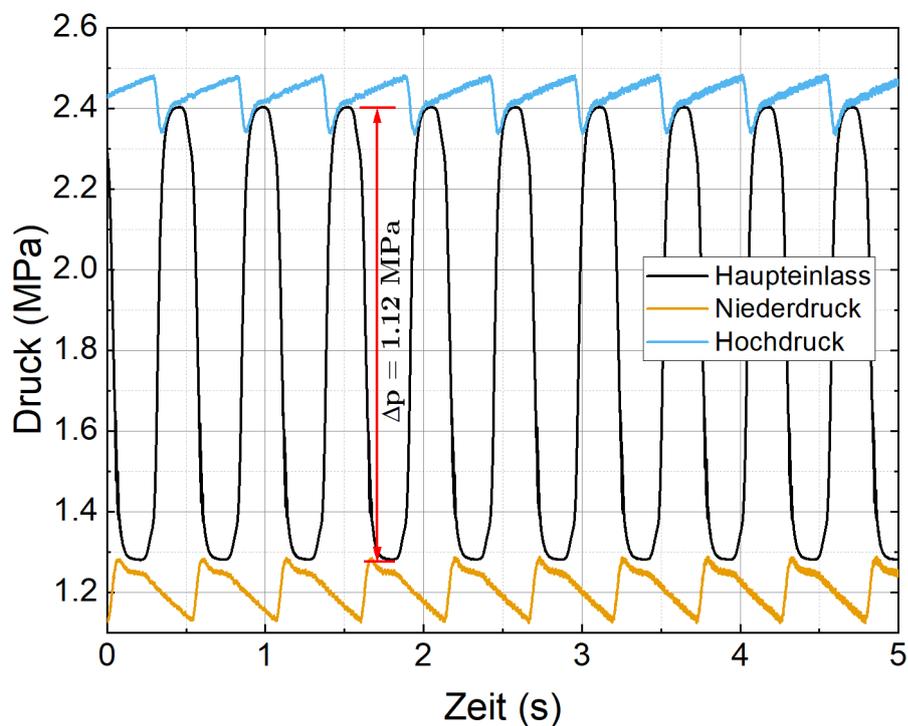


Abbildung 47: Gemessener Druckverlauf nach dem Drehventil am Haupteinlass (schwarz), sowie Nieder- (gelb) und Hochdruckreservoir (blau) vor dem Drehventil. Der Druckhub entspricht der Spitze-Spitze-Amplitude am Haupteinlass.

Abb. 47 zeigt eine Beispielmessung für den aufgenommenen Druck vor dem Drehventil mit Niederdrucklevel (gelb) und Hochdrucklevel (hellblau). Die resultierende Druckwelle (schwarz) wurde am Haupteinlass des SUSY-PTC gemessen und entspricht dem Druckhub. Während des Öffnens des Drehventils zur Hochdruckseite fällt der Druck im Reservoir ab und der Druck am Haupteinlass steigt. Danach wird der Druck

für einen Bruchteil des Zyklus gehalten, indem das Hochdruckventil schließt und kurze Zeit später das Drehventil die Verbindung des Haupteinlasses zum Niederdruck des Kompressors öffnet („Totzeit“). Der Druck am Niederdruckreservoir steigt und wird im System verringert. Das Drehventil schließt die Verbindung zum Niederdruck des Kompressors und nach kurzer Haltezeit wiederholt sich der Zyklus. Die lineare Zu- bzw. Abnahme während das jeweils andere Reservoir angesteuert wird, ist durch den Kompressor zu erklären. Der Kompressor entnimmt Gas vom Niederdruckreservoir-Gas, welches komprimiert und in das Hochdruckreservoir befördert wird. Der durch die beiden Druckpegel erreichte Druckhub im System ist ca. 1,12 MPa bei höchster elektrischer Eingangsleistung des HAC-900 Helium-Kompressors (etwa 2,25 kW). Der Druckhub am Haupteinlass verringert sich mit niedrigster Einstellung (ca. 1,05 kW) des Kompressors auf bis zu 0,7 MPa.

In den nächsten Unterkapiteln werden erst die Temperaturoszillationen und danach die Vibrationen untersucht.

5.3 Temperaturoszillationen

Bei der Wahl des Temperatursensors ist zu berücksichtigen, dass sowohl die Wärmekapazität als auch die Wärmeleitung der herkömmlichen Materialien zu tiefen Temperaturen hin stark abnimmt. Das ist zu berücksichtigen, wenn die Messung von schnellen Temperaturänderungen gefordert ist. Für die Messung der exakten und zeitabhängigen Temperatur eines PTC ist die Wahl des Temperatursensors eine wichtige Aufgabe, da diese Sensoren unterschiedlichste Eigenschaften aufweisen können. Die Ermittlung der Temperatur über einen weiten Messbereich (Raumtemperatur bis Sub-Kelvin) mit einem Sensor ist nebenbei ein aktuelles Forschungsgebiet heutiger Untersuchungen [143].

In diesem Abschnitt wird der verwendete Temperatursensor besprochen und die gemessenen Temperaturoszillationen, die in Kapitel 3.3.1 erläutert wurden, dargestellt und diskutiert.

5.3.1 Temperatursensoren für Flüssighelium-Temperaturen

Für die Messung von Temperaturen im Bereich von < 4 K gibt es eine Vielzahl von Temperatursensoren (Cernox, Carbon Glass, Si-Diode, TVO uvm.), die zudem alle auch in unterschiedlichen Gehäusen („Packages“) verbaut sein können. Die Wahl des Sensors und den entsprechenden Packages muss auf die zu messende Eigenschaft abgestimmt sein, um systematische Fehler der Messung zu vermeiden. Ist der Sensor schlecht angekoppelt oder besitzt ein großes Gehäuse zum Anschrauben, wird die gemessene Tem-

peratur auf geringer Zeitskala verfälscht. Die Zeitkonstante der Sensoren ist wichtig für die Abtastgenauigkeit des Temperatursignals. Die Zeitkonstante des zuvor verwendeten Cernox Sensors beträgt etwa 0,4 s bei 4 K und ist zu langsam zum Messen der Temperaturoszillationen eines Systems mit 1,88 Hz. Um dieses Problem zu umgehen, wurde für die Messung ein anderes Widerstandsthermometer (TVO, KIT, Karlsruhe) verwendet. Dieser TVO-Sensor besitzt eine Zeitkonstante von 1 ms bei 4,2 K und genügt für die Messung der Oszillationen [144]. Die Ungenauigkeit durch Selbstheizung des Sensors durch den Messstroms von $10 \mu\text{A}$ liegt im Bereich von $\pm 10 \text{ mK}$.

Gemessen wurde über ein Digital-Multimeter (Agilent Technologies 34405A, Santa Clara, Kalifornien, USA) und die LABView-Messsoftware, die den aktuellen Widerstandswert am Messgerät abfragt und mit der entsprechenden Kalibrierkurve in die zugehörige Temperatur umrechnet.

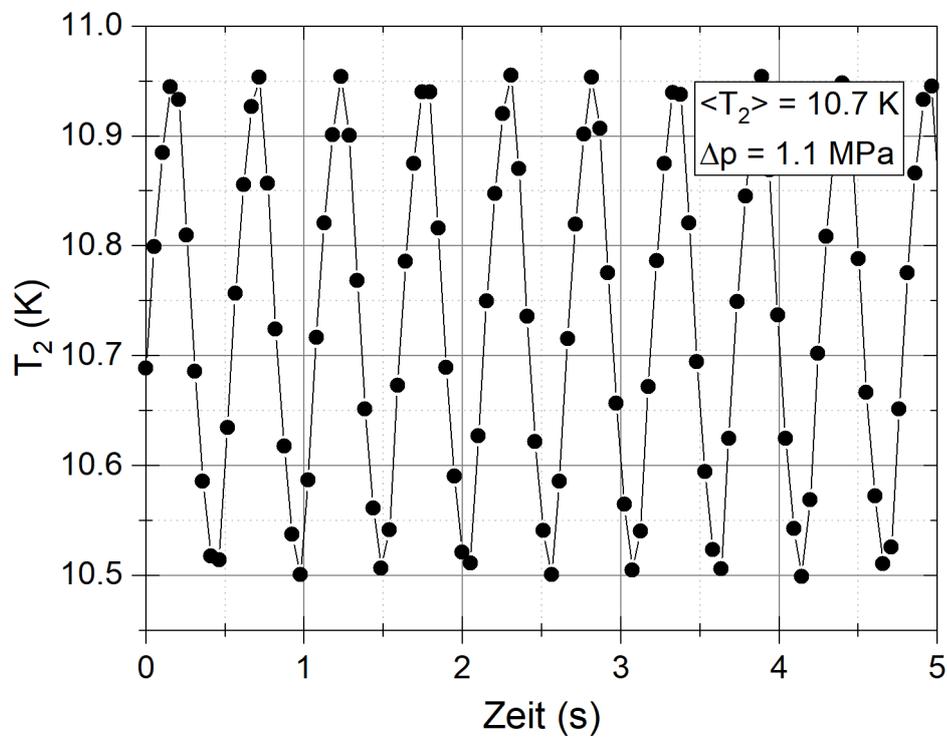


Abbildung 48: Darstellung der gemessenen Temperaturoszillationen bei 10 K an der zweiten Stufe des SUSY 2.1 mittels TVO-Temperatursensor. Der Druckhub am Haupteinlass beträgt während der Messung 1.1 MPa.

Abb. 48 zeigt eine Beispielmessung des SUSY 2.1 bei einer mittleren Temperatur der zweiten Stufe von 10,7 K und einem Druckhub von etwa 1,1 MPa. Die Arbeitsfrequenz von 1.88 Hz kann anhand der Daten im Graphen bestätigt werden und der TVO-

Temperatursensor ist für die Messung der Temperaturoszillationen geeignet. Die so ermittelten Messdaten werden im folgenden Abschnitt vorgestellt und diskutiert.

5.3.2 Ergebnisse und Diskussion

In diesem Abschnitt werden die Messergebnisse der Temperaturoszillationen in Abhängigkeit von der Einstellung des HAC-900 dargestellt. Es wurden drei Eingangsleistungen von ca. 1,05 kW, 1,70 kW und 2,25 kW des HAC-900 Kompressors ausgewählt, um die hohe, mittlere und niedrige Leistungsaufnahme vergleichen zu können. Die Temperatur des Wärmetauschers der ersten Stufe wurde wie zuvor beschrieben mit einem Widerstandsthermometer (Pt100, Klasse AA) gemessen und beträgt für alle Messungen ca. 45 K (± 5 K).

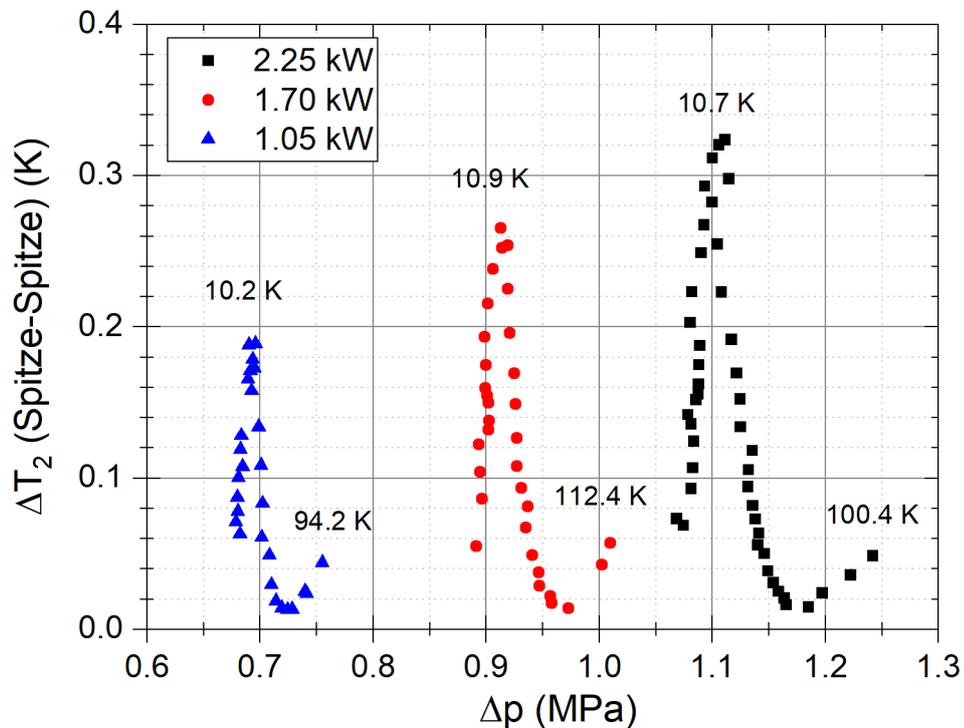


Abbildung 49: Aufgetragen ist die gemessene Temperaturoszillationen der zweiten Stufe in Abhängigkeit vom Druckhub für drei elektrische Eingangsleistungen des HAC-900 Kompressors. Niedrige (blaue Dreiecke), mittlere (rote Kreise) und hohe Eingangsleistung (schwarze Quadrate) mit gleichem Verlauf, aber unterschiedlicher Höhe des Maximums bei ähnlicher Temperatur.

Abb. 49 beinhaltet die ermittelten Werte der Temperaturoszillationen ΔT (Spitze-Spitze) für drei ausgewählte Eingangsleistungen von 1,05 kW, 1,70 kW und 2,25 kW.

Die Messung erfolgte nach dem Erreichen eines thermischen Äquilibriums der gemittelten Temperatur. Der niedrigste Druckhub der jeweiligen Eingangsleistung beschreibt die Messung bei Minimaltemperatur. Mit steigender Temperatur, die durch elektrische Heizlast an der zweiten Stufe erhöht wurde, steigt der Druckhub. Der Verlauf der Temperaturoszillationen ist nicht linear ansteigend, sondern beschreibt ein Maximum bei ca. 10 K Systemtemperatur für alle drei Eingangsleistungen. Danach erreichen die Temperaturoszillationen ein Minimum bei etwa 30 K Systemtemperatur und steigt wieder linear an. Die Höhe des Maximums ist für die drei Eingangsleistungen unterschiedlich und steigt mit zunehmender Eingangsleistung, also dem Betrag des Druckhubs bei vergleichbarer Temperatur der zweiten Stufe. Das Maximum der gemessenen Temperaturoszillationen beträgt bei 1,05 kW Eingangsleistung ($\Delta p = 0,7$) MPa etwa 189 mK, bei 1,70 kW ($\Delta p = 0,91$ MPa) 265 mK und bei 2,25 kW ($\Delta p = 1,16$ MPa) 324 mK.

Die Abhängigkeit der Temperaturoszillationen von der Temperatur T_2 am Wärmetauscher der zweiten Stufe ist in Abb. 50 dargestellt. Der Kurvenverlauf ähnelt dem zuvor beschriebenen Verlauf der Temperaturoszillationen in Abhängigkeit vom Druckhub in Abb. 49, wobei in der so gewählten Auftragung die Maxima der mit den drei Eingangsleistungsbereichen gemessenen Temperaturoszillationen bei einer ausgezeichneten Temperatur zusammenfallen.

Die Auftragung ΔT gegen T_2 in Abb. 50 spiegelt ein besonderes Verhalten der Temperaturoszillationen bei tiefen Temperaturen wider. Der lineare Zusammenhang von Druckhub und Temperaturänderung aus Gleichung (58) kann im Bereich über 30 K bestätigt werden. Unterhalb einer Temperatur von etwa 30 K ist die Abhängigkeit der Temperaturoszillationen von Eingangsleistung und Druckhub nicht linear. In Abb. 51 ist der errechnete Verlauf von Gleichung (60) mit den Materialparametern für Kupfer und Helium als Arbeitsgas aufgetragen. Dabei wurde für eine Dicke des Kupfers $d = 17$ mm und einen Druckhub 1,1 MPa gerechnet. Der Verlauf ist vergleichbar mit der in Abb. 50 gemessenen Kurve. Der Unterschied zwischen beiden Darstellungen kann durch die Unterschiede im realen System erklärt werden, weil die Position des Sensors und die Dämpfung durch Materialübergänge die gemessene Temperaturänderung verringern.

Mit der stark gegen Null tendierenden Wärmekapazität von Metallen und der steigenden thermischen Eindringtiefe δ_{th} hin zum absoluten Nullpunkt der Temperatur, werden die Temperaturoszillationen des Gases hin zum Temperatursensor weniger gedämpft.

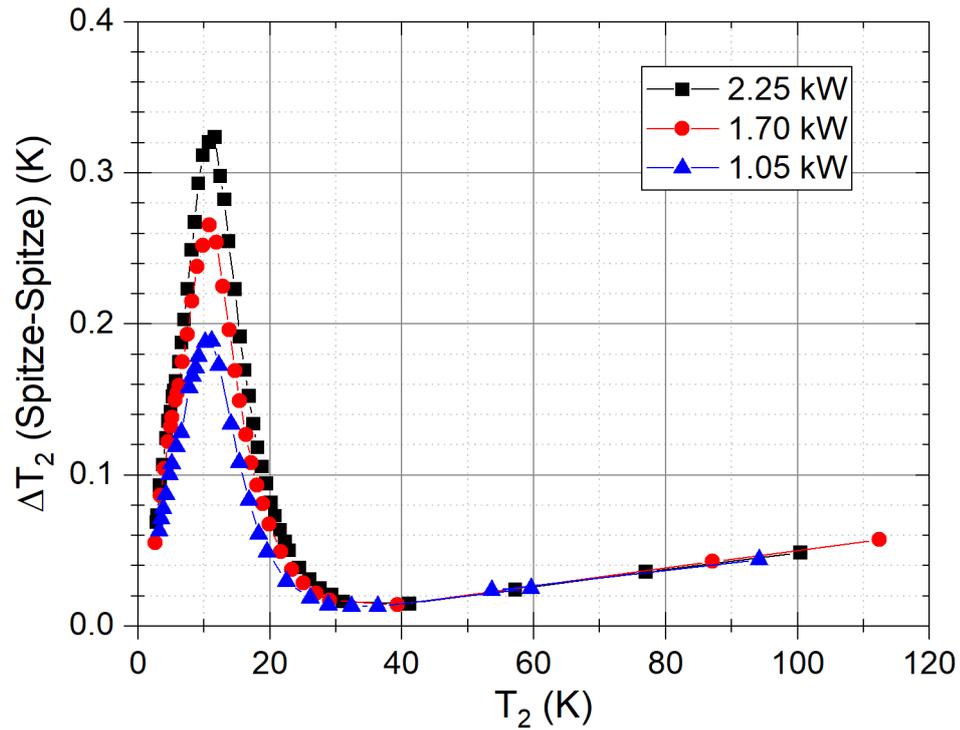


Abbildung 50: Aufgetragen sind die gemessenen Temperaturoszillationen der zweiten Stufe in Abhängigkeit von der Temperatur für drei elektrische Eingangsleistungen des HAC-900 Kompressors. Niedrige (blaue Dreiecke), mittlere (rote Kreise) und hohe Eingangsleistung (schwarze Quadrate) mit gleichem Verlauf, aber unterschiedlicher Höhe des Maximums bei ähnlicher Temperatur.

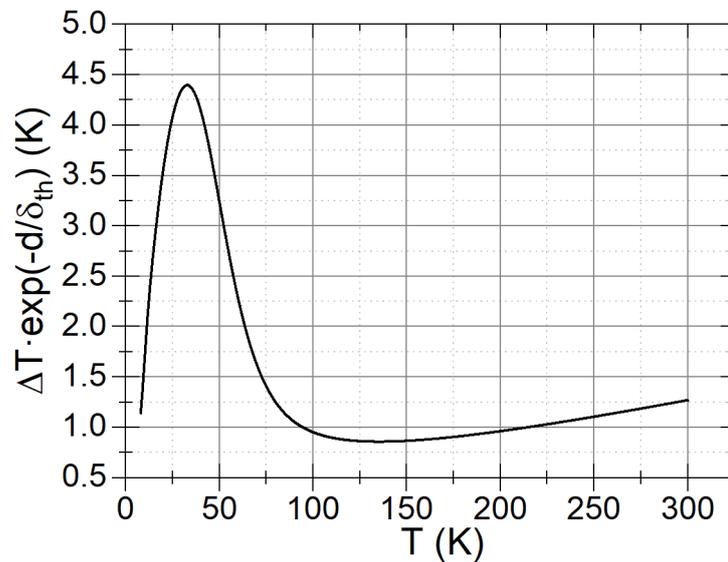


Abbildung 51: Mit Gleichung (61) berechnete Temperaturänderung über Temperatur durch Dämpfung mit Kupfer ($d = 17$ mm) und Helium bei einem Druckhub von 1,1 MPa.

Temperaturoszillationen sind im Vergleich zu den mechanischen Schwingungen eines Pulsrohrkühlers einfacher zu dämpfen. Mit der Gleichung (58) aus Kapitel 3.3.1 können die entsprechenden Parameter zur Verringerung der Oszillationen gewählt werden. Es ist möglich, die Masse an Kupfer zwischen Experiment und Kühler zu erhöhen oder das Experiment durch Kupferlitzen weiter zu entfernen [134]. Als Alternative kann die hohe Wärmekapazität c_V von flüssigem $^4\text{Helium}$ ausgenutzt werden. Dabei wird zur Dämpfung, am PTC ein Behälter angebracht, in den Helium hineinverflüssigt wird. Dies ist sogar ohne Verlust von Kühlleistung möglich. Das flüssige Helium dämpft die Temperaturschwankung durch die hohe Wärmekapazität in diesem Temperaturbereich. Dadurch kann die Oszillation um eine Größenordnung verringert werden [145]. Im nächsten Abschnitt wird der nötige Aufbau zur Analyse der Schwingungen des SUSY-PTC und dessen Messdaten dargestellt und diskutiert.

5.4 Druckinduzierte Vibrationen

Für sensible Messmethoden wie z.B. die Rastersondenmikroskopie sind externe Schwingungen unerwünscht und verschlechtern die allgemeine Auflösung. Bei der Messung mit ausschließlich flüssigem Kältemittel treten nur geringe Störungen auf, was durch Schwingungsdämpfung verringert werden kann und mit einer hohen Auflösung belohnt wird [146]. Ein Nachteil dieser Systeme ist eine vergleichsweise kurze Standzeit und daraus resultierende Messdauer, da die Flüssigkeit (meist Helium) verdampft. Eine Messung muss daher zum Nachfüllen der kryogenen Flüssigkeit pausiert oder gestoppt werden. Die verdampfende Flüssigkeit wird häufig nicht zurückgewonnen oder aufgefangen und verschwindet in die Atmosphäre.

Vor diesem Hintergrund ist die Verwendung von geschlossenen Kreisläufen zum Kühlen von sensiblen Messapparaturen einerseits sinnvoll wegen der Ressourcenschonung, aber andererseits aufgrund der intrinsischen Eigenschaften schwierig. Durch die in Kapitel 3.3.2 beschriebenen mechanischen Schwingungen und die zuvor dargestellten Temperaturoszillationen ist eine Kombination von sehr empfindlichen Messinstrumenten und Pulsrohrkühlern eine Herausforderung.

Der nötige Aufwand für die Dämpfung ist vom Schwingungslevel des verwendeten Kühlinstrumentes abhängig. Schon die Messung der Schwingungslevel selbst ist bei diesen Temperaturen ein schwieriges Unterfangen. Die Vergleichbarkeit von Vibrationen ist bei tiefen Temperaturen nur bedingt gegeben oder nicht möglich. Auch liegen bei vielen Sensoren keine belastbaren Kalibrierdaten bei Betriebstemperaturen von zweistufigen PTCs vor. Unterschiedliche Messapparaturen, wie Beschleunigungssensor oder

Laserinterferometer bzw. absolute oder relative Messung, sind meist schwierig miteinander vergleichbar. Veröffentlichungen berichten über Schwingungsmessungen von GM und GM-Typ Kältemaschinen, wobei am Kühler selbst oder der Vakuumkammer gemessen wurde [147, 148].

Eine Messung von Schwingungen sollte im besten Fall mit kalibrierten Sensoren geschehen, was die Wahl der Messmethode einschränkt, denn bei sehr tiefen Temperaturen kalibrierte Sensorik ist schwer zu erhalten. Zusätzlich kann zwischen absoluter und relativer Messung entschieden werden. Die absolute Messung beschreibt die Bewegung des Gesamtaufbaus, wobei eine relative Messung z.B. mit Laserinterferometer die Bewegung relativ von Faser zu Messort beschreibt. Beide Methoden haben Vor- und Nachteile für die Auswertung. Für diese Arbeit wurde eine absolute Messmethode mit Beschleunigungssensor mit drei Raumrichtungen (xyz), der allerdings vom Hersteller nur für Raumtemperaturen kalibriert ist, gewählt.

In Abb. 52 ist die Verschiebung direkt am Wärmetauscher der zweiten Stufe des SUSY 2.1 mit dem CNA-11 Helium-Kompressor mit ca. 1 kW Eingangsleistung (etwa 1,3 MPa Druckhub) und einem größeren Modell (PTD 406C, TransMIT GmbH) mit ca. 6 kW Eingangsleistung (etwa 1,2 MPa Druckhub) aufgetragen. Die Messdaten wurden kurz nach dem Start bei Raumtemperatur aufgenommen. Die Verkleinerung des PTC reduziert die Auslenkung (Spitze-Spitze) auf etwa $41 \mu\text{m}$, was einen positiven Effekt der Verkleinerung aufzeigt.

Im Vergleich zur Literatur liegt die Verschiebung von bis zu $41 \mu\text{m}$ am SUSY-PTC bei Raumtemperatur etwas unterhalb der anderen größerer Systeme. Ein 4 K GM-Kühler (Sumitomo Heavy Industries, Ltd.) zeigt eine Verschiebung von $48 \mu\text{m}$ (Spitze-Spitze) bei 7 kW elektrischer Eingangsleistung, was mittels Interferometer bestimmt wurde [149]. Ein Beschleunigungssensor wurde von Oliveri et al. verwendet und maß eine Spitze-Spitze Verschiebung von $28,8 \mu\text{m}$ in einem HexaDRY Kryostat (CryoConcepts) mit PT410 (Cryomech) und 7,9 kW Eingangsleistung [148].

Im folgenden Abschnitt wird der experimentelle Aufbau vorgestellt. Anschließend werden die gewonnenen Messdaten dargestellt und diskutiert, um die druckabhängigen mechanischen Effekte des SUSY-PTC zu charakterisieren. Den Abschluss bilden eine Betrachtung mittels Finite Elemente Methode (FEM) und die daraus abzulesenden Vorteile für die Konstruktion von PTC-Prototypen.

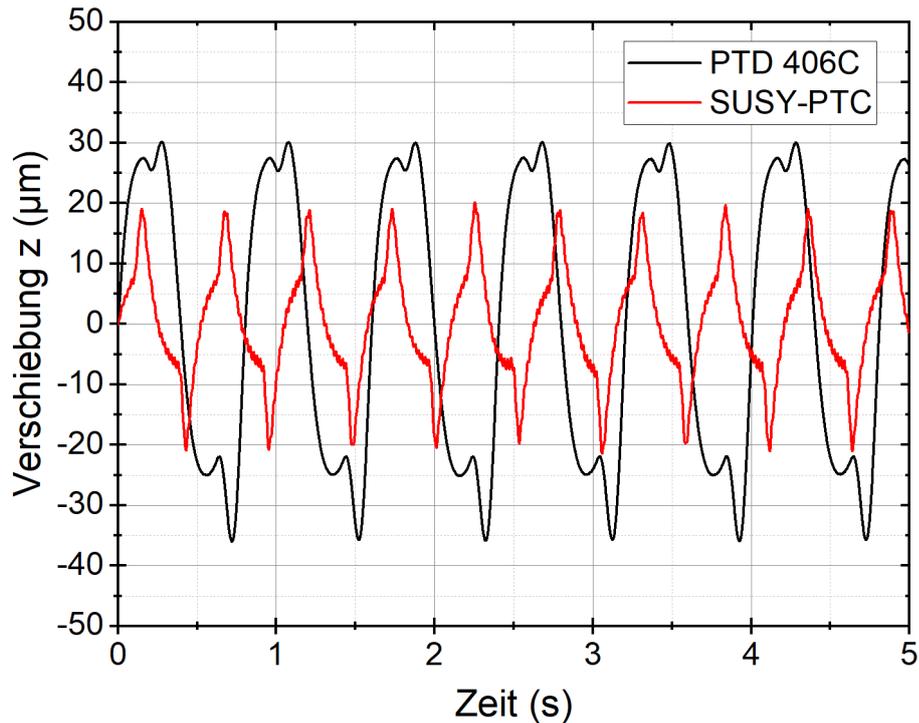


Abbildung 52: Zeitlicher Verlauf der longitudinalen Verschiebung des SUSY 2.1 mit CNA-11 Helium-Kompressor sowie PTD 406C während des Starts bei Raumtemperatur.

5.4.1 Versuchsaufbau

Die Messmethode mit kalibriertem Beschleunigungssensor erfordert eine starre Verbindung mit dem zu vermessenden Objekt unter der Beachtung, dass der Sensor seinen kalibrierten Temperaturbereich nicht verlässt.

In Abb. 53 (a) ist der Aufbau mit Beschleunigungssensor schematisch dargestellt. Die gewählte Lösung ist eine am Kaltfuß befestigte Plattform, die mit GFK-Stützen (1) verlängert wurde. Die GFK-Stützen trennen die Messplattform durch sehr geringe Wärmeleitfähigkeit thermisch vom PTC, doch sie sind mechanisch starr mit dem Kühler verbunden, wodurch der Sensor die Bewegung des PTC aufnehmen kann. Vor allem die wichtige, longitudinale Bewegungsrichtung wird durch diese Verlängerung nicht beeinflusst. Bei der Bewegung in der Ebene muss die Verlängerung mit einbezogen werden.

Der Sensor (VA-2C, Table Stable Ltd.) (3) ist auf einer Halterung mit Widerstandsthermometer (Pt100, JUMO), Temperatursensor und zwei 100 Ohm elektrischen Heizwiderständen (2) montiert. Über den Regelkreis des Temperaturkontrollers (Lakeshore 310) wurde die Plattform auf 300 K gehalten und der Sensor blieb im kalibrierten Temperaturbereich. Die gewählten Achsen sind lotrecht (z), in Richtung Hauptein-

lass (x) und orthogonal zu beiden (y). Ein Foto des SUSY-PTC mit Plattform und Sensor ist in Abb. 53 (b) dargestellt.

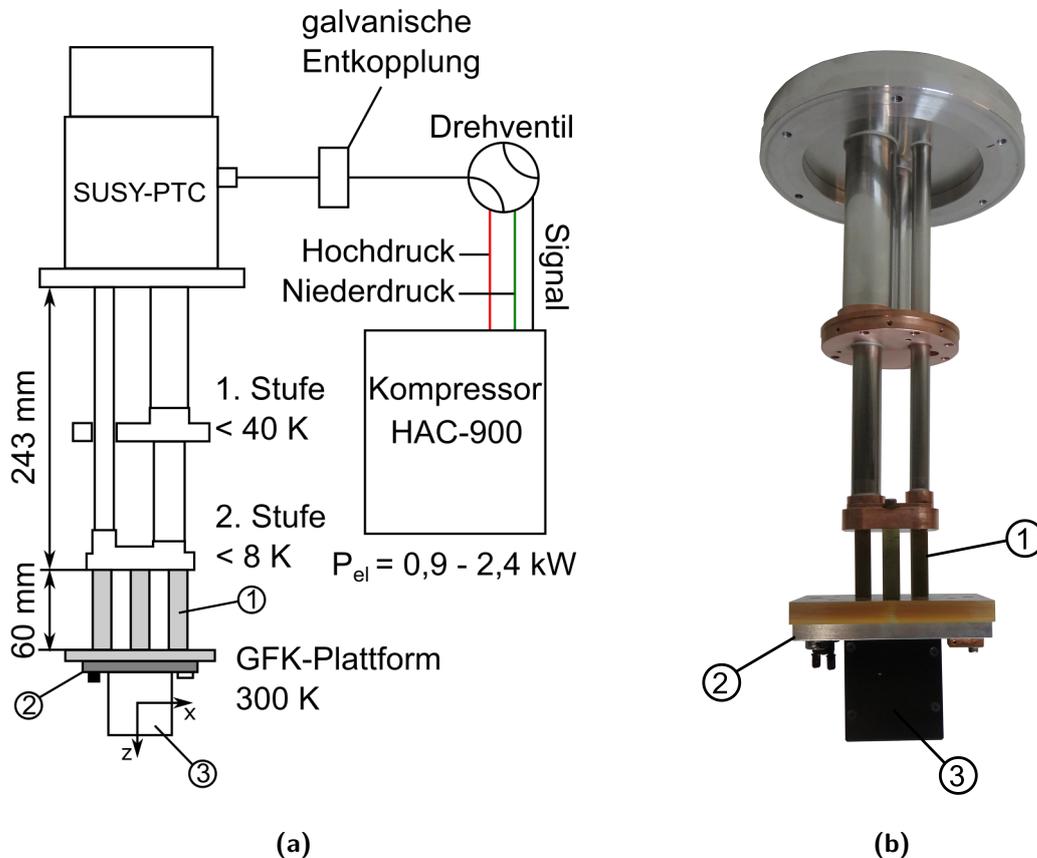


Abbildung 53: (a) Schematische Darstellung des SUSY-PTC mit Drehventil, HAC-900 Helium-Kompressor und Plattform mit Schwingungssensor. (b) Foto des SUSY-PTC Kaltfußes und Plattform mit Schwingungssensor VA-2C. An den PTC angebrachte Bauteile (1) GFK-Stützen, (2) Sensorplattform mit Temperatursensor und Heizer und (3) VA-2C Schwingungssensor.

Der Betrieb mit HAC-900 entspricht dem in Kapitel 5.2 vorgestellten Aufbau mit CNA-11 Helium-Kompressor. Die Ausleselektronik kann auf die Messung von Beschleunigung, Geschwindigkeit oder Verschiebung eingestellt werden. Die Sensitivität der Ausleselektronik kann über Stufen gewählt werden. Sie beträgt $1\text{ V}/\mu\text{m}$ in höchster Sensibilität und wurde entsprechend der gemessenen Spannung in eine Distanz umgerechnet. Die folgende Auswertung über das Bewegungsverhalten des SUSY-PTC erfolgt über die Darstellung der gemessenen Verschiebung.

5.4.2 Ergebnisse und Diskussion

Die Charakterisierung der Schwingung des SUSY 2.1 erfolgt über die Messung der Verschiebung an der Messplattform, die am Wärmetauscher der zweiten Stufe montiert wurde. Es wurden drei Leistungsbereiche des HAC-900 vermessen, um die Effekte der variablen Einstellung aufzunehmen, da die Effekte theoretisch vom Druckhub des Kompressors abhängig sind (siehe Kapitel 3.3.2). Nach Gleichung (65) stehen Druckhub und Vibrationsamplitude in einem linearen Zusammenhang. Zur Messung dieser linearen Abhängigkeit wurden drei Leistungsbereiche gewählt. Die Leistungsbereiche, in denen gemessen wurde, sind ca. 1 kW („niedrig“), 1,7 kW („mittel“) und 2,2 kW („hoch“) Eingangsleistung des Kompressors.

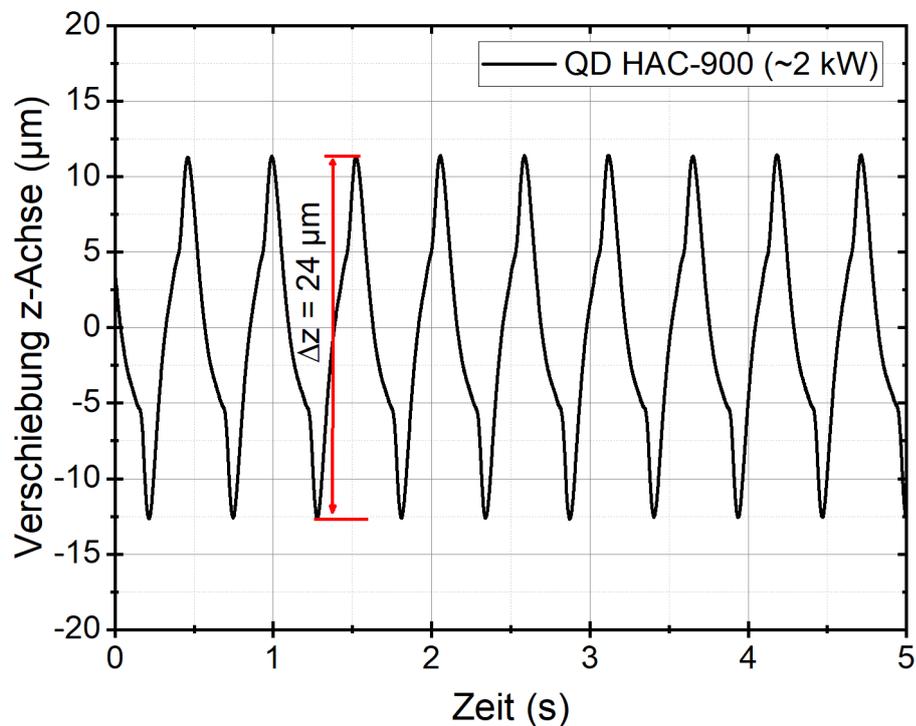


Abbildung 54: Gemessene Verschiebung des Vibrationssensors über Zeit mittels VA-2C Schwingungsmesser bei 300 K und 7 K der zweiten Stufe des SUSY-PTC. Die Spitze-Spitze-Verschiebung beträgt $23.93 \mu\text{m}$ bei höchster elektrischer Eingangsleistung des Kompressors.

Abb. 54 stellt eine Referenzmessung der Verschiebung in vertikaler (lotrechter) Richtung (z) dar, während die Temperatur des Beschleunigungssensors 300 K und die der zweiten Stufe etwa 7 K beträgt. Die gemessene Spitze-Spitze-Verschiebung in z -Richtung beträgt etwa $24 \mu\text{m}$ und beträgt damit fast die Hälfte im Vergleich zur Messung bei Raumtemperatur mit CNA-11.

Dargestellt in Abb. 55 ist die longitudinale Verschiebung (z-Richtung) gegen den gemessenen Druckhub am Haupteinlass des SUSY-PTC. Die drei gewählten Leistungsbereiche sind in der oberen Achse aufgetragen und schattiert von ca. 0,9 bis 1,2 kW „niedrig“ (grün), 1,55 bis 1,85 kW „mittel“ (orange) und 2,1 bis 2,4 kW „hoch“ (rot).

Die Messpunkte gleicher Symbolform in Abb. 55 entsprechen der gleichen Temperatur am Wärmetauscher der zweiten Stufe. Die niedrigste erreichte Temperatur bei höchster Eingangsleistung beträgt ca. 7,2 K mit Sensorplattform. Der Wärmetauscher der zweiten Stufe wurde mit den verbauten, elektrischen Heizwiderständen geheizt, um über einen großen Temperaturbereich die Schwingung des Systems aufzunehmen.

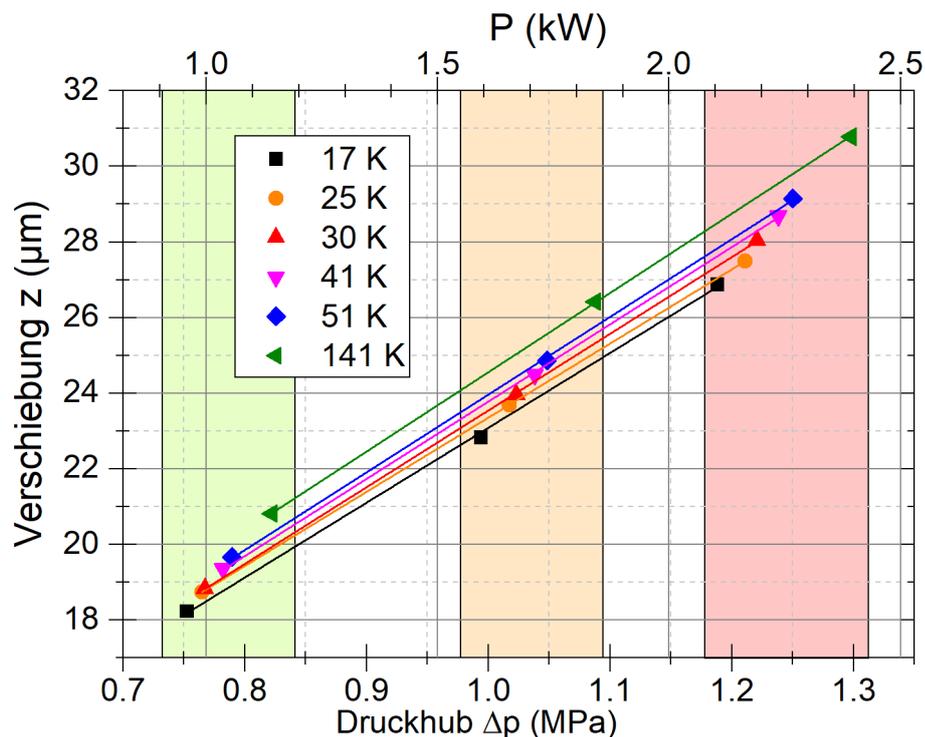


Abbildung 55: Darstellung der gemessenen Verschiebung über Druckhub. Die Symbole beschreiben Messungen bei den entsprechenden Temperaturen der zweiten Stufe für drei markierte Arbeitsbereiche des HAC-900 Kompressors (niedrige (grün), mittlere (orange) und hohe (rot) elektrische Eingangsleistung).

Mit steigender Temperatur erhöht sich der gemessene Druckhub im System, was wiederum für eine höhere Leistungsaufnahme sorgt und damit für eine Verschiebung der Kurven nach rechts zu höheren Temperaturen. Zusätzlich steigt die Verschiebung (Spitze-Spitze) mit der Temperatur von 17 bis 141 K von ca. 18,2 auf 20,9 μm bei geringer Eingangsleistung. Die gemessene Verschiebung vergrößert sich mit steigender Eingangsleistung linear bei gleicher Temperatur der zweiten Stufe. Bei mittlerer Ein-

gangsleistung ist der Bereich der Verschiebung in z zwischen $22,8$ und $26,4 \mu\text{m}$ und bei hoher zwischen $26,9$ und $30,8 \mu\text{m}$. Die Steigung der linearen Fits für alle Temperaturen im Bereich von 17 bis 141 K beträgt $2 \pm 0,05 \mu\text{m}/\text{bar}$ und entspricht dem linearen Verhalten der Gleichung (65) aus Kapitel 3.4.2.

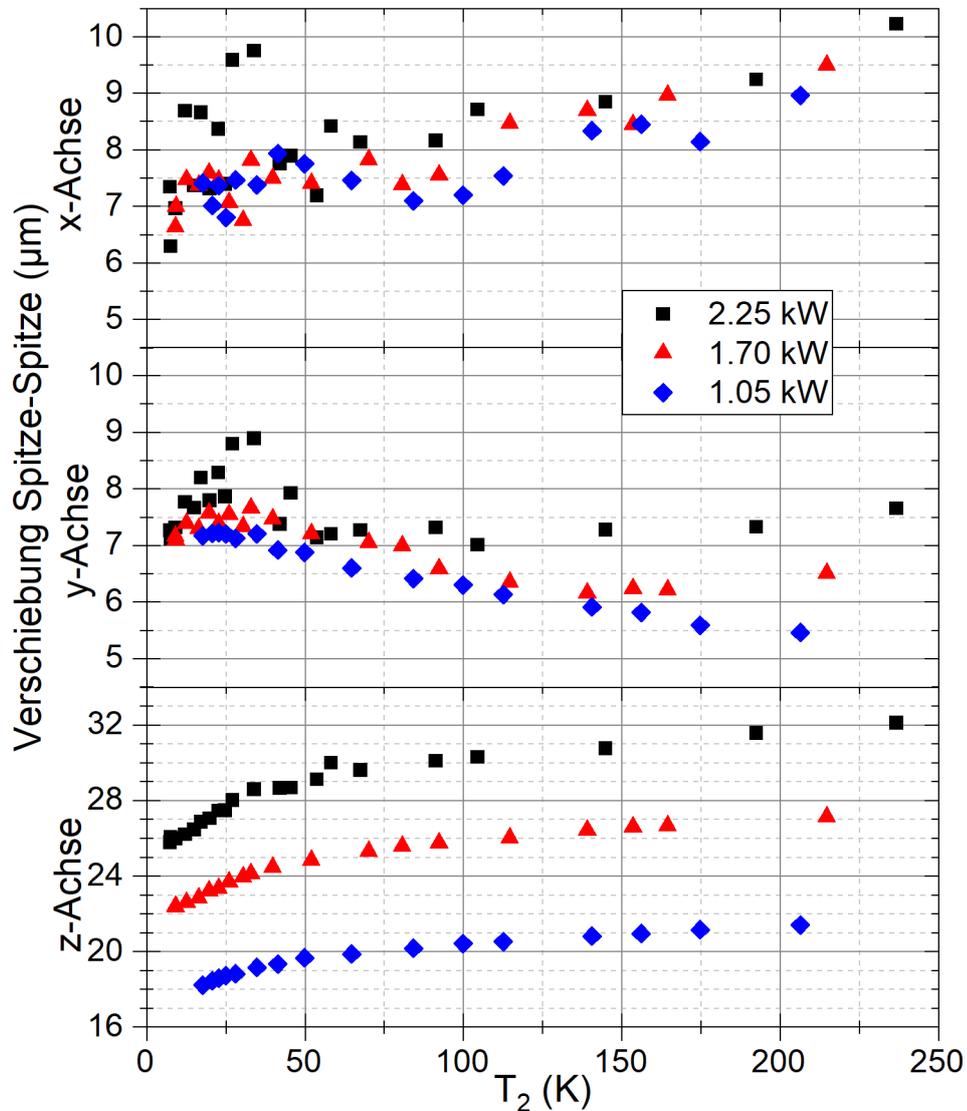


Abbildung 56: Dargestellt ist die gemessene Verschiebung (Spitze-Spitze) der drei Achsen gegen die Temperatur der zweiten Stufe T_2 . Aufgetragen sind die Messdaten der drei mittleren elektrischen Eingangsleistungen von $1,05 \text{ kW}$ (blaue Raute), $1,70 \text{ kW}$ (rote Dreiecke) und $2,25 \text{ kW}$ (schwarze Quadrate).

Eine Abschätzung der Ausdehnung mit den Parametern des Aufbaus in Gleichung (65) stimmt quantitativ mit dem experimentellen Ergebnis überein. Daraus resultiert, dass bei steigendem Druckhub die elastische Längenänderung der Rohre, wie in der

Theorie angenommen, linear größer wird. Somit ist es von Vorteil, den Kompressor auf niedriger Einstellung zu betreiben, um die longitudinale Bewegung zu reduzieren.

Als nächstes wird die Temperaturabhängigkeit der Vibrationen untersucht, da sich diese in Abb. 55 im Versatz der Fits aufzeigt. Abb. 56 zeigt die gemessene Verschiebung (Spitze-Spitze) aller drei Achsen und Leistungsaufnahmebereiche in Abhängigkeit von der Temperatur. Die Messdaten in Abb. 56 bei hoher Eingangsleistung (schwarze Quadrate) liegen in jeder Raumrichtung über den Messdaten der mittleren (rote Dreiecke) und geringeren (blaue Raute) Leistungsaufnahme. Die x-Achse zeigt einen leicht linear ansteigenden Trend, wobei die Messdaten der y-Achse bei hoher Leistungsaufnahme über den Temperaturbereich nahezu konstant bleiben. Die Verschiebung bei mittlerer und niedriger Einstellung resultiert für alle Achsen in geringeren Werten der Verschiebung. Die Messdaten der z-Achse besitzen bei niedriger Temperatur einen stark ansteigenden Trend und laufen zu höheren Temperaturen in eine Sättigung, was qualitativ durch die Temperaturabhängigkeit des E-Moduls erklärt werden kann. Die Hauptverschiebungssachse ist die z-Achse mit einer Spitze-Spitze Auslenkung im Bereich von 18,2 bis 32,1 μm und etwa um den Faktor 2-3 größer als die Verschiebung in der horizontalen Ebene mit etwa 5,5 bis 10,2 μm . Dieser Kurvenverlauf ist stark von Druckhub und von den Materialeigenschaften der verwendeten Bauteile abhängig [150]. Die Kombination des temperaturabhängigen E-Moduls aus Edelstahlrohren und Kupferstufen beeinflusst die spezifische Form der jeweiligen Kurven.

Durch die Charakterisierung können folglich Vorkehrungen getroffen werden, um die Vibrationen des PTC in geeigneter Form zu dämpfen. In Abb. 57 ist ein Aufbau für die Schwingungsisolierung der PTC-Bewegung dargestellt. In Teilbild (a) ist der Kaltflansch der zweiten Stufe (CHX2) über weiche Kupferlitzen mit einer zusätzlichen Kühlplattform (Messplattform) verbunden, um den Wärmetransport zu gewährleisten und die mechanische Ankopplung zu verringern. Die Messplattform ist über eine starre Verbindung (hier ein GFK-Rohr) mit der Vakuumkammer verbunden und der Kühler wird darauf in einer Schwingungskopplung (Abb. 57 (b)) aus Membranbalg und Edelstahlfedern montiert. Federbalg und Federn bilden mit dem Kaltkopf zusammen ein typisches, mechanisches Masse-Feder-System mit dem zugehörigen Dämpfungsverhalten. [151]

In Abb. 58 (a) ist der Aufbau schematisch skizziert. Die feinen Kupferlitzen reduzieren die vom Kühler ausgehende Schwingung auf die Messplattform. In Abb. 58 (b) ist die gemessene Verschiebung der z-Achse bei eingeschaltetem PTC und Raumtemperatur über die Zeit dargestellt. Die schwarze Kurve beschreibt die Messung am

Wärmetauscher der zweiten Stufe im Aufbau mit Balg und Federn. Der Kurvenverlauf ist durch die ungedämpfte Bewegung in der Entkopplung des PTC verändert (siehe zum Vergleich Abb. 54). Die Amplitude der Vibration am Wärmetauscher der zweiten Stufe ist im Vergleich zu den Werten in Abb. 52 durch den entkoppelten Aufbau höher. Die rote Kurve beschreibt die Messung an der Plattform bei laufendem PTC. Durch die Isolation konnten die Vibrationen von ca. $48 \mu\text{m}$ auf einen Restwert $< 1 \mu\text{m}$ gemindert werden. Nachteil dieses Aufbaus ist die reduzierte Kühlleistung über die Kupferlitzen, was für eine Adaption mit realem Experiment beachtet werden muss. Der Wärmetransport beträgt etwa 100 mW bei $4,2 \text{ K}$ pro Kupferlitze mit einem Temperaturgradient von etwa 1 K .

Die Reduktion von mechanischen Schwingungen wurde für sensible Systeme mit Kältemaschinen in diversen Formen getestet [152–157]. Für Anwendungen im Bereich tiefer Temperaturen ist die Wirbelstromdämpfung von Vorteil, da diese bei tieferen Temperaturen durch den geringeren, elektrischen Widerstand effektiver wird [158–162].

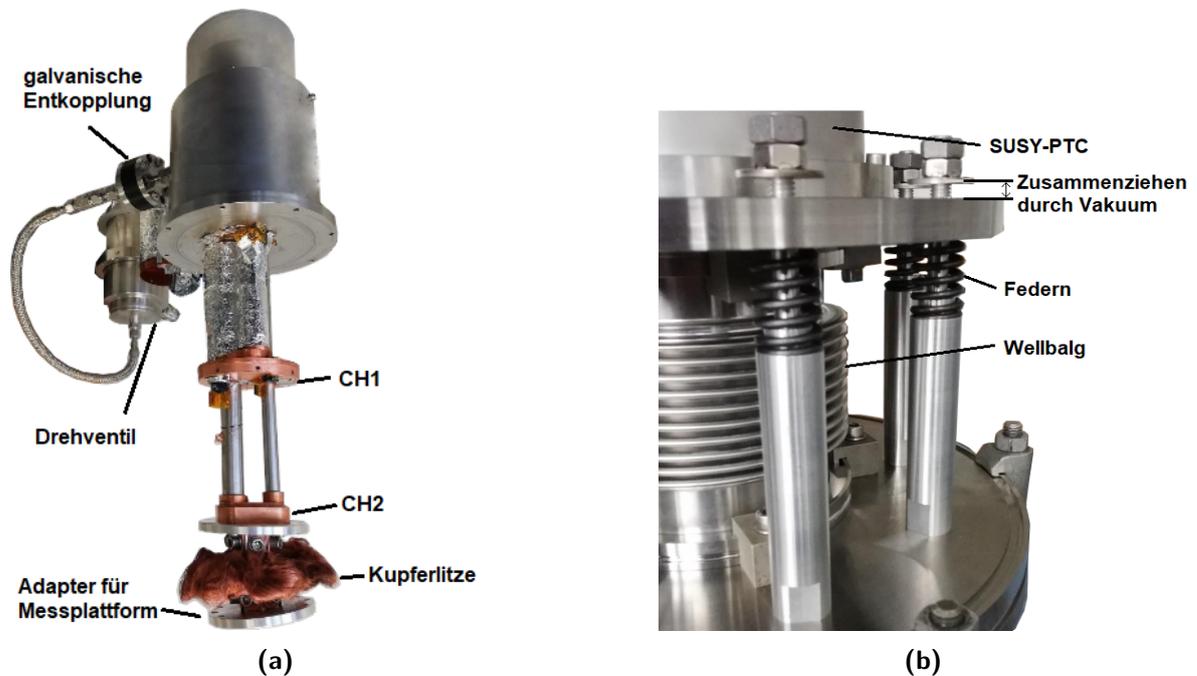
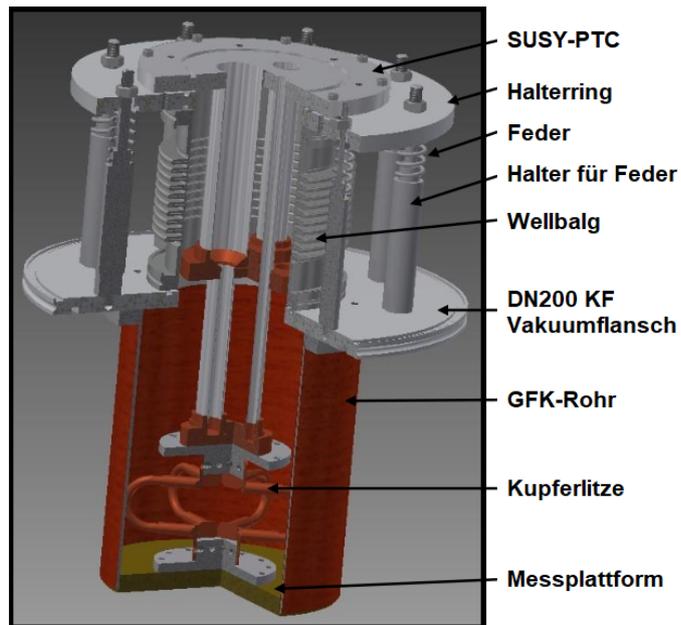
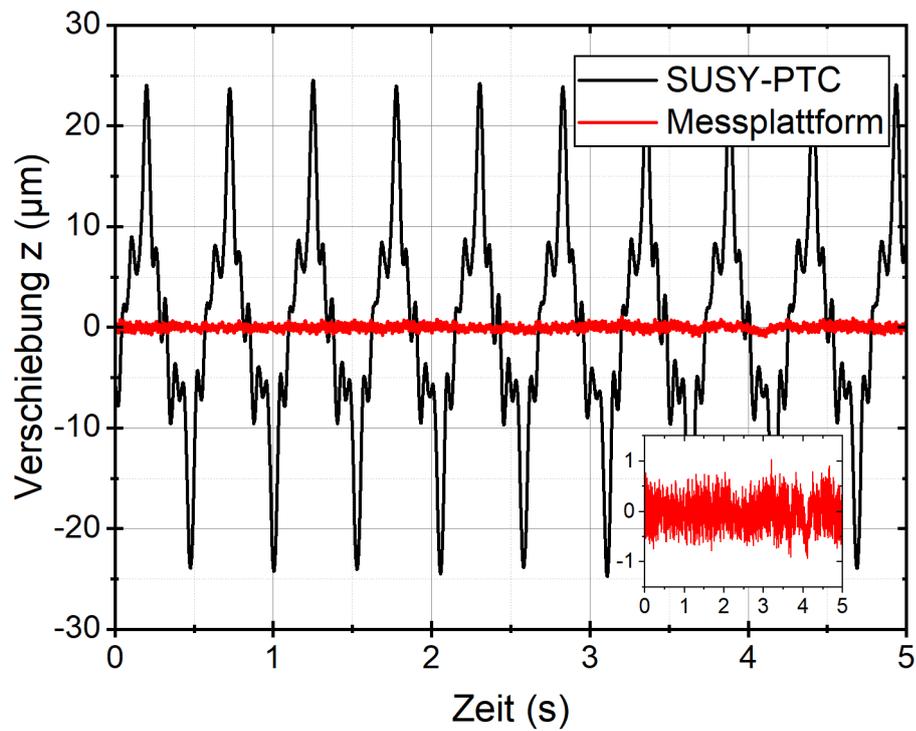


Abbildung 57: (a) Foto des SUSY-PTC mit Superisulationsfolie und Adapter mit Kupferlitzen am Wärmetauscher der zweiten Stufe. (b) Auslenkung des Membranbalgs und der Federn durch Vakuum im Kryostat aus Ref. [151].



(a)



(b)

Abbildung 58: (a) Schematischer Aufbau mit Schwingungsentkopplung aus Messplattform, Membranbalg und Federn aus [151]. (b) Zeitliche Änderung der longitudinalen Verschiebung am Wärmetauscher der zweiten Stufe (schwarz) von ca. $48 \mu\text{m}$ und der Isolationsplattform (rot) von $< 1 \mu\text{m}$ bei Raumtemperatur.

Weitere Vorschläge sind entweder ein aktiv geregelter, elektromagnetischer Vibrationsabsorber [163] oder das Experiment mittels Thermosyphon möglichst weit vom Kühler zu platzieren [164, 165]. Der Übertragungsweg für die Störungen wird verlängert, was diese stärker dämpft bzw. zusätzlich die Implementierung weiterer Dämpfungselemente in dieser Strecke erlaubt. 2014 wurde es geschafft, eine STM (scanning tunneling microscope) Messung mit Pulsrohrkühler und $^3\text{Helium}$ - $^4\text{Helium}$ Mischkühlung zu verwirklichen. Dabei erreichte der Messaufbau atomare Auflösung bei 15 mK [166].

Die gemessenen Verschiebungen werden im nächsten Kapitel mit einer Finite Elemente Methode (FEM) verglichen, um zu erkennen, ob für den SUSY-PTC eine Aussage über die Schwingungseigenschaften mittels Software getroffen werden kann.

5.4.3 FEM Analyse der Vibrationen des SUSY-PTC

Die Darstellung von Komponenten und Maschinen in Software mit Finite Elemente Methode (FEM) ist für das Verständnis und die spätere Fertigung hilfreich. Die Berechnungen mittels solcher Software ermöglichen z.B. das Schwingungsverhalten und auch höhere Anregungsmoden zu erkennen, um Konstruktionen für die jeweilige Anwendung anzupassen und Resonanzen zu umgehen [167].

Für die mechanische Analyse des SUSY-PTC wurde ein CAD-Modell (computer-aided design) in der Softwareumgebung Autodesk Inventor 2013 (Autodesk Inc., Mill Valley, Kalifornien, USA) angefertigt. Dieses kann mittels FEM analysiert werden. Abb. 59 zeigt das generierte SUSY 2.1 Modell mit Schwingungssensor und GFK-Entkopplung (siehe auch Abb. 53 in Kapitel 5.3.2). Der angelegte Druck im Inneren des Pulsrohrkühlers beträgt 2,4 MPa und die Farbskala zeigt die resultierende lotrechte Verschiebung zur Ausgangsposition. Die dargestellte Auslenkung und Deformation zur Startposition in Abb. 59 ist aufskaliert, um den Effekt bildlich darstellen zu können. Die maximale Verschiebung beträgt rechnerisch $57,37 \mu\text{m}$ und ist am Ort des Schwingungssensors und der zweiten Stufe verzeichnet (roter Bereich).

Beim Vergleich von Experiment und FEM-Modell wird die z -Achse (lotrechte) als Hauptkomponente betrachtet. Im Experiment mit Pulsrohrkühlern ist die Druckdifferenz von Nieder- zu Hochdruck ausschlaggebend für die Vibrationen. Für die vereinfachte Analyse wurden in statischen Simulationen mit Minimal/respektive Maximaldruck die Spitze-Spitze-Werte für die Verschiebung simuliert. Es wurde die Verschiebung für bis zu 2,4 MPa berechnet und dann die Differenz der Verschiebung zu den jeweiligen Drucklevels des Experimentes gebildet. In Abb. 60 ist die Verschiebung in z gegen die Druckdifferenz für FEM-Modell (schwarze Quadrate) und Experiment (rote Kreise) bei

141 K (Werte aus Abb. 55) aufgetragen.

Die Steigungen von Experiment und Berechnung sind in Übereinstimmung. Die absoluten Werte des FEM-Modells sind im Vergleich zum Experiment etwa 1 bis 2 μm geringer. Der Unterschied kann durch ein zu vereinfachtes Modell und den Vergleich von statischer zu dynamischer Längenausdehnung verursacht sein.

Für die Adaption des PTC mit einem Experiment kann zusätzlich die Eigenmode des Systems betrachtet werden, um Resonanzen zu vermeiden. Die Eigenmoden des SUSY-PTC können mittels dynamischer FEM berechnet werden und liegen für die erste Eigenmode bei etwa 31,7 Hz für die Bewegung der zweiten Stufe senkrecht zum Gasfluss. Die zweite Mode beschreibt die Bewegung der zweiten Stufe entlang des Gasflusses durch den Wärmetauscher bei etwa 53,7 Hz. Darauf folgt die Eigenmode der Verdrehung der zweiten Stufe bei ca. 132,5 Hz.

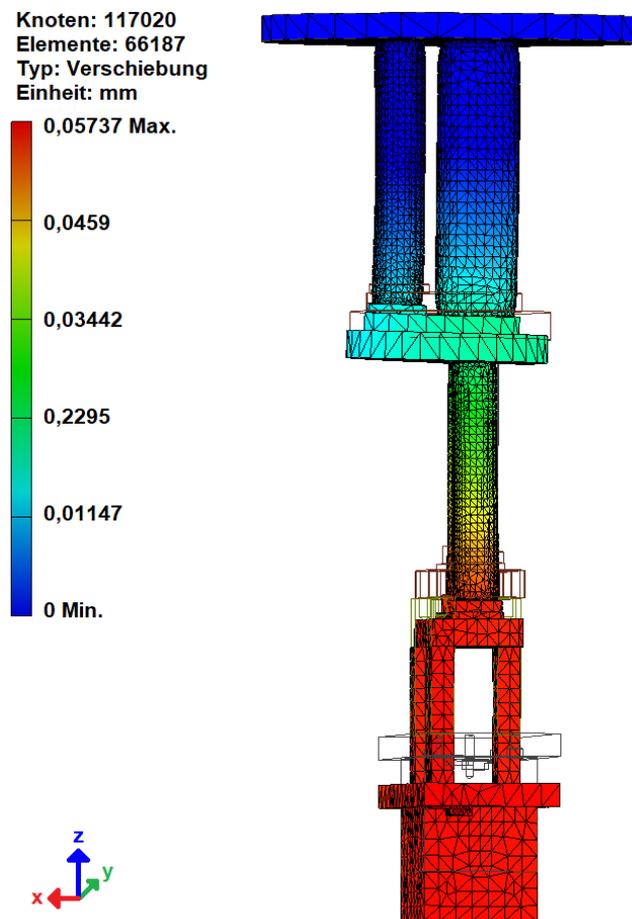


Abbildung 59: FEM Simulation der Verschiebung in longitudinaler Richtung des SUSY-PTC mit Schwingungssensor bei 2,4 MPa Innendruck. Die Farbskala am Modell spiegelt die Höhe der Verschiebung wider, die an der zweiten Stufe und dem Schwingungssensor maximal ist.

Die im Vergleich zu größeren PTCs höhere Arbeitsfrequenz um 2 Hz vereinfacht eine Adaptierung an sensible Messinstrumente, da diese einfacher gedämpft werden können als niedrigere Frequenzen.

Eine Möglichkeit, die mechanischen Eigenschaften des PTC zu ändern, ist der Austausch der Edelstahlrohre durch Rohre aus einer Aluminium-Vanadium-Titan-Legierung (6Al-4V). Die Änderung der longitudinalen Verschiebung durch den Austausch des Rohrmaterials ist im Diagramm aus Abb. 60 aufgetragen. Die Verschiebung in der z-Achse ist bei gleicher Wandstärke der Rohre in der Simulation mit der Titan-Legierung um 1-2 μm verringert worden.

Zusammenfassend ist die Analyse mit FEM-Modell erfolgreich, weil die mechanischen Eigenschaften des realen Systems wiedergegeben werden können, welches Aussagen auch für zukünftige Systeme erlaubt. Die Verkleinerung eines PTC in Form des SUSY-PTC zeigt, dass die intrinsischen Effekte in Hinblick auf mechanische Schwingungen verringert werden konnten.

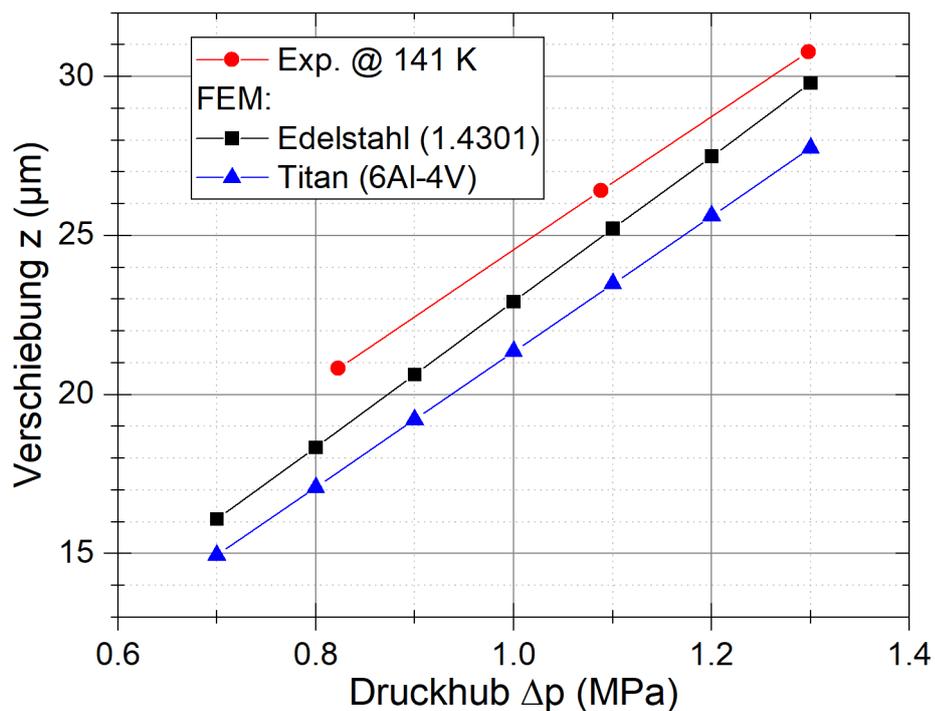


Abbildung 60: Auftragung der errechneten und gemessenen Verschiebung (Spitze-Spitze) in longitudinaler Richtung des SUSY-PTC gegen den Druckhub. Messung bei 141 K (rote Kreise) und FEM-Daten (schwarze Quadrate und blaue Dreiecke) sind linear zum Druckhub.

Die Experimente wurden in einem geschlossenen System ohne Änderungen des Aufbaus durchgeführt. Es war dabei nicht nötig den Kompressor zu ändern, weshalb Auswirkungen, die mit der Änderung kritischer Systemparameter wie Gesamtvolumen, Druck und Gesamtmenge an Helium verbunden sein könnten, nicht berücksichtigt werden müssen.

5.5 Fazit der intrinsischen Effekte

In dieser Studie wurden Temperaturosillationen und mechanischen Vibrationen eines Pulsrohrkühlers mit variabler Eingangsleistung untersucht. Zu diesem Zweck wurde ein Aufbau, bestehend aus dem SUSY-PTC und einem HAC-900 Helium-Kompressor, charakterisiert, indem eine Reihe von Kühlleistungskurven der zweiten Stufe bei verschiedenen Eingangsleistungen aufgenommen wurde. Die erzielte Kühlleistung reichte von 35 mW bis zu 156 mW bei 4 K mit einer Eingangsleistung zwischen 0,9 und 2,4 kW. Die erreichte Minimaltemperatur betrug 2,24 K.

Die gemessenen Temperaturosillationen hängen empfindlich von der Temperatur und dem Druckhub ab. In beiden Fällen kann ein Maximum bei etwa 10,5 K beobachtet werden, während das theoretisch erwartete lineare Verhalten erst bei Temperaturen über 35 K beobachtet werden kann. Die Maxima der Temperaturosillationen betragen bis zu 324 mK, was typisch für adiabatische Prozesse in regenerativen Kältemaschinen ist, und nehmen mit dem Druckhub ab. Der Ursprung des Peaks kann mit der thermischen Eindringtiefe der Temperaturosillationen und der Dämpfung über den Kupferwärmetauscher erklärt werden.

Die Vibrationen des SUSY-PTC liegen im Bereich von 18,2 μm bis 31,2 μm , was typische Werte für regenerative Kältemaschinen sind. Die Schwingungsamplitude skaliert linear mit dem Druckhub, was in Übereinstimmung mit den theoretischen Grundlagen ist. Die Betrachtung der Vibrationen des SUSY-PTC mittels FEM-Simulationsmodell ist in Übereinstimmung mit den experimentellen Daten.

Durch die Charakterisierung des Betriebsverhaltens des SUSY-PTC können nun gezielte Vorkehrungen getroffen werden, um diesen PTC mit sensiblen Messapparaturen, wie z.B. optische Versuchsaufbauten oder ein STM, in Verbindung zu bringen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Moderne Pulsrohrkühler werden in immer mehr Forschungsfeldern angewandt. Sie gehören zu einer spezielleren Variante der regenerativen Kältemaschinen. Diese Apparaturen sind kommerziell erwerblich und ausgereifte Produkte. Allerdings ist ihre Funktionsweise komplex und eine Weiterentwicklung bzw. Optimierung ist durch eine Vielzahl von untereinander abhängigen Parametern erschwert. Deshalb sind sie Gegenstand aktueller Forschung.

Ausgangspunkt dieser Arbeit war der vor Kurzem (2017) publizierte „kleinste“ zweistufige 4 K PTC, der sich durch eine geringe Eingangsleistung von etwa 1 kW auszeichnet [19]. Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zum Betriebsverhalten des kompakten Pulsrohrkühlers verliefen mit Hilfe von numerischen Simulationen und deren Abgleich mit experimentellen Ergebnissen. Es wurden zuerst die nötigen theoretischen Grundlagen vorgestellt. Nach einer allgemeinen Vorstellung der prominentesten Kreisprozesse und abgeleiteten Kältemaschinen in Kapitel 2, wurden die Charakteristika von PTCs in Kapitel 3 aufgezeigt. Zur besseren Einordnung des in dieser Arbeit verwendeten „SUSY-PTC“ wurden die über die Jahrzehnte hinweg entstandenen, unterschiedlichen Arten von PTCs präsentiert und deren Eigenschaften verglichen. Die Herleitung der Grundlagen zur theoretischen Betrachtung von PTCs erfolgte zunächst im Bezug auf den „idealen“ Pulsrohrkühler. Mit dieser Sammlung an Gleichungen ließ sich die Funktionsweise in Teilschritten erörtern. Besonders hilfreich war hierbei die Einführung der „Exergie“ als Größe für die „verfügbare Energie“, die als ein Potenzial zum Kühlen zur Verfügung steht. Ergänzend wurde die idealisierte Darstellung durch Phasoren verwendet, um in dieser Auftragsung für die Kühlverhalten wichtige Parameter direkt ablesen zu können.

Im folgenden Abschnitt wurden die Verlustmechanismen in einer solchen Kältemaschine vorgestellt, welche die Kühlperformance verringern und in den durchgeführten Versuchen minimiert wurden. Da der Massenfluss für die Erzeugung der Kühlleistung ursächlich ist, wurden diese Verluste in massenflussabhängige und -unabhängige Verluste unterteilt. Vervollständigt wurde die Betrachtung von PTCs in Kapitel 3 durch die Darstellung von intrinsischen Effekten, welche durch die periodische Druckänderung erzeugt werden und sich durch Temperaturszillationen und mechanische Schwingungen äußern. Für sehr spezielle, insbesondere sensitive Anwendungen können diese intrinsischen Effekte auch die entscheidenden Beeinträchtigungen sein, auch wenn die zur Verfügung stehende Kälteleistung ausreichend ist.

Der für kleine Eingangsleistungen entwickelte PTC diente als Grundlage für die

Erstellung eines numerischen Simulationsmodells in dieser Arbeit. Zunächst wurden in Kapitel 4 der PTC und zwei abgeleitete Prototypen, die in experimentellen Optimierungsschritten verändert wurden, charakterisiert. Für das Grundmodell des PTC konnte aus den Betrachtungen von Kapitel 2 und 3 eine Leistungszahl errechnet werden, die im Vergleich zu anderen existierenden PTCs auf ein bestehendes Verbesserungspotential schließen ließ.

Etablierte numerische Simulationsumgebungen für regenerative Kältemaschinen sind die Softwarepakete Sage und REGEN, die für PTC und deren Optimierungen verwendet wurden. Dabei kann in Sage ein Gesamtsystem einer Kältemaschine abgebildet werden, während REGEN auf eine Hauptkomponente des PTC, den Regenerator, spezialisiert ist. In dieser Arbeit wurde die Simulationsumgebung Sage vorgestellt und ein Modell des Pulsrohrkühlers „SUSY“ definiert. Die Konvergenz der numerischen Simulation ganzer Kältekreisläufe wird hin zu Temperaturen, in denen Realgas-Effekte zunehmen (< 10 K), schwieriger. Eine Verifikation der berechneten Ergebnisse durch einen Vergleich mit dem Experiment ist unerlässlich. Die Ergebnisse der numerischen Simulation wurden mit den unterschiedlichen Prototypen und deren experimentellen Betriebsverhalten verglichen. Bei den Prototypen handelt es sich um die SUSY-PTC Versionen mit definierter Reihenfolge 1.1, 2.1 und 2.2. Die numerischen Berechnungen des vorgestellten Simulationsmodells sind bis hin zu Flüssighelium-Temperaturen in Einklang mit den drei PTC-Varianten. Es konnten die Optimierungsschritte mit Rohrquerschnittsänderung (SUSY 1.1 zu 2.1) und geänderter Regeneratormatrix (SUSY 2.1 zu 2.2) durch die Simulationsergebnisse nachvollzogen werden. Die Vergrößerung der Rohrquerschnitte von Pulsrohr und Regenerator sorgte auch im Simulationsmodell für einen höheren Massenfluss durch den PTC, und zusammen mit der höheren Wärmekapazität des Regeneratormaterials GOS (Gd_2O_2S) nahe 5 K, wurde eine höhere Kühlleistung bei 4,2 K in der numerischen Berechnung erzielt. Insbesondere die Reproduktion des gemessenen Druckhubs und der berechnete Verlauf des DC-Massenflusses in der Simulation stützt die Plausibilität. Damit kann die Software in Zukunft auch für die Optimierung anderer Designs auf der Grundlage dieser Arbeit angewendet werden, was zuvor bei Flüssighelium-Temperaturen nicht erfolgreich versucht wurde. Die Kühlleistung bei 4,2 K wurde von ca. 72,9 mW (SUSY 1.1) auf 142 mW (SUSY 2.2) optimiert. Insgesamt wurde die Leistungszahl des SUSY-PTC Basismodells über die zwei Optimierungsschritte von $7 \cdot 10^{-5}$ auf $1,55 \cdot 10^{-4}$ hinweg etwas mehr als verdoppelt, was mit dem Simulationsmodell bestätigt werden konnte.

Neben der möglichst guten Kühlperformance besteht immer die Frage der Übertragungsmöglichkeit eines PTCs auf Anwendungen. Der Druckwelle im System sorgt im Pulsrohrkühler, neben der Kälteerzeugung, für unerwünschte Nebeneffekte. Die Druckänderungen im geschlossenen System führen einerseits zu Temperaturosillationen und andererseits zu mechanischen Vibrationen. Die Verkleinerung eines PTCs sollte nun die negativen intrinsischen Effekte verringern, da mechanische Eigenschaften durch Rohrlängen und Querschnitte verändert wurden. Diese Effekte sind mit dem SUSY 2.1 vermessen worden. Eine Besonderheit bei den Experimenten dieser Arbeit war, neben dem kleinsten PTC, auch der Helium-Kompressor mit kontinuierlich wählbarer Arbeitsfrequenz. Die Wahl der Arbeitsfrequenz verändert die Geschwindigkeit der Komprimierung des Gases und resultiert somit in einem wählbaren Massenfluss aus dem Kompressor bzw. Druckhub bei entsprechender Eingangsleistung. Mit dem kontinuierlich einstellbaren Helium-Kompressor ließ sich die Systemcharakteristik in Abhängigkeit vom resultierenden Druckhub messen, ohne wesentliche Veränderungen an der Systemkonfiguration vorzunehmen, wie z.B. beim Austausch verschiedener statischer Kompressoren (Fülldruck, Verunreinigungen, usw.). Dies zeichnete sich als Vorteil bei den in Kapitel 5 untersuchten intrinsischen Effekten aus.

Beide, mechanische Vibrationen wie auch die Temperaturosillationen, sind, der in Kapitel 3 eingeführten Theorie folgend, linear abhängig vom Druckhub.

Die Temperaturosillationen weisen jedoch bei etwa 10 K einen Peak auf. Dieser Peak konnte durch die Überlagerung der Effekte von thermischer Eindringtiefe und Wärmekapazität der Kupferstufe erklärt werden. Die thermische Eindringtiefe der Temperaturosillationen ist bei sehr tiefen Temperaturen groß, aber die Wärmekapazität, die die Temperaturschwankung dämpft, dominiert erst oberhalb von etwa 10 K. Die Abhängigkeit der Temperaturänderung vom Druckhub veränderte die Höhe des Maximums, aber nicht die Position. Im Temperaturbereich über 30 K, also im Bereich eines idealen Gases, ist der lineare Zusammenhang im Einklang mit der Theorie.

Im Hinblick auf die mechanischen Vibrationen zeigte die Amplitude der Vibration eine lineare Abhängigkeit vom Druckhub, was wiederum mit der Theorie übereinstimmt. Im Vergleich zu vorherigen PTCs konnte die Schwingungsamplitude durch die Verkleinerung des PTC verringert werden. Die gemessenen Daten werden durch entsprechende FEM-Rechnungen gestützt. Neben der experimentellen Bestätigung der Gleichungen für die Längenkontraktion durch Druckänderung wurden in diesem Kapitel auch experimentelle Gegenmaßnahmen vorgestellt, mit denen die verbleibenden intrinsischen Effekte noch weiter gedämpft werden können. Die Verringerung des Druckhubs

per variablem Helium-Kompressor mit Inverter konnte beide intrinsischen Effekte, wie gewünscht, verringern, was die Anwendung solcher Kompressoren für sensible Messinstrumente präferiert.

Auf der Grundlage der in dieser Arbeit dargestellten Charakteristika eines kompakten Pulsrohrkühlers lassen sich zukünftig weitere PTCs analysieren und Optimierungsparameter identifizieren. Die dabei oftmals schwierige Konvergenz mit zum Teil ungeschlüssigen Simulationslösungen wurde hier überwunden und durch die Übereinstimmungen mit den experimentellen Betriebseigenschaften gestützt und verifiziert. Damit stehen belastbare Instrumente für die simulationsgestützte, gezielte Optimierung solcher Kältemaschinen zur Verfügung. Diese können für ein Simulationsmodell für komplexere Pulsrohrkühlervarianten, z.B. einen Multi-Inlet PTC, verwendet werden. Auch die Form der Druckwelle könnte systematisch variiert werden, um höhere Leistungszahlen der PTCs zu erreichen. Mechanische Vibrationen der PTCs könnten mit anderen Rohrmaterialien berechnet werden und für Adaptionen an hochsensible Messinstrumente angepasst werden.

7 Literatur

- [1] Tomasz Dietl. Low Temperature Physics: An Introduction. https://www.dpg-physik.de/vereinigungen/fachlich/skm/fvtt/pdf/lt_physicsnow_iupap.pdf, 2004.
- [2] W. P. Halperin. The impact of helium shortages on basic research. Nature Physics, 10(7):467–470, July 2014. ISSN 1745-2473, 1745-2481. doi: 10.1038/nphys3018.
- [3] R. Radebaugh. Cryocoolers: The state of the art and recent developments. Journal of Physics: Condensed Matter, 21(16):164219, April 2009. ISSN 0953-8984, 1361-648X. doi: 10.1088/0953-8984/21/16/164219.
- [4] N. Jiang, U. Lindemann, F. Giebeler, and G. Thummes. A 3He pulse tube cooler operating down to 1.3 K. Cryogenics, 44(11):809–816, November 2004. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2004.05.003.
- [5] C. Heiden. Miniature refrigerators for cryoelectronic sensors. In Advances in Solid State Physics, volume 24, pages 331–344. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 1984. ISBN 978-3-528-08030-3. doi: <https://doi.org/10.1007/BFb0107456>.
- [6] M. A. Green, S. S. Chouhan, C. Wang, and A. F. Zeller. Second stage cooling from a Cryomech PT415 cooler at second stage temperatures up to 300 K with cooling on the first-stage from 0 to 250 W. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 101:012002, December 2015. ISSN 1757-8981, 1757-899X. doi: 10.1088/1757-899X/101/1/012002.
- [7] C. Risacher, R. Gusten, J. Stutzki, H.-W. Hubers, P. Putz, A. Bell, et al. The upGREAT heterodyne array receivers for far Infrared astronomy. In 2014 39th International Conference on Infrared, Millimeter, and Terahertz Waves (IRMMW-THz), pages 1–2, Tucson, AZ, USA, September 2014. IEEE. ISBN 978-1-4799-3877-3 978-1-4799-3876-6. doi: 10.1109/IRMMW-THz.2014.6956152.
- [8] R. A. Ackermann, K. G. Herd, and W. E. Chen. Advanced Cryocooler Cooling for MRI Systems. In Cryocoolers 10, pages 857–867. Springer US, Boston, MA, 2002. ISBN 978-0-306-46120-0 978-0-306-47090-5. doi: 10.1007/0-306-47090-X_101.

- [9] K. H. C. Jhung, H. Seung-Soo, J.-H. Park, Y.-H. Shin, J.-Y. Leem, and Chul-Ro Lee. Achievement of extremely high vacuum using a cryopump and conflat aluminium gaskets. *Vacuum*, 43(4):309–311, April 1992. ISSN 0042207X. doi: 10.1016/0042-207X(92)90162-P.
- [10] G. Thummes, F. Giebeler, and C. Heiden. Effect of Pressure Wave Form on Pulse Tube Refrigerator Performance. In *Cryocoolers 8*, pages 383–393. Springer US, Boston, MA, 1995. ISBN 978-1-4757-9888-3. doi: 10.1007/978-1-4757-9888-3_39.
- [11] G. Thummes, S. Bender, and C. Heiden. Approaching the 4He lambda line with a liquid nitrogen precooled two-stage pulse tube refrigerator. *Cryogenics*, 36(9): 709–711, September 1996. ISSN 00112275. doi: 10.1016/0011-2275(96)00060-4.
- [12] C. Wang, G. Thummes, and C. Heiden. A two-stage pulse tube cooler operating below 4 K. *Cryogenics*, 37(3):159–164, March 1997. ISSN 00112275. doi: 10.1016/S0011-2275(96)00112-9.
- [13] M. Dietrich. Hochleistungspulsrohrkühler vom Stirling-Typ für energietechnische Anwendungen der Hochtemperatursupraleitung. Dissertation, Justus-Liebig University Giessen, 2015.
- [14] C. Lienerth. Untersuchungen zur störarmen Pulsrohr-Kühlung hoch empfindlicher SQUID-Magnetometer aus Hochtemperatursupraleitern. Dissertation, Justus-Liebig University Giessen, 2001.
- [15] K. Uhlig. 3He=4He dilution refrigerator with pulse-tube refrigerator precooling. *Cryogenics*, 42:5, 2002. doi: 10.1016/S0011-2275(02)00002-4.
- [16] R. Schödel, A. Walkov, M. Zenker, G. Bartl, R. Meeß, D. Hagedorn, et al. A new Ultra Precision Interferometer for absolute length measurements down to cryogenic temperatures. *Measurement Science and Technology*, 23(9):094004, September 2012. ISSN 0957-0233, 1361-6501. doi: 10.1088/0957-0233/23/9/094004.
- [17] R. Radebaugh, I. Garaway, and A. M. Veprík. Development of miniature, high frequency pulse tube cryocoolers. In *SPIE Defense, Security, and Sensing*, page 76602J, Orlando, Florida, April 2010. doi: 10.1117/12.852766.
- [18] Y. Hiratsuka, Q. Bao, and M. Y. Xu. Performance estimation of an oil-free linear compressor unit for a new compact 2K Gifford-McMahon cryocooler. *IOP*

- Conference Series: Materials Science and Engineering, 278:012050, December 2017. ISSN 1757-8981, 1757-899X. doi: 10.1088/1757-899X/278/1/012050.
- [19] B. Schmidt, M. Vorholzer, M. Dietrich, J. Falter, A. Schirmeisen, and G. Thummes. A small two-stage pulse tube cryocooler operating at liquid Helium temperatures with an input power of 1 kW. Cryogenics, 88:129–131, December 2017. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2017.10.002.
- [20] R. Hohmann, C. Lienerth, H. Bousack, G. Thummes, and C. Heiden. Comparison of Low Noise Cooling Performance of a Joule-Thomson Cooler and a Pulse-Tube Cooler Using a HT SQUID. IEEE TRANSACTIONS ON APPLIED SUPERCONDUCTIVITY, 9:4, 1999. doi: <https://doi.org/10.1109/77.783829>.
- [21] B. Schmidt, J. Falter, A. Schirmeisen, and M. Mück. A SQUID system for geophysical measurements cooled by a pulse tube cryocooler. Superconductor Science and Technology, 31(7):075006, July 2018. ISSN 0953-2048, 1361-6668. doi: 10.1088/1361-6668/aac66d.
- [22] H. Zheng, M. Li, and Z. He. Active and passive magnetic constrained damping treatment. International Journal of Solids and Structures, 40(24):6767–6779, December 2003. ISSN 00207683. doi: 10.1016/j.ijsolstr.2003.08.011.
- [23] C. Pan, B. Gao, Y. Song, H. Zhang, D. Han, J. Hu, et al. Active suppression of temperature oscillation from a pulse-tube cryocooler in a cryogen-free cryostat: Part 1. Simulation modeling from thermal response characteristics. Cryogenics, 109:103097, July 2020. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2020.103097.
- [24] F. Pobell. Matter and Methods at Low Temperatures. Springer, Berlin ; New York, 3rd, rev. and expanded ed edition, 2007. ISBN 978-3-540-46356-6. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-540-46360-3>.
- [25] J. H. Hetherington and F. D. C. Willard. Two-, Three-, and Four-Atom Exchange Effects in bcc He 3. Physical Review Letters, 35(21):1442–1444, November 1975. ISSN 0031-9007. doi: 10.1103/PhysRevLett.35.1442.
- [26] S. T. Boldarev and V. P. Peshkov. Measurements of the surface tension in helium by means of surface waves. Physica, 69(1):141–147, October 1973. ISSN 00318914. doi: 10.1016/0031-8914(73)90210-3.

- [27] Z. Q. Long and P. Zhang. Natural convection heat transfer of supercritical helium in a closed vertical cylinder. Cryogenics, 61:120–126, May 2014. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2013.09.006.
- [28] M. Tsubota and M. Kobayashi. Energy Spectra of Quantum Turbulence, volume 16. Elsevier, 2009. ISBN 978-0-08-054810-4. doi: 10.1016/S0079-6417(08)00001-2.
- [29] G. V. Kolmakov, M. Y. Brazhnikov, A. A. Levchenko, L. V. Abdurakhimov, P. V. E. McClintock, and L. P. Mezhev-Deglin. Capillary Turbulence on the Surfaces of Quantum Fluids. In Progress in Low Temperature Physics, volume 16, pages 305–349. Elsevier, 2009. ISBN 978-0-08-054810-4. doi: 10.1016/S0079-6417(08)00006-1.
- [30] K. Langeheinecke, P. Jany, and E. Sapper. Thermische Maschinen, pages 186–219. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2003. ISBN 978-3-528-34785-7 978-3-322-94277-7. doi: 10.1007/978-3-322-94277-7_9.
- [31] D. W. J. Willems. High-power cryocooling. Dissertation, Technische Universiteit Eindhoven, 2007.
- [32] Stirling - Finkelstein 1959 - Stirling Engines - Beyond Discovery, 2021. URL <https://www.beyonddiscovery.org/stirling-engines/1-1.html>.
- [33] W. E. Gifford and H. O. McMahon. A Low Temperature Heat Pump. In Tenth International Congress of Refrigeration, volume 1, Kopenhagen, Dänemark, August 1959.
- [34] W. E. Gifford. The Gifford-McMahon Cycle. In Advances in Cryogenic Engineering, pages 152–159. Springer US, Boston, MA, 1966. ISBN 978-1-4757-0524-9 978-1-4757-0522-5. doi: 10.1007/978-1-4757-0522-5_16.
- [35] C. Minas. Theoretical analysis of a dynamically balanced Gifford-McMahon cryorefrigerator. Cryogenics, 34(4):271–276, April 1994. ISSN 00112275. doi: 10.1016/0011-2275(94)90106-6.
- [36] M. Thirumaleshwar and S. V. Subramanyam. Gifford-McMahon cycle — a theoretical analysis. Cryogenics, 26(3):177–188, March 1986. ISSN 00112275. doi: 10.1016/0011-2275(86)90217-1.

- [37] H. P. Bloch. A Practical Guide to Compressor Technology. John Wiley & Sons, September 2006. ISBN 978-0-471-92952-9.
- [38] M. B. Kravchenko and G. K. Lavrenchenko. Improving the Efficiency of a Gifford–McMahon Cryogenic Refrigerator. Chemical and Petroleum Engineering, 55(5-6):392–401, September 2019. ISSN 0009-2355, 1573-8329. doi: 10.1007/s10556-019-00636-3.
- [39] S. Vanapalli, M. Lewis, Z. Gan, and R. Radebaugh. 120Hz pulse tube cryocooler for fast cooldown to 50K. Applied Physics Letters, 90(7):072504, February 2007. ISSN 0003-6951, 1077-3118. doi: 10.1063/1.2643073.
- [40] R. Radebaugh, J. Zimmerman, D. R. Smith, and B. Louie. A Comparison of Three Types of Pulse Tube Refrigerators: New Methods for Reaching 60K. In Advances in Cryogenic Engineering, pages 779–789. Springer US, Boston, MA, 1986. ISBN 978-1-4612-9299-9 978-1-4613-2213-9. doi: 10.1007/978-1-4613-2213-9_88.
- [41] C. Wang, B. Lichtenwalter, A. Friebel, and H. X. Tang. A closed-cycle 1 K refrigeration cryostat. Cryogenics, 64:5–9, November 2014. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2014.07.013.
- [42] C. Pan, J. Wang, K. Luo, J. Wang, and Y. Zhou. Progress on a novel VM-type pulse tube cryocooler for 4 K. Cryogenics, 88:66–69, December 2017. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2017.10.013.
- [43] W. E. Gifford and R. C. Longworth. Pulse-Tube Refrigeration. Journal of Engineering for Industry, 86(3):264–268, August 1964. ISSN 0022-0817. doi: 10.1115/1.3670530.
- [44] E. I. Mikulin, A. A. Tarasov, and M. P. Shkrebyonock. Low-Temperature Expansion Pulse Tubes. In Advances in Cryogenic Engineering, pages 629–637. Springer US, Boston, MA, 1984. ISBN 978-1-4613-9867-7 978-1-4613-9865-3. doi: 10.1007/978-1-4613-9865-3_72.
- [45] Y. Matsubara and J. L. Gao. Novel configuration of three-stage pulse tube refrigerator for temperatures below 4 K. Cryogenics, 34(4):259–262, April 1994. ISSN 00112275. doi: 10.1016/0011-2275(94)90104-X.

- [46] G. Thummes, C. Wang, and C. Heiden. Small scale 4He liquefaction using a two-stage 4K pulse tube cooler. *Cryogenics*, 38(3):337–342, March 1998. ISSN 00112275. doi: 10.1016/S0011-2275(97)00169-0.
- [47] C. Wang. Helium liquefaction with a 4 K pulse tube cryocooler. *Cryogenics*, 41(7):491–496, July 2001. ISSN 00112275. doi: 10.1016/S0011-2275(01)00116-3.
- [48] C. Wang. Efficient helium recondensing using a 4K pulse tube cryocooler. *Cryogenics*, 45(12):719–724, December 2005. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2005.06.010.
- [49] C. Wang and R. G. Scurlock. Improvement in performance of cryocoolers as condensers. *Cryogenics*, 48(3-4):169–171, March 2008. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2008.02.005.
- [50] P. P. Steijaert. Thermodynamical aspects of pulse-tube refrigerators. Technische Universiteit Eindhoven, 1999. doi: 10.6100/IR520464. URL <https://research.tue.nl/en/publications/thermodynamical-aspects-of-pulse-tube-refrigerators>.
- [51] S. W. Zhu. Theory of pulse tube refrigerator and its important improvement: Double inlet pulse tube refrigerator. Dissertation, Xi’an Jiaotong University, 1990. URL <https://ci.nii.ac.jp/naid/10003199442/en/>.
- [52] P. R. Roach and A. Kashani. Pulse Tube Coolers with an Inertance Tube: Theory, Modeling, and Practice. In *Advances in Cryogenic Engineering*, pages 1895–1902. Springer US, Boston, MA, 1998. ISBN 978-1-4757-9049-8 978-1-4757-9047-4. doi: 10.1007/978-1-4757-9047-4_239.
- [53] J. L. Gao and Y. Matsubara. Experimental investigation of 4 K pulse tube refrigerator. *Cryogenics*, 34(1):25–30, January 1994. ISSN 00112275. doi: 10.1016/0011-2275(94)90048-5.
- [54] G. Chen, L. Qiu, J. Zheng, P. Yan, Z. Gan, X. Bai, et al. Experimental study on a double-orifice two-stage pulse tube refrigerator. *Cryogenics*, 37(5):271–273, May 1997. ISSN 00112275. doi: 10.1016/S0011-2275(97)00006-4.
- [55] P. J. Storch. Analytical model for the refrigeration power of the orifice pulse tube refrigerator. Technical Report NBS TN 1343, National Bureau of Standards, Gaithersburg, MD, 1990.

- [56] Y. P. Banjare. Theoretical and Experimental Studies on Pulse Tube Refrigerator. NIT Rourkela, 2009.
- [57] C. Wang, P. Wu, and Z. Chen. Numerical modelling of an orifice pulse tube refrigerator. Cryogenics, 32(9):785–790, January 1992. ISSN 00112275. doi: 10.1016/0011-2275(92)90310-7.
- [58] P. B. Gujarati, K. P. Desai, H. B. Naik, and M. D. Atrey. Transient analysis of single stage GM type double inlet pulse tube cryocooler. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 101:012033, December 2015. ISSN 1757-8981, 1757-899X. doi: 10.1088/1757-899X/101/1/012033.
- [59] A. A. Boroujerdi, A. Ashrafizadeh, and S. M. Mousavi Naeenian. Numerical analysis of stirling type pulse tube cryocoolers. Cryogenics, 51(9):521–529, September 2011. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2011.06.008.
- [60] N. Almtireen, J. J. Brandner, and J. G. Korvink. Pulse Tube Cryocooler: Phasor Analysis and One-Dimensional Numerical Simulation. Journal of Low Temperature Physics, 199(5-6):1179–1197, June 2020. ISSN 0022-2291, 1573-7357. doi: 10.1007/s10909-020-02378-6.
- [61] Y. C. Cai, Y. Xu, D. M. Sun, Q. Shen, and Z. Z. Cheng. Numerical Simulation of a High Power Stirling Cryocooler. In Cryocoolers 18, page 7. American Institute of Physics, 2014. doi: <https://doi.org/10.1063/1.3422410>.
- [62] Y. L. Ju, C. Wang, and Y. Zhou. Numerical simulation and experimental verification of the oscillating flow in pulse tube refrigerator. Cryogenics, 38:8, 1998. doi: [https://doi.org/10.1016/S0011-2275\(01\)00123-0](https://doi.org/10.1016/S0011-2275(01)00123-0).
- [63] D. Panda, M. Kumar, A. K. Satapathy, S. K. Sarangi, and R. K. Sahoo. Performance Evaluation of a GM-Type Double Inlet Pulse Tube Refrigerator Using Artificial Intelligence Approach with Experimental Validation. Arabian Journal for Science and Engineering, 45(11):9579–9597, November 2020. ISSN 2193-567X, 2191-4281. doi: 10.1007/s13369-020-04685-2.
- [64] Y. Zhao, W. Dai, Y. Chen, X. Wang, and E. Luo. Numerical Analysis of the 4 K Regenerator in a Pulse Tube Cryocooler. In Cryocoolers 18, page 7. International Cryocooler Conference, 2014.

- [65] R. Radebaugh, Y. Huang, A. O’Gallagher, J. Gary, NIST Collaboration, and J. G. Weisend. OPTIMIZATION CALCULATIONS FOR A 30 HZ, 4 K REGENERATOR WITH HELIUM-3 WORKING FLUID. In CEC: Advances in Cryogenic Engineering, pages 1581–1592, Tucson (Arizona), 2010. doi: 10.1063/1.3422340.
- [66] Y. L. He, Y. B. Tao, and F. Gao. A new computational model for entire pulse tube refrigerators: Model description and numerical validation. Cryogenics, 49(2):84–93, February 2009. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2008.11.003.
- [67] Y. P. Banjare, R. K. Sahoo, and S. K. Sarangi. CFD simulation and experimental validation of a GM type double inlet pulse tube refrigerator. Cryogenics, 50(4): 271–280, April 2010. ISSN 00112275. doi: <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2010.01.013>.
- [68] P. Kittel, A. Kashani, J. M. Lee, and P. R. Roach. General pulse tube theory. Cryogenics, 36(10):849–857, October 1996. ISSN 00112275. doi: 10.1016/0011-2275(96)00048-3.
- [69] N. H. Balshaw, Oxford Instruments Group, and Scientific Research Division. Practical Cryogenics: An Introduction to Laboratory Cryogenics. Oxford Instruments, Scientific Research Division, Eynsham, 1996. ISBN 978-0-9527594-0-9.
- [70] A. T. A. M. de Waele, P. P. Steijaert, and J. Gijzen. Thermodynamical aspects of pulse tubes. Cryogenics, 37(6):313–324, January 1997. ISSN 00112275. doi: 10.1016/S0011-2275(97)00015-5.
- [71] A. T. A. M. de Waele, P. P. Steijaert, and J. J. Koning. Thermodynamical aspects of pulse tubes II. Cryogenics, 38(3):329–335, March 1998. ISSN 00112275. doi: 10.1016/S0011-2275(97)00164-1.
- [72] R. Radebaugh. Thermodynamics of regenerative refrigerators (2003). Generation of Low Temperature and It’s Applications, page 20, 2003.
- [73] W. E. Gifford and R. C. Longworth. Surface Heat Pumping. In Advances in Cryogenic Engineering, pages 171–179. Springer US, Boston, MA, 1966. ISBN 978-1-4757-0524-9 978-1-4757-0522-5. doi: 10.1007/978-1-4757-0522-5_18.

- [74] L. W. Yang. Shuttle Loss in Pulse Tubes. In Cryocoolers 11, pages 353–362. Springer US, Boston, MA, 2002. ISBN 978-0-306-46567-3 978-0-306-47112-4. doi: 10.1007/0-306-47112-4_45.
- [75] P. Kittel. Enthalpy, Entropy, and Exergy Flows in Ideal Pulse Tube Cryocoolers. In Cryocoolers 13, pages 333–341. Springer US, Boston, MA, 2005. ISBN 978-0-387-23901-9 978-0-387-27533-8. doi: 10.1007/0-387-27533-9_44.
- [76] G. K. A. Dash, T. K. Nandi, and P. K. Das. Exergy destruction in the double inlet pulse tube cryocooler (DIPTC): A parametric study. International Journal of Energy Research, 33(14):1290–1308, November 2009. ISSN 0363907X, 1099114X. doi: 10.1002/er.1539.
- [77] A. Hofmann and H. Pan. Phase shifting in pulse tube refrigerators. Cryogenics, 39(6):529–537, June 1999. ISSN 00112275. doi: 10.1016/S0011-2275(99)00073-9.
- [78] M. D. Chokhawala, K. P. Desai, H. B. Naik, and K. G. Narayankhedkar. Phasor analysis for double inlet pulse tube cryocooler. Advances in Cryogenic Engineering, 45:159–166, 2000.
- [79] A. Von Schneidmesser. Untersuchungen zum Betriebsverhalten einer 4 K-Pulsrohrstufe mit Seltenerd- und Blei-Regenerator. Dissertation, Justus-Liebig University Giessen, 2000.
- [80] M. Kumar and R. K. Sahoo. Phasor Analysis of GM –type Double Inlet Pulse Tube Refrigerator. National Institute of Technology, Rourkela, 2014.
- [81] L. Mohanta and M. D. Atrey. Phasor Analysis of Pulse Tube Refrigerator. In Cryocoolers, volume 16, page 10, Boulder, 2011. URL <http://hdl.handle.net/1853/38790>.
- [82] P. Kittel. Enthalpy, Entropy, and Exergy Flow Losses in Pulse Tube Cryocoolers. In Cryocoolers 13, pages 343–352. Springer US, Boston, MA, 2005. ISBN 978-0-387-23901-9 978-0-387-27533-8. doi: 10.1007/0-387-27533-9_45.
- [83] Y. Qi, Y. Che, S. Pan, and H. Zhang. Study on micro thermodynamic process of gas flow in pulse tube by nonequilibrium molecular dynamics simulations. International Journal of Heat and Mass Transfer, 137:669–676, July 2019. ISSN 00179310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.03.154.

- [84] T. Ki and S. Jeong. Step-by-step design methodology for efficient Stirling-type pulse tube refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 35(4):1166–1175, June 2012. ISSN 01407007. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.01.017.
- [85] J. Jung and S. Jeong. Optimal pulse tube volume design in GM-type pulse tube refrigerator. *Cryogenics*, 47(9-10):510–516, September 2007. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2007.06.001.
- [86] M. A. Lewis, T. Kuriyama, F. Kuriyama, and R. Radebaugh. Measurement of Heat Conduction through Stacked Screens. In *Advances in Cryogenic Engineering*, volume 43, pages 1611–1618. Springer US, Boston, MA, 1998. ISBN 978-1-4757-9049-8 978-1-4757-9047-4. doi: 10.1007/978-1-4757-9047-4_202.
- [87] W. Umrath. Technical report, Köln, 2016.
- [88] G. A. Ediss. Effect of Vacuum Pressure on the Thermal Loading of the ALMA Cryostat. Technical report, Institut de Radio Astronomique Millimetrique, St. Martin d’Heres, France, 2006.
- [89] T. J. Wieting and J. L. DeRosa. Effects of surface condition on the infrared absorptivity of 304 stainless steel. *Journal of Applied Physics*, 50(2):1071–1078, February 1979. ISSN 0021-8979, 1089-7550. doi: 10.1063/1.326083.
- [90] A. J. Baldwin and J. E. R. Lovell-Smith. The emissivity of stainless steel in dairy plant thermal design. *Journal of Food Engineering*, 17(4):281–289, January 1992. ISSN 02608774. doi: 10.1016/0260-8774(92)90045-8.
- [91] S. A. Dye, P. N. Tyler, G. L. Mills, and A. B. Kopelove. Wrapped multilayer insulation design and testing. *Cryogenics*, 64:100–104, November 2014. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2014.07.002.
- [92] K. A. Gschneidner, A. O. Pecharsky, and V. K. Pecharsky. Low Temperature Cryocooler Regenerator Materials. In *Cryocoolers 12*, pages 457–465. Springer US, Boston, MA, 2003. ISBN 978-0-306-47714-0 978-0-306-47919-9. doi: 10.1007/0-306-47919-2_61.
- [93] S. Masuyama, Y. Fukuda, T. Imazu, and T. Numazawa. Characteristics of a 4K Gifford–McMahon cryocooler using the Gd₂O₂S regenerator material. *Cryogenics*, 51(6):337–340, June 2011. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2010.06.008.

- [94] Z.-P. Li, Y.-L. Jiang, Z.-H. Gan, L.-M. Qiu, and J. Chen. Performance of a precooled 4 K Stirling type high frequency pulse tube cryocooler with Gd₂O₂S. Journal of Zhejiang University SCIENCE A, 15(7):508–516, July 2014. ISSN 1673-565X, 1862-1775. doi: 10.1631/jzus.A1400052.
- [95] D. D. L. Chung. Materials for thermal conduction. Applied Thermal Engineering, page 13, 2001. doi: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00042-4](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00042-4).
- [96] Xiaotong Xi, Biao Yang, Yuanheng Zhao, Liubiao Chen, and Junjie Wang. Study on the use of porous materials with adsorbed helium as the regenerator of cryocooler at temperatures below 10 K. Applied Physics Letters, 118(14), April 2021. ISSN 0003-6951, 1077-3118. doi: 10.1063/5.0044221.
- [97] J Hühne. 3D-Printed Helium-Based Regenerator for 4K GM and Pulse Tube Cryocoolers. In Cryocoolers 20, page 4. International Cryocooler Conference, Boulder, 2018.
- [98] Material Properties: Regenerator Materials. <https://trc.nist.gov/cryogenics/materials/RegeneratorMaterials/Regenerator20Materials20rev2009-22-06.htm>, May 2021.
- [99] B. Y. Du, L. Yang, J. Cai, and J. Liang. Numerical Simulation of a Regenerator in a Two-Stage Pulse Tube Refrigerator. In Cryocoolers 14, page 5. International Cryocooler Conference, 2007.
- [100] S. K. Rout, A. K. Gupta, B. K. Choudhury, R. K. Sahoo, and S. K. Sarangi. Influence of Porosity on the Performance of a Pulse Tube Refrigerator: A CFD Study. Procedia Engineering, 51:609–616, 2013. ISSN 18777058. doi: 10.1016/j.proeng.2013.01.086.
- [101] C. Wang. Intermediate cooling from pulse tube and regenerator in a 4K pulse tube cryocooler. Cryogenics, 48(3-4):154–159, March 2008. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2008.02.006.
- [102] S. Zhu, M. Nogawa, and T. Inoue. Analysis of DC gas flow in GM type double inlet pulse tube refrigerators. Cryogenics, 49(2):66–71, February 2009. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2008.10.003.

- [103] C. Wang, G. Thummes, and C. Heiden. Effects of DC gas flow on performance of two-stage 4K pulse tube coolers. Cryogenics, 38(6):689–695, June 1998. ISSN 00112275. doi: 10.1016/S0011-2275(98)00044-7.
- [104] A. Hofmann. DC flow in pulse tube coolers. In AIP Conference Proceedings, volume 613, pages 911–917, Madison, Wisconsin (USA), 2002. AIP. doi: 10.1063/1.1472111.
- [105] A. Tsuchiya and M. Y. Xu. Investigation of DC flow effects on a 4K two-stage pulse tube cryocooler. Journal of Physics: Conference Series, 507(3):032051, May 2014. ISSN 1742-6588, 1742-6596. doi: 10.1088/1742-6596/507/3/032051.
- [106] Q. Cao, M. Luan, B. Huo, Z. Li, Z. Sun, P. Li, et al. Reduction of real gas losses with a DC flow in the practical regenerator of the refrigeration cycle. Applied Thermal Engineering, 183:116123, January 2021. ISSN 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116123.
- [107] C. Huang, Q. Cao, X. Zhi, X. Xia, and L. Qiu. Effects of DC flow on pulse tube cryocooler working at liquid hydrogen and liquid nitrogen temperatures. Applied Thermal Engineering, 137:451–460, June 2018. ISSN 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.03.107.
- [108] K. Kim, X. Zhi, L. Qiu, H. Nie, and J. Wang. Numerical analysis of different valve effects on the cooling performance of a two-stage GM type pulse tube cryocooler. International Journal of Refrigeration, 77:1–10, May 2017. ISSN 01407007. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.02.024.
- [109] Sh. Liu, Z. Jiang, L. Ding, H. Zhu, X. Qu, and Y. Wu. Effects of cold-end temperature and heat load on the cooling characteristics of a pulse tube refrigerator. Energy Science & Engineering, 8(3):731–739, March 2020. ISSN 2050-0505, 2050-0505. doi: 10.1002/ese3.545.
- [110] Material Properties: OFCu Copper (UNS C10100/C10200). https://trc.nist.gov/cryogenics/materials/OFHC%20Copper/OFHC_Copper_rev1.htm, May 2021.
- [111] J. R. Olson and G. W. Swift. Suppression of Acoustic Streaming in Tapered Pulse Tubes. In R. G. Ross, editor, Cryocoolers 10, pages 307–313. Springer US, Boston, MA, 2002. ISBN 978-0-306-46120-0 978-0-306-47090-5. doi: 10.1007/0-306-47090-X_36.

- [112] G. Thummes, M. Schreiber, R. Landgraf, and C. Heiden. Convective Heat Losses in Pulse Tube Coolers: Effect of Pulse Tube Inclination. In Cryocoolers 9, pages 393–402. Springer US, Boston, MA, 1997. ISBN 978-1-4613-7691-0 978-1-4615-5869-9. doi: 10.1007/978-1-4615-5869-9_46.
- [113] T. I. Mulcahey, T. J. Conrad, and S. M. Ghiaasiaan. CFD Modeling of Tilt Induced Cooling Losses in Inertance Tube Pulse Tube Cryocoolers. In Cryocoolers 17, page 8. International Cryocooler Conference, 2012.
- [114] Refprop reference fluid thermodynamic and transport properties. https://trc.nist.gov/cryogenics/materials/304Stainless/304Stainless_rev.htm, May 2018.
- [115] A. T. A. M. de Waele. Cryocoolers near their low-temperature limit. Cryogenics, 69:18–25, July 2015. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2015.03.002.
- [116] L.M Qiu and G Thummes. Valve timing effect on the cooling performance of a 4 K pulse tube cooler. Cryogenics, 42(5):327–333, May 2002. ISSN 00112275. doi: 10.1016/S0011-2275(02)00043-7.
- [117] D. Panda, M. Kumar, A. K. Satapathy, and S. K. Sarangi. Optimal design of thermal performance of an orifice pulse tube refrigerator. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 143(5):3589–3609, March 2021. ISSN 1388-6150, 1588-2926. doi: 10.1007/s10973-020-09265-y.
- [118] Y. L. Ju. Thermodynamic analysis of GM-type pulse tube coolers q. Cryogenics, 41:8, 2001.
- [119] D. Liu, M. Dietrich, G. Thummes, and Z. Gan. Numerical simulation of a GM-type pulse tube cryocooler system: Part I. Characterization of compressors. Cryogenics, 81:8–13, January 2017. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2016.11.002.
- [120] M. Y. Xu, A.T.A.M. De Waele, and Y. L. Ju. A pulse tube refrigerator below 2 K. Cryogenics, 39(10):865–869, 1999. ISSN 00112275. doi: 10.1016/S0011-2275(99)00101-0. URL <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0011227599001010>.

- [121] R. Richards. Heat flux through the wall. Interfacial contact between two semi-infinite solids. <https://cupdf.com/document/heat-flux-through-the-wall-interfacial-contact-between-two-semi-infinite-solids.html>, 2016.
- [122] J.-A. Schmidt, B. Schmidt, S. Spagna, D. Dietzel, J. Falter, G. Thummes, et al. Low input power 4 K pulse tube cryocooler driven by an inverter helium compressor: Intrinsic temperature oscillations and mechanical vibrations. *Cryogenics*, 108:103085, June 2020. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2020.103085.
- [123] K. Allweins, L. M. Qiu, and G. Thummes. Damping of intrinsic temperature oscillations in a 4 K pulse tube cooler by means of rare earth plates. *Advances in Cryogenic Engineering*, 53:109–116, 2008. doi: 10.1063/1.2908459.
- [124] Material Properties: Stainless Steel (1.4301), OFCu, and Aluminium (6061). <https://trc.nist.gov/cryogenics/materials/materialproperties.htm>, may 2021.
- [125] T. Rubin, H. W. Altman, and H. L. Johnston. Coefficients of Thermal Expansion of Solids at Low Temperatures. I. The Thermal Expansion of Copper from 15 to 300°K. *Journal of the American Chemical Society*, 76(21):5289–5293, November 1954. ISSN 0002-7863, 1520-5126. doi: 10.1021/ja01650a009.
- [126] D. G. Blair, L. Ju, and H. Peng. Vibration isolation for gravitational wave detection. *Classical and Quantum Gravity*, 10(11):2407–2418, November 1993. ISSN 0264-9381, 1361-6382. doi: 10.1088/0264-9381/10/11/023.
- [127] M. V. Plissi, C. I. Torrie, M. Barton, N. A. Robertson, A. Grant, C. A. Cantley, et al. An investigation of eddy-current damping of multi-stage pendulum suspensions for use in interferometric gravitational wave detectors. *Review of Scientific Instruments*, 75(11):4516–4522, November 2004. ISSN 0034-6748, 1089-7623. doi: 10.1063/1.1795192.
- [128] A. V. Cumming, A. S. Bell, L. Barsotti, M. A. Barton, G. Cagnoli, D. Cook, et al. Design and development of the advanced LIGO monolithic fused silica suspension. *Classical and Quantum Gravity*, 29(3):035003, February 2012. ISSN 0264-9381, 1361-6382. doi: 10.1088/0264-9381/29/3/035003.
- [129] N. A. Robertson, P. Fritschel, B. Shapiro, C. I. Torrie, and M. Evans. Design of a tuned mass damper for high quality factor suspension modes in Advanced LIGO. *Review of Scientific Instruments*, 88(3):035117, March 2017. ISSN 0034-6748, 1089-7623. doi: 10.1063/1.4978796.

- [130] J.-A. Schmidt, B. Schmidt, D. Dietzel, J. Falter, G. Thummes, and A. Schirmeisen. Improvement of a small-scale 4 k two-stage low input power pulse tube cryocooler and modelling by sage. Submitted to Cryogenics, May 2021.
- [131] X.Q. Zhi, L. Han, M. Dietrich, Z.H. Gan, L.M. Qiu, and G. Thummes. A three-stage Stirling pulse tube cryocooler reached 4.26K with He-4 working fluid. Cryogenics, 58:93–96, December 2013. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2013.09.009.
- [132] Cryogenic Regenerators. <https://trc.nist.gov/cryogenics/software.html>, May 2021.
- [133] D. Gedeon. Stirling, Pulse-Tube and Low-T Cooler Model Classes. Technical report, Gedeon Associates, 2016.
- [134] Q. Cao, Z. H. Gan, G. J. Liu, Z. P. Li, Y. Z. Wu, L. M. Qiu, et al. Theoretical and Experimental Study on a Pulse Tube Cryocooler Driven with a Linear Compressor. In Cryocoolers 15, page 8. International Cryocooler Conference, 2009.
- [135] K. B. Wilson. The use of sage simulation software in the design and testing of sunpower’s pulse tube cryocooler. Dissertation, Ohio University, 2005.
- [136] D. Gedeon. DC Gas Flows in Stirling and Pulse Tube Cryocoolers. In Cryocoolers 9, pages 385–392. Springer US, Boston, MA, 1997. ISBN 978-1-4613-7691-0 978-1-4615-5869-9. doi: 10.1007/978-1-4615-5869-9_45.
- [137] D. W. Hoch. Design and test of a 1.8 k liquid helium refrigerator. Dissertation, UNIVERSITY OF WISCONSIN-MADISON, 2004.
- [138] K. Fang, K. Nakano, X. G. Lin, H. Takayama, M. Saito, and M. Y. Xu. Investigation on numerical optimization method for high capacity two-stage 4 K pulse tube cryocooler. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 502:012040, April 2019. ISSN 1757-899X. doi: 10.1088/1757-899X/502/1/012040.
- [139] S. M. Anton, J. S. Birenbaum, S. R. O’Kelley, V. Bolkhovsky, D. A. Braje, G. Fitch, et al. Magnetic Flux Noise in dc SQUIDS: Temperature and Geometry Dependence. Physical Review Letters, 110(14):147002, April 2013. ISSN 0031-9007, 1079-7114. doi: 10.1103/PhysRevLett.110.147002.

- [140] C. Wang. Dynamic Operation of a 4 K Pulse Tube Cryocooler with Inverter Compressors. In Cryocoolers 16, page 6. International Cryocooler Conference, 2008.
- [141] C. Chialvo, T. Sayles, J. Diederichs, and S. Spagna. Smart Energy Compressors for Helium Liquefiers. In Cryocoolers 18, page 6. International Cryocooler Conference, 2014.
- [142] D. Snow, J. Lawton, R. Taff, J. Diederichs, J. Gardiner, M. B. Simmonds, et al. A low maintenance and vibration 4K GM cryo-refrigerator with independent variable speed and valve timing. In Cryocoolers, volume 19, page 281. International Cryocooler Conference, San Diego, 2016.
- [143] E. Olivieri, M. Rotter, M. De Combarieu, P. Forget, C. Marrache-Kikuchi, and P. Pari. Full range resistive thermometers. Cryogenics, 72:148–152, December 2015. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2015.10.015.
- [144] V. I. Datskov and J. G. Weisend. Characteristics of russian carbon resistance (TVO) cryogenic thermometers. Cryogenics, 34:425–428, January 1994. ISSN 00112275. doi: 10.1016/S0011-2275(05)80097-9.
- [145] A. DeMann, S. Mueller, and S. B. Field. 1 K cryostat with sub-millikelvin stability based on a pulse-tube cryocooler. Cryogenics, 73:60–67, January 2016. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2015.11.008.
- [146] E. W. Hudson, R. W. Simmonds, C. A. Yi Leon, S. H. Pan, and J. C. Davis. A very low temperature vibration isolation system. Czechoslovak Journal of Physics, 46(S5):2737–2738, May 1996. ISSN 0011-4626, 1572-9486. doi: 10.1007/BF02570355.
- [147] S. Caparrelli, E. Majorana, V. Moscatelli, E. Pascucci, M. Perciballi, P. Puppo, et al. Vibration-free cryostat for low-noise applications of a pulse tube cryocooler. Review of Scientific Instruments, 77(9):095102, September 2006. ISSN 0034-6748, 1089-7623. doi: 10.1063/1.2349609.
- [148] E. Olivieri. Vibrations on pulse tube based Dry Dilution Refrigerators for low noise measurements. Nuclear Instruments and Methods in Physics Research A, 858:7, 2017. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.nima.2017.03.045>.

- [149] T. Tomaru, T. Suzuki, T. Haruyama, T. Shintomi, A. Yamamoto, T. Koyama, et al. Vibration analysis of cryocoolers. Cryogenics, 44(5):309–317, May 2004. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2004.02.003.
- [150] H. M. Ledbetter. Stainless-steel elastic constants at low temperatures. Journal of Applied Physics, 52(3):1587–1589, March 1981. ISSN 0021-8979, 1089-7550. doi: 10.1063/1.329644.
- [151] S. Behm. Konstruktion und Analyse einer schwingungsentkoppelten Aufnahme von Pulsrohrkaltköpfen in trockenen Kryostaten. Bachelor-Thesis, Technische Hochschule Mittelhessen, Gießen, January 2020.
- [152] V. Camelo, A. Bronowicki, R. Hejal, S. Simonian, and S. Brennan. Damping and Isolation Concepts for Vibration Suppression and Pointing Performance. In 50th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Palm Springs, California, May 2009. American Institute of Aeronautics and Astronautics. ISBN 978-1-60086-975-4. doi: 10.2514/6.2009-2637.
- [153] L. Petersen, M. Schunack, B. Schaefer, T. R. Linderoth, P. B. Rasmussen, P. T. Sprunger, et al. A fast-scanning, low- and variable-temperature scanning tunneling microscope. Review of Scientific Instruments, 72(2):1438, 2001. ISSN 00346748. doi: 10.1063/1.1337068.
- [154] P. Varga. Analysis of vibration-isolating systems for scanning tunneling microscopes. Ultramicroscopy, 42–44:6, 1991.
- [155] C. Fluhr, B. Dubois, S. Grop, J. Paris, G. Le Tetû, and V. Giordano. A low power cryocooled autonomous ultra-stable oscillator. Cryogenics, 80:164–173, December 2016. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2016.10.007.
- [156] David L. Platus. Negative-stiffness-mechanism vibration isolation systems. In SPIE’s International Symposium on Optical Science, Engineering, and Instrumentation, pages 98–105, Denver, CO, September 1999. doi: 10.1117/12.363841.
- [157] Y. Yang, W. Dai, and Q. Liu. Design and machining application of a two-DOF magnetic tuned mass damper. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 89(5-8):1635–1643, March 2017. ISSN 0268-3768, 1433-3015. doi: 10.1007/s00170-016-9176-1.

- [158] H. Teshima, M. Tanaka, K. Miyamoto, K. Nohguchi, and K. Hinata. Effect of eddy current dampers on the vibrational properties in superconducting levitation using melt-processed YBaCuO bulk superconductors. Physica C: Superconductivity, 274(1-2):17–23, January 1997. ISSN 09214534. doi: 10.1016/S0921-4534(96)00654-5.
- [159] H. A. Sodano. Eddy Current Damping in Structures. The Shock and Vibration Digest, 36(6):469–478, November 2004. ISSN 0583-1024. doi: 10.1177/0583102404048517.
- [160] H. A. Sodano, J.-S. Bae, D. J. Inman, and W. K. Belvin. Concept and model of eddy current damper for vibration suppression of a beam. Journal of Sound and Vibration, 288(4-5):1177–1196, December 2005. ISSN 0022460X. doi: 10.1016/j.jsv.2005.01.016.
- [161] H. A. Sodano, J.-S. Bae, D. J. Inman, and W. K. Belvin. Modeling and Application of Eddy Current Damper for Suppression of Membrane Vibrations. AIAA Journal, 44(3):541–549, March 2006. ISSN 0001-1452, 1533-385X. doi: 10.2514/1.13024.
- [162] B. Ebrahimi, M. B. Khamesee, and F. Golnaraghi. Eddy current damper feasibility in automobile suspension: Modeling, simulation and testing. Smart Materials and Structures, 18(1):015017, January 2009. ISSN 0964-1726, 1361-665X. doi: 10.1088/0964-1726/18/1/015017.
- [163] J. Liu and K. Liu. A tunable electromagnetic vibration absorber: Characterization and application. Journal of Sound and Vibration, 295(3-5):708–724, August 2006. ISSN 0022460X. doi: 10.1016/j.jsv.2006.01.033.
- [164] Z. Q. Long and P. Zhang. Experimental investigation of the heat transfer characteristics of a helium cryogenic thermosyphon. Cryogenics, 57:95–103, October 2013. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2013.04.006.
- [165] Z. Q. Long and P. Zhang. Impact of cooling condition and filling ratio on heat transfer limit of cryogenic thermosyphon. Cryogenics, 52(1):66–76, January 2012. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2011.11.004.
- [166] A. M. J. den Haan, G. H. C. J. Wijts, F. Galli, O. Usenko, G. J. C. van Baarle, D. J. van der Zalm, et al. Atomic resolution scanning tunneling microscopy in a

cryogen free dilution refrigerator at 15 mK. *Review of Scientific Instruments*, 85 (3):035112, March 2014. ISSN 0034-6748, 1089-7623. doi: 10.1063/1.4868684.

- [167] S. V. Riabzev, A. M. Veprik, H. S. Vilenchik, and N. Pundak. Vibration generation in a pulse tube refrigerator. *Cryogenics*, 49(1):1–6, January 2009. ISSN 00112275. doi: 10.1016/j.cryogenics.2008.08.002.

8 Danksagung

Mein besonderer Dank geht an:

- Prof. Dr. André Schirmeisen für die Möglichkeit, die Arbeit unter seiner Schirmherrschaft anzufertigen,
- Prof. Dr. Günter Thummes für die unendliche Geduld und Antworten auf Fragen zu jeder Tageszeit,
- Yusuf Kücükkaplan für die außerordentliche Hilfe mit Fertigung/Instandhaltung und in allen anderen Bereichen, ob Fragen oder Scherze,
- Dr. Jens Falter für die Zielorientierung und den Rückhalt,
- Bernd Schmidt für Ratschläge, Absicherung und Stunden an Spaß zu jeder Gelegenheit,
- Alexander Ihle für IT-Beistand gegen den Quellcodewahnsinn,
- meine Freundin für die Unterstützung während dieser anspruchsvollen Zeit,
- meine Kameraden für die sportliche Herausforderung,
- meine Schwester für die Anteilnahme aus der Ferne,
- alle Mitarbeiter und Mitarbeiterinnen des IAP für die hervorragende Arbeitsatmosphäre.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre: Ich habe die vorgelegte Dissertation selbstständig und ohne unerlaubte fremde Hilfe und nur mit den Hilfen angefertigt, die ich in der Dissertation angegeben habe. Alle Textstellen, die wörtlich oder sinngemäß aus veröffentlichten Schriften entnommen sind, und alle Angaben, die auf mündlichen Auskünften beruhen, sind als solche kenntlich gemacht. Ich stimme einer evtl. Überprüfung meiner Dissertation durch eine Antiplagiat-Software zu. Bei den von mir durchgeführten und in der Dissertation erwähnten Untersuchungen habe ich die Grundsätze guter wissenschaftlicher Praxis, wie sie in der „Satzung der Justus-Liebig-Universität Gießen zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis“ niedergelegt sind, eingehalten.

Jack-André Schmidt