Konzept zur hocheffizienten kryogenen Kälteerzeugung mittels tiefsiedender Gemische

Von der Fakultät Maschinenwesen
der Technischen Universität Dresden
angenommene Dissertation

Steffen Klöppel
geb. am 07. Juni 1989 in Eisenhüttenstadt

Tag der Verteidigung 12.12.2022

Gutachter
Prof. Dr.-Ing. Ullrich Hesse
Prof. Dr.rer.nat. et Ing.habil. Christoph Haberstroh
Prof. Dr. Alexander Alekseev

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand zum größten Teil während meiner Tätigkeit an der Bitzer-Professur für Kälte-, Kryo- und Kompressorentechnik der TU Dresden.

Ein besonderer Dank gebührt dem Leiter der Gruppe Kryotechnik, Herrn Prof. Christoph Haberstroh, für die lehrreichen Jahre, das Vertrauen bei den verschiedenen Projekten, das Erstellen des Zweitgutachtens, sowie auch die Möglichkeit, mich während des letzten Jahres meiner Tätigkeit am Lehrstuhl weitestgehend auf das Verfassen der Arbeit konzentrieren zu können.

Herrn Prof. Hans Quack danke ich für die fachliche Unterstützung, insbesondere auch während der Bearbeitung des ersten gemeinsamen Projekts zur Konzepterstellung für die Kryoanlage des Future Circular Colliders.

Herrn Prof. Ullrich Hesse danke ich für das Erstellen des Erstgutachtens.

Herrn Prof. Alexander Alekseev danke ich für die kritische Durchsicht des Manuskripts sowie die Übernahme des Drittgutachtens.

Dem Team Kryotechnik, namentlich Thomas Funke, Marcel Klaus, Sofiya Pracht, Jakob Tkaczuk, Julian Will und Sebastian Eisenhut danke ich für die vielen interessanten Diskussionen im Labor, im Büro und an der Kaffeemaschine.

Meinen Eltern danke ich für die Unterstützung auf meinem bisherigen Lebensweg, ebenso meinen beiden Brüdern. Insbesondere danke ich meiner Frau Clara für die fortwährende Unterstützung und Ermutigung in den letzten Jahren. Meinen beiden Söhnen danke ich dafür, dass sie mein Leben mit Freude und Sinn erfüllen.

Kurzfassung

Die bei tiefen Temperaturen auftretenden Effekte finden vielfältige Anwendungen in Wissenschaft und Technik. Aufgrund der physikalischen Gesetzmäßigkeiten ist die Kälteerzeugung selbst mit einer idealisierten Kälteanlage energieintensiv. Reale Kälteprozesse erreichen nur einen Bruchteil des idealen Wertes.

Kälteanlagen, die den linksläufigen Brayton-Prozess abbilden, erreichen unter Umständen hohe exergetische Wirkungsgrade. Bei den zumeist benötigten, kleinen Temperaturspannen, beispielsweise zur Unterkühlung von flüssigem Stickstoff, fallen diese jedoch aufgrund bestimmter Randeffekte stark ab.

In dieser Arbeit wird, aufbauend auf dem linksläufigen Brayton-Prozess, ein Kreislaufkonzept entwickelt, das es durch ein teilweise kondensierendes Kältemittelgemisch erlaubt, die Temperaturspannen der Kälteerzeugung und -nutzung von einander zu entkoppeln. Ausgehend von dem Grundkreislauf werden verschiedene Optimierungen durchgeführt.

Die prinzipielle Umsetzbarkeit des Konzepts wird anhand von vereinfachten Modellen für die Komponenten nachgewiesen. Auf Grundlage dieser Modelle wird der entwickelte Kreislauf direkt mit einem optimierten linksläufigen Brayton-Kreislauf verglichen. Dabei zeigt sich, dass, bei vergleichbarem anlagentechnischen Aufwand, eine erhebliche Steigerung des exergetischen Wirkungsgrads möglich ist.

Im zweiten Teil der Arbeit wird das Konzept auf eine weitere Anwendung, der Kälteerzeugung auf Flüssighelium- und Schildkühlungsniveau erweitert. Dabei dient die kondensierende Komponente der Erhöhung der scheinbaren molaren Masse im Gemisch mit Helium. Dadurch lässt sich ein wirtschaftlicher Einsatz von effizienten Turboverdichtern erzielen. Durch die Abtrennung der schwereren Komponente wird eine reiner Heliumstrom zur Kälteerzeugung bei sehr tiefen Temperaturen bereitgestellt.

Abstract

Low-temperature effects have various applications in science and technology. Due to the physical principles, the production of cold is energy-intense, even when considering an ideal refrigeration plant. Real refrigeration processes only reach a fraction of the ideal value.

Cryogenic plants operating according to the reverse Brayton cycle may reach high exergetic efficiencies. At the often required, rather small temperature spans, these efficiencies drop due to otherwise minor effects.

Based on the reverse Brayton cycle, a concept for a new cycle is developed. By partially condensing a mixed refrigerant, the temperature spans of cold production and usage can be decoupled. Starting from the basic cycle, several optimizations are performed.

Principle feasibility is demonstrated with simplified models for the components. These allow a direct comparison with an optimized reversed Brayton cycle. A significant increase in exergetic efficiency is possible while maintaining the expenditures.

In the second part of this work, the concept is expanded to refrigeration at liquid helium as well as shield-cooling temperature levels. The condensing component is used to increase the apparent molecular weight in a mixture with helium. Thereby, economic use of turbocompressors can be made. By separating the heavier component, pure helium can be obtained for cold production at very low temperatures.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung **1**

1.1. Anwendungen der Kryogenik 2

1.2. Großskalige Kälteerzeugung 2

1.3. Gemischkreisläufe mit arbeitsleistender Entspannung 4

2. Kühlung von supraleitenden Leistungskabeln **5**

2.1. Temperaturspanne für die Kühlung von HTS-Kabeln 5

2.2. Anforderungen an die Kälteanlage 7

2.3. Kryokühler 7

2.4. Verdampfen von flüssigem Stickstoff 8

2.5. Brayton-Kälteanlagen 9

2.5.1. Nachrechnung des Brayton-Kreislaufs 10

2.5.2. Exergetischer Wirkungsgrad des Kreislaufs bei veränderter Temperaturspanne 14

2.5.3. Anpassung des Kreislaufs auf kleine Temperaturspannen 16

2.5.4. Anforderungen an den Kältekreislauf 17

3. Konzeption des Kreislaufs **19**

3.1. Wärmetransformationsprozess 19

3.1.1. Mögliche kondensierbare Gase 20

3.1.2. Inertgase zur Erhöhung des Systemdrucks 20

3.1.3. Kreislaufgestaltung 21

3.2. Allgemeine Auslegung des Kreislaufs 21

3.2.1. Minimaler Anteil der kondensierbaren Komponente 22

3.2.2. Niederdruck 23

3.2.3. Kondensationsbeginn 23

3.3. Simulation des Kreislaufs 24

3.3.1. Randbedingungen und Annahmen 24

3.3.2. Gleichungen und Variablen bei der Kreislaufberechnung 25

3.3.3. Berechnungsalgorithmus 26

3.3.4. Ergebnis der Simulation 27

3.3.5. Wärmeübertragerkurven 29

4. Optimierung des Kreislaufs **31**
4.1. Optimierung der Drucklagen . . . 31
4.1.1. Hochdruck . . . 32
4.1.2. Druckverhältnis . . . 33
4.2. Arbeitsstoff . . . 35
4.2.1. Sicherheitsaspekte . . . 36
4.2.2. Stoffwerte der Gemische . . . 37
4.2.3. Neon-Stickstoff . . . 38
4.2.4. Neon-Sauerstoff . . . 39
4.2.5. Vierstoff-Gemisch mit Helium . . . 40
4.3. Modifkation des Kreislaufs . . . 41
4.3.1. Anhebung der Phasentrennertemperatur . . . 41
4.3.2. Zwischenabscheidung . . . 45

5. Betrachtung der Komponenten **49**
5.1. Phasentrenner . . . 49
5.1.1. Tropfenbildung . . . 49
5.1.2. Druckverlust . . . 51
5.1.3. Flüssigkeitsreservoir . . . 51
5.2. Verdichter . . . 51
5.2.1. Günstige Parameterbereiche . . . 52
5.2.2. Überschlägige Auslegung . . . 52
5.3. Turbine . . . 54
5.3.1. Günstige Parameterbereiche . . . 54
5.3.2. Kopplung der Turbine mit der ersten Verdichterstufe . . . 56
5.3.3. Erhöhung der Wellendrehzahl . . . 57
5.3.4. Diffusor . . . 57
5.3.5. Kondensation und Ausfrieren . . . 58
5.4. Wärmeübertrager . . . 59
5.4.1. Innerer Wärmeübertrager . . . 59
5.4.2. Numerisches Modell . . . 61
5.4.3. Kondensator . . . 64
5.4.4. Verdampfer . . . 72

6. Vergleich der Kreisläufe zur Stickstoffunterkühlung **75**
6.1. Vergleich der Kreisprozesse . . . 75
6.1.1. Annahmen für die Kreislaufberechnung . . . 75
6.1.2. Erreichbare exergetische Wirkungsgrade . . . 76
6.1.3. Temperaturverläufe im inneren Wärmeübertrager . . . 77
6.2. Komponenten . . . 82
6.2.1. Verdampfer und Kondensator . . . 82

6.2.2. Turbomaschinen 82
6.3. Weitere Aspekte 83
6.3.1. Steuerung der Anlage 83
6.3.2. Gemischmanagement 84
6.3.3. Ökonomische Betrachtung 84

7. Kreislauf zur Kälteerzeugung auf Flüssighelium- und Schildkühlungsniveau 87
7.1. Kälteanforderungen 87
7.2. Exergetische Wirkungsgrade der Kälteerzeugung 88
7.3. Entwicklung des Kreislaufs 89
7.3.1. Aktuelle Konzepte für kryogene Großanlagen 89
7.3.2. Kreislauf mit reinem Helium 90
7.3.3. Kreislauf mit Abtrennung der schwereren Komponente 90
7.3.4. Nutzung der Exergie der schwereren Komponente 91
7.3.5. Sauerstoff als Komponente höherer Molmasse 93
7.3.6. Stickstoff als Komponente höherer Molmasse 93
7.4. Konzeption des Kreislaufs 94
7.4.1. Vergleichskreislauf 94
7.4.2. Beispielkreislauf 96
7.4.3. Berechnung des Beispielkreislaufs 98
7.4.4. Aufreinigung des Heliums 101
7.4.5. Verdichter 103
7.5. Vergleich der Kreisläufe 104
7.5.1. Erreichbare Wirkungsgrade 104
7.5.2. Komponenten 105

8. Zusammenfassung und Ausblick 107
8.1. Weiterer Forschungsbedarf 107
8.2. Weitere mögliche Anwendungen 108

A. Aufteilung der Wärmeströme 119

B. Berechnete Werte der Kreisläufe 121

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

Zeichen	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m^2
a	Anteil des benetzen Umfangs	-
b	geometrischer Faktor	m
b	Breite	m
c_p	spez. isobare Wärmekapazität	$kJ\,kg^{-1}$
d	Durchmesser	m
d_h	hydraulischer Durchmesser	m
d_2	Laufradaußendurchmesser	m
f	Rohrreibungsbeiwert	-
e	spezifische Exergie	$kJ\,kg^{-1}$
G	Massenstromdichte	$kg\,m^{-2}\,s^{-1}$
g	Fallbeschleunigung	$m\,s^{-2}$
h	spez. Enthalpie	$kJ\,kg^{-1}$
$\bar{h}$	molare Enthalpie	$J\,mol^{-1}$
h	Höhe	m
j	Colburn-Faktor	-
L	Länge	m
Le	Lewis-Zahl	-
M	molare Masse	$kg\,kmol^{-1}$
m	Rippenparameter	m^{-1}
$\dot{m}$	Massenstrom	$kg\,s^{-1}$
NTU	Anzahl der Übertragungseinheiten	NTU
P	Leistung	W
p	Druck	bar
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	$W\,m^{-2}$
$\bar{R}$	Universelle Gaskonstante	$J\,mol^{-1}\,K^{-1}$
S	Umfang	m
s	spez. Entropie	$kJ\,kg^{-1}\,K^{-1}$

$\bar{s}$	molare Entropie	kJ kmol^{-1} K^{-1}
s_{re}	Rekuperationsfaktor	-
T	Temperatur	K
t	Rippenhöhe	m
u_2	Laufradumfangsgeschwindigkeit	m s^{-1}
$\dot{V}$	Volumenstrom	m^3 s
w	Strömungsgeschwindigkeit	m s^{-1}
x	Anteil	-
y	Gehalt in der Gasphase	-
ΔY	Stufenenergieumsatz	kJ kg^{-1}

Griechische Buchstaben

Zeichen	Bedeutung	Einheit
α	Wärmeübergangskoeffizient	W m^{-2} K^{-1}
β	Stoffübergangskoeffizient	m s^{-1}
δ	Filmdicke	m
ϵ	Exergiefaktor	-
η	Wirkungsgrad	-
η	dynamische Viskosität	Pa s
κ	Isentropenexponent	-
Π	Druckverhältnis	-
ρ	Dichte	kg m^{-3}
τ	Schubspannung	N m^{-2}
ϕ	Durchflusszahl	-
ψ	Druckzahl	-

Indizes

Zeichen	Bedeutung
c	Carnot
ex	exergetisch
ein	Eintritt
aus	Austritt
g	Gas
Gf	Grenzfläche
h	Hochdruck
i	Inertgas

is	isentrop
k	kondensierbares Gas
l	Flüssigkeit
m	molare Größe
m	Mittlerer Wert
min	Mindestwert
n	Niederdruck
St	Stufe
T	Turbine
u	Umgebung
V	Ventil
v	Verdichtung
W	Wand
Z	Zwischenkühler

Abkürzungen

ALAT	Air Liquide Advanced Technologies
CERN	Conseil européen pour la recherche nucléaire
DEMO	Demonstration Power Plant
HD	Hochdruck
FCC	Future Circular Collider
ITER	International Thermonuclear Experimental Reactor
IWÜ	Innerer Wärmeübertrager
LHC	Large Hadron Collider
LWÜ	Lastwärmeübertrager
MD	Mitteldruck
ND	Niederdruck
SWÜ	Schildwärmeübertrager
TBF	Turbo Brayton Fridge
TNS	Taiyo Nippon Sanso
WÜ	Wärmeübertrager

1. Einleitung

Bei Temperaturen weit unterhalb der Umgebungstemperatur ändern sich die physikalischen Eigenschaften der Materie teilweise drastisch. Gase, die bei Umgebungsbedingungen weitestgehend dem idealen Gasgesetz folgen, kondensieren; bestimmte chemische Verbindungen verlieren ihren elektrischen Widerstand. Diese Phänomene finden sowohl wirtschaftliche als auch wissenschaftliche Anwendung. Die Wissenschaft der Erzeugung dieser tiefen Temperaturen ist die Kryogenik, von Griechisch κρύος - *kalt* und γενής - *erzeugend*.

Während die Erzeugung hoher Temperaturen vergleichsweise einfach ist, beispielsweise durch exotherme chemische Reaktionen, Joule'sche Wärme eines stromdurchflossenen Widerstands oder auch konzentrierte elektromagnetische Strahlung, sind zur Erzeugung tiefer Temperaturen spezielle Verfahren erforderlich. Insbesondere bei der großskaligen Kälteerzeugung ist dabei die Effizienz ein wichtiges Kriterium eines solchen Prozesses.

Folgendes einfaches Beispiel verdeutlicht die Wichtigkeit der effizienten Kälteerzeugung: Als Umgebungstemperatur sollen 300 K angenommen werden. Verglichen wird die Wärme- beziehungsweise Kältebereitstellung jeweils 200 K ober- und unterhalb der Temperatur der Umgebung. Durch direkte elektrische Beheizung lässt sich Strom fast verlustfrei in Wärme umwandeln, je Kilowatt Strom kann also ein Kilowatt Wärme erzeugt werden. Mit einer idealen Wärmepumpe ließen sich 2,5 kW Wärme mit dem gleichen Einsatz elektrischer Leistung erzielen. Mit einer ebenfalls als ideal angenommenen Kälteanlage könnten nur 0,5 kW aus dem System abgeführt werden. Die realistisch erreichten Kälteleistungen betragen, je nach Temperaturniveau, weniger als 30 bis knapp oberhalb 40 % des angegebenen Wertes.

Insbesondere bei Anwendungen, bei denen eine hohe Kälteleistung mit einer hohen zeitlichen Auslastung verbunden ist, hat die Elektroenergie einen großen Anteil an den gesamten Lebensdauerkosten. Ein Ziel der wissenschaftlich-technischen Weiterentwicklung der Kryogenik muss daher eine Steigerung des Verhältnisses der tatsächlichen zur theoretischen Kälteleistung sein, ausgedrückt durch den exergetischen Wirkungsgrad.

Eine solche Verbesserung allein ist jedoch noch nicht ausreichend, um eine Technologie auch wirtschaftlich umsetzbar zu gestalten; dafür muss der zusätzliche Aufwand gegenüber der bisherigen Technologie soweit begrenzt werden, dass sich auch ein kostenmäßiger Vorteil ergibt.

Ziel dieser Arbeit ist die Erhöhung des exergetischen Wirkungsgrads der Kälteerzeugung für bestimmte Lastfälle über den Stand der Technik hinaus, bei geringem anlagentechnischen Mehraufwand.

1.1. Anwendungen der Kryogenik

Die Haupteinsatzgebiete der Tieftemperaturtechnologie liegen in der wirtschaftlich bedeutenden Gasverflüssigung und -trennung sowie in der für physikalische Experimente wichtigen Supraleitung. Im Allgemeinen wird die Kryogenik als reife Technologie angesehen, bei der nur noch Detailverbesserungen zu erwarten sind. Bei den großtechnischen Anlagen zur Erdgasverflüssigung und Luftzerlegung werden bereits sehr hohe exergetische Wirkungsgrade erreicht.

Großskalige Anwendung unterhalb des Normalsiedepunkts des flüssigen Stickstoffs von 77 K findet die Kryotechnik heutzutage hauptsächlich im Bereich der Forschung, insbesondere in der Hochenergiephysik, beispielsweise bei Protonenbeschleunigern wie dem *Large Hadron Collider* (LHC) am CERN in Genf oder Kernfusionsexperimenten wie dem ITER in Cadarache.

Neben der Kernfusion zur kommerziellen Stromerzeugung sind zukünftig weitere wirtschaftlich bedeutende Anwendungen in diesem Temperaturbereich zu erwarten, beispielsweise zur großskaligen Wasserstoffverflüssigung sowie zur Stromübertragung mittels supraleitender Kabel.

1.2. Großskalige Kälteerzeugung

Die großskalige kryogene Kälteerzeugung wird ausschließlich durch kontinuierliche Kreisprozesse realisiert, die auf thermodynamischen Zustandsänderungen von Fluiden beruhen. Bei den zu erreichenden Temperaturen liegen nur wenige Stoffe gasförmig oder flüssig vor. Abbildung 1.1 zeigt die Siedelinien der üblichen kryogenen Fluide. Dies sind im Wesentlichen die leichten Edelgase (Helium, Neon, Argon), zweiatomige Gase der zweiten Periode des Periodensystems der Elemente (Stickstoff, Sauerstoff) sowie kurzkettige Kohlenwasserstoffe mit bis zu drei Kohlenstoffatomen.

Für die Kälteerzeugung kommen zwei verschiedene Effekte infrage: die arbeitsleistende Entspannung und der Joule-Thomson-Effekt. Die entsprechenden Kreisläufe sind in Abbildung 1.2 dargestellt. Beiden Kreisläufen ist gemein, dass sie innere Wärmeübertrager zur Vorkühlung des Hochdruckstroms durch den Niederdruckstrom verwenden um die tiefen Temperaturen zu erreichen.

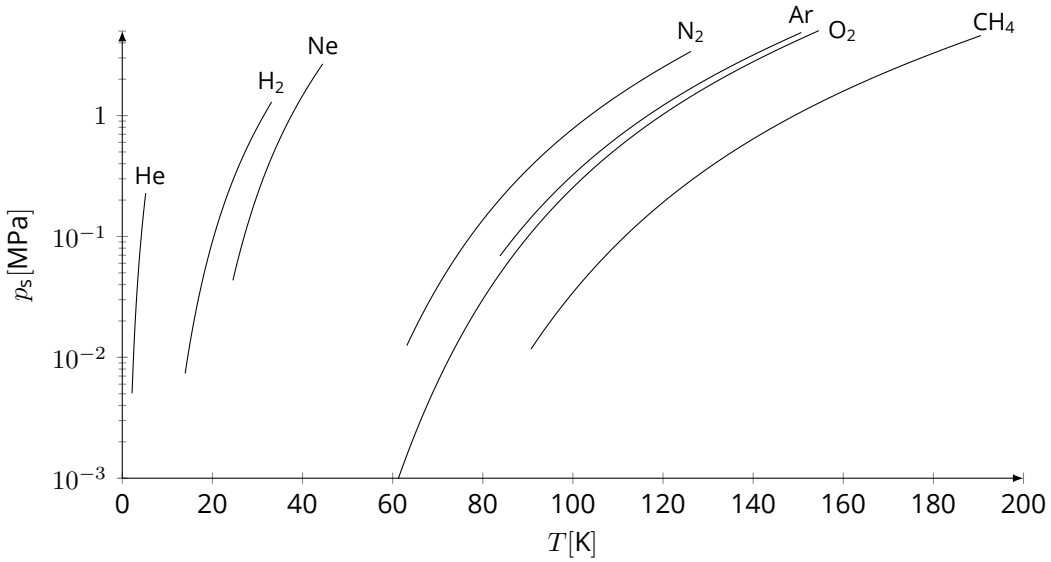

Abbildung 1.1.: Siedelinien üblicher kryogener Fluide, Werte berechnet mittels REFPROP [1]

Im Joule-Thomson-Kreislauf wird zusätzlich zur Wärme der Verdichtung die Kälteleistung im Nachkühler des Verdichters abgeführt. Die Enthalpie des Kältemittels am Austritt des Nachkühlers muss also kleiner sein als diejenige am Kompressoreinlass. Dafür muss der Arbeitsstoff ein entsprechendes Realgasverhalten aufweisen oder sogar schon teilweise flüssig am Austritt des Nachkühlers vorliegen. Letzteres wird durch den Einsatz von Gemischen aus Kohlenwasserstoffen erreicht und in Anlagen zur Erdgasverflüssigung eingesetzt. Bei diesen Anlagen erlaubt es der Einsatz von Gemischen, die Abkühlkurve des Erdgases anzunähern.

Joule-Thomson-Gemischkreisläufe benötigen keine Expansionsmaschinen, allerdings sind sie nur oberhalb von ungefähr 90 K bis 110 K effektiv [2, S. 34].

Bei dem Kreislauf mit arbeitsleistender Entspannung handelt es sich um einen linksläufigen Brayton-Kreislauf. Die Energieabfuhr aus dem Bilanzraum geschieht über die Welle der Turbine, sodass auch mit einem idealen Gas Kälteleistung erzeugt werden kann. Als Kältemittel kommen Stickstoff, Helium [3], Neon [4] oder Gemische aus Neon und Helium [5, 6] infrage. Bei verhältnismäßig hohen Temperaturen und somit Kälteleistungen im Verhältnis zur Antriebsleistung kann es sinnvoll sein, die mechanische Leistung der Expansionsturbine zurückzugewinnen, meist über direkte Kopplung der Turbine an eine Verdichterstufe.

Durch die Kälteerzeugung im Gasgebiet ergibt sich ein lineares, gleitendes Temperaturprofil der Wärmeaufnahme. Somit eignen sich Brayton-Kreisläufe insbesondere für sensible Kältelasten, beispielsweise zur Vorkühlung bei der Verflüssigung.

Alle komplexeren Kreisläufe sind Verschaltungen dieser beiden Grundvarianten, zumeist als Modifikation des Claude-Kreislauf, beispielsweise für die Verflüssigung von Stickstoff und He-

lium. Dabei werden hauptsächliche Reinstoffe als Kältemittel verwendet, abgesehen von den Kreisläufen zur Erdgasverflüssigung.

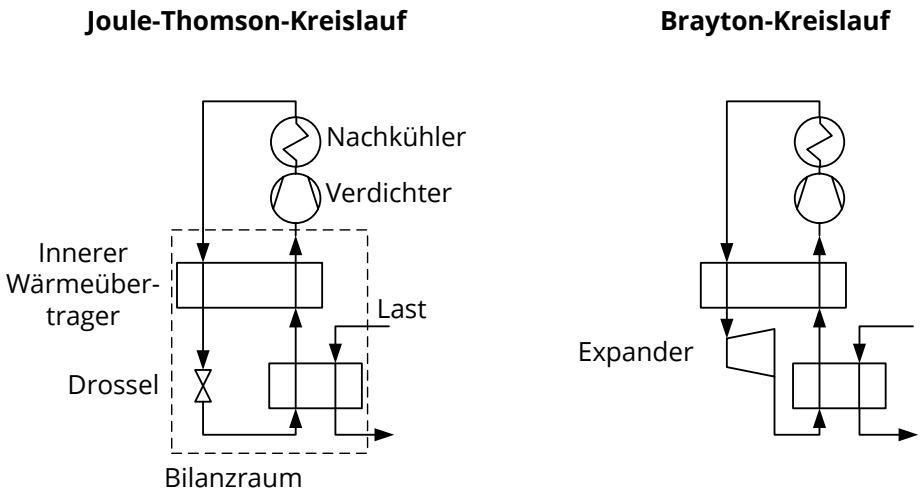

Abbildung 1.2.: Grundkreisläufe zur Kälteerzeugung bei tiefen Temperaturen

1.3. Gemischkreisläufe mit arbeitsleistender Entspannung

Eine besondere Klasse von Kreisläufen sind solche, die ein (teilweise-)kondensierendes Gemisch mit einer arbeitsleistenden Entspannung kombinieren.

Für die Verflüssigung von Erdgas wurden mehrere solcher Kreislaufkonzepte veröffentlicht. Zur Absenkung des Partialdrucks und damit der Siedetemperatur enthalten die Gemische ein Stützgas (zumeist Stickstoff), das im Kreislauf nicht kondensiert. Die Drosselentspannung dieses Gases stellt einen Verlustfaktor dar. Daher wird von manchen Autoren vorgeschlagen, das Gemisch bei einer bestimmten Temperatur aufzutrennen und die Gasphase nach einer Überhitzung arbeitsleistend zu entspannen [7, 8].

Im weiteren Sinne würden auch Luftzerlegungsanlagen mit integrierter Kältemaschine in diese Kategorie fallen. Bei diesen ist jedoch die Verwendung des Vielstoffgemischs Luft durch die Produktion motiviert und nicht durch die Kälteerzeugung.

Unterhalb der Normalsiedetemperatur des Stickstoffs von 77 K sind keine Kreisläufe bekannt, die eine arbeitsleistende Entspannung mit einem kondensierenden Gemisch kombinieren. In dieser Arbeit wird ein Konzept für solche Kreisläufe entwickelt, das beispielhaft für zwei verschiedene Anwendungsfälle, die Unterkühlung von Stickstoff sowie die Kälteerzeugung auf Flüssighelium- und Schildkühlungsniveau, ausgelegt wird.

2. Kühlung von supraleitenden Leistungskabeln

Eine möglicherweise zukünftig wichtiger werdende Anwendung der Kryogenik ist die Kühlung supraleitender Leistungskabel.

Durch den steigenden Energieverbrauch, die Verdichtung der Innenstädte und die Zunahme der Elektromobilität erhöhen sich die elektrischen Leistungen, die innerhalb großer Städte zu übertragen sind [9]. Das Verlegen von Kabeln großen Querschnitts wird zum einen durch die dichte Bebauung, zum anderen durch eingeschränkte Trassenverfügbarkeit aufgrund anderer im Untergrund verlegter Medien erschwert.

Unter diesen Gesichtspunkten können Kabel auf der Basis von Hochtemperatursupraleitern mit ihrer enormen Stromdichte einen entscheidenden Beitrag zur Versorgung leisten, wie beispielsweise im AmpaCity-Projekt in Essen demonstriert wurde [10]. In einem aktuellen Projekt wird der Einsatz eines 12 km langen Stromkabels in München untersucht [9]. Dort bietet es den Vorteil, dass der flexible Kabelkryostat gegebenenfalls in die vorhandenen Rohre der bisherigen gasdruckisolierten Leitungen eingezogen werden kann, wodurch sich die erforderlichen Tiefbauarbeiten bedeutend reduzieren lassen [11].

In diesem Kapitel werden die Anforderungen an die Kühlung von supraleitenden Leistungskabeln definiert und der Stand der Technik hinsichtlich dieser Kühlung betrachtet.

2.1. Temperaturspanne für die Kühlung von HTS-Kabeln

Zum Ausgleich der unvermeidlichen Wärmeeinträge durch die Isolation, sowie die bei Wechselstromsystemen auftretenden Verluste wird unterkühlter flüssiger Stickstoff innerhalb des Kabelkryostats entlang des Kabels geleitet. Die Erwärmung des Stickstoffs muss dabei in gewissen Abständen durch Kühlstationen ausgeglichen werden, in denen gleichzeitig die Druckverluste durch Pumpen der Flüssigkeit kompensiert werden. Diese Abstände lassen sich überschlägig mit folgender Gleichung bestimmen [12]:

$$8L^3\dot{q}^2 f = b\Delta p \Delta h^2 d_i^3 \tag{2.1}$$

Dabei ist L der Abstand zwischen den Kühlstationen, $\dot{q}$ die radiale Wärmestromdichte durch die thermische Isolation, beziehungsweise ein äquivalenter Wert zur Berücksichtigung von Wechselstromverlusten, f ist der Rohrreibungsbeiwert, b ein geometrischer Faktor, Δp die Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslass, Δh die Enthalpiedifferenz des Stickstoffs zwischen Ein- und Auslass sowie d_i der Innendurchmesser des Kabels. Eine Vergrößerung der möglichen Abschnittslängen kann entsprechend durch verschiedene Einflussgrößen erreicht werden. Die Wärmeeinträge und Druckverluste können nur in einem begrenzten Maß durch eine verbesserte Gestaltung des Kabelkryostaten beeinflusst werden.

Eine Erhöhung der Druckdifferenz hätte aufgrund des linearen Zusammenhangs nur einen geringen Effekt und erfordert die Verwendung entsprechend dickwandiger Rohre.

Eine Vergrößerung des Innendurchmessers verteuert den Kabelkryostaten und erhöht den Betrag der äußeren Wärmeeinträge.

Somit verbleibt als letzter Parameter die Enthalpiedifferenz, welche quadratisch in die Gleichung eingeht. Diese ergibt sich für den flüssigen Stickstoff über die Wärmekapazität aus der Ein- und Austrittstemperatur des Abschnitts. Nach unten wird die Temperatur im Wesentlichen durch den Tripelpunkt des Stickstoffs bei 63,15 K begrenzt. Meist wird die Eintrittstemperatur auf 65 K beschränkt, um ein Ausfrieren des Stickstoffs zu vermeiden. Nachrangig ergibt sich eine Beschränkung durch die aufwendigere Kältebereitstellung bei tieferen Temperaturen und die damit einhergehende, höhere Antriebsleistung der Kühlaggregate.

Nach oben ist die Temperatur durch zwei Aspekte begrenzt. Zum einen durch den notwendigen Abstand zur Siedelinie auch bei Betrieb außerhalb der Spezifikation, wie er beispielsweise durch Überstrom, Degradation des Isolationsvakuums oder lokalen Übergängen zur Normalleitung (lokaler Quench) auftreten kann. Da der flüssige Stickstoff zusammen mit der Feststoffisolation das Kabel elektrisch isoliert, ist ein auch teilweises Verdampfen zu vermeiden, da bei der Bildung von Gasblasen Durchschlagsgefahr besteht [13]. Des Weiteren würde eine Verdampfung zum Druckanstieg in dem Kabelkryostaten mit einem Abblasen des kalten Stickstoffs führen. Neben dieser technologischen Einschränkung ergibt sich eine weitere daraus, dass die Stromdichte der Supraleiter mit steigender Temperatur stark abfällt. Da diese aufgrund der aufwendigen Fertigung einen erheblichen Anteil an den gesamten Projektkosten haben, ist die Menge des Supraleitermatrials zu begrenzen.

Gegebenenfalls kann durch thermische Kopplung zwischen Vor- und Rücklauf die höchste Temperatur zwischen den Enden des Abschnitts auftreten, so zum Beispiel bei dem eingangs erwähnten AmpaCity-Projekt. Durch die Wärmeübertragung ergibt sich eine Differenz zwischen Eintritts- und Austrittstemperatur von weniger als 2 K [10] [1]. Es ist also Kälteleistung in einer relativ geringen Temperaturspanne bereitzustellen. Die exakte Spanne ergibt sich aus

[1] Die Temperaturspanne über der Kälteanlage des AmpaCity-Projekts ist aufgrund ungünstiger Pumpentechnologie erheblich größer. Mit fortschrittlichen Tauchpumpen wird der Anteil des Wärmeeintrags durch die Pumpen klein.

einer Optimierung des Gesamtsystems. In dieser Arbeit soll als Modell ein Stickstoffmassenstrom von 1 kg s^{-1} von 70 auf 65 K zurückgekühlt werden. Dies entspricht einer Kälteleistung von ungefähr 10 kW.

2.2. Anforderungen an die Kälteanlage

Bei herkömmlichen Kupferkabeln ergeben sich die Verluste der Energieübertragung aus dem Ohm'schen Widerstand und der transportierten Strommenge. Bei supraleitenden Kabeln hingegen dominiert der Kühlaufwand die gesamte Systemeffizienz. Dabei muss das Kabel auch in Schwachlastzeiten dauerhaft kalt gehalten werden. Gleichzeitig sind zwar die Wechselstromverluste in den Supraleitern bezogen auf die übertragene Leistung gering, allerdings müssen diese ebenfalls auf dem niedrigen Temperaturniveau abgeführt werden. Die Gesamteffizienz und damit die Betriebskosten der Kälteanlagen werden somit direkt von der Effizienz ebenjener beeinflusst.

Als Nachteil zu den konventionellen Kabeln ergibt sich, dass die Kühlstationen entlang des Kabels direkt im Innenstadtbereich aufgestellt werden müssen. Daher sind die äußeren Abmessungen der Kälteanlage ein wichtiges Kriterium [14].

Zusammenfassend lassen sich folgende Anforderungen definieren:

- Hohe exergetische Wirkungsgrade
- Hohe Zuverlässigkeit
- Begrenzte Temperaturspanne
- Kompakte Abmessungen

Im Folgenden werden die derzeit verfügbaren Optionen für solche Kälteanlagen vorgestellt und hinsichtlich ihrer Eignung für diese Anforderungen untersucht.

2.3. Kryokühler

Kompakte Kältemaschinen für tiefe Temperaturen, sogenannte Kryokühler, sind in verschiedenen Leistungsklassen erhältlich. Diese Maschinen werden zumeist in Serie gebaut und sind somit leicht verfügbar.

Die größten Kryokühler arbeiten nach dem Stirlingprinzip. Diese erreichen bei einer Kühltemperatur von 65 K eine Kälteleistung von bis zu 2,8 kW mit einem exergetischen Wirkungsgrad von 21,5 % [15]. Nachteilig sind die vergleichsweise kurzen Wartungsintervalle von 6000 h.

Die größten verfügbaren Kryokühler auf Grundlage des Gifford-McMahon-Prinzips erreichen bei einer Kaltkopftemperatur von 65 K eine Kälteleistung von weniger als 550 W [16]. Die exergetischen Wirkungsgrade liegen im Bereich von 15,4 %. Für eine angenommene Kälteleistung von 10 kW würde eine sehr hohe Antriebsleistung von 235 kW benötigt.

2.4. Verdampfen von flüssigem Stickstoff

Eine naheliegende Möglichkeit zur Unterkühlung ist das Verdampfen von Stickstoff bei einer tieferen Temperatur. Das entsprechende Verfahren ist in Abbildung 2.1 dargestellt.

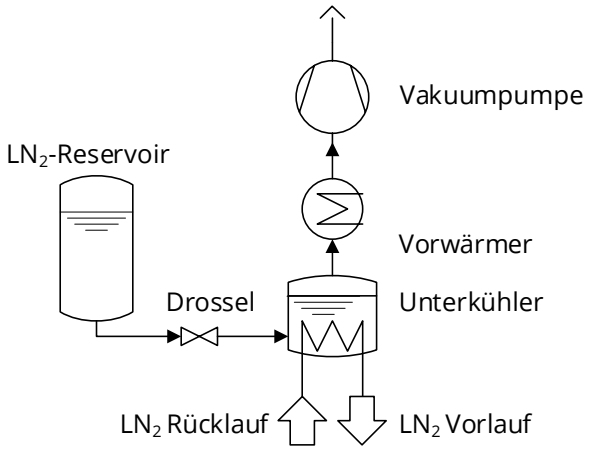

Abbildung 2.1.: Fließschema zur Kühlung mittels Stickstoffverdampfung, nach Herzog et al. [17]

Bei diesem wird Stickstoff aus einem Reservoir nahe Umgebungsdruck über eine Drossel isenthalp entspannt. Der dafür benötigte Unterdruck wird durch warme Vakuumpumpen erzeugt. Die Verdampfungsenthalpie des nach der Drosselung verbleibenden Flüssiganteils wird in einem Unterkühler genutzt, um den zirkulierenden Stickstoff auf die Vorlauftemperatur abzukühlen. Ein solches Verfahren wurde bei dem HTSL-Kabel in Essen eingesetzt [17]. Die Bereitstellung des flüssigen Stickstoffs erfolgt durch regelmäßige Anlieferung per Tanklastwagen aus einer Luftzerlegungsanlage. Die Temperatur des Stickstoffs im Unterkühler wird mit 64 K angegeben, die Vorlauftemperatur mit 67 K.

Für die Verflüssigung des Stickstoffs werden 0,48 kW h kg^{-1} benötigt [2], für den Transport weitere 0,02 kW h kg^{-1} [17]. Dies entspricht einem exergetischen Gesamtwirkungsgrad der Verflüssigung und des Transports von 44,6 %. Im Unterkühler wird lediglich die Verdampfungswärme des Stickstoffs genutzt. Aufgrund der isenthalpen Drosselung entspricht die bereitgestellte Kälte der Enthalpiedifferenz zwischen dem Zustand im Speicher und demjenigen nach

[2] Von Thorogood wird ein Bedarf von 2,5 kJ/Nm^3 bis 2,9 kJ/Nm^3 angegeben [18, S. 408], entsprechend 0,56 kW h kg^{-1} bis 0,65 kW h kg^{-1} und somit deutlich höher.

der Verdampfung im Unterkühler. Die sensible Wärme des Stickstoffs bleibt weitestgehend ungenutzt, wodurch sich der exergetische Wirkungsgrad auf 40,8 % verringert. Ein zusätzlicher Energieaufwand entsteht durch den Betrieb der Vakuumpumpen. Die Ansaugtemperatur der Vakuumpumpen ist ebenso unbekannt wie ihr Wirkungsgrad. Es ist aber davon auszugehen, dass diese nahe der Umgebungstemperatur liegt. Aus den veröffentlichten Angaben lässt sich zurückrechnen, dass eine spezifische elektrische Antriebsleistung von 265 $\mathrm{kJ\,kg^{-1}}$ benötigt wird. Damit verringert sich der exergetische Wirkungsgrad auf 35,4 %.

Gegebenenfalls wäre eine Wirkungsgradsteigerung durch eine Verdichtung des Kaltgases bei niedriger Temperatur möglich. Diese wäre allerdings technologisch aufwendig. Kalte Kompressoren werden bisher nur bei der Unterkühlung von Helium in großen Anlagen eingesetzt. Motivation ist dabei, die Größe der Wärmeübertrager, Verrohrungen und warmen Verdichter zu reduzieren. Mit kalten Verdichtern mit einem angenommen Gütegrad von 70 % ließe sich der exergetische Wirkungsgrad der Kältebereitstellung auf 40,8 % erhöhen.

Vorteilhaft bei diesem Kühlkonzept sind die vergleichsweise geringen Investitionskosten, sowie die kostengünstige Redundanz der Kühlung [17].

Nachteilig ist das benötigte regelmäßige Nachfüllen des flüssigen Stickstoffs. Während der Stickstoff an den, meist über die Sauerstoffproduktion geführten, Luftzerlegungsanlagen als Beiprodukt anfällt und seine Verflüssigung relativ günstig ist, lassen sich auch bei Großabnehmern die Lieferkosten nicht unter die Kosten der Einzelanlieferung per Lkw reduzieren. Des Weiteren sind Szenarien denkbar, bei denen eine Anlieferung sehr aufwendig wäre, beispielsweise bei offshore verlegten Kabeln zur Anbindung von Windparks.

2.5. Brayton-Kälteanlagen

In den letzten Jahren wurden von verschiedenen Herstellern Kälteanlagen vorgestellt, welche explizit für die Unterkühlung von LN_2 entwickelt wurden. Zu nennen sind hier *Air Liquide Advanced Technologies* (ALAT) [19–21] aus Frankreich, *Taiyo Nippon Sanso* (TNS) [22] aus Japan und *Mayekawa* [23], ebenfalls aus Japan. Diese Anlagen verwenden Turbomaschinen mit aktiver Magnetlagerung, um Kälteleistungen im Bereich von 2 kW bis 51 kW zu erzeugen. Am weitesten fortgeschritten erscheinen dabei die Anlagen von ALAT, für deren *TBF-350* ein exergetischer Wirkungsgrad von 41 % bei einer Kühltemperatur von 77 K angegeben wird [20]. Hierbei ist anzumerken, dass bisher keine Messwerte bei Flüssigstickstofftemperaturen veröffentlicht wurden, also nicht nachgewiesen ist, dass die Wirkungsgrade tatsächlich erreicht werden. Das Verfahrensprinzip ist in Abbildung 2.2 dargestellt.

In diesen Anlagen wird das Arbeitsmedium zweistufig mittels Radialverdichtern komprimiert, jeweils rückgekühlt, in einem Gegenstromwärmeübertrager vorgekühlt und in einer Turbine

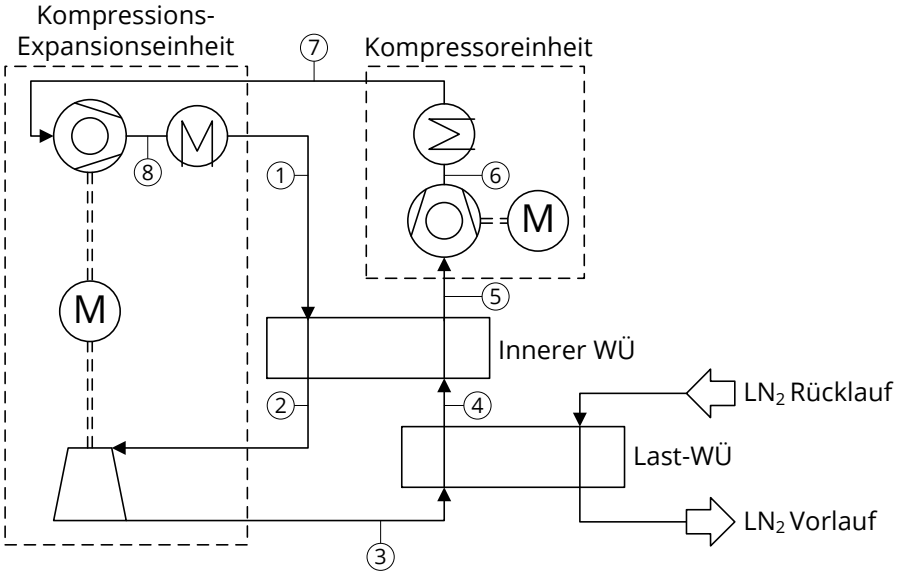

Abbildung 2.2.: Fließschema zur Kühlung mittels Brayton-Kreislauf, nach Gondrand [20]

arbeitsleistend entspannt. Diese Turbine ist dabei über die Welle an die zweite Verdichterstufe gekoppelt. Das kalte Niederdruckgas nimmt die Wärme des Stickstoffs auf und kühlt wiederum das Hochdruckgas vor, bevor der Kreislauf durch die Kompression geschlossen wird. Die Wellen der Turbomaschinen werden aktiv-magnetisch gelagert, die Anlage kann somit ölfrei arbeiten.

2.5.1. Nachrechnung des Brayton-Kreislaufs

Der von ALAT entwickelte Kreislauf in der Variante *TBF 350* dient als Ausgangspunkt für die Entwicklung und als Vergleichsprozess des in dieser Arbeit untersuchten Konzeptes. In diesem Abschnitt werden die Kreislaufparameter nachvollzogen. Bekannte Angaben über den Kreislauf sind die maximalen isentropen Gütegrade der Turbomaschinen von 85 % für den Verdichter beziehungsweise 88 % für die Turbine [21]. Diese Angaben beziehen sich auf eine Variante des Systems für die Rückverflüssigung von Erdgas auf Tankschiffen für Flüssigerdgas (Liquefied Natural Gas - LNG). Bei diesen Systemen wird als Kältemittel Stickstoff verwendet (mdl. Aussage von G. Zick während des Vortrags [21]). Um ein Kondensieren des Kältemittels bei niedrigeren Temperaturen zu vermeiden, wird für das Unterkühlen von Stickstoff ein Gemisch aus Neon und Helium eingesetzt [19]. Im Folgenden wird davon ausgegangen, dass die Gütegrade der Turbomaschinen auch bei den tieferen Temperaturen erreicht werden. Darauf deuten die Angaben von ALAT hin, denen zufolge der exergetische Wirkungsgrad zwischen den Anlagen für 110 K und 77 K lediglich um einen Prozentpunkt absinkt.

Angegeben wird ein exergetischer Wirkungsgrad von 41 % bei einer Kühltemperatur von 77 K und einer Kühlwassertemperatur von 15 °C [20]. Bei einer angegebenen Kälteleistung von 50,8 kW und einer Antriebsleistung von 390 kW, würde sich jedoch nur ein exergetischer Wirkungsgrad von 35,7 % ergeben.

Die angegebenen 41 % würden bei der Bereitstellung über eine Temperaturspanne zwischen 65 und 77 K erreicht werden[3], unter Annahme einer Nachkühleraustrittstemperatur von 20 °C. Die 41 % beziehen sich folglich auf den inneren Wirkungsgrad der Anlage. Für den Stickstoffunterkühler wird eine konstante Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmittel und Stickstoff von 1 K abgeschätzt, die Kältebereitstellung erfolgt demzufolge zwischen 66 K und 78 K. Es ergibt sich ein äußerer exergetischer Wirkungsgrad von 39,2 %.

Weitere Aussagen zu dem Kreislauf lassen sich nur mit großer Unsicherheit treffen. Aus den Größenangaben der Anlagen [24] können jedoch weitere Informationen gewonnen werden. Die Abmessungen der Vakuumhülle einer Tieftemperaturanlage werden im Wesentlichen durch die Wärmeübertrager bestimmt. Für die *TBF 350* wird eine Gesamtlänge von 11 m angegeben. Aus den Abbildungen lässt sich abschätzen, dass auf die Vakuumhülle 7 m entfallen. Aufgrund der notwendigen Verrohrung, sowie den Sammlern und Verteilern, wird die wirksame Länge des inneren Wärmeübertragers mit 6 m überschlagen. Taylor [25, S. 1.2] weist darauf hin, dass Rippenplattenwärmeübertrager üblicherweise bis zu einer Länge von 6,2 m gefertigt werden. Es kann somit davon ausgegangen werden, dass sich die Länge der Wärmeübertrager an den maximalen Abmessungen orientiert. Die benötigte Länge je Wärmeübertragungseinheit (Number of Transfer Units - NTU) lässt sich aus den von Taylor [25, S. 3.12] angegebenen Gleichungen berechnen:

$$\frac{L}{NTU} = \frac{2Pr^{2/3}}{\beta j \eta_0} \tag{2.2}$$

Die Prandtl-Zahl eines idealen, einatomigen Gases ist 2/3. Der Anstieg bei tieferen Temperaturen wird an dieser Stelle vernachlässigt. Rippenplattenwärmeübertrager erreichen zwar Oberflächen-zu-Volumenverhältnisse β von bis zu 2000 $m^2\,m^{-3}$, allerdings ist die Fertigung solcher feinen Rippen sehr aufwendig, sodass hier von einem Wert von 1400 $m^2\,m^{-3}$ ausgegangen wird. Der Colburn-Faktor j ist abhängig von der Rippengeometrie und der Reynolds-Zahl. Für versetzte Rippen werden üblicherweise Reynolds-Zahlen im Bereich bis 2000 angestrebt, da bei höheren Geschwindigkeiten der Druckverlustbeiwert aufgrund des Übergangs zur turbulenten Strömung annähernd gleich bleibt, der Colburn-Faktor jedoch weiter absinkt [25, S. 3.15]. Bei dieser Reynoldszahl ergibt sich ein Colburnfaktor von 0,011. Der Rippenwirkungsgrad sollte oberhalb von 95 % liegen, um eine gute Ausnutzung der Rippen zu ermöglichen. Mit diesen Werten lässt sich die oben genannte Länge je NTU abschätzen:

$$\frac{L}{NTU} \approx 0{,}1\,\mathrm{m/NTU} \tag{2.3}$$

[3] Angabe aus persönlicher Mitteilung von G. Zick (ALAT)

Für den Wärmeübertrager ergibt sich eine NTU von 60.

Der Druckverlust in dem inneren Wärmeübertrager hängt neben der Querschnittsfläche von weiteren Größen wie der Zusammensetzung des Kältemittels, dem Massenstrom und dem Druckniveau ab. Daher kann selbst eine überschlägige Betrachtung keine verwertbaren Ergebnisse liefern. Jedoch können die Druckverluste als bilanzschließende Größen herangezogen werden, mit denen sich der angegebene exergetische Wirkungsgrad ergibt. Für die Druckverluste im Lastwärmeübertrager und in den Nachkühlern der Kompressoren werden jeweils 200 mbar angenommen. Es ergeben sich Druckverluste von jeweils 420 mbar.

Unbekannt bleibt die Gemischzusammensetzung im Kreislauf, aus der sich dann auch die Energieerhöhung in den Verdichtern berechnen ließe. Kommerziell verfügbare, aktiv magnetisch gelagerte Kompressoren in vergleichbaren Leistungsklassen für Luft erreichen Druckverhältnisse bis ca. 2,4 [26]. Dies entspricht einer spezifischen Stufenarbeit je Verdichterstufe von 100 kJ kg^{-1}. Geht man davon aus, dass die Verdichter der *TBF 350* ähnliche spezifische Stufenarbeiten erreichen, ergibt sich das oben angegebene Druckverhältnis über die Turbine bei zweistufiger Verdichtung eines Gemischs aus Helium mit 44 mol-% Neon. Geht man alternativ davon aus, dass reines Neon als Kältemittel eingesetzt wird, so ergeben sich spezifische Stufenarbeiten von 58,15 kJ kg^{-1}. Aus den Abbildungen der Verdichterlaufräder von ALAT [21] lassen sich die Austrittswinkel mit 70° abschätzen. Dies entspricht einer erreichbaren Druckzahl 1,35 [27, S. 109]. Aus der Definition der Druckzahl lässt sich die Umfangsgeschwindigkeit berechnen:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2\Delta Y}{\Psi}} \tag{2.4}$$

Es ergibt sich ein Wert von 293,5 m s^{-1}. Die Verdichter in den Anlagen von TNS erreichen mit 285 m s^{-1} ähnliche Umfangsgeschwindigkeiten [28]. Es ist also durchaus vorstellbar, dass die Anlagen von ALAT mit reinem Neon betrieben werden.

Die benötigten Größen zur Nachrechnung des Kreislaufs sind damit bekannt. Abbildung 2.3 zeigt das T,s-Diagramm des Kreislaufs mit reinem Neon als Arbeitsmittel. Das entsprechende Exergieflussschaubild ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Auffällig an den Diagrammen sind die relativ hohen Verluste im inneren Wärmeübertrager. Diese werden durch die hohe Temperaturdifferenz am kalten Ende des Wärmeübertragers hervorgerufen und sind trotz des sehr langen inneren Wärmeübertragers relativ hoch. Die vergleichsweise hohen Temperaturdifferenzen wiederum ergeben sich aus den Realgaseigenschaften des Neons bei niedrigen Temperaturen. Wie im T,s-Diagramm ersichtlich ist, divergieren die Isobaren hin zu tiefen Temperaturen. Dieser Effekt ist bei höheren Drucklagen stärker ausgeprägt. Bei den angenommenen Drücken würden sich selbst mit einem idealen Wärmeübertrager, mit verschwindender Temperaturdifferenz am warmen Ende, am kalten Ende eine Aufspreizung um 2 K ergeben. Insbesondere bei kleinen Temperaturspannen der Kälteerzeugung haben die resultierenden Verluste einen hohen Anteil an den Gesamtverlusten.

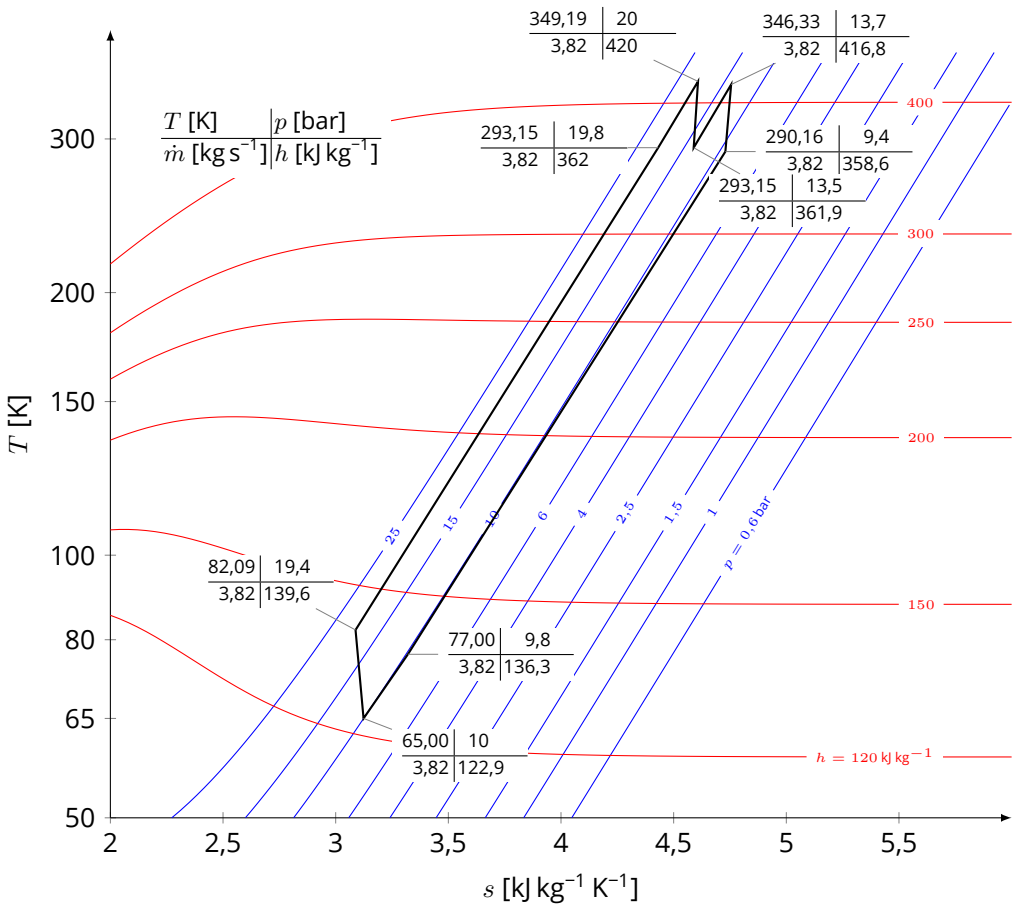

Abbildung 2.3.: Berechnetes T,s-Diagramm der *TBF 350* Kälteanlage für reines Neon

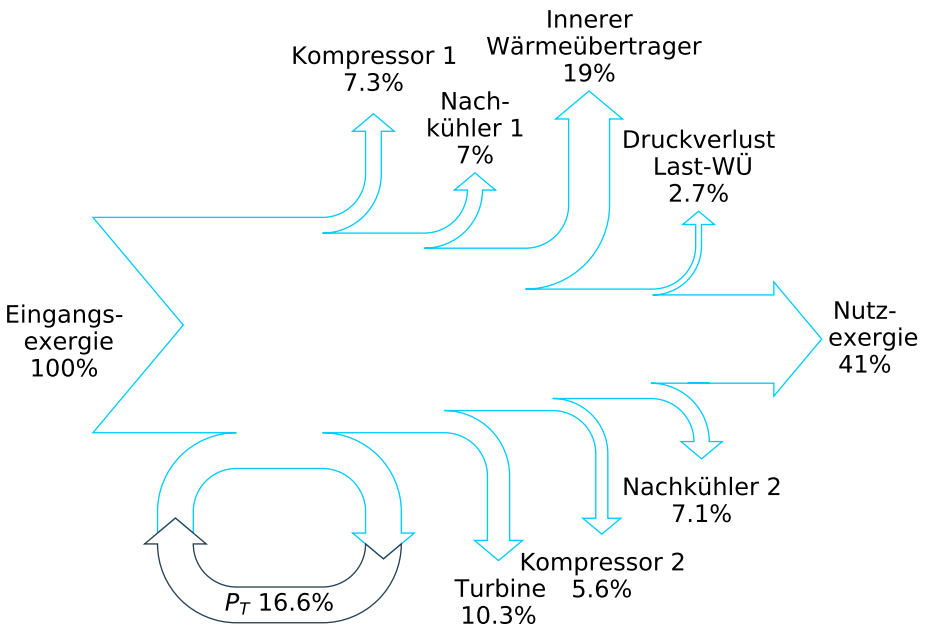

Abbildung 2.4.: Exergieflussschaubild zur *TBF 350* Kälteanlage mit Neon als Arbeitsmittel

2.5.2. Exergetischer Wirkungsgrad des Kreislaufs bei veränderter Temperaturspanne

Ausgehend von den oben bestimmten Größen lässt sich das Verhalten des Kreislaufs bei einer Veränderung der Temperaturspanne untersuchen. Bei der Unterkühlung von LN_2 wird üblicherweise eine Temperatur von 65 K für die Rückkühlung verwendet, um ein Ausfrieren des Stickstoffs nahe der Tripelpunktstemperatur von 63,151 K zu vermeiden. Daher wird die Austrittstemperatur der Turbine auf 65 K begrenzt und zunächst nur die Temperatur am warmen Ende des Lastwärmübertragers variiert.

Für den Lastwärmeübertrager wird eine Temperaturdifferenz von 1 K angenommen. Für die Berechnung des Kreislaufs wird davon ausgegangen, dass sich die oben ermittelten NTU und Druckverluste nicht verändern.

Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in Abbildung 2.5 dargestellt. Der maximale exergetische Wirkungsgrad von 42,2 % wird bei einer Rücklauftemperatur des Stickstoffs von 88 K erreicht. Das Maximum ist relativ flach, fällt aber stark zu kleineren Temperaturdifferenzen hin ab. Gerade diese kleinen Temperaturspannen sind für Anwendungen in der Kühlung von Supraleitern interessant. In der weiteren Arbeit wird eine Unterkühlung des flüssigen Stickstoffs von 70 auf 65 K betrachtet. Wiederum ausgehend von einer (minimalen) Temperaturdifferenz

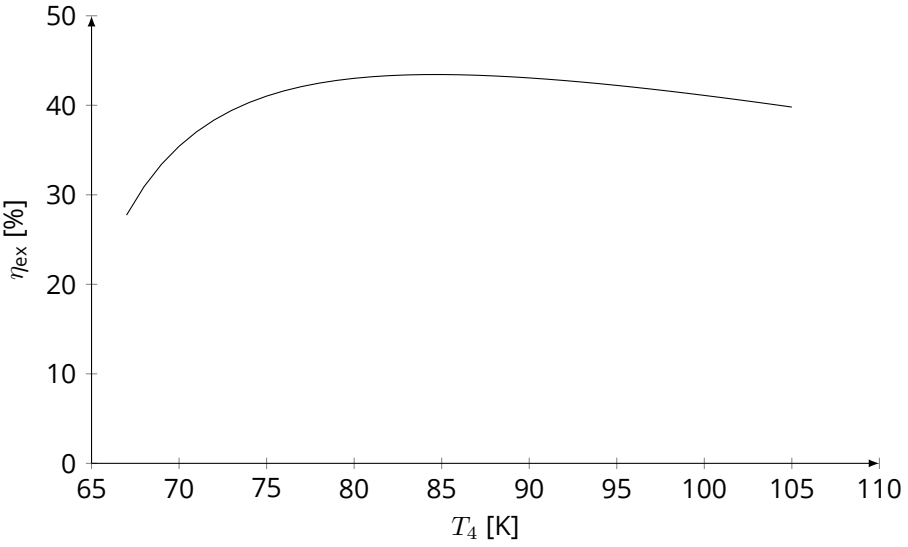

Abbildung 2.5.: Exergetische Wirkungsgrade des Brayton-Kreislaufs in Abhängigkeit der Eintrittstemperatur des Stickstoffs, bei konstanter Turbinenaustrittstemperatur, Arbeitsmittel Neon

von 1 K im Lastwärmeübertrager ergibt sich für die Primärseite eine Temperaturspanne von 64 K bis 69 K. Bei dieser sinkt der exergetische Wirkungsgrads auf 31,1 %.

Je niedriger die Temperatur ist, umso höher fällt der Anteil der Turbinenleistung aus, der für die Überwindung der Enthalpiedifferenz am kalten Ende des Wärmeübertragers aufgebracht werden muss. Diese Enthalpiedifferenz setzt sich aus der Enthalpiedifferenz am warmen Ende sowie den Realgaseffekten zwischen dem Hoch- und Niederdruck zusammen. Erstere wird durch den Wärmeübertrager beeinflusst. So verwenden die 10 kW Anlagen von TNS eine Reihenschaltung von drei Wärmeübertragern, um eine Effektivität des Wärmeübertragers von 99 % zu erreichen, entsprechend eines NTU-Wertes von 87 [4].

Die durch Realgaseffekte hervorgerufene Enthalpiedifferenz wiederum ließe sich niedrigere Drucklagen reduzieren, was allerdings eine verminderte Leistungsdichte und höhere anteilige Druckverluste bewirkt. Durch die Verwendung von Neon-Heliumgemischen lassen sich die Realgaseffekte ebenfalls reduzieren, dafür werden allerdings höhere Umfangsgeschwindigkeiten der Verdichter benötigt.

Bei größeren Temperaturspannen sinkt der exergetische Wirkungsgrad aufgrund der höheren Verdichtungsverhältnisse. Durch die steigenden Verdichtungsendtemperaturen entfernt sich der Verdichtungsprozess weiter vom idealen Prozess der isothermen Verdichtung.

2.5.3. Anpassung des Kreislaufs auf kleine Temperaturspannen

Wie im vorangegangenen Abschnitt gezeigt wurde, nehmen bei kleinen Temperaturspannen die anteiligen Verluste am kalten Ende des inneren Wärmeübertragers sowie die durch die Druckverluste verursachten zu. Daher ist es naheliegend, die Turbinenaustrittstemperatur abzusenken, um diese Verlustanteile zu reduzieren. Je weiter die Temperatur der Kälteerzeugung unter die der benötigten Kälte sinkt, umso größer werden die exergetischen Verluste im Lastwärmeübertrager. Aufgrund dieser einander entgegen wirkenden Effekte gibt es eine optimale Turbinenaustrittstemperatur.

In Abbildung 2.6 ist der Verlauf des exergetischen Wirkungsgrads über der Austrittstemperatur des Primärkreises aus dem Lastwärmeübertrager dargestellt. Dabei wurde von dem Kreislauf mit dem Neon-Helium-Gemisch und einem Stufenenergieumsatz von 100 kJ ausgegangen. Die Turbinenaustrittstemperatur und die Gemischzusammensetzung wurden jeweils so angepasst, dass der geringste Energieaufwand für die Kühlaufgabe resultiert. Das Abfallen des exergetischen Wirkungsgrads hin zu kleineren Temperaturspannen ist weniger ausgeprägt im Vergleich zu dem Kreislauf mit konstanter Turbinenaustrittstemperatur.

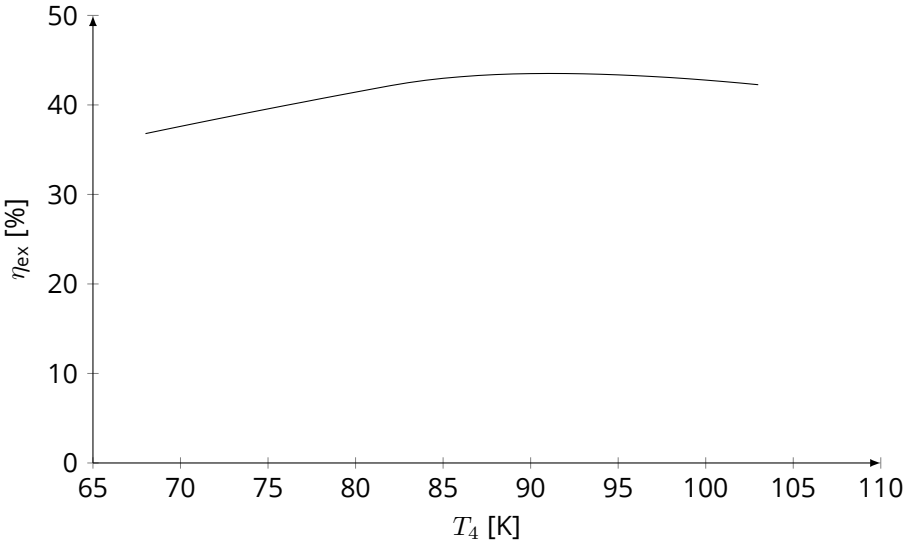

Abbildung 2.6.: Exergetische Wirkungsgrade des Brayton-Kreislaufs in Abhängigkeit der Eintrittstemperatur des Stickstoffs, bei jeweils optimaler Turbinenaustrittstemperatur und optimaler Zusammensetzung des Neon-Helium-Gemischs

Um ein Einfrieren des Stickstoffs zu verhindern, wird ein komplexerer Lastwärmeübertrager benötigt. Dabei kann der bereits aufgewärmte Kältemittelstrom zum Vorwärmen des eintretenden Stromes verwendet werden [22]. Ersterer wird anschließend nochmals durch den Lastwärmeübertrager geführt. Von Yoshida [29] wird vorgeschlagen, ein selbst-regulierendes System zu verwenden. In diesem wird das Kältemittel durch eine Rohrwendel in einem Flüssigstickstoffbad geleitet. Um die Wendel herum bildet sich Stickstoffeis und stellt somit einen

zusätzlichen Wärmedurchgangswiderstand dar. Durch entsprechend hohe Abstände zwischen den Wendeln und dem zusätzlichen Strömungspfad an der Wendel vorbei kann ein Einfrieren verhindert werden. Realisiert wurde bei den Anlagen von *Taiyo Nippon Sanso* allerdings das erstgenannte System.

Dem ursprünglichen Patent von ALAT [30] zufolge wurde eine mehrstufige Entspannung vorgesehen. Eine solche Anordnung hätte den Vorteil, dass höhere Gesamtdruckverhältnisse auch bei niedrigen Temperaturdifferenzen der Kältebereitstellung erreicht werden können und der Massenstrom entsprechend sinkt. Da die Turbinen-Kompressor-Einheit das komplexeste Bauteil des Kreislaufs ist, verringert sich durch den mehrfachen Einsatz dieser Komponente die Kosteneffizienz der Anlage. Der Lastwärmeübertrager müsste jeweils zusätzliche Kanäle für die unterschiedlichen Druckstufen aufweisen.

Weitere Nachteile ergeben sich im Bereich der Expansionsturbinen: Die erste Turbine müsste einen größeren Enthalpiesprung realisieren, um die oben genannten Verluste am kalten Ende des Wärmeübertragers zu kompensieren. Die zweite und alle nachfolgenden Turbinen würden hingegen ein sehr kleines Druckverhältnis von 1,24 aufweisen. Eine Änderung der Kälteanforderung hätte einen großen Einfluss auf den Kreislauf. Somit ist ein kompaktes, mehrfach verwendbares Design schwieriger zu gestalten. Bei kleinen Temperaturspannen ist der Energieumsatz während der Expansion gering. Die Turbinen müssten also auf kleine Geschwindigkeiten ausgelegt werden. Dies erschwert es, die Verdichter direkt mit den Turbinen zu koppeln.

2.5.4. Anforderungen an den Kältekreislauf

In Zusammenfassung dieses Kapitels lassen sich folgende Anforderungen an einen Kältekreislauf für die Temperaturspanne 65 K bis 70 K definieren:

- Über der Turbine ist ein hohes Temperaturverhältnis anzustreben.
- Die niedrigste Temperatur im Kreislauf sollte der niedrigsten zur Kühlung benötigten Temperatur entsprechen, eine geringfügige Unterschreitung ist möglich.
- Aus wirtschaftlichen Gründen sollte nur eine Turbine eingesetzt werden.
- Ebenso sollte die Anzahl der Verdichterstufen begrenzt werden.
- Höhere Drucklagen erlauben eine kompaktere Bauweise mit geringeren anteiligen Druckverlusten, erzeugen aber höhere Verluste am kalten Ende des inneren Wärmeübertragers.
- Durch längere Wärmeübertrager lässt sich die Effizienz nur begrenzt steigern.

3. Konzeption des Kreislaufs

Die in Abschnitt 2.5.4 aufgestellten Anforderungen lassen sich durch einen einfachen Brayton-Kreislauf nicht erfüllen. Ein Kreislauf, mit dem diese eingehalten werden, müsste die Kälte, die über einer höheren Temperaturspanne durch die Turbine bereitgestellt wird, auf eine kleinere Spanne transformieren.

Gemäß dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik muss dem System der Exergieunterschied für diesen Prozess zugeführt werden. Da reale Prozesse immer verlustbehaftet ablaufen, wird auch diese Transformation einen exergetischen Wirkungsgrad kleiner eins aufweisen. Ein Wirkungsgradgewinn lässt sich erzielen, wenn die Verluste des Wärmetransformationsprozesses kleiner sind als die Verluste, die im Brayton-Kreislauf durch kleine Temperaturdifferenzen hervorgerufen werden.

In diesem Kapitel wird ein entsprechender Wärmetransformationsprozess entwickelt. Auf Grundlage analytischer Beziehungen wird eine erste Auslegung des Kreislaufs durchgeführt. Die dabei erhaltenen Parameter dienen als Startwerte für die numerische Berechnung des Kreislaufs.

3.1. Wärmetransformationsprozess

Als Ausgangspunkt eines solchen Wärmetransformationsprozesses kann ein einfacher Kaltdampfprozess dienen. In diesem wird die Kälte auf einem höheren Temperaturniveau durch Wärmeabgabe im Kondensator bereitgestellt und durch Drosselung auf das niedrigere Temperaturniveau transformiert. Bei Reinstoffen und den meistverwendeten azeotropen Gemischen sind die Kondensations- und Verdampfungstemperaturen durch die Drucklagen bestimmt. Zeotrope Kältemittelgemische hingegen weisen einen Temperaturgleit im Verdampfer- und Kondensator auf und erlauben beispielsweise in Wärmepumpen eine Anpassung der Temperaturprofile an sensible Wärmequellen und Senken. Da die niedrigsten Temperaturen der Verdampfung und Kondensation zusammenfallen, ist der angestrebte Prozess mit einem Reinstoff nicht möglich. Folglich muss das Kältemittel der Wärmetransformation ein zeotropes Gemisch sein. Im Folgenden soll ein solches Gemisch entwickelt werden.

3.1.1. Mögliche kondensierbare Gase

In dem Temperaturbereich von Interesse liegen lediglich Stickstoff und Sauerstoff sowohl flüssig als auch gasförmig vor, wie aus Abbildung 1.1 ersichtlich. Da dieser Bereich unterhalb der jeweiligen Normalsiedepunkte liegt, weisen beide Stoffe niedrige Dampfdrücke auf. Auch ein Gemisch aus beiden Stoffen hat einen niedrigeren Dampfdruck als der reine Stickstoff, wie sich anhand der vollständigen Mischbarkeit zeigen lässt.

Aufgrund dieser niedrigen Dampfdrücke kommt ein Gemisch aus den beiden Stoffen als Kältemittel nicht infrage. Subatmosphärische Drücke würden neben anderen Herausforderungen in sehr großen Anlagenkomponenten resultieren. Jedoch können die beiden Gase, sowie ein Gemisch aus diesen, als kondensierbare Komponenten in einem Gemisch mit einem anderen Gas in Betracht gezogen werden.

3.1.2. Inertgase zur Erhöhung des Systemdrucks

Durch das Hinzufügen eines nicht-kondensierenden Gases, in diesem Fall Neon oder Helium, kann der Systemdruck bei gleichbleibenden Partialdrücken angehoben werden.

Die Drosselung dieses nicht-kondensierenden Gases würde einen Exergieverlust darstellen. Um einen Niederdruck von wenigstens 1 bar bei einem Gemisch aus Stickstoff und Neon oder Helium zu erhalten, müsste der Anteil an Inertgas mehr als 80 % betragen. Die exergetischen Verluste wären entsprechend hoch. Allerdings lassen diese sich umgehen, indem das Inertgas zur Kälteerzeugung genutzt wird, also der Kreislauf zur Kälteerzeugung mit demjenigen zur Kältetransformation kombiniert wird.

Es ergibt sich ein Kreislauf, bei dem im Hochdruck Stickstoff aus dem Gemisch mit Neon oder Helium auskondensiert wird. Der Kondensationsbeginn entspricht dabei der Turbineneintrittstemperatur und das Kondensationsende der Turbinenaustrittstemperatur. Folglich muss das Gemisch zunächst auf die Turbineneintrittstemperatur vorgekühlt werden, der Stickstoff abgetrennt und das Inertgas gegen den Hochdruckstrom aufgewärmt werden, um anschließend in der Turbine entspannt zu werden. Die abgetrennte Flüssigkeit wird gedrosselt und mit dem Turbinenaustrittsstrom vermischt und aufgewärmt, um dem Sekundärkreislauf die Kälte zur Verfügung zu stellen. Anschließend wird der Niederdruckstrom zur Vorkühlung verwendet. Da die Austrittstemperatur aus dem Verdampfer unter der Eintrittstemperatur des Kondensators liegt, muss der Niederdruckstrom, um der Forderung nach kleinen Temperaturdifferenzen zu genügen, auf die Niederdruckseite des Kondensators bei der entsprechenden Temperatur des aufgereinigten Stroms geführt werden.

3.1.3. Kreislaufgestaltung

Nach der Beschreibung im vorangegangenen Abschnitt ergibt sich der in Abbildung 3.1 dargestellte Kreislauf, der vom Autor zum Patent angemeldet wurde [31].

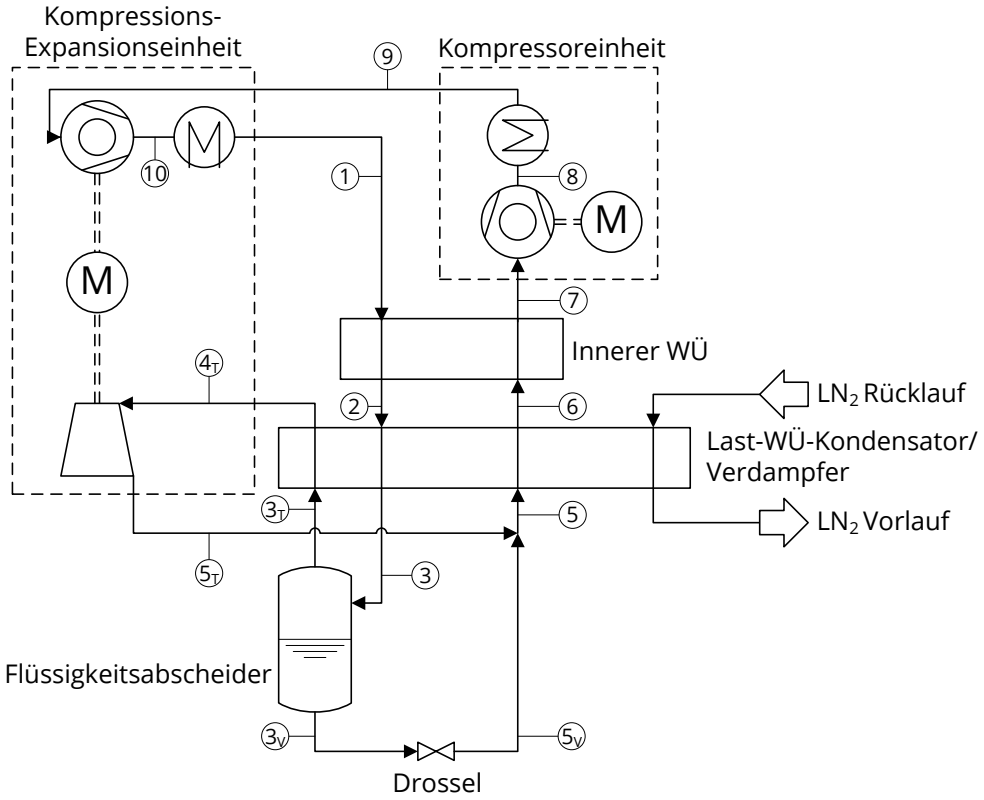

Abbildung 3.1.: Grundlegender Kreislauf

Hier ist anzumerken, dass die Anordnung der Komponenten in der in Abbildung 3.1 gezeigten Art bereits für die Verflüssigung von Erdgas beschrieben wurde [7]. Bei dieser Art von Kreisläufen ist die Motivation in einer Nutzung der Druckexergie der abgetrennten Gasphase zu sehen. Als wesentlicher Unterschied ergibt sich, dass das Kältemittel in den zitierten Verfahren über einen weitaus größeren Temperaturbereich kondensiert und nicht, wie in dem hier untersuchten Verfahren, innerhalb der Temperaturspanne der Turbinenentspannung.

3.2. Allgemeine Auslegung des Kreislaufs

In diesem Abschnitt sollen zunächst allgemeine Prinzipien für die Auslegung des Kreislaufs dargestellt werden. Zur Vereinfachung wird zunächst davon ausgegangen, dass es sich um ei-

ne ideale Mischung handelt. Des Weiteren wird angenommen, dass das Inertgas dem idealen Gasgesetz genügt und dass das kondensierbare Gas vollständig auskondensiert wird.

Bei der Bestimmung des Verhältnisses vom kondensierbaren zum Inertgas sind folgende Aspekte zu berücksichtigen:

1. Der Anteil des kondensierbaren Gases muss mindestens so hoch gewählt werden, dass die Kälteleistung der Anlage durch Kondensation aufgenommen und durch Verdampfung wieder abgegeben werden kann.
2. Die Flüssigkeit muss beim Niederdruck bis zur höchsten Temperatur der Kälteabgabe wieder verdampft werden.
3. Die Kondensation im Hochdruck muss nahe der Turbineneintrittstemperatur beginnen.

3.2.1. Minimaler Anteil der kondensierbaren Komponente

Der minimal benötigte Anteil des kondensierbaren Gases zum Inertgas ergibt sich aus dem Verhältnis der Verdampfungswärme und der Enthalpieänderung des Inertgases über der Turbinenentspannung. Vereinfachend wird dafür angenommen, dass die Kälte zur Kondensation vom Turbinenaustrittsstrom bereitgestellt wird, also der Turbinenleistung P_T entspricht. Die Nutzkälte $\dot{Q}_{\mathsf{v,k}}$ ergibt sich aus der Verdampfungswärme der Flüssigkeit. Eine ideale Mischung des kondensierbaren und des Inertgases wird angenommen. Es ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$P_{\mathsf{T}} = \dot{Q}_{\mathsf{v,k}} \tag{3.1}$$

$$x_{\mathsf{i}} \left(h_{4,\mathsf{T}} - h_{5,\mathsf{T}}\right) = x_{\mathsf{k}} \Delta h_{\mathsf{v}} \tag{3.2}$$

$$\frac{x_{\mathsf{i}}}{x_{\mathsf{k}}} = \frac{\Delta h_{\mathsf{v}}}{h_{4,\mathsf{T}} - h_{5,\mathsf{T}}} \tag{3.3}$$

Hierbei bezeichnet der Index k das kondensierbare, der Index i das Inertgas, ΔT ist die Temperaturspanne über der Turbine und x bezeichnet jeweils die molaren Anteile. Da der Partialdruck des kondensierbaren Gases während der Kondensation sinkt und damit die Verdampfungswärme ansteigt, stellt Δh_{v} den Mittelwert dar, der sich aus Integration der Verdampfungswärme über dem Temperaturintervall ergibt:

$$\Delta h_{\mathsf{v}} = \frac{1}{x_{4\mathsf{T}} - x_{5\mathsf{T}}} \int_{x_{5\mathsf{T}}}^{x_{4\mathsf{T}}} \Delta h_{\mathsf{v}}(x) dx \tag{3.4}$$

Mit der oben getroffenen Annahme, dass sich das Inertgas wie ein perfektes Gas verhält, kann Gleichung 3.3 auch folgendermaßen geschrieben werden:

$$\frac{x_{\mathsf{i}}}{x_{\mathsf{k}}} = \frac{\Delta h_{\mathsf{v}}}{c_{\mathsf{p,i}} \left(T_{5\mathsf{T}} - T_{4\mathsf{T}}\right)} \tag{3.5}$$

Die molare Wärmekapazität eines idealen, einatomigen Gases ist unabhängig von der Gasspezies 20,785 J mol^{-1} K. Somit ist der benötigte molare Anteil unabhängig von dem betrachteten Inertgas.

Mit dem bekannten Verhältnis lässt sich der Anteil bestimmen:

$$x_{\mathsf{k,min}} = \left(1 + \frac{x_{\mathsf{i}}}{x_{\mathsf{k}}}\right)^{-1} \tag{3.6}$$

3.2.2. Niederdruck

Mittels der zweiten Forderung lässt sich der Niederdruck bestimmen. Solange das kondensierbare Gas noch nicht vollständig verdampft ist, entspricht sein Dampfdruck dem Partialdruck im Gasgemisch. Bei der höchsten Temperatur der Wärmeaufnahme muss der oben berechnete Anteil kondensierbaren Gases verdampft sein. Somit ergibt sich unter der Annahme, dass die mittleren Verdampfungsenthalpien gleich sind:

$$p_{\mathsf{n}} = \frac{p_{\mathsf{d,k}}\left(T_{5'}\right)}{x_{\mathsf{k,min}}} \tag{3.7}$$

Hierbei bezeichnet $T_{5'}$ die Temperatur, bei der die Wärmeaufnahme beendet ist, also die Temperatur der Sekundärseite abzüglich der an dieser Stelle im Wärmeübertrager herrschenden Temperaturdifferenz. $p_{\mathsf{d,k}}\left(T_{5'}\right)$ bezeichnet den Dampfdruck des kondensierbaren Gases bei dieser Temperatur. p_{n} stellt dabei den *maximalen* Druck dar. Folglich sind die Drucklagen nach oben begrenzt. Mit dem vorgegebenen Temperaturintervall der Kältelast ergeben sich dadurch gegebenenfalls kleine Systemdrücke, die zu hohen anteiligen Druckverlusten führen.

3.2.3. Kondensationsbeginn

Ein Gas beginnt zu kondensieren, sobald der Gesamtdruck seinen Dampfdruck bei der entsprechenden Temperatur übersteigt. Im Falle eines Gemischs mit einem nicht-kondensierenden Gas ist als Druck der Partialdruck des kondensierenden Gases zu verstehen. Um die durch die Turbine erzeugte Kälteleistung transformieren zu können, muss die Kondensation im gleichen Temperaturintervall stattfinden. In erster Näherung beginnt also die Kondensation nahe der Turbineneintrittstemperatur:

$$x_{\mathsf{k,min}} = \frac{p_{\mathsf{d,k}}\left(T_{4\mathsf{T}}\right)}{p_{\mathsf{h}}} \tag{3.8}$$

Später wird gezeigt, dass die Turbineneintrittstemperatur vorteilhafterweise wenige Kelvin über dem Taupunkt liegt. Dies wird an dieser Stelle noch vernachlässigt.

Sowohl Gleichung 3.8 als auch Gleichung 3.6 geben eine untere Grenze für den Gehalt der kondensierbaren Komponente. Für die erste Auslegung ist der höhere der beiden Werte zu wählen. Ohne weiteren Beweis soll hier postuliert werden, dass bei einem optimalen Kreislauf die mit den beiden Gleichungen berechneten Anteile ungefähr gleich sind.

Durch die Turbinenentspannung und die festgelegte Austrittstemperatur ist ein Zusammenhang von Hochdruck und Turbineneintrittstemperatur gegeben. Für ein ideales Gas, welches arbeitsleistend mit einem isentropen Gütegrad kleiner eins entspannt wird, ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen Druckverhältnis und Eintrittstemperatur:

$$\frac{p_\mathsf{h}}{p_\mathsf{n}} = \left(\frac{T_{4\mathsf{T}}}{\frac{T_{5\mathsf{T}} - T_{4\mathsf{T}}}{\eta_\mathsf{is}} + T_{4\mathsf{T}}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{3.9}$$

Ein Optimierungsproblem ergibt sich daraus, dass bei höheren Anteilen des kondensierbaren Gases zwar der Anteil der aufgewendeten Antriebsleistung zu dessen Verdichtung steigt, aber andererseits ein größeres Druckverhältnis bei der Entspannung genutzt werden kann. Damit wiederum steigt die mittlere Temperatur der Kälteerzeugung. Während der Aufwand für die Transformation höher wird, sinkt aufgrund der höheren Turbinenleistung bei der höheren Eintrittstemperatur derjenige für die Kälteerzeugung. Auf einen analytischen Ansatz für diese Optimierung soll verzichtet werden. Stattdessen wird der Gehalt an der kondensierbaren Komponente bei der numerischen Optimierung als Parameter gewählt.

3.3. Simulation des Kreislaufs

Die analytische Betrachtung ist nur eine erste Beschreibung Kreislaufkonzepts zum Verständnis der Zusammenhänge. Durch eine numerische Simulation werden die Kreislaufparameter in diesem Abschnitt genauer berechnet.

3.3.1. Randbedingungen und Annahmen

Die Parameter der einzelnen Komponenten sind noch weitestgehend unbekannt. Daher müssen möglichst realistische Annahmen für diese getroffen werden, um aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten. Die Werte müssen dafür teilweise abgeschätzt werden, die Grundlage dafür bieten Berechnungen aus früheren Arbeiten [32] beziehungsweise die von ALAT veröffentlichten Werte [20, 21, 33].

Folgende Randbedingungen werden für die Simulation angenommen:

- Die Temperaturdifferenz am warmen Ende des inneren Wärmeübertragers beträgt 5 K.

- Die Druckverluste im inneren Wärmeübertrager betragen jeweils 420 mbar.
- Die Druckverluste im Kondensator/Verdampfer betragen jeweils 200 mbar.
- Die Druckverluste im Zwischen- und Nachkühler betragen ebenfalls 200 mbar.
- Die minimale Temperaturdifferenz im Kondensator/Verdampfer beträgt 1 K
- Der Hochdruck beträgt 11,35 bar, nach Berechnung aus dem vorhergehendem Abschnitt.
- Die Energieerhöhung in den beiden Verdichterstufen beträgt jeweils 58,15 kJ kg^{-1}.
- Die isentropen Gütegrade der Verdichterstufen betragen 85 %.
- Der isentrope Gütegrad der Turbine beträgt 88 %.
- Die Temperatur nach den Rückkühlern beträgt 293,15 K.

Durch den Stickstoffanteil ändern sich bei gleichbleibenden Stufenenergieerhöhungen die Druckverhältnisse und abhängig davon auch die Turbineneintrittstemperatur. Damit wiederum ändert sich auch der benötigte Anteil an Stickstoff. Daher wird sowohl dieser als auch das Druckverhältnis als Parameter angenommen.

Im vorangegangenen Kapitel wurden die Temperaturprofile in den Wärmeübertragern noch nicht betrachtet. Für die Auslegung wird dabei von den zusammengefassten Temperaturprofilen ausgegangen, bei denen die temperaturabhängigen Wärmekapazitäten der warmen und kalten Ströme jeweils addiert werden. Da die sich daraus ergebenden Profile nicht linear sind, lassen sich mehrere lokale Minima der Temperaturdifferenzen feststellen, welche zu jeweils mindestens 1 K angenommen werden. Aus der Tatsache, dass mehrere Minima existieren, ergibt sich ein Optimierungsproblem.

3.3.2. Gleichungen und Variablen bei der Kreislaufberechnung

Bei der Berechnung des Kreislaufs ergeben sich acht nicht-triviale Bilanzen. Diese sind im Einzelnen:

- die Energiebilanz im inneren Wärmeübertrager,
- die Druck- und Temperaturabsenkung bei der Turbinenentspannung,
- die Druck- und Temperaturabsenkung bei der Drosselentspannung,
- die Druck- und Temperaturerhöhungen bei der Verdichtung,
- sowie die Aufteilung der Massenströme in dem Phasentrenner.

Mit den zwei Verdichterstufen und den zwei Komponenten in dem Gemisch ergeben sich acht Gleichungen. Triviale Berechnungen, wie zum Beispiel die Berücksichtigung der als konstant angenommenen Druckverluste und das Zusammenführen der Massenströme, gehen nicht als eigenständige Gleichungen ein. Die Energiebilanzen in den Verdichtern sind ebenfalls als Gleichungen definiert, da der zugrunde liegende Algorithmus [34] die Enthalpien der einzelnen Zustandspunkte aus Druck, Temperatur und Zusammensetzung an diesem Punkt berechnet. Es ergibt sich ein nicht-lineares Gleichungssystem mit zehn Gleichungen und zwölf Unbekannten. Diese sind:

- Der Austrittsdruck der Turbine
- Die Ein- sowie Austrittstemperatur der Turbine
- Die Massenströme der beiden Komponenten im Verdichter
- Die Massenströme der beiden Komponenten in der Flüssigphase
- Die Temperatur am Austritt der Drossel
- Die Temperatur nach der Mischung des Turbinen- und Drosselmassenstroms
- Der Druck zwischen den Verdichtungsstufen
- Die Austrittstemperaturen der Verdichterstufen

Zur vollständigen Bestimmung des Gleichungssystems werden die Turbineneintrittstemperatur und der Stickstoff-Massenstrom im Gemisch als Optimierungsgrößen verwendet.

Die Nichtlinearität des Gleichungssystems ist durch eine einfache Betrachtung festzustellen: Bei einem sehr geringen Stickstoffgehalt verschwindet der Drosselmassenstrom und der Kreislauf entartet zu einem Brayton-Kreislauf. Diese Lösung des Gleichungssystem kann entweder durch eine entsprechende Wahl der Startwerte oder Nebenbedingungen bei der Optimierung ausgeschlossen werden.

3.3.3. Berechnungsalgorithmus

Für die numerische Simulation des Kreislaufs wurde ein Berechnungsprogramm in der Programmiersprache Python entwickelt [34]. In diesem Programm sind die definierenden Gleichungen der verschiedenen Komponenten hinterlegt. Dabei werden die Energie-, Massen- und Impulsbilanz über der jeweiligen Komponente gelöst.

Die Gleichungen werden zu einem Gleichungssystem zusammengefasst und durch einen Algorithmus zur Nullstellensuche simultan gelöst, hier wird der *HYBRD*-Algorithmus verwendet [35]. Durch die simultane Berechnung unterscheidet sich der Ansatz von den zumeist in kommerziellen Berechnungsprogrammen verwendeten sequentiellen-modularen Lösern, die bei

Kreisläufen mit mehreren Rückkopplungen ein ungünstiges Konvergenzverhalten aufweisen. Solche Rückkopplungen ergeben sich bei den betrachteten Kreisläufen beispielsweise durch die inneren Wärmeübertrager.

Ebenfalls sind in den verfügbaren Simulationsumgebungen nur vergleichsweise einfache Modelle für die Wärmeübertrager hinterlegt, die nicht in allen Fällen in der Lage sind die entsprechenden mehrfachen Pinch-Punkte darzustellen. Daher wurde ein Unterprogramm zur Berechnung der Wärmeübertrager integriert, bei dem für beliebig viele Ströme sowohl die minimalen Temperaturdifferenzen als auch die benötigte NTU berechnet werden können. Diese Werte dienen als Randbedingung für die Optimierung. Bei der Berechnung wird davon ausgegangen, dass die warme und kalte Seite jeweils eine einheitliche Temperatur aufweisen.

Es wird der ableitungsfreie Optimierungsalgorithmus *COBYLA* verwendet [36]. Dieser erlaubt eine Konvergenz der Optimierung auch bei nicht-monotonen Randbedingungen, wie sie durch die mehrfachen minimalen Temperaturdifferenzen auftreten. Als weiterer Vorteil ist die Schrittweite beschränkt, so dass auch Zwischenlösungen außerhalb des Definitionsbereichs der Stoffdatenfunktionen weitestgehend vermieden werden können. Nachteilig ist das ungünstigere Konvergenzverhalten.

3.3.4. Ergebnis der Simulation

Mit dem entwickelten Modell lässt sich der Kreislauf vollständig simulieren. Es ergibt sich eine Lösung mit einer Antriebsleistung von 133,1 kW und somit ein exergetischer Wirkungsgrad von 24,5 %.

Das T,s-Diagramm des Kreislaufs ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Die in dem T,s-Diagramm gezeigten Stoffdaten entsprechen jenen des Stoffgemischs in der Zusammensetzung wie bei der Verdichtung. Der Bezugspunkt für die Entropie ist bei 273,15 K und 1,013 bar. Für den Massenstrom durch die Turbine und das Drosselventil wurde der Bezugspunkt so angepasst, dass die Entropiewerte im Phasentrenner übereinstimmen. Im Phasentrenner befinden sich die Gas- und Flüssigphase im thermischen Gleichgewicht, daher kommt es bei der Entnahme einer der beiden Phasen zu keiner Veränderung der Entropie. Die scheinbare Erhöhung des Drucks vor dem Eintritt in die Turbine ist auf den flacheren Verlauf der Isobaren des Neons zurückzuführen.

Der Anteil an Stickstoff im Kältemittel beträgt 7,0 mol-%. Das im Phasentrenner abgetrennte Gas enthält noch 2,2 mol-% Stickstoff, während in der Flüssigkeit 3,2 mol-% Neon enthalten ist.

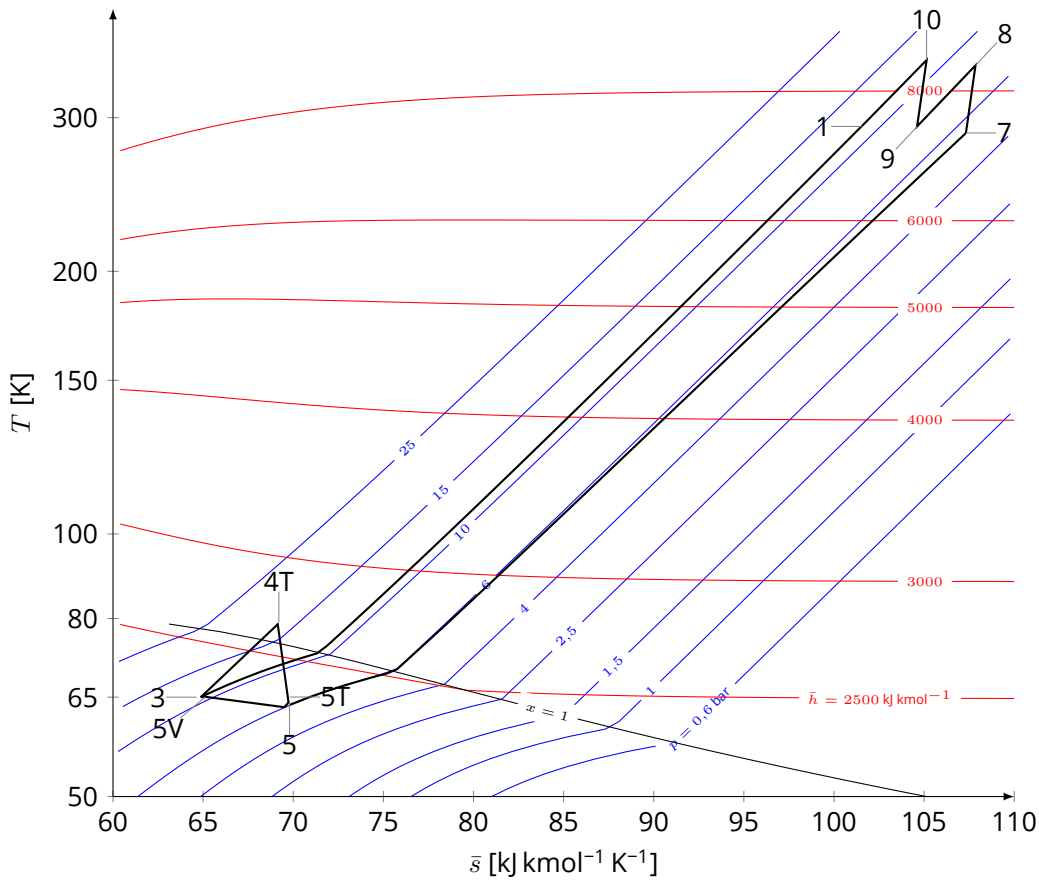

Abbildung 3.2.: Berechnetes T,s-Diagramm des Grundkreislaufs, Werte in Tabelle B.1

Der exergetische Wirkungsgrad liegt unterhalb des erwarteten Wertes. In Abbildung 3.3 sind die einzelnen Exergieverlustströme dargestellt. Die Verlustanteile des Mischers und des Drosselventils sind dabei zu gering für eine Darstellung in dem Diagramm.

Letzteres bedeutet, dass der Exergieverlust des Stickstoffs nicht etwa durch die Drosselung stattfindet, sondern allein durch die Verluste in den Wärmeübertragern.

Der überwiegende Anteil der exergetischen Verluste wird durch die inneren Wärmeübertrager verursacht. Dabei entfällt ungefähr die Hälfte der Verluste (48 %) auf die Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern, der Rest auf die Druckverluste. Die Druckverluste des inneren Wärmeübertragers sowie des Verdampfers/Kondensators machen damit 20 % der Eingangsexergie aus.

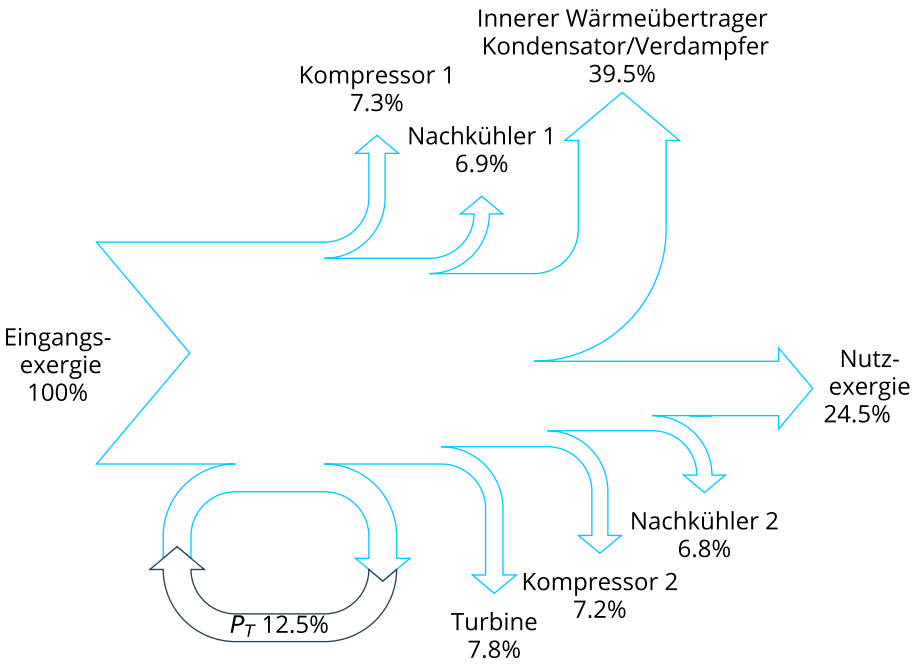

Abbildung 3.3.: Exergieflussschaubild des Grundprozesses

3.3.5. Wärmeübertragerkurven

Die Temperaturverläufe über der Länge der Wärmeübertrager bestimmen zum einen die benötigte Größe der Wärmeübertrager, zum anderen die exergetischen Verluste infolge der Temperaturdifferenzen.

Während die Kurven vom warmen zum kalten Ende des inneren Wärmeübertragers leicht bis auf eine Temperaturdifferenz von 6,4 K divergieren, sind die Kurven im Kondensator/Verdampfer komplexer. Die entsprechenden Temperaturprofile sind in Abbildung 3.4 dargestellt.

Dadurch, dass die Turbineneintrittstemperatur mit 78,2 K oberhalb des Kondensationsbeginns von 73,3 K liegt, werden die Kurven wieder aneinander angenähert. Beim Kondensationsbeginn befindet sich der erste Pinchpunkt. Bis zu dem Verdampfungsende von 69,5 K steigen die Temperaturdifferenzen wieder an.

Unterhalb von 70 K im Hochdruck ist die Kondensation schon zu einem Großteil abgeschlossen, so dass hier der Einfluss der Last überwiegt. Infolge der Verdampfung mit der überlagerten Aufwärmung des Hochdruckgases und des gasförmigen Niederdruckstroms kommt es zu einem fast parallelen Verlauf der Kurven. Dieser hat Auswirkungen auf die numerische Berechnung des Kreislaufs, da bei einer kleinen Änderung der Parameter (Turbineneintrittstemperatur und Stickstoffgehalt) sich die Position dieses Pinchpunkts stark ändern kann. Unter-

halb von 65 K ist ein Abknicken auf der kalten Seite zu erkennen. Durch die Phasentrennung entfällt unterhalb dieser Temperatur der kalte Hochdruckstrom.

Es ergeben sich Wärmeübertragerkurven, die im weiteren Sinne der Forderung von Grassmann [37] nach einem linearen Zusammenhang von absoluter Temperatur und Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager folgen. Dabei ist zu beachten, dass durch die größere übertragene Wärme im kältesten Abschnitt des Wärmeübertragers eine geringere Temperaturdifferenz gerechtfertigt ist. Des Weiteren wird auch von Grassmann angegeben, dass das Optimum flach verläuft.

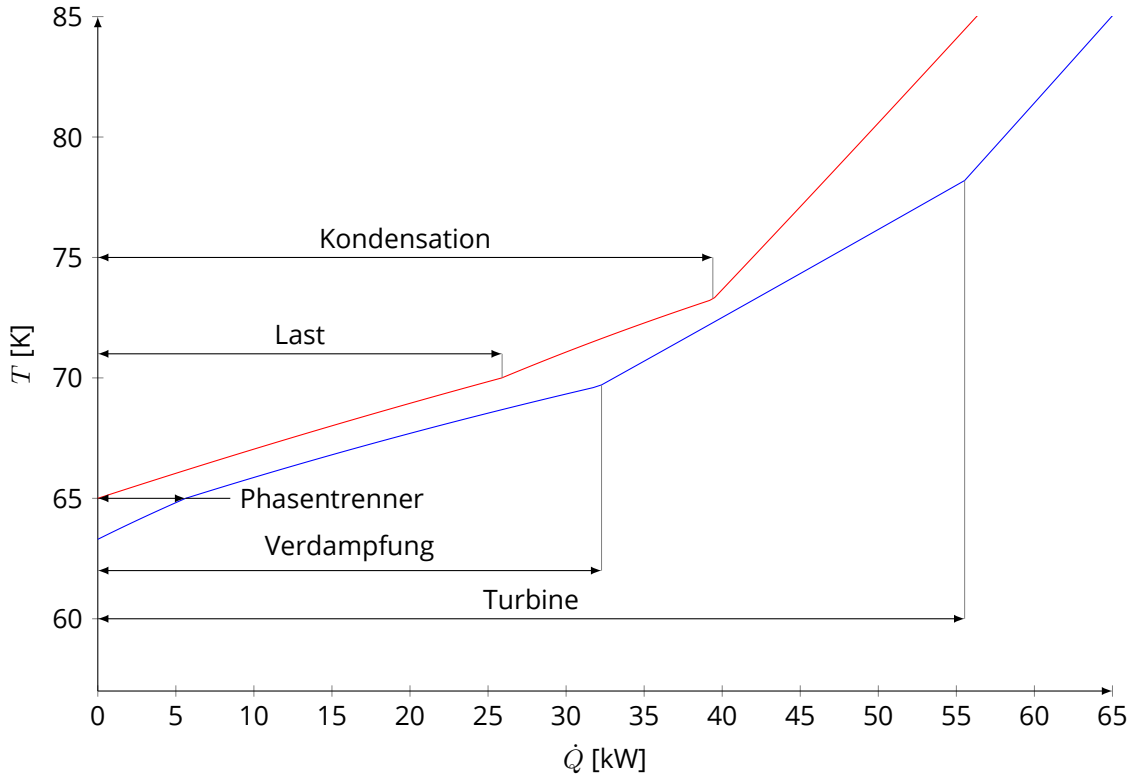

Abbildung 3.4.: Wärmeübertragerkurven des berechneten Kreislaufs im Temperaturbereich 60 K bis 100 K

4. Optimierung des Kreislaufs

Der Kreislauf ist mit den im vorangegangenen Kapitel getroffenen Annahmen vollständig definiert. Für eine Optimierung müssen diese entweder gelockert oder durch Modifizierung des Kreislaufs neue Parameter hinzugefügt werden. In diesem Kapitel werden mögliche Veränderung des Grundkreislaufs und ihr Einfluss auf die Prozessparameter untersucht.

Ziel der Betrachtungen ist es dabei, die Komplexität des Kreislaufs nicht wesentlich zu erhöhen, um eine auch wirtschaftlich darstellbare Lösung zu erhalten.

Die in diesem Kapitel untersuchten Optimierungsmöglichkeiten betreffen die Drucklagen, das Kältemittel, die Verdichterkonfiguration sowie die Flüssigkeitsabscheidung und -rückführung. Dabei soll vorrangig das Optimierungspotenzial der einzelnen Größen betrachtet werden.

4.1. Optimierung der Drucklagen

In einem Brayton-Kreislauf mit einem idealen Gas als Arbeitsmittel hat insbesondere der Niederdruck einen Einfluss auf die benötigte Größe der Wärmeübertrager und den Anteil der Druckverluste an den gesamten exergetischen Verlusten. Bei Berücksichtigung des Realgasverhaltens beeinflussen die Drucklagen die Temperaturdifferenz am kalten Ende des inneren Wärmeübertragers.

In Kreisläufen mit einem zumindest teilweise kondensierenden zeotropen Kältemittelgemisch, beispielsweise die, meist zur Erdgasverflüssigung eingesetzten, Kreisläufe nach Klimenko [18, S. 413], werden die Wärmeübertragerkurven durch die Drücke stark beeinflusst.

Der vorliegende Kreislauf weist neben Merkmalen des Brayton-Kreislaufs auch Eigenschaften des Klimenko-Kreislaufs auf. Daher ist es naheliegend, für eine Wirkungsgradsteigerung zunächst die Drücke zu optimieren. Aufgrund der Bedeutung des Druckverhältnisses für den Kreislauf wird dabei zwischen diesem und dem Hochdruck bei konstantem Druckverhältnis unterschieden.

4.1.1. Hochdruck

Gegenüber den für den Brayton-Kreislauf angenommenen Hoch- und Niederdrücken sind diejenigen in dem betrachteten Kreislauf um den Faktor zwei geringer. Unter der ersten Näherung, dass die Druckverluste unabhängig von den absoluten Drücken sind, ergeben sich entsprechend höhere anteilige Druckverluste. Daher ist zu untersuchen, inwiefern sich höhere Drucklagen auf den Kreislauf auswirken.

Bei der analytischen Kreislaufauslegung wurden die Drucklagen aus der Forderung nach vollständiger Verdampfung im Niederdruck bis zur höchsten Temperatur der Wärmeaufnahme von der Last abgeleitet. Mit höheren Drücken würde sich eine weitergehende Überschneidung der Kondensation und Verdampfung und damit ein höherer benötigter minimaler Anteil an Stickstoff, berechnet aus der benötigten Kälteleistung durch Verdampfung, ergeben.

Andererseits kann der tatsächliche Anteil an Stickstoff, der sich aus der Forderung nach dem Kondensationsbeginn berechnet, reduziert werden, da dieser im Hochdruck bereits bei niedrigeren Anteilen kondensiert. Der optimale Hochdruck sollte nach dieser Betrachtung dem Wert entsprechen, bei dem der minimal benötigte und der tatsächliche Gehalt gleich werden. In Abbildung 4.1 ist der Zusammenhang zwischen dem Hochdruck und dem exergetischen Wirkungsgrad dargestellt. Es ergibt sich ein maximaler Wert von 31,3 % bei einem Hochdruck von 34 bar, wobei das Maximum flach ist. Ein Wert von 31 % wird bereits bei einem Druck von 27 bar erreicht.

Bei höheren Drucklagen ergeben sich niedrige Turbinenaustrittstemperaturen in der Berechnung. Die Ursache dafür liegt in der geringeren Verdampfung von Stickstoff im Niederdruck am kalten Ende Verdampfer-Kondensators. Diese fehlende Kälteleistung muss durch eine Absenkung der Turbinenaustrittstemperatur ausgeglichen werden.

Kryotechnische Anlagen, die Helium als Kältemittel nutzen, weisen meist einen Hochdruck unterhalb von 20 bar auf, beispielsweise diejenigen des Large Hadron Collider [38]. Die Gründe hierfür sind zum einen in den Beschränkungen der üblicherweise verwendeten Schraubenkompressoren zu sehen, zum anderen in der Tatsache, dass solche Anlagen meist zur Verflüssigung nahe Umgebungsdruck konzipiert sind.

Stickstoffverflüssiger von Luftzerlegungsanlagen mit Turbinen werden hingegen für bis zu 45 bar ausgelegt [18, S. 407]. In dieser Arbeit soll der Hochdruck jedoch auf 20 bar begrenzt werden, die Möglichkeit einer Steigerung der Effizienz der Anlage durch eine Erhöhung der Drucklagen aber explizit nicht ausgeschlossen werden.

Durch unvermeidliche Leckagen verringert sich die Füllmenge in dem Kreislauf unweigerlich über die Zeit. Um lange Wartungsintervalle zu ermöglichen, ist ein flacher Verlauf des Wirkungsgrads über dem Hochdruck von Vorteil. Bei den hier verwendeten Parametern ergibt sich jedoch das Optimum erst bei hohen Drücken. Ein Ziel der weiteren Optimierung muss

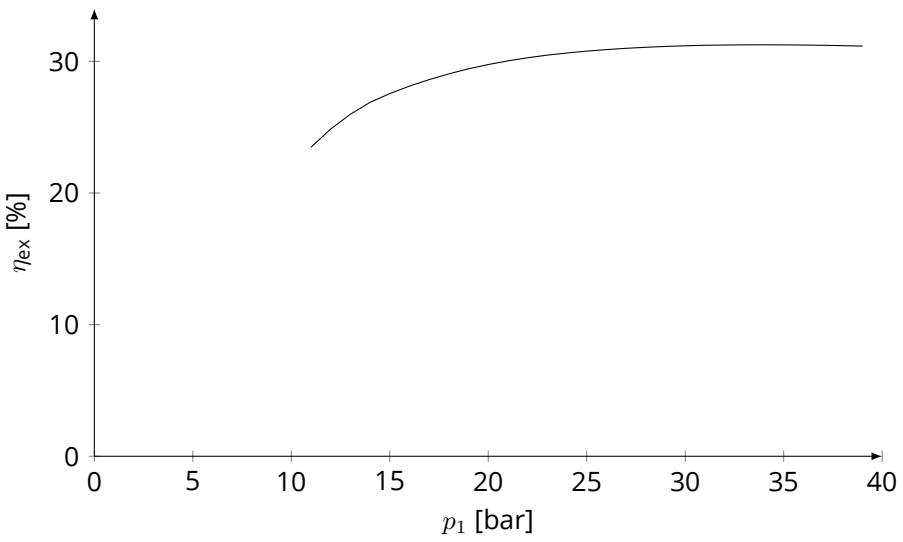

Abbildung 4.1.: Exergetischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Hochdrucks

also neben einer Erhöhung des optimalen Werts eine Verschiebung in Richtung niedrigerer Drucklagen sein.

In Abschnitt 5.4 wird gezeigt, dass die Druckverluste in den Wärmeübertragern geringer sind als aus der Rückrechnung des kommerziell verfügbaren Brayton-Kreislaufs ermittelt. Somit wird das Optimum tatsächlich höher und bei niedrigeren Drucklagen liegen.

4.1.2. Druckverhältnis

Der ursprüngliche Ansatz zur Erhöhung des Wirkungsgrades war, das Druckverhältnis über dasjenige des Brayton-Kreislaufs hinaus für eine bestimmte Temperaturspanne zu erhöhen. Eine Beschränkung ergibt sich dabei aus der Stufenenergieerhöhungen der Verdichter. Im Abschnitt 2.5.1 wurde für diese ein Wert von 58,15 kJ kg^{-1} bis 100 kJ kg^{-1} abgeschätzt. Bei hohen Druckverhältnissen fällt der exergetische Wirkungsgrad des Brayton-Teils wieder ab. Darüber hinaus ergeben sich bei höheren Druckverhältnissen größere Differenzen zwischen den Dampfdruckkurven, die zu größeren Temperaturdifferenzen im Kondensator/Verdampfer führen. Aus dieser Tatsache folgt, dass es ein Optimum des Wirkungsgrades in Abhängigkeit vom Druckverhältnis geben muss.

In Abbildung 4.2 sind die Verläufe des exergetischen Wirkungsgrads des Kreislaufs über dem Druckverhältnis aufgetragen.

Das optimale Druckverhältnis wird im Falle einer zweistufigen Kompression bei einem Stufenenergieumsatz von 109 kJ kg^{-1} erreicht, liegt also leicht oberhalb des abgeschätzten Wertes. Eine Reduzierung des Stufenenergieumsatzes auf 100 kJ kg^{-1} würde lediglich einen Abfall des exergetischen Wirkungsgrads von 35,24 % auf 35,1 % bewirken. Unter Annahme des höheren

Wertes für den Stufenenergieumsatz lässt sich also bereits mit dem von Air Liquide entwickelten Turbosatz ein guter Wirkungsgrad erzielen.

Eine weitere Steigerung des Druckverhältnisses ist durch das Hinzufügen einer zusätzlichen Verdichterstufe möglich. Dafür bietet sich das freie Wellenende des Niederdruckverdichters an.

Bei der dreistufigen Kompression wird das Optimum bei einem Stufenenergieumsatz von 75 kJ kg^{-1} erreicht. Wird hingegen der niedrigere Wert von 58 kJ kg^{-1} angenommen, so ist ein signifikanter Abfall auf knapp 30 % zu erwarten, welcher somit unterhalb des Vergleichskreislaufs liegt.

Der Unterschied des Optimums zwischen der zwei- und der dreistufigen Kompression ist auf den höheren isothermen Gütegrad der Kompression infolge der niedrigeren Austrittstemperaturen der einzelnen Stufen zurückzuführen. Ein ähnliches Verhältnis wäre bei dem Braytonprozess beim Hinzufügen einer weiteren Stufe zu erwarten.

Die Betrachtungen in dieser Arbeit sollen auf eine Anlage mit zwei Maschinen, also maximal drei Verdichterstufen begrenzt werden. Das Hinzufügen einer weiteren Maschine, mit entsprechender Lagerung, würde einen größeren Aufwand verursachen und soll daher hier nicht berücksichtigt werden. Bei einer dreistufigen Kompression liegt der Wert des Optimums mit 75 kJ kg^{-1} deutlich unterhalb des abgeschätzten Maximalwertes von 100 kJ kg^{-1}. Daher ist zu erwarten, dass eine solche Maschine trotz des Übergangs von einem zu zwei Impellern auf einer Welle realisierbar ist. Diese Konfiguration wird als Ausgangspunkt für die weiteren Betrachtungen verwendet.

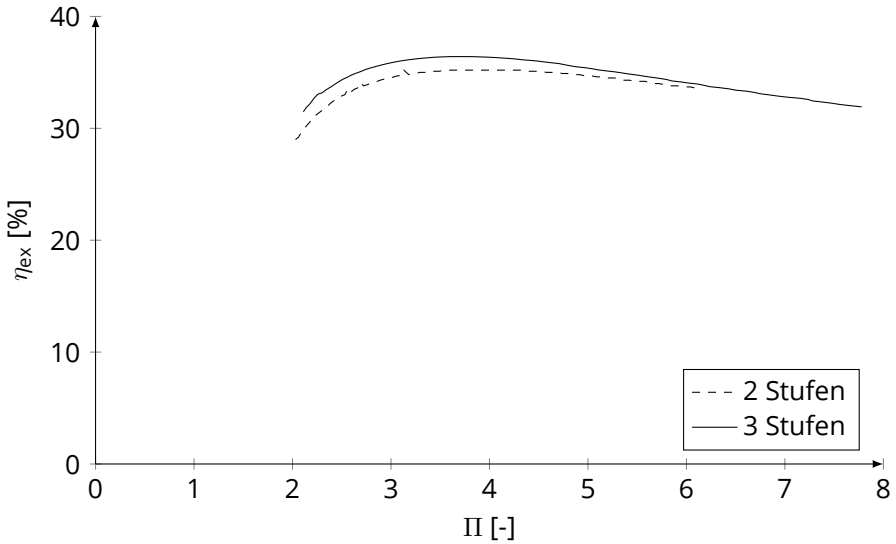

Abbildung 4.2.: Exergetischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses bei einem Hochdruck von 20 bar

Eine Erhöhung des Druckverhältnisses bewirkt in der Optimierung des Kreislaufs eine Absenkung der Turbinenaustrittstemperatur. Ein höheres Druckverhältnis im Kreislauf führt zu einer größeren Temperaturspanne über der Turbine. Dabei sind die exergetischen Verluste durch die teilweise Kälteerzeugung bei niedrigerer Temperatur als benötigt geringer als diejenigen, die sich durch einen höheren Stickstoffanteil ergeben würden, der eine höhere Turbineneintrittstemperatur erlaubt. Dies wird durch die in diesem Abschnitt steile Dampfdruckkurve des Stickstoffs verursacht, eine geringe Steigerung der Taupunkttemperatur erfordert eine vergleichsweise große Steigerung des Anteils an Stickstoff.

Bei dem Optimum des Stufenenergieumsatzes ergibt sich eine Turbinenaustrittstemperatur von lediglich 58 K. Damit ist die bereits in Abschnitt 2.5.1 aufgestellte Forderung nach einer Beschränkung der Eintrittstemperatur in den Wärmeübertrager auf minimal 64 K nicht mehr erfüllt.

Die Bedeutung für das Ausfrieren des Stickstoffs, sowohl im Primär- als auch im Sekundärkreislauf, wird im weiteren Verlauf der Arbeit diskutiert. Es lässt sich feststellen, dass für eine weitere Verbesserung des Kreislaufs zum einen das Temperaturniveau der Turbinenentspannung hin zu höheren Werten verschoben werden muss, und zum anderen die erhöhten Temperaturdifferenzen zu reduzieren sind. Für beide Herausforderungen werden in den nächsten Abschnitten Lösungen entwickelt.

Ein weiterer Aspekt hoher Druckverhältnisse ist die Begrenzung des warmen Ruhedrucks der Anlage (Befülldruck). Insbesondere vor dem Hintergrund der Volumenkontraktion durch teilweise Verflüssigung des Gases ist es erstrebenswert, dass der Befülldruck dem Hochdruck im Betrieb entspricht, da somit bei einer Auslegung der Anlagenkomponenten auf den Hochdruck sowohl eine Auslegung für höhere Drücke als auch eine Vorrichtung zur Druckhaltung (Puffertank, Hochdruckspeicher mit entsprechendem Kompressor) entfallen kann.

Hohe Druckverhältnisse lassen sich neben schnelllaufenden, mehrstufigen Turbomaschinen auch durch Verdrängermaschinen erzielen. Beispielsweise könnten Schraubenverdichter eingesetzt werden, wie bei Heliumkälteanlagen derzeit üblich. Dies hätte den Vorteil eines kostengünstigen Verdichters bewährter Bauweise. Nachteilig wäre, dass die Turbinenleistung nur mit höherem Aufwand genutzt werden könnte und dass die Wirkungsgrade der Schraubenverdichter im Allgemeinen unterhalb derjenigen der Turboverdichter liegen.

4.2. Arbeitsstoff

Wie in Kapitel 3 gezeigt wurde, wird der Anteil des kondensierbaren Gases durch den Kondensationsbeginn bestimmt. Bisher wurde für den Arbeitsstoff ein Gemisch aus Neon und Stickstoff betrachtet. In dem Temperaturbereich von Interesse kann auch Sauerstoff flüssig und gasförmig vorliegen. Im Vergleich zum Stickstoff weist dieser wesentlich niedrigere

Dampfdrücke auf, sodass im Hochdruck ein niedrigerer Anteil ausreicht, um die Forderung nach dem Kondensationsbeginn zu erfüllen. Durch die höhere Verdampfungsenthalpie ist der zur Wärmeaufnahme und -abgabe benötigte Anteil ebenfalls verringert.

In Abbildung 4.3 werden die benötigten Gehalte an Stickstoff mit denjenigen des Sauerstoffs für die beiden Kriterien verglichen. Dabei wurde jeweils eine ideale Mischung angenommen. Die Dampfdrücke und Verdampfungsenthalpien wurden mittels REFPROP berechnet [1].

Nachteilig an den niedrigeren Dampfdrücken ist, dass der Niederdruck geringer sein muss, um den Sauerstoff innerhalb einer bestimmten Temperaturspanne zu verdampfen. Mit dem geringeren Druck ergeben sich größere Komponenten und damit höherer Investitionskosten. Daher ist Sauerstoff insbesondere bei höheren Temperaturlagen eine Option, bei denen der Siededruck entsprechend höher ist.

Durch den Kondensationsbeginn bei einer höheren Temperatur ergibt sich für Kreisläufe mit Sauerstoff eine größere Temperaturspanne für die Turbinenentspannung. Somit verstärkt sich auch der Grundeffekt der Anlagenschaltung.

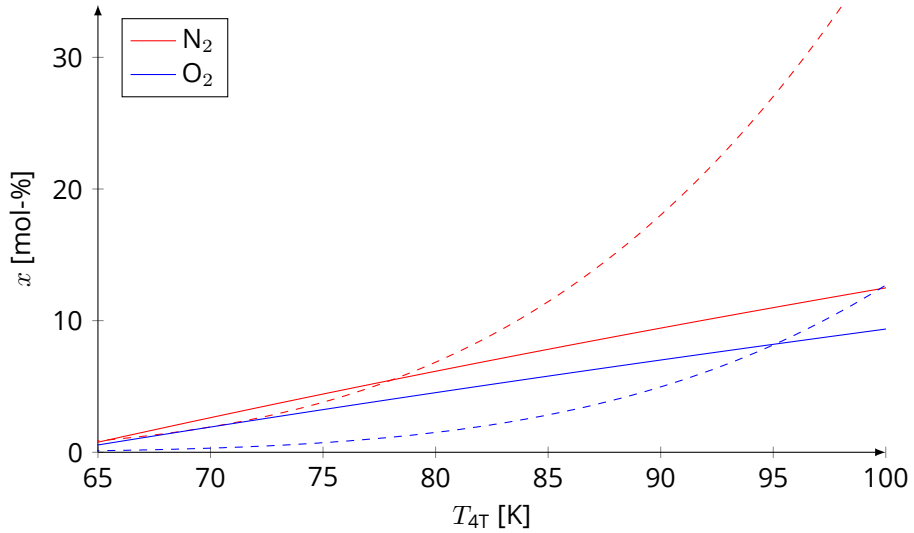

Abbildung 4.3.: Theoretisch benötigter molarer Anteil in der Gasphase für Stickstoff und Sauerstoff, bei einem Hochdruck von 20 bar. Durchgezogene Linie: Anteil zur Wärmetransformation nach Gleichung 3.6, gestrichelte Linie: Anteil für Kondensationsbeginn nach Gleichung 3.8

4.2.1. Sicherheitsaspekte

Die Verwendung von Sauerstoff als Kältemittel, insbesondere in flüssiger Form, wirft Fragen nach der Sicherheit des Gesamtsystems auf.

Reiner, flüssiger Sauerstoff erfährt Anwendungen beispielsweise in der Medizin, wobei sich die Sicherheitsmaßnahmen meist auf Zugriffsschutz und Reinhaltung der Armaturen beschränken. In der hier vorgeschlagenen Anlage liegt konzentrierter Sauerstoff lediglich als dünner Film zu Beginn der Kondensation vor. Zudem ist der Kreislauf geschlossen, sodass äußere Kontaminationen nach der Reinigung vor der Inbetriebnahme ausgeschlossen werden können. Die in dieser Arbeit vorgeschlagenen Maschinen sind magnetisch gelagert, sodass im Normalbetrieb kein Abrieb entsteht. Solche Maschinen besitzen üblicherweise Fanglager in Form von Kugellagern, die eine Notlagerung bei Ausfall der Magnetlager bereitstellen. Diese Kugellager müssten trockenlaufend ausgeführt werden. Durch entsprechende Filter am Austritt der Maschinen muss dieser Abrieb abgefangen werden. Dies ist ohnehin nötig da, wie in Kapitel 5 gezeigt, die Flüssigkeitsverteiler der Wärmeübertrager sehr kleine Bohrungen aufweisen, welche gegebenenfalls verstopfen könnten. Abrieb kann zusätzlich noch an den Ventilen entstehen. Auch dieser würde durch die Filter vor dem Wärmeübertrager aufgefangen werden. Darüber hinaus wird als Weichstoff in Tieftemperaturventilen üblicherweise Polytetrafluorethylen verwendet, welches selbst für reinen, flüssigen Sauerstoff zugelassen ist. Aus dieser vereinfachten Sicherheitsbetrachtung lässt sich zunächst kein Ausschlussgrund für die Aufstellung einer solchen Anlage im Innenstadtbereich ableiten.

4.2.2. Stoffwerte der Gemische

In dieser Arbeit werden die Stoffdaten aus dem Programm REFPROP [1] verwendet. Während die Werte der Reinstoffe als hinreichend genau angesehen werden, sollen in diesem Abschnitt die Mischungsparameter der Stoffgemische Neon-Stickstoff sowie Neon-Sauerstoff untersucht werden. Als relevante Parameter sind dabei diejenigen anzusehen, die die Temperaturprofile in den Wärmeübertragern beeinflussen, also die Dampfdruckkurven und die Mischungsenthalpien. Wie unten gezeigt wird, sind keine Azeotrope bei den binären Mischungen zu erwarten und die Dampfdruckkurven der Gemische entsprechen denen einfacher Gemische. Eine Abweichung der realen Stoffwerte von den hier verwendeten würde somit lediglich zu einer Verschiebung der benötigten Anteile an Sauerstoff und Stickstoff führen.

Durch den Phasentrenner ist ein Speicher für die Flüssigkeit gegeben, dessen Füllstand sich über das Drosselventil einstellen lässt. Somit ist eine Optimierung des exergetischen Wirkungsgrades während des Test- bzw. laufenden Betriebes möglich. Durch die gefundenen, flachen Optima des Druckverhältnisses und Hochdrucks ergibt sich aus einer Speicherung des kondensierbaren Gases in einem begrenzten Bereich keine starke Absenkung des exergetischen Wirkungsgrades der Anlage. Ziel der Betrachtung der Stoffwerte muss es also sein, zu zeigen, dass deren Abweichungen von den tatsächlichen Werten so gering sind, dass keine nennenswerte Beeinflussung des Kreislaufs stattfindet. Zu den kalorischen Größen der Mischung sind keine Messungen aus der Literatur bekannt.

Als unproblematisch kann der Einfluss der tatsächlichen Stoffwerte auf die Turbinenentspannung angesehen werden, da hier Stickstoff und/oder Sauerstoff nur in sehr geringer Konzentration auftreten.

Relevant ist hingegen der Übergang der kondensierbaren Gase in die feste Phase am Eintritt in den Wärmeübertrager, um ein Ausfrieren des Stickstoffs und eine mögliche Blockade des Wärmeübertragers zu verhindern. Ein Eutektikum wurde von Robinson [39] vorhergesagt und von de Sousa und Bonfait [40] zumindest qualitativ experimentell nachgewiesen. Aufgrund der geringen Anteile des Neons in der flüssigen Phase zusammen mit den größeren Abweichungen wird in dieser Arbeit davon ausgegangen, dass der Gefrierpunkt des Gemischs demjenigen des reinen Stickstoffs entspricht. In Kapitel 5 wird auf die Temperaturverhältnisse in den Wärmeübertragern genauer eingegangen.

4.2.3. Neon-Stickstoff

Die Quellenlage für die Stoffdaten dieses Gemischs ist übersichtlich. In der Literatur lassen sich nur sechs Quellen ausfindig machen [41–46] in denen Daten zu den Dampfdruckkurven enthalten sind. Die Veröffentlichung von Skripka und Dykhno [45] war nicht im Original verfügbar. Daher wurden die Werte aus der Sammlung von Young verwendet [46]. In der Veröffentlichung von Trotsenko et al. [44] sind keine numerischen Werte angegeben, die grafische Darstellung zeigt jedoch eine gute Übereinstimmung mit den Werten von Skripka und Lobanova [47]. Insgesamt wurden 194 Kombinationen aus Druck und Temperatur untersucht, wobei teilweise nur die Zusammensetzung der Gas- oder der Flüssigphase ermittelt wurde. Im Druckbereich von Interesse bis 25 bar sind 55 Punkte mit 101 Zusammensetzungen bekannt. Die Abweichungen der Datenpunkte von den mittels REFPROP berechneten Werten sind in Abbildung 4.4 dargestellt.

Im Allgemeinen ergibt sich für die Gasphase eine Abweichung unterhalb von 2,5 %. Lediglich drei der Messwerte liegen außerhalb dieses Bandes. Für die Flüssigphase ergeben sich größere Abweichungen, bei denen insbesondere die Werte von Burch [41] herausstechen, welche durch Abweichungen in der Messung der Zusammensetzung erklärt werden können. Für die Auslegung des Kreislaufs haben aufgrund der kleinen Anteile des kondensierbaren Gases die Zusammensetzungen in der Flüssigphase nur einen kleinen Einfluss. Diese sind ein Maß dafür, wie viel Neon sich in dem kondensierten Gas löst und somit nicht mehr für die Turbinenentspannung zur Verfügung steht. Da der Flüssigkeitsmassenstrom sehr viel geringer ist als der Massenstrom in der Turbine, wirken sich Abweichungen in seiner Zusammensetzung nur geringfügig auf den Kreislauf aus.

Ein azeotropes Verhalten der Mischung kann zumindest bei niedrigen Drücken ausgeschlossen werden, da bei der Trennkolonne zur Neon-Gewinnung in Luftzerlegungsanlagen eine

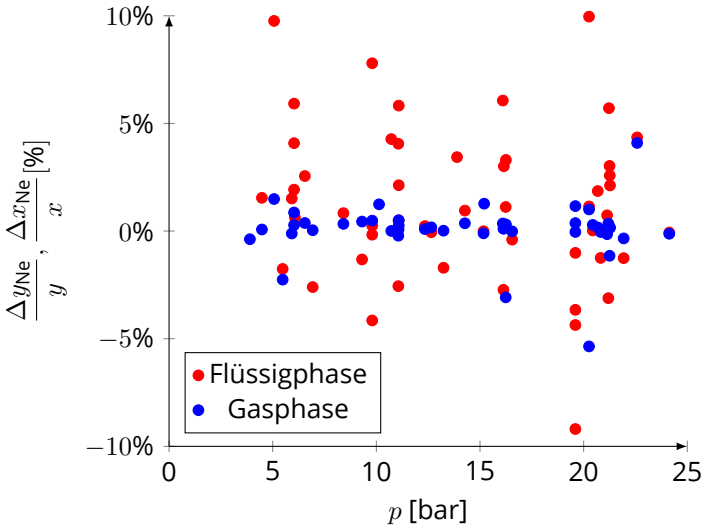

Abbildung 4.4.: Relative Abweichungen der Zusammensetzung der Flüssig- und Gasphase für das System Neon-Stickstoff zwischen den Literaturwerten und den mittels REFPROP berechneten Werten, bezogen auf letztere

sehr hohe Reinheit, die nur durch die Trennleistung der Kolonne begrenzt wird, erzielt werden kann. Aus dem gleichen Grund kann eine Mischungslücke in der Flüssigphase ausgeschlossen werden. Von Campestrini [48, S. 100] wird jedoch ein Typ-III-Verhalten nach der Klassifikation von van Konynenburg und Scott [49] vorhergesagt, welches einem Heteroazeotrop entspricht. In den veröffentlichen Werten lässt sich jedoch kein Hinweis auf ein solches finden.

Bei dieser Analyse ist zu beachten, dass die in REFPROP hinterlegten Parameter der Korrelationen auf Grundlage der fünf erst genannten Veröffentlichungen angepasst wurden. Von daher kann der Vergleich nur eine Aussage der Qualität der Anpassung dieser Parameter auf die Messwerte darstellen.

4.2.4. Neon-Sauerstoff

Für das Gemisch aus Neon und Sauerstoff sind nur drei Datenquellen bekannt [41, 47, 50]. Auch für dieses wird von Campestrini ein Azeotrop vorhergesagt, welches sich ebenfalls nicht in den p,x-Diagrammen wiederfindet.

Insgesamt wurde an 241 Messpunkten die Gas- und Flüssigkeitszusammensetzung aufgenommen, davon liegen 53 in dem für diese Arbeit relevanten Bereich bis 25 bar, mit 97 Konzentrationsangaben. Wie in Abbildung 4.5 zu sehen, weichen die Messwerte sehr viel stärker von den berechneten Werten ab. Die größte Abweichung ergibt sich für zwei Messwerte von Skripka und Lobanova [47] bei einer Temperatur von 64,14 K. Bei diesen Messpunkten ist der Neongehalt in der Flüssigkeit sehr gering, sodass sich Messabweichung stark auswirken.

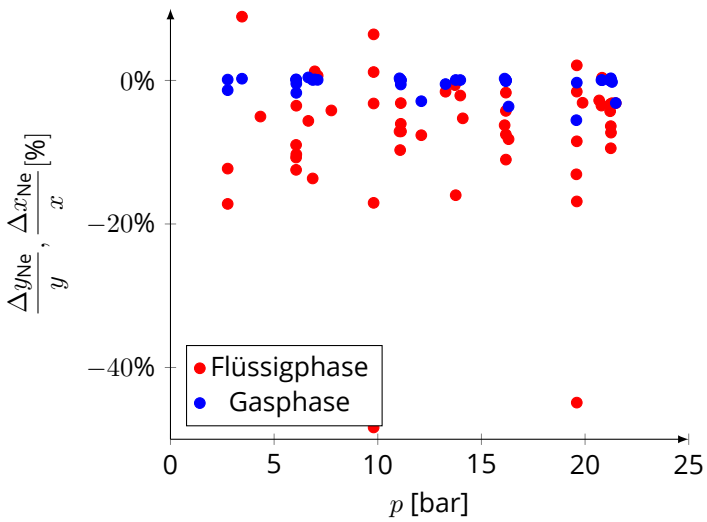

Abbildung 4.5.: Relative Abweichungen der Zusammensetzung der Flüssig- und Gasphase für das System Neon-Sauerstoff zwischen den Literaturwerten und den mittels REFPROP berechneten Werten, bezogen auf letztere

Wiederum ergeben sich nur geringe Abweichungen für die Gasphase, welche im Mittel unter denjenigen des Systems Neon-Stickstoff liegen. Größere Abweichungen der Zusammensetzung in der Flüssigphase sind lediglich bei den Werten von Streett und Jones [50] bei höheren Temperaturen ab 120 K festzustellen. Bei der Berechnung des Zweiphasengebietes konvergiert die Berechnung im Stoffdatenprogramm REFPROP [1] nicht in jedem Fall. Daher sollen sich die Betrachtungen in dieser Arbeit auf das System Neon-Stickstoff beschränken.

Eine genauere Evaluierung der Vorteile der Verwendung eines Dreistoffgemischs aus Neon, Stickstoff und Sauerstoff lässt sich mit in der Zukunft zu erwartenden, besseren Korrelation für die Stoffwerte vornehmen.

4.2.5. Vierstoff-Gemisch mit Helium

Prinzipiell ist auch ein teilweiser Ersatz des Neons durch Helium denkbar, um kompaktere Wärmeübertrager zu ermöglichen, soweit sich bei der Verdichtung des leichteren Gases noch hinreichende Druckverhältnisse ergeben. Interessant wäre dabei ein Mischungsverhältnis von Neon und Helium, wie es als Rohprodukt in Luftzerlegungsanlagen anfällt. Ein solches Stoffgemisch wurde bereits für Brayton-Kreisläufe mit Helium und Neon als Arbeitsstoff vorgeschlagen [51], soll aber in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt werden, um die Komplexität der Betrachtungen zu beschränken.

4.3. Modifkation des Kreislaufs

Die vorhergehenden Optimierungsansätze gingen von einem unveränderten Schaltbild aus. In diesem Abschnitt wird eine Optimierung auf Grundlage einer veränderten Flüssigkeitsabtrennung untersucht.

4.3.1. Anhebung der Phasentrennertemperatur

Dem Patent von Alekseev zufolge findet die Abtrennung der Flüssigkeit nicht bei der niedrigsten Temperatur statt, sondern leicht darüber [8]. In diesem Abschnitt soll daher untersucht werden, ob eine solche Anordnung zu einer Erhöhung der Kreislaufeffizienz führt.

In Abschnitt 4.1.2 wurde gezeigt, dass bei höheren Druckverhältnissen sehr niedrige Turbinenaustrittstemperaturen resultieren. Diese erlauben das Zumischen von Stickstoff mit einer Temperatur, die höher ist als die angestrebte Kühltemperatur. Die Temperatur des Phasentrenners lässt sich anheben, in dem der Hochdruckmassenstrom nicht bis zum Ende des Kondensator-Verdampfers geführt wird. Eine nur geringe Anhebung der Austrittstemperatur des Hochdruckstroms gegenüber derjenigen der Last ist gegebenenfalls durch geschickte Gestaltung des Wärmeübertragers möglich.

Durch das Entfallen eines Teils der Kondensation sowie der Unterkühlung der bereits kondensierten Flüssigkeit ergibt sich der Vorteil, dass die am unteren Ende des Wärmeübertragers benötigte Kälteleistung reduziert wird. Diese Kälteleistung ist als begrenzend für den Prozess anzusehen, da bei einer Temperatur von 64 K der Dampfdruck des Stickstoffs sehr gering ist und somit die Kälte fast ausschließlich durch das in der Turbine entspannte Gas bereitgestellt werden muss. Eine Anhebung der Turbinenaustrittstemperatur, welche einen exergetischen Vorteil bezüglich der Turbinenentspannung erlauben würde, ergibt sich jedoch mit der hier beschriebenen Maßnahme nicht.

Abhängigkeit des exergetischen Wirkungsgrads von der Phasentrennertemperatur

In Abbildung 4.6 ist der Verlauf des exergetischen Wirkungsgrades der Anlage über der Temperatur der Phasentrennung dargestellt. Es ergibt sich ein Optimum bei einer Temperatur der Abtrennung von 72,8 K. Der Verlauf ist ungewöhnlich für verfahrenstechnische Optimierungen. Üblicherweise wäre ein konvexer Kurvenverlauf, ohne ausgeprägte Bereiche, wie bei den vorangegangen Optimierungen der Drucklagen und des Druckverhältnisses, zu erwarten.

Bevor auf die besonderen Punkte in der Kurve eingegangen wird, sind die bei einer Erhöhung der Temperatur des Phasentrenners auftretenden Effekte zu klären.

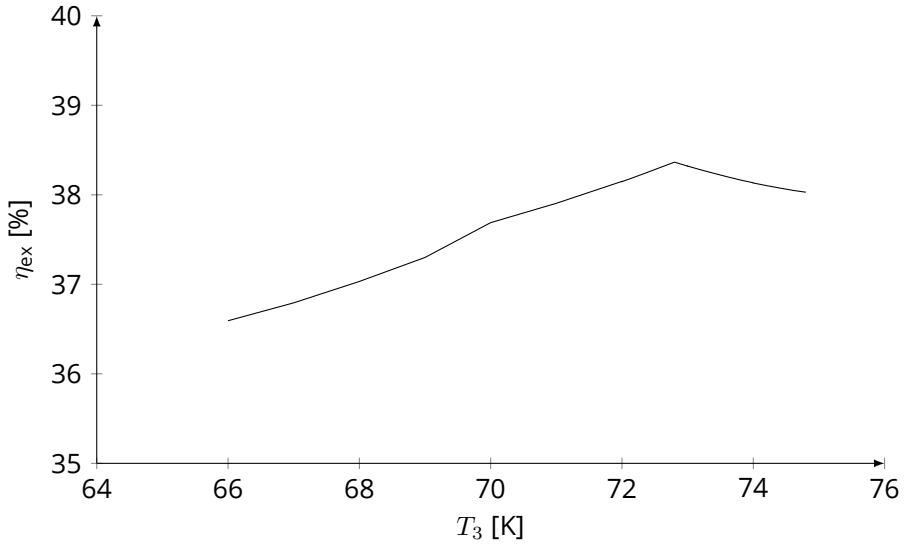

Abbildung 4.6.: Exergetischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Abscheidertemperatur für eine dreistufige Kompression mit einem Stufenenergieumsatz von 75 kJ kg^{-1} K

Im Kondensator und Verdampfer sinkt die zu übertragende Wärmeleistung durch die geringere Überschneidung der Verdampfung und Kondensation sowie die verminderte Aufwärmung und Abkühlung der Flüssigkeit. Sobald es keine Überschneidung mehr gibt, entfallen diese Verluste gänzlich.

Bei dem ursprünglichen Kreislaufkonzept wurde die Turbinenexpansion zum Auskondensieren genutzt. Mit steigender Phasentrennertemperatur wird die Kälteleistung zunehmend von dem Turbinenstrom bereitgestellt. Gleichzeitig kann weniger Stickstoff auskondensiert werden, so dass der Anteil an Stickstoff in der Turbine zunimmt. Somit kann der Effekt der Kältetransformation weniger stark genutzt werden, die Turbineneintrittstemperatur sinkt entsprechend ab und der Neonmassenstrom steigt an. Der Kreislauf geht schließlich in einen Braytonkreislauf über.

Durch diese beiden Effekte lässt sich zeigen, warum es einen Optimalwert gibt, jedoch noch nicht, warum dieser so deutlich ausgeprägt ist. Dafür ist eine Betrachtung der Temperaturprofile in den Wärmeübertragern notwendig. Die entsprechenden Profile des optimalen Kreislaufs sind in Abbildung 4.7 dargestellt.

Die Last kann durch die Verdampfung weitestgehend angenähert werden. Durch das Ende der Kondensation bei höheren Temperaturen ergibt sich ein Sprung auf der warmen Seite. Dieser wird durch die geringere Wärmekapazität des Gases auf der Niederdruckseite nach dem Ende der Verdampfung geschlossen. Im weiteren Verlauf entsprechen die Temperaturprofile dem ursprünglichen Kreislauf.

Es ergeben sich zwei Punkte mit der minimalen Temperaturdifferenz von 1 K, zum einen beim Eintritt der Last, zum anderen beim Kondensationsbeginn. Die Wahl der minimalen Tempe-

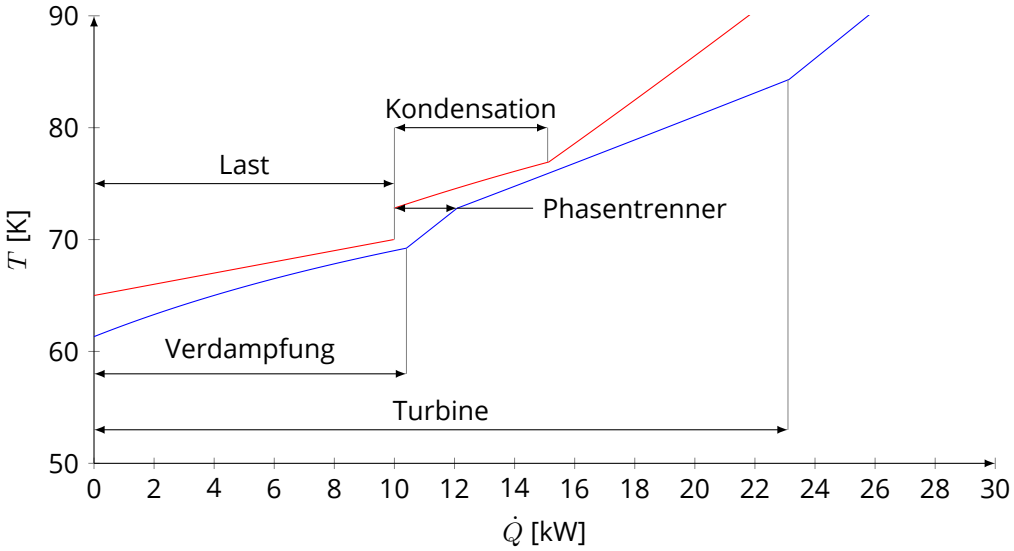

Abbildung 4.7.: Wärmeübertragerkurven des berechneten Kreislaufs im Temperaturbereich 60 K bis 100 K

raturdifferenz als Kriterium für die Realisierbarkeit der Wärmeübertrager ist noch kein Maß für die absolute Größe der Wärmeübertrager. In Abbildung 4.8 ist neben der Berechnung mit der minimalen Temperaturdifferenz diejenige dargestellt, die sich ergibt, wenn für die inneren Wärmeübertrager eine gesamte NTU von 50 gewählt wird. Dies entspricht dem Wert, der sich bei dem optimalen Kreislauf mit einer minimalen Temperaturdifferenz von 1 K ergibt. Es zeigt sich, dass zum einen die Wirkungsgrade im Allgemeinen höher liegen, zum anderen ergibt sich ein plateauartiger Verlauf des exergetischen Wirkungsgrads über der Phasentrennertemperatur und somit auch ein breiterer Bereich des Optimums.

Optimaler Kreislauf

Im Weiteren wird der Kreislauf mit einer Phasentrennertemperatur von 72,8 K bei Annahme einer minimalen Temperaturdifferenz von 1 K betrachtet.

Durch den Wegfall der Überschneidung von Kondensation und Verdampfung ergibt sich eine Vereinfachung der Gestaltung des Wärmeübertragers, da nunmehr im kältesten Abschnitt nur noch zwei statt vier Kanäle benötigt werden. Die in den inneren Wärmeübertragern übertragene Leistung reduziert sich von 129 auf 114 kW. Der Kreislauf ist in Abbildung 4.9 dargestellt.

Beim Betrieb der Anlage ergibt sich die Herausforderung, dass zum einen der Verdampfer nicht austrocknen darf, zum anderen muss verhindert werden, dass eine übermäßige Flüssigkeitsmenge in die Niederdruckseite des Kondensators gerät. Diese Regelung ist analog zu derjenigen der Direktverdampfer in der Kältetechnik, bei der meist thermostatische oder

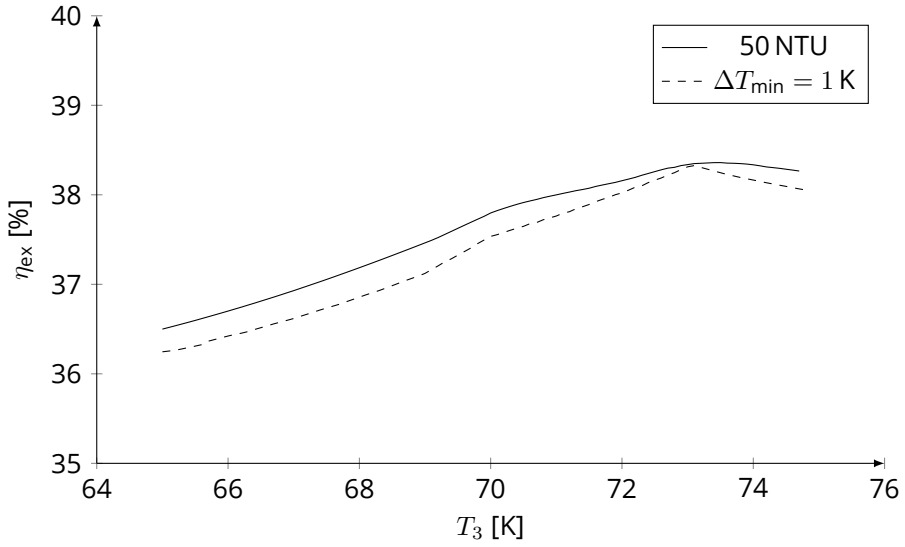

Abbildung 4.8.: Exergetischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Abscheidertemperatur bei Berechnung mit einer minimalen Temperaturdifferenz von 1 K beziehungsweise 50 NTU

elektrische Expansionsventile eingesetzt werden. Als Regelgröße für den Durchfluss an flüssigem Stickstoff dient die Temperatur in der Verbindungstrecke zwischen dem Verdampferaustritt und dem Kondensatoreintritt (Punkt 6 in Abbildung 4.9).

Mit dem Wegfall des Durchströmens des Verdampferteils entfallen die zugehörigen Druckverluste im Hochdruckteil. Dies wurde in der Kreislaufsimulation noch nicht berücksichtigt. Dadurch werden die tatsächlichen exergetischen Wirkungsgrade über den berechneten Werten liegen.

Infolge der Erhöhung der Abscheidertemperatur reduziert sich der abgetrennte Anteil an Stickstoff. In dem Turbinenstrom verbleiben 4,5 mol-% von initial 7 mol-%. Die Realisierbarkeit dieser Prozessvariante hängt daher davon ab, wie hoch der maximal zulässige Flüssigkeitsanteil am Austritt die Turbine ohne Beeinträchtigung von Lebensdauer und Funktion ist. Die Auswirkungen auf die Turbine werden im Detail in Abschnitt 5.3 diskutiert. Für den Fall, dass der Gehalt an Stickstoff Gas zu hoch ist, kann auf den im nächsten Abschnitt beschriebenen Kreislauf mit Zwischenabscheidung zurückgegriffen werden.

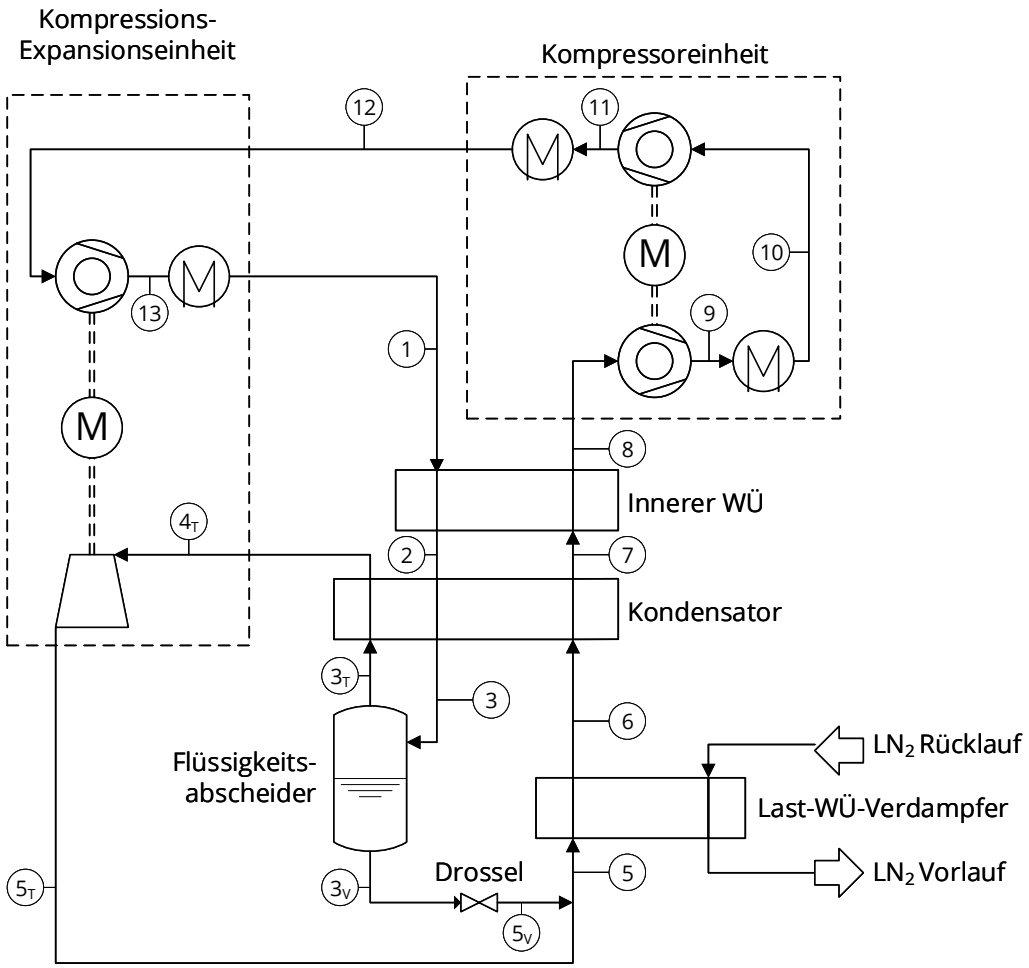

Abbildung 4.9.: Kreislauf mit Flüssigkeitsabscheider zwischen dem oberen und unteren Abschnitt des Verdampfer/Kondensators

4.3.2. Zwischenabscheidung

Für diese Betrachtung wird von dem Grundkreislauf ohne Anhebung der Temperatur der Phasentrennung ausgegangen. Wie im vorhergehenden Abschnitt beschrieben, müssen die Kanäle des Verdampfers/Kondensators aufgeteilt werden. Daher bietet es sich an, an dieser Stelle einen ersten Abscheider einzusetzen. Der entsprechende Kreislauf ist in Abbildung 4.10 dargestellt.

Vorteil dieser Anlagenschaltung ist, dass die auskondensierte Flüssigkeit nicht unterkühlt und wieder aufgewärmt werden muss. Somit sinkt zum einen die zu übertragende Wärme in dem Wärmeübertrager, zum anderen ist der Wärmedurchgangswiderstand durch die Flüssigkeitsschicht infolge der geringeren Schichtdicken vermindert.

Da bei einer bestimmten Temperatur im Hochdruck mehr Gas auskondensiert als im Nie-

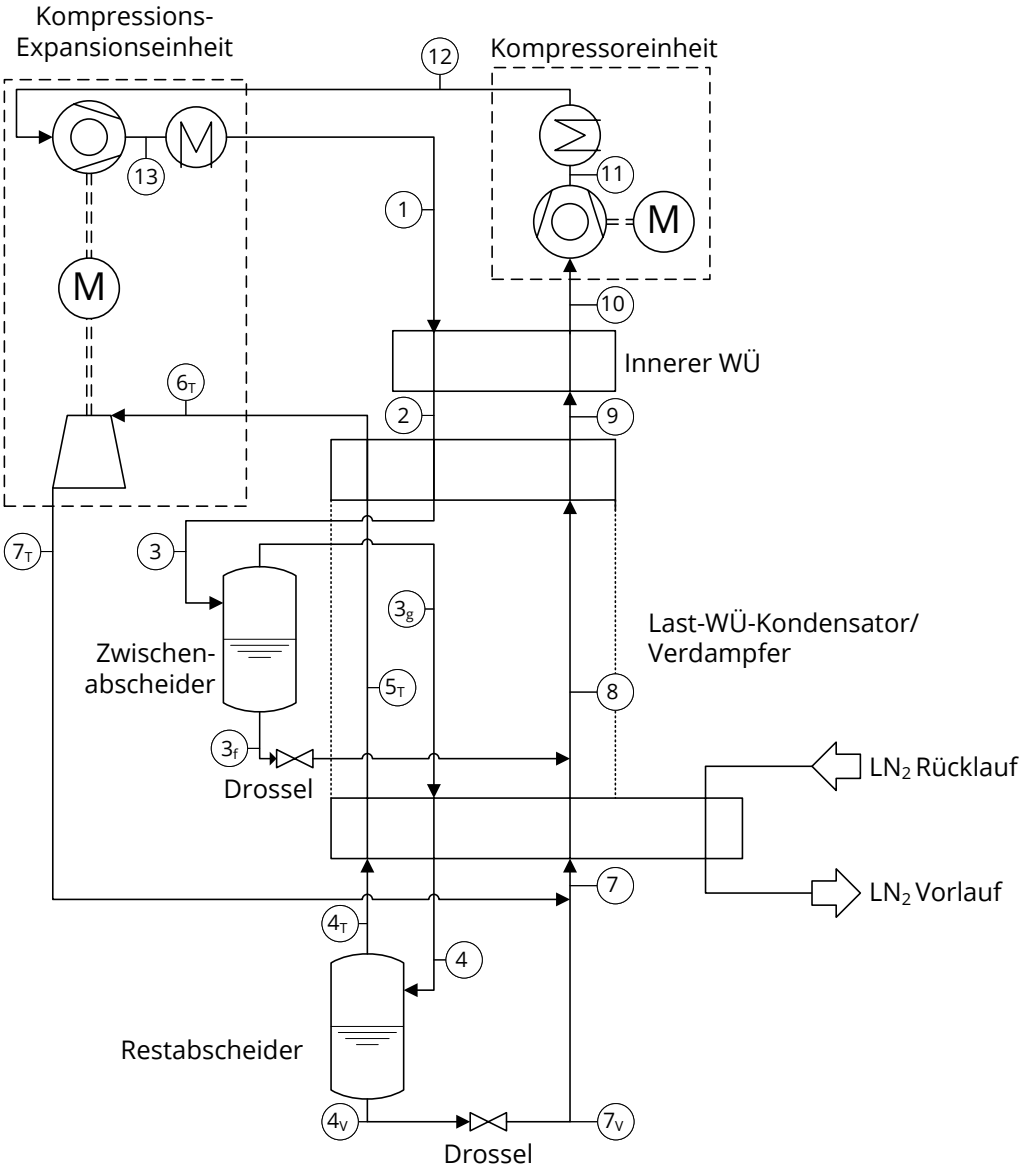

Abbildung 4.10.: Kreislauf mit Zwischenabscheidung des auskondensierten Gases

derdruck bei der gleichen Temperatur vorliegt, muss ein Teil der im Zwischenabscheider abgetrennten Flüssigkeit auf einem niedrigeren Temperaturniveau in den Verdampferteil eingebracht werden, um zu verhindern, dass es zu einem Abschnitt ohne Flüssigkeit in dem Verdampfer kommt. Dafür sind mehrere Ansätze denkbar. Der Erste wäre, eine nur teilweise Abscheidung durchzuführen. Unvermeidlich wird immer ein gewisser Teil der Flüssigkeit mit dem Gasstrom mitgetragen. Diese Menge ist allerdings bei einem angenommenen Abscheidegrad von 98 % nicht ausreichend. Daher müsste an dieser Stelle ein bewusst fehldimensionierter Abscheider eingesetzt werden. Es ergeben sich jedoch folgende Problemstellungen bei diesem Ansatz: Zum einen müsste aufgrund der Unsicherheiten bei der Auslegung ein größerer Anteil der Flüssigkeit als benötigt mit der Gasphase mitgeschleppt werden; zum anderen müsste diese Flüssigkeit gleichmäßig über die Hochdruckkanäle verteilt werden, um eine Fehlverteilung im Wärmeübertrager zu vermeiden. Eine solche Verteilung wird üblicherweise gerade durch eine vorherige Abtrennung und anschließendes Einsprühen der Flüssigkeit erreicht.

Nach dieser Vorgehensweise müsste anstelle eines unterdimensionierten Abscheiders der abgetrennte Flüssigkeitsstrom aufgespalten und in die Hochdruckkanäle eingesprüht werden.

Damit ergibt sich jedoch weiterhin das Problem der Belastung der Wärmeübertragerflächen mit der Flüssigkeit. Eine Führung in separaten Kanälen erscheint nicht sinnvoll, da diese aufgrund der geringen Volumenströme schwerlich in den Wärmeübertrager zu integrieren wären. Auch eine direkte Vermischung mit der Flüssigkeit des Restabscheiders erscheint nicht zielführend, da dadurch die Kälteleistung am kritischen kalten Ende reduziert würde. Als Lösung für diese Herausforderung soll in dieser Arbeit das Einbringen der abgetrennten Flüssigkeit auf mindestens zwei verschiedenen Temperaturniveaus in den Niederdruckstrom vorgeschlagen werden. Die erste Temperatur entspricht derjenigen Temperatur, bei der die im Restabscheider abgetrennte Flüssigkeit fast vollständig verdampft ist, um ein Austrocknen des Verdampfers zu verhindern. Das Temperaturniveau der zweiten Einspritzung wiederum ergibt sich aus einer Optimierung mit der Verteilung der Massenströme zwischen beiden Einspritzstellen.

Wird eine Zwischenabscheidung in einem Kreislauf mit einer Mischung aus Neon, Stickstoff und Sauerstoff verwendet, so unterscheidet sich die Zusammensetzung in dem Zwischenabscheider von derjenigen im Restabscheider dahingehend, dass im Ersteren eine höhere Sauerstoffkonzentration vorliegt.

Insgesamt ist die Anlagenschaltung nur mit einer erhöhten Abscheidertemperatur einfacher sowohl in der Konstruktion als auch in der Steuerung. Die Variante in diesem Abschnitt bietet sich an, falls der Restgehalt an Stickstoff nach der ersten Abscheidung zu hoch sein sollte. Des Weiteren dient diese Variante als Ausgangspunkt für die Betrachtungen in Kapitel 7, bei denen eine vollständige Abtrennung der höhersiedenden Komponente erforderlich wird.

5. Betrachtung der Komponenten

In den vorangegangen Kapiteln wurde eine erste Auslegung des Kreislaufs durchgeführt. Die dabei verwendeten Parameter wurden abgeschätzt beziehungsweise aus der Nachrechnung des Brayton-Kreislaufs ermittelt. In diesem Kapitel werden die wesentlichen Komponenten überschlägig ausgelegt, um eine genauere Berechnung des Systems und Aussagen zur Realisierbarkeit zu ermöglichen.

5.1. Phasentrenner

In der Kreislaufberechnung wurde der Phasentrenner als ideal bezüglich des Druckverlustes und der Abtrennleistung angenommen. Bei niedrigen Trennleistungen kann sich der Stickstoffanteil im Turbinenstrom erhöhen, infolge dessen dieser gegebenenfalls kondensieren oder resublimieren kann, mit entsprechend negativen Auswirkungen auf das Verhalten der Turbine. Darüber hinaus wird durch Druckverluste das Druckverhältnis über der Turbine und folglich der Wirkungsgrad des Kreislaufs vermindert. Schließlich ist auch die Größe des Phasentrenners so zu bestimmen, dass dieser realistisch in der Vakuumhülle der Anlage untergebracht werden kann.

5.1.1. Tropfenbildung

Für die Abschätzung der Abtrennleistung muss die Tropfengrößenverteilung bekannt sein [52]. Die Tropfengröße wird durch die Entstehung der Tropfen beeinflusst. Während bei der spontanen Kondensation mikroskopisch feine Tropfen entstehen, sind bei der mechanischen Entstehung durch Zerreißen einer kontinuierlichen Flüssigphase makroskopische Tropfen zu erwarten [53, S. 23f]. Mechanisch können im vorliegenden System kleinere Tropfengrößen durch das Zerstäuben beim Abtropfen aus den Rippen des Wärmeübertragers entstehen. Dadurch, dass auf die aktiven Rippen im Wärmeübertrager unmittelbar die Sammlerrippen folgen, haben die sich ablösenden Tropfen nur eine sehr geringe kinetische Energie. Es ist also davon auszugehen, dass hier nur grobe Tropfen entstehen.

Bei einer entsprechenden Ausführung der Verbindung zwischen dem Kondensator und dem Phasentrenner ist davon auszugehen, dass sich keine weiteren Tropfen durch das Abtropfen an den Übergängen bilden.

Weitere Entstehungsmechanismen ergeben sich aus der Zweiphasenströmung selbst, beispielsweise durch das Ablösen von Tropfen am Wellenkamm [54]. Diese wird durch die Strömungsform in der Zulaufstrecke beeinflusst, die daher näher betrachtet werden soll.

Im Allgemeinen wird eine ungestörte horizontale Einlaufstrecke vom zehnfachen Rohrdurchmesser empfohlen, auf der weder Rohrbögen noch andere Einbauten vorhanden sein sollen [54]. Um die Abmessungen der Vakuumhülle zu beschränken, ergibt sich also ein oberes Limit für den Durchmesser der Rohrleitung. Für die Betrachtung soll von einem Rohrdurchmesser von 50 mm ausgegangen werden, also einer Einlaufstrecke von 500 mm.

In Tabelle 5.1 sind diejenigen Ströme dargestellt, die sich bei einem idealen Phasentrenner ergeben würden. Diese entsprechen auch dem Eintrittszustand des realen Phasentrenners. Das Verhältnis des Flüssigkeits- zum Gasvolumenstrom ist mit ca. 320 sehr groß. Es ergeben sich Leerrohrgeschwindkeiten von 0,0095 m s^{-1} für die Flüssigphase und 3 m s^{-1} für die Gasphase. Auch wenn keine Strömungsformkarte für das System Neon/Stickstoff und die Druck- und Temperaturlagen existiert, lässt sich dennoch aus den vorhandenen Karten für das System Wasser/Luft [55, S. 28] abschätzen, dass es sich bei der Zuströmung um eine Schichtenströmung ohne Atomisierung handelt. Letztere beschreibt das Herauslösen einzelner kleiner Tropfen aus der Grenzfläche zwischen Gas und Flüssigkeit ohne größere Oberflächenwellen infolge einer Kelvin-Helmholtz-Instabilität [55, S. 91]. Somit lässt sich zumindest die qualitative Aussage treffen, dass durch die Strömung im Zulauf des Phasentrenners keine weiteren feinen Tropfen zu erwarten sind.

Tabelle 5.1.: Massen- und Volumenströme sowie Zusammensetzungen im idealen Phasentrenners

		Einlass	Gasphase	Flüssigphase
$\dot{V}$	m^3 h^{-1}	21,45	21,38	0,0673
$\dot{m}$	kg s^{-1}	0,4329	0,4173	0,0157
x_{Ne}	mol-%	92,99	95,43	5,48
$x_{\mathrm{N_2}}$	mol-%	7,01	4,57	94,52

Spontane Kondensation wird durch Temperatur- oder Druckänderungen hervorgerufen [54]. Da nach dem in Abschnitt 5.4 entwickelten Modell der Flüssigkeitsfilm kälter als die Gasphase ist, würde eine Kondensation eher an diesem zu erwarten sein als die spontane Bildung feiner Tropfen in der Gasphase.

Auf Grundlage dieser Betrachtungen kann davon ausgegangen werden, dass die beiden Phasen bereits gut getrennt den Phasentrenner erreichen und dass ein einfacher Abscheider ohne besondere Einbauten ausreichend ist.

5.1.2. Druckverlust

Es verbleibt die Frage nach dem Druckverlust der Gasphase, der durch den Phasentrenner verursacht wird. Dafür wird der Behälter als groß gegenüber der Rohrleitung angenommen. Bei einem scharfkantigem Ein- und Austritt ergibt sich [56, S. 199]:

$$\Delta p_{\text{ein}} = \rho_{\text{g}} \frac{u_{\text{g}}^2}{2} = 3{,}03\,\text{mbar} \tag{5.1}$$

$$\Delta p_{\text{aus}} = \rho_{\text{g}} \frac{u_{\text{g}}^2}{2} \left(\frac{1 - 0{,}58}{0{,}58} \right)^2 = 1{,}59\,\text{mbar} \tag{5.2}$$

Der Druckverlust ist somit vernachlässigbar, solange die Durchmesser der Zuleitungen nicht wesentlich verringert werden.

5.1.3. Flüssigkeitsreservoir

Neben der Aufgabe der Flüssigkeitsabtrennung wirkt der Phasentrenner auch als Ausgleichsbehälter für den Stickstoff. Die initiale Befüllung des Kreislaufs erfolgt mit einem Überschuss an dem kondensierbaren Gas, der im Sumpf des Phasentrenners gespeichert wird und somit die Regelung der Anlage ermöglicht. Auch aus diesem Grund darf der Phasentrenner nicht übermäßig groß werden, da anderenfalls ein sehr hoher Ruhedruck der Anlage resultieren würde.

Im einfachsten Fall kann der Phasentrenner als T-Stück mit horizontalem Zulauf und senkrechten Abläufen jeweils für die Gas- und Flüssigphase ausgeführt werden.

5.2. Verdichter

In diesem Abschnitt soll anhand dimensionsloser Kennzahlen nachgewiesen werden, dass sich die Verdichter der Anlage ebenso wie diejenigen des Vergleichsprozesses mit hohem Wirkungsgrad realisieren lassen. Unter der Vernachlässigung des Einflusses der Reynolds- und Machzahl lässt sich eine Turbomaschine durch zwei dimensionslose Kenngrößen beschreiben [57]. Durch die Vorgabe von zwei dimensionsbehafteten Parametern können die restlichen Größen der Maschine abgeschätzt werden. Für diese werden die bereits durch die Kreislaufauslegung festgelegten Volumenströme und Stufenenergieumsätze verwendet.

5.2.1. Günstige Parameterbereiche

Da die Kompressoren über einen Frequenzumrichter angetrieben werden, ist die Drehzahl nicht von vornherein festgelegt, sodass sich theoretisch die jeweils besten Parameter wählen lassen. Allerdings ergeben sich durch die Kopplung von Turbine und Verdichter beziehungsweise zweier Verdichterstufen Einschränkungen. Von Eckert und Schnell [58, S. 362] wird ein Bereich günstiger Kombinationen aus Durchflusszahl und Druckzahl angegeben. Dieser ist in Abbildung 5.1 reproduziert. Die Durchflusszahl ist dabei in Abweichung zur Quelle wie folgt definiert:

$$\phi = \frac{\dot{V}}{u_2 D_2^2} \tag{5.3}$$

Für die Druckzahl wird die Definition aus Abschnitt 2.5.1 verwendet.

Während von Eckert und Schnell sehr hohe Gütegrade in einem engen Bereich der Durchflusszahl von 0,05 bis 0,077 vorhergesagt werden, ergibt sich nach Dalbert et al. [59] ein flacheres Optimum im Bereich von $\phi =$ 0,065 bis 0,11. Zu beachten ist, dass sich die Untersuchungen von Dalbert et al. auf mehrstufige Verdichter beziehen. In dieser Betrachtung wird von überhängenden Impeller ausgegangen, sodass sich gegebenenfalls durch die geringeren Geschwindigkeiten am Eintritt des Impellers kleinere Verluste ergeben. Ebenfalls muss berücksichtigt werden, dass den Darstellungen von Eckert und Schnell sowie von Dalbert et al. jeweils ein bestimmtes Verlustmodell zugrunde liegt. Beispielsweise beinhaltet der Gütegrad von Eckert und Schnell nicht den volumetrischen Gütegrad, während dieser nach Dalbert et al. aufgrund der niedrigen Volumenströme bei kleinen Durchflusszahlen einen großen Einfluss auf den Stufengütegrad hat. Die tatsächlichen Gütegrade sind also nicht allein anhand dieser Darstellung zu ermitteln, als Tendenz sollen diese jedoch trotzdem verwendet werden. Dabei wird die Darstellung von Dalbert et al. als Bezug gewählt.

5.2.2. Überschlägige Auslegung

In der Kreislaufberechnung wurde ein Stufenenergieumsatz von 75 kJ kg^{-1} als Optimalwert bestimmt.

Zunächst wird von einer Druckzahl von 1,35 ausgegangen, wie in Abschnitt 2.5.1 für die Verdichter von Air Liquide abgeschätzt. Mit dieser ergibt sich eine Umfangsgeschwindigkeit von 333 m s^{-1}.

Der Massenstrom durch die einzelnen Stufen beträgt jeweils 0,433 kg s^{-1}. Es ergeben sich die in Tabelle 5.2 dargestellten Volumenströme am Eintritt der jeweiligen Verdichterstufen.

Da sich die beiden ersten Verdichterstufen auf einer Welle befinden ist ihre Drehzahl gleich. Mit der Annahme identischer Umfangsgeschwindigkeiten sind auch die Durchmesser gleich.

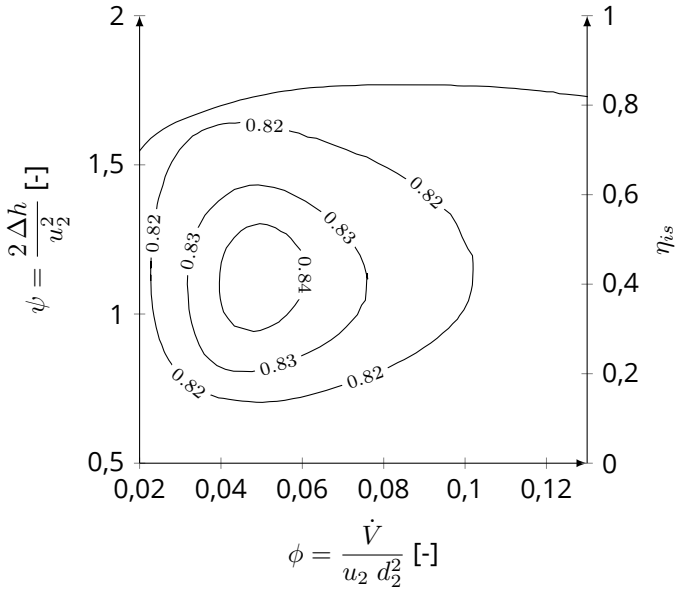

Abbildung 5.1.: Bereiche günstiger Druck- und Durchflusszahlen ψ und ϕ, nach Eckert und Schnell [58] (Muschelkurven), sowie Abhängigkeit des Gütegrades von der Druckzahl, nach Dalbert et al. [59] (obere Kurve)

Damit entspricht das Verhältnis der Durchflusszahlen demjenigen der Volumenströme am Eintritt in die jeweiligen Stufen. Es ergibt sich ein Wert von 1,57, somit lässt sich nach den beiden in Abbildung 5.1 dargestellten Modellen ein Gütegrad im Bereich von 84 % abschätzen.

Für die erste Auslegung wird die Durchflusszahl der ersten Verdichterstufe mit 0,107, diejenige der zweiten mit 0,068 angenommen, ausgehend von der Gütegradabhängigkeit nach Dalbert et al. Somit ergibt sich ein Durchmesser der Laufräder von 54,1 mm, die Drehzahl der Welle beträgt 117 600 rpm.

Mit höheren Stufenenergieumsätzen, die beispielsweise durch die Verwendung eines Gemischs mit Sauerstoff das Optimum darstellen könnten, würden sich größere Verhältnisse zwischen den Volumenströmen ergeben. In diesem Fall könnte die erste Stufe mit einem größeren Durchmesser ausgelegt werden. Aufgrund der Temperaturdifferenz am warmen Ende des inneren Wärmeübertragers und der daraus resultierenden geringeren Eintrittstemperatur in die erste Stufe würde ein leicht höherer Stufenergieumsatz gegenüber der anderen Stufen zu einem geringfügig erhöhten Kreislaufwirkungsgrad führen. Um die Darstellung

Tabelle 5.2.: Einlassdrücke und -volumenströme der Verdichterstufen

Stufe	p_{ein}[bar]	$\dot{V}_{\text{ein}}$[m^3 s^{-1}]
1	4,81	0,104
2	7,71	0,066
3	12,39	0,041

der Kreislaufsimulation auf die wesentlichen Faktoren zu beschränken, wurde diese Optimierungsmöglichkeit vernachlässigt.

Die Auslegung der mit der Turbine kombinierten Verdichterstufe erfolgt im nächsten Abschnitt.

In den letzten Jahren wurden von mehreren Herstellern kompakte Kompressoren in einem zunehmend höheren Leistungsbereich entwickelt, die für die Verdichtungsaufgabe geeignet sind. Daher kann es gegebenenfalls wirtschaftlich günstiger sein, abweichend zu den Betrachtungen hier, zwei einzelne Maschinen zu verwenden. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn eine kommerziell verfügbare, einstufige Maschine lediglich auf das Arbeitsmedium angepasst werden muss, sodass der Aufwand zur Entwicklung einer zweistufigen Maschine nicht gerechtfertigt wäre.

5.3. Turbine

Im Gegensatz zu den Anlagen von ALAT werden die Turbinen des in dieser Arbeit untersuchten Konzeptes mit einem Stoffgemisch betrieben, bei dem der enthaltene Stickstoff möglicherweise auskondensieren kann. Daher wird in diesem Abschnitt untersucht, wie sich die Kondensation auf die Entspannung in der Turbine auswirkt. Zunächst werden jedoch die Parameter der Turbinen-Verdichtereinheit bestimmt.

Durch die mechanische Kopplung der Turbine mit einer Kompressorstufe muss die Drehzahl der Turbine derjenigen des Kompressors entsprechen. Da der Stufenenergieumsatz der Turbine nur 23,6 $\mathrm{kJ\,kg^{-1}}$ beträgt, ist die Leistung des Verdichters um den Faktor 3,2 größer. Die Differenz wird durch einen auf der Welle befindlichen Motor ausgeglichen. Die Auslegung des Verdichters erfolgt analog zum obigen Vorgehen, wobei die Turbine auf optimale Parameter ausgelegt wird. Vereinfacht können die Verdichter für die Exergiebetrachtung als parallel geschaltet angenommen werden, während sich die Turbine in Reihe mit den Verdichtern befindet. Damit ist ersichtlich, dass bei der Auslegung dieser Einheit bevorzugt optimale Parameter der Turbine anzustreben sind.

5.3.1. Günstige Parameterbereiche

Von Chen und Baines [60] wurden die optimalen Parameter für radiale Turbinen untersucht, wobei diese Bereiche im Gegensatz zu denen der Verdichter auf der Auswertung von Messwerten realer Turbinen beruhen:

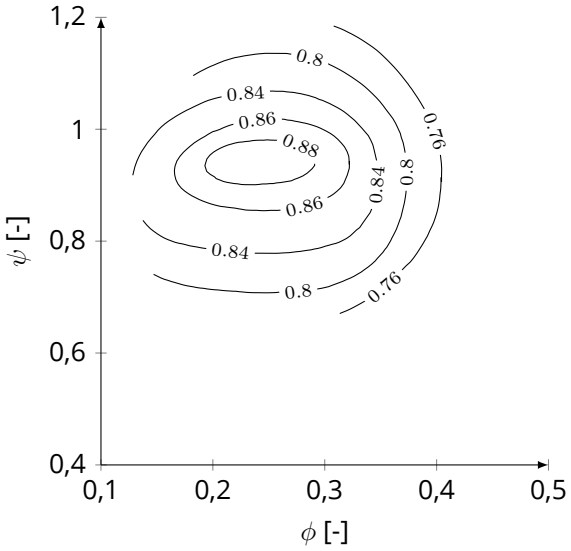

Abbildung 5.2.: Gütegrad in Abhängigkeit von Druck- und Durchflusszahl ψ und ϕ, nach Chen und Baines [60]

Als erster Parameter wird dabei die Druckzahl verwendet:

$$\psi = \frac{c_{\mathrm{u2}}}{u_2} \tag{5.4}$$

Wiederum unter der Annahme drallfreier Abströmung ergibt sich:

$$\psi = \frac{\Delta h}{u_2^2} \tag{5.5}$$

Optimale Werte liegen im Bereich von $\psi = 0{,}9..1$, für die Auslegung wird ein Wert von 0,95 gewählt. Damit ergibt sich eine Umfangsgeschwindigkeit von 155 m s^{-1}.

Der zweite Parameter ist die Durchflusszahl, welche sich in ihrer Definition von derjenigen des Verdichters unterscheidet:

$$\phi = \frac{c_{\mathrm{m3}}}{u_2} \tag{5.6}$$

Dabei ist c_{m3} die Meridionalgeschwindigkeit am Laufradaustritt, welche für eine drallfreie Abströmung der Absolutgeschwindigkeit entspricht. Die Notwendigkeit des Bezugs der Kennzahlen auf den Austritt wurde dabei von Baljé [57] dargestellt. Die Geschwindigkeit lässt sich aus dem Volumenstrom am Austritt ermitteln:

$$c_{m3} = \frac{\dot{V}_3}{A_3} = \frac{4\dot{V}_3}{\pi D_3^2} \tag{5.7}$$

Zu beachten ist, dass durch den nachgeschalteten Diffusor der Austrittszustand des Laufrads nicht dem Austrittszustand der Turbineneinheit entspricht. In der ersten Iteration wird der

Diffusor jedoch vernachlässigt.

Das Durchmesserverhältnis von Eintritt zu Austritt lässt sich unter Annahme eines Austrittswinkels bestimmen, für den ein Wert von 60° empfohlen wird [60]:

$$\varepsilon = \frac{D_2}{D_3} = -\phi \tan \beta_3 \tag{5.8}$$

Für die Durchflusszahl wird ein Wert von 0,25 gewählt. Es ergeben sich folgende Werte:

$$D_3 = 24{,}6\,\text{mm} \tag{5.9}$$

$$D_2 = 56{,}8\,\text{mm} \tag{5.10}$$

$$n = 874\,\text{Hz} \tag{5.11}$$

5.3.2. Kopplung der Turbine mit der ersten Verdichterstufe

Für den Verdichter ergibt sich ein Laufradaußendurchmesser von 121 mm, bei einer Durchflusszahl von 0,008. Diese geringe Durchflusszahl wird durch das hohe Druckverhältnis über der Turbine verursacht, das zu einem relativ hohen Volumenstrom am Turbinenaustritt führt. Infolge dessen ergibt sich für die Turbine eine geringe Drehzahl. Durch Annahme einer Durchflusszahl der Turbine von 0,3 lässt sich diejenige des Verdichters auf 0,014 steigern. Ein hoher Gütegrad von Turbine und Verdichter lässt sich jedoch nicht erreichen. Indem statt der dritten Verdichterstufe die erste mit der Turbine gekoppelt wird, wird eine bessere Übereinstimmung der Volumenströme erreicht. Es ergeben sich die in Tabelle 5.3 dargestellten Parameter.

Tabelle 5.3.: Parameter der Turbomaschinen bei Kopplung der ersten Verdichterstufe an die Turbine

Stufe		1	2	3	Turb.
d_2	[mm]	92,3	42,7	42,7	43,2
ϕ	[-]	0,039	0,109	0,068	0,3
n	[kHz]	0,874	2,480	2,480	0,874

Nachteilig an dieser Kreislaufmodifikation ist, dass die Druckdifferenz zwischen dem Austritt des Verdichters und dem Turbineneintritt größer ist. Somit ist eine aufwendige Abdichtung der Welle notwendig, um zu verhindern, dass kaltes Gas vom Turbinenteil zur Lagerung und zum Motorenteil gelangt.

Tabelle 5.4.: Parameter der Verdichter-Turbineneinheit bei verringerter Druckzahl der Turbine

		Verdichter	Turbine
d_2	[mm]	48,3	34,8
u_2	[m s^{-1}]	240	333
ϕ	[-]	0,039	0,3
ψ	[-]	1,35	0,4
n	[kHz]	2,2	

5.3.3. Erhöhung der Wellendrehzahl

Um hinreichend große Durchflusszahlen des Verdichterteils zu erhalten, muss die Wellendrehzahl angehoben werden. Da der Stufenenergieumsatz konstant ist, sinkt somit die Druckzahl der Turbine. Von Baines und Dubitsky [61] wurde ein diagonales Design der Turbine vorgeschlagen, welches es erlaubt, die radialendenden Schaufeln beizubehalten. Von Barr et al. [62] wurde ein Design mit einem um 25° rückwärtsgekrümmten Schaufeleintritt vorgeschlagen. Zumeist werden radiale Turbinen für maximale Energieumsätze ausgelegt, wodurch radiale Schaufelenden resultieren, welche eine Biegebelastung infolge der Zentrifugalbeschleunigung der Schaufeln vermeiden [60]. Da die Umfangsgeschwindigkeit der hier betrachteten Turbine vergleichsweise niedrig ist, sind auch bei leicht erhöhten Umfangsgeschwindigkeiten die Belastungen der Schaufeln gering. Um den Vorteil der annähernden Druckgleichheit auf den Rückseiten der Laufräder wieder zu erhalten, wird wiederum von einer Kopplung der Turbine mit der letzten Verdichterstufe ausgegangen. Eine Durchflusszahl des Verdichters von 0,053 lässt sich mit einer Turbinendruckzahl von 0,4 erreichen.

Die sich daraus ergebenden Parameter der Verdichter-Turbineneinheit sind in Tabelle 5.4 dargestellt.

5.3.4. Diffusor

Bisher wurde der Diffusor der Turbine vernachlässigt. In diesem wird die kinetische Energie des Gases am Austritt in Druckenergie umgewandelt. Aufgrund des niedrigeren Druckes am Turbinenaustritt im Vergleich zum Diffusoraustritt ist der thermodynamische Zustand an Ersterem zu korrigieren. Der Austrittsdurchmesser der Turbine d_3 beträgt 18 mm. Ausgehend von einer angenommenen Geschwindigkeit in der anschließenden Rohrleitung von 20 m s^{-1} und zunächst inkompressibler Strömung würde sich ein Austrittsdurchmesser des Diffusors von 34 mm ergeben. Von Aksel und Spurk [56, S. 296] werden für optimale Diffusoren für inkompressible Medien Wirkungsgrade von 85 % angegeben. Bohl und Elmendorf [63, S. 354] weisen darauf hin, dass mit steigender Machzahl der Diffusorwirkungsgrad abnimmt. Die Machzahl am Eintritt des Diffusors beträgt 0,36. Von Japikse [64, S. 341] wird ein Band an erreichbaren Diffusorwirkungsgraden angegeben, nach dem ein Wirkungsgrad von

80 % realistisch erscheint. Dieser Wert soll für die weiteren Betrachtungen verwendet werden. Da bereits der gesamte isentrope Gütegrad festgelegt wurde, ergibt sich nach dieser Betrachtung kein Einfluss auf die Kreislaufberechnung.

Der Diffusorwirkungsgrad wird von Bohl und Elmendorf definiert als:

$$\eta_{\text{diff}} = \frac{\Delta h_{\text{S}}}{\Delta h} \tag{5.12}$$

Die Enthalpieerhöhung entspricht dem Quadrat der Geschwindigkeitsänderung:

$$\Delta h = \frac{c_3^2 - c_4^2}{2} = 2{,}4\,\text{kJ kg}^{-1} \tag{5.13}$$

Im Vergleich zum Gesamtenergieumsatz der Stufe beträgt der Anteil damit rund 10 %. Durch die vorgeschlagene Verringerung der Druckzahl ergibt sich eine höhere Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrad. Da der Diffusorwirkungsgrad unter dem Gesamtgütegrad der Turbinenentspannung liegt, ist hierbei gegebenenfalls mit einem leicht verringerten Gesamtgütegrad zu rechnen.

5.3.5. Kondensation und Ausfrieren

Radiale Turbinen, bei denen die Strömung radial von außen eintritt, sind anfällig für das Auskondensieren oder -frieren von Gaskomponenten, da diese durch ihre höhere Dichte von der Zentrifugalkraft entgegen der Strömungsrichtung beschleunigt werden [65]. Daher ist in Abhängigkeit des Anteils an kondensierbarem Gas zu untersuchen, an welcher Stelle der Turbine ein Phasenübergang zu erwarten ist. Nach der Kreislaufberechnung ergibt sich am Austritt der Turbine ein molarer Flüssigkeitsanteil von 1,36 %. Aus dem Dampfturbinenbau ist bekannt, dass sich der Wasserdampf bei der Expansion zunächst nicht im thermischen Gleichgewicht befindet. Bei hohen Expansionsgeschwindigkeiten verhält sich das Arbeitsmedium wie ein reines Gas [53, S. 49]. Erst unterhalb des sogenannten Wilson-Punktes kommt es zur spontanen Kondensation, dieser liegt bei Dampfturbinen bei einem Massenanteil der Flüssigkeit von 2 % bis 4 % [53, S. 22]

Von Timmerhaus und Flynn [66, S. 262f] wird angegeben, dass eine Kondensation von mehr als 15 Massen-% bis 20 Massen-% des expandierten Gases vermieden werden soll, um eine Beschädigung des Laufrads zu vermeiden. Darüber hinaus würde selbst bei geeigneter Umgestaltung der Turbine ein starker Abfall des Gütegrads zu beobachten sein [66, S. 263].

Ausgehend von diesen Tatsachen lässt sich abschätzen, dass der Einfluss der Kondensation auf die Turbinenentspannung vernachlässigbar ist. Die in Abschnitt 5.4 beschriebene Anordnung der Wärmeübertrager ermöglicht es, den Eintritt des Wärmeübertragers direkt unterhalb des Austritts der Turbine zu platzieren. Somit werden entstehende Partikel direkt in den

Kreislauf zurückbefördert, ohne dass es zu einer Akkumulation in Rohrbögen oder anderen Einbauten kommt.

5.4. Wärmeübertrager

Die Wärmeübertrager haben über die in ihnen erreichten Temperaturannäherungen und die dafür unvermeidlichen Druckverluste einen großen Einfluss auf den Kreisprozess. Gleichzeitig bestimmen sie die Größe der Vakuumhülle und somit der Gesamtanlage. Die effiziente Verdampfung und Kondensation stellt eine wesentliche Herausforderung bei der Gestaltung der Wärmeübertrager da.

Es lässt sich zeigen, dass die Kreislaufgestaltung kompaktere Wärmeübertrager im Vergleich zu denen der Braytonkreisläufe erlaubt. Bei der Auslegung der Wärmeübertrager gibt es einen hohen Freiheitsgrad bezüglich der Rippengeometrie und Kanalabmessungen. Hier soll nur eine erste mögliche Ausführung vorgestellt werden, um die Realisierbarkeit des Systems nachzuweisen.

Für die Bauart kommen nur die bei der großskaligen Kälteerzeugung unterhalb von 110 K verwendeten Rippenplattenwärmeübertrager aus Aluminium infrage. Die Strömungsführung erfolgt dabei im Wesentlichen im Gegenstrom.

5.4.1. Innerer Wärmeübertrager

Dieser Wärmeübertrager weist sowohl die höchste übertragene Wärmeleistung von 92 kW als auch eine Temperaturspanne von mehr als 200 K auf. Um kleine Temperaturdifferenzen zwischen dem Hoch- und Niederdruckstrom zu erreichen, wird dieser Wärmeübertrager eine große Länge aufweisen und somit die Abmessungen der Vakuumhülle bestimmen. Einhergehend mit der Länge ist ein relativ hoher Druckverlust. Um den Einfluss dieses Wärmeübertragers auf den Kreisprozess bestimmen zu können, wird dieser numerisch simuliert.

Überschlägige Auslegung

Aus der Kreislaufberechnung ergibt sich für diesen Wärmeübertrager ein NTU-Wert von 34,3. Ausgehend von dem überschlägigen Wert von 0,1 m/NTU ergibt sich also eine Länge von ungefähr 3,43 m für den aktiven Teil des Wärmeübertragers. Dieser Wert liegt deutlich unter demjenigen des Vergleichskreislaufs, welcher mit 6 m abgeschätzt wurde. Der deutlich geringere NTU-Wert und damit die verringerte Länge ergibt sich aufgrund der Aufspreizung der Wärmeübertragerkurven, wie in Abbildung 5.4 gezeigt wird. Diese ergibt sich aus dem Realgaseinfluss des Stickstoffs, genauer aus der höheren Wärmekapazität des Stickstoffs im

Hochdruck. Durch die hohe Turbineneintrittstemperatur wird diese Temperaturdifferenz auf einem relativ hohen Temperaturniveau abgefangen, die exergetischen Verluste lassen sich somit begrenzen.

Aufbau

Der innere Wärmeübertrager besteht aus zwei gasführenden Kanälen. Demzufolge gestaltet sich die Anordnung der Kanäle als Abfolge von Hochdruck- und Niederdruckkanälen. Um die Druckverluste im Niederdruck zu begrenzen, werden für diese eine Kanalhöhe von 8,3 mm vorgesehen und für die Hochdruckkanäle 5,6 mm.

Versetzte Rippen erlauben für ein gegebenes Volumen die höchsten Wärmeübergänge und werden daher für den inneren Wärmeübertrager angenommen [25, S. 3.15]. Ausgehend von den typischen Rippendimensionen [25, S. 3.18] wird eine Rippendicke von 0,2 mm ausgewählt. Als Rippendichte wird von 709 Rippen pro Meter ausgegangen. Theoretisch stehen noch feinere Abmessung bis zu 787 Rippen pro Meter zur Verfügung, jedoch ist die Fertigung kleinerer Rippen aufwendiger, sodass hier der gröbere Wert angenommen werden soll. Für die Länge der einzelnen Rippen wird ein Wert von 4 mm angenommen.

Die Breite der Wärmeübertrager wird zu 0,5 m und die Anzahl der Kanäle jeweils zu 10 angenommen. Bei einer Trennblechdicke von 1,2 mm ergibt sich somit eine Höhe des Wärmeübertragers von 163 mm.

Einphasiger Wärmeübergang und Druckverlust

Für die Wärmeübergänge und Druckverluste in Kanälen mit versetzten Rippen werden von Manglik und Bergles Korrelationen in Abhängigkeit einiger geometrischer Parameter sowie der Reynolds-Zahl angegeben [67]. Die Abmessungen der Rippen werden folgendermaßen

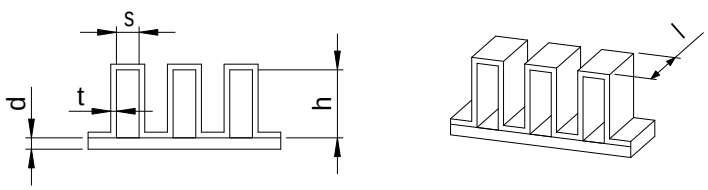

Abbildung 5.3.: Geometriedefinition nach Manglik und Bergles [67]

entdimensionalisiert:

$$\alpha = \frac{s}{h} \tag{5.14}$$

$$\gamma = \frac{t}{s} \tag{5.15}$$

$$\delta = \frac{t}{l} \tag{5.16}$$

Für die Reynolds-Zahl wird folgende charakteristische Länge verwendet:

$$d_h = \frac{4shl}{2\left(sl + hl + th\right) + ts} \tag{5.17}$$

Der Wärmeübergang wird mit dem Colburn-Faktor beschrieben:

$$j = 0,6522 Re_{\mathsf{h}}^{-0,5403} \alpha^{-0,1541} \delta^{0,1499} \gamma^{0,0678} \left(1 + 5,269 \cdot 10^{-5} Re_{\mathsf{h}}^{1,340} \alpha^{0,504} \delta^{0,456} \gamma^{-1,055}\right)^{0,1} \tag{5.18}$$

Damit ergibt sich der Wärmeübergangskoeffizient zu [25, S. 3.12]:

$$\alpha = \frac{jGc_{\mathsf{p}}}{Pr^{2/3}} \tag{5.19}$$

Die Korrelation für den Fanning-Reibungsbeiwert [1] lautet:

$$f = 9,6243 Re^{-0,7422} \alpha^{-0,1856} \delta^{0,3053} \gamma^{0,2659} \left(1 + 7,6669 \cdot 10^{-8} Re^{4,429} \alpha^{0,92} \delta^{3,767} \gamma^{0,236}\right)^{0,1} \tag{5.20}$$

Der Druckverlust errechnet sich folgendermaßen [25, S. 3.34]:

$$\Delta p = 4f \frac{l}{d_{\mathsf{h}}} \frac{G^2}{2\rho} \tag{5.21}$$

Von Manglik und Bergles wird angegeben, dass der weitaus überwiegende Anteil der gemessenen Werte in einem Band von ± 20 % der experimentellen Werte liegt.

5.4.2. Numerisches Modell

Neben der starken Änderung der thermodynamischen Eigenschaften über die Länge des inneren Wärmeübertragers hat bei diesem auch die Längswärmeleitung in den Trennplatten zwischen den Kanälen einen Einfluss. Um diese Effekte abbilden zu können, wird ein numerisches Modell entwickelt. Die Grundlage dafür bildet das Finite-Differenzen-Modell von Nellis [68]. Nach dieser Quelle werden sowohl die einzelnen Ströme als auch die Trennwände in

[1] In der deutschsprachigen Literatur wird zumeist der Darcy-Reibungsbeiwert verwendet, der betragsmäßig viermal so groß ist wie der Fanning-Reibungsbeiwert

einzelne Zellen unterteilt. Für beide Zellenarten werden die Wärmebilanzen aufgestellt. Diese Gleichungen werden dann mittels einer gewichteten Relaxationsmethode gelöst.

Während die Energieströme in der Quelle mit der Wärmekapazität gerechnet werden, wird das Modell in dieser Arbeit auf die Enthalpie geändert, sodass sich folgende Energiebilanzen für die Fluidzellen ergeben:

$$0 = \dot{m}\left(h_{i-1} - h_i\right) - [UA]\left(\frac{T_i + T_{i-1}}{2} - T_{m,i}\right) \tag{5.22}$$

Der erste Summand stellt die Energieänderung des Fluids dar, der letzte den Wärmeübergang von dem Fluid an die Wand. Dieser wird durch den UA-Wert dargestellt und setzt sich aus dem direkten Wärmeübergang an die primäre Fläche, also den Trennblechen, sowie aus dem indirekten Wärmeübergang an die Rippen. Bei den Rippen ist der Rippenwirkungsgrad zu berücksichtigen.

Auf die Länge des Wärmeübertragers bezogen ergibt sich:

$$\frac{UA}{L} = \alpha A_{\text{prim}} + A_{\text{r,q}} \lambda m \tanh\left(mh\right) \tag{5.23}$$

Die Wärmeübergangszahlen werden für versetzte Rippen mithilfe der in Abschnitt 5.4.1 beschriebenen Werte berechnet. Die primäre Wärmeübertragungsfläche A_{prim} ergibt sich aus der Fläche der Trennplatte abzüglich der Querschnittsfläche der Rippen $A_{\text{r,q}}$. Die Wärmeleitfähigkeit der Rippen ist temperaturabhängig, für ihre Berechnung wird eine Korrelation verwendet [69], unter Annahme von Aluminium 3003 als Werkstoff [25, S. 4.1].

Der Rippenparameter m ergibt sich aus der Rippentheorie für eine Rippe mit dünnem Querschnitt zu (beispielsweise nach [70, S. 39ff]):

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda t}} \tag{5.24}$$

Für die Rippenhöhe ist die halbe Kanalhöhe anzusetzen, da sich jeweils ein Hoch- und Niederdruckkanal abwechseln. Es wird also jeweils eine Spiegelsymmetrie in der Mitte des Hoch- und Niederdruckkanals angenommen. Teilweise werden Wärmeübertrager mit gedoppelten Niederdruckkanälen ausgeführt. In diesem Fall ist die volle Kanalhöhe anzusetzen. Für den Fall, dass ein Kanal Wärme an zwei verschiedene andere Kanäle überträgt ist, muss die Aufteilung gesondert berechnet werden. Die entsprechende Berechnung wird im Anhang in Anhang A beschrieben.

Für ein Wandelement ergibt sich folgende Energiebilanz:

$$\begin{aligned} 0 = \frac{\lambda A_\mathsf{c}}{L_{\mathsf{i}-1}} \left(T_{\mathsf{m,i}-1} - T_{\mathsf{m,i}}\right) - \frac{\lambda A_\mathsf{c}}{L_{\mathsf{i}+1}} \left(T_{\mathsf{m,i}} - T_{\mathsf{m,i}+1}\right) \\ + [UA]_\mathsf{A} \left(\frac{T_{\mathsf{A,i}} + T_{\mathsf{A,i}-1}}{2} - T_{\mathsf{m,i}}\right) + [UA]_\mathsf{B} \left(\frac{T_{\mathsf{B,i}} + T_{\mathsf{B,i}-1}}{2} - T_{\mathsf{m,i}}\right) \end{aligned} \tag{5.25}$$

Mit den ersten beiden Summanden wird die Längswärmeleitung berücksichtigt. Für die Wärmeleitfähigkeit der Trennplatten wird dieselbe Korrelation wie für die Rippen verwendet.

Die letzten beiden Summanden stellen die Wärmübergänge an die angrenzenden Fluidströme dar. Die Indizes A und B bezeichnen dabei jeweils einen der angrenzenden Fluidströme.

Aus diesen Gleichungen ergibt sich ein Gleichungssystem mit den Temperaturen der Wand- und Fluidelemente als Variablen. Aufgrund der Formulierung über die Enthalpie ist das System nicht-linear. Allerdings ist die Enthalpie annähernd linear von der Temperatur abhängig, sodass sich als Lösungsverfahren das ursprünglich für lineare Gleichungssysteme entwickelte Gauß-Seidel-Verfahren verwenden lässt.

Bei diesem Verfahren wird jeweils eine Gleichung des Gleichungssystems als Bestimmungsgleichung für den nächsten Wert einer Variablen verwendet, die anderen Variablen werden konstant gehalten [71, S. 278]. Nach dem Verfahren wird die entsprechende Gleichung nach der Variablen aufgelöst. Da durch die Enthalpie keine explizite Formulierung angegeben werden kann, werden die einzelnen Gleichungen jeweils in der oben dargestellten Form gelöst. Als Lösungsalgorithmus dafür wird das Newton-Verfahren verwendet. Zur Beschleunigung der Konvergenz werden die Änderungen der Temperaturen jeweils mit einem Faktor größer 1 multipliziert. Bis zu einem Faktor von 1,2 laufen die Simulationen stabil.

Nach der Berechnung der neuen Temperaturen werden die Druckverluste und damit die Drücke aller Zellen entlang der Strömungsrichtung berechnet. Anschließend wird die Berechnung der Temperaturen erneut durchgeführt bis die Werte konvergieren.

Thermo-hydraulische Auslegung

Der Eintrittszustand des Hochdruckstroms ist bereits aus der Kreislaufberechnung mit 293,15 K und 20 bar gegeben.

Die drei Wärmeübertrager wurden in der Kreisprozessberechnung als ein gesamter Wärmeübertrager berechnet. Daher ist der Eintrittszustand des Niederdruckstroms in den Gas-Gas-Wärmeübertrager zunächst unbekannt. Bekannt ist jedoch die Turbineneintrittstemperatur, also die Austrittstemperatur des Turbinenstroms aus dem Kondensator. Sofern der Kondensator richtig gestaltet ist, sollte die Austrittstemperatur des Niederdruckstroms aus dem Kondensator, welche identisch mit der Eintrittstemperatur in den inneren Wärmeübertrager ist,

dieser entsprechen. Mit den angenommenen Druckverlusten ergäbe sich an dieser Stelle ein Druck von 5,1 bar.

Der Wärmeübertrager ist somit vollständig definiert. Die sich aus der numerischen Berechnung ergebenden Werte sind in Abbildung 5.4 dargestellt.

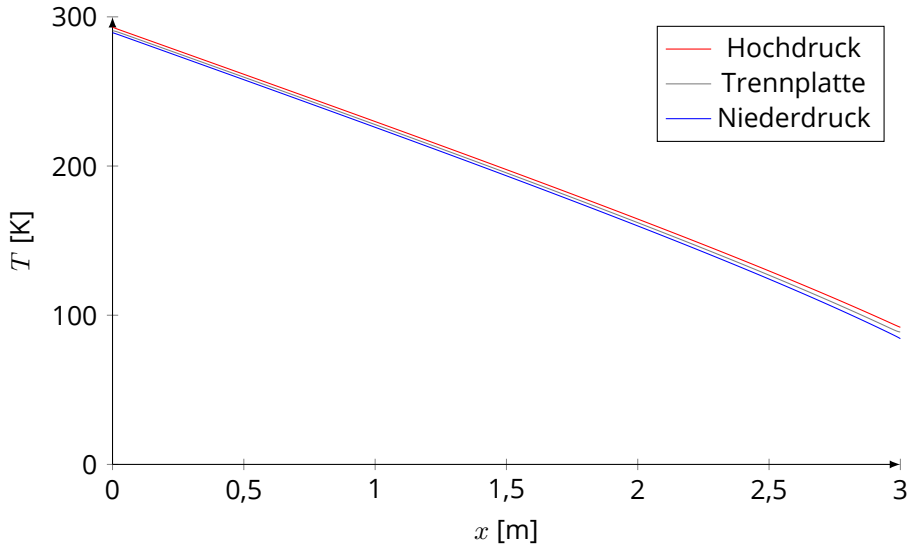

Abbildung 5.4.: Berechnete Temperaturprofile im inneren Gas-Gaswärmeübertrager über die Länge des Wärmeübertragers

Die Austrittstemperaturen der Hoch- und Niederdruckseite betragen 91,9 K beziehungsweise 289,4. Die Temperaturdifferenz am warmen Ende ist nicht, wie in der Kreislaufberechnung angenommen, 5 K sondern lediglich 3,8 K. Der NTU-Wert des Wärmeübertragers ergibt sich zu 46,1. Die NTU pro Meter sind somit um die Hälfte gegenüber dem in Abschnitt 2.5.1 abgeschätzten Wert erhöht.

In der numerischen Simulation wurde der Druckverlust im Hochdruck zu 41,6 mbar und im Niederdruck zu 78,9 mbar berechnet. Die Druckverluste in den Verteilern und Sammlern werden überschlägig mit zusätzlichen 25 % dieser Werte angenommen, sodass sich für den Hochdruck ein Druckverlust von circa 50 mbar und den Niederdruck von 100 mbar ergibt. Diese Werte sind sehr viel geringer als diejenigen, die in der Kreisprozessberechnung verwendet wurden. Diese wurden aus der Rückrechnung des Brayton-Kreislaufs gewonnen.

5.4.3. Kondensator

Im Unterschied zu den anderen beiden Wärmeübertragern weist der Kondensator drei verschiedene Ströme auf: Den teilweise kondensierenden Hochdruckstrom, den Hochdruckstrom zur Turbine sowie den Niederdruckstrom. Nach der vereinfachten Berechnung des

Wärmeübertragers in der Kreislaufsimulation benötigt dieser eine NTU von 7,6. Somit sollte er sich wesentlich kompakter als der Gas-Gas-Wärmeübertrager gestalten lassen. Daher soll dieser nicht vollständig simuliert werden, sondern nur nachgewiesen werden, dass die Wärmeübergänge im Vergleich zum Gas-Gas-Wärmeübertrager nicht wesentlich verschlechtert werden.

Während sich bei den anderen beiden Wärmeübertragern die kleinste Temperaturdifferenz jeweils an ihrem warmen Ende befindet, tritt diese beim Kondensator beim Kondensationsbeginn innerhalb der aktiven Länge auf.

Aufbau

In der Darstellung in Abbildung 4.9 wird der Hochdruckturbinenstrom *3T* direkt am kalten Ende dem Wärmeübertrager wieder zugeführt. Somit gibt es an dieser Stelle keine treibende Temperaturdifferenz zwischen den Strömen. Es werden also unnötige Druckverluste erzeugt. Um diese zu vermeiden, kann der Hochdruckturbinenstrom innerhalb des Wärmeübertragers in einem Abschnitt zugeführt werden, bei dem die Temperatur des Hochdruckstroms höher ist. Für die Kreislaufberechnung wurde dabei der Abschnitt angenommen, bei dem die Temperatur des Niederdruckstroms derjenigen des Hochdruckturbinenstroms entspricht. Für die erste Berechnung soll dies beibehalten werden.

Strömungsform

Aufgrund der höheren Dichte der Flüssigkeit hat die Ausrichtung relativ zur Schwerkraft einen großen Einfluss auf die Strömungsform einer Zweiphasenströmung. Auch in Hinsicht auf die benötigte Grundfläche sollen in dieser Arbeit nur stehende Wärmeübertrager in Betracht gezogen werden. Durch die Aufteilung von Kondensator und Verdampfer auf zwei Einheiten ist es möglich, die Ausrichtung jeweils frei zu wählen. Durch die höhere Dichte der Flüssigkeit ergibt sich bei freier Kondensation eine fallende Strömung, bei freier Verdampfung hingegen eine aufsteigende Strömung. Für den Kondensator soll diese Strömungsrichtung beibehalten werden. Somit kann die auskondensierende Flüssigkeit nach unten abgeführt werden. Durch die Gasströmung wird sie zusätzlich beschleunigt.

Bei der Kondensation ist aufgrund der Wärmeabfuhr durch die Rippen und Trennwände davon auszugehen, dass keine Nebelkondensation stattfindet, sondern eine Filmkondensation zu erwarten ist. Somit ist zunächst sowohl im Verdampfer als auch im Kondensator eine Filmströmung zu erwarten. Es ist zu klären, ob diese gegebenenfalls in eine Propfenströmung übergehen könnte. Zu beachten ist, dass es sich bei der Filmströmung trotz der ähnlichen Erscheinungsform nicht um eine annulare Strömung handelt. Bei dieser ergibt sich die Verteilung über den Umfang aus dem Gleichgewicht aus Tropfenablösung und -anlagerung an

den Wänden [55, S. 268]. Bei einer annularen Strömung existiert somit immer eine gewisse Menge an Tropfen in der Gasströmung.

Im Vergleich zu anderen Anwendungen liegt bei dem vorgeschlagenen System der Spezialfall vor, dass zum einen der Flüssigkeitsanteil sehr gering ist, wie sich den in Tabelle 5.1 Verhältnissen entnehmen lässt. Zum anderen ist die Löslichkeit der Arbeitsmittel ineinander sehr gering. Dies unterscheidet die Wärmeübertrager von denjenigen für die Erdgasverflüssigung, die mit Gemischen aus Kohlenwasserstoff und gegebenenfalls Stickstoff arbeiten.

Berechnung der Filmdicke

Der Flüssigkeitsfilm bestimmt durch seine Dicke den Wärmeleitungswiderstand zwischen der Gasströmung und der Wand. Daneben kann auch der Schlupf zwischen Gas- und Flüssigphase einen Einfluss auf die Wärmeübertrager haben.

Die Filmdicke in den Kanälen ergibt sich aus der Gleichheit der Schubspannung zwischen dem Flüssigkeitsfilm und der Wand sowie zwischen dem Flüssigkeitsfilm und der Gasströmung [72, S. 1-26]. Diese Gleichungen wurden für Strömungen im Kreisrohr entwickelt, sind aber mit Ausnahme der Ecken auch für rechteckige Querschnitte gültig. Wie im weiteren Verlauf gezeigt wird, ist die Dicke des Flüssigkeitsfilms so gering, dass die Ecken vernachlässigt werden können.

Die Impulsbilanz für die Flüssigkeit und das Gas sind dabei bei einer Abwärtsströmung, bei der die Gasphase nicht in Kontakt mit der Wand steht [72, S. 1-31]:

$$-\frac{\tau_{\mathsf{l}} S_{\mathsf{l}}}{A_{\mathsf{l}}} + \tau_{\mathsf{Gf}} S_{\mathsf{Gf}} \left(A_{\mathsf{l}}^{-1} + A_{\mathsf{g}}^{-1}\right) + g\left(\rho_{\mathsf{l}} - \rho_{\mathsf{g}}\right) = 0 \tag{5.26}$$

Dabei ist τ_{l} die Wandschubspannung der Flüssigkeit, S_{l} der äußere Umfang des Flüssigkeitsfilms, τ_{Gf} die Schubspannung zwischen den Phasen, A_{l} und A_{g} sind die Querschnittsflächen der beiden Strömungen. Im Gegensatz zu der in der Quelle angegebenen Gleichung entfällt der Term, der die Wandschubspannung zwischen Gas und Wand beschreibt, da es keine direkte Kontaktfläche zwischen diesen gibt.

Die Wandschubspannung ist gegeben durch:

$$\tau_{\mathsf{l}} = f_{\mathsf{l}} \frac{\rho_{\mathsf{l}}}{w_{\mathsf{l}}^2} \tag{5.27}$$

Bei einer laminaren Strömung im Flüssigkeitsfilm ist der Reibungsbeiwert der Flüssigkeit gegeben durch [72, S. 1-26]:

$$f_{\mathsf{l}} = \frac{16}{Re_{\mathsf{l}}} = 16 \frac{\eta_{\mathsf{l}}}{D_{\mathsf{l}} w_{\mathsf{l}} \rho_{\mathsf{l}}} \tag{5.28}$$

Der hydraulische Durchmesser des Flüssigkeitsfilms ist:

$$D_{\mathsf{l}} = 4\frac{A_{\mathsf{l}}}{S_{\mathsf{l}}} \tag{5.29}$$

Somit ergibt sich:

$$f_{\mathsf{l}} = 4\frac{\eta_{\mathsf{l}} S_{\mathsf{l}}}{\dot{m}_{\mathsf{l}}} \tag{5.30}$$

Die Schubspannung zwischen Gas und Flüssigkeit ist gegeben durch:

$$\tau_{\mathsf{Gf}} = f_{\mathsf{Gf}} \frac{\rho_{\mathsf{g}} \left(w_{\mathsf{g}} - w_{\mathsf{l}}\right)^2}{2} \left(\rho_{\mathsf{l}} - \rho_{\mathsf{g}}\right) g \tag{5.31}$$

Es wird davon ausgegangen, dass die Filmdicke über den Umfang gleich ist. Nach Einsetzen der Gleichungen für die Schubspannungen in Gleichung 5.26 ergibt sich schließlich nach einiger Umstellung eine Bestimmungsgleichung für A_{g}:

$$0 = f_{\mathsf{Gf}} \sum_{\mathsf{j}=0}^{2} c_{\mathsf{j}} A_{\mathsf{g}}^{j} \sqrt{(h-b)^2 + 4A_{\mathsf{g}}} + g\left(\rho_{\mathsf{l}} - \rho_{\mathsf{g}}\right) \sum_{\mathsf{j}=3}^{6} c_{\mathsf{j}} A_{\mathsf{g}}^{j} \tag{5.32}$$

Mit den folgenden Koeffizienten:

$$\begin{aligned}
c_0 &= (bh)^3 \frac{\dot{m}_{\mathsf{g}}^2}{\rho_{\mathsf{g}}} \\
c_1 &= (bh)^2 \left(-\frac{2\dot{m}_{\mathsf{g}}^2}{\rho_{\mathsf{g}}} - \frac{\dot{m}_{\mathsf{g}}\dot{m}_{\mathsf{l}}}{\rho_{\mathsf{l}}}\right) \\
c_2 &= (bh) \left(\frac{\dot{m}_{\mathsf{g}}^2}{\rho_{\mathsf{g}}} + \frac{\dot{m}_{\mathsf{g}}\dot{m}_{\mathsf{l}}}{\rho_{\mathsf{l}}} + \frac{\rho_{\mathsf{g}}\dot{m}_{\mathsf{l}}^2}{\rho_{\mathsf{l}}^2}\right) \\
c_3 &= (bh)^3 - \frac{8\eta_{\mathsf{l}}\dot{m}_{\mathsf{l}}}{\rho_{\mathsf{l}}\left(\rho_{\mathsf{l}} - \rho_{\mathsf{g}}\right) g} (b+h)^2 \\
c_4 &= -3\,(bh)^2 \\
c_5 &= 3bh \\
c_6 &= -1
\end{aligned} \tag{5.33}$$

Dabei sind b und h die Breite und Höhe des jeweiligen Kanals. Die Dicke des Films ergibt sich unter Vernachlässigung der Ecken:

$$\delta = \frac{A_{\mathsf{g}}}{2\,(b+h)} \tag{5.34}$$

Für den Reibungsbeiwert zwischen dem Flüssigkeitsfilm und der Gasströmung werden von Thome [72, S. 32f] verschiedene Korrelationen angegeben. Es wird der Zusammenhang nach

Wallis gewählt:

$$f_{\mathsf{Gf}} = 0{,}005 \left(1 + 300 \frac{\delta}{D_{\mathsf{h}}}\right) \tag{5.35}$$

Zur Illustration der Verhältnisse soll die Filmdicke im Kondensator berechnet werden. Der Flüssigkeitsanteil und damit die Filmdicke sind am kalten Ende am größten. Für die Betrachtung wird von einem Kanal mit einer Höhe von 3,9 mm und einer Breite von 1,2 mm ausgegangen. Bei einer Reynolds-Zahl von 1000 beträgt die Filmdicke lediglich 0,018 mm.

Durch die Teilung von Kondensator und Verdampfer ist es möglich, die beiden Zweiphasenströmungen jeweils fallend auszuführen. Bei der fallenden Strömung hat die Reibung zwischen Gas und Flüssigkeit einen sehr kleinen Einfluss auf die Filmdicke. In der Konsequenz kann die Beschleunigung der Flüssigkeitsströmung durch die Gasströmung auch komplett vernachlässigt werden. Der erste Term in Gleichung 5.32 entfällt somit. Mit der Feststellung, dass die Gasdichte klein gegenüber der Dichte der Flüssigkeit ist, lässt sich schreiben:

$$0 = g\rho_{\mathsf{l}} \sum_{\mathsf{j}=0}^{3} c_{\mathsf{j}} A_{\mathsf{g}}^{j} \tag{5.36}$$

Mit den neuen Koeffizienten:

$$\begin{aligned} c_0 &= (bh)^3 - \frac{8\eta_{\mathsf{l}}\dot{m}_{\mathsf{l}}}{\rho_{\mathsf{l}}^2 g}(b+h)^2 \\ c_1 &= -3\,(bh)^2 \\ c_2 &= 3bh \\ c_3 &= -1 \end{aligned} \tag{5.37}$$

Abweichung von der idealisierten Strömung

In der Realität wird die Strömung von der gleichmäßigen Filmströmung abweichen. Die Zweiphasenströmung wurde idealisiert als Filmströmung gleichmäßiger Dicke angenommen. In dem ausgeführten Wärmeübertrager wird es zu Abweichungen von dieser Strömung kommen. Zum einen entspricht die Geometrie nicht einem scharfkantig begrenzten Rechteck. Durch den Umformprozess bei der Herstellung der Rippen ergibt sich ein Profil wie in Abbildung 5.5 dargestellt. In dem unvermeidlich auftretenden Spalt ist eine Kapillarwirkung zu erwarten. In der Schnittebene wird die Flüssigkeit von den Flächen in den Spalt gezogen. Während dieser Effekt im Kondensator als förderlich anzusehen ist, ist im Verdampfer ein frühzeitiges Austrocknen zu erwarten. Die relative Größe des Spalts hängt neben der Rippendicke auch von dem Rippenabstand ab. Bei kleineren Rippenabständen ist der Übergang zur Wellenform stärker ausgeprägt, wie in Abbildung 5.5 zu sehen.

Neben diesem Effekt wird sich auch die Flüssigkeit nicht gleichmäßig über dem Umfang verteilen. Im Kondensator wird auf den primären Wärmeübertragungsflächen die Kondensation beginnen, da bei diesen der Wärmeleitwiderstand durch die Rippen entfällt. Im Verdampfer ist durch die Verteilung der Flüssigkeit durch Einsprühen davon auszugehen, dass der Flüssigkeitsfilm auf den Rippen stärker ist, entsprechend der jeweiligen Kegelschnitt des Sprühkegels. Die exakte Verteilung hängt auch noch von weiteren Einflüssen ab, beispielsweise der Tendenz zur Tropfenbildung und den Oberflächeneigenschaften des Aluminiums.

Wärmeübergang bei der Kondensation

Die bei dem Auskondensieren einer Komponente aus einem Zweistoffgemisch stattfindenden Vorgänge werden von Baehr und Stephan [73, S. 516ff] beschrieben. Neben der Konvektion wird auch durch den Stofftransport Wärme übertragen:

$$\dot{Q} = \alpha_{\mathrm{l}} A \left(T_{\mathrm{Gf}} - T_{\mathrm{W}}\right) = \dot{m} \Delta h_{\mathrm{v}} + \alpha_{\mathrm{g}}^{\circ} \left(T_{\mathrm{g}} - T_{\mathrm{Gf}}\right) \tag{5.38}$$

Mit:

- α_{l} äquivalenter Wärmeübergangskoeffizient durch die Flüssigkeit,
- T_{Gf} Temperatur der Grenzfläche,
- T_{W} Temperatur an der Wand,
- $\dot{m}$ kondensierender Massenstrom,
- Δh_{v} Verdampfungsenthalpie,
- $\alpha_{\mathrm{g}}^{\circ}$ korrigierter Wärmeübergangskoeffizient,
- T_{g} Temperatur der Gasströmung.

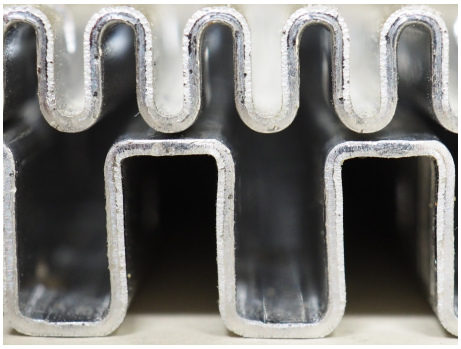

Abbildung 5.5.: Reale Rippenform, Blechdicke jeweils 0,5 mm, oben ca. 680 Rippen je Meter, unten ca. 320, eigene Aufnahme

Aufgrund der großen Flächen des Wärmeübertragers sind die Wärmestromdichten klein. Zusammen mit der geringen Dicke der Filmschichten ergibt sich, dass die Temperaturdifferenzen über diese ebenfalls gering sind. Der aus der begrenzten Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit entstehende thermische Widerstand kann somit vernachlässigt werden:

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta h_{\mathsf{v}} + \alpha_{\mathsf{g}}^{\circ}\left(T_{\mathsf{g}} - T_{\mathsf{w}}\right) \tag{5.39}$$

Der Stoffübergang ergibt sich durch [73, S. 92]:

$$\dot{m} = \rho_{\mathsf{g}}\beta_{\mathsf{g}} A \ln \frac{1 - x_{\mathsf{N2,Gf}}}{1 - x_{\mathsf{N2,g}}} \tag{5.40}$$

Der Anteil des Stickstoffs in der Nähe der Grenzfläche ergibt sich aus der Temperatur der Grenzfläche sowie dem Druck in dem entsprechenden Abschnitt. Hier zeigt sich der Einfluss des Inertgases. Durch die Verarmung in der Nähe der Grenzfläche wird der Stoffübergang gehemmt.

Der Stoffübergangskoeffizient wird aus dem Wärmeübergangskoeffizienten abgeschätzt:

$$\beta_{\mathsf{g}} = \frac{\alpha_{\mathsf{g}}}{c_{\mathsf{p,g}}\rho_{\mathsf{g}}} Le^{2/3} \tag{5.41}$$

Die Lewis-Zahl ist das Verhältnis von Temperaturleitfähigkeit zu Diffusionskoeffizient. Während für die Temperaturleitfähigkeit Korrelationen in dem verwendeten Stoffwertprogramm [1] hinterlegt sind, muss der Diffusionskoeffizient gesondert bestimmt werden. Ansätze zur Berechnung finden sich in der Literatur, beispielsweise [74, S. 578].

Für den Wärmeübergang durch Konvektion wird von Stephan und Baehr die sogenannte Ackermann-Korrektur eingeführt, um die Verstärkung der Konvektion durch den zur Wand gerichteten Stoffstrom zu berücksichtigen. Dieser Effekt ist allerdings bei dem untersuchten System aufgrund der geringen Stoffstromdichten klein und kann vernachlässigt werden. Damit entfällt die Korrektur des Wärmeübergangskoeffizienten:

$$\alpha_{\mathsf{g}} = \alpha_{\mathsf{g}}^{\circ} \tag{5.42}$$

Durch die Fehlverteilung der Flüssigkeit kann es dazu kommen, dass nicht der gesamte Umfang des Kanals mit Flüssigkeit bedeckt ist. Daher wird ein Faktor eingeführt, der das Verhältnis der benetzten zur gesamten Wandfläche darstellt:

$$a = \frac{A_{\mathsf{l}}}{A_{\mathsf{ges}}} \tag{5.43}$$

Mit dieser Annahme kann ein teilweises Austrocknen des Flüssigkeitsfilms berücksichtigt werden. Dabei wird aber nicht danach unterschieden, wo auf dem Umfang dieser Prozess statt-

findet, es wird nur ein mittlerer Wärmeübergang berechnet.

Schließlich ergibt sich:

$$\dot{Q} = \frac{\alpha_\mathrm{g}}{c_\mathrm{p,g}} Le^{\frac{2}{3}} Aa \ln \frac{1 - x_\mathrm{N2,Gf}}{1 - x_\mathrm{N2,G}} \Delta h_\mathrm{v} + \alpha_\mathrm{g} A \left(T_\mathrm{g} - T_\mathrm{W}\right) \tag{5.44}$$

Gegenüber einer reinen Kondensation ist zwar die Wärmeübertragung durch die endliche Stoffübertragung beschränkt, jedoch ist der Wärmeübergang gegenüber der reinen Konvektion verbessert. Daher kann für eine erste konservative Auslegung der verstärkende Effekt vernachlässigt werden und lediglich der konvektive Anteil betrachtet werden. Somit unterscheidet sich die Berechnung der Wärmeübertragung nicht mehr von dem einphasigen Fall:

$$\dot{Q} = \alpha_\mathrm{g} A \left(T_\mathrm{g} - T_\mathrm{W}\right) \tag{5.45}$$

Thermo-hydraulische Auslegung

Wie im vorangegangenen Abschnitt gezeigt wurde, geschieht der Wärmeübergang in erster Näherung nur durch Konvektion. Mit der Feststellung, dass der Einfluss der Filmdicke sehr gering ist, kann auch von der ursprünglich betrachteten Rippenform abgewichen werden. Für die Betrachtung sollen versetzte Rippen gewählt werden.

Im Vergleich zum inneren Wärmeübertrager ist die benötigte NTU mit 1,32 bedeutend geringer. Für den inneren Wärmeübertrager wurde eine längenbezogene NTU von 15,6 m errechnet. Wird nun davon ausgegangen, dass der Kondensator ein ähnliche längenbezogene NTU erreicht, so ergibt sich, dass dieser wesentlich kompakter als der innere Wärmeübertrager ausgeführt werden kann. Im Umkehrschluss kann der Wärmeübertrager so lang ausgeführt werden, dass die Spezifikation erreicht wird, ohne dass die Vakuumhülle größer ausgeführt werden muss.

Der Einfluss auf den Kreislauf beschränkt sich damit auf den Druckverlust. Mit dem längenbezogenen Wert des inneren Wärmeübertragers würde sich ein sehr kleiner Druckverlust ergeben. Für die Berechnung des Kreislaufs werden höhere Druckverluste von jeweils 100 mbar im Hoch- und Niederdruck als konservative Werte angenommen. Somit sind auch mögliche Verschlechterungen des Wärmeübergangs gegenüber dem inneren Wärmeübertrager berücksichtigt.

5.4.4. Verdampfer

Die größte Herausforderung besteht bei dem Verdampfer in der gleichmäßigen Verteilung der Flüssigkeit in die einzelnen Kanäle. Während in der vereinfachten Prozessbetrachtung nach Abbildung 4.9 eine Mischung vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager stattfindet, würde dies bei einer tatsächlichen Anlage zu einer starken Fehlverteilung führen.

Eine weitere Herausforderung stellt die Tatsache dar, dass die Eintrittstemperatur des Gases mit 60,8 K unterhalb des Tripelpunkts des sekundärseitigen Stickstoffs liegt und somit theoretisch die Gefahr des Ausfrierens besteht.

Aufbau

Für die Verteilung von Flüssigkeit in einen Gasstrom im Rippenplattenwärmeübertrager sind verschiedene Bauformen bekannt [75, S. 261ff]. Für diese Arbeit soll die Bauform gewählt werden, bei der in jedem Kanal eine Lanze installiert wird, über die die Flüssigkeit eingespritzt wird. Bei den meisten Prozessen, beispielsweise bei der Erdgasverflüssigung, liegen Flüssigkeit und Gas zusammen vor und müssen vor der Aufgabe in den Wärmeübertrager getrennt werden, wobei der notwendige Druck für die Verteilung der Flüssigkeit hydrostatisch im Phasentrenner erzeugt wird. Hier zeigt sich ein Vorteil des entwickelten Kreislaufs: Da die Flüssigkeit unter dem Hochdruck vorliegt, kann dieser direkt zur Verteilung genutzt werden.

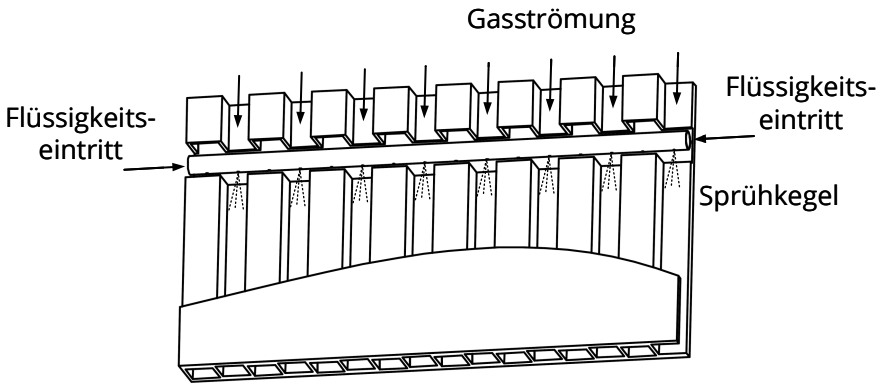

Abbildung 5.6.: Schematische Darstellung der Flüssigkeitseinspritzung in einem einzelnen Kanal des Verdampfers, in Anlehnung an [75, S. 263]

Ein Vorteil der gewählten Flüssigkeitseinspritzung wiederum ist, dass ihre Stelle entlang des Wärmeübertragers frei gewählt werden kann. Somit kann der Stickstoff bei einer höheren Temperatur des Gases als 65 K eingespritzt werden. Darüber hinaus ist es ebenso möglich, die Einspritzung in mehreren Stufen vorzunehmen. So kann beispielsweise bei einem hohen

Anteil an Flüssigkeit die Dicke des Films gering gehalten werden. Dies ist insbesondere bei dem im Kapitel 7 entwickelten Kreislauf wichtig, da bei diesem Kreislaufkonzept ein hoher Anteil an dem kondensierbaren Gas von Vorteil ist.

Nachteilig ist jedoch der mögliche Wärmeübergang von der Flüssigkeit an das Gas. Wenn die Flüssigkeit eine höhere Temperatur als das Gas aufweist, wird es sich entlang des Verteilerrohrs abkühlen. Somit kann es zu einer Fehlverteilung der Wärmeströme über der Breite des Wärmeübertragers kommen. Kritischer jedoch wäre ein mögliches Einfrieren. Falls sich bei der detaillierten Auslegung des Wärmeübertragers zeigen sollte, dass es zum Gefrieren innerhalb des Verteilers kommen kann, kann die Einspritzstelle bei einer höheren Temperatur gewählt werden. Dabei würde es infolge der zunächst fehlenden Verdampfung zu einer stärkeren Annäherung der Temperatur der kalten Seite an diejenige der Last kommen. Somit würde ein längerer Wärmeübertrager benötigt, um die kleinere treibende Temperaturdifferenz auszugleichen. Da aber wie schon beim Kondensator mit konservativen Werten für den Druckverlust gerechnet wird, ergibt sich damit keine Auswirkung auf die anschließende Berechnung des Kreislaufs. Für den Wärmeübertrager ist ohnehin aufgrund der niedrigen NTU eine kurze Bauform ausreichend.

Die Eintrittstemperatur des Turbinenstroms liegt unterhalb des Tripelpunkts des Stickstoffs. Somit besteht die Gefahr, dass der Stickstoff im Sekundärkreislauf ausfriert. Um dies zu verhindern, kann der kälteste Abschnitt (unterhalb von 64 K im Primärkreis) des Wärmeübertragers als Gleichströmer ausgeführt werden. Infolge der verringerten mittleren Temperaturdifferenz steigen die benötigten NTU geringfügig von 7,4 auf 9 an. Die entsprechenden Wärmeübertragerkurven sind in Abbildung 5.7 dargestellt.

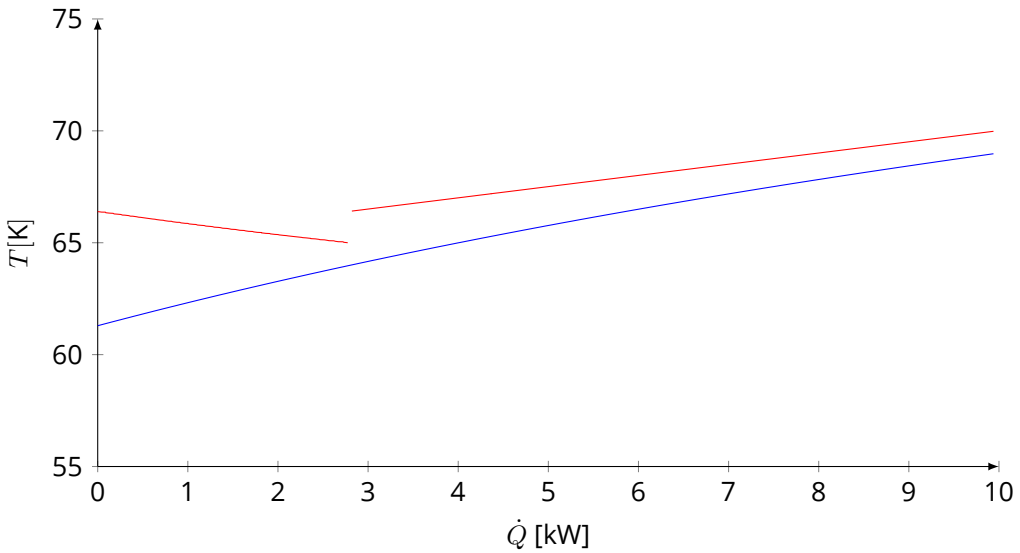

Abbildung 5.7.: Wärmeübertragerkurven des Verdampfers mit Führung im Gleichstrom bei unter 64 K auf der Primärseite

Thermo-hydraulische Auslegung

Für die Bestimmung des Wärmeübergangs muss zum einen die Strömungsform und zum anderen die Art des Siedens bestimmt werden. Bei Letzterer kann ein Filmsieden im Sinne eines geschlossenen Gasfilms aufgrund der geringen Wärmestromdichten ausgeschlossen werden. Collier weist darauf hin, dass bei der Verdampfung von Gemischen Blasensieden nur unter speziellen Bedingungen eine Rolle spielt [76, S. 382]. Es ist davon auszugehen, dass es sich um ein stilles Sieden, also ein Verdampfen von der Oberfläche weg handelt.

Günstig für diese Art des Siedens ist eine möglichst große Oberfläche, wie sie zum Beispiel durch fein verteilte Tropfen erreicht werden kann. Durch die Einspritzung lassen sich theoretisch solche Tropfen erzeugen. Jedoch werden diese nach kurzer Wegstrecke mit den Wänden kollidieren und sich somit wiederum wie bei dem Kondensator eine Filmströmung ausbilden. Da die Strömung im Verdampfer fallend ist, sind ebenfalls sehr geringe Filmdicken zu erwarten.

Die Vorgänge beim stillen Sieden sind analog zur Kondensation. Der konvektive Wärmeübergang wird von dem stoffgebundenen Energietransport überlagert. Somit können die Gleichungen der Kondensation auch zur Berechnung der Verdampfung verwendet werden. Ebenso wie bei dieser kann der Einfluss der dünnen Flüssigkeitsschicht vernachlässigt werden. Der Stoffübergang hat wiederum einen positiven Einfluss auf den gesamten Wärmeübergang, sodass die Vernachlässigung des selbigen eine Unterschätzung zufolge hat.

Wie auch beim Verdampfer ist die benötigten NTU gering. Es kann somit wiederum unter der Annahme, dass die längenbezogene NTU nicht wesentlich geringer als in dem inneren Wärmeübertrager ist, davon ausgegangen werden, dass der Verdampfer vergleichsweise kompakt ist.

Für die Druckverluste werden wie beim Kondensator 100 mbar angenommen.

6. Vergleich der Kreisläufe zur Stickstoffunterkühlung

Das Erreichen eines höheren Wirkungsgrads allein ist nicht ausreichend, damit sich eine neue Technologie durchsetzt. Wichtiger ist, dass sich insgesamt ein wirtschaftlicher Nutzen ergibt. Für diesen sind nicht nur die Einsparungen an elektrischer Energie zu betrachten sondern auch der anlagentechnische Mehraufwand sowie die mit einer neuen Technologie verbundenen technischen Risiken.

In diesem Kapitel wird der entwickelte Kreislauf mit einem, auf die angenommene Kälteanforderung optimierten Brayton-Kreislauf verglichen.

6.1. Vergleich der Kreisprozesse

Zunächst werden die erreichbaren exergetischen Wirkungsgrade der beiden Kreisläufe verglichen.

6.1.1. Annahmen für die Kreislaufberechnung

Die Berechnungen werden, soweit möglich, unter gleichen Annahmen durchgeführt um eine Vergleichbarkeit zu schaffen:

- Für die Verdichter wird ein Stufenenergieumsatz von 75 kJ kg^{-1} in drei seriellen Verdichterstufen angenommen.
- Die Gestaltung der Zwischen- und Rückkühler ist stark von dem zur Verfügung stehenden Kühlmedium, sowie dessen Temperatur und Massenstrom abhängig. Aufgrund dieser Unbestimmtheit werden wie bei den vorhergehenden Berechnungen eine Rückkühlung auf 15 °C sowie ein Druckverlust von 200 mbar abgeschätzt.
- Aufgrund der kleinen Druckverluste der inneren Wärmeübertrager, und damit des geringen Einflusses auf den Kreislauf, werden diese als konstant angenommen.

- Für die angegeben Abmessungen der Wärmeübertrager werden jeweils die gleichen Geometrien wie in Abschnitt 5.4.1 verwendet.

Bei den Wirkungsgradangaben ist zu beachten, dass die Nachrechnung des kommerziell verfügbaren Brayton-Kreislaufs weitaus höhere Druckverluste im Vergleich zur numerischen Simulation des Wärmeübertragers ergibt. Demzufolge ist ein weiterer Verlustmechanismus anzunehmen, beispielsweise geringere Gütegrade der Turbomaschinen, die Berücksichtigung des Wirkungsgrads von elektrischer Maschine und Ansteuerelektronik oder eine veränderte Auslegung der Wärmeübertrager. Vor dem Hintergrund dieser Unsicherheit sollten die hier angegeben Wirkungsgrade vor allem in Relation zueinander betrachtet werden.

6.1.2. Erreichbare exergetische Wirkungsgrade

Zunächst wird untersucht, welche Energieeinsparungen sich mit dem in dieser Arbeit entwickelten Kreislauf erzielen lassen.

Ersatzweise für die aufwendige Berechnung der Länge des inneren Wärmeübertragers ist in Abbildung 6.1 die Abhängigkeit des exergetischen Wirkungsgrads von der Temperaturdifferenz am warmen Ende dargestellt.

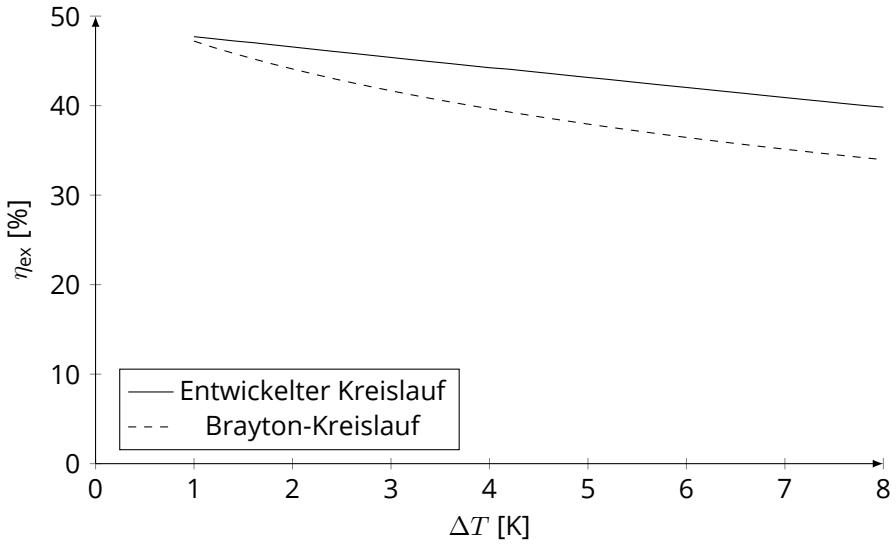

Abbildung 6.1.: Vergleich der exergetischen Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz am warmen Ende des inneren Wärmeübertragers

Es zeigt sich, dass der Brayton-Kreislauf nur bei sehr kleinen Temperaturdifferenzen unterhalb von 1 K einen energetischen Vorteil erlaubt. Während die Werte des Brayton-Kreislaufs

zunächst sehr stark abfallen, ergibt sich für den entwickelten Kreislauf ein fast linearer Zusammenhang. Auch bei größeren Temperaturdifferenzen sind noch sehr hohe Wirkungsgrade erreichbar. Das Kreislaufkonzept eignet sich somit auch für sehr kompakte Anlagen, bei denen statt des exergetischen Wirkungsgrads die Baugröße im Vordergrund steht.

6.1.3. Temperaturverläufe im inneren Wärmeübertrager

Für den weiteren Vergleich wird von einer aktiven Länge des inneren Wärmeübertragers von 3 m ausgegangen.

Mit einem solchen Wärmeübertrager erreicht der hier entwickelte Kreislauf einen exergetischen Wirkungsgrad von 44,9 % bei einer Temperaturdifferenz am warmen Ende von 3,4 K, während der Brayton-Kreislauf nur 39,3 % erreicht, mit einer Temperaturdifferenz von 4,2 K.

Aufgrund der günstigeren Wärmeübertragungseigenschaften wäre zu erwarten, dass mit einem Gemisch aus Neon und Helium kleinere Temperaturdifferenzen zu erreichen sind. In dem inneren Wärmeübertrager des Kreislaufs mit Neon und Stickstoff ist jedoch die zu übertragende Wärmemenge geringer, mit 79 kW statt 148 kW bei dem Brayton-Kreislauf. Auch insgesamt müssen in den Wärmeübertragern unterhalb der Umgebungstemperatur nur 102 kW im Vergleich zu 158 kW übertragen werden. Die Ursache dafür liegt in der höheren Arbeitsfähigkeit des zirkulierten Fluids, so dass der Massenstrom gegenüber einem Brayton-Kreislauf mit reinem Neon reduziert werden kann.

Ein geringerer Massenstrom ist zwar auch durch die Verwendung eines Gemischs aus Neon und Helium im Brayton-Kreislauf möglich. Bei diesem wird allerdings die Reduktion des Massenstroms durch die höhere Wärmekapazität des Heliums erreicht, so dass sich die in den inneren Wärmeübertragern zu übertragende Wärme nicht verringert.

Im Vergleich zum Brayton-Kreislauf beträgt die umlaufende Menge des Kältemittels bei dem Kreislauf mit Neon und Stickstoff nur $0{,}374\,\mathrm{kg\,s^{-1}}$ statt $0{,}426\,\mathrm{kg\,s^{-1}}$. Entsprechend geringer sind die Verlustanteile in den einzelnen Bauteilen, wie beim Vergleich der Exergieflussschaubilder in Abbildung 6.4 und Abbildung 6.5 deutlich wird. In den T,s-Diagrammen (Abbildung 6.2 und Abbildung 6.3) stellt sich die höhere Arbeitsfähigkeit durch verbreiterte Fläche dar.

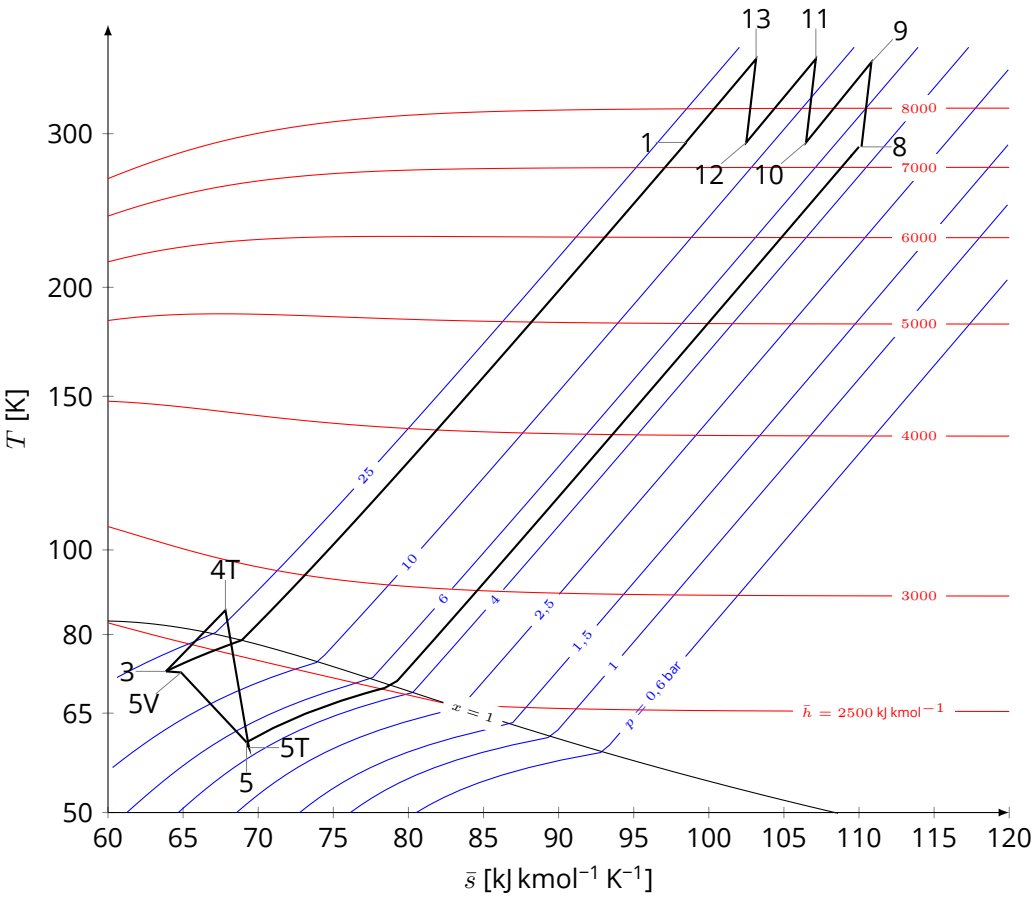

Abbildung 6.2.: T,s-Diagramm des entwickelten Kreislaufs, Werte in Tabelle B.2

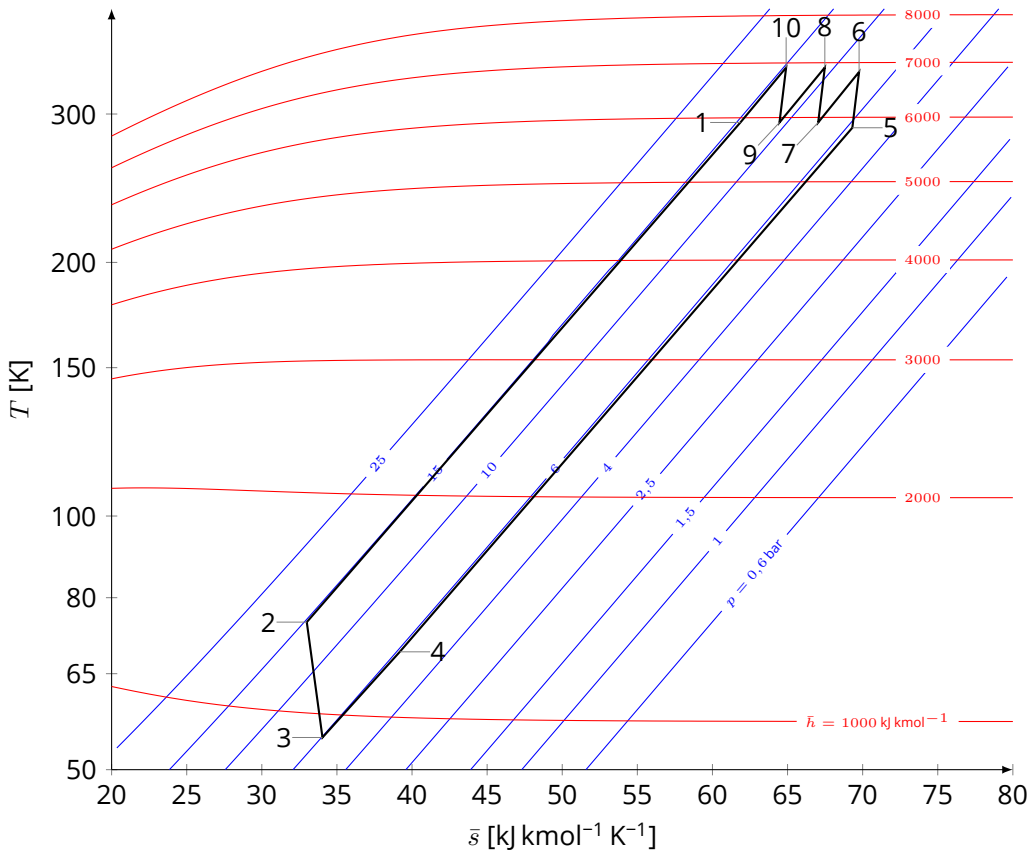

Abbildung 6.3.: T,s-Diagramm des Brayton-Kreislaufs zum Vergleich, Werte in Tabelle B.3

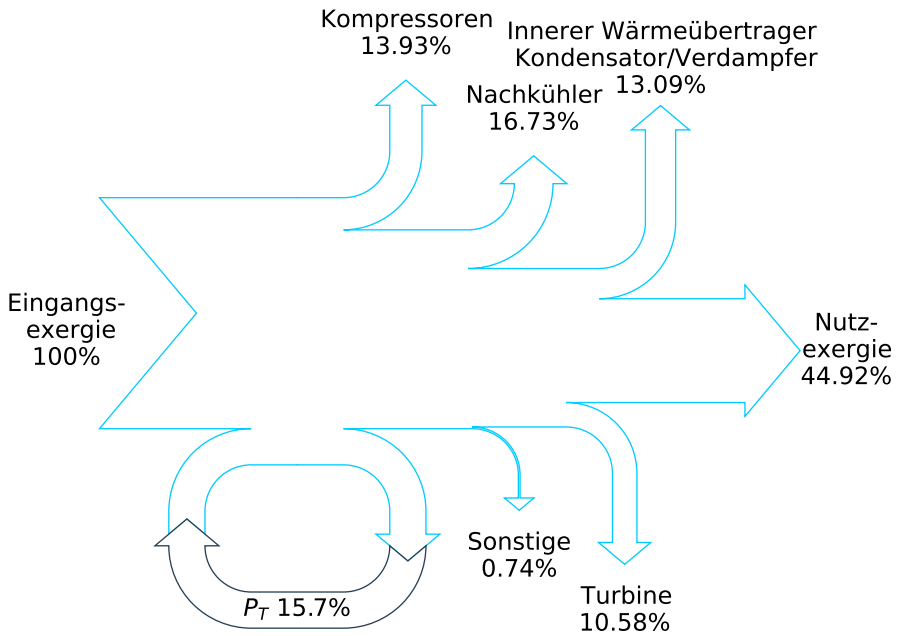

Abbildung 6.4.: Exergieflussschaubild des entwickelten Kreislaufs

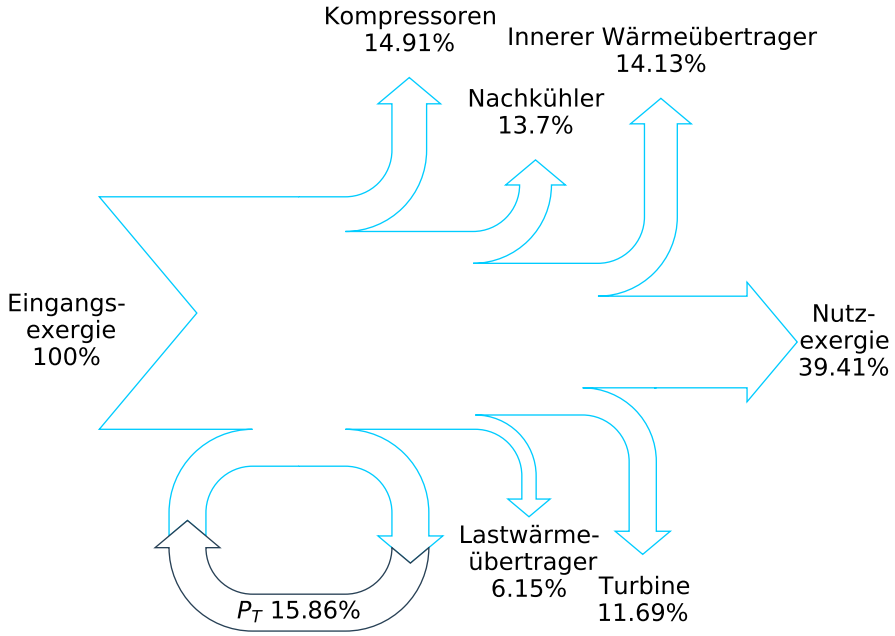

Abbildung 6.5.: Exergieflussschaubild des Brayton-Kreislaufs zum Vergleich

6.2. Komponenten

Die oben beschriebenen Kreisläufe werden durch unterschiedliche Komponenten realisiert. Beim entwickelten Kreislauf ergibt sich ein zusätzlicher Aufwand insbesondere durch den Kondensator und die Bauteile für die Flüssigkeit (Abscheider, Drossel und Einspritzung).

6.2.1. Verdampfer und Kondensator

Der Verdampfer stellt das Analogon zu dem Lastwärmeübertrager des Brayton-Kreislaufs dar, benötigt allerdings zusätzlich zu diesem die Flüssigkeitseinspritzung.

Im Unterschied zum Brayton-Kreislauf ergibt sich eine stärkere Lageabhängigkeit des Verdampfers durch die Anforderung der Flüssigkeitsverteilung. Eine horizontale Ausrichtung ist prinzipiell denkbar, wird aber durch die Flüssigkeitsansammlung am Boden der Kanäle zu einer verminderten Leistung und damit größeren erforderlichen Länge führen. Durch die Gestaltung als Gleichströmer im kältesten Abschnitt muss der sekundärseitige Stickstoffstrom dem Wärmeübertrager entnommen und wieder zugeführt werden.

Im Brayton-Kreislauf beträgt die minimale Temperatur 54,6 K. Um ein Ausfrieren des Kälteträgers Stickstoff zu verhindern, ist eine Vorwärmung des Kältemittels im Gegenstrom mit sich selbst notwendig, wie in Abschnitt 2.5.3 beschrieben.

Als zusätzliches Bauteil wird der Kondensator benötigt, in dem der Hochdruckstrom durch den Hochdruckturbinen- und den Niederdruckstrom vorgekühlt wird. Im Gegensatz zum Verdampfer kommt der Kondensator ohne zusätzliche Einbauten aus, jedoch ist auch bei diesem die Ausrichtung festgelegt.

Im Vergleich zum inneren Wärmeübertrager sind der Kondensator und Verdampfer durch die niedrigeren Temperaturen und die damit verbundenen höheren Dichten sowie die geringeren benötigten NTU kompakter.

6.2.2. Turbomaschinen

Die Turbomaschinen weisen gleiche Stufenenergieumsätze auf und sind somit bei beiden Kreisläufen prinzipiell, bis auf die aerodynamische Detailauslegung, ähnlich.

Ein Unterschied ist das größere Druckverhältnis von 4,14 gegenüber 2,54, das sich bei dem Gemisch aus Neon und Stickstoff ergibt. Durch dieses Druckverhältnis ergeben sich höhere Druckdifferenzen, die wiederum größere Axialkräfte verursachen, welche durch das Axiallager auszugleichen sind. Dieses muss daher stärker ausgeführt werden.

Geringe Unterschiede ergeben sich gegebenenfalls durch die leicht erhöhte Eintrittstemperatur der Turbine und die höhere Viskosität des Gemischs, wodurch sich die Verluste durch den Wärmeeintrag in der Turbine und die Leckagemassenströme geringfügig reduzieren.

6.3. Weitere Aspekte

Neben den Wirkungsgraden und den Komponenten gibt es weitere Aspekte, die beim Vergleich der beiden Kreisläufe zu beachten sind. Dies betrifft neben der Steuerung der Anlage auch das Einstellen der korrekten Gemischzusammensetzung sowie die erzielbaren Kosteneinsparungen.

6.3.1. Steuerung der Anlage

Ohne zusätzliche Bauteile lassen sich die Brayton-Anlagen nur über die Drehzahl der Motoren steuern, wobei die Drehzahl der Verdichter-Turbineneinheit im optimalen Bereich der Turbine gehalten werden sollte, da sich bei dieser zusätzliche Verluste am stärksten auswirken. Eine Änderung der Leistung ist immer mit einer Änderung der Temperaturspanne der Kühlung verbunden.

Eine weitere Möglichkeit ist die Verwendung eines Pufferspeichers zur Variation des Kältemittelinventars [77], der allerdings zusätzliche Kosten verursacht.

Bei dem Kreislauf mit Kondensation und Verdampfung ergibt sich als zusätzliche Stellgröße die Ventilstellung der Drossel. Diese bestimmt die eingespritzte Menge an Flüssigkeit und somit sowohl die Kälteleistung, als auch die Temperatur, bei der die Flüssigkeit vollständig verdampft ist. Aufgrund der Aufteilung in Kondensator und Verdampfer ist anzustreben, dass keine nennenswerte Menge an Flüssigkeit in den Niederdruckteil des Kondensators gelangt. Als Regelgröße dient dabei die Temperatur am Austritt des Verdampfers. Aus der klassischen Kältetechnik sind elektronische Expansionsventile bekannt, die die Kältemittelmenge einem minimalen stabilen Temperatursignal regeln, also die Ventilstellung, die zu einer minimalen Überhitzung führt. In ähnlicher Weise lässt sich die vollständige Verdampfung bei dem vorliegenden System einstellen.

Wie bei den Brayton-Kreisläufen wird eine Anpassung an eine veränderte Kälteanforderung durch eine Drehzahländerung der Kompressoren erreicht. Die Anpassung an die Temperaturspanne erfolgt über die Steuerung der Drossel unter Berücksichtigung der Änderung in der Verdampfungsendtemperatur.

6.3.2. Gemischmanagement

Eine absolute Dichtheit ist in technischen Anlagen nicht zu erreichen. Somit wird die Anlage über die Zeit unweigerlich Arbeitsmittel an die Umgebung verlieren.

Bei Joule-Thomson-Kreisläufen mit Kohlenwasserstoffen als Arbeitsmittel wirkt sich die durch den Verlust verursachte Veränderung der Zusammensetzung negativ auf den Wirkungsgrad des Kreislaufs aus, da bei Abweichungen die ursprünglichen minimalen Temperaturdifferenzen nicht mehr erreicht werden können. Daher benötigen diese Kreisläufe ein relativ aufwendiges Gemischmanagement zur Sicherstellung der benötigten Zusammensetzung.

Im Brayton-Kreislauf ist die Zusammensetzung an jeder Stelle im Kreislauf gleich, daher wirkt sich ein Verlust an Arbeitsmittel nur insofern aus, dass die Drucklagen des Kreislaufs nach unten verschoben werden und somit gegebenenfalls eine leichte Verminderung des exergetischen Wirkungsgrads zu erwarten ist.

Bei dem vorliegenden Kreislauf besteht das Arbeitsmittel nur aus zwei Komponenten. Bei der Befüllung muss ein Überschuss an Stickstoff vorgesehen werden, der in erster Näherung der Füllung des Phasentrenners mit flüssigem Stickstoff entspricht. Bei einem Verlust an Arbeitsmittel wird entsprechend die in den Verdampfer eingespritzte Menge nachgeregelt. Dies erfolgt durch den oben dargestellten Regelmechanismus automatisch. Anhand der Abbildung 4.1 lässt sich zeigen, dass eine geringfügige Leckage nur einen kleinen Einfluss auf den Wirkungsgrad hat.

Ein weiterer Vorteil der Verwendung von nur zwei Komponenten ist, dass die Zusammensetzung relativ einfach über die Wärmeleitfähigkeit oder die Schallgeschwindigkeit gemessen werden kann.

6.3.3. Ökonomische Betrachtung

Im Sinne der Wirtschaftlichkeit ist eine Entscheidung für oder gegen die Entwicklung einer neuen Technologie immer eine Abwägung zwischen den Entwicklungskosten, dem Mehraufwand, möglichen Risiken und dem zu erwartenden Gewinn. Im Gegensatz zu den thermodynamischen Berechnung lassen sich ökonomische Betrachtungen nur unter großen Unsicherheiten durchführen, da die sowohl die Anlagen- als auch die Energiekosten von vielen verschiedenen Faktoren abhängen. Daher soll an dieser Stelle nur eine stark vereinfachte Betrachtung durchgeführt werden.

Im Allgemeinen sind bei größeren Leistungen die Anlagenkosten geringer, so dass sich Investitionen in die Effizienz der Anlage eher rentieren. Die benötigten Kälteleistungen der Anlagen hängen von einer Reihe von Faktoren ab. Bei dem relativ kompakten System *AmpaCity* betrug

der Wärmeeintrag über den Kabelkryostaten 1,8 kW [17], während für ein Design für ein Kabel mit einer Länge von 3,2 km und einer Spannung von 380 kV ein Wärmeeintrag von 45 kW bis 60 kW angegeben wird [78, S. 60].

Bei diesen Kälteleistungen lassen sich mit dem in dieser Arbeit entwickelten Kreislauf 41,4 kW bis 62,2 kW einsparen. Bei einem angenommenen Strompreis von 0,10 €/kWh ergibt sich über eine Lebensdauer der Anlage von 20 Jahren eine Kosteneinsparung von 0,73 M€ bis 1,09 M€.

Zu beachten ist, dass in dieser Arbeit die Kreisläufe hinsichtlich des maximalen exergetischen Wirkungsgrads optimiert wurden. In Abhängigkeit von der Laufzeit und den Energie- und Komponentenkosten kann eine abweichende Gestaltung geringe Gesamtkosten erzielen. Beispielsweise können die Turbo- durch Schraubenkompressoren ersetzt werden, um eine weitere Kosteneinsparung zu erreichen.

7. Kreislauf zur Kälteerzeugung auf Flüssighelium- und Schildkühlungsniveau

Der in den vorangegangen Kapiteln entwickelte Kreislauf ist in der minimalen Temperatur der Kältebereitstellung durch den Tripelpunkt des Stickstoffs beschränkt. Um die Möglichkeiten, die sich aus dem generellen Konzept des Auskondensierens einer Komponente bei tiefer Temperatur ergeben, aufzuzeigen, wird in diesem Kapitel ein weiterer Kreislauf entworfen. Dieser erlaubt es, große Kälteleistungen zuverlässig und effizient sowohl auf dem Temperaturniveau der Schildkühlung als auch bei den Temperaturen des flüssigen Heliums (üblicherweise 1,8 K bis 4,5 K) bereitzustellen. In diesem Kapitel wird eine Veröffentlichung des Autors erweitert [79].

7.1. Kälteanforderungen

Die beiden wichtigsten Anwendungen flüssigen Heliums sind die Teilchenbeschleuniger, aktuell beispielsweise der *LHC* und zukünftig der *FCC* sowie die Fusionsexperimente, aktuell im Aufbau *ITER* und zukünftig gegebenenfalls *DEMO*. Einhergehend mit den höheren Energien sind höhere Wärmeeinträge auf die tiefkalten Komponenten, beispielsweise eine Steigerung der Synchrotronstrahlung von 1,6 (LHC) auf 60 W m^{-1} (FCC) [80].

Beim FCC-hh als Protonen-Antiprotonen-Beschleuniger würde die gesamte Synchrotronstrahlung 6 MW betragen [80]. Eine ideale Kälteanlage, die diese Wärme von 1,8 K (Temperatur der Magnete) auf eine Umgebungstemperatur von 300 K bringt, würde eine Antriebsleistung von fast 1 GW benötigen. Bei einer realen Anlage wären die Verbräuche entsprechend noch höher.

Bei der Gestaltung der Anlagen werden daher thermische Schilde vorgesehen, um die Wärme auf einem höheren Temperaturniveau abzuführen. Während diese beim LHC zwischen 4,6 und 20 K betrieben werden [81], ist für den FCC-hh ein Fenster von 40 bis 60 K vorgesehen [80]. Dieses ergibt sich aus einer Optimierung der exergetischen Last sowie weiteren

Aspekten. Die exergetische Last auf diesem Temperaturniveau ist höher als die Last aus der Kühlung der Magnete auf 1,8 K.

Bei den Fusionsreaktoren ist bereits bei dem in der Umsetzung befindlichen ITER eine ähnliche Verteilung der Kältelasten festzustellen, hierbei ist die Schildkühlungstemperatur 80 K. Auf dieser Temperatur werden 1300 kW benötigt, entsprechend einer exergetischen Last von 3,5 MW, während bei niedrigeren Temperaturen eine exergetische Last von 3,6 MW abgeführt werden muss [82]. In der Last bei 80 K ist bereits die Vorkühlung für den Flüssigheliumkreislauf berücksichtigt, während die Kühlung der Stromzuführungen an dieser Stelle vernachlässigt werden soll. Neben der Schild- und Vorkühlung wird das 80 K Temperaturniveau für die Kryopumpen zur Aufrechterhaltung des Hochvakuums benötigt.

Als weiterer Aspekt ist die Zeitabhängigkeit anzusehen. Bei den Werten für ITER handelt es sich um die im zeitlichen Mittel benötigten Kälteleistungen. Hingegen beziehen sich die Angaben für den FCC auf die stationären Wärmeeinträge. Aufgrund des großen Umfangs des Beschleunigers erreicht das erwärmte Helium die Kälteanlagen nur mit großer Verzögerung. In der Ausbaustufe mit hoher Luminosität (Anzahl der Teilchenkollisionen) wird kein stationärer Zustand der Kälteanlage erreicht. Bei beiden Anwendungen ist also das Teillastverhalten von Bedeutung.

7.2. Exergetische Wirkungsgrade der Kälteerzeugung

In Abschnitt 2.4 wurde die Stickstoffverflüssigung kurz angesprochen. Nach den von Thorogood [18, S. 408] angegebenen Werten von 2,5 kJ/Nm^3 bis 2,9 kJ/Nm^3 ergeben sich unter Annahme einer Umgebungstemperatur von 300 K exergetische Wirkungsgrade von 32,5 % bis 37,7 %.

Im Vergleich dazu erreichen die Anlage des LHC als derzeit effizienteste Anlagen auf diesem Temperaturniveau exergetische Wirkungsgrade von 30 % [83], andere Großanlagen liegen teilweise deutlich unterhalb dieses Werts [84]. Da Großanlagen neben hohen Leistungen auch hohe Betriebsstunden pro Jahr aufweisen, würde sich mit einem hohen exergetischen Wirkungsgrad die Kostenbilanz solcher Anlagen erheblich verbessern.

Für die Diskrepanz zwischen den Werten für die Stickstoffverflüssigung und die Kälteerzeugung auf Flüssigheliumniveau lassen sich unter anderem folgende Gründe feststellen:

- Die Leistung der Stickstoffverflüssiger ist meist vielfach höher. Dadurch ergeben sich höhere Gütegrade der rotierenden Maschinen durch geringere anteilige Spaltverluste. Des Weiteren rechtfertigen größere Leistungen höhere Investitionen in die Anlagengestaltung und die Komponenten.

- Bei großen Expansionsmaschinen ist die Rückgewinnung der Wellenleistung, insbesondere für die Verdichtung, attraktiver und wird daher zumeist auch praktiziert.
- Bei niedrigeren Temperaturen ergeben sich höhere exergetische Verluste durch die Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern.
- Stand der Technik bei Heliumkälteanlagen sind Schraubenverdichter, die nur beschränkte Gütegrade erreichen.

Die Kälteleistung sowie die Temperaturniveaus sind durch die Kälteanforderung vorgegeben. Die Rückgewinnung der Wellenleistung ist letztlich eine ökonomische Entscheidung. Somit bleibt als Maßnahme zur Effizienzsteigerung die Verwendung von Kompressoren mit einem höheren Gütegrad.

7.3. Entwicklung des Kreislaufs

Wie schon bei dem Kreislauf zur Stickstoffunterkühlung ergibt sich der Kreislauf für die Kälteerzeugung auf Flüssighelium- und Schildkühlungsniveau nicht direkt aus dem Stand der Technik. In diesem Abschnitt soll daher der Gedankengang, der zu dem Kreislaufkonzept führt, dargestellt werden.

7.3.1. Aktuelle Konzepte für kryogene Großanlagen

Bisher wurden die Kältelasten bei den höheren Temperaturen zumeist von den Heliumkälteanlagen mitübernommen. Bei neueren Konzepten wird eine konventionelle Helium-Kälteanlage mit einer effizienten Kühlung auf einem höheren Temperaturniveau kombiniert.

Beim ITER wird ein Claude-Kreislauf mit Stickstoff als Arbeitsmedium eingesetzt, der in einem Getriebekompressor verdichtet wird.

Bei dem derzeit in Konzeption befindlichen FCC werden hohe Kältelasten zwischen 40 und 60 K erwartet. Da dies unterhalb der Tripelpunktstemperatur des Stickstoffs von 63,15 K liegt, wird hierbei ein Gemisch aus Neon und Helium, genannt *Nelium* vorgeschlagen [32], das in einem Brayton-Kreislauf mit Vorkühlung eingesetzt wird.

Durch das Neon erhöht sich die scheinbare molare Masse des Gemischs, sodass sich die Anzahl der benötigten Verdichterstufen begrenzen lässt. Das Helium erlaubt durch seine vorteilhaften Wärmeübergangseigenschaften wie hohe Wärmekapazität und -leitfähigkeit kompaktere Wärmeübertrager. Gleichzeitig wird der Partialdruck des Neons abgesenkt, sodass sich eine Tropfenbildung in der Turbine verhindern lässt. Die absolute untere Temperaturgrenze für diese Technologie ist wiederum durch den Tripelpunkt des Neons von 24,6 K gegeben.

Somit erfordert auch dieses Konzept noch die Verbundschaltung mit einem Heliumkreislauf mit Schraubenverdichtern, um Kälteleistung bei Flüssigheliumtemperaturen bereitstellen zu können. Entsprechend wird der exergetische Wirkungsgrad der Gesamtanlage durch die relativ ineffizienten öleingespritzten Schraubenkompressoren begrenzt. Darüber hinaus kann auch keine Ölfreiheit erreicht werden.

7.3.2. Kreislauf mit reinem Helium

Der einfachste Ansatz für die oben formulierten Anforderungen wäre es, eine Vielzahl von Stufen in mehreren Turbokompressoren einzusetzen, um ähnliche Druckverhältnisse wie mit Schraubenverdichtern zu erzielen. Ein solches Vorgehen wurde für den FCC in Betracht gezogen [85]. Aus wirtschaftlichen Gründen kommen nur Kompressoren infrage, die eine Vielzahl an Stufen auf einer Welle vereinen und gleichzeitig eine hohe Drehzahl aufweisen, beispielsweise der auch für das Neliumkonzept untersuchte Kompressor, welcher magnetisch gelagert und direkt angetrieben ist. Solche Kompressoren wurden unter anderem von *MAN* entwickelt [86].

Mit Helium als Arbeitsmittel lassen sich allerdings nur Stufendruckverhältnisse von circa 1,09 erzielen [87]. Nimmt man an, dass ein Druckverhältnis von ungefähr 20, wie beim LHC, benötigt wird, so müsste der Kompressorstrang mehr als 43 Stufen aufweisen, wenn die Druckverluste in den Zwischenkühlern mit berücksichtigt werden. Das Berechnungsmodell dafür wird in Abschnitt 7.4.5 beschrieben.

Es ist nicht zu erwarten, dass sich durch Verbesserungen in der Turboverdichtertechnologie diese Zahl wesentlich reduzieren lässt. Ursprünglich waren bei den Kompressoren zwei Stufengruppen mit bis zu je sieben Stufen vorgesehen. Die tatsächliche Anzahl an Impellern je Stufengruppe hängt neben der Aerodynamik auch von der Rotordynamik ab [87]. Für die erste Auslegung soll von je fünf Stufen ausgegangen werden. Somit würden mindestens vier Verdichtereinheiten benötigt werden.

7.3.3. Kreislauf mit Abtrennung der schwereren Komponente

Um eine akzeptable Anzahl an Stufen zu erhalten, muss, analog zu den Nelium-Kreisläufen, ein Gemisch mit einer höheren scheinbaren molaren Masse verwendet werden.

Da allerdings kein anderer Stoff außer Helium bei den erforderlichen Temperaturen flüssig vorliegt, muss das zugemischte Gas vor Erreichen seines Tripelpunkts wieder aus dem Kreislauf entfernt werden. Der durch Auskondensieren minimal erreichbare Gehalt ergibt sich wiederum aus dem Tripelpunktsdruck. Dieser muss möglichst gering sein, um die endgültige Aufreinigung zu entlasten. Unterhalb seines Tripelpunktsdrucks darf das schwerere

Gas nur noch in sehr kleinen Anteilen vorliegen, um die Resublimation in den kälteren Wärmeübertragern minimal zu halten und somit eine Blockade zu verhindern.

Von Beddome und Terbot [88, 89] wurden Kreisläufe vorgestellt, bei denen Helium ein schwereres Gas hinzugefügt wird, welches in dem ersten inneren Wärmeübertrager auskondensiert und abgetrennt wird. Eine hohe Reinheit des Heliums, welches in den kältesten Teil der Anlage gelangt, wird durch einen Adsorber erreicht, der gegebenenfalls im Wechsel mit einem zweiten Adsorber regeneriert wird.

7.3.4. Nutzung der Exergie der schwereren Komponente

Zur Verdichtung der schwereren Komponente muss dem Kreislauf zusätzliche Exergie in Form von mechanischer Leistung des Verdichters zugeführt werden. Der Anteil der Antriebsleistung, der für die Verdichtung der einzelnen Komponenten aufgebracht werden muss, entspricht ihrem molaren Anteil. Dies lässt sich anhand der Änderung der molaren Exergie bei einer isothermen Zustandsänderung zeigen:

$$\Delta e_{\mathsf{m}} = h_{\mathsf{m,2}} - h_{\mathsf{m,1}} - T_{\mathsf{U}} \left(s_{\mathsf{m,2}} - s_{\mathsf{m,1}} \right) \tag{7.1}$$

Vereinfachend soll von einem perfekten Gas und einer isothermen Zustandsänderung ausgegangen werden. Somit ändert sich die Enthalpie während der Verdichtung nicht. Die molare Entropieerhöhung dieses Prozesses ist:

$$\Delta s_{\mathsf{m}} = \bar{R} \ln \frac{p_1}{p_2} \tag{7.2}$$

Somit ergibt sich für die molare Exergie:

$$\Delta e_{\mathsf{m}} = T_U \bar{R} \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{7.3}$$

Diese hängt also nur von der Umgebungstemperatur, der universellen Gaskonstante und den Anfangs- und Enddrücken ab und ist folglich unabhängig von der verdichteten Gasspezies. Die gleiche Aussage gilt für isentrope Zustandsänderungen.

Würde die schwerere Komponente nun lediglich zur Erhöhung der scheinbaren molaren Masse und nicht zur Kühlung verwendet, so wäre die zu ihrer Verdichtung benötigte Exergie verloren. Der Anteil, bei dem sich noch ein Wirkungsgradvorteil durch den Einsatz von Turboverdichtern im Gegensatz zu Schraubenverdichtern ergeben würde, wäre stark vermindert. Man würde also ein sehr schweres Gas benötigen, um mit geringen Anteilen die gewünschte Erhöhung zu erzielen.

Wie oben gezeigt wurde, erzeugen heutige physikalische Großexperimente exergetische Lasten, die sich ungefähr hälftig auf das Schildkühlungs- und Flüssigheliumniveau aufteilen. Es

ist daher naheliegend, die Exergie der schweren Komponente zu nutzen, um die Kälte auf Schildkühlungsniveau bereitzustellen.

Diese Nutzung kann auf verschiedene Arten erfolgen:

1. Bereitstellung von Kälteleistung durch arbeitsleistende Entspannung,
2. die dabei gegebenenfalls zurückgewonnene mechanische Leistung,
3. Aufwertung der Exergie einer durch Turbinenentspannung erzeugten Kälteleistung durch einen Transformationsprozess,
4. Bereitstellung von Kälteleistung durch den Joule-Thomson-Effekt,
5. Wärmeabfuhr bei höherer Temperatur, ähnlich des Claudekreislaufs.

Bei der arbeitsleistenden Entspannung ergeben sich zwei Untervarianten:

Zum einen könnte das Gasgemisch, wie es bei der Verdichtung vorliegt, expandiert werden.

Alternativ könnte die auskondensierte Komponente verdampft und aufgewärmt werden, um anschließend expandiert zu werden. Da die Flüssigkeit aufgrund des Drucks des Heliums nach der Abtrennung als unterkühlte Flüssigkeit vorliegt, ergibt sich ein komplexes Temperaturprofil in dem Wärmeübertrager, welches schwierig mit den üblichen Lasten einer entweder konstanten oder gleitenden Temperatur in Einklang zu bringen ist. Hier soll daher nur die direkte Expansion des Gemischs betrachtet werden.

Durch eine Turbinenexpansion kann eine Kälteleistung zwischen der Eintritts- und Austrittstemperatur der Turbine erzeugt werden. Die auf den Molenstrom bezogene Exergie dieser Kälte ist gegeben durch:

$$\Delta e_m = \left(T_{\text{ein}}^{-1} - T_{\text{aus}}^{-1}\right) T_U \Delta h_m \tag{7.4}$$

Wird die Wellenleistung der Turbine genutzt, so ergibt sich für die Exergie:

$$\Delta e_m = \left[\left(T_{\text{ein}}^{-1} - T_{\text{aus}}^{-1}\right) T_U + 1\right] \Delta h_m \tag{7.5}$$

Der Anteil der schweren Komponente an dieser Exergie entspricht wieder ihrem molaren Anteil an dem Gemisch.

Die Aufwertung der Exergie durch einen Transformationsprozess entspricht dem im ersten Teil dieser Arbeit untersuchten Verfahren.

Der Joule-Thomson-Effekt ergibt sich aus der Enthalpieabnahme zwischen dem Kompressoreintritt und dem Nachkühleraustritt. Dieser Effekt ist bei den hier betrachteten Drücken zwischen 1 und 20 bar gering, zumal die noch geringeren Partialdrücke der schwereren Komponenten berücksichtigt werden müssen. Daher soll er vernachlässigt werden.

Im Hochdruck weist die schwere Komponente aufgrund ihres Realgasverhaltens eine höhere Wärmekapazität auf. Somit lässt sich in Analogie zu einem Claude-Kreislauf mit einem Reinstoff die Turbinenentspannung als Vorkühlung für die Joule-Thomson-Stufe betrachten. Dieser Effekt wurde bei der Auslegung in Kapitel 3 noch nicht mit berücksichtigt. Aufgrund des relativ niedrigen Druckverhältnisses sowie der niedrigeren Gehalte war dieser Effekt vernachlässigbar. Bei den zu erreichenden, hohen Druckverhältnissen und den dafür benötigten Anteilen der schweren Komponenten wird der nutzbare Anteil erhöht sein.

7.3.5. Sauerstoff als Komponente höherer Molmasse

Als schwere Komponente kommen, wie bei dem Kreislauf zur Supraleiterkühlung, Sauerstoff und Stickstoff infrage. Die Forderung nach einem niedrigen Tripelpunktsdruck erfüllt Sauerstoff mit einem Wert 146 Pa. Eine erste Sicherheitsbetrachtung wurde bereits in Abschnitt 4.2.1 durchgeführt. Vonseiten der Anlagenbetreiber wurden Sicherheitsbedenken bezüglich der Verwendung von Sauerstoff geäußert, während die Anlagenhersteller aufgrund ihrer Erfahrung mit Luftzerlegungsanlagen die Verwendung als unproblematisch ansehen.

7.3.6. Stickstoff als Komponente höherer Molmasse

Sollten Sicherheitsbedenken der Verwendung von reinem Sauerstoff entgegenstehen, so bietet sich Stickstoff an. Ein erster Vergleich von Stickstoff zu Sauerstoff wurde bereits in Abschnitt 4.2 durchgeführt. Die wesentlichen Unterschiede sind die etwas geringere molare Masse des Stickstoffs, die kleinere Verdampfungswärme sowie die höheren Dampfdrücke. Die molare Masse von 28 kg kmol^{-1} gegenüber 32 kg kmol^{-1} für den Sauerstoff wirkt sich leicht negativ auf die Stufendruckverhältnisse aus, während die niedrigere Verdampfungswärme die Nutzung eines größeren Anteils zulässt. Die höheren Dampfdrücke wiederum bewirken, dass der Stickstoff nur über einer kleineren Temperaturspanne auskondensiert werden kann. Das Druckverhältnis über der Turbine wird somit beschränkt.

Der Tripelpunktsdruck des Stickstoffs beträgt 12 520 Pa und ist somit um zwei Größenordnungen höher als derjenige des Sauerstoffs. Somit wird nach der letzten Flüssigkeitsabscheidung ein entsprechend höherer Anteil in der Gasphase verbleiben.

Mit einem Gemisch aus Stickstoff und Sauerstoff können die Vorteile beider Stoffe teilweise kombiniert werden. Dieses weist eine Mischungslücke in der festen Phase auf, die zu einem Eutektikum führt [90]. Dieses erlaubt besonders geringe Dampfdrücke der beiden einzelnen Komponenten und erleichtert somit das Aufreinigen durch Auskondensieren.

Hier soll von reinem Sauerstoff als schwerere Komponente ausgegangen werden, die Option des Dreistoffgemischs Helium-Sauerstoff-Stickstoff aber explizit nicht ausgeschlossen werden.

7.4. Konzeption des Kreislaufs

Kälteanlagen für große Leistungen stellen meist auf verschiedenen Temperaturniveaus Kälte bereit und weisen eine Vielzahl an Turbinen und Wärmeübertragern auf. Hier soll ein einfacher Kreislauf konventioneller Auslegung zum Vergleich genommen werden, um das Potenzial der Kreisläufe mit integrierter Kondensation und Verdampfung darzustellen.

Es wird ein fiktiver Kältebedarf von 10 kW zwischen 15 K bis 30 K sowie eine Last zur Schildkühlung von 43 kW zwischen 70 K bis 80 K angenommen. Beide Lasten entsprechen jeweils einem theoretischen Mindestleistungsbedarf zur Kühlung von ungefähr 129 kW. Somit lässt sich der Trend hinzu gleichen exergetischen Lasten für die Verflüssigung und die Schildkühlung abbilden. Im unteren Temperaturbereich kommt es zu keiner Verflüssigung des Heliums. Diese Temperaturspanne wurde gewählt, um die Betrachtung der unteren Kühlstufe möglichst einfach zu halten. Die Ergebnisse lassen sich aber auf komplexere Kreisläufe mit Verflüssigungsstufen übertragen.

7.4.1. Vergleichskreislauf

Ein möglicher konventioneller Kreislauf für die angenommene Last wäre eine Parallelschaltung von zwei Braytonkreisläufen, wie in Abbildung 7.1 dargestellt. Für die Verdichter werden zwei hintereinander geschaltete Schraubenverdichter angenommen, wobei die erste Braytonstufe auf den Mitteldruck geführt wird. Die Druckverluste in den Wärmeübertragern sollen vernachlässigt werden. Als minimale Temperaturdifferenz zwischen der Hauptlast und dem aus der Hauptturbine kommenden Strom wird 1 K angenommen, der Lastwärmübertrager (LWÜ) ist somit komplett definiert.

Die anderen Wärmeübertrager werden durch folgende NTU-Werte beschrieben:

- Innerer Wärmeübertrager 1 (IWÜ1): 40 NTU
- Schild-Wärmeübertrager (SWÜ): 10 NTU
- Innerer Wärmeübertrager 2 (IWÜ2): 30 NTU

Für Ströme, die gemeinsam in einem Wärmeübertrager aufgewärmt oder abgekühlt werden, wird angenommen, dass ihre Austrittstemperatur gleich ist.

Als Turbinenwirkungsgrade wurden wiederum 88 % angenommen, die Rückgewinnung der Turbinenleistung wird zunächst nicht betrachtet.

Unter den getroffenen Annahmen erreicht der Kreislauf einen exergetischen Wirkungsgrad der Umwandlung von Druckenergie in Kälteleistung von 59,5 %.

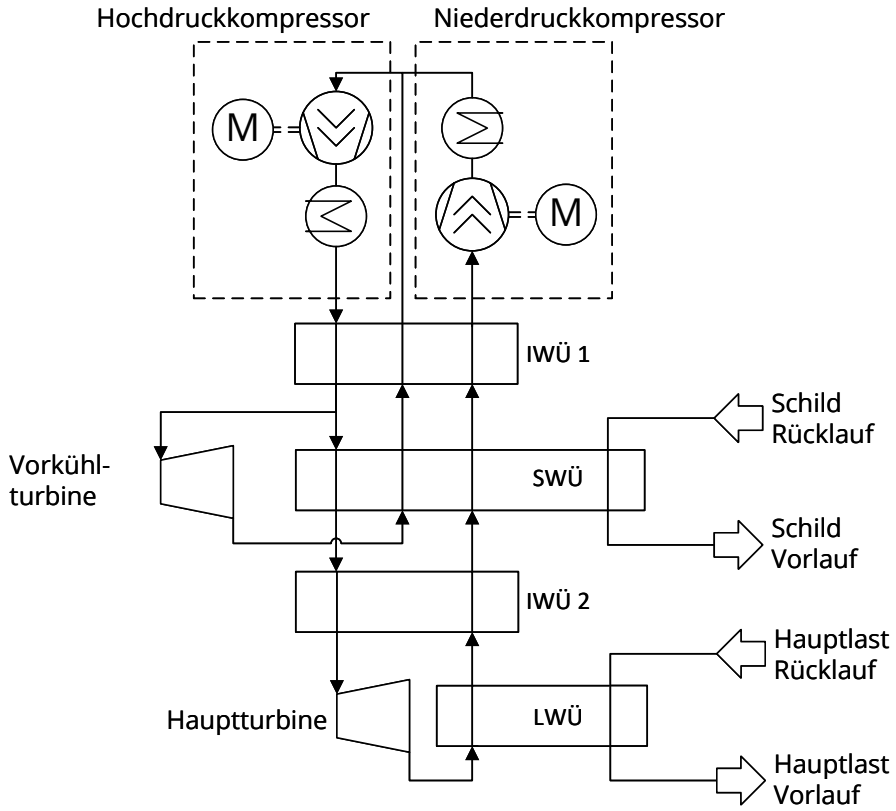

Abbildung 7.1.: Vergleichskreislauf bestehend aus zwei parallelgeschalteten Braytonstufen.

Dabei wurde noch nicht der Druckverlust des Ölabscheidesystems berücksichtigt. Von Ganni und Apparao wird ein Druckverlust von circa 1 bar für den Heliumkühler der zweiten Stufe sowie die Ölabscheidung angegeben [91]. Wird davon der in dem Gütegrad des Kompressors bereits berücksichtigte Druckverlust des Nachkühlers von angenommenen 200 mbar abgezogen, so verbleibt ein Druckverlust von 800 mbar in der Ölabscheidung. Der Kompressor der zweiten Stufe muss also auf 20,8 bar verdichten. Der exergetische Wirkungsgrad des Kreislaufs ohne den Kompressor verringert sich auf 57,9 %.

Nimmt man einen isothermen Wirkungsgrad der Verdichter von 55 % an, so ergibt sich der gesamte exergetische Wirkungsgrad ohne Druckverluste in den Wärmeübertragern zu 31,8 %.

7.4.2. Beispielkreislauf

Das Fließbild für diesen Kreislauf ist in Abbildung 7.2 dargestellt. Im Folgenden wird die Entwicklung des Kreislaufs erläutert.

Ausgangspunkt für diesen Kreislauf ist die in Abbildung 4.10 dargestellte Variante des Kreislaufs zur Stickstoffunterkühlung mit Zwischenabscheidung. Im Unterschied zu diesem wird das aufgereinigte Gas nicht zur Bereitstellung der Kälte für die Kondensation verwendet, sondern zur Kälteerzeugung unterhalb des Tripelpunktes des kondensierenden Gases.

Die zum Auskondensieren des Sauerstoffs notwendige Kälte wird durch Expansion des Gemischs in der Zusammensetzung wie im Kompressor erzeugt. Im Vergleich zu dem Kreislauf zur Stickstoffunterkühlung ist das Druckverhältnis durch die Auslegung des Tieftemperaturteils vorgegeben und mit annähernd 20 sehr viel größer. Folglich würde sich auch über der Turbine ein großer Temperaturabfall einstellen. Der Kondensationsbeginn muss jedoch nahe der Turbineneintrittstemperatur liegen, wie in Abschnitt 3.2 beschrieben. Daher ist ein geringeres Druckverhältnis über dieser Turbine erforderlich, das durch die Einführung eines Mitteldrucks erreicht werden kann.

Die Vorkühlturbine könnte also entweder zwischen dem Hoch- und dem Mitteldruck oder zwischen dem Mittel- und Niederdruck angeordnet werden. Da einerseits die Austrittstemperatur möglichst nahe an dem Temperaturniveau der Last liegen soll und andererseits das Auskondensieren des Sauerstoffs in der Turbine verhindert werden soll, bietet sich die Expansion vom Mittel- zum Niederdruck an. Der Niederdruck wird durch die Expansion in der Hauptturbine bestimmt. Bei dem Brayton-Kreislauf liegt dieser bei 1,82 bar.

Für dem Mitteldruck wird ein Wert von 5,6 bar angenommen.

Zusammen mit dem Sauerstoffgehalt bestimmt der Niederdruck den Taupunkt des in der Vorkühlturbine entspannten Gemischs. Bei für die Verdichtung relevanten Anteilen an Sauerstoff ergibt sich eine entsprechend hohe Austrittstemperatur der Turbine. Daher kommt nur eine Rückführung bei einer Temperatur infrage, die über derjenigen der Schildkühlung

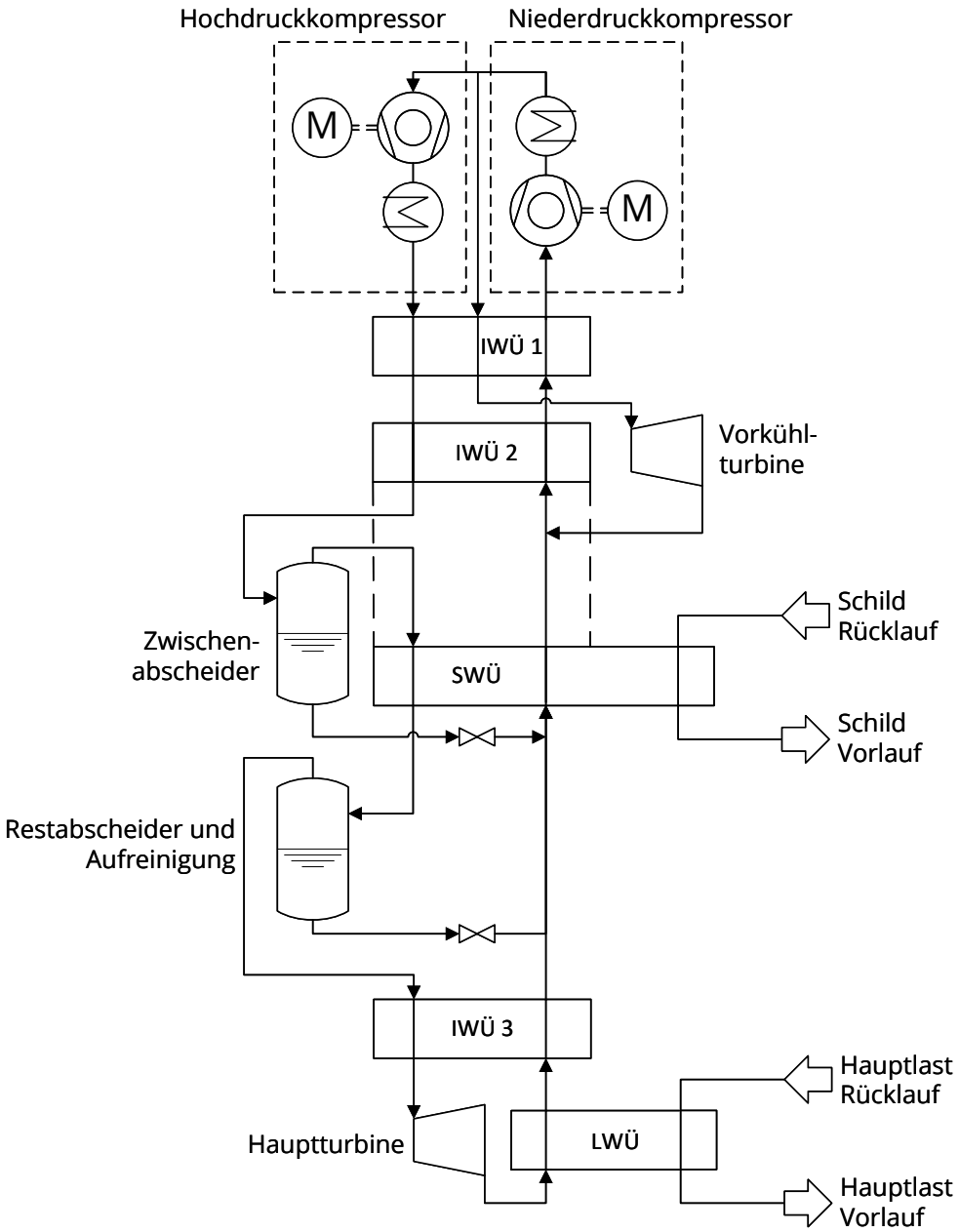

Abbildung 7.2.: Kreislaufkonzept mit Gemisch zur Erhöhung der scheinbaren molaren Masse, Auskondensation und Nutzung der schwereren Komponenten zur Kältetransformation

liegt. Der Turbinenstrom wird dementsprechend nach dem Schildwärmeübertrager (SHX) in den Niederdruckstrom zurückgeführt.

Die Abtrennung des Sauerstoffs erfolgt in zwei Stufen. Somit muss der überwiegende Teil der Flüssigkeit nicht abkühlt und anschließend wieder aufgewärmt werden, wodurch sich die Belastung der Wärmeübertragerflächen verringert. Der Zwischenabscheider wird vor dem Schildwärmeübertrager angeordnet und wird somit eine Temperatur von ca. 80 K aufweisen. Bei dieser Temperatur und einem Druck vom 20 bar verbleiben noch 1,5 % in der Gasphase.

Der zweite Phasentrenner hat zusammen mit der nicht dargestellten finalen Aufreinigung die Aufgabe, einen reinen Heliumstrom für die Kälteerzeugung bei tieferen Temperaturen zu erzeugen. Aufgrund des geringen Anteils des Sauerstoffs am Eintritt des zweiten Abscheiders ist der Einfluss auf die thermische Auslegung gering. Gleichzeitig findet die Aufreinigung im Hochdruck statt, sodass die Druckverluste einen verhältnismäßig kleinen Anteil aufweisen. Daher wird für die Berechnungen dieses Kreislaufs die Abtrennung des Sauerstoffs und die Aufreinigung des Heliums zunächst vernachlässigt.

Der im Hochdruck benötigte Sauerstoffmassenstrom ist unabhängig von dem für die Hauptkühlung benötigtem Massenstrom an Helium und bestimmt sich aus der zu transformierenden Kälteleistung. Somit ergibt sich der nutzbare Sauerstoffanteil und damit die Erhöhung der scheinbaren molaren Masse direkt aus dem Verhältnis der Last bei hoher und niedriger Temperatur. Das Konzept wird also umso attraktiver, je höher der Bedarf auf Schildkühlungsniveau ist.

Der Niederdruck bestimmt sich wie bei dem Vergleichskreislauf aus den Parametern der Hauptturbine.

7.4.3. Berechnung des Beispielkreislaufs

Im Gegensatz zu dem Kreislauf zur Stickstoffunterkühlung wird bei der Berechnung dieses Kreislaufs ein Verfahren angewendet, das auf den Wärmeübertragerkurven beruht. Bei diesem Verfahren werden die Enthalpieänderungen ausgehend vom warmen Ende des obersten inneren Wärmeübertragers IHX1 bei diskreten Temperaturschritten, beispielsweise 1 K, berechnet. Für jede Temperaturstufe werden die Änderungen aufsummiert, ausgehend von der Eintrittstemperatur beziehungsweise einer angenommenen Austrittstemperatur des kalten Stroms. Durch Entnahme, beispielsweise zur Turbinenentspannung, ändern sich die Massenströme und damit die Enthalpieänderungen in den entsprechenden Temperaturstufen. Analog dazu lässt sich die Last durch eine Erhöhung des Massenstroms auf der warmen Seite darstellen. Der Kreislauf ist thermodynamisch realisierbar, wenn es keine Überschneidungen in den Wärmeübertragerkurven gibt und die am kalten Ende aller Wärmeübertrager die aufgenommene Wärmeleistung der abgegebenen entspricht.

Der Vorteil dieser Methode besteht darin, dass der Kreislauf immer berechnet werden kann, auch wenn die aktuelle Lösung ungültig ist, also nicht den vorstehenden Forderungen entspricht. Somit ist eine schnelle Berechnung möglich, ohne die aufwendige Generierung von Startwerten, die eine numerische Lösung erlauben. Gleichzeitig können ebensolche Startwerte generiert werden. Nachteilig ist die geringere Genauigkeit der Ergebnisse, welche durch die diskreten Temperaturschritte beschränkt wird.

Durch eine Interpolation der Temperaturen über der Enthalpieänderung können für eine bestimmte übertragene Wärmemenge die Temperaturen auf der warmen und kalten Seite des Wärmeübertragers berechnet werden. Voraussetzung für die Anwendbarkeit ist, dass sich die Wärmeübertragerkurven auf der warmen beziehungsweise kalten Seite tatsächlich zusammenfassen lassen, also jeweils annähernd gleiche Temperaturen aufweisen. Dies ist bei dem vorliegenden System gegeben, da der Hoch- und Mitteldruckstrom am Eintritt in den ersten Wärmeübertrager die gleiche Temperatur haben. Mit den interpolierten Werten kann auch der benötigte NTU-Wert abgeschätzt werden.

Für die Stoffwerte des Gemischs wird von einer von einer idealen Mischung ausgegangen. Angesichts des in Abbildung 7.5 dargestellten, fast übereinstimmenden Verlaufs von theoretischem Gehalt und gemessenen Werten ist diese Annahme in erster Näherung statthaft. Somit können die Enthalpieänderung des Heliums, sowie des gasförmigen und flüssigen Sauerstoffs separat berechnet und anschließend addiert werden.

Bei der Abkühlung eines Stromes bestehend aus Helium und 20 mol-% Sauerstoff bei 20 bar und gleichzeitiger Aufwärmung desselben Stroms bei 1,8 bar ergeben sich die in Abbildung 7.3 dargestellten Wärmeübertragerkurven. Im nicht dargestellten Abschnitt oberhalb von 140 K sind die Kurven annähernd parallel. Bei 55 K, knapp oberhalb des Tripelpunktes des Sauerstoffs, wird dieser abgetrennt und bei der gleichen Temperatur im Niederdruck wieder zugemischt, dadurch ergibt sich das leichte Abknicken der Kurven bei dieser Temperatur. Als Temperaturdifferenz am warmen Ende wurde 5 K angenommen. Der Sauerstoffgehalt wurde in Vorgriff auf die Ergebnisse der Optimierung festgelegt, wobei eine erste Abschätzung nach dem Verfahren in Abschnitt 3.2 durchgeführt wurde.

Um die Verlust infolge der Wärmeübertragung gering zu halten müssen die Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern reduziert werden, die Wärmeübertragerkurven also angenähert werden.

Durch die sensible Wärme der Last ergibt sich bei konstanter Wärmekapazität ein lineares Temperaturprofil zwischen 70 und 80 K.

Die Kälteleistung der Turbine ergibt sich aus der Abkühlkurve des Mitteldruckstroms bis zur Turbineneintrittstemperatur sowie der Aufwärmung desselben Stroms im Niederdruck. Die Turbinenleistung wird also als nicht benötigte Abkühlung des Mitteldruckstroms sichtbar. Die

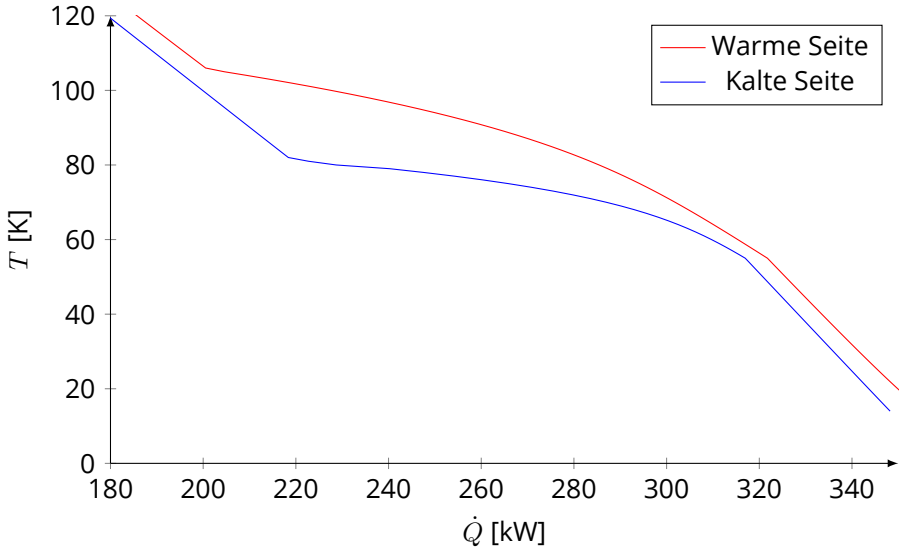

Abbildung 7.3.: Temperaturprofile bei Abkühlung und Erwärmung eines Stroms mit 20 mol-% Sauerstoffs, Rest Helium, bei 20 beziehungsweise 1 bar

Parameter der beiden Turbinen, also Eintrittstemperatur und Massenstrom, werden für dieses erste Beispiel händisch optimiert. Mit den festgelegten Drucklagen ergeben sich unmittelbar die Austrittstemperaturen der Turbinen.

Mit der ersten Auslegung ergeben sich die in Abbildung 7.4 dargestellten Wärmeübertragerkurven.

Für den Zwischenabscheider wurde eine Temperatur von 80 K gewählt, für die finale Abscheidung 56 K, wie im nächsten Abschnitt dargestellt.

Der Massenstrom im Hochdruckteil beträgt 0,439 kg s^{-1}. Nach der Abtrennung des Sauerstoffs verbleibt ein aufgereinigter Heliummassenstrom von 0,147 kg s^{-1}. Der für die Vorkühlung benötigte Gemischmassenstrom beträgt 0,698 kg s^{-1}.

Die Eintrittstemperaturen der Turbinen sind 121 beziehungsweise 31 K.

Die Wärmeübertrager haben insgesamt einen NTU-Wert von 97.

Durch die Zumischung der wärmeren Flüssigkeit ergibt sich eine Lücke in der kalten Wärmeübertragerkurve zwischen 64 und 65 K.

Dieser Kreislauf weist einen exergetischen Wirkungsgrad der Umwandlung von Druckenergie in Kälteleistung von 55,5 % auf. Mit dem in Abschnitt 7.4.5 berechneten isothermen Wirkungsgraden der Verdichter von 67,5 % ergibt sich gesamter exergetischer Wirkungsgrad des Kreislaufs ohne Druckverluste in den Wärmeübertragern von 37,4 %.

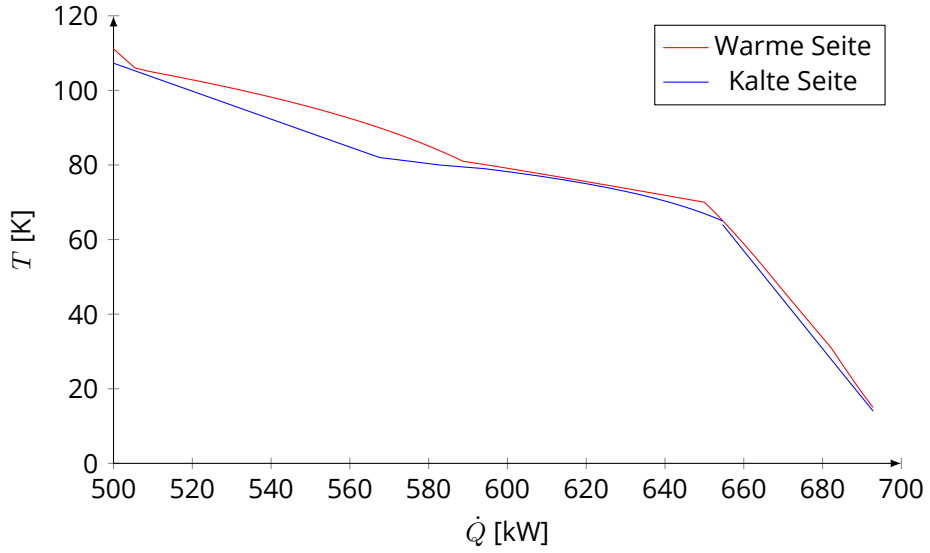

Abbildung 7.4.: Temperaturprofile des Kreislaufs

Bei der Auswertung der Ergebnisse ist zu beachten, dass sich die gute Annäherung der Kurve im Niederdruck aus der angenommenen Schildtemperatur sowie dem Niederdruck ergibt. Bei Berücksichtigung der Druckverluste würde sich ein geringerer Niederdruck ergeben. Somit würde der Sauerstoff vermehrt bei tieferen Temperaturen verdampfen. Ausgeglichen werden kann dies durch eine niedrigere Temperatur der Schildkühlung.

Im Bereich oberhalb von 75 K gibt es noch ein gewisses Optimierungspotential. Hier können gegebenenfalls die Wärmeübertragerkurven noch dichter zusammengeführt und die Verluste durch die Temperaturdifferenzen reduziert werden.

7.4.4. Aufreinigung des Heliums

Der Tripelpunktsdruck ist nur ein erster Anhaltspunkt für die durch Auskondensieren erreichbaren Gehalte. Um ein Ausfrieren in dem Wärmeübertrager zu vermeiden, ist eine Temperatur oberhalb des Tripelpunkts von 54,3 K notwendig. Genauer wäre eine Temperatur notwendig, bei der Schmelzdruck oberhalb des Hochdrucks liegt. Aufgrund des fast senkrechten Anstiegs der Schmelzlinie im p,T-Diagramm kann allerdings der Tripelpunktsdruck in erster Näherung verwendet werden. Für diese Betrachtungen soll ein Wert von 56 K gewählt werden.

Der tatsächliche Gehalt an Sauerstoff in der Gasphase ist höher als derjenige, der sich aus dem Dampfdruck ergibt. Ein Gemisch aus Helium und Sauerstoff wurde von Herring vermessen [92]. Die theoretischen und gemessenen Gehalte in der Gasphase sind in Abbildung 7.5

dargestellt, dabei sind die gemessenen Anteile ungefähr um den Faktor 1.25 höher. Unter Berücksichtigung dieser Abweichung ergibt sich ein Restgehalt bei der gewählten Temperatur von 56 K von 150 ppm.

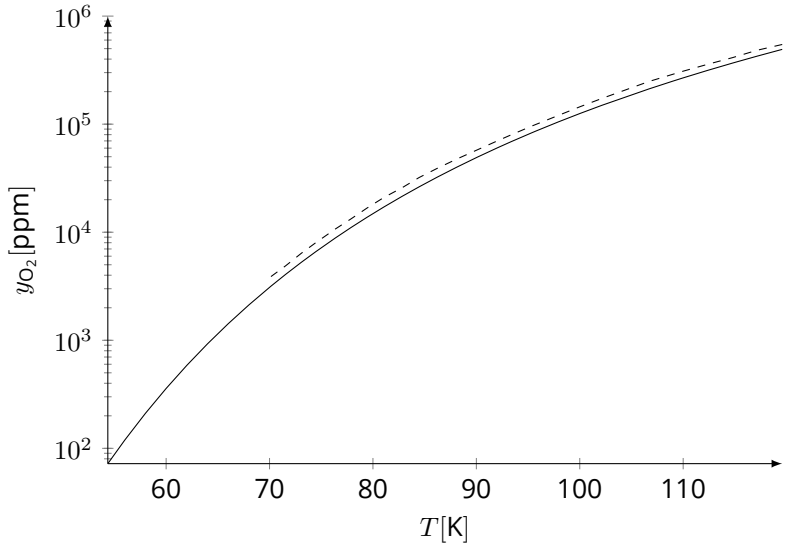

Abbildung 7.5.: Sauerstoffgehalt in der Gasphase bei 20 atm, entsprechend 20,265 bar, durchgezogene Kurve: theoretischer Wert aus Dampfdruck, gestrichelte Kurve: Werte aus [92]

Üblicherweise werden in kryogenen Anlagen Aktivkohlefilter eingesetzt, um Spuren von Luftgasen zu entfernen. Aufgrund des Sauerstoffs müsste anstelle der üblichen Aktivkohle das nichtbrennbare Zeolith verwendet werden.

Bei Laborverflüssigern erfolgt dabei die Regeneration der Adsorber über das regelmäßige Aufwärmen nach wenigen Tagen Verflüssigungsbetrieb, bei Großanlagen, die als Kältemaschine laufen, sind durch den geschlossenen Kreislauf nur geringe Verunreinigungen zu erwarten, sodass es üblicherweise ausreicht, die Adsorber während des planmäßigen Aufwärmens der Anlage zu regenerieren. In dem hier untersuchten Kreislauf muss kontinuierlich eine höhere Beladung mit Sauerstoff verarbeitet werden, daher ist eine Regeneration während des Betriebs notwendig. In dem Patent von Beddome wird eine Regeneration vorgeschlagen, bei der der gesättigte Adsorberbehälter an die Niederdruckseite des Kompressors angeschlossen wird, während ein zweiter Adsorber beladen wird [88]. Es handelt sich folglich um eine Druckwechseladsorption.

Nach dem in dem Patent dargestellten, eventuell unvollständigen Schema wird der in der Regeneration befindliche Adsorber nicht mit dem kalten Niederdruckstrom gespült, sondern lediglich der Druck abgesenkt. Dadurch lassen sich zwar die, insbesondere im Niederdruck kritischen, Druckverluste reduzieren, gleichzeitig wird sich aber der Gasraum aufgrund der für die Desorption benötigten Zeit mit Sauerstoff anreichern, welcher bei der nächsten Beladung wieder adsorbiert wird. Die nutzbare Kapazität wäre also stark vermindert und der

Sauerstoff würde entlang des Adsorbermaterials diffundieren. Daher sollte zumindest eine kurze Spülung mit reinem Helium aus dem Niederdruck erfolgen.

7.4.5. Verdichter

In diesem Abschnitt wird aufgezeigt, wie sich Anzahl der benötigten Verdichterstufen durch die Verwendung des schweren Gases reduziert. Für den Nachweis der theoretischen Realisierbarkeit wird dabei von einem Eintrittsdruck von 1 bar zur Berücksichtigung der Druckverluste ausgegangen.

Das in einer Verdichterstufe erreichbare Druckverhältnis ist unter anderem abhängig von der (scheinbaren) molaren Masse des zu verdichtenden Gases, sowie seines Isentropenexponenten. Die scheinbare molare Masse eines Gemischs ergibt sich aus den molaren Massen der Komponenten und ihren Anteilen:

$$\bar{M} = \left[\sum_{i=0}^{n} \frac{\xi}{M_i}\right]^{-1} \tag{7.6}$$

Ein Gemisch mit 20 mol-% Sauerstoff hat eine scheinbare molare Masse von 9,6 kJ kg^{-1}.

Als Stufenparameter werden für die erste Abschätzung die Werte von Podeur et al. [87] übernommen. Diese sind im Detail eine Umfangsgeschwindigkeit von 300 m s^{-1} sowie eine Druckzahl von 1,4. Die ideale Energieerhöhung in einer Stufe beträgt somit 63 kJ kg^{-1}. Die Untersuchungen in der Quelle zeigen, dass polytrope Gütegrade oberhalb von 85 % möglich sind.

Der isentrope Gütegrad lässt sich für ein gegebenes Druckverhältnis Π aus dem polytropen Gütegrad bei bekanntem Isentropenexponenten κ berechnen [93, S. 120]:

$$\eta_{\mathrm{is}} = \frac{\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\Pi^{\frac{\kappa-1}{\eta_{\mathrm{p}}\kappa}} - 1} \tag{7.7}$$

Bei kleinen Stufendruckverhältnissen geht der isentrope Gütegrad in den polytropen Gütegrad über [93, S. 119]. Bei einem angenommen Stufendruckverhältnis von 1,2 und einem polytropen Gütegrad von 85 % liegt der isentrope Gütegrad bei 84,4 %. Die Differenz ist für diese Betrachtungen vernachlässigbar.

Der isotherme Gütegrad eines mehrstufigen Verdichtungsprozesses ergibt sich sowohl aus den Gütegraden der einzelnen Verdichterstufen als auch den Druckverlusten in den Zwischenkühlern. Als Druckverlust für die Zwischenkühler soll ein Wert von 200 mbar angenommen werden [94]. Die Rückkühlung erfolgt dabei auf eine Temperatur von 293,15 K, entsprechend 20 °C. Die einzelnen Stufen werden in Stufengruppen zu jeweils vier bis fünf Stufen aufgeteilt.

In Tabelle B.4 ist eine Verdichterauslegung basierend auf den obigen Parametern dargestellt. Die 18 Stufen können auf zwei Maschinen in Tandembauweise aufgeteilt werden. Der exergetische Wirkungsgrad der Verdichtung von 1 bar bis zu dem Druck zwischen den Maschinen von 4,44 bar beträgt 66,8 %. Für die Verdichtung von 1 bar auf den Hochdruck von 21,16 bar ist etwas höher und beträgt 68,5 %. Der Unterschied kommt durch den stärkeren Einfluss der Druckverluste in den Zwischenkühlern bei niedrigeren Drücken zustande.

7.5. Vergleich der Kreisläufe

In diesem Kapitel wurde das Konzept der Kreisläufe mit arbeitsleistender Entspannung und paralleler Kondensation auf die Kälteerzeugung bei Flüssigheliumtemperaturen angewandt. Im Vergleich zu den Kreisläufen für die Stickstoffunterkühlung sind dafür weitergehende Modifikationen des Kreislaufs das Ziel.

7.5.1. Erreichbare Wirkungsgrade

Im Abschnitt 7.4.5 wurde der exergetische Wirkungsgrad der Verdichtung für den Mittel- und Hochdruckverdichter bestimmt. Mit den bekannten Massenströmen, die in den jeweiligen Verdichtern komprimiert werden, lässt sich der gesamte isotherme Wirkungsgrad der Verdichtung zu 67,4 % bestimmen. Der gesamte exergetische Wirkungsgrad beträgt 37,4 %. Dies ist der äußere Wirkungsgrad ab Welle, ohne Berücksichtigung der Druckverluste im Kreislauf.

Im Vergleich dazu weist der konventionelle Kreislauf einen exergetischen Wirkungsgrad von 31,8 % auf.

Bei gleichen Druckverlusten im konventionellen Kreislauf würde dessen exergetischer Wirkungsgrad 28,4 % betragen.

Bei dem hier entwickelten Kreislauf erfolgt die Entspannung der Vorkühlturbine vom Mittel- in den Niederdruck. Daher ist der Massenstrom im Niederdruck größer, wodurch höhere Druckverluste zu erwarten sind.

Bei Kältekreisläufen mit Helium als Arbeitsmittel wird eine Rückgewinnung der Wellenleistung der Turbinen üblicherweise nicht praktiziert. Hintergrund sind zum einen die eher kleinen Leistungen der Anlagen an sich, zum anderen wird versucht, durch eine Vielzahl an Turbinen den Wirkungsgrad der Anlage zu steigern. Somit sinkt die Leistung der einzelnen Turbine

ab. Bei dem vorgestellten Konzept wird die Turbinenentspannung auf eine höhere Temperaturstufe gebracht. Dadurch können auch in dem Beispiel nicht berücksichtigte Verflüssigungslasten, die zu einem weiteren Aufspreizen der Kurven führen würden, auf einem hohen Temperaturniveau abgeführt werden.

Weitere Gründe sprechen für die Rückgewinnung der Wellenleistung der Vorkühlturbine: Reines Helium erfordert hochdrehende Turbomaschinen, wodurch die Verluste in der Lagerung stark ansteigen. Durch die Verwendung eines Gemischs können die Turbinen mit einer niedrigeren Geschwindigkeit und somit effektiver betrieben werden. Darüber hinaus gestaltet sich auch die Integration einer zusätzlichen Stufe in einen Turboverdichterstrang einfacher im Vergleich zu einem Kreislauf, in dem das Arbeitsmittel in Schraubenverdichtern komprimiert wird.

Für eine erste Abschätzung des Einflusses der Druckverluste sollen diese im Hoch-, Mittel- und Niederdruck zu 200, 300 beziehungsweise 400 mbar angenommen werden.

Der Wirkungsgrad des Kreislaufs mit Rekuperation beträgt dann noch 34,9 %, ohne Nutzung der Wellenleistung sinkt der Wert auf 31,2 %. Dabei wurde lediglich die notwendige Steigerung der Verdichtungsverhältnisse betrachtet, der Einfluss auf Kondensation und Verdampfung im Kreislauf wurde noch nicht berücksichtigt.

Bezüglich der Anwendbarkeit auf verschiedene Kälteanforderungen ist der Brayton-Kreislauf durch seine variable Temperatur der Turbinenentspannung dem hier entwickelten Kreislauf überlegen, da er nicht durch die Temperaturbereiche von Kondensation und Verdampfung beschränkt ist. Für das erwähnte Beispiel des FCC-hh kann die Kälte nicht direkt auf dem erforderlichen Temperaturniveau erzeugt werden, da kein Fluid in diesem Temperaturbereich siedet, wie in Abbildung 1.1 dargestellt.

Der hier entwickelte Kreislauf eignet sich insbesondere für Anwendungen, bei denen die exergetische Last ungefähr zur Hälfte auf einem Temperaturniveau im Bereich des flüssigen Stickstoffs vorliegt.

7.5.2. Komponenten

Die Hauptmotivation des Kreislaufkonzepts liegt in dem Ersatz der öleingespritzten Schraubenverdichter durch Turboverdichter. Somit können die Schraubenverdichter, die üblicherweise in kryotechnischen Anlagen eingesetzt werden, durch zwei Turboverdichter ersetzt werden. Die Verdichterstationen vereinfachen sich somit stark, da insbesondere auch die Ölsystem und die Ölentfernung entfallen.

Der Kreislauf an sich weist eine höhere Komplexität auf. Zusätzlich zu dem ersten Abscheider wird noch ein zweiter Abscheider sowie ein System zur finalen Aufreinigung benötigt. Auch bei den konventionellen Kreisläufen wird üblicherweise ein Adsorber auf einer Temperatur

von 80 K angeordnet. Dieser müsste sich nun auf einer niedrigeren Temperatur befinden und während des Betriebs regenerierbar gestaltet werden.

Je nach Kälteanforderung und Kreislaufgestaltung können gegebenenfalls Turbinen in der Vorkühlung dadurch eingespart werden, dass mit dem Gemisch aus Helium und Sauerstoff eine geringere technische Arbeit für ein gegebenes Temperaturverhältnis genügt.

8. Zusammenfassung und Ausblick

Mit dem entwickelten Kreislaufkonzept kann eine erhebliche Steigerung des exergetischen Wirkungsgrads erreicht werden. Das Konzept beruht auf der Verwendung eines Gemischs, das zunächst abgekühlt und dabei eine Komponente auskondensiert wird.

Der aufgereinigte Gasstrom kann entweder zur Kälteerzeugung auf dem Temperaturniveau der Kondensation oder zur Kältebereitstellung bei tieferen Temperaturen als dem Tripelpunkt der auskondensierten Komponenten verwendet werden. In letzterem Fall wird die Kälte zur Kondensation durch eine parallel geschaltete Turbine bereitgestellt, in der ein Teilstrom des Gemischs arbeitsleistend entspannt wird.

Die auskondensierte Komponente wird nach isenthalper Entspannung dem Gasstrom wieder zugemischt. Infolge der unterschiedlichen Dampfdrücke im Hoch- und Niederdruck ergibt sich durch die Kondensation und das Verdampfen eine Transformation der Kälteleistung auf ein niedrigeres Temperaturniveau. Diese Transformation kann dabei den Hauptnutzen darstellen und somit ein höheres, nutzbares Druckverhältnis im Kreislauf erlauben. Bei einem alternativen Konzept wird ein Gemisch aus einem leichten Gas mit einem Gas höherer molarer Masse verwendet, um die effiziente Verdichtung in einer begrenzten Anzahl an Verdichterstufen zu ermöglichen. Hierbei dient die Transformation dazu, die Exergie der Verdichtung der schwereren Komponente nutzbar zu machen.

Für beide Konzepte können Radialverdichter mit aktiver Magnetlagerung eingesetzt und somit eine Ölfreiheit des Systems erreicht werden.

8.1. Weiterer Forschungsbedarf

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine erste Auslegung der beiden Kreisläufe durchgeführt. Zur praktischen Umsetzung sind noch weitere Fragen zu klären.

Die Auslegung und Wirkungsgradoptimierung der Turbomaschinen kann als ingenieurtechnisches Handwerk angesehen werden. Hierbei müssen die tatsächlich erreichbaren Gütegrade der Verdichtung geprüft werden.

Als Entwicklungsaufgabe ist die Flüssigkeitseinspritzung zu sehen. Während diese Art der Flüssigkeitsaufgabe eines Stromes, der zuvor im thermischen Gleichgewicht stand, als Stand

der Technik anzusehen ist, ergeben sich durch die unterschiedliche Temperatur von Gas und Flüssigkeit weitere Fragestellungen. So ist unter anderem zu klären, ob es durch die Abkühlung entlang der Lanze zu einer Fehlverteilung kommen kann. Die Wärmeübertrager sollten numerisch simuliert und experimentell untersucht werden, um mögliche Einschränkungen festzustellen.

In dieser Arbeit wurde zunächst nur von stationären Zuständen ausgegangen. Der Anfahrprozess an sich ist als unkritisch anzusehen. Es muss aber geklärt werden, wie sich die Kreisläufe bei einer Veränderung der Last hinsichtlich Temperaturintervall, Wärmestrom und im Falle des Kreislaufs für mit Helium und Sauerstoff des Verhältnis der Haupt- zur Schildkühlungslast verhalten. Hierbei ergeben sich neben Herausforderungen auch Chancen. So kann die auskondensierte Flüssigkeit als Kältespeicher dienen. Insbesondere bei Helium und Sauerstoff hat das Auskondensieren eine Veränderung der Drücke und Druckverhältnisse zur Folge.

Für den Kreislauf mit Helium und Sauerstoff ist zu untersuchen, in wie weit sich die Druckverluste auf die Leistungsfähigkeit des Kreislaufs auswirken. Ebenso ist für diesen Kreislauf die finale Aufreinigung auszuarbeiten. Zur weiteren Optimierung ist die Verwendung von Stickstoff und Sauerstoff als schwere Komponente zu prüfen.

8.2. Weitere mögliche Anwendungen

Die Anwendbarkeit des Kreislaufkonzepts beschränkt sich nicht nur auf die in dieser Arbeit untersuchte Stickstoffunterkühlung und Erhöhung der scheinbaren molaren Masse für die effiziente Heliumverdichtung.

Die Variante zur Stickstoffunterkühlung kann ebenfalls zur Unterkühlung flüssigen Sauerstoffs eingesetzt werden. Unterkühlter Sauerstoff bietet Vorteile insbesondere in der Anwendung als Oxidationsmittel für Raketenantriebe [95, S. 15]. Der Sauerstoff würde hierbei direkt aus dem Hochdruck, vor dem Drosselventil entnommen werden.

Analog dazu ist ein offener Kreislauf für die Kühlung von supraleitenden Kabeln vorstellbar. Hierbei könnten die Zirkulationspumpen sowie der Lastwärmeübertrager eingespart werden, wodurch sich die Systemeffizienz erhöht.

Der im ersten Teil dieser Arbeit entwickelte Kreislauf lässt sich auch für die Rückverflüssigung von Erdgas verwenden, beispielsweise mit einem Gemisch aus Methan und Stickstoff. Insbesondere bei kleineren Anlagen kann es wirtschaftlich sein, auf die Verdichtung des zugeführten Stroms zu verzichten und anstelle einer überkritischen Verflüssigung die Verdampfungswärme in einem kleinen Temperaturintervall zu entziehen. Ähnliche Kreisläufe wurden bereits in der Literatur beschrieben [7, 8].

In Hinblick auf eine zukünftige Wasserstoffwirtschaft wird der Import flüssigen Wasserstoffs an Bedeutung gewinnen. Um die bei der Verflüssigung entstehenden Verluste zu begrenzen, sind effiziente Kreisläufe notwendig. Von Wilhelmsen et al. wurde aufgezeigt, dass sich mit einem Gemisch aus 90 mol-% Neon mit Helium eine gute Annäherung an die Abkühlkurven des Wasserstoffs erreichen lässt [96]. Für diesen Einsatzzweck ließe sich das in dieser Arbeit entwickelte Konzept für ein Gemisch aus Neon als kondensierendem Gas und Helium adaptieren.

Alternativ kann, ähnlich wie von Beddome [88] vorgeschlagen, der Wasserstoff direkt mit einem schwereren Gas versetzt werden. Dafür bieten sich Kohlenwasserstoffe aus der Gruppe der Alkane an, beispielsweise Propan, das mit seinem niedrigen Tripelpunkt eine Vorkühlung hin zu niedrigen Temperaturen erlaubt.

Literatur

[1] E. W. Lemmon u. a. *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology*. 2018.

[2] D. Goloubev. „Kühlung eines resistiven HTSL-Kurzschlussstrombegrenzers mit einer Gemisch-Joule-Thomson-Kältemaschine“. Technische Universität Dresden, 2003.

[3] H.-M. Chang u. a. „Modified Brayton Refrigeration Cycles for Liquid Hydrogen in Spallation Neutron Source Moderator“. In: *Cryocoolers 19*. ICC. San Diego (USA), 2016.

[4] S. Yoshida u. a. „New Design of Neon Refrigerator for HTS Power Machines“. In: *Advances in Cryogenic Engineering 56*. CEC. Tucson (USA), 2009, S. 1131–1138.

[5] N. Saji u. a. „Design of Oil-Free Simple Turbo Type 65 K/6 KW Helium and Neon Mixture Gas Refrigerator for High Temperature Superconducting Power Cable Cooling“. In: *Advances in Cryogenic Engineering 47*. CEC. Madison (USA), 2001, S. 893–902.

[6] H. Quack u. a. „Nelium, a Refrigerant with High Potential for the Temperature Range between 27 and 70 K“. In: *Physics Procedia 67*. ICEC. Enschede (NL), 2014, S. 176–182.

[7] S. K. Jeong, G. W. Hwang und S. W. Baek. „Natural Gas Liquefaction System with Turbine Expander and Liquefaction Method Thereof“. US-Pat. 20100024475A1. Korea Advanced Institute of Science and Technology KAIST. 4. Feb. 2010.

[8] A. Alekseev. „Verfahren zum Abkühlen eines Mediums“. Dt. Pat. 102016000394A1. Linde AG. 20. Juli 2017.

[9] P. Michalek. „Von der Hochspannungsfreileitung zum Supraleiter“. Vortrag. ZIEHL VII (Berlin). 5. März 2020.

[10] M. Stemmle u. a. „Three Years Operation Experience of the AmpaCity System Installation in Essen, Germany“. Vortrag. EUCAS 2017 (Genf). 20. Sept. 2017.

[11] R. Bach. „Herausforderungen beim Einsatz eines 500-MVA-HTS-Kabels in München“. ZIEHL VII (Berlin). 5. März 2020.

[12] S. Klöppel u. a. „Thermo-Hydraulic and Economic Aspects of Long-Length High-Power MgB2 Superconducting Cables“. In: *Cryogenics* 113 (Jan. 2021).

[13] S. Fink u. a. „Withstand Alternating Voltage of Liquid Nitrogen in the Presence of Gas Bubbles“. In: *2014 IEEE 18th International Conference on Dielectric Liquids (ICDL)*. Bled, Slovenia: IEEE, Juni 2014, S. 1–4.

[14] A. Alekseev, L. Decker und S. Grohmann. „Anforderungen an das Kühlsystem für lange HTSL-Leistungskabel“. Vortrag. DKV Tagung 2020 (online).

[15] *SPC-4 Cryogenerator*. Produktdatenblatt. Stirling Cryogenics B.V., 14. Juni 2021.

[16] C. Wang, A. Olesh und J. Cosco. „Performance Improvement of a Large Capacity GM Cryocooler“. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 278*. CEC. 2017.

[17] F. Herzog u. a. „Cooling Unit for the AmpaCity Project – One Year Successful Operation“. In: *Cryogenics* 80.2 (1. Dez. 2016), S. 204–209.

[18] B. A. Hands. *Cryogenic Engineering*. Academic Press, 1986.

[19] J. Maguire, F. Schmidt und A. Ravex. „Demonstration of a Pre-Commercial Long-Length HTS Cable System Operating in the Power Transmission Network“. DOE Peer Review Update (Alexandria, VA, USA). 29. Juni 2010.

[20] C. Gondrand. „Air Liquide Cryogenic Solutions for HTS Refrigeration“. ICEC 25 (Enschede). 9. Juli 2014.

[21] G. Zick und C. Gondrand. „Turbo-Brayton Cryogenic Systems“. Vortrag. DKV-Tagung (Bremen). 23. Nov. 2017.

[22] S. Yoshida u. a. „Sub-Cooled Liquid Nitrogen Cryogenic System with Neon Turbo-Refrigerator for HTS Power Equipment“. In: *AIP Conference Proceedings 1573*. CEC. Anchorage (USA), 2013, S. 1246–1253.

[23] N. Nakamura u. a. „Development of Cooling System and High-performance Refrigerator for HTS Cable“. In: *TEION KOGAKU (Journal of Cryogenics and Superconductivity Society of Japan)* 48.7 (2013), S. 382–386.

[24] *Turbo-Brayton subcooler for Liquefied Natural Gas (LNG) boil-off reliquefaction*. Produktdatenblatt. Air Liquide Advanced Technologies, Sept. 2019.

[25] M. A. Taylor, Hrsg. *Plate-Fin Heat Exchangers: Guide to Their Specification and Use*. Unter Mitarb. von Heat Transfer and Fluid Flow Service und Plate-Fin Study Group. HTFS for the Plate-Fin Study Group, 1990.

[26] *Magnetic Bearing Turbo Blowers. PillAerator Series*. Produktdatenblatt. Kaeser Compressors, 2019.

[27] H. Sigloch. *Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen*. 5. Aufl. Carl Hanser, März 2013.

[28] H. Hirai u. a. „Development of a Turbine-Compressor for 10 kW Class Neon Turbo-Brayton Refrigerator“. In: *AIP Conference Proceedings 1573*. CEC. Anchorage (USA), 2013, S. 1236–1241.

[29] S. Yoshida u. a. „Consideration of Sub-Cooled LN2 Circulation System for HTS Power Machines“. In: *Advances in Cryogenic Engineering 57*. CEC. Spokane (USA), 2011, S. 1649–1656.

[30] F. Durand und A. Ravex. „Cryogenic Refrigeration Method And Device“. US-Pat. 20100263405A1. Air Liquide SA. 21. Okt. 2010.

[31] S. Klöppel, H. Quack und C. Haberstroh. „Verfahren zur Kühlung eines Fluidgemischs“. Pat. WO 2020/229395 Al. Technische Universität Dresden. 19. Nov. 2020.

[32] S. Kloeppel u. a. „Neon Helium Mixtures as a Refrigerant for the FCC Beam Screen Cooling: Comparison of Cycle Design Options“. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 101*. CEC. Tucson (USA), 18. Dez. 2015.

[33] C. Gondrand. „Turbo-Brayton cryogenic systems“. Vortrag. ICEC 26 (Neu Delhi). 10. März 2016.

[34] S. Savelyeva, S. Klöppel und C. Haberstroh. *CryoSolver. Package for Cryogenic Cycle Simulation in Python. Documentation*. Version 1.0.0. TU Dresden, 25. Aug. 2020.

[35] J. J. More, B. S. Garbow und K. E. Hillstrom. *User Guide for MINPACK-1*. ANL-80-74. Argonne National Lab., IL (USA), 1. Aug. 1980.

[36] M. J. D. Powell. „A Direct Search Optimization Method That Models the Objective and Constraint Functions by Linear Interpolation“. In: *Advances in Optimization and Numerical Analysis*. Hrsg. S. Gomez und J.-P. Hennart. Springer, 1994, S. 51–67.

[37] P. Grassmann und J. Kopp. „Zur günstigsten Wahl der Temperaturdifferenz und der Wärmeübergangszahl in Wärmeaustauschern“. In: *Kältetechnik* 10.9 (1957), S. 306–308.

[38] B. Bradu u. a. „Control Optimization of a LHC 18 kW Cryoplant Warm Compression Station Using Dynamic Simulations“. In: *Advances in Cryogenic Engineering 55*. CEC. Tucson (USA), 2009, S. 1619–1626.

[39] L. B. Robinson. „Phase Equilibria in Cryogenic Mixtures: Part II“. In: *Cryocoolers 8*. Hrsg. R. G. Ross. Springer, 1995, S. 559–567.

[40] P. B. de Sousa und G. Bonfait. „Contribution to the Study of Neon-Nitrogen Mixtures at Low Temperatures“. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 101*. CEC. Tucson (USA), 2015.

[41] R. J. Burch. „Low Temperature Phase Equilibria of the Gas-Liquid System Helium-Neon-Nitrogen.“ In: *Journal of Chemical & Engineering Data* 9.1 (Jan. 1964), S. 19–24.

[42] W. B. Streett. „Liquid-Vapour Equilibrium in the System Neon-Nitrogen“. In: *Cryogenics* 5.1 (1965), S. 27–33.

[43] W. B. Streett. „Density and Phase Equilibria in the System Neon-Nitrogen at High Pressures“. In: *Cryogenics* 8.2 (1968), S. 88–93.

[44] A. V. Trotsenko u. a. „Modeling of Gas Solubility Process in Liquid Based on State Equations for Low Temperature Working Fluids“. In: *AIP Conference Proceedings 2195*. International Scientific and Practical Conference “Modeling in Education 2019”. Moskau (RU), 2019.

[45] В. Г. Скрипка und Н. М. Дыхно. „Растворимости Гелия и Неона в Жидком Кислороде, Азоте и Аргоне (в Области Температур От 67 До 90 К и Давлений От 6 До 26 кГ/См2)“. In: *Труды ВНИИКимаш* (1964), S. 163.

[46] H. L. Clever, Hrsg. *Helium and Neon - Gas Solubilities*. Unter Mitarb. von R. Battino u. a. 1. Aufl. IUPAC Solubility Sata Series. Pergamon Press, 1979.

[47] В. Скрипка und Н. Лобанова. „Фазовые и Объемные Соотношения При Низких Температурах и Высоких Давлениях. Экспериментальное Исследование Растворимости Гелия и Неона в Жидких Кислороде, Азоте и Аргоне“. In: *Труды ВНИИКимаш* (1971).

[48] M. Campestrini. „Thermodynamic Study of Solid-Liquid-Vapor Equilibrium : Application to Cryogenics and Air Separation Unit“. Diss. Paris: Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2014.

[49] P. H. van Konynenburg und R. L. Scott. „Critical Lines and Phase Equilibria in Binary van Der Waals Mixtures“. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 298.1442 (18. Dez. 1980), S. 495–540.

[50] W. B. Streett und C. H. Jones. „Liquid-Vapor Equilibrium in the System Neon-Oxygen From 63° to 152°K and at Pressures to 5000 PSI“. In: *Advances in Cryogenic Engineering 11*. Hrsg. K. D. Timmerhaus. Boston (USA): Springer, 1965, S. 356–366.

[51] S. Savelyeva u. a. „Natural Neon-Helium Mixture as Working Fluid for 40-80 K Cryogenic Refrigerators“. In: *Proceedings of the 15th IIR International Conference, Czech Republic*. Cryogenics. Prag, 2019, S. 169–175.

[52] *VDI 3679 Blatt 3: Nassabscheider Tropfenabscheider*. Beuth Verlag, Aug. 2019.

[53] G. Gyarmathy. „Grundlagen einer Theorie der Nassdampfturbine“. Diss. ETH Zürich, 1962, 246 S.

[54] M. Bothamley. „Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance - Part 1“. In: *Oil and Gas Facilities* 2.04 (1. Aug. 2013), S. 21–29.

[55] T. J. Hanratty. *Physics of Gas-Liquid Flows*. Cambridge University Press, 2013.

[56] J. Spurk und N. Aksel. *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen*. 9. Aufl. Springer, 2019.

[57] O. E. Baljé. „A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines: Part A—Similarity Relations and Design Criteria of Turbines“. In: *Journal of Engineering for Power* 84.1 (1. Jan. 1962), S. 83–102.

[58] B. Eckert und E. Schnell. *Axial- und Radialkompressoren*. Springer, 1961.

[59] P. Dalbert u. a. „Radial Compressor Design for Industrial Compressors“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 213.1 (1. Jan. 1999), S. 71–83.

[60] H. Chen und N. C. Baines. „The Aerodynamic Loading of Radial and Mixed-Flow Turbines“. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 36.1 (1994), S. 63–79.

[61] N. Baines und O. Dubitsky. „A Novel Non-Radial Turbocharger Turbine Created Using Numerical Optimisation“. In: National Laboratory of Engine Turbocharging Technology of China. 2016, S. 7.

[62] L. Barr, S. Spence und P. Eynon. „Design and Analysis of a Radial Turbine with Back Swept Blading“. In: *Fluid Machinery and Fluid Mechanics*. 4th ISFMFE. Hrsg. J. Xu u. a. Peking, 2008, S. 115–121.

[63] W. Bohl und W. Elmendorf. *Technische Strömungslehre*. 13. Aufl. Vogel, 2005. 504 S.

[64] H. Moustapha u. a. *Axial and Radial Turbines*. Concepts Eti, 2003.

[65] S. Schuster, D. Brillert und F.-K. Benra. „Condensation in Radial Turbines—Part II: Application of the Mathematical Model to a Radial Turbine Series“. In: *Journal of Turbomachinery* 140.10 (1. Okt. 2018).

[66] K. D. Timmerhaus und T. M. Flynn. *Cryogenic Process Engineering*. Springer, 1989.

[67] R. M. Manglik und A. E. Bergles. „Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger“. In: *Experimental Thermal and Fluid Science*. Aerospace Heat Exchanger Technology 10.2 (Feb. 1995), S. 171–180.

[68] G. Nellis. „A Heat Exchanger Model That Includes Axial Conduction, Parasitic Heat Loads, and Property Variations“. In: *Cryogenics* 43.9 (Sept. 2003), S. 523–538.

[69] *Cryogenic Material Properties 3003F Aluminum*. URL: `https://trc.nist.gov/cryogenics/materials/3003F%20Aluminum/3003FAluminum_rev.htm` (Abgerufen am 06. 03. 2021).

[70] P. von Böckh und T. Wetzel. *Wärmeübertragung*. Springer, 2014.

[71] R. Plato. *Numerische Mathematik kompakt: Grundlagenwissen für Studium und Praxis*. 4. aktualisierte Aufl. Numerische Mathematik. Vieweg + Teubner, 2010.

[72] J. Thome, Hrsg. *Encyclopedia of Two-Phase Heat Transfer and Flow I*. World Scientific, 2016.

[73] H. D. Baehr und K. Stephan. *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer Vieweg, 2019.

[74] J. O. Hirschfelder, C. F. Curtiss und R. B. Bird. *The Molecular Theory of Gases and Liquids*. 4. Aufl. Wiley, 1964.

[75] W. H. Isalski. *Separation of Gases*. Monographs on Cryogenics. Oxford University Press, 22. Juni 1989.

[76] J. G. Collier. *Convective Boiling and Condensation*. McGraw-Hill, 1972.

[77] K. Yamamoto. „Superconducting Cable Cooling System“. US-Pat. 9218899B2. Mayekawa Manufacturing Co. 22. Dez. 2015.

[78] D. Kottonau u. a. *Bewertung des Einsatzes supraleitender 380-kV-Kabel*. Bd. 26. Karlsruher Schriftenreihe Zur Supraleitung. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing.

[79] S. Kloeppel, H. Quack und C. Haberstroh. „An Integrated Mixed Refrigeration Cycle for Pre-Cooling of Refrigeration below 25 K“. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 502*. ICEC. Oxford (UK), 2018.

[80] M. Chorowski u. a. „Towards the Conceptual Design of the Cryogenic System of the Future Circular Collider (FCC)“. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 278*. CEC. Madison (USA), 2017.

[81] S. Claudet u. a. *Energy Efficiency of Large Cryogenic Systems: The LHC Case and Beyond*. CERN-ATS-2013-004. 2013.

[82] L. Serio u. a. „Challenges for Cryogenics at ITER“. In: *Advances in Cryogenic Engineering 55*. CEC. Tucson (USA), 2009, S. 651–662.

[83] S. Claudet u. a. „Economics of Large Helium Cryogenic Systems: Experience from Recent Projects at CERN“. In: *Advances in Cryogenic Engineering*. CEC. Montreal (CA): Springer, 1999, S. 1301–1308.

[84] R. A. Byrns und M. A. Green. „An Update on Estimating the Cost of Cryogenic Refrigeration“. In: *Advances in Cryogenic Engineering 43*. CEC. Hrsg. P. Kittel. Boston (USA): Springer, 1997, S. 1661–1666.

[85] F. Millet u. a. „Preliminary Conceptual Design of FCC-hh Cryoplants: Linde Evaluation“. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 502*. ICEC. Oxford (UK), 2018.

[86] K. Fisch. „Fully Sealed, Motor Driven Turbocompressor“. In: *IMechE Conference Proceedings 2001-7*. International Conference on Compressors and Their Systems. London: Professional Engineering Publishing, 2001.

[87] M. Podeur u. a. „Impeller Design and Multi-Stage Architecture Optimisation for Turbocompressors Operating with a Helium-Neon Gas Mixture“. In: *International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems* 11.4 (2020).

[88] R. A. Beddome. „Low Temperature Refrigeration Process for Helium or Hydrogen Mixtures Using Mixed Refrigerant“. US-Pat. 3992167A. Union Carbide Corp. 16. Nov. 1976.

[89] J. W. Terbot. „A New Helium Refrigerator for Superconducting Cable Systems“. In: *Advances in Cryogenic Engineering 21*. CEC. Hrsg. K. D. Timmerhaus und D. H. Weitzel. Boston (USA): Springer US, 1976, S. 190–196.

[90] C. S. Barrett u. a. „Nitrogen–Oxygen Phase Diagram“. In: *The Journal of Chemical Physics* 48.6 (15. März 1968), S. 2670–2673.

[91] V. Ganni und T. V. V. R. Apparao. „Design Verification and Acceptance Tests of the ASST-A Helium Refrigeration System“. In: *Advances in Cryogenic Engineering 39*. CEC. Hrsg. P. Kittel. Albuquerque (USA): Springer, 1993, S. 779–787.

[92] R. N. Herring. „Gas-Liquid Equilibrium Solubilities for the Helium-Oxygen System“. Diss. Colorado (USA): University of Colorado, 1964.

[93] M. Casey und C. Robinson. *Radial Flow Turbocompressors*. Cambridge University Press, 2021.

[94] V. Ganni u. a. „Screw Compressor Characteristics for Helium Refrigeration Systems“. In: *Advances in Cryogenic Engineering 53*. CEC. 2009, S. 309–315.

[95] T. M. Tomsik und M. L. Meyer. *Liquid Oxygen Propellant Densification Production and Performance Test Results With a Large-Scale Flight-Weight Propellant Tank for the X33 RLV*. NASA/TM-2010-216247. Cleveland (USA): Glenn Research Center, Mai 2010.

[96] Ø. Wilhelmsen u. a. „Reducing the Exergy Destruction in the Cryogenic Heat Exchangers of Hydrogen Liquefaction Processes“. In: *International Journal of Hydrogen Energy* 43.10 (März 2018), S. 5033–5047.

A. Aufteilung der Wärmeströme

Im Allgemeinen kann ein Kanal eines Rippenplattenwärmeübertragers an zwei verschiedene andere Kanäle grenzen. Es stellt sich dabei die Frage, welcher Anteil der Wärme in den einen oder den anderen Strom übergeht. Mithilfe der Rippentheorie lässt sich dabei eine Abschätzung unter vereinfachenden Annahmen treffen. Dabei soll zunächst von hohen Rippenwirkungsgraden ausgegangen werden, so dass die Temperaturgradienten entlang der Rippe klein sind, folglich näherungsweise eine einheitliche Temperatur über den Umfang des Kanals zwischen zwei Rippen angenommen werden kann. Die Temperatur am Ende einer dünnen Rippe konstanten Querschnitts ist gegeben durch [70, S. 42]:

$$T = T_k + \frac{\Delta T_0}{\cosh mh} \tag{A.1}$$

Dabei ist T_k die Temperatur im Kanal, ΔT_0 die Temperaturdifferenz zwischen der Trennplatte und dem Kanal, h die Rippenhöhe. Der Faktor m wird folgendermaßen definiert:

$$m = \sqrt{\frac{\alpha U}{\lambda(T) A_\mathsf{R}}} \tag{A.2}$$

Dabei ist α der Wärmeübergangskoeffizient an der Rippenoberfläche, der hier als konstant über dem Umfang U angenommen wird. λ ist die temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit des Aluminiums. Zur Vereinfachung wird für deren Bestimmung die Temperatur des Gases angenommen. A_R ist die Querschnittsfläche der Rippe. Bei dem obigen Beispiel wird es einen Abschnitt in der Höhe der Rippe geben, bei der Temperaturgradient verschwindet. Vor diesem Punkt wird die gesamte auf die Rippe übertragene Wärme auf die vorhergehende Trennplatte übertragen, danach auf die nächste Trennplatte. Zur Bestimmung der Position dieses Punktes wird die Rippe in zwei Rippen aufgeteilt die sich am Ende berühren. Die Temperaturen der Rippen sind in diesem Punkt gleich, so dass sich ergibt:

$$T = T_k + \frac{\Delta T_{0,\mathsf{a}}}{\cosh mha} = T_k + \frac{\Delta T_{0,\mathsf{b}}}{\cosh mhb} \tag{A.3}$$

$T_{0,a}$ ist dabei die Temperatur der vorangegangenen Trennplatte, $T_{0,b}$ diejenige der nachfolgenden Trennplatte. a und b sind die relativen Längen der Abschnitte. Es ergibt sich mit $1 = a + b$:

$$\frac{\Delta T_{0,a}}{\Delta T_{0,b}} = \frac{\cosh mha}{\cosh mh(1-a)} \tag{A.4}$$

Umgestellt nach a ergibt sich als einzige reelle Lösung:

$$a = \frac{\ln - \frac{\sqrt{e^{mh} - be^{2mh}}}{\sqrt{b - e^{mh}}} - i\pi}{mh} \tag{A.5}$$

In Abhängigkeit der Temperaturen und Wärmeübergangszahlen kann der Faktor a Werte größer als eins oder kleiner als null annehmen. In diesem Fall würde mehr als die von dem Strom aufgenommene oder abgegebene Wärme in Richtung einer Trennplatte geleitet werden. Der entsprechende Überschuss muss dann entweder durch Wärmeleitung aus der gegenüberliegenden primären Wärmeübertragungsfläche geleitet werden oder aber dem nächsten Strom entzogen werden. Mathematisch lässt sich dieser Vorgang nicht mit diesem einfachen Modell beschreiben, da hierfür eine Verschaltung der verschiedenen Flächen angenommen werden müsste. Aus technischer Sicht sind solche Zustände zu vermeiden. In dem hier untersuchten System würde dies bedeuten, dass aufgrund der abwechselnden Anordnung warmer und kalter Ströme Wärme durch die Rippen von dem Niederdruckstrom zum kalten Hochdruckstrom des Phasentrenners geleitet wird, mit dem entsprechenden Nachteil der schlechteren Ausnutzung der Wärmeübergangsflächen des kälteren Stromes. Vermeiden lassen sich diese Zustände, indem der Hochdruckstrom zwischen den Enden des Wärmeübertragers in diesen geführt wird. Der Punkt, an dem die Temperaturen der beiden kalten Ströme gleich sind, wird dabei als Ausgangspunkt angenommen. Da die Wärmeübergänge im Hochdruckstrom im Allgemeinen besser sein werden, ist das Optimum, das zu einem möglichst kompakten Wärmeübertrager führt weiter stromabwärts zu erwarten. Da der Kondensator allerdings bereits kompakter als der innere Gas-Gaswärmeübertrager ist, soll auf diese weitere Optimierung in dieser Arbeit verzichtet werden.

B. Berechnete Werte der Kreisläufe

Tabelle B.1.: Zustandspunkte der ersten Berechnung des Kreislaufs zur Stickstoffunterkühlung in Abbildung 3.2

	T [K]	p [bar]	h [kJ kg^{-1}]	$\dot{m}$ [kg s^{-1}]	x_{N_2} [mol-%]
1	293,15	11,35	356,30	1,29	6,98
3	65,00	10,73	102,89		
3T	65,00	10,73	120,41	1,20	2,24
4T	78,20	10,53	135,29		
5T	64,05	5,94	121,29		
5	63,30	5,94	103,73	1,29	6,98
7	288,15	5,32	351,02		
8	344,39	7,90	409,17		
9	293,15	7,70	356,23		
10	349,32	11,35	414,38		
11	293,15	11,35	356,30		
3V	65,00	10,73	−140,15	0,09	96,77
5V	65,06	5,94	−140,15		

Tabelle B.2.: Zustandspunkte des Kreislaufs in Abbildung 6.2

	T [K]	p [bar]	h [kJ kg^{-1}]	$\dot{m}$ [kg s^{-1}]	x_{N_2} [mol-%]
1	293,15	20,00	355,12	0,37	12
3	72,58	19,90	108,19		
3T	72,58	19,90	123,61	0,35	6
4T	85,29	19,80	138,65		
5T	59,35	4,88	106,12		
5	60,20	4,88	91,81	0,37	12
8	289,75	4,78	351,37		
9	362,28	7,87	426,37		
10	293,15	7,67	354,92		
11	365,56	12,55	429,92		
12	293,15	12,35	355,00		
13	365,37	20,20	430,00		
3V	72,58	19,90	−119,70	0,02	96
5V	72,38	4,88	−119,70		

Tabelle B.3.: Zustandspunkte des Kreislaufs in Abbildung 6.3, umlaufender Massenstrom 0,426 kg s^{-1} mit 42,79 mol-% Helium, Rest Neon

	T [K]	p [bar]	h [kJ kg^{-1}]
1	293,15	20,00	404,31
2	74,84	19,90	100,01
3	54,60	8,08	26,53
4	69,00	7,98	49,93
5	288,95	7,88	396,91
6	336,59	10,94	471,91
7	293,15	10,74	403,69
8	340,72	14,83	521,37
9	293,15	14,63	403,95
10	340,62	20,20	478,95

Tabelle B.4.: Zustand am Austritt der jeweiligen Stufen des Verdichters in Abschnitt 7.4.5

Stufe	Temperatur K	Druck bar
Eintritt	283,15	1,00
1	310,02	1,23
2	336,85	1,50
3	363,63	1,79
4	390,36	2,11
5	417,05	2,46
Zwischenkühler	293,15	2,26
6	319,99	2,76
7	346,78	3,33
8	373,52	3,96
9	400,22	4,64
Zwischenkühler	293,15	4,44
10	319,95	5,44
11	346,71	6,56
12	373,42	7,79
13	400,06	9,14
14	426,65	10,62
Zwischenkühler	293,15	10,42
15	319,87	12,75
16	346,53	15,34
17	373,12	18,21
18	399,65	21,36
Nachkühler	293,15	21,16