

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

10.03.2023

Projekttitel:

Nero

Projektnummer:

39774664

Energieforschungsprogramm - 7. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ausschreibung	7. Ausschreibung Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/10/2021
Projektende	31/03/2023
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	18 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	AIT Austrian Institute of Technology GmbH
AnsprechpartnerIn	Julian Unterluggauer
Postadresse	Giefinggasse 4, 1210 Wien
Telefon	+43 664 88904368
Fax	+43 50550-6679
E-Mail	julian.unterluggauer@ait.ac.at
Website	https://publications.ait.ac.at/de/persons/julian.unterluggauer

NERO

NExt geneRatiOn turbo compressor heat pump

AutorInnen:

AIT:

Reinhard Jentsch

Johannes Riedl

Verena Sulzgruber

Julian Unterluggauer

TU Wien:

Clemens Kroiss

Reinhard Willinger

1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	5
3	Inhaltliche Darstellung	6
3.1	Verdichterdesign	6
3.1.1	Maschinenbauliche Aspekte und Möglichkeiten zur ölfreien Lagerung	9
3.1.2	Mapping	12
3.2	Kältekreisdesign und Kältemittelwahl	14
3.2.1	Sonderstellung von Wasser als Kältemittel	21
3.3	Marktanalyse und wirtschaftliche Machbarkeit	23
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	25
4.1	Projektmanagement	25
4.2	Ergebnisse des Verdichterdesigns	25
4.2.1	Betriebspunkt	26
4.2.2	Kennfelder	26
4.3	Kältekreisdesign und Kältemittelwahl	28
4.4	Marktanalyse und wirtschaftliche Machbarkeit	38
5	Ausblick und Empfehlungen	41
6	Literaturverzeichnis	42
7	Kontaktdaten	44

2 Einleitung

Im Projekt NERO war es das Ziel die technische und ökonomische Machbarkeit von industrieller Abwärmerückgewinnung durch geschlossene Wärmepumpeinkreisläufe für erhöhte Nuttemperaturen bis etwa 250°C zu untersuchen. Dabei war die Leistungsgröße von ca. 1MW_{th} im Anforderungsprofil bereits festgesetzt. Schmieröle, welche in herkömmlichen Kolben und Schraubenkompressoren verwendet werden, weisen bei Temperaturen über 150 °C zunehmend stärkere Zersetzung auf. Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, müsste das Schmiermittel entweder sehr häufig gewechselt oder ein entsprechend hochperformantes Schmiermittel eingesetzt werden oder beide Vorkehrungen getroffen werden. In beiden Fällen wäre mit stark erhöhten Betriebskosten zu rechnen.

Die Alternative dazu ist der Einsatz einer ölfreie Lösung wie der Einsatz eines Radialverdichter, welche im Rahmen dieses Projektes in Betracht gezogen und näher untersucht wurde.

Diese Strömungsmaschinen werden derzeit allerdings nur bei großer Leistung (>5MW_{th}) oder niedrigen Temperaturen (<100°C) [1][2] eingesetzt. Steigende Verluste und hohe Drehzahlen sowie die historische Verankerung dieser Maschinen in zum Beispiel großen Pumpanlagen für Erdgas führten dazu, dass der Radialverdichter bei Wärmepumpen kein Thema war. Mit der Bedingung hier aber die Nutzbarkeit von 200°C Senkentemperatur zu ermöglichen, rückt das Design eines solchen Radialverdichters ins Zentrum der Studie.

Das Sondierungsprojekt adressiert den Punkt 2.2 Industrielle Abwärme in der 7. Energieforschungs-Ausschreibung. Hierbei soll es eine Einschätzung geben, wie weit eine technische und ökonomische Sinnhaftigkeit hoher Senkentemperaturen in typischen Industrie Prozessen gegeben ist.

Vordergründig wurden folgende Methoden verwendet:

- Literaturstudie
- Numerische Kreisprozessrechnung
- Vorläufiges Verdichterdesign über Mitteschnittrechnung

Die Arbeit selbst ist in vier Arbeitspaket es gegliedert. Arbeitspaket 1 umfasst Dissemination und Projektmanagement. Im Rahmen von Arbeitspaket 2 soll die Realisierbarkeit eines Turboverdichters für den Wärmepumpenkreislauf ausgelotet werden. Hierzu wird von der TU Wien eine analytische Auslegungsrechnung durchgeführt, welche zum Ziel hat, ein Grobdesign bestehend aus Hauptabmessungen des Verdichters sowie auch eine Abschätzung zu dessen Teillastverhalten bereit zu stellen. Des Weiteren wird die technische Machbarkeit maschinenbaulicher Komponenten wie Lagerung und Dichtung behandelt.

Im Arbeitspaket 3 wurde das Wärmepumpenkreislaufdesign festgelegt und das Kältemittel ausgewählt. Hierbei wurden zuerst Simulationen durchgeführt, welche einen Auslegungspunkt für den Kompressor definieren. Für das vielversprechendste Kältemittel im Zusammenhang mit dem ausgewählten Kreisdesign wurde dann ein Kompressor in Arbeitspaket 2 ausgelegt. Mit dieser Auslegung konnten nun in Arbeitspaket 3 nochmals Simulationen welche auch Teillastverhalten abbilden durchgeführt werden. Arbeitspaket 4 umfasst eine Markt- und Kostenanalyse, um ein entsprechendes Potential und die wirtschaftliche Machbarkeit der Technologie beurteilen zu können.

3 Inhaltliche Darstellung

3.1 Verdichterdesign

Eine Teilaufgabe des Wärmepumpenentwurfs war die Grobauslegung der im Kreislauf befindlichen Turboverdichter. Dabei wurde auf das Betriebsverhalten der Verdichter, aber auch auf maschinenbauliche Aspekte, wie Antrieb, Lagerung und Abdichtung, eingegangen. Bei den Verdichtern handelt es sich um Turboverdichter radialer Bauweise ohne Deckscheibe. Beide Verdichter sind als eigenständige Komponenten zu betrachten, wobei Drehzahlvariabilität vorausgesetzt wird. Eine fixe oder verstellbare Vorleitreihe zur Erzeugung eines Vordralls am Eintritt kann vorgesehen sein. Positiver Vordrall bedeutet, dass der absolute Strömungswinkel am Eintritt $\alpha_1 > 0^\circ$ ist. Dieser Vordrall kann mit einer erheblicheren Steigerung des Wirkungsgrades und Vergrößerung des Betriebsbereichs verbunden sein. Die Strömungs- und Metallwinkel werden von der Achse in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit positiv und entgegengesetzt der Umfangsgeschwindigkeit negativ gemessen. Dem Verdichterlaufrad ist ein adiabater, unbeschauelter Diffusor mit konstanter Breite zum weiteren statischen Druckaufbau nachgeschaltet. Das angeschlossene Spiralgehäuse wird in der Berechnung nicht berücksichtigt.

Das Betriebsverhalten der Verdichter und die Verdichtergeometrie wurden mittels analytischer, eindimensionaler Auslegung in Python errechnet. Der Berechnungsablauf wurde ähnlich wie in Meroni et al. [24] gestaltet. Weitere Vorgaben, Vorschläge und Grenzen im Auslegungsprozess wurden aus bekannter, facheinschlägiger Literatur wie Aungier [12], Braembussche [13], Casey und Robinson [14], Japikse und Baines [20], Lüttke [23], Whitfield und Baines [27] entnommen.

Das verwendete Kältemittel R1233zd(E) darf aufgrund der Realgaseigenschaften nicht als ideales Gas angenommen werden. Aus diesem Grund wurden im Laufe der Berechnungsroutine die aktuellen Stoffwerte des Mediums aus der Fluiddatenbank REFPROP entnommen.

Mit gegebenen Betriebsdaten der Verdichter wie Eintrittstotaldruck, Eintrittstotaltemperatur, total-zu-total-Druckverhältnis und Massenstrom wurde eine Verdichtergeometrie errechnet, die den strömungstechnischen und konstruktiven Anforderungen im Betrieb genügt.

Mit dem sogenannten Cordier-Diagramm wurden die Drehzahl n und der Außendurchmesser d_2 des Verdichterlaufrades abgeschätzt. Radialmaschinen befinden sich im Cordier-Diagramm in etwa auf einer Linie mit konstanter Druckzahl

$$\psi = \frac{2 \cdot \Delta p_{tt}}{\rho \cdot u_2^2} = \frac{2 \cdot \Delta h_{s,tt}}{u_2^2} = 1 \quad (1)$$

Mit der daraus resultierenden Kenntnis der Laufzahl

$$\sigma = n \frac{\sqrt{\dot{V}_1}}{(2 \cdot \Delta h_{s,tt})^{3/4}} 2\sqrt{\pi} \quad (2)$$

und der Durchmesserzahl

$$\delta = d_2 \frac{(2 * \Delta h_{s,tt})^{1/4} \sqrt{\pi}}{\sqrt{\dot{V}_1} 2} \quad (3)$$

lassen sich die Drehzahl und der Laufradaußendurchmesser bestimmen. Diese Werte sind jedoch lediglich als Richtwerte zu verstehen und können im Laufe der Auslegung geringfügig verändert werden.

Folgende weitere Geometriedaten sind bei der Verdichterauslegung eingeschränkt wählbar:

- Absoluter Strömungs-Eintrittswinkel in das Laufrad α_1
- Verhältnis Laufrad: Deckscheibenradius zu Außenradius r_{1s}/r_2
- Verhältnis Laufrad: Nabenradius zu Deckscheibenradius r_{1h}/r_{1s}
- Verhältnis Laufrad: Austrittsbreite zu Außenradius b_2/r_2
- Relativer Metall-Austrittswinkel aus dem Laufrad β_{2m}
- Endradius des Diffusors r_5
- Laufschaufelzahl Z
- Laufschaufeldicke t
- Oberflächenrauigkeit der Laufschaufeln k_s
- Mittlere Spaltweite $\bar{\epsilon}$
- Endbreite des Diffusors $b_5 = b_2$

Die Geometriedaten wurden so gewählt, dass das gewünschte total-zu-total-Druckverhältnis bei (vermeintlich) maximalen isentropen total-zu-total-Wirkungsgrad erzielt wird. Es wurde keine numerische Geometrieoptimierung hinsichtlich der Maximierung des Wirkungsgrades durchgeführt. Zusätzlich müssen wichtige Belastungskriterien für den einwandfreien Betrieb erfüllt sein. Das total-zu-total-Druckverhältnis ist mit

$$\Pi_{tt} = \frac{p_{05}}{p_{01}} \quad (4)$$

definiert. Die tatsächlich verrichtete Umfangsarbeit des Laufrades ergibt sich aus der Eulerschen Impulsmomentengleichung

$$a_u = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1 \quad (5)$$

Das Verhältnis aus der unter isentroper Zustandsänderung erreichbaren totalen Enthalpiedifferenz $\Delta h_{s,tt}$ und der tatsächlichen Umfangsarbeit definiert den isentropen total-zu-total-Wirkungsgrad

$$\eta_{s,tt} = \frac{\Delta h_{s,tt}}{a_u} \quad (6)$$

des Verdichters. Der Diffusor wird als adiabat angenommen. Die Totalenthalpie am Laufrad- und Diffusoraustritt ist daher gleich groß.

Um den Austrittszustand zu ermitteln, wurde der sogenannte Minderleistungsfaktor

$$\sigma = 1 - \frac{\Delta c_{u2}}{u_2} = 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_{2m})}}{Z^{0,7}} \quad (7)$$

nach dem empirischen Ansatz von Wiesner [28] verwendet. Durch die endliche Schaufelanzahl kann die Strömung der Schaufelkontur nicht vollständig folgen. Der Minderleistungsfaktor berücksichtigt daher die Abweichung zwischen relativen Strömungs- und Metallwinkel am Austritt des Laufrades.

Die Verluste im Verdichterlaufrad wurden in der Auslegung mittels gängiger und bekannter Verlustkorrelationen berücksichtigt.

Die Gesamtverluste im Laufrad setzen sich aus folgenden Teilverlusten zusammen:

- Fehlanströmung (Incidence Loss) nach Galvas [17]

$$\Delta h_{inc} = \frac{1}{2} w_1^2 \sin^2 |\beta_{1,opt} - \beta_1| \quad (8)$$

Der optimale relative Strömungseintrittswinkel, ist jener Winkel, bei dem die Schaufel am Eintritt keine Belastung erfährt.

- Viskose Reibung (Skin Friction Loss) nach Galvas [17]

$$\Delta h_{sf} = 4 * C_f \frac{L_b}{d_H} \overline{w^2} \quad (9)$$

- Diffusion & Schaufelbelastung (Diffusion & Blade Loading Loss) nach Coppage und Dallenbach [15]

$$\Delta h_{bl} = 0,05 * D_f^2 u_2^2 \quad (10)$$

- Spaltströmung (Clearance Loss) nach Jansen [19]

$$\begin{aligned} \Delta h_{bl} \\ = 0,6 * \frac{\bar{\varepsilon}}{b_2} |c_{u2}| \sqrt{\frac{4\pi}{b_2 Z} \frac{r_{1s}^2 - r_{1h}^2}{(r_2 - r_{1s})(1 + \rho_2/\rho_1)}} |c_{u2}| c_{m1} \end{aligned} \quad (11)$$

- Ausmischung der Strömung am Austritt (Mixing Loss) nach Johnston und Dean [21]

$$\begin{aligned} \Delta h_{mix} \\ = \frac{1}{1 + \tan^2(\alpha_2)} \left(\frac{\varepsilon_w}{1 - \varepsilon_w} \right)^2 \frac{c_2^2}{2} \end{aligned} \quad (12)$$

- Radseitenreibung (Disk Friction Loss) nach Daily und Nece [16]

$$\Delta h_{df} = 0,25 \frac{\bar{\rho} u_2^3 r_2^2 K_f}{\dot{m}} \quad (13)$$

- Rezirkulation (Recirculation Loss) nach Coppage und Dallenbach [15]

$$\Delta h_{rc} = 0,02 D_f^2 u_2^2 \sqrt{\tan(\alpha_2)} \quad (14)$$

Mögliche Verluste in der Vorleitreihe und im Spiralgehäuse wurden vernachlässigt.

Die errechnete Geometrie wurde für den gegebenen Auslegungspunkt bestimmt. Andere Betriebspunkte wurden bei festgehaltener Geometrie mit einer Off-Design-Untersuchung berechnet. Daraus ergibt sich schlussendlich das Verdichterkennfeld. Das Kennfeld gibt an, welches total-zu-total-Druckverhältnis bzw. welcher isentroper total-zu-total-Wirkungsgrad bei gegebener Drehzahl und gegebenem Massenstrom erreichbar ist. Wird der Massenstrom weg vom Auslegungspunkt abgesenkt, gelangt der Verdichter bald

an die sogenannte Pumpgrenze (engl.: Surge). Diese ist jedoch äußerst schwierig zu bestimmen. In diesem Modell wurde jener Massenstrom, bei dem das statisch zu statisch Druckverhältnis maximal wird, als Pumpgrenze des Systems angenommen. Bei einer Erhöhung des Massenstroms weg vom Auslegungspunkt kommt es bald zum Verstopfen oder auch Versperren (engl.: Choke) des Laufradeintritts bzw. -austritts. Die Strömungsgeschwindigkeit erreicht dabei den Wert der Schallgeschwindigkeit des Kältemittels und der Massenstrom kann nicht weiter erhöht werden.

3.1.1 Maschinenbauliche Aspekte und Möglichkeiten zur ölfreien Lagerung

Zur Lagerung der Verdichterwellen stehen grundsätzlich verschiedene Möglichkeiten zur Verfügung: Gleitlager, Wälzlager, Aktive Magnetlager. Die Wahl der Art der Lagerung wird unter anderem beeinflusst von den Umgebungsbedingungen, der maximalen Drehzahl, der Belastung, der rotordynamischen Steifigkeit und Dämpfung sowie der Temperatur. Tabelle 1 zeigt einen Auszug aus den Berechnungsergebnissen für Verdichter 1 und Verdichter 2, jeweils mit und ohne Vorleitreihe. Die Angaben beziehen sich auf die jeweiligen Auslegungspunkte. Die Verdichterdrehzahlen liegen im Bereich von $n = 26500$ bis 38500 U/min. Die Nabendurchmesser d_{1h} lassen einen groben Rückschluss auf die Wellendurchmesser zu. Schließlich zeigt Tab. 1, dass die Kältemitteltemperaturen in den Verdichtern zwischen 150°C (Eintritt Verdichter 1) und 240°C (Austritt Verdichter 2) liegen. Hinsichtlich der Belastungen wirken auf die Laufräder Kräfte in axialer Richtung (Axialschub) sowie in radialer Richtung (Radialschub). Diese Kräfte werden hauptsächlich durch die Druckverteilungen am Laufrad hervorgerufen wobei in radialer Richtung zusätzlich das Gewicht des Laufrades und der Welle zu berücksichtigen ist. Die durch die Druckverteilungen hervorgerufenen Kräfte sind stark vom jeweiligen Betriebspunkt abhängig. Jedenfalls sind für die Lagerung der Verdichterwellen sowohl Radial- als auch Axiallager erforderlich [22].

Tabelle 1: Auszug aus den Berechnungsergebnissen für Verdichter 1 und Verdichter 2

	Verdichter 1 ohne Vorleitreihe	Verdichter 1 mit Vorleitreihe	Verdichter 2 ohne Vorleitreihe	Verdichter 2 mit Vorleitreihe
n (U/min)	26700	26500	38500	37700
d_2 (mm)	145	144	102	99
d_{1s} (mm)	72	72	51	50
d_{1h} (mm)	36	36	20	25
ϑ_{01} ($^{\circ}\text{C}$)	150	150	191	187
$\vartheta_{02} = \vartheta_{05}$ ($^{\circ}\text{C}$)	191	187	241	233

Tabelle 2: Vergleich von Lagertypen [22]

	Gleitlager	Wälzlager	aktive Magnetlager
spezifische Tragkraft (N/cm ²)	bis 4000	bis 500	bis 60

Reibungsverluste	gering	mäßig	sehr gering
Lebensdauer	theor. unbegrenzt (Anlaufabrieb)	begrenzt, gut abschätzbar	theor. unbegrenzt (Absturzgefahr)
Kosten, apparativer Aufwand	hoch	sehr gering	sehr hoch

Eine detailliertere Einteilung der verschiedenen Lagerungstechnologien zeigt Tabelle 3 [23]. Diese Einteilung ist für den vorliegenden Fall besonders zutreffend, da sie speziell für die Lagerung von Radialverdichtern von (kleinen) Wärmepumpen erstellt wurde. Eine wichtige Anforderung für die Lagerung der Radialverdichter von Wärmepumpen ist die Vermeidung einer Kontamination des Kältemittels mit Öl. Aus diesem Grund sind ölgeschmierte Gleitlager (hydrostatisch oder hydrodynamisch) von vornherein ausgeschlossen. Das gleiche gilt auch für Wälzlager, welche üblicherweise öl- oder fettgeschmiert ausgeführt sind, wobei bei den vorliegenden Drehzahlen nur eine Ölschmierung in Frage kommen würde.

Tkacz et al. [24] vergleichen verschiedene Möglichkeiten der ölfreien Lagerung, einschließlich der aktiven Magnetlagerung, von Turbinen für ORC-Anlagen. Kanki et al. [25] berichten über die Entwicklung einer ölfreien Wärmepumpe mit einem Radialverdichter. Dieser ist mit aktiver Magnetlagerung ausgestattet und wird direkt über einen Hochfrequenzmotor angetrieben, wobei eine hermetische Abdichtung vorliegt. Die aktive Magnetlagerung bezieht sich sowohl auf die beiden Radial- als auch auf das Axiallager. Die aktive Magnetlagerung weist laut Tab. 3 im vorliegenden Fall zahlreiche Nachteile auf (großer Bauraum, hohe Kosten, aufwendige Nebenanlagen), sodass diese nicht weiterverfolgt werden soll.

Tabelle 3: Vergleich verschiedener Lagerungstechnologien (adaptiert aus [23])

+...vorteilhaft, o...neutral, -...nicht geeignet

	Wälzlager	aktive Magnetlager	Gleitlager hydrostatisch	Gleitlager hydrodynamisch	Gleitlager aerostatisch	Gleitlager aerodynamisch
Belastung	+	o	o	o	-	-
Kontamination	-	+	-	-	+	+
Rotordynamik	o	+	o	o	-	o
Nebenanlagen	o	-	o	o	o	+
Verschleiß	-	+	+	o	+	o
Verluste	+	+	-	-	o	+
Temperatur	-	o	o	o	+	+
Bauraum	+	-	o	o	o	o
Kosten und Verfügbarkeit	+	-	o	o	o	o

Ziel ist es, die Lagerung der Verdichterwellen mittels mediumgeschmierten Gleitlagern zu realisieren. Historische Übersichtsartikel über den jeweiligen aktuellen Stand der ölfreien Turbomaschinenlagerung stammen von Sternlicht (1968) sowie Agrawal (1997). Die aktuellen technischen Herausforderungen und

die zukünftigen Entwicklungen von ölfreien Turbomaschinen werden von DellaCorte und Bruckner [28] dokumentiert.

Um eine ausreichende Tragfähigkeit und Laufstabilität sicherzustellen, werden gasgeschmierte aerodynamische Lager als sog. Folienlager ausgeführt. Abbildung 1 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines Folienlagers [29]. Das Folienlager besteht aus der Welle (Journal), aus dem Lagergehäuse (Bearing sleeve) sowie aus einer glatten (Top foil) und einer gewellten (Bump foil) Metallfolie. Das gasförmige Schmiermittel befindet sich zwischen der Wellenoberfläche und der glatten Folie. Bei ausreichender Drehzahl der Welle entsteht im Zusammenspiel mit der Lagergeometrie eine Druckverteilung im Schmiermittel, die zu einer elastischen Verformung der beiden Folien führt. Dadurch stellt sich eine Lagergeometrie ein, die wiederum für die Druckverteilung im Schmiermittel verantwortlich ist. Da durch die Reibung ein Wärmeeintrag in das Schmiermittel erfolgt und die Eigenschaften des Schmiermittels auch von der Temperatur abhängig sind, findet in einem Folienlager eine komplexe physikalische Wechselwirkung von Strömung, Verformung und Wärmeübertragung statt.

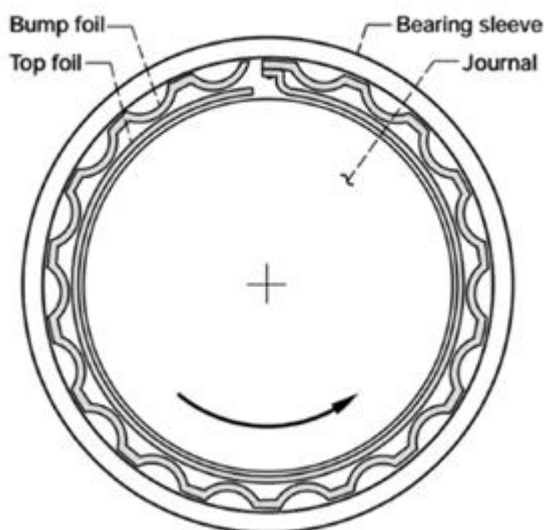


Abbildung 1: Prinzipieller Aufbau eines Folienlagers [29]

Um einen geeigneten Antrieb für die Verdichterstufen der Wärmepumpe zu finden wurde eine Marktrecherche zu den verfügbaren Antriebstechnologien durchgeführt. Aufgrund der hohen benötigten Drehzahlen für die Verdichter von über 30000 U/min bei einer Leistung von etwa 200kW pro Stufe konnte kein geeigneter Standardelektromotor für einen Direktantrieb gefunden werden. Da Elektromotoren bei höheren Leistungen auch größere Wellendurchmesser und damit größere Wälzlager benötigen, ist der Einsatzbereich durch die maximal zulässigen Drehzahlen der verwendeten Wälzlager begrenzt. Ein weiterer drehzahlbeschränkender Faktor sind die auftretenden mechanischen Zugspannungen im Rotor, die durch die Zentrifugalkräfte entstehen. Diese steigen mit höheren Drehzahlen ebenfalls an.

Colombo et al. [30] geben eine Übersicht über gasgeschmierte Lager für Mikroturbomaschinen bis 200 kW, während Ming Chen et al. [31] über die Anwendung von gasgeschmierten Folienlagern bei einem

Helium-Turboverdichter berichten. Eine Übersicht über die Entwicklung der Technologie von gasgeschmierten Folienlagern findet sich bei Samanta et al. [32].

Bezüglich der Auslegung von gasgeschmierten Folienlagern geben Branagan et al. [33] eine Übersicht über deren Berechnungswerkzeuge. DellaCorte und Valco [29] beschreiben eine Methode zur Abschätzung der Tragfähigkeit von radialen Folienlagern. Über die Belastungsgrenzen von Folienlagern finden sich Angaben in Peng und Khonsari [35]. Schließlich berichten DellaCorte et al. [34] über ein Modell der spezifischen Reibungsverluste in Abhängigkeit einer modifizierten Sommerfeldzahl.

Moderne Entwicklungen bei Folienlagern betreffen die Ausführung mittels additiver Fertigung (Shalash und Schiffmann [36]) sowie Folienlager mit speziellen Beschichtungen zur Verringerung der Mischreibung beim An- und Abfahren (DellaCorte et al. [37]).

Wie im Turbomaschinenbau üblich wurde daher eine Drehzahlübersetzung durch ein Getriebe vorgesehen. Diese sind üblicherweise durch hydrodynamische Gleitlager gelagert und unterliegen daher nicht denselben Drehzahlbeschränkungen wie marktverfügbare Standardelektromotoren. Diese Antriebsart zieht jedoch den Nachteil mit sich, dass einerseits der Wartungsaufwand der Maschine höher wird, aber auch im Betrieb mit höheren Reibungsverlusten als bei einem Direktantrieb zu rechnen ist. Auch die Anschaffungskosten eines solchen Getriebes sind nicht unerheblich und überschreiten in dieser Anwendung sogar die des Elektromotors.

Motortechnologien, die für einen Direktantrieb geeignet sind, sind noch nicht als Standardprodukte verfügbar und befinden sich derzeit im Entwicklungsstadium. Zu diesen Technologien zählen unter anderem Scheibenläufermotoren oder Synchronmotoren mit berührungslosen Lagerungen wie z.B. Magnet- oder aerodynamische Lager. Es gibt jedoch auch im Sektor der Elektromobilität Entwicklungen hin zu Elektromotoren mit höheren Drehzahlen in einer ähnlichen Leistungsklasse wie die für den Antrieb der Verdichter für die hier untersuchte Wärmepumpe. Diese Markttendenz kann damit begründet werden, dass schneller drehende Motoren kleinere Baugrößen bei gleicher Leistung aufweisen und daher der Bedarf an seltenen Erden für die verwendeten Permanentmagneten reduziert werden kann. Aufgrund der weitaus höheren Margen, die in der Automobilbranche üblich sind, kann davon ausgegangen werden, dass in Zukunft auch für den Turbomaschinenbau technoökonomisch günstige Direktantriebe zur Verfügung stehen könnten.

3.1.2 Mapping

Um das im vorangegangenen Abschnitt beschriebene detaillierte Verdichtermodell

in die Systemsimulation der gesamten Wärmepumpe zu implementieren, wird ein datengesteuertes Ersatzmodell des Verdichters erstellt. Das Ersatzmodell wird nach dem ALVEN

Algorithmus identifiziert, der von Sun und Braatz [38] entwickelt wurde.

Obwohl verschiedene Methoden zur Auswahl der Merkmale

Methoden verwendet wurden. ALVEN erstellt ein lineares Regressionsmodell mit elastischem Netz nach einer nicht linearen Merkmalstransformation und -generierung sowie einer zweistufigen Merkmalsauswahl. Die Rohdaten für jeden Kompressor liegen als spärliche Leistungskarte für die dimensionslosen Größen Massenstrom und Druckverhältnis vor, wobei die Wirkungsgrade für bestimmte Drehfrequenzen berechnet werden. Die Variablen werden nichtlinear transformiert, einschließlich die der gemischten Terme 1. und 2. Ordnung.

Die sich daraus ergebenden 21 Merkmale werden dann um einen Varianzschwellenwert reduziert, skaliert und durch Standardabweichung und Stichprobenmittelwert zentriert. Der zweite Schritt der Merkmalsauswahl erfolgt durch rekursive Merkmalseliminierung unter Verwendung eines Support-Vektor-Regressionsmodells. Schließlich werden zusätzliche Merkmale durch die L1-Norm des Elastic-Net-Modells eliminiert. Jeder Schritt ist in einer Scikit-Learn-Pipeline [39] unter Verwendung von Standardkomponenten implementiert, mit Ausnahme der nicht-linearen Transformation, die eine eigene Implementierung ist und nicht aus öffentlichen Programmbibliotheken stammt. Vor der Anpassung werden alle Datensätze gemischt und in einem Verhältnis von 80/20 zwischen Trainings- und Testdatensatz aufgeteilt.

Die Aufteilung erfolgt mit einer stratifizierten Methode, bei der die kontinuierliche Zielvariable in sechs Bins unterteilt wird.

Das berechnete Verdichterkennfeld basiert auf einer gegebenen konstanten Einlasstemperatur und einem Druck. Weichen die tatsächlichen Einlassbedingungen hinsichtlich Temperatur oder Druck vom Auslegungspunkt ab, ergibt sich bei gleichem Massenstrom ein unterschiedlicher Volumenstrom und unterschiedliche Geschwindigkeiten.

Das Verdichterkennfeld entspricht dann nicht mehr der tatsächlichen Leistung des Verdichters. Daher werden die unterschiedlichen Einlassbedingungen durch reduzierte Zahlen und ein korrigierter Massenstrom

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m} \frac{p_{DP,t1} \sqrt{T_{t1}}}{p_{t1} \sqrt{T_{DP,t1}}} \quad (15)$$

wird als Eingabe für das Verdichter Leistungsmodell verwendet, um die tatsächlichen Wirkungsgrade zu erhalten.

3.2 Kältekreisdesign und Kältemittelwahl

Das Design des Kältekreises ist wesentlich für eine effiziente Ausgestaltung eines Wärmepumpensystems. Grundsätzlich besteht jeder Kältekreis einer klassischen Kompressionswärmepumpe zumindest aus den fünf Komponenten Kältemittel, Verdampfer, Verdichter bzw. Kompressor, Kondensator sowie Expansionsventil. Das Kältemittel durchströmt dabei die restlichen Komponenten in angeführter Reihung.

Im Rahmen dieses Projektes wurde der Verdichter als zweistufiger Radialturboverdichter ausgelegt sowie vor dem Verdichter ein interner Wärmeübertrager (IHEX) geschaltet. Das jeweilige Druckverhältnis der einzelnen Verdichtungsstufen reduziert sich durch die Zweistufigkeit des Verdichters und führt bei Radialverdichtern wiederum zu höherer Verdichtungseffizienz. Abhängig vom Kältemittel, kann der IHEX erforderlich sein, um eine Nassverdichtung auszuschließen. Diese Vergleichsbasis eines Kältekreisdesign wurde „Referenz“ genannt, vgl. Abbildung 2 links.

Die Zweistufigkeit des Verdichters eröffnet die Möglichkeit einer Zwischeneinspritzung, wie sie häufig bei Kältemaschinen eingesetzt wird, um die Überhitzung nach der Verdichtung abzubauen und somit Komponenten und Material vor zu hohen Temperaturen zu schützen. Für die Funktionalität wurden in den weiteren Analysen ein interner Sauggasüberhitzer eingesetzt, der Wärme vom Kondensatoraustritt zur Saugseite der ersten Verdichterstufe überträgt. Aus dieser Überlegung heraus ergaben sich die beiden Kältekreisdesigns „Economizer“ und „Mitteldruckbehälter“, vgl. Abbildung 2 mittig bzw. rechts. Die Kreislaufdesigns sind vereinfacht dargestellt, um dem Leser den einfachen Einblick zu ermöglichen. Durch den Einsatz eines Mitteldruckbehälters (Abbildung 2 rechts) ergibt sich die Notwendigkeit eines Druckhalteventils, da ansonsten der Heißgasdruck am Verdichteraustritt bzw. im Gaskühler nicht regelbar ist. Im Falle der Kreislaufdesigns „Referenz“ und „Economizer“ (Abbildung 2 links bzw. mittig) kann der Heißgasdruck lediglich durch die Kältemittelfüllmenge eingestellt werden.

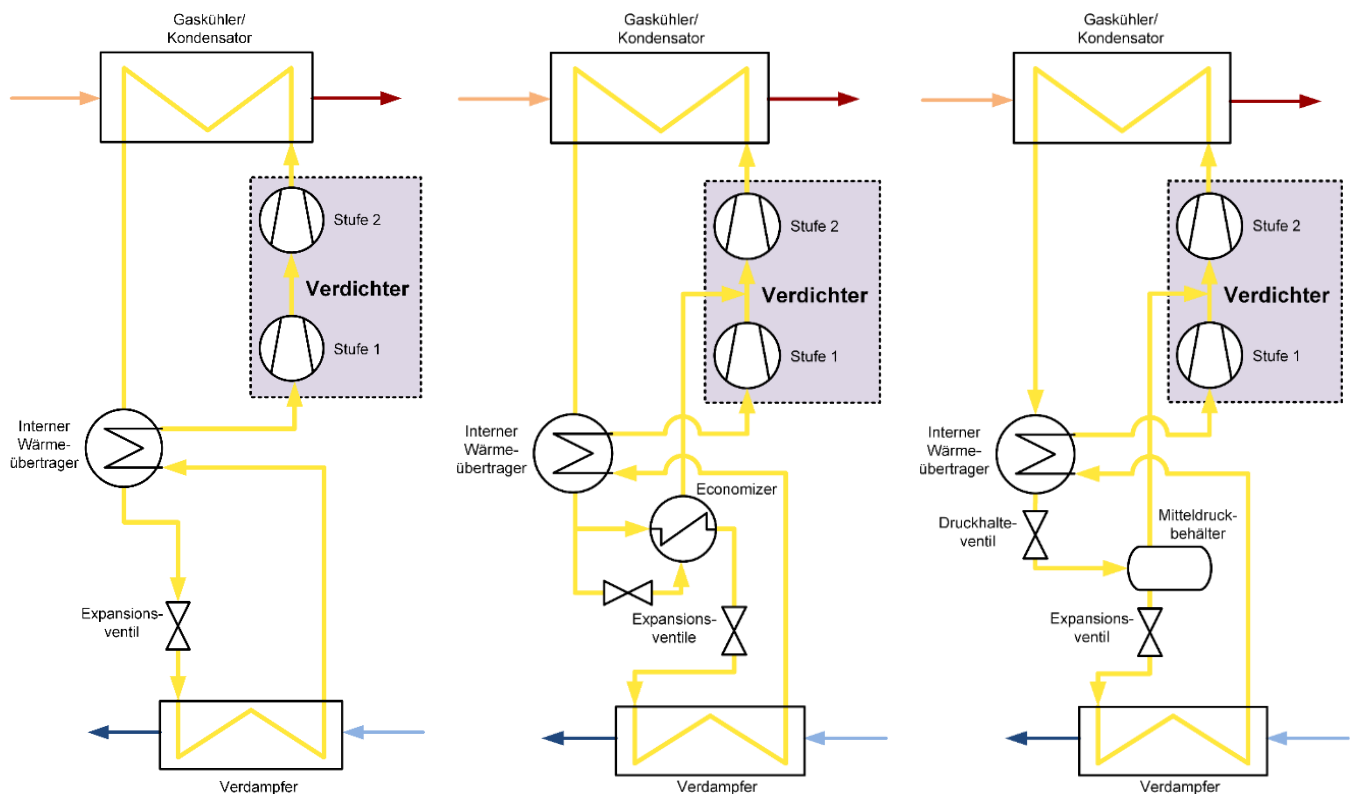


Abbildung 2: Kältekreisdesigns "Referenz" (links), "Economizer" (mittig) und "Mitteldruckbehälter" (rechts) [4]

Die in Abbildung 2 dargestellten Wärmepumpenkreisläufe inklusive der erforderlichen Komponenten (z.B. Verdichter, Behälter) wurden mit Hilfe der objektorientierten, akausalen, gleichungsbasierten Open-Source-Modellierungssprache Modelica modelliert. Die Vergleichsrechnungen dienen dazu, einen Eindruck zu vermitteln, welche Betriebsergebnisse zu erwarten sind. Zur Durchführung der Simulationen wird Dymola 2022x als Simulationsumgebung verwendet. Für die Systemsimulationen werden Basiskomponenten (Wärmetauscher, Expansionsventil, Abscheider) aus der von der TLK Thermo GmbH [6] entwickelten kommerziellen Bibliothek TIL 3.10.0 [7] verwendet. Zur Nachbildung der thermophysikalischen Eigenschaften der Arbeitsmedien wurde die in der Bibliothek enthaltene Fluid Datenbank TILMedia verwendet und die fehlenden Stoffdaten mit Hilfe des Tools REFPROP [8] ergänzt.

Tabelle 4 enthält eine Vorauswahl von natürlichen und synthetischen Kältemitteln sowie bestimmten Gemischen, die durch ihre physikalischen und thermodynamischen Parameter beschrieben werden. Für eine erste Bewertung werden die kritische Temperatur, der ODP-Wert, der GWP-Wert und die Sicherheitsklasse herangezogen. Diese ist insofern bereits vereinfacht, da bspw. auch die Leistungsdichte (am ehesten durch die volumetrische Heizleistung beschrieben) zu berücksichtigen ist. Insbesondere Wasser sticht bei der Vorauswahl heraus, da es das Kältemittel mit der höchsten kritischen Temperatur ist, die Leistungsdichte ist in dem angestrebten Temperaturbereich jedoch deutlich geringer als bei den anderen vorausgewählten Kältemitteln. Alle, ausgenommen Wasser und Cyclopentan, führen zu einer (quasi-)transkritischen Betriebsweise bei einer Wärmeabgabe von etwa 200°C, vgl. gelb hinterlegte kritische Temperaturen in Tabelle 4.

Unter den angeführten Kältemittel finden sich sowohl synthetische als auch sogenannte „natürliche“ Kältemittel. Diese „natürlichen“ Kältemittel sind die brennbaren Kohlenwasserstoffe n-Butan (R600), n-Pentan (R601) und Cyclopentan, und befinden sich ebenfalls als Komponenten in den angeführten Kältemittelgemischen. Durch die Brennbarkeit fallen diese Kältemittel(-gemische) in die Sicherheitsklassen A2L und A3, wodurch erhöhte Sicherheitsanforderungen schlagend und angepasste Wärmepumpenkomponenten notwendig werden.

Obwohl Wasser (R718) als Kältemittel generell gute Eigenschaften in Bezug auf thermodynamische, sicherheitstechnische und umwelttechnische Aspekte aufweist, werden für den gewünschten Temperaturbereich die Vorteile der anderen Kältemittel höher bewertet, vgl. 3.2.1 ab S. 21. Darüber hinaus wurde es aufgrund seines hohen kritischen Punktes und seiner Unfähigkeit, sich mit Kohlenwasserstoffen zu vermischen, wegen seiner starken Wasserstoffbindungen vollständig ausgeschlossen. Das Gleiche gilt für das Kältemittel Ammoniak (R717), welches grundsätzlich für seine gute Leistung im Sinne einer hohen volumetrischen Kapazität bekannt ist, welches den Verdichter der Wärmepumpe bzw. Kälteanlage klein bauen lässt und daher die Investitionskosten stark reduziert. Jedoch der hohe Kondensationsdruck, der für Temperaturen über 100°C benötigt wird, macht es nicht praktikabel bzw. ökonomisch sinnvoll, wenn man die Kosten für korrosionsbeständige Ausrüstung wie Ventile und Behälter berücksichtigt.

Beide Kältemittelgemische, die in Tabelle 1 dargestellt sind, basieren auf der Tatsache, dass R601 (Pentan) in durchgeführten Berechnungen die beste Leistung zeigte, allerdings mit dem Nachteil eines hohen Druckverhältnisses für den Kompressor, vgl. Abbildung 4. Die Komponenten und genauen Anteile basieren auf Fernández-Moreno et al. [10], die die Möglichkeit verschiedener Mischungen untersuchten, allerdings für eine geplante Senken-Temperatur von 140°C. Die Ergebnisse werden jedoch in Übereinstimmung mit den vorläufigen Berechnungen und der erwarteten Leistung der Mischungen überprüft, wobei zwei dieser Mischungen als vielversprechend für den gewünschten Temperaturbereich identifiziert wurden.

Tabelle 4: Überblick Kältemittelvorauswahl samt Parameter [8, 9]

Bezeichnung	Zusammensetzung (Molanteil)	Kritische Temperatur (°C)	ODP	GWP	Sicherheitsklasse	Zerfallstemperatur (°C)
R1233zd(E)	1	166,4	≈0	1	A1	277
R1336mzz(Z)	1	171,3	0	2	A1	>250
R1336mzz(E)	1	137,7	0	18	A1	>250
R601 (n-Pentan)	1	196,5	0	5	A3	376
Cyclopentan	1	238,5	0	5	A3	275
R600 (n-Butan)	1	152,0	0	4	A3	302
R718 (Wasser)	1	373,9	0	0	A1	1727
R601/R1234ze(Z)	0.74/0.26	180.8	0	5.6	A3	n.a.
R1233zd(E)/R601/R152a	0.65/0.25/0.1	165.5	0	14.4	A2L	n.a.

Um die Simulationen möglichst einfach und vergleichbar zu halten, wurden in den Berechnungen folgende Vereinfachungen vorgenommen:

- Keine Druckverluste in den Rohren und Wärmetauschern
- Keine thermischen Verluste an die Umgebung
- Konstante Überhitzung von 0,1°C am Austritt des Verdampfers
- Konstanter isentroper Wirkungsgrad der beiden Verdichter
- Überdimensionierte Wärmeübertrager, um den Einfluss der Wärmeübergangs- und Wärmedurchgangskoeffizienten zu minimieren

Die für alle Kältemittel gleichbleibenden Betriebsparameter der Wärmepumpe sind in Tabelle 5 zusammengefasst. Die Isentropeneffizienz η_{is} wurde als Funktion vom Druckverhältnis Π (Gleichung (16)) für typische Radialverdichter modelliert. Dieses Druckverhältnis Π ist die Relation zwischen Heißgasdruck am Austritt des Verdichters und dem Saugdruck am Eintritt des Verdichters.

$$\Pi = \frac{p_{HG}}{p_{Verd}} \quad (16)$$

Tabelle 5: Betriebsparameter der Wärmepumpe für die Vergleichsrechnungen

Bezeichnung	Abkürzung	Wert
Heizleistung (kW _{th})	$\dot{Q}_H$	200
Austrittstemperatur Wärmesenke (°C)	ϑ_{Senke}^{aus}	200
Spreizung Wärmesenke (K)	ΔT_{Senke}	40
Eintrittstemperatur Wärmequelle (°C)	ϑ_{Quelle}^{ein}	95
Spreizung Wärmequelle (K)	ΔT_{Quelle}	5
Verdampfungstemperatur* (°C)	ϑ_{Verd}	90
Isentroper Wirkungsgrad (-)	η_{is}	0,76

* Für die Kältemittelgemische ergeben sich Temperaturgleite von etwa 5 K im Verdampfer.

Bei den Kältemitteln R1336mzz(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E), R601 (n-Pentan), R600 (n-Butan) sowie den Kältemittelgemischen R601/R1234ze(Z) und R1233zd(E)/R601/R152a ergibt sich im Wesentlichen eine transkritische Betriebsweise. Bei R601 (Pentan) ist es sehr knapp am, aber unter dem kritischen Punkt. Bei geringfügig höherer Nutzungstemperatur würde auch bei R601 (Pentan) eine transkritische Betriebsweise auftreten.

Aufgrund der hohen Senktemperatur und des daraus resultierenden benötigten Heißgasdruckniveaus ergibt sich für alle betrachteten Kältemittel außer Pentan ein transkritischer Kreisprozess, vgl. Tabelle 4. Die Wärmeabgabe erfolgt nicht, wie beim herkömmlichen, subkritischen Wärmepumpenprozess bei konstanter Temperatur im Kondensator, sondern in einem Gaskühler. Daraus folgt, dass das Heißgasdruckniveau nicht über das Zweiphasengleichgewicht von der senkenseitigen Temperatur bestimmt wird, sondern frei gewählt werden kann. Die einzige theoretische Einschränkung ist, dass die

Verdichteraustrittstemperatur über der angestrebten Senktemperatur liegen muss. Wählt man den Heißgasdruck unter Annahme eines ausreichend großen Gaskühlers mit minimaler Grädigkeit (Temperaturdifferenz zwischen Primär- & Sekundärseite) zu niedrig, so ist aufgrund der niedrigeren Verdichteraustrittstemperatur ein höherer Massenstrom notwendig, um die gleiche thermische Leistung zu erbringen. Wählt man den Heißgasdruck zu hoch, so benötigen die Verdichter mehr elektrische Leistung aufgrund des höheren Druckverhältnisses. Dazwischen liegt der optimale Heißgasdruck, bei dem der maximal mögliche „Coefficient of Performance“ (COP, Gleichung (17)) erreicht wird. Der COP ist die wesentliche Effizienzkennzahl eines elektrisch betriebenen Kompressionswärmepumpensystems und gibt das Verhältnis zwischen zur Verfügung stehender Heizleistung und eingesetzter elektrischer Leistung an.

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el}} \quad (17)$$

In Abbildung 3 ist für die untersuchten Kältemittel die Abhängigkeit des COP vom Heißgasdruck für verschiedene Grädigkeiten im internen Wärmeübertrager (IHEX) bei einer sekundärseitig gleichbleibenden Senkenrücklauftemperatur in den Gaskühler von 160°C und einer Spreizung von 40K dargestellt. Eine geringere Grädigkeit korrespondiert dabei mit höherer thermischer Leistung des IHEX. Zudem wurden die Verläufe der optimalen Hochdrücke analysiert und im Rahmen ihrer abgeschätzten Gültigkeit extrapoliert. Man erkennt deutlich, dass für alle Kältemittel der COP erhöht werden kann, wenn im IHEX mehr Wärme übertragen wird, indem man die Grädigkeit verringert. In konventionellen Wärmepumpen ist die Heißgastemperatur und damit die im IHEX übertragbare Wärmekapazität durch Fluideigenschaften des Öls begrenzt. Da diese Begrenzung bei der hier betrachteten Wärmepumpe nicht vorliegt ist prinzipiell eine möglichst große Leistung des IHEX anzustreben.

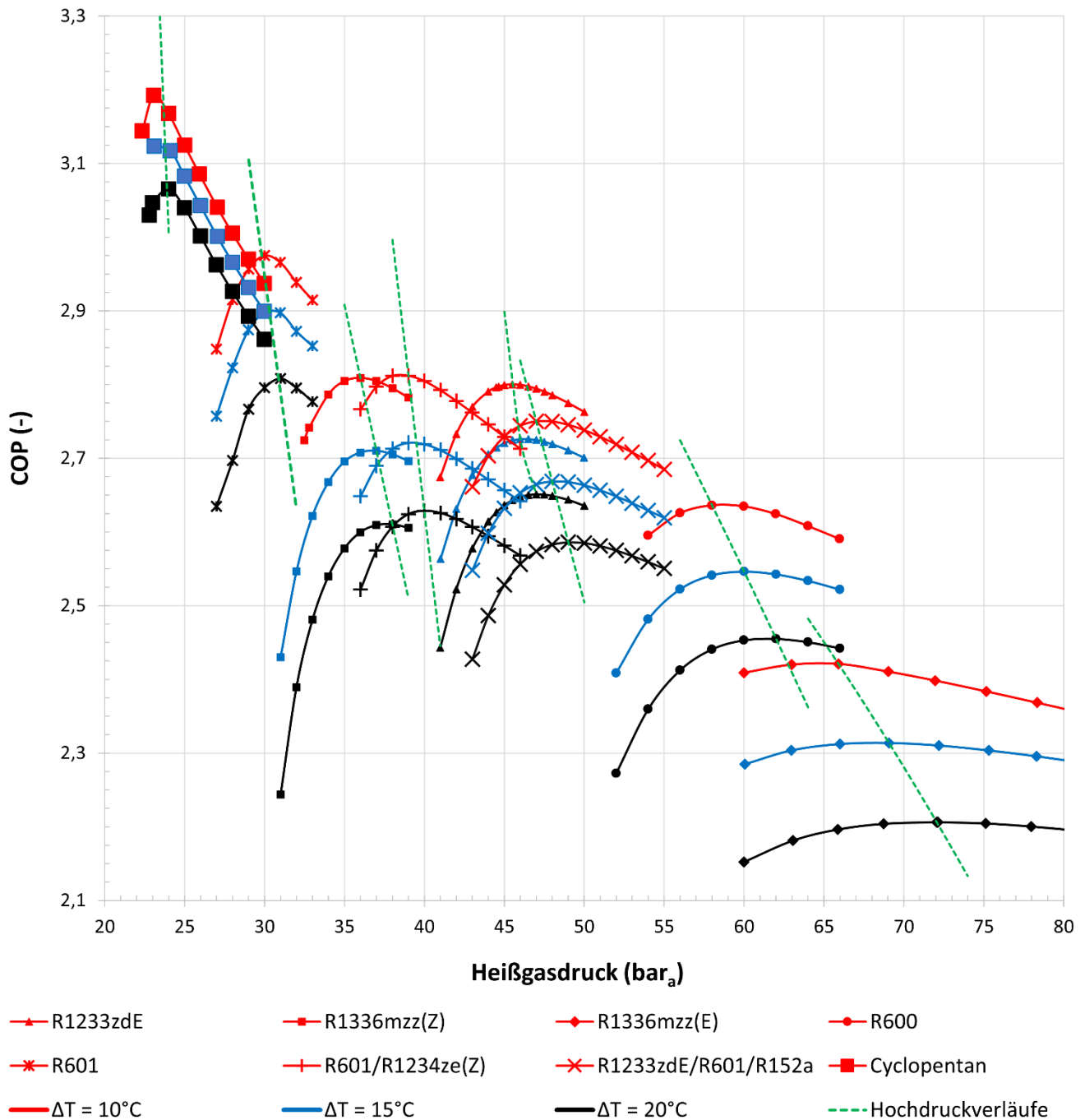


Abbildung 3: Abhängigkeit des COP der untersuchten Kältemittel vom Heißgasdruck für verschiedene Grädigkeiten im IHEX [5]

Abbildung 4 zeigt für alle Kältemittel den Verdampfungs-, Mittel- sowie Heißgasdruck für den jeweiligen COP-optimalen Heißgasdruck für die Betriebsparameter nach Tabelle 2. Der Verdampfungsdruck ist durch den Zweiphasengleichgewicht an die Verdampfungstemperatur im Wärmeübertrager zur Wärmequelle („Verdampfer“) gekoppelt und ist daher durch die Temperatur der Wärmequelle bestimmt. Der Heißgasdruck ist wie bereits erwähnt variabel wählbar und weist ein druckabhängiges Effizienzoptimum auf. Der Mitteldruck kann daher anhand Verdampfungs- und Heißgasdruck durch die Gleichung

$$p_M = \sqrt{\frac{p_{HG}}{p_{Verd}}} * p_{Verd} \quad (18)$$

errechnet werden.

Wie zum Beispiel Pachai et. al. [11] hinweisen, tendieren die Kosten für kältetechnische Anlagenkomponenten dazu, ab etwa 40 bar signifikant anzusteigen. Deshalb sollten unter Beachtung eines kostengünstigen Anlagendesigns die Systemdrücke unter diesem Wert gehalten werden.

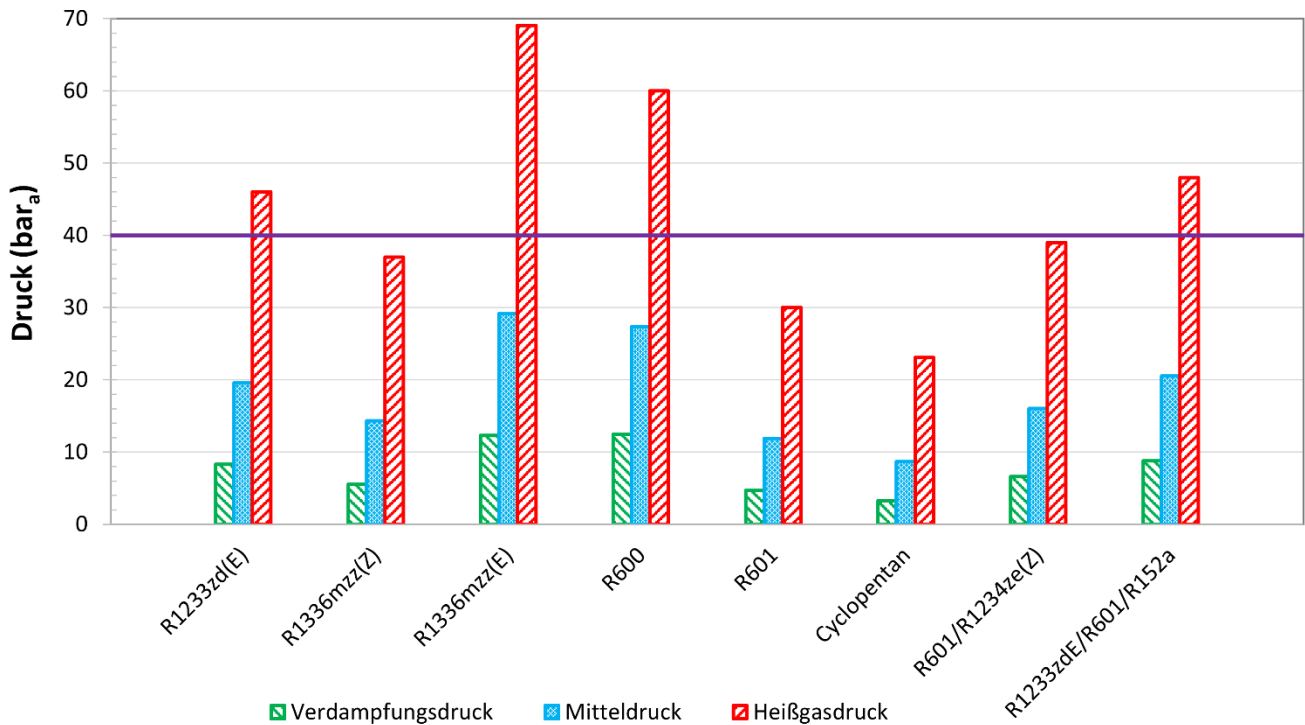


Abbildung 4: Drucklagen beim COP-optimalen Heißgasdruck bei einer Grädigkeit im IHEX von 15K

Ausgehend von denselben Randbedingung und einer konstanten Grädigkeit von 15K zeigt Abbildung 5 für alle untersuchten Kältemittel die Auswirkung der Heißgasdruckwahl auf den COP und auf das Druckverhältnis

$$\Pi_{St} = \sqrt[n]{\frac{p_{HG}}{p_{Verd}}} \quad (19)$$

mit dem jeweils eine Verdichterstufe konfrontiert ist. n steht dabei für die Anzahl an Verdichtungsstufen, die in der Auslegung im Rahmen dieses Forschungsprojekts n=2 betrug.

Es korrespondieren für den COP die in Abbildung 3 blau eingezeichneten und in Abbildung 5 dargestellten Datenpunkte je Kältemittel.

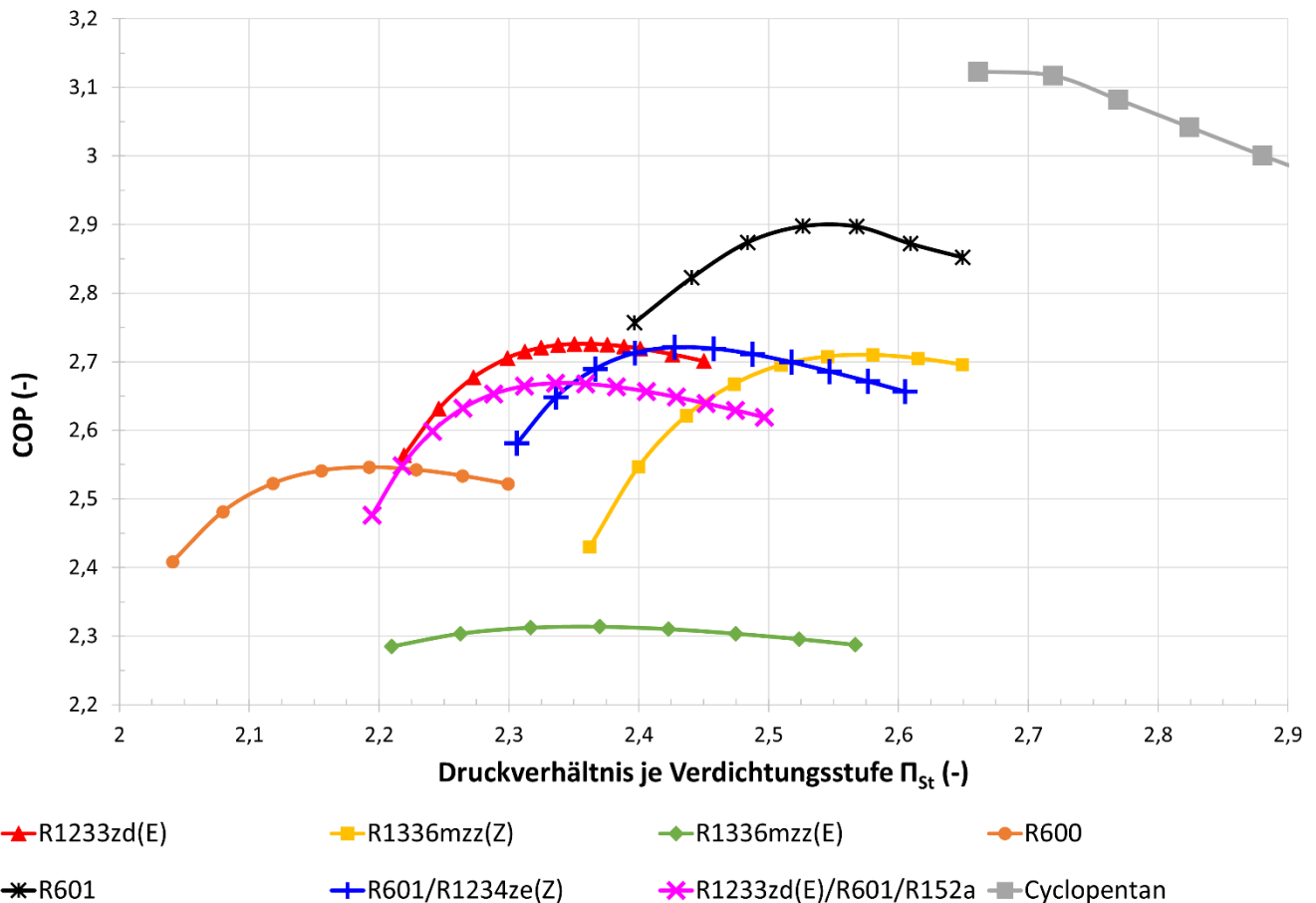


Abbildung 5: Abhängigkeit des COP der untersuchten Kältemittel vom Druckverhältnis je Verdichtungsstufe bei einer Grädigkeit im IHX von 15K

3.2.1 Sonderstellung von Wasser als Kältemittel

Wasser nimmt in dieser Vergleichsrechnung eine Sonderrolle aufgrund dessen thermodynamischer Eigenschaften ein. Wie in Tabelle 4 ersichtlich, ist die kritische Temperatur von Wasser sehr hoch. Dies ermöglicht bei den anvisierten Betriebsbedingungen eine subkritische Betriebsweise. Betrachtet man vereinfacht die Drucklagen von Wasser bei Kondensation und Verdampfung, dann ergeben sich die in Tabelle 6 dargestellten Daten. Die Autoren vernachlässigen dabei der Einfachheit halber, dass auch aus der Enthitzungsstrecke von überkritischem Dampf Wärme entzogen werden kann. Im Vergleich zu anderen Kältemitteln (Kältemittel ohne Wasserstoffbrückenbindung) ist die Enthalpiedifferenz der Enthitzungsstrecke bei Wasser um einiges größer. Jedoch würde das die hier gezeigte Betrachtung im Wesentlichen nicht ändern.

Tabelle 6: Ausgewählte Stoffdaten von R718 (Wasser) [8]

Verdampfungs- / Kondensationstemperatur (°C)	Verdampfungs- / Kondensationsdruck (bar _a)
90	0,702
200	15,550
250	39,762

Berechnet man aus den Werten in Tabelle 6 das Druckverhältnis Π für die Verdichtung von 90°C auf 200°C gemäß Gleichung (16), so ergibt es sich zu 22,15 im Gesamten und bei zwei Verdichtungsstufen zu je 4,71. Wiederholt man diese Abschätzung für eine Verdichtung von 90°C auf 250°C so ist das Ergebnis für das Gesamtdruckverhältnis Π 56,64 und bei zwei Verdichtungsstufen je 7,5. Diese Druckverhältnisse je Verdichtungsstufe sind für einen Radialverdichter um den Faktor 2-3 zu hoch bzw. bräuchte es für diese Druckverhältnisse zumindest 3, eher 4 bis 5 Stufen, was den Verdichter als ohnehin bereits teuerste Komponente einer Wärmepumpe überproportional verteuern würde. Ein weiterer wesentlicher Aspekt bei der Verwendung von Wasser ist die geringe Dichte und die daraus geringe volumetrische Leistung. Um einen direkten Vergleich herstellen zu können, wurde aus den Vergleichsrechnungen und den Berechnungen für Wasser die Volumenströme saugseitig jeder Verdichterstufe berechnet. Tabelle 7 ermöglicht einen direkten Vergleich dieser Werte für das Kältekreisdesign „Referenz“ und zeigt auf, dass der Volumenstrom von Wasser etwa das Zwei- bis Vierfache anderer Kältemittel aufweist. Dies führt zu einem entsprechend größer bauenden und kostenintensiveren Verdichter. Es ist also von erheblich erhöhten Kosten für den Bau einer Anlage mit dem Kältemittel Wasser (R718) auszugehen, ohne diese näher beziffern zu können.

Tabelle 7: Massen- und Volumenströme sowie entsprechende Gasdichten bei Verdichtereintritt für eine Heizleistung von 200kWth für das Kältekreisdesign „Referenz“ [3]

Eintrittszustände in Verdichter	$\dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right)$	Verdichterstufe 1		Verdichterstufe 2	
Kältemittel	$\dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right)$	$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	$\dot{V} \left(\frac{m^3}{h} \right)$	$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$	$\dot{V} \left(\frac{m^3}{h} \right)$
R1336mzz(Z)	1,82	29,92	219	81,32	80
R1233zd(E)	1,66	37,12	156	96,99	62
R601 (n-Pentan)	0,73	10,97	236	30,31	87
R600 (n-Butan)	0,97	26,09	134	61,47	57
R718 (Wasser)	0,079	0,42	581	1,72	165

3.3 Marktanalyse und wirtschaftliche Machbarkeit

Um das Marktpotenzial für die hier betrachtete Hochtemperatur-Wärmepumpe abzuschätzen, wurden relevante Branchen ermittelt. Der Fokus lag dabei auf Industrieanlagen, welche Prozesswärme im Bereich von 180-225°C verwenden und dabei keinen Dampf als Wärmeträgermedium benötigen. Insbesondere in der Lebensmittelindustrie konnten mehrere Prozesse identifiziert werden, welche die Anforderungen erfüllen.

Zur Stärkeproduktion werden entweder Mais, Kartoffeln oder Weizen als Rohprodukt verwendet. Je nach Rohstoff gestaltet sich der Herstellungsprozess unterschiedlich und daher ist auch der jeweilige Wärmebedarf verschieden. In Europa beträgt der Gesamtbedarf an Prozesswärme für die Stärkeproduktion 23,25GW_{th}. Hierbei ist insbesondere der Trocknungsprozess für die betrachtete Wärmepumpe von Interesse, da dort Heißluft mit einer Temperatur von bis zu 225°C als Wärmeträgermedium eingesetzt wird.

Bei der Herstellung von Milchpulver und Kondensmilch in Molkereien werden für die Trocknung von Milch meist Sprühtrockner unter Verwendung von Heißluft als Trocknungsmedium eingesetzt. Die Heißluft wird hierfür mit ca. 250°C in den Trockner eingeleitet und kühlt während des Prozesses auf ca. 95°C ab. In Europa werden jährlich etwa 2500kt Milchpulver und 1100kt Kondensmilch hergestellt. Dies führt zu einem Wärmebedarf von etwa 50MW_{th} bzw. 22MW_{th} für den jeweiligen Trocknungsprozess. In Anlagen zur Herstellung von Kartoffelchips können Wärmepumpen für die Erwärmung von Frittieröl eingesetzt werden. Die durchschnittliche Anlage in Europa verarbeitet rund 50kt Kartoffeln pro Jahr, was zu einem Wärmebedarf von etwa 28MW_{th} pro Anlage führt.

Bei der Herstellung von Holzprodukten wie Faserplatten, Spanplatten, Sperrholzplatten und Furnierplatten wird Prozesswärme in einem Temperaturbereich von 130 bis 290°C benötigt. Dabei sind vor allem Prozesse wie Trocknen, Pressen und Zerfasern von Interesse.

Eine detaillierte Zusammenfassung ist dargestellt in Tabelle 8.

Tabelle 8: Relevante Prozesse und deren Potenzial in Europa (*Wärmebedarf für den gesamten Produktionsprozess)

Produkt	Prozess	Temperatur [°C]	Medium	Potenzial Europa [MW _{th}]
Milchpulver	Trocknen	130 - 240	Heißluft	50
Kondensmilch	Trocknen	130 - 240	Heißluft	22
Stärke	Trocknen	140 - 225	Heißluft	23250*
Kartoffelchips	Frittieren	160 - 200	Frittieröl	-
Furnierplatten	Trocknen	150 - 200	Heißluft	-
Spanplatten	Trocknen / Pressen	150 - 290	Heißluft / Dampf / Thermoöl	1643*
Faserplatten	Zerfasern / Pressen	160 - 230	Thermoöl / Dampf	3156 / 2419
Sperrholzplatten	Trocknen	150 - 200	-	-

Aus der Marktrecherche kann zusammengefasst werden, dass die hier betrachtete Wärmepumpe in der europäischen Industrie mehrere Einsatzgebiete findet. Vor allem sind die Trocknungsprozesse von Interesse in denen Heißluft als Wärmeträgermedium verwendet wird. Die relevanten Prozesse beschränken sich aber keineswegs nur auf Trocknungsprozesse, die Wärmepumpe kann auch zur Wärmebereitstellung für Press- und Zerkleinerungsprozesse in der Holzindustrie oder auch in der Herstellung von Kartoffelchips verwendet werden.

4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

4.1 Projektmanagement

Neben grundlegenden Projektmanagementtätigkeiten sind aus den Ergebnissen aus dem Projekt auch folgende Publikationen entstanden:

- Helminger, F.; Unterluggauer, J.; Riedl, J. et al.: Hochtemperaturwärmepumpen bis zu 250°C. Eine Konzeptstudie und EU-Forschungsvorhaben. Proceedings of the DKV-Tagung Dresden, 2021
- Riedl, J.; Sulzgruber, V., Unterluggauer, J.: Hochtemperaturwärmepumpen bis zu 250°C Ergebnisse einer thermodynamischen Machbarkeitsanalyse. Proceedings of the DKV-Tagung, Magdeburg, 2022
- Sulzgruber, V., Riedl, J., Unterluggauer, J.: Concept study for industrial heat pumps up to 250°C heat sink temperature using radial turbo compressors, Proceedings of the 13. Internationale Energiewirtschaftstagung an der TU Wien, Wien, 2023
- Unterluggauer, J., Sulzgruber, V., Kroiss, C., Riedl, J., Jentsch, R., Willinger, R.: Design for a Heat-Pump with Sink Temperatures of 200°C using a Radial Compressor, MDPI Energies 2023, 16(13), 4916; <https://doi.org/10.3390/en16134916>; 2023

4.2 Ergebnisse des Verdichterdesigns

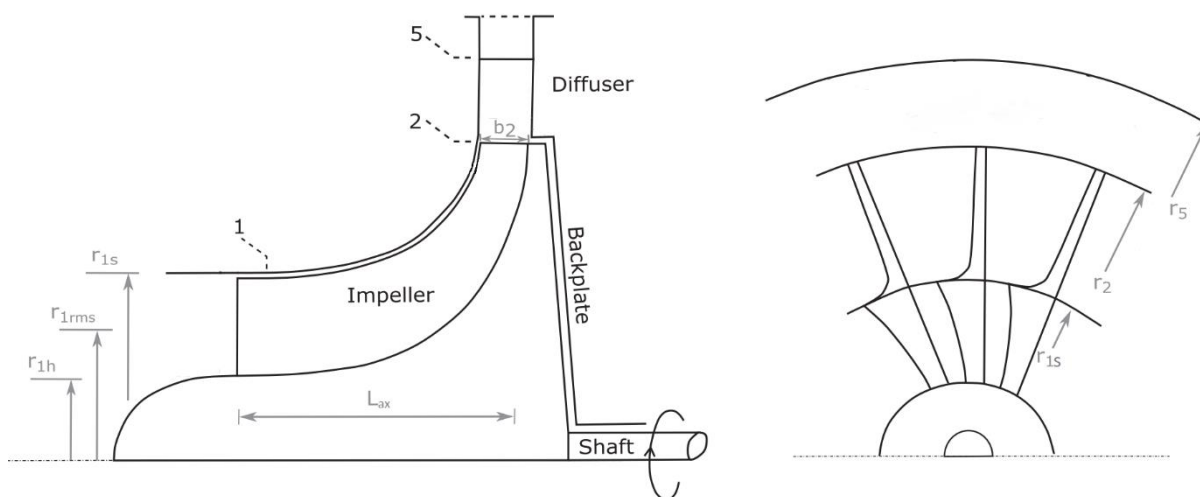


Abbildung 6: Meridianschnitt Verdichterlaufrad

Tabelle 9: Hauptabmessungen für VD1 und VD2 mit und ohne Vorleitreihe (Vordrall)

	VD 1 ohne Vordrall	VD 1 mit Vordrall	VD 2 ohne Vordrall	VD 2 mit Vordrall

d_2 (m)	0,145	0,144	0,102	0,099
n (U/min)	26700	26500	38500	37700
u_2 (m/s)	203	200	206	195
Z	20	20	20	22
r_{1s}/r_2	0,5	0,5	0,5	0,5
r_{1h}/r_{1s}	0,5	0,5	0,4	0,5
b_2/r_2	0,1	0,1	0,1	0,1
α_1 (°)	0	30	0	30
β_{2m} (°)	40	40	35	40
r_5 (m)	0,13	0,13	0,094	0,088
L_{ax} (m)	0,0497	0,0476	0,0386	0,0327

4.2.1 Betriebspunkt

Tabelle 10: Betriebspunkte für VD1 und VD2 mit und ohne Vorleitreihe (Vordrall)

	VD 1 ohne Vordrall	VD 1 mit Vordrall	VD 2 ohne Vordrall	VD 2 mit Vordrall
Π_{tt}	2,37	2,37	2,38	2,35
$\eta_{s,tt}$	0,684	0,785	0,617	0,74
P (kW)	192,3	167,3	208,1	167,2
$\dot{m}$ (kg/s)	6,36	6,36	6,36	6,36
p_{01} (Pa)	8,33e5	8,33e5	19,74e5	19,69
T_{01} (K)	423,2	423,2	464	460

4.2.2 Kennfelder

In Abbildung 8 sind die Verdichter kennfelder der beiden Verdichter zu sehen. Abhängig von Massenstrom und Drehzahl kann das zu erwartende total-zu-total-Druckverhältnis und der isentrope total-zu-total-Wirkungsgrad entnommen werden. Das schwarze Kreuz kennzeichnet dabei den Auslegungspunkt.

Bei den Verdichtern mit Vorleitreihe und fixer Leitschaufelstellung in Abbildung 8 zeigt sich eine deutliche Ausweitung des Betriebsbereichs. Werden die Verdichter mit positivem Vordrall angeströmt, kommt es zu einer Verringerung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit. Daher tritt das Verstopfen erst bei einem höheren Massenstrom ein. Durch kleinere Geschwindigkeiten am Eintritt sinken zusätzlich die

Strömungsverluste im Laufrad und der Wirkungsgrad steigt. Eine Vorleitreihe ist jedoch mit zusätzlichen Kosten und bei verstellbaren Leitschaufel mit zusätzlichem regelungstechnischem Aufwand verbunden. Es ist daher abzuschätzen, ob sich der Einbau einer solchen Vorrichtung tatsächlich auszahlen würde.

Wird die Wärmepumpe im Teil- oder Überlastgebiet betrieben, ändern sich die Eintrittszustände der Verdichter, wie die Totaltemperatur und der Totaldruck. Um die Auswirkungen dieser Änderungen zu berücksichtigen, wurden sogenannte reduzierte Größen, wie der red. Massenstrom $\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{p_1}$

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{p_1} \quad (20)$$

und die red. Drehzahl

$$n_{red} = \frac{n}{\sqrt{T_1}} \quad (21)$$

$n_{red} = \frac{n}{\sqrt{T_1}}$ verwendet. Damit lassen sich die bestehenden Kennfelder, die für die Eintrittszustände des Auslegungspunktes berechnet wurden, umrechnen. In dieser Form gelten die red. Größen strenggenommen lediglich für das ideale Gas.

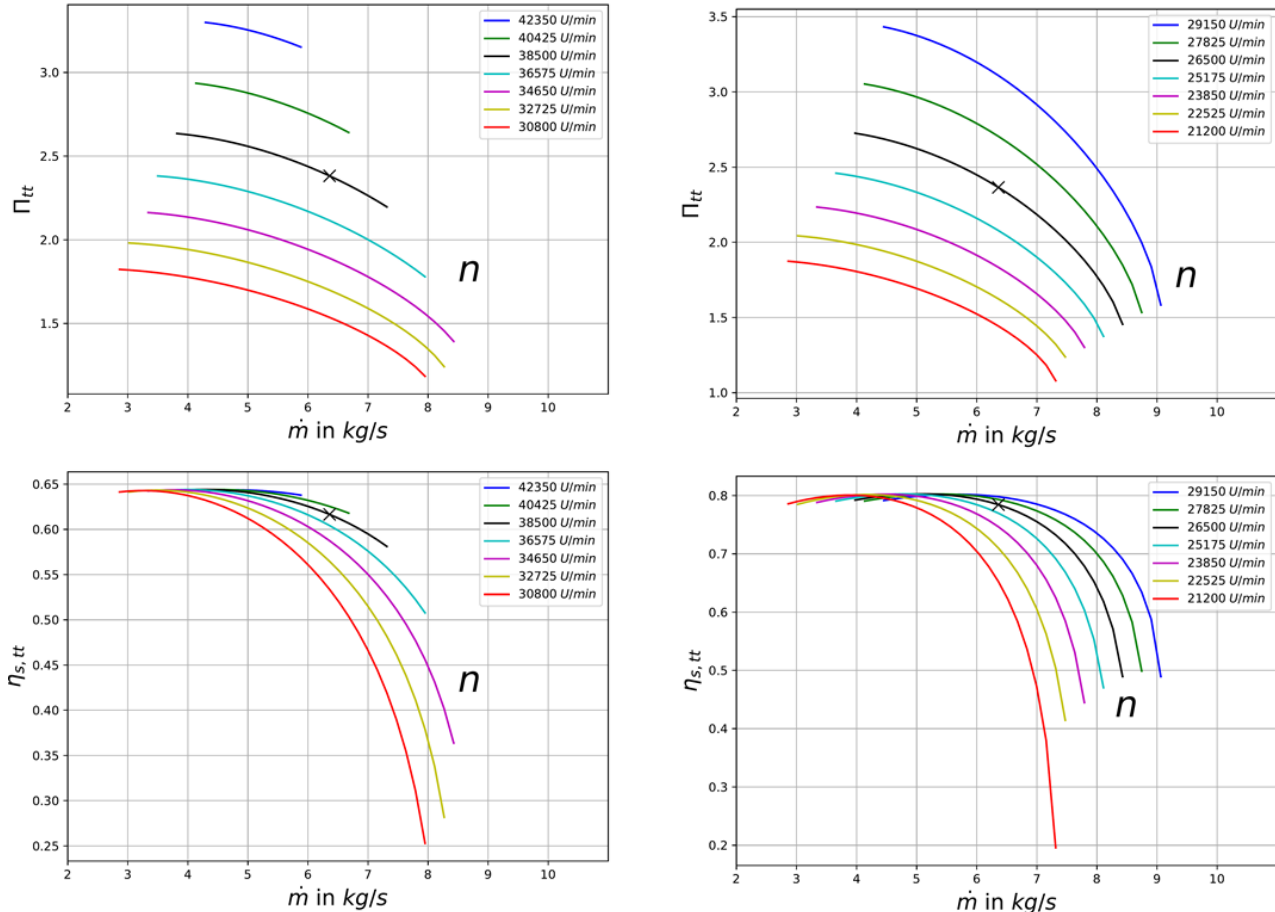


Abbildung 7: Verdichter 1 ohne Vorleitreihe (links) und mit Vorleitreihe (rechts)

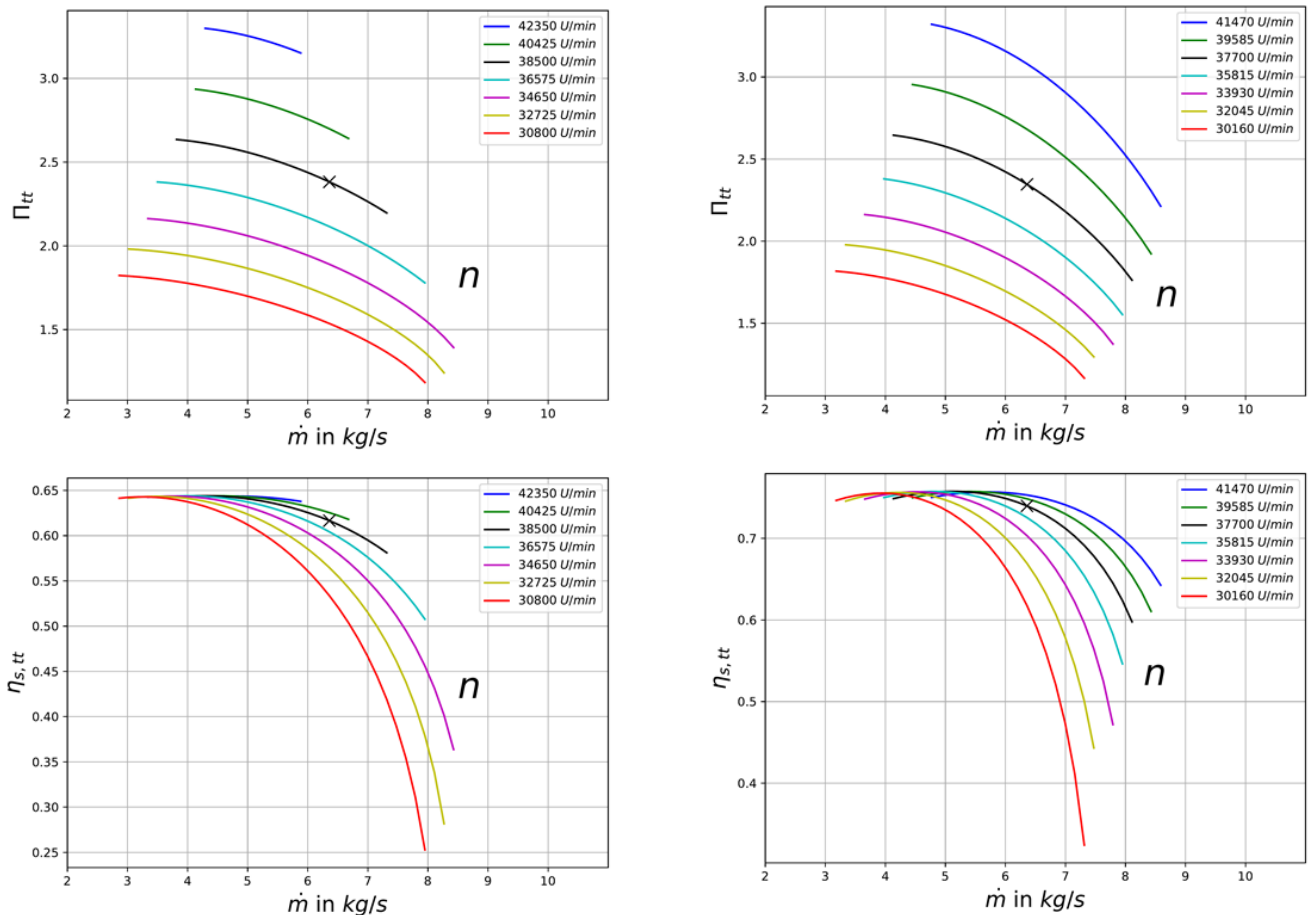


Abbildung 8: Verdichter 2 ohne Vorleitreihe (links) und mit Vorleitreihe (rechts)

4.3 Kältekreisdesign und Kältemittelwahl

Im Zuge der Heißgasdruckoptimierung wurde festgestellt, dass der vermutete Effizienzvorteil des Kreislaufdesigns „Mitteldruckbehälter“ (vgl. Abbildung 2 rechts) aufgrund der folgenden thermodynamischen Restriktion nicht realisierbar erscheint: Unter der Annahme, dass beide Verdichterstufen mit dem gleichen Druckverhältnis konfrontiert werden, stellt sich ein entsprechender Mitteldruck nach Gleichung (18) ein. Möchte man nun das Kältemittel über das Druckhalteventil auf dieses Druckniveau in das Nassdampfgebiet mit einem gewissen Dampfanteil expandieren, so muss die Wärmeabgabe im IHEX entsprechend reduziert werden. Dies führt wiederum dazu, dass bei gleichbleibenden Randbedingungen (u.a. Drücke, Quellen- & Senkentemperatur, Heizleistung, Grädigkeiten der Wärmeübertrager) weniger Sauggasüberhitzung erreicht wird und somit die erreichbare Heißgastemperatur nach dem Verdichter absinkt sowie die Enthitzungsstrecke entsprechend reduziert wird, vgl. Abbildung 9. Dieses Absinken der Heißgastemperatur hat bei gleichbleibender Leistungsabgabe in letzter Konsequenz eine höhere Verdichterdrehzahl und somit einen höheren Einsatz elektrischer Energie zur Folge. Eine Zwischeneinspritzung auf Mitteldruckniveau zwischen den Verdichterstufen erweist sich somit als kontraproduktiv.

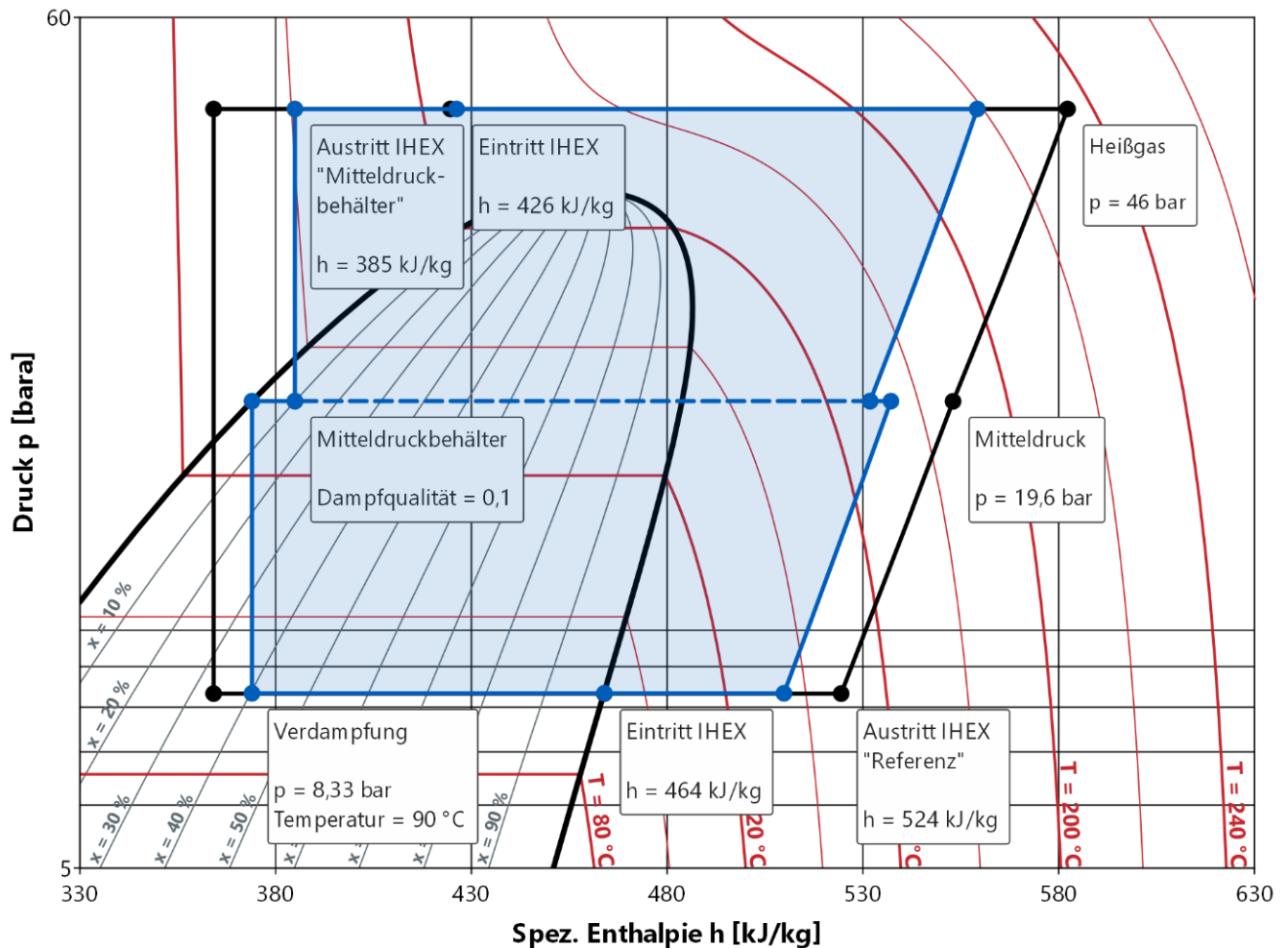


Abbildung 9: Vergleich der Kältekreisdesigns „Referenz“ (in schwarz) und „Mitteldruckbehälter“ (in blau) anhand eines log(p)-h-Diagrammes für das Kältemittel R1233zd(E)

Des Weiteren wurde während einer tiefgehenden Analyse hinsichtlich Machbarkeit und Betrieb der untersuchten Kältekreise festgestellt, dass aufgrund der transkritischen Betriebsweise und der Abwesenheit eines kältemittelregulierenden Bauteiles (wie bspw. eines Kältemittelsammlers) für die Kreislaufdesigns „Referenz“ und „Economizer“ (vgl. Abbildung 2 links bzw. mittig) entsprechend bei variierenden Verdampfungs- bzw. Hochdrücken keine praktikable Betriebsweise erreicht werden kann. Aus diesen Gründen schlagen die Autoren entsprechend Abbildung 10 links das Kreislaufdesign Zwischendruckexpansion vor.

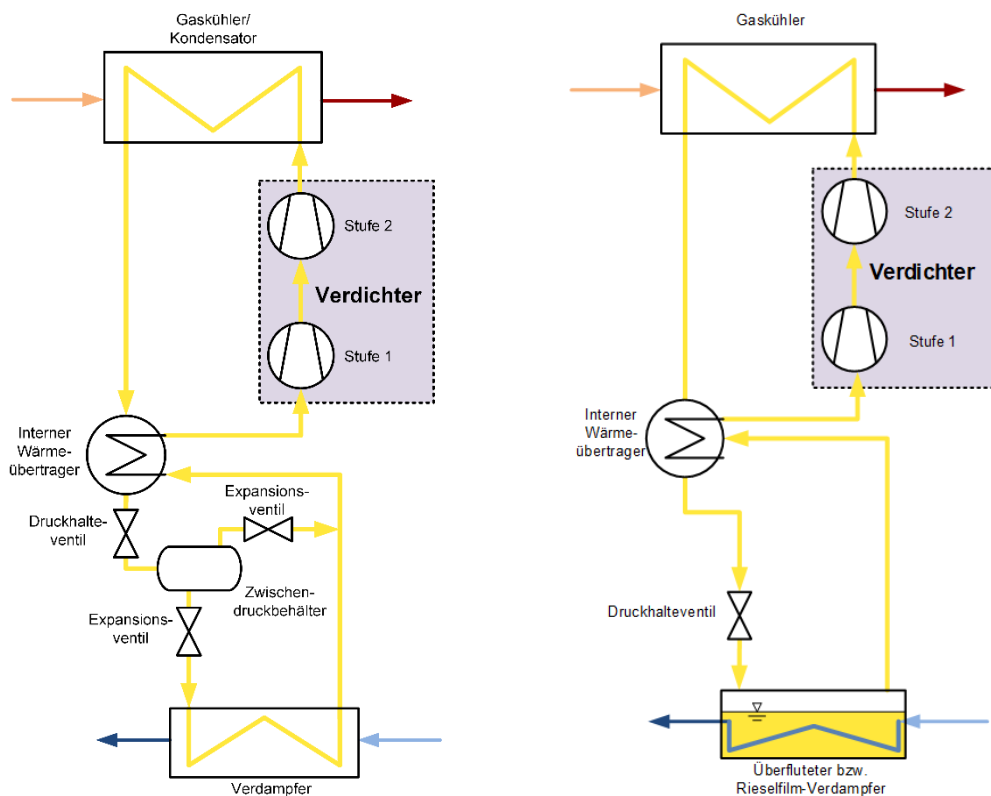


Abbildung 10: Kältekreisdesigns „Zwischendruckexpansion“ (links) und „Referenz mit überflutetem bzw. Rieselfilm-Verdampfer“

Mit der Einführung eines zusätzlichen Expansionsventil, welches mit der Gasphase des im Zwischen-druckbehälter befindlichen Kältemittels beaufschlagt und zwischen Verdampfer und IHEX auf Verdampfungsdruckniveau entspannt wird. Durch ein Zusammenspiel von Druckhalte- und Regelventilen kann der Zwischen-druck im Zwischen-druckbehälter und somit der Betriebspunkt der Wärmepumpe variabel eingestellt werden. Dadurch erreicht man sowohl eine praxistaugliche Betriebsweise und Regelbarkeit des Systems als auch eine vollständige Ausnutzung der maximalen Leistung des IHEX, um eine höchstmögliche Heißgastemperatur nach dem Verdichter zu erlangen, vgl. Abbildung 11. Eine Kältemitelein-spritzung zwischen den beiden Verdichter-stufen wurde demnach verworfen.

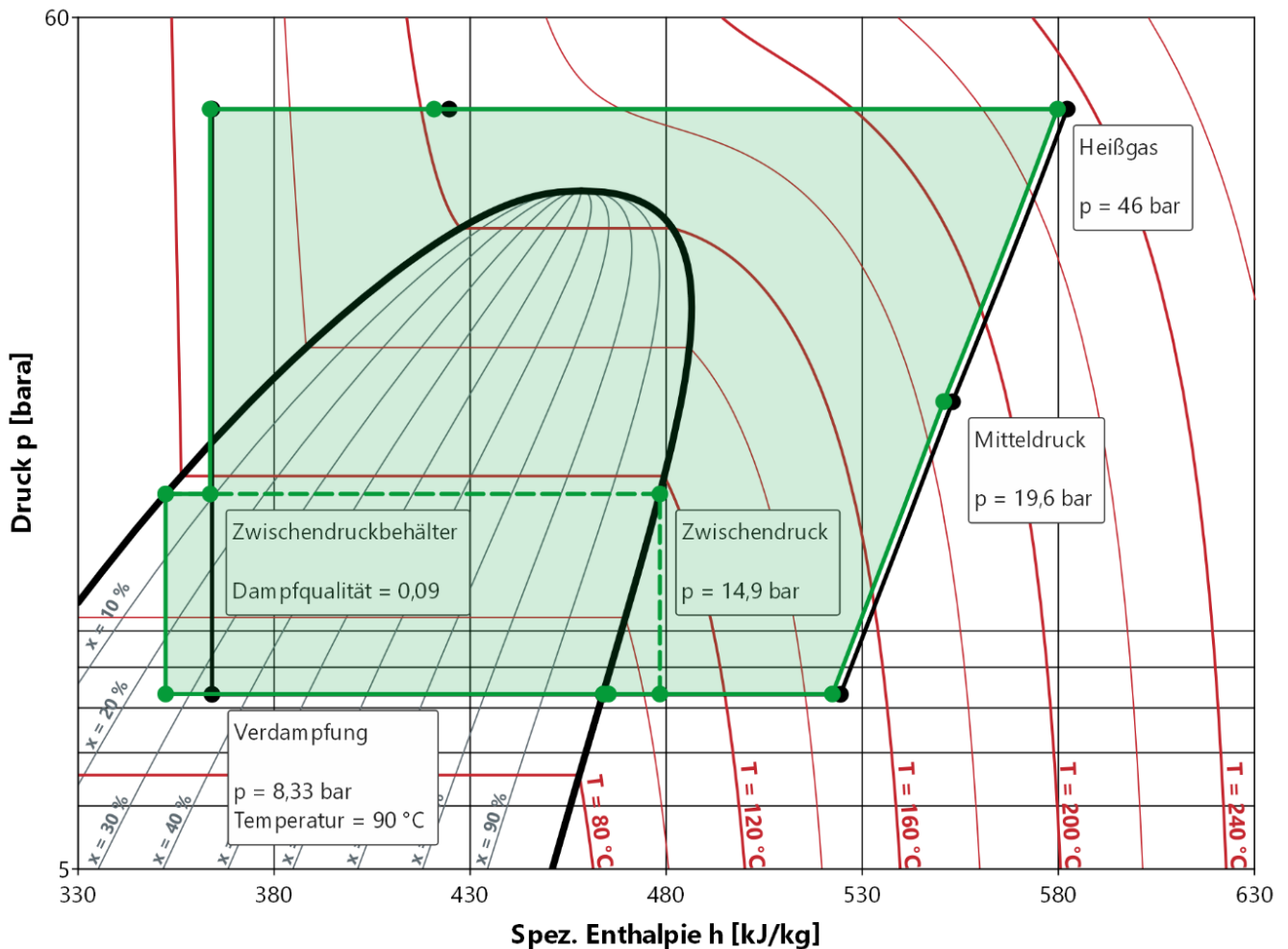


Abbildung 11: Vergleich der Kältekreisdesigns „Referenz“ (in schwarz) und „Zwischendruckexpansion“ (in grün) anhand eines log(p)-h-Diagrammes für das Kältemittel R1233zd(E)

Eine Alternative dazu ist, den Verdampfer für das Kreislaufdesign „Referenz“ nach als überfluteten Wärmeübertrager (bspw. in Rohrbündel-Ausführung) auszugestalten, vgl. Abbildung 10 rechts. In klassischen Kompressionswärmepumpen mit ölgeschmierten Verdichtern werden überflutete Verdampfer vermieden, um Ölablagerungen im Sumpf des Verdampfers von vornherein ausschließen zu können. Bei einer ölfreien Verdichtung fällt dieses Kriterium jedoch weg und es bietet sich an, die Kältemittelsammel-Funktion mit einem überfluteten Verdampfer umzusetzen. Dies hat zur Folge, dass das Expansionsventil seine eigentliche Funktion zur Regelung der Sauggasüberhitzung verliert und die Funktion der Druckhaltung für den Heißgasdruck p_{HG} übernimmt. In weiterer Folge wird aus dem Verdampfer kein überhitztes, sondern gesättigtes Kältemittel (Kältemitteldampfqualität $x=1$) entnommen, welches nach dem IHEX in überhitzter Form vom Verdichter angesaugt wird. Durch die Überhitzungsregelung auf 0,1 K in den Simulationen (vgl. Kapitel 3.2) weist diese Umsetzungsvariante im Vergleich zur Simulation des Kreislaufdesigns „Referenz“ aus thermodynamischer Sicht keine Unterschiede auf. Aus Sicht des Anlagenbaus bietet diese Variante aufgrund einer kleineren Anzahl an Komponenten im Vergleich zum Kreislaufdesign „Zwischendruckexpansion“ das Potenzial einer kostengünstigeren Umsetzung bei gleichbleibender Funktionalität und geringerem Regelungsaufwand. Es muss jedoch bedacht werden, dass überflutete Wärmeübertrager anderen Regularien (Stichwort

Kesselbau) unterliegen und somit zumindest für diese Komponente mit höheren Anschaffungspreisen zu rechnen ist. Eine weitere, mit einem überfluteten Verdampfer vergleichbare Alternative ist die eines Rieselfilm-Verdampfers. Dabei wird das flüssige Kältemittel aus dem Sumpf des Rieselfilmverdampfers abgesogen, mit dem Kältemittel nach dem Druckhalteventil vermischt und anschließend werden die mit dem Wärmequellenmedium (bspw. Wasser) durchströmten Rohre mit dem Kältemittel berieselt, wodurch dieses zum Teil verdampft. Diese Alternative bietet die grundsätzliche Möglichkeit einer Kältemittelreduktion auf Grund der dafür erforderlichen Kältemittelumwälzung und Bindung des flüssigen Kältemittels in eine Vielzahl die Rohre berieselnder Tropfen sowie eines dadurch verbesserten Wärmeübergangs.

In Tabelle 11 sind die wichtigsten Ergebnisse für jedes Kältemittel für die in Tabelle 5 angeführten Betriebsbedingungen und dem jeweils COP-optimalen Heißgasdruck zusammengefasst. Werte, die in einem problematischen Bereich oder nachteilig sind, sind hellrot hervorgehoben und Ergebnisse, die besonders vorteilhaft sind, sind hellgrün hervorgehoben. Die volumetrische Heizleistung ist ein Indikator für die Größe und den Platzbedarf der Wärmepumpe. Eine höhere volumetrische Heizleistung verringert die Größe der Wärmepumpenkomponenten und damit auch ihre Investitionskosten, was insbesondere für den Kompressor gilt.

Tabelle 11: Ergebnisse der untersuchten Kältemittel beim jeweils höchsten COP bei einer Grädigkeit im IHX von 15K

Kältemittel	Verdampfungsdruck (bar _a)	Heißgasdruck (bar _a)	Druckverhältnis je Stufe (-)	COP (-)	Vol. Heizleistung (MJ/m ³)
R1233zd(E)	8.33	46	2.35	2.73	7.0
R1336mzz(Z)	5.55	37	2.58	2.71	5.0
R1336mzz(E)	12.3	69	2.37	2.31	9.6
R601 (n-Pentane)	4.70	30	2.53	2.90	4.3
Cyclopentan	3.26	23	2.67	3.12	3.3
R600 (n-Butane)	12.5	60	2.19	2.55	9.2
R601/1234ze(Z)	6.61	39	2.43	2.72	5.5
R1233zd(E)/601/152a	8.80	48	2.34	2.67	7.1

Es zeigt sich, dass kein Kältemittel ausschließlich durch überdurchschnittlich hohe bzw. positive Werte auffällt. Es sind jedoch einige Kältemittel auf Basis von wesentlichen Kriterien auszuschließen. Um eine hohe Effizienz und gleichzeitig ein Radialverdichtern entsprechend niedriges Druckverhältnis sicherzustellen, wurde für die thermodynamische Analyse sowie maschinenbauliche Untersuchung (bspw. Verdichterauslegung und -kennfeldberechnung) das Kältemittel R1233zd(E) aus den folgenden Gründen gewählt, wobei auch ökonomische Kriterien berücksichtigt wurden:

- Die Kältemittel R600 (n-Butan) und R1336mzz(E) wurden sowohl aufgrund ihres niedrigen COPs als auch ihrer generell großen, weit über 40 bar_a reichenden Hochdrücke ausgeschlossen, die lediglich zu höheren Fertigungs- und Anlagenkosten führen würden, vgl. [11].
- Die COP-Verläufe für die Kältemittel R1336mzz(Z) und R1233zd(E) sind annähernd gleich, jedoch bedingt der Einsatz von R1336mzz(Z) ein höheres Druckverhältnis. Gleichzeitig zeigt jedoch R1233zd(E) im Gegensatz zu R1336mzz(Z) einen optimalen Hochdruck von über 40 bar_a, was sich bereits nachteilig auf Komponentenkosten auswirken kann.
- Auch wenn Cyclopentan mit einem COP von über 3,1 den höchsten Wirkungsgrad erreicht, wäre sein Einsatz als Kältemittel wegen des hohen Druckverhältnisses von etwa 2,7 pro Stufe nachteilig. Dies würde zu sehr hohen Verdichtergeschwindigkeiten, Materialermüdungsproblemen und schlechteren Verdichterwirkungsgraden führen. Eine Lösung für dieses Problem könnte die Verwendung einer dritten Stufe sein, was jedoch den großen Nachteil mit sich bringt, dass die Kosten für den Verdichter um etwa 50 % steigen. Bei der gegebenen Randbedingung des Aufheizens von Wasser von 160°C auf 200°C und einer Verdampfungstemperatur von 90°C sind niedrigere Druckverhältnisse aufgrund eines Pinch-Point-Problems nicht möglich. Abhängig von der übertragenen Wärme im Kondensator ist die Temperaturkurve von Cyclopentan bei 23 bar_a und Wasser in Abbildung 12 dargestellt. Aufgrund des Zweiphasengleichgewichts würde ein niedrigerer Druck zu einer niedrigeren Kondensationstemperatur führen, was aufgrund der Wassertemperatur nicht möglich ist.

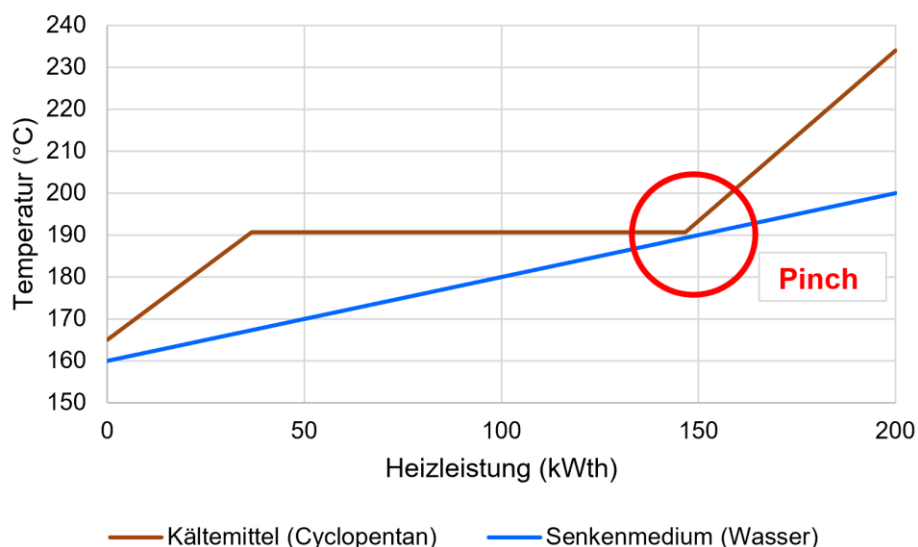


Abbildung 12: Q-T-Diagramm des Kondensators für Cyclopentan

- R601 (Pentan) weist wie R1336mzz(Z) ein höheres, grenzwertiges Druckverhältnis je Verdichtungsstufe in einem ähnlichen Bereich auf, zeichnet sich jedoch auch durch einen signifikant höheren COP aus. Im Gegensatz zu R601 ist R1233zd(E) einer niedrigeren Sicherheitsklasse (A1) zugeordnet, was sich positiv auf die einzuhaltenden Sicherheitsvorschriften auswirkt. Weiters ergab sich aus der Verdichtervorauslegung, dass die Verdichterdrehzahlen bei R1233zd(E) deutlich niedriger ist als bei R601. Es soll nicht unerwähnt

bleiben, dass R601 trotzdem das niedrigste absolute Druckniveau unter den analysierten Kältemitteln zeigt und damit in Anlagenkomponenten tendenziell günstiger sind.

- Die Kältemittelgemische, die die Leistung von Pentan (R601) und R1233zd(E) verbessern sollten, erfüllten nicht die Erwartungen. Das erste Gemisch mit R601 als Hauptbestandteil führt zu einem niedrigeren Druckverhältnis, aber mit einem noch stärkeren Abfall des COP, so dass es nicht mehr an R1233zd(E) heranreicht. Das zweite Gemisch mit R1233zd(E) als Hauptkomponente wies bei ähnlichem Druckverhältnis einen niedrigeren COP als das pure Fluid auf.

Abbildung 13 zeigt für das nun gewählte Kältemittel R1233zd(E) den COP für verschiedene Rücklauftemperaturen bei gleichbleibender Grädigkeit im IHEX von 15K und konstanter Senkenaustrittstemperatur von 200°C. Generell erreicht man einen höheren COP durch niedrigere Rücklauftemperaturen, da dadurch der Hub der Wärmepumpe, also die Temperaturdifferenz zwischen Wärmesenke und Wärmequelle verringert wird. Höhere Rücklauftemperaturen, die klassischerweise in der Teillast auftreten, verschieben zudem den optimalen Hochdruck nach oben. Diese höheren Drücke können jedoch mit einem realen Verdichter entweder gar nicht oder nur mit entsprechend verminderter Isentropeneffizienz erreicht werden, was den COP weiter absenken würde. In Abbildung 13 sieht man deutlich, dass eine Erhöhung der Rücklauftemperatur um 20K von 160°C auf 180°C den optimalen Heißgasdruck um etwa 9 bar erhöht, was bei einem Radialverdichter zu einem signifikanten Effizienzverlust führen kann bzw. einen auf das Druckverhältnis bezogen bereits grenzwertigen Einsatz eines bestimmten Kältemittels verunmöglicht.

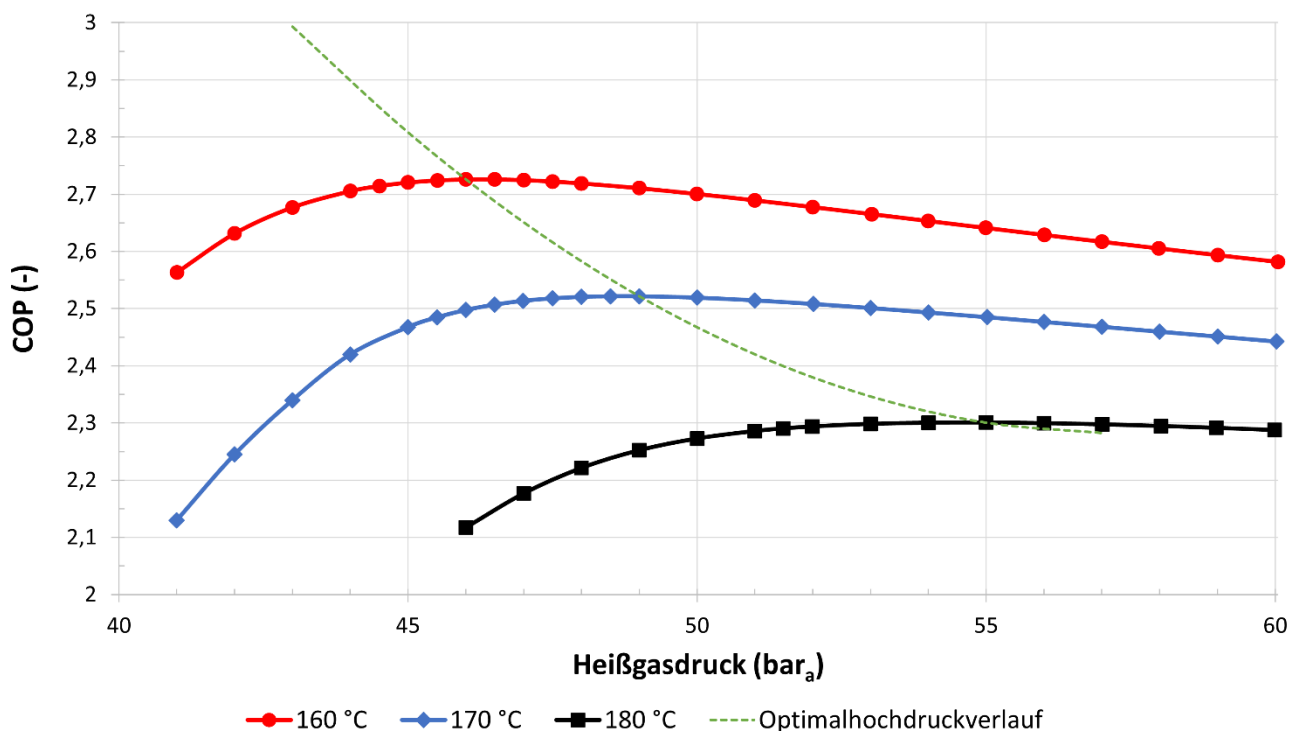


Abbildung 13: Abhängigkeit des COP vom Heißgasdruck für das Kältemittel R1233zd(E) bei einer Nutztemperatur von 200 °C und verschiedenen Rücklauftemperaturen in den Gaskühler

Dieser Sachverhalt wurde anschließend mit dem im Rahmen des AP2 ausgelegten Verdichterdesign durch Implementierung in das Simulationsmodell näher untersucht. Abbildung 14 zeigt die Ergebnisse dieser Analyse, wobei die grauen Bereiche der Grafiken außerhalb des Einsatzgebietes liegen.

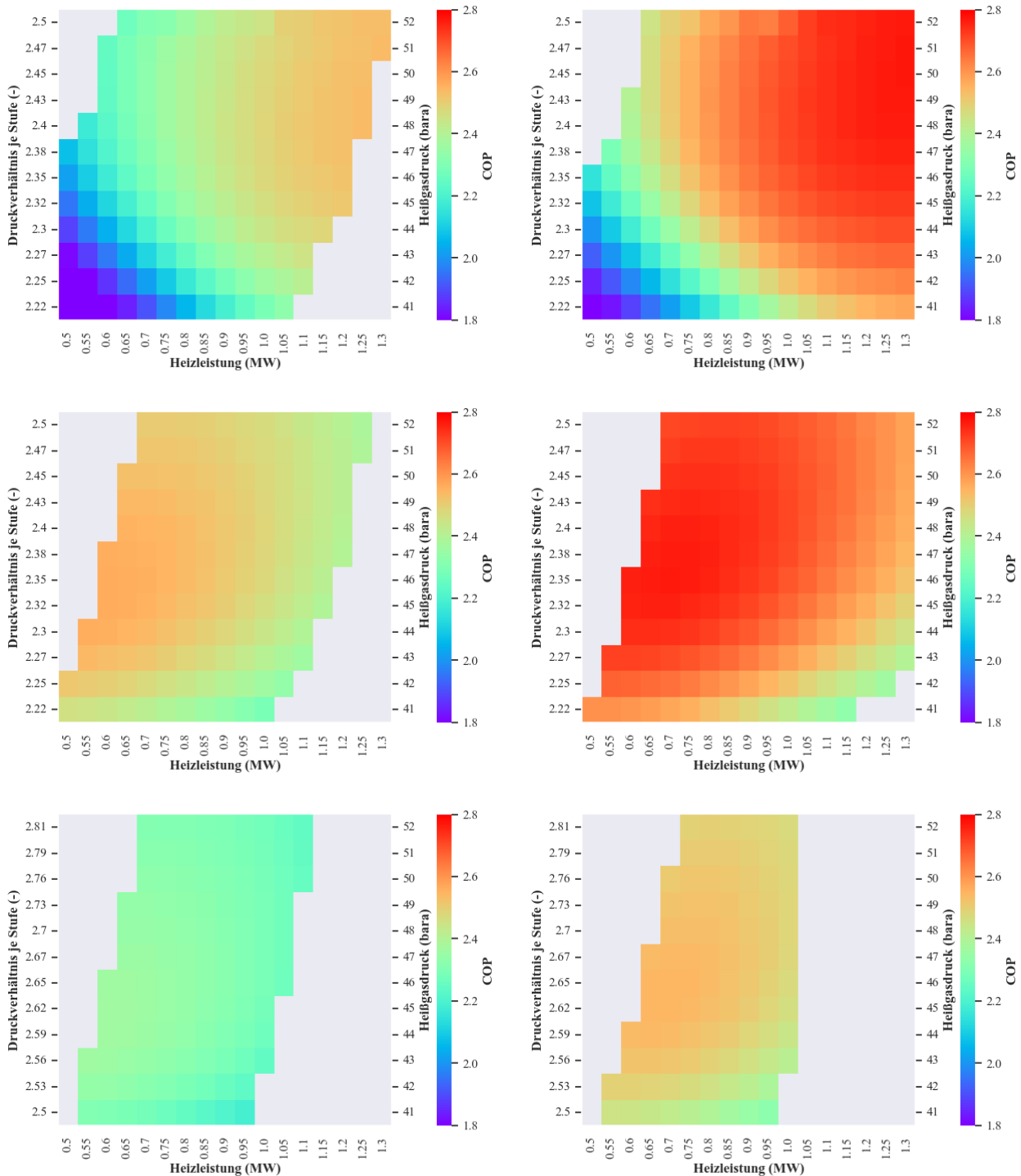


Abbildung 14: Leistungskennfelder der Wärmepumpe mit 2-stufigem Verdichter und R1233zd(E) bei 200 °C Austrittstemperatur der Wärmesenke dargestellt in den Variationen ohne/mit Vorleitreihe (linke bzw. rechte Spalte) sowie Teillastvariation durch erhöhter Senkenrücklauftemperatur bei gleichbleibendem Senkenmassenstrom (obere Zeile), durch vermindertem Senkenmassenstrom bei gleichbleibender Senkenrücklauftemperatur (mittlere Zeile) und vermindertem Senkenmassenstrom bei gleichbleibender Senkenrücklauftemperatur sowie abgesenkter Eintrittstemperatur der Wärmequelle (untere Zeile)

Einerseits wurden die Simulationen unter der Verwendung des Kältemittels R1233zd(E) mit den Leistungskennfeldern des Verdichters ohne (vgl. linke Spalte in Abbildung 14) und mit (vgl. rechte Spalte in Abbildung 14) Vorleitreihen vor den Impellern der beiden Verdichterstufen durchgeführt. Andererseits wurden verschiedene Arten von Teillast simuliert. Teillast im Sinne einer verminderten Heizleistung im Vergleich zur maximal möglichen kann für den Beispielfall einer Erhitzung von Druckwasser durch die Wärmepumpe nach

$$\dot{Q}_H = \Delta h_{Wasser,Senke} * \dot{m}_{Wasser,Senke} \quad (22)$$

entweder durch eine Erhöhung der Rücklauftemperatur der Wärmesenke und einer damit einhergehenden Reduktion der Temperaturdifferenz zwischen Ein- & Austritt des Wassers im Wärmeübertrager (Reduktion von $\Delta h_{Wasser,Senke}$, vgl. obere Zeile in Abbildung 14) oder durch eine Reduktion des Wassermassenstroms $\dot{m}_{Wasser,Senke}$ (vgl. mittlere Zeile in Abbildung 14) auftreten. Überdies hinaus können in Realität auch beide Effekte gleichzeitig auftreten, was jedoch aufgrund der Vielzahl an dafür notwendigen Variationsrechnungen und der damit einhergehenden komplexen Darstellung nicht untersucht wurde.

Das Teillastverhalten wurde entsprechend der beiden Fälle mittels Simulation untersucht, wobei einerseits der Heißgasdruck in einem Bereich von 41 bis 52 bar_a und andererseits die Heizleistung zwischen 50% und 130% der nominellen Volllast von 1 MW_{th} variiert wurde.

Neben der Untersuchung von Teillast wurde auch analysiert, welche Auswirkungen eine Absenkung der Wärmequellentemperatur auf die Effizienz des Wärmepumpensystems hat. Dazu wurde für das Teillastszenario des reduzierten Wassermassenstroms $\dot{m}_{Wasser,Senke}$ die Temperatur der Wärmequelle um 10K von 90°C auf 80°C abgesenkt, vgl. untere Zeile in Abbildung 14.

Es lassen sich nunmehr folgende Aussagen zum Teillastverhalten des untersuchten Wärmepumpensystems treffen:

- Grundsätzlich lässt sich sagen, dass sich der COP der Wärmepumpe durch den Einsatz von Vorleitreihen in allen Szenarien um etwa 0,2-0,3 erhöht und den Einsatzbereich vergrößert, vgl. Spalten links (ohne Vorleitreihe) bzw. rechts (mit Vorleitreihe) in Abbildung 14
- Abhängig vom Teillastszenario ist eine Teillast bis auf 50-60% (0,5-0,5 MW_{th}) der Volllast von 1 MW_{th} möglich. Teillast durch erhöhte Senkenrücklauftemperatur (vgl. obere Zeile in Abbildung 14) weist einen größeren Einsatzbereich als das Teillastverhalten durch reduzierten Massenstrom der Senke (vgl. mittlere Zeile in Abbildung 14) auf, wobei sich die höchste Effizienz bei Teillast durch Massenstromabsenkung hin zur Schluckgrenze des Verdichters verschiebt und insgesamt auch etwas über der höchsten Effizienz bei Teillast durch Erhöhung der Rücklauftemperatur liegt. Darüber hinaus ist eine Überlast von 120-130% (1,2-1,3 MW_{th}) möglich, die zum Teil durch die Stopfgrenze limitiert ist.
- Eine Absenkung der Wärmequellentemperatur um lediglich 10K von 90°C auf 80°C zeigt einerseits eine massive Reduktion der Effizienz (COP) sowie eine starke Verkleinerung des Einsatzbereiches des Wärmepumpensystems durch eine Verschiebung der Stopfgrenze des Verdichters.

- Durch die strategische Wahl des Nenn-Betriebspunktes des Verdichters leicht abseits seines Effizienzmaximums, um eine gewisse Teillastfähigkeit sicherzustellen, ergibt sich das COP-Maximum ebenfalls in der Teillast bzw. Überlast abseits des Nennbetriebspunktes.

4.4 Marktanalyse und wirtschaftliche Machbarkeit

Abbildung 15 zeigt die Kostenstruktur der NERO-Wärmepumpe. Es fällt auf, dass das Getriebe des Elektromotors ein direkter Kostentreiber für das Konzept ist. Hierbei ist zu erwarten, dass in den nächsten Jahren Direktantriebe serienreif werden. Diese werden schon teilweise eingesetzt sind aber noch nicht frei am Markt erhältlich. Dadurch würde es sicherlich zu einer leichten Kostenreduktion kommen. Auch sind die Kosten für einen Verdichter-Prototypen abgeschätzt worden, ohne Kostenreduktion durch Serienfertigung zu berücksichtigen.

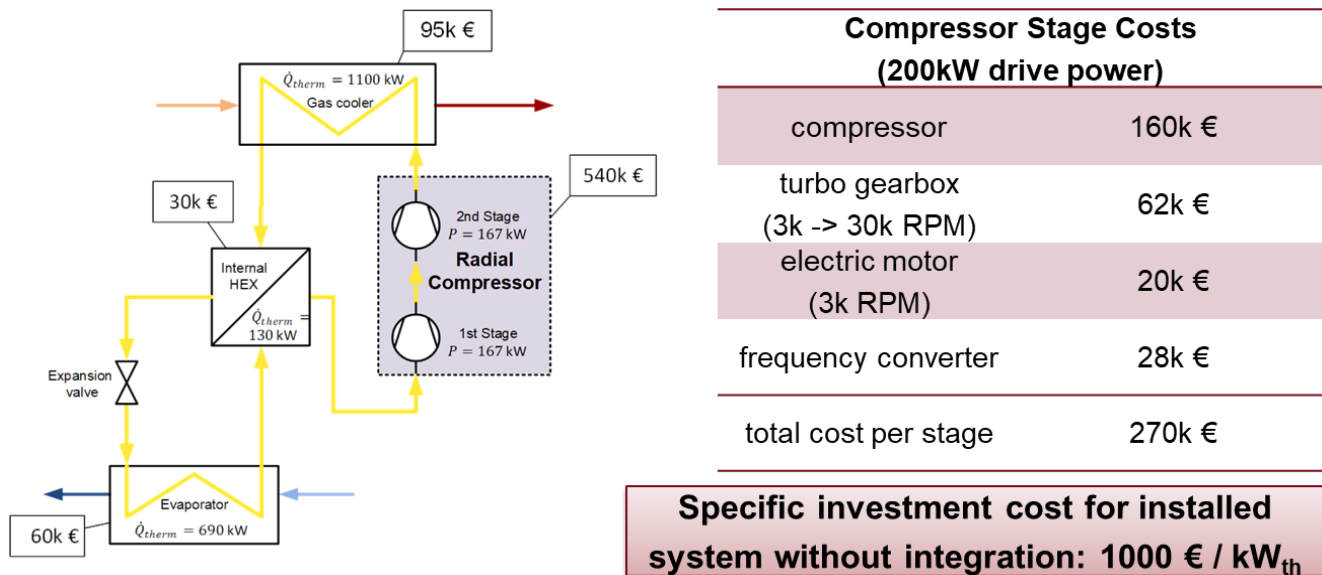


Abbildung 15: Kostenstruktur der NERO-Wärmepumpe

Vergleicht man die Kosten für die NERO-Wärmepumpe mit denen der einzig vergleichbaren Technology am Markt, der Sterlingwärmepumpe, fällt auf, dass die abgeschätzten Kosten des Prototyps in derselben Preisklasse liegen. Weiters kann bei einem Hub von 100°C ein höherer COP erzielt werden.

Abbildung 16 zeigt eine techno-ökonomische Analyse des NERO-Konzepts an einem echten Anwendungsfall. Es handelt sich dabei um eine Fritteuse für Kartoffelchips, in welcher Öl auf 200°C aufgewärmt werden soll. Die Kartoffeln werden zerkleinert und die Chips dann in Öl frittiert. Dabei verdampft Wasser aus den Kartoffelchips und sie nehmen Öl auf. Infolgedessen muss neues Öl in das System gepumpt werden, um den Flüssigkeitsstand konstant zu halten. Dieser zusätzliche Ölstrom wird mit dem Rücklauföl gemischt, das während des Prozesses auf 170°C abgekühlt wird. Der resultierende Ölstrom muss auf 200°C erhitzt werden, um die Kartoffelchips zu frittieren. Der Prozess wird mit Hilfe einer Pinch-Analyse untersucht, die eine der gängigsten Techniken zur Prozessintegration ist. Dabei handelt es sich um einen strukturierten und auf kontinuierliche Prozesse anwendbaren Ansatz, mit dem die Potenziale für verschiedene Heiztechnologien, wie z. B. die Wärmepumpe, untersucht werden können. Abbildung 16b zeigt die resultierenden Composite Curve für den Anwendungsfall. Der verfügbare heiße Strom ist das Wasser, das während des Bratvorgangs verdampft. Der kalte Strom benötigt eine Gesamtheizleistung von etwa 1 MW_{th} mit einem sehr geringen Anteil an rückgewinnbarer Wärme von etwa 15 kW_{th} durch direkte Wärmerückgewinnung.

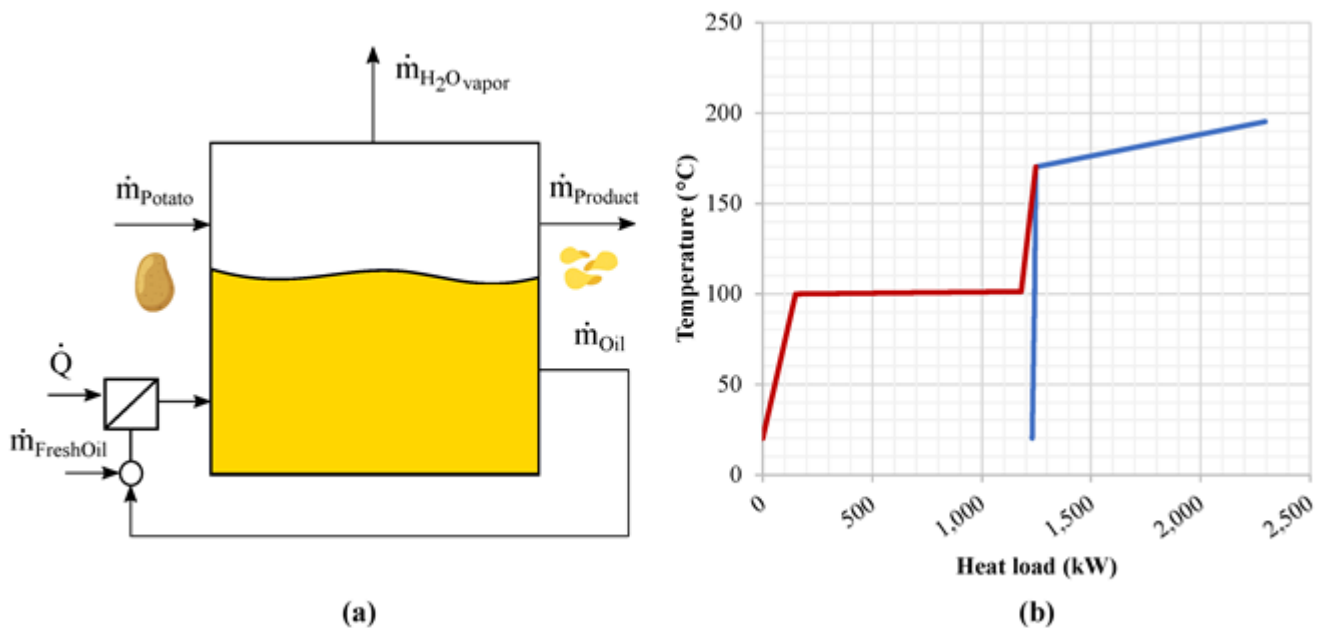


Abbildung 16: (a) Anwendungsfall Kartoffelchipsfritteuse und (b) Composite Curve [48]

Die resultierende Grand Composite Curve ist in Abbildung 17 dargestellt. Die nach der direkten Wärmerückgewinnung verbleibende Wärme wird durch die ausgelegte Hochtemperatur-Wärmepumpe abgedeckt. Die blauen und roten vertikalen Linien im Diagramm markieren die Temperaturen und Heizleistungen des Verdampfers sowie des Kondensators bzw. Gaskühlers der Wärmepumpe.

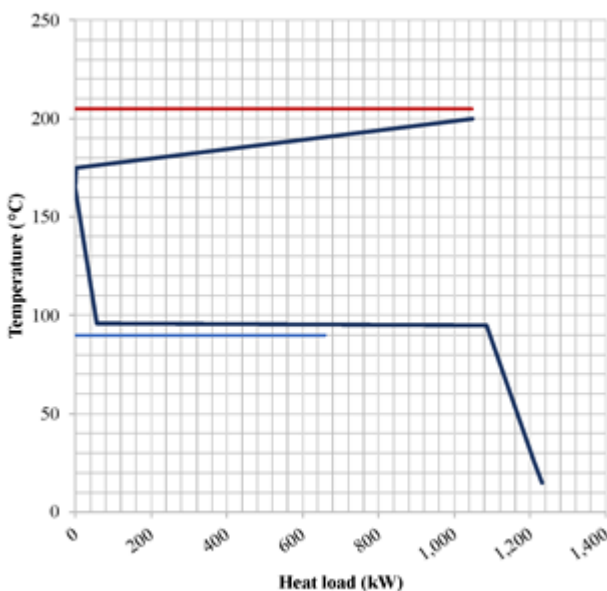


Abbildung 17: Grand Composite Curve der Pinch-Analyse für den Anwendungsfall Kartoffelchipsfritteuse [48]

In Tabelle 12 werden die Ergebnisse einer ökonomischen Analyse des Anwendungsfalles gezeigt. Hierbei wird ein Strom- zu Gaspreis-Verhältnis von 2 angenommen, welches in der Realität weder den schlechtesten noch den besten Fall repräsentiert. Am Ende ergibt sich bei diesem Fall eine Amortisationsdauer von ungefähr 6 Jahren. Dazu kommen noch meist Kosten in Form von sowohl

Integrationskosten als auch Kosten durch Anpassungen der bestehenden Infrastruktur wie z.B. Änderungen an der Verrohrung für die Ölführung. Dies ist zwar für einige Unternehmen aus rein wirtschaftlicher Sicht zu hoch, jedoch mit dem zusätzlichen Ziel CO₂ einzusparen aber durchaus von Interesse.

Tabelle 12: Ökonomische Analyse des Anwendungsfalls

Ratio Electricity price/ Gas price	2	-
CAPEX HP	1,657,447	€
OPEX HP	91,160	€/y
Electricity costs	508,747	€/y
Savings CO2 costs	167,391	€/y
Savings Gas costs	697,461	€/y
Payback time	6.26	y

5 Ausblick und Empfehlungen

Aus der Arbeit geht hervor, dass ein Verdichter mit R1233zd(E), Pentan oder unter Umständen Cyclopentan sich hervorragend für den angestrebten Einsatzzweck eignen würde. Beim Kältekreis würde man entweder auf das Zwischendruckexpansion-Design oder auf die Lösung mit einem überfluteten oder Rieselfilm-Verdampfer im Referenz-Kreislaufdesign zurückgreifen.

Ein nächster Schritt könnte in diesem Fall sein, das Design des gesamten Verdichters zu erstellen. Dazu würde man die genaue Laufradform mit einer CFD-Analyse optimieren und anschließend mit den konstruktiven Tätigkeiten beginnen. Bezüglich des Kältemittels sollte auch die notwendige Dauer einer Neuentwicklung eines solchen Wärmepumpensystems im Zusammenhang mit Diskussionen um ein Auslaufenlassen von HFO-Kältemitteln bzw. einer Regelländerungen der F-Gase-Verordnung bedacht werden. [47] R1233zd(E) stellt zwar die technisch risikofreieste und kostengünstigste Variante bei gleichzeitig hoher Effizienz dar, betrachtet man allerdings die zukünftige regulatorische Lage, ist bei einer Neuentwicklung einer Anlage möglicherweise ein natürliches Kältemittel wie beispielsweise R601 (Kohlenwasserstoff n-Pentan) zu bevorzugen.

Da die Leistungsgröße der Wärmepumpe (1MW_{th}) und damit die des Verdichters entscheidend ist, ist ein Laborversuch nicht zielführend. Vielmehr müsste nach ersten erfolgreichen Funktionalitätsüberprüfungen der Verdichterbaugruppe diese im nächsten Schritt in einer Full-Scale-Pilot- bzw. Demonstrationsanlage validiert werden. Die Marktstudie ergab, dass ein ausreichende großes Bedarfspotenzial für diese Technologie vorhanden ist. Vergleicht man den Wärmepumpensystem auf Basis eines Sterling-Kreislaufs mit dem Kältemittel R704 (Helium) als Konkurrenzprodukt, so erkennt man bei Temperaturhuben kleiner ca. 150 K eine Überlegenheit von Kompressionswärmepumpen auf Basis eines Carnot-Prozesses – wie die in diesem Projekt theoretisch untersuchte – hinsichtlich ihrer Effizienz. Daher stellt die sondierte Technologie eine gute Möglichkeit dar, um mittels Kompressionswärmepumpen höhere Temperaturen bei gleichzeitig relativ hohen Temperaturhuben zu erschließen.

Es ist zu erwarten, dass die tatsächlichen Kosten des Verdichters im Vergleich zu den abgeschätzten Kosten noch etwas sinken würden. Dies ist auf erwartete Skalierungseffekte bei der Produktion zurückzuführen, welche bei Verdichtern sowie Strömungsmaschinen gang und gäbe sind.

Es haben im Rahmen des Projekts bereits Gespräche mit zwei in der EU ansässigen Verdichterherstellern stattgefunden, allerdings ohne Einigung auf weiteres konkretes Vorgehen. Die relativ unübliche, kleine Baugröße für einen Radial-Verdichter im Zusammenhang mit dem neuen Anwendungsgebiet einer Industrie-Hochtemperaturwärmepumpe scheint etablierten Herstellern, welche sich mit ihrem Kerngeschäft momentan in einer guten wirtschaftlichen Lage befinden, kein ausreichend großes Marktpotential zu versprechen. Es sind weitere Diskussion geplant, um den potenziellen Bedarf durch industrielle Anwender und das mögliche Angebot durch Hersteller und Systemintegratoren zusammenzuführen, und um einen möglichen Hersteller für ein Prototypensystem finden zu können.

6 Literaturverzeichnis

- [1] Apagaus, C.: Hochtemperatur-Wärmepumpen: Vorteile und Herausforderungen von miniaturisierten, gasgelagerten, ölfreien Turbo Kompressoren für Wärme- & Kälteanlagen, VDE Verlag, 2018
- [2] Pietrucha, U., Wojtan, L.: Erfahrungen bei Fernkälte- und Kombianlagen-Projekten, Innovationen in der Wärmewirtschaft, 15. Forum, Biel-Bienn, 2016
- [3] Helminger F., Unterluggauer J., Riedl J.: Hochtemperaturwärmepumpen bis zu 250°C Eine Konzeptstudie und EU-Forschungsvorhaben, DKV-Tagung 2021, Dresden
- [4] Riedl J., Sulzgruber V., Unterluggauer J.: Hochtemperaturwärmepumpen bis zu 250°C - Ergebnisse einer thermodynamischen Machbarkeitsanalyse, DKV-Tagung 2022, Magdeburg
- [5] Sulzgruber V., Riedl J., Unterluggauer J.: Concept study for industrial heat pumps up to 250°C heat sink temperature using radial turbo compressors, 13. Internationale Energiewirtschaftstagung an der TU Wien 2023, Wien
- [6] Gräber, M.; Kosowski, K.; Richter, C. et al.: Modelling of heat pumps with an object-oriented model library for thermodynamic systems. Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems 16 (2010) Nr. 3, S. 195–209
- [7] <https://www.tlk-thermo.com/index.php/en/til-suite>; 21.10.2022
- [8] NIST, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 10, <https://www.nist.gov/srd/refprop>, accessed 24.10.2022
- [9] Arpagaus, C. (Hrsg.): Hochtemperatur-Wärmepumpen. Marktübersicht, Stand der Technik und Anwendungspotenziale. VDE Verlag, 2018
- [10] Adrián Fernández-Moreno, Adrián Mota-Babiloni, Pau Giménez-Prades, Joaquín Navarro-Esbrí: Optimal refrigerant mixture in single-stage high-temperature heat pumps based on a multiparameter evaluation, Sustainable Energy Technologies and Assessments, Volume 52, Part A, 101989, ISSN 2213-1388, <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.101989>, 2022.
- [11] Pachai, A.C.; Arpagaus, C.; Hafner, A.: Screening for new future-proof refrigerants for high-temperature heat pumps. Dresden, 2021
- [12] Aungier, R., 2000. Centrifugal compressors. New York, N.Y.: ASME Press.
- [13] Braembussche, R., 2019. Design and Analysis of Centrifugal Compressors. ASME Press and John Wiley & Sons Ltd.
- [14] Casey, M. und Robinson, C., 2021. Radial flow turbocompressors. Cambridge: Cambridge University Press.
- [15] Coppage J und Dallenbach F. Study of supersonic radial compressors for refrigeration and pressurization systems. Tech Rep, Garret Corp; 1956.
- [16] Daily JW und Nece RE. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks. J Basic Eng 1960;82(1):217–30.
- [17] Galvas M. Fortran program for predicting off-design performance of centrifugal compressors. Tech Rep; 1973.
- [18] Geitner, C., Waesker, M. und Doetsch, C., 2020. Compressor Cost Optimization Based on Extended Annual Load Duration Curves. Chemie Ingenieur Technik, 92(10), pp.1626-1631.

- [19] Jansen W. A method for calculating the flow in a centrifugal impeller when entropy gradients are present. In: Royal Society conference on internal aerodynamics (turbomachinery), 19-21 July, Cambridge, UK; 1967. p. 133–46.
- [20] Japikse, D. und Baines, N., 1998. Diffuser design technology. Norwich: Concepts ETI.
- [21] Johnston JP und Dean RC. Losses in vaneless diffusers of centrifugal compressors and pumps: analysis, experiment, and design. J Eng Power 1966;88(1):49.
- [22] Gasch, R., Nordmann, R., Pfützner, H.: Rotordynamik. 2. Auflage, Springer (2006)
- [23] Schiffmann J., Favrat D.: Experimental investigation of a direct driven radial compressor for domestic heat pumps. International Journal of Refrigeration, 32 (2009) 1918 – 1928
- [24] Tkacz E., Kozanecka D., Kozanecki Z., Lagodzinski J.: Oil-free bearing development for high-speed turbomachinery in distributed energy systems – dynamic and environmental evaluation. Open Eng. 2015, 5, 343 – 348
- [25] Kanki H., Kishimoto A., Miyazawa K., Matsumara F., Yamashita K., Seki W., Kusunoki T.: Development of a High Efficiency Heat Pump with Active Magnetic Bearings. Mitsubishi Technical Review, Vol. 29, No. 1, February 1992, 60 – 65
- [26] Sternlicht B.: Gas-Bearing Turbomachinery. ASME Journal of Lubrication Technology, October 1968, 665 – 678
- [27] Agrawal G.L.: Foil Air/Gas Bearing Technology – An Overview. ASME Paper 97-GT-347, (1997)
- [28] DellaCorte C., Bruckner R.J.: Remaining Technical Challenges and Future Plans for Oil-Free Turbomachinery. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 133, April 2011, 042502-1 – 042502-7
- [29] DellaCorte C., Valco M.J.: Load Capacity Estimation of Foil Journal Bearings for Oil-Free Turbomachinery Applications. Tribology Transactions, Vol. 43 (2000), 4, 795 – 801
- [30] Colombo F., Lentini L., Raparelli T., Trivella A.: The Challenges of Oil-Free Bearings in Micro-Turbomachinery. Proceedings of I4SDG Workshop 2021 (2021), 403 – 411
- [31] Ming Chen H., Howarth R., Geren B., Theilcker J.C., Soyars W.M.: Application of Foil Bearings to Helium Turbocompressor. Proceedings of the 30th Turbomachinery Symposium, (2001)
- [32] Samanta P., Murmu N.C., Khonsari M.M.: The evolution of foil bearing technology. Tribology International 135 (2019) 305 – 323
- [33] Branagan M., Griffin D., Goyne C., Untaroiu A.: Compliant Gas Foil Bearings and Analysis Tools. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 138, May 2016, 054001-1 – 054001-7
- [34] DellaCorte C., Radil K.C., Bruckner R.J., Howard S.A.: A Preliminary Foil Gas Bearing Performance Map. NASA/TM-2006-214343 (2006)
- [35] Peng Z.-C., Khonsariy M.M.: On the Limiting Load-Carrying Capacity of Foil Bearings. ASME Journal of Tribology, Vol. 126, October 2004, 817 – 818
- [36] Shalash K., Schiffmann J.: Experimental Assessment of a 3D-Printed Stainless Steel Gas Foil Bearing. ASME Journal of Tribology, Vol. 142, August 2020, 081802-1 – 081802-6

- [37] DellaCorte C., Zaldana A.R., Radil K.C.: A Systems Approach to the Solid Lubrication of Foil Air Bearings for Oil-Free Turbomachinery. ASME Journal of Tribology, Vol. 126, January 2004, 200 – 207
- [38] Sun, W.; Braatz, R.D. ALVEN: Algebraic learning via elastic net for static and dynamic nonlinear model identification. Computers Chemical Engineering 2020, 143, 107103, <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2020.107103>
- [39] Pedregosa, F.; Varoquaux, G.; Gramfort, A.; Michel, V.; Thirion, B.; Grisel, O.; Blondel, M.; Prettenhofer, P.; Weiss, R.; Dubourg, V.; others. Scikit-learn: Machine learning in Python. Journal of machine learning research 2011, 12, 2825–2830, <https://doi.org/10.48550/arXiv.1201.0490>.
- [40] Luyben, W., 2018. Capital cost of compressors for conceptual design. Chemical Engineering and Processing - Process Intensification, 126, pp.206-209.
- [41] Lüdtke, K., 2010. Process centrifugal compressors. Berlin: Springer.
- [42] Meroni, A., Zühlsdorf, B., Elmegaard, B. und Haglind, F., 2018. Design of centrifugal compressors for heat pump systems. Applied Energy, 232, pp.139-156.
- [43] Shamoushaki, M., Niknam, P., Talluri, L., Manfreda, G. und Fiaschi, D., 2021. Development of Cost Correlations for the Economic Assessment of Power Plant Equipment. Energies, 14(9), p.2665.
- [44] Turton, R., Bailie, R., Whiting, W., Shaeiwitz, J. und Bhattacharyya, D., 2012. Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes. 4th ed. Prentice Hall.
- [45] Whitfield, A. und Baines, N., 2002. Design of radial turbomachines. Harlow: Longman Scientific & Technical.
- [46] Wiesner FJ. A review of slip factors for centrifugal impellers. J Eng Gas Turbines Power 1967;89(4):558–66.
- [47] EU-Parlament stimmte Novellierung der F-Gase-Verordnung zu; <https://hlk.co.at/heizung/eu-parlament-stimmte-novellierung-der-f-gase-verordnung-zu/>; 27.06.2023
- [48] Unterluggauer, J., Sulzgruber, V., Kroiss, C., Riedl, J., Jentsch, R., Willinger, R.: Design for a Heat-Pump with Sink Temperatures of 200°C using a Radial Compressor, MDPI Energies 2023, 16(13), 4916; <https://doi.org/10.3390/en16134916>; 2023

7 Kontaktdaten

Projektleiter Julian Unterluggauer

AIT Austrian Institute of Technology GmbH

Giefinggasse 2 | 1210 Vienna | Austria

M +43 664 88904368

julian.unterluggauer@ait.ac.at | www.ait.ac.at