Hochtemperaturwärmepumpen bis zu 250°C
Ergebnisse einer thermodynamischen Machbarkeitsanalyse

Johannes Riedl[1*], Verena Sulzgruber[1], Dr. Julian Unterluggauer[1]

[1] AIT Austrian Institute of Technology GmbH, Giefinggasse 2, 1210 Wien, AT
johannes.riedl@ait.ac.at
* Korrespondenzautor

Kurzfassung

Elektrisch betriebene Kompressionswärmepumpen haben sich als geeignet erwiesen, um in Industrieprozessen Wärme auf nachhaltige und effektive Weise bereitzustellen. Einzelne Hersteller bieten diese klassischen Hochtemperaturwärmepumpen mit Vorlauftemperaturen bis 165°C an. Verschiedene Projekte mit Demonstrationsanlagen auf TRL7 zeigen die technische Machbarkeit von Nutzungstemperaturen bis etwa 155°C. Eine Steigerung der technisch realisierbaren Nutzungstemperaturen erhöht das Umsetzungspotenzial, sie birgt jedoch Problemstellungen hinsichtlich Verdichtertechnologie, Kältemittel und Kreislaufdesign. Außerdem ist mit einer Steigerung des Temperaturhubs zwischen Wärmequellentemperatur und Wärmenutzungstemperatur zu rechnen. Bei steigendem Temperaturhub sinkt die Wärmepumpeneffizienz, für einen wirtschaftlichen Betrieb muss diese jedoch ausreichend hoch sein. Maßnahmen zur Steigerung der Effizienz, die bisher wenig beachtet wurden, rücken in den Vordergrund.

In diesem Beitrag werden die wesentlichen Ergebnisse und Erkenntnisse einer thermodynamischen Machbarkeitsanalyse sowie Untersuchung der optimalen Betriebsparameter für ein Kompressionswärmepumpenkonzept präsentiert, welches Nutzungstemperaturen bis zu 250°C ermöglicht.

Stichwörter:
Hochtemperaturwärmepumpen, Konzeptstudie, Machbarkeitsanalyse, Nutzungstemperaturen bis 250°C

1 Einleitung

Angetrieben von Dekarbonisierungszielen und jüngsten Entwicklungen auf dem Gasmarkt steigt das Interesse an Wärmepumpen zur Nutzung industrieller Abwärme weltweit. Im Gegensatz zu Haushaltssystemen sind bei industriellen Prozessen jedoch deutlich größere Nutzleistungen und vor allem höhere Senkentemperaturen notwendig. Nutztemperaturen von über 100°C führen also zu für Hochtemperatur-Wärmepumpen neuartigen Anwendungsbereichen und einem stark vergrößerten Absatzmarkt, als bisher für Hersteller üblich [1, 2]. Um diesen Anforderungen gerecht werden zu können, müssen etablierte Hersteller ihre bisherigen Produkte anpassen bzw. neue Produkte entwickeln. Dies bietet Spielraum für Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten neuer Unternehmen sowie Forschungsorganisationen um Produkte und Komponenten zu etablieren, die in diesem Markt eingesetzt werden können [2–9].

Im Zentrum dieser Entwicklung stehen Demonstrationsanlagen (TRL 6 bis 7) um Betriebserfahrung zu sammeln. Hierbei liegt das derzeitige Nutzungstemperaturlimit bei ca. 160°C, wobei die im System intern auftretenden Temperaturen oft deutlich höher sind. Einer der Gründe für diese Limitierung ist der in diesem Bereich überwiegende Einsatz von Hubkolben- und Schraubenverdichter, welche wiederum Schmieröl benötigen [2, 4–6]. Mit steigenden Systemtemperaturen wird die Temperaturbeständigkeit sowie Kompatibilität des Schmieröls im Zusammenhang mit dem Kältemittel zunehmend zur Herausforderung. Bei Temperaturen von 180°C und darüber hinaus ist damit zu rechnen, dass hinsichtlich Kompressortechnologie auf ölfreie Lösungen gewechselt werden muss. Aus diesem Grund befasst sich das Austrian Institute of Technology (AIT) – Center for Energy in Zusammenarbeit mit Technische Universität Wien - Institut für Energietechnik und Thermodynamik im Rahmen des FFG-Sondierungsprojekts „NERO“ mit der technischen Machbarkeit von Radialverdichtern für den Einsatz in Hochtemperaturwärmepumpen. Hierbei liegt das Ziel bei der Findung geeigneter effizienter Kältemittel, Auswahl eines kostengünstigen Kreislaufdesigns und entsprechenden Verdichterauslegungen sowie erforderliche maschinenbauliche Maßnahmen für einen Heizleistungsbereich von etwa $1MW_{th}$ und Senkentemperaturen bis zu 250°C.

Eine vorhergehende Publikation [7] thematisierte bereits die Kältemittelauswahl und zeigte die prinzipielle Machbarkeit. Allerdings fehlte bis jetzt eine genauere Betrachtung der möglichen Kältekreise für die ausgewählten Kältemitteln hinsichtlich Realisierbarkeit und Effizienzsteigerungen. Im Rahmen dieser ist eine Optimierung des je Kältemittel und Kältekreis maximal erreichbaren COP von Nöten, um eine Vergleichbarkeit gewährleisten zu können.

2 Konzept

2.1. Kältemittel

Tabelle 1 beinhaltet eine Vorauswahl an natürlichen und synthetischen Kältemittel, welche anhand deren physikalischen und thermodynamischen Parametern beschrieben werden.

Neben umwelttechnischen Gesichtspunkten wie GWP und ODP sind für Hochtemperaturanwendungen natürlich auch die thermische Stabilität bzw. Zerfallstemperatur wichtige Parameter.

Für eine erste Bewertung werden im Wesentlichen die kritische Temperatur, der ODP-Wert, der GWP-Wert und die Sicherheitsklasse herangezogen (siehe Tabelle 1). Diese ist insofern bereits vereinfacht, da bspw. auch die Leistungsdichte bzw. die volumetrische Heizleistung zu berücksichtigen ist. Wasser (R718) als Kältemittel besitzt zwar allgemein gute Eigenschaften hinsichtlich thermodynamischer, sicherheitstechnischer sowie umweltverträglicher Aspekte, wurde aber bereits in der vorhergehenden Publikation [7] beleuchtet und ist in den Augen der Autoren jedoch erst bei höheren thermischen Leistungen und Senkentemperaturen eine sinnvolle Lösung.

Tabelle 1: Überblick Kältemittelvorauswahl samt Parameter [8, 10]

Bezeichnung	Kritische Temperatur (°C)	ODP	GWP	Sicherheitsklasse	Zerfallstemperatur (°C)
R1233zd(E)	166,4	~0	1	A1	276,84
R1336mzz(Z)	171,3	0	2	A1	>250
R1336mzz(E)	137.7	0	18	A1	>250
R601 (Pentan)	196,5	0	5	A3	376,84
R600 (n-Butan)	152,0	0	4	A3	301,84

2.2. Kreislaufdesign

Wie bereits in der vorhergehenden Publikation [7] wird den untersuchten Kältekreisen wieder eine zweistufige Verdichtung zu Grunde gelegt, um das Druckverhältnis je Verdichtungsstufe niedrig und damit die Effizienz der Radialverdichter hoch zu halten. Dadurch bleibt auch die Möglichkeit der Zwischeneinspritzung erhalten, die aus einem Economizer bzw. Mitteldruckbehälter erfolgen kann. In Abbildung 1 sind die untersuchten Kältekreisdesigns dargestellt. Teilgrafik (a) spiegelt das Referenzkreislaufdesign wider, Teilgrafik (b) zeigt das Kreislaufdesign mit Economizer und Teilgrafik (c) das mit einem Mitteldruckbehälter. Da sich in einer vertieften Analyse der Kältekreise gezeigt hat, dass jeder der in den Teilgrafiken (a)-(c) gezeigte Kältekreis für den Betrieb signifikante spezifische Nachteile aufweist, wird im Zuge dieser Publikation ein zusätzliches in Teilgrafik (d) dargestelltes Kreislaufdesign „Zwischendruckexpansion“ vorgestellt und untersucht.

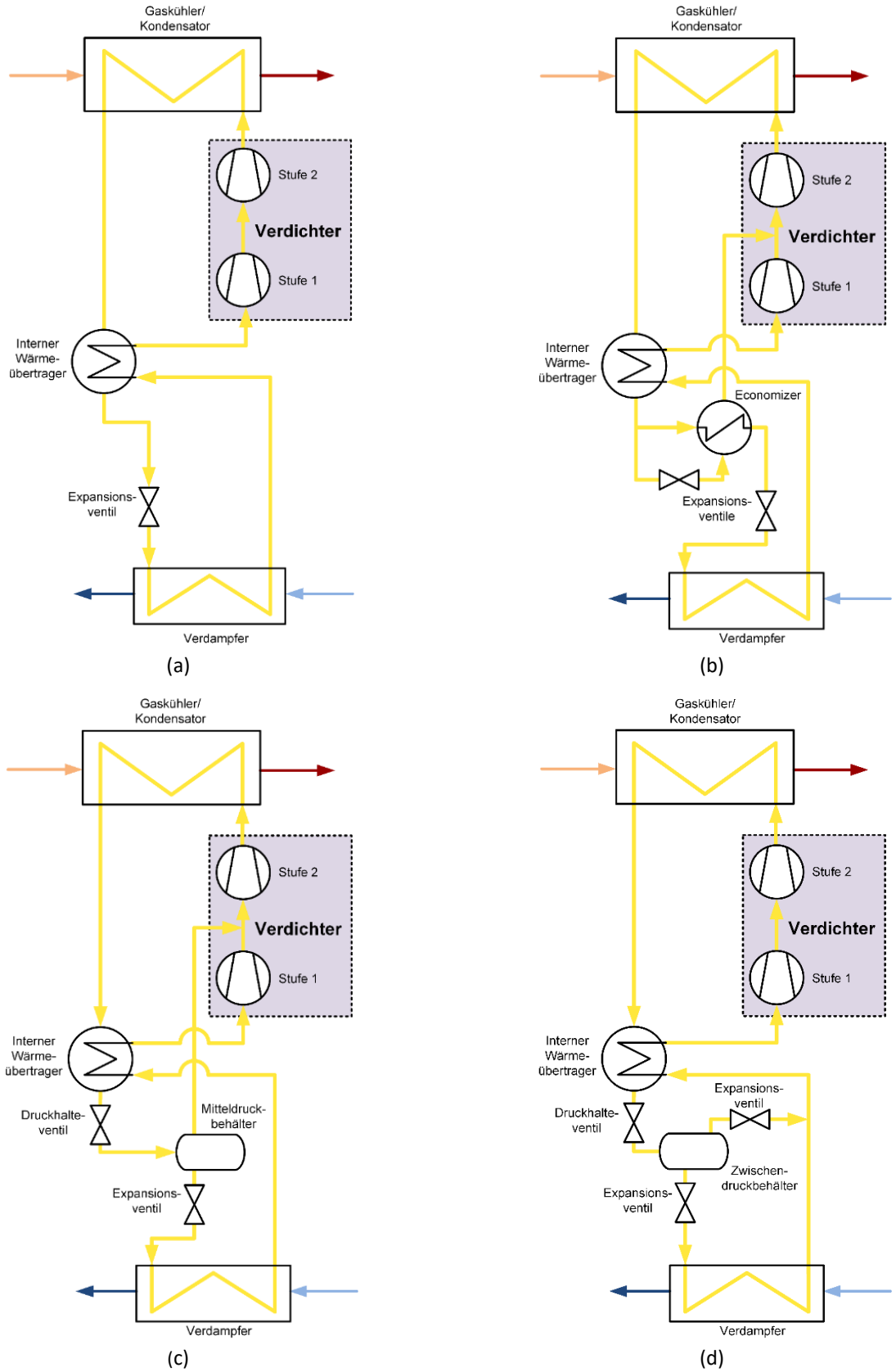

Abbildung 1: Darstellung der Kreislaufdesigns: (a) Referenz, (b) Economizer, (c) Mitteldruckbehälter und (d) Zwischendruckexpansion

3 Simulationen

3.1. Modell

Alle in Abbildung 1 dargestellten Wärmepumpenkreisläufe inklusive der erforderlichen Komponenten (z.B. Verdichter, Behälter) wurden mit Hilfe der objektorientierten, akausalen, gleichungsbasierten Open-Source-Modellierungssprache Modelica modelliert. 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 [9] entwickelten kommerziellen Bibliothek TIL 3.10.0 [11] verwendet. Zur Nachbildung der thermophysikalischen Eigenschaften der Arbeitsmedien wurde die in der Bibliothek enthaltene Fluiddatenbank TILMedia verwendet und die fehlenden Stoffdaten mit Hilfe des Tools REFPROP [10] ergänzt.

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 2 zusammengefasst.

Tabelle 2: Betriebsparameter der Vergleichsrechnungen

$\dot{Q}_H = 1\ MW_{th}$
$T_{sink}^{out} = 200\ °C$
$\Delta T_{sink} = 40\ K$ bzw. $40/30/20\ K$ für Untersuchung nach Abbildung 5
$T_{source}^{in} = 95\ °C$
$\Delta T_{source} = 5\ K$
$T_{evap} = 90\ °C$
$\eta_{is} = 0{,}76$

3.2. Hochdruckwahl und -optimierung

Aufgrund der hohen Senkentemperatur und des daraus resultierenden benötigten Hochdruckniveaus ergibt sich für alle betrachteten Kältemittel außer Pentan ein transkritischer Kreisprozess, vgl. [7]. Die Wärmeabgabe erfolgt nicht, wie beim herkömmlichen, subkritischen Wärmepumpenprozess bei konstanter Temperatur im Kondensator, sondern in einem Gaskühler. Daraus folgt, dass das Hochdruckniveau 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 Senkentemperatur liegen muss. Wählt man den Hochdruck 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 Hochdruck zu hoch, so benötigen die Verdichter mehr elektrische Leis-

tung aufgrund des höheren Druckverhältnisses. Dazwischen liegt der optimale Hochdruck, bei dem der maximal mögliche COP (Gleichung (1)) erreicht wird.

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el}} \tag{1}$$

In Abbildung 2 ist für die untersuchten Kältemittel die Abhängigkeit des COP vom Hochdruck 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 Verdichteraustrittstemperatur und damit die im IHEX übertragene Wärme von Materialeigenschaften des Öls begrenzt. Da diese Begrenzung bei der hier betrachteten Wärmepumpe nicht vorliegt ist prinzipiell eine möglichst große Leistung des IHEX anzustreben.

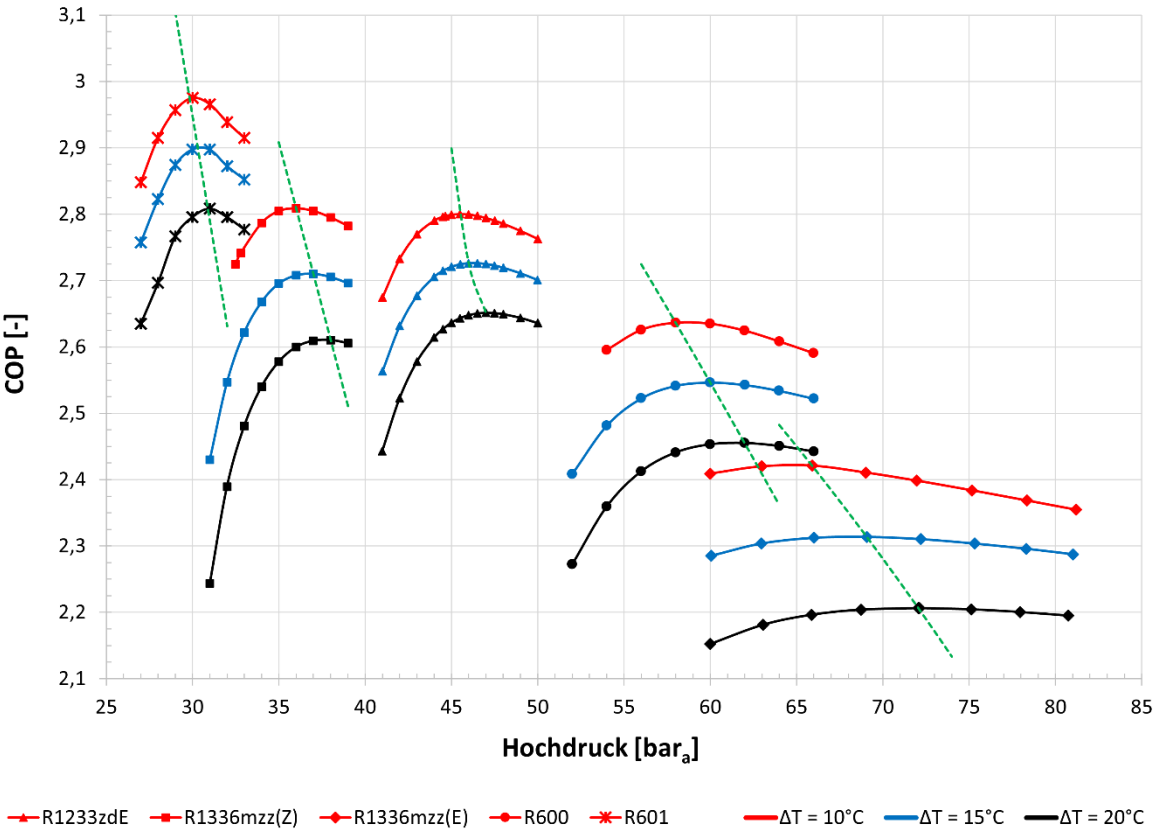

Abbildung 2: Abhängigkeit des COP vom Hochdruck für die untersuchten Kältemittel und für verschiedene Grädigkeiten im IHEX

Ausgehend von denselben Randbedingung und einer konstanten Grädigkeit von 15K zeigt Abbildung 3 für alle untersuchten Kältemittel die Auswirkung der Hochdruckwahl auf den COP und auf das Druckverhältnis Π gemäß Gleichung (2), mit dem jeweils eine Verdichterstufe konfrontiert ist.

$$\Pi = \frac{p_{out}}{p_{in}} \tag{2}$$

Dabei korrespondieren für den COP die in Abbildung 2 blau eingezeichneten und in Abbildung 3 dargestellten Datenpunkte je Kältemittel.

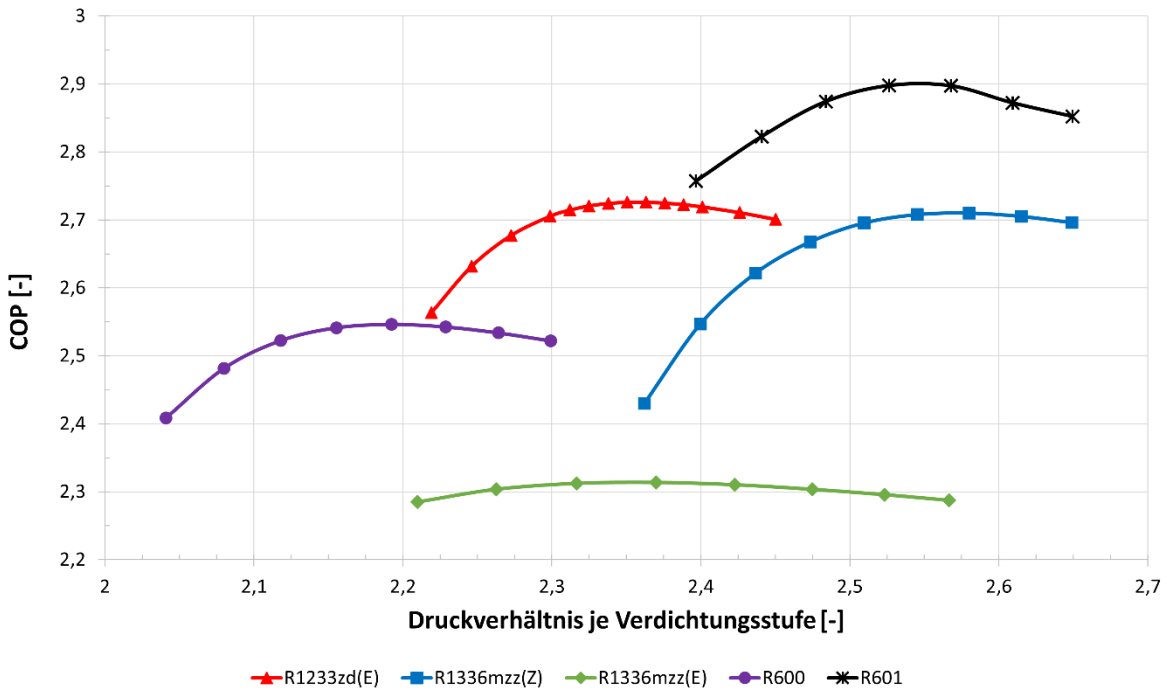

Abbildung 3: Abhängigkeit des COP vom Druckverhältnis je Verdichtungsstufe für die untersuchten Kältemittel bei einer Grädigkeit im IHEX von 15K

Abbildung 4 zeigt für alle Kältemittel den Verdampfungs-, Mittel- sowie Hochdruck für den jeweiligen COP-optimalen Hochdruck für die Betriebsparameter nach Tabelle 2. Wie zum Beispiel Pachai et. al. [12] hinweisen, tendieren die Kosten für kältetechnische Anlagenkomponenten dazu, ab 40 bar_a signifikant anzusteigen. Deshalb sollten unter Beachtung eines kostengünstigen Anlagendesigns die Systemdrücke unter diesem Wert gehalten werden.

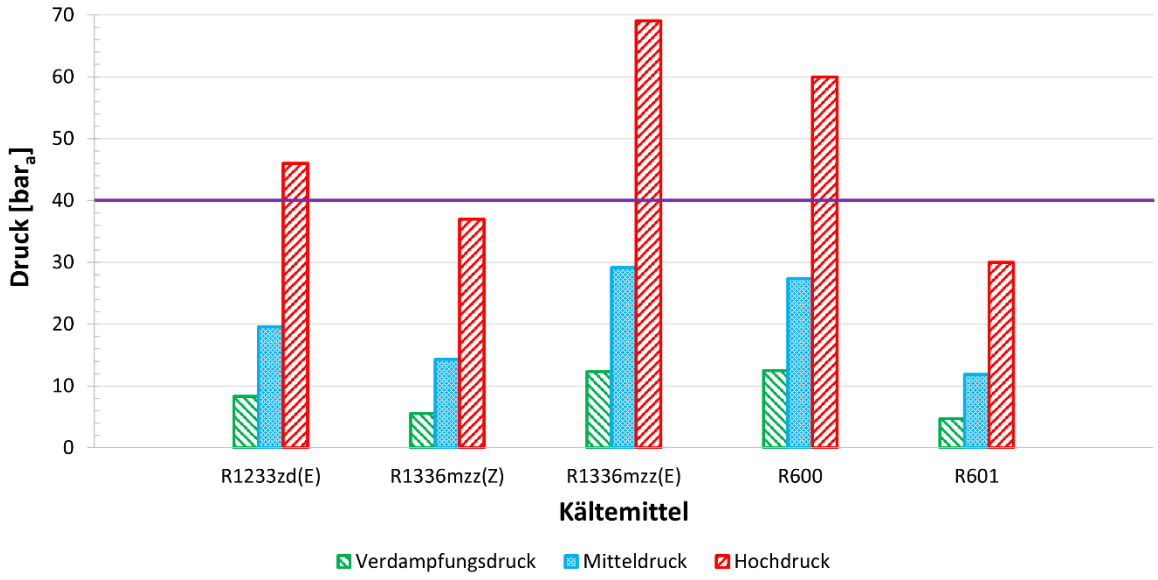

Abbildung 4: Drucklagen beim optimalen Hochdruck für die Betriebsparameter nach Tabelle 2

Um eine hohe Effizienz und gleichzeitig ein Radialverdichtern entsprechend niedriges Druckverhältnis sicherzustellen, wurde für die weitere thermodynamische Analyse sowie maschinenbauliche Untersuchung (bspw. Verdichterauslegung und -kennfeldberechnung) das Kältemittel R1233zd(E) aus den folgenden Gründen gewählt:

- 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. [12].
- Die COP-Verläufe für die Kältemittel R1336mzz(Z) und R1233zd(E) sind annähernd gleich, jedoch benötigt R1336mzz(Z) ein höheres Druckverhältnis. Gleichzeitig zeigt jedoch R1233zd(E) im Gegensatz zu R1336mzz(Z) einen optimalen Hochdruck von über 40 bar_a.
- R601 (Pentan) weist wie R1336mzz(Z) ein höheres Druckverhältnis je Verdichtungsstufe in einem ähnlichen Bereich auf. Im Gegensatz zu R601 ist R1233zd(E) einer niedrigeren Sicherheitsklasse (A1) zugeordnet, was sich positiv auf die einzuhaltenden Sicherheitsvorschriften auswirkt. Weiters sind die Verdichterdrehzahlen bei R1233zd(E) deutlich niedriger als bei R601 (Pentan). Es soll nicht unerwähnt bleiben, dass R601 insgesamt trotzdem das niedrigste Druckniveau unter den analysierten Kältemitteln zeigt.

Abbildung 5 zeigt für das nun gewählte Kältemittel R1233zd(E) den COP für verschiedene Rücklauftemperaturen bei gleichbleibender Grädigkeit im IHEX von 15°C und konstanter Senkenaustrittstemperatur von 200°C. Generell erreicht man einen höheren COP durch niedrigere Rücklauftemperaturen. 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 5 sieht man deutlich, dass eine Erhöhung der Rücklauftemperatur um 20K von 160°C auf 180°C den optimalen Hochdruck um etwa 9 bar verschiebt, was bei einem Radialverdichter zu einem signifikanten Effizienzverlust führen kann.

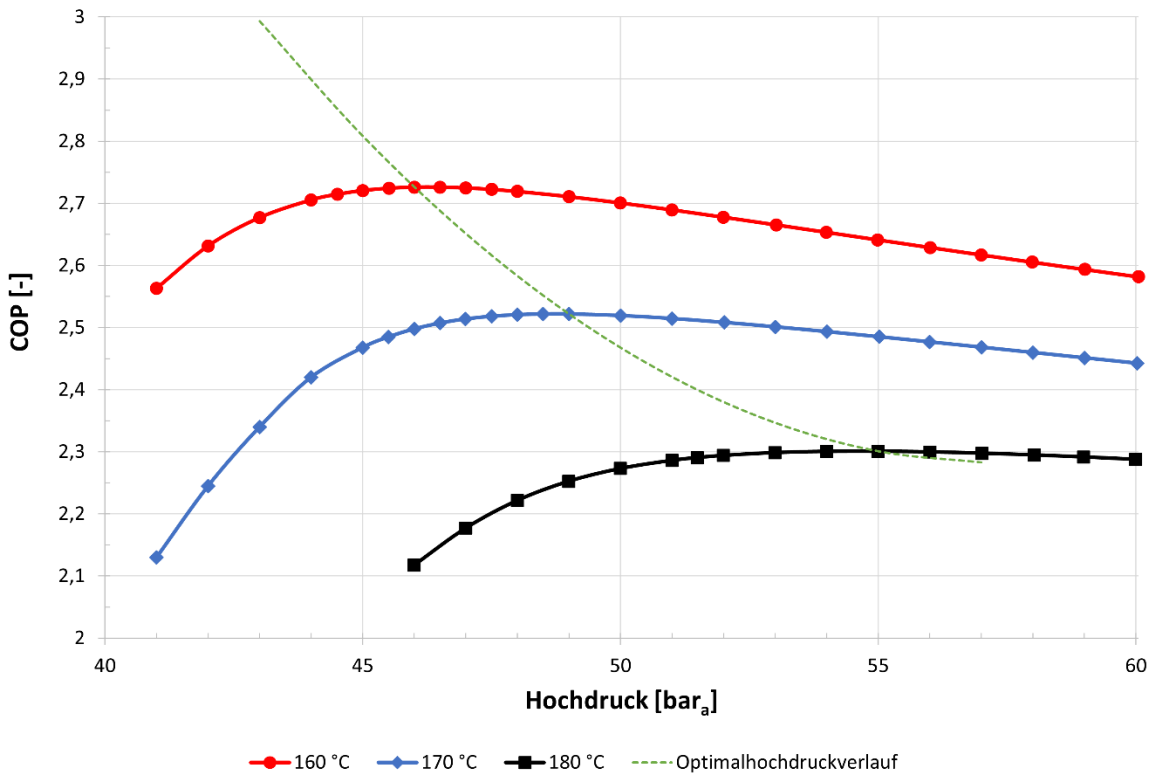

Abbildung 5: Abhängigkeit des COP vom Hochdruck für das Kältemittel R1233zd(E) bei einer Nutztemperatur von 200 °C und verschiedenen Rücklauftemperaturen in den Gaskühler

4 Vergleich der Kreislaufdesigns und praktische Aspekte

Die durchgeführten Analysen hinsichtlich Hochdruckoptimierung führten zur Erkenntnis, dass die in der vorhergehenden Publikation [7] angeführten Ergebnisse nicht die optimalen Betriebszustände für die untersuchten Kältemittel abbilden. Dies gilt insbesondere für die Werte des COP der einzelnen Kreislaufdesigns.

Im Zuge der Hochdruckoptimierung wurde außerdem festgestellt, dass der vermutete Effizienzvorteil des Kreislaufdesigns Mitteldruckbehälter entsprechend Teilgrafik (c) in Abbildung 1 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 (3) ein.

$$p_M = \sqrt{\frac{p_H}{p_{evap}}} * p_{evap} \tag{3}$$

Möchte man nun das Kältemittel über das Druckhalteventil auf dieses Druckniveau in das Nassdampfgebiet 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 6.

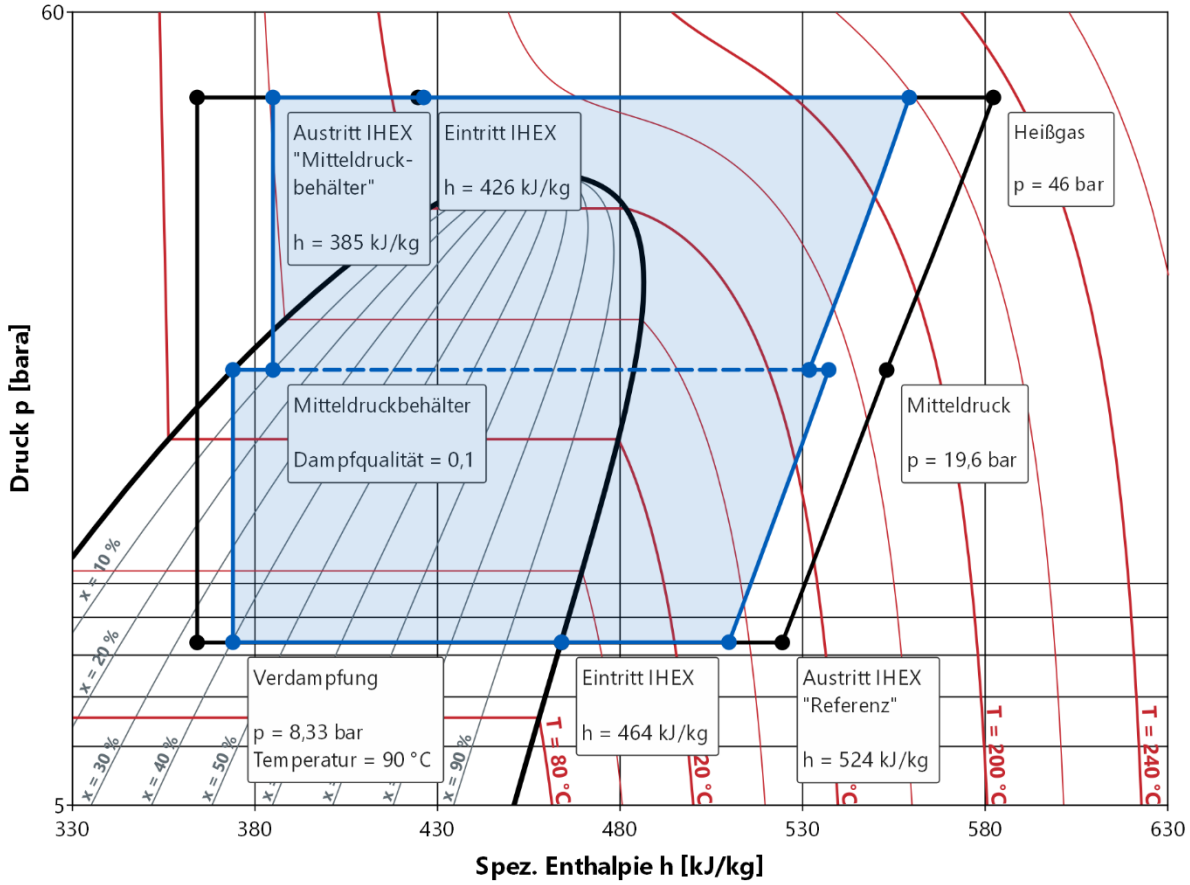

Abbildung 6: Vergleich der Kältekreisdesigns Referenz (in schwarz) und Mitteldruckbehälter (in blau) anhand eines log(p)-h-Diagrammes für das Kältemittel R1233zd(E)

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.

Des Weiteren wurde während einer tiefgehenden Analyse hinsichtlich Machbarkeit und Betrieb der untersuchten Kältekreise festgestellt, dass aufgrund der transkritischen Betriebsweise und der daraus resultierenden Abwesenheit eines kältemittelregulierenden Bauteiles (wie bspw. ein Kältemittelsammler) für die Kreislaufdesigns (a) Referenz und (b) Economizer entsprechend Abbildung 1 bei variierenden Verdampfungs- bzw. Hochdrücken keine praktikable Betriebsweise erreicht werden kann.

Aus diesen Gründen schlagen die Autoren entsprechend Abbildung 1 das Kreislaufdesign (d) Zwischendruckexpansion vor. Mit der Einführung eines zusätzlichen Expansionsventil, welches mit der Gasphase des im Zwischendruckbehälter befindlichen Kältemittels beaufschlagt und zwischen Verdampfer und IHEX auf Verdampfungsdruckniveau entspannt wird, 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 7. Eine Kältemitteleinspritzung zwischen den beiden Verdichterstufen wird demnach verworfen.

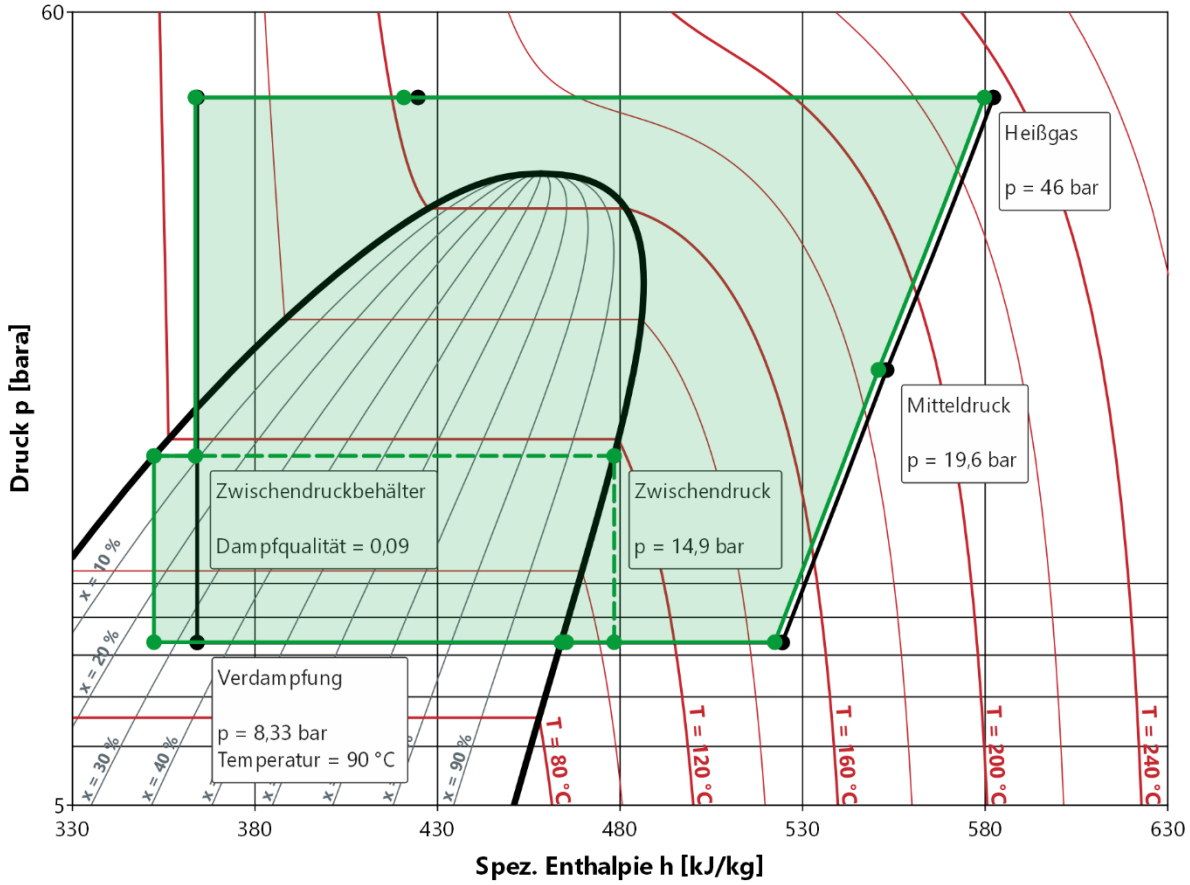

Abbildung 7: Vergleich der Kältekreisdesigns Referenz (in schwarz) und Zwischendruckexpansion (in grün) anhand eines log(p)-h-Diagrammes für das Kältemittel R1233zd(E)

Eine Alternative dazu ist, den Verdampfer für das Kreislaufdesign (a) „Referenz“ nach Abbildung 1 als überfluteten Wärmeübertrager (bspw. in Rohrbündel-Ausführung) auszugestalten. In klassischen Kompressionswärmepumpen mit ölgeschmierten Verdichtern werden überflutete Verdampfer vermieden, um Ölablagerungen auszuschließen. 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 Hochdruck p_H übernimmt. In weiterer Folge wird aus dem Verdampfer kein überhitztes,

sondern gesättigtes Kältemittel entnommen, welches nach dem IHEX in überhitzter Form vom Verdichter angesaugt wird. Durch die Überhitzungsregelung auf 0,1 K (vgl. Kapitel 3.1) weist diese Umsetzungsvariante im Vergleich zur Simulation des Kreislaufdesigns (a) „Referenz“ aus thermodynamischer Sicht kaum Unterschiede auf. Aus der Sicht des Anlagenbaus bietet diese Variante aufgrund einer kleineren Anzahl an Komponenten im Vergleich zum Kreislaufdesign (d) „Zwischendruckexpansion“ das Potenzial einer kostengünstigeren Umsetzung bei gleichbleibender Funktionalität und weniger Regelkreisen. 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 Rieselfilmverdampfers. Dabei wird das flüssige Kältemittel aus dem Sumpf des Rieselfilmverdampfers abgesogen, mit dem Kältemittel nach dem Druckhalteventil vermischt und anschließend werden die durch das Wärmequellenmedium 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.

5 Zusammenfassung, Schlussfolgerung und Ausblick

Die Ergebnisse aus der Untersuchung der optimalen Betriebsparameter (siehe Kapitel 3.2) sowie die Erkenntnisse der thermodynamischen Machbarkeitsanalyse (siehe Kapitel 4) lassen folgende Schlüsse zu:

- Die optimalen Hochdrücke der Kältemittel für die gegebenen Betriebsparameter befinden sich allesamt in für Radialturboverdichter technisch realisierbaren Bereichen, vgl. Kap. 3.2. Bei einer Temperaturspreizung der Senke von 20 K liegt der optimale Hochdruck für die Kältemittel R1336mzz(E) und R600 (Butan) jedoch mit 72 beziehungsweise 62 bar_a bereits auf einem sehr hohen, über das von R717-Anlagen übliche Druckniveau hinausgehendem beziehungsweise damit vergleichbarem Druckniveau und weist dabei einen vergleichsweise niedrigen COP auf.

- Generell benötigen die nach Tabelle 2 gegebenen Betriebsbedingungen für R601 (Pentan) sowie für R1336mzz(Z) Druckverhältnisse je Verdichtungsstufe, die aus Sicht der Autoren für Turboverdichter zu groß sind. Diese Aussage ist jedoch nicht pauschal gültig, da sich die zu heranziehenden physikalischen Bewertungskriterien (Dichte, spez. Wärmekapazität, Schallgeschwindigkeit) kältemittelspezifisch ändern. Nach Rücksprache mit den Projektpartnern wäre ein System mit R601 festigkeitstechnisch noch realisierbar, wobei sich die Verdichterdrehzahlen jedoch stark erhöhen würden. Falls weitere Untersuchungen eine gute technische Umsetzbarkeit eines R601-Verdichters belegen, wäre aus Sicht der Effizienz dieses Kältemittel zu bevorzugen. Nicht unberücksichtigt bleiben sollte aber die Tatsache, dass sich die bereits hohen Druckverhältnisse mit absinkenden Verdampfungstemperaturen weiter erhöhen und sich diese Problematik dadurch weiter verschärft. Des Weiteren fällt R601 in eine höhere Sicherheitsklasse, was wiederum zu höheren Kosten für Anlagenkomponenten und Sicherheitsvorkehrungen führt.

- Für eine effiziente Betriebsweise einer transkritisch betriebenen Hochtemperaturwärmepumpe bedarf es einer umfangreichen und exakt parametrierten Simulationsstudie sowie der Validierung der resultierenden Ergebnisse zur Ermittlung einer Regelungsstrategie für den optimalen Hochdruck.

- Die vermuteten Effizienzvorteile bei den Kreislaufdesigns „Economizer“ und „Mitteldruckbehälter“ erwiesen sich aufgrund thermodynamischer Restriktionen als unhaltbar, vgl. Kapitel 4. Gleichzeitig besitzen aber die Kreislaufdesign „Economizer“ und „Referenz“ keine Anlagenkomponenten zur Regulierung des flüssigen Kältemittels und somit ist keine Einstellbarkeit der bei den vorgesehenen Betriebstemperaturen vorherrschenden Verdampfungsdrücke gegeben. Daher wurde ein weiteres Kreislaufdesign „Zwischendruckexpansion“ eingeführt, welches diese Einschränkungen umgeht und eine Einspritzung zwischen die Verdichterstufen verwirft, vgl. Abbildung 1. Dabei wird jedoch ein zusätzliches geregeltes Ventil benötigt, das sich insbesondere bei Kältemitteln der Klasse A3 hinsichtlich Ex-Schutz kostenerhöhend auswirken kann. Der entsprechend höhere COP bei Wahl des Kältemittels R601 hat jedoch das Potenzial, die zunächst höheren CapEx durch niedrigere OpEx rasch zu kompensieren.

- Neben der Lösung „Zwischendruckexpansion“ ist es sinnvoll, das Kreislaufdesign „Referenz“ mit einem überfluteten (Rohrbündel-Wärmeübertrager) oder berieselndem (Rieselfilm-Wärmeübertrager) Verdampfer zur Sicherstellung eines praktischen Betriebes bei variierenden Betriebsbedingungen genauer zu prüfen. Vor allem in Bezug auf Verwendung von R601 als Kältemittel könnte diese Ausführung zu deutlichen Kostenreduzierungen führen, da dies eine stark reduzierte Anzahl an teureren Komponenten mit Ex-Schutz bedeutet (vgl. Abbildung 1). Diametral dem gegenüber steht der erhöhte Kostenaufwand für überflutete bzw. berieselnde Verdampfer. Rieselfilmverdampfer benötigen darüber hinaus eine das Kältemittel aus dem Verdampfersumpf zirkulierende Pumpe. Falls jedoch aus Gründen der Kosten, Sicherheit oder Regularien eine Kältemittelreduktion erforderlich ist, kann ein mit einer Zirkulationspumpe ausgestatteter Rieselfilmverdampfer ein guter Kompromiss gegenüber einem Rohrbündel-Verdampfer sein.

Im weiteren Projektverlauf werden ökonomische Fragestellungen näher beleuchtet und es wird eine Potentialanalyse hinsichtlich der Marktsituation für die Integration von Hochtemperaturwärmepumpen in industrielle Prozesse für die untersuchten Temperatur- und Leistungsbereiche durchgeführt werden. Weiters soll das Kennfeld des Verdichters, welches im Zuge der Auslegung entwickelt wurde, in ein Simulationsmodell überführt und damit der Einfluss auf die Effizienz bei schwankenden Temperaturen sowie Leistungen untersucht werden.

6 Danksagung

Die Autoren möchten sich an dieser Stelle herzlich bei DI Reinhard Jentsch, DI (FH) Franz Helminger und DI Dr. Johann Geyer für die Unterstützung zu dieser Publikation bedanken.

Diese Publikation wurde im Rahmen des Projektes „NERO“ (FFG Projektnummer 888453) erarbeitet. Projektpartner: TU Wien, Institut für Energietechnik und Thermodynamik
Dieses Projekt wird aus Mitteln des Klima- und Energiefonds gefördert und im Rahmen des Energieforschungsprogramms 2020 durchgeführt.

7 Nomenklatur

Formelzeichen

$\dot{Q}_H$	Heizleistung (W)	p_{out}	Austrittsdruck (bar_a)
P_{el}	Elektrische Antriebsleistung (W)	p_{in}	Eintrittsdruck (bar_a)
COP	Coefficient of Performance (−)	p_{evap}	Verdampfungsdruckdruck (bar_a)
T_{source}^{in}	Temperatur Eintritt Quelle (°C)	p_H	Hochdruck (bar_a)
T_{sink}^{out}	Temperatur Austritt Senke(°C)	p_M	Mitteldruck (bar_a)
ΔT_{sink}	Temperaturspreizung Senke (K)	Π	Druckverhältnis (−)
ΔT_{source}	Temperaturspreizung Quelle (K)	η_{is}	Isentropeneffizienz (%)
T_{evap}	Verdampfungstemperatur (°C)		

8 LITERATUR

[1] Arpagaus, C.; Bless, F.; Uhlmann, M. et al.: High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. Energy 152 (2018), S. 985–1010

[2] Helminger, F. DI(FH): Steam generating heat pumps. Upcoming technology for heat recovery. Nürnberg, 2021

[3] https://heatpumpingtechnologies.org/annex58/wp-content/uploads/sites/70/2022/07/hthpannex58templatesuppliertechnologyrankfinal.pdf

[4] Schlehuber, D., M.Sc.: CHALLENGES IN THE DEVELOPMENT OF POSITIVE DISPLACEMENT COMPRESSORS FOR HIGH TEMPERATURE HEAT PUMPS. Nürnberg, 2021

[5] https://www.spheat.de/; 08.04.2022

[6] https://www.heaten.com/; 08.04.2022

[7] Helminger, F.; Unterluggauer, J.; Riedl, J. et al.: Hochtemperaturwärmepumpen bis zu 250°C. Eine Konzeptstudie und EU-Forschungsvorhaben. Dresden, 2021

[8] Arpagaus, C. (Hrsg.): Hochtemperatur-Wärmepumpen. Marktübersicht, Stand der Technik und Anwendungspotenziale. VDE Verlag, 2018

[9] 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

[10] https://www.nist.gov/srd/refprop; 24.10.2022

[11] https://www.tlk-thermo.com/index.php/en/til-suite; 21.10.2022

[12] Pachai, A.C.; Arpagaus, C.; Hafner, A.: Screening for new future-proof refrigerants for high-temperature heat pumps. Dresden, 2021