

# Vergleich der Rotationswärmepumpe mit konventionellen Kompressionswärmepumpen in industriellen Prozessen

Andreas Längauer<sup>1\*</sup>, Bernhard Adler<sup>1</sup>, Cordin Arpagaus<sup>2</sup>, Frédéric Bless<sup>2</sup>, Stefan Bertsch<sup>2</sup>

<sup>1</sup> ecop Technologies GmbH, Forschung & Entwicklung, Perfektastraße 73, A-1230 Wien, Österreich  
andreas.laengauer@ecop.at

<sup>2</sup> OST – Ostschweizer Fachhochschule, Institut für Energiesysteme,  
Werdenbergstrasse 4, CH-9471 Buchs, Schweiz

\* Korrespondenzautor

## Kurzfassung

Die auf dem Joule-Prozess basierende Rotationswärmepumpe (RHP) verfolgt das Prinzip der Rotationsverdichtung durch Zentrifugalkräfte. Das Arbeitsmittel (Edelgasgemisch) ist immer gasförmig, daraus resultiert eine sensible Wärmeübertragung der thermischen Leistung sowohl von Quelle als auch Senke. Im Vergleich zu konventionellen Kompressionswärmepumpen ergibt sich dadurch eine Temperaturspreizung von 15 bis 30 K zwischen Ein- und Austritt der Prozessmedien. Das ermöglicht speziell in industriellen Prozessen mit geringen Massenströmen große thermische Leistungen zu übertragen und eine Quelle verhältnismäßig stark abzukühlen. Zudem ist die RHP variabel in der Leistungsregelung und der Einstellung des Temperaturhubs. Diese Eigenschaften sind wesentliche Unterscheidungsmerkmale und verlangen auch hinsichtlich des Vergleiches mit idealisierten Prozessen neue Herangehensweisen. Wird für Kompressionswärmepumpen hierzu der Carnot-Prozess herangezogen, ist für eine RHP der Lorenz-Prozess thermodynamisch korrekter anzusehen. Basierend auf diesen Betrachtungen werden wesentliche Unterscheidungsmerkmale dieser Technologien für verschiedene industrielle Anwendungen ausgearbeitet und zusammengefasst. Als konkretes Beispiel wird die Verwendung zweier Wärmepumpensysteme (konventionelle Kompressionswärmepumpe mit Unterkühler, Rotationswärmepumpe) in einem Destillationsprozess (Ethanol) herangezogen und vorgestellt. Wesentlich und essenziell für viele Anwendungen ist auch die Eigenschaft, dass der Joule-Prozess bei hohen Temperaturen, aktuell bis 150 °C, theoretisch aber auch >200 °C, umgesetzt werden kann. Abschließend werden im Ausblick weitere mögliche Anwendungen und deren Vor- und Nachteile durch sensible Wärmeübertragung vorgestellt.

## Stichwörter:

Rotationswärmepumpe, Hochtemperatur, Joule-Prozess, Lorenz-Prozess, Reversed Brayton Process

## 1 Einleitung

Ein enormer Anteil an Energie wird in der Industrie in Form von Wärme benötigt, De Boer et al. [1]. Das Temperaturniveau liegt dabei in vielen Fällen zwischen 100 °C und 200 °C, Fleiter et al. [2], wobei vor allem über 100 °C Nutzungstemperatur die Verfügbarkeit von Wärmepumpen limitiert ist. Aus diesem Grund werden viele Forschungsprojekte und Entwicklungen mit dem Ziel durchgeführt, dieses Potential zu erschließen. Wärmepumpen sind in industriellen Anwendungen eine der Schlüsseltechnologien und leisten einen sehr großen Beitrag zur Reduktion von CO<sub>2</sub>-Emissionen. Durch die Einbindung in unterschiedliche Prozesse wie die Ziegel-, Lebens- und Futtermitteltrocknung, das Pasteurisieren, Destillieren sowie in chemische Prozesse kann der Verbrauch von fossilen Energieträgern stark reduziert werden. Die Vielfalt an Anwendungen, Schlosser et al. [3], erfordert maximale Flexibilität der Wärmepumpen sowie unterschiedliche Technologien, die zum Einsatz kommen können. Das große Potential von Hochtemperatur-Wärmepumpen allgemein und verschiedene Implementierungsmöglichkeiten wurden in Arpagaus et al. [4], [5] und [6] ebenso beschrieben wie die aktuell noch vorhandenen Marktbarrieren. Weiters wird in Arnitz [7] anhand von Beispielen die Nutzung von Wärmepumpen in österreichischen Fernwärmenetzen sowie der Status Quo und Potentiale von Industriewärmepumpen in Wilk et al. [8] vorgestellt. Anwendungen und Potentiale für industrielle Wärmepumpen in der Schweiz werden in Arpagaus et al. [9] vorgestellt. Resultate einer Propan-Butan Wärmepumpe für Hochtemperaturanwendungen werden in Bantle [10] gezeigt. Weitere synthetische Kältemittel mit niedrigem Treibhauspotential und Wärmepumpenkreisläufe werden in [11] analysiert.

Aufgrund des Aufbaues von konventionellen Kompressionswärmepumpen (Compression Heat Pump - CHP) mit den Hauptkomponenten – Verdichter, Kondensator, Verdampfer und Expansionsventil wird die Wärme in den meisten Fällen latent übertragen (d.h. durch Verdampfung bzw. Kondensation eines Kältemittels). Dies bedingt, dass vergleichsweise hohe Massenströme der Prozessmedien notwendig sind, um die Leistung nach oben zu skalieren, wenn kleine Temperaturspreizungen zwischen Quelle Eintritt und Austritt erreicht werden wollen. Kleinere Spreizungen in konventionellen CHP sind deshalb anzustreben, da dadurch auch der Temperaturhub zwischen Kondensation und Verdampfung geringgehalten wird. Die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors wird reduziert. Die notwendige Kompressor Leistung wirkt sich direkt auf den COP (Coefficient Of Performance) aus.

Die besonderen Eigenschaften und der Aufbau der Rotationswärmepumpe (Rotation Heat Pump – RHP) ermöglichen den Einsatz von Wärmepumpen in neuen Anwendungsgebieten (Heißluft, Dampf, Wasser) die bisher nicht ausgeschöpft wurden. Der in der RHP umgesetzte Joule-Prozess realisiert durch die sensible Wärmeübertragung eine große Spreizung von sowohl Wärmequelle als auch Wärmesenke und ist speziell dafür optimal geeignet. Im Gegensatz zu CHP sind der Temperaturhub und die Verdichter-Leistung entkoppelt von der Spreizung. Sie können annähernd unabhängig voneinander geregelt werden. Der COP bleibt daher, bei ähnlichem Temperaturhub und einer Spreizung von 15 bis 30 K, auf einem, verglichen mit der CHP, hohen Niveau. Die starke Abkühlung der Quelle bietet den Vorteil, bei geringeren Massenströmen sehr große Wärmeleistungen vom Prozesswasser auf das Arbeitsmittel zu übertragen. Dadurch können nicht nur die Rohrleitungen, sondern auch weitere Peripherie wie Pumpen, Filter, usw. wesentlich kleiner dimensioniert werden. Die hohe Effizienz der RHP bei großen Spreizungen bringt in industriellen Prozessen mit vorgegebenen Auskühlungen oder Zieltemperaturen (Bereitstellung von Kühlwasser) große Vorteile bezüglich Kosten und Anwendung.

Die Effizienz von Wärmepumpen wird meist über den COP bei bestimmten Betriebspunkten verglichen. Zusammen mit anderen Kriterien ist dieser schließlich für die finale Auswahl mitentscheidend. Als Randbedingungen werden hier oft nur die Temperatur am Eintritt der Quelle und die anzustrebende Temperatur am Austritt der Senke genannt. In Kombination mit der thermischen Leistung und dem Massenstrom ergeben sich schließlich die weiteren Temperaturniveaus auf Grund der Thermodynamik. Steht als Quelle ein Fluid mit sehr hohem Wärmekapazitätsstrom zur Verfügung, ist es nicht oder wenig relevant, wenn die thermische Leistung vorrangig über den Massenstrom erreicht wird. Dies könnte z.B. bei der Nutzung von Flusswasser, Geothermie oder ähnlichen Wärmequellen der Fall sein. In vielen industriellen Prozessen sind diese Massenströme jedoch begrenzt und somit muss die thermische Leistung als ein Produkt, in dem der Faktor Temperaturdifferenz wesentlich wichtiger ist, gesehen werden. Dies spielt bei der Dimensionierung von Wärmepumpen eine tragende Rolle. Es ist daher essentiell, bei der Auslegung und Betrachtung von Implementierungsmöglichkeiten auch die Temperaturspreizung von Quelle und Senke zu berücksichtigen.

Beispiele hierfür sind verschiedene Aufheizprozesse wie die Bereitstellung von Heißluft, Heißwasser oder Dampf bzw. die Luftvorwärmung für Trocknungsvorgänge (z.B.: Wilk et al. [12]).

Nach einem kurzen Vergleich der verschiedenen Technologien und einem Überblick zu den Betriebspunkten und Randbedingungen wird in dieser Arbeit darauf eingegangen und gezeigt, wie sich der COP bei unterschiedlicher Auskühlung der Quelle und Erwärmung der Senke in einer konventionellen CHP und der RHP verändert. Hierzu werden unterschiedliche Betriebspunkte eines herkömmlichen HFO (Hydrofluorolefine) Kältemittels - R1336mzz(Z) mit niedrigem GWP (Global Warming Potential) und der Joule-Prozess, wie er in der RHP mit einem Edelgasgemisch als Arbeitsmittel umgesetzt wird, untersucht. Weiters wird ein wärmeintensiver Industrieprozess, wie er z.B. bei der Destillation vorliegt, verglichen.

## 2 Vergleich der Prozesse

In den folgenden Abschnitten werden das Funktionsprinzip einer konventionellen CHP und einer RHP, auf denen die anschließenden Berechnungen basieren, vorgestellt. Wesentliche Unterscheidungsmerkmale sind der zugrunde liegende thermodynamische Kreisprozess sowie die Umsetzung der Verdichtung. Wie oben erwähnt, wird in den Wärmeübertragern in der CHP die Wärme zu einem großen Teil latent übertragen, wohingegen in der RHP die Wärmeübertragung sensibel erfolgt.

### 2.1 Aufbau und Funktion einer Kompressionswärmepumpe

In den meisten konventionellen CHP verdichtet ein Kompressor das Kältemittel bevor es im Kondensator wieder abgekühlt wird und die Wärme an die Senke abgibt. Nach der vollständigen Kondensation kann noch eine weitere Unterkühlung erfolgen bevor über ein Expansionsventil der Druck abgebaut wird. Im nächsten Schritt wird das Kältemittel im Verdampfer durch die Zufuhr von Wärme aus der Quelle erwärmt bis dieses schließlich nur noch dampfförmig vorliegt. Damit ist der Kreisprozess in vielen Fällen geschlossen, bei überhängenden Nassdampfgebieten ( $dT/dS > 0$ , wie es im untersuchten Kältemittel R1336mzz(Z) der Fall ist) kann es aber notwendig sein nach dem Verdampfen noch eine zusätzliche Erwärmung (Überhitzung) zu realisieren. Dies verhindert das Auskondensieren des Kältemittels bei der Verdichtung. Genaue Beschreibungen, Auswertungen und Testergebnisse speziell für Hochtemperatur-Wärmepumpen sind in Helminger [13], Wilk [14] Fleckl [15] und Arpagaus und Bertsch [16] zu finden. Diese Studien haben das, speziell für hohe Temperaturen geeignete, Kältemittel R1336mzz(Z) experimentell untersucht. In Bild 1 ist als Vergleichsprozess der vereinfachte 2-Phasen-Prozess für Ammoniak dargestellt, da dieses Arbeitsmittel ebenso wie das in der RHP verwendete ecop-Fluid 1 kein GWP und ODP (Ozone Depletion Potential - Ozonabbaupotential) aufweist.

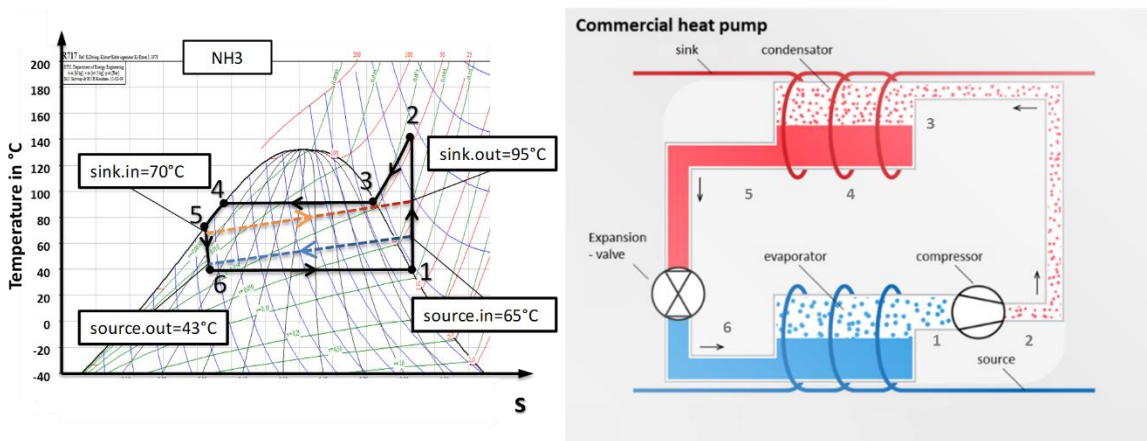


Bild 1: Schematische Darstellung des Kreisprozesses einer CHP [21]

### 2.2 Aufbau und Funktion einer Rotationswärmepumpe

In der RHP wird der linksläufige Joule-Prozess realisiert wobei das verwendete Arbeitsmittel immer gasförmig ist. Die Verdichtung erfolgt durch Zentrifugalkräfte, durch die Rotation steigt nach außen hin der Druck und auch die Temperatur an (annähernd adiabate Kompression). Dieses Prinzip wurde zuerst in Adler [17] und weiter in Adler [18], [19] vorgestellt. Weitere Beschreibungen, Erläuterungen und Testergebnisse sind in Adler und Mauthner

[20], Längauer [21], [22] zu finden. Wesentlich für die Funktion ist die durch die Rotation auftretende Zentrifugalbeschleunigung, die die Verdichtung des Arbeitsgases bewirkt. Es kann dadurch eine sehr effiziente Kompression realisiert werden, da die relative Geschwindigkeit des Arbeitsgases in den Rohrleitungen verglichen mit den absoluten Geschwindigkeiten sehr klein ist. In Bild 2 ist der Joule-Prozess in einer RHP schematisch dargestellt.

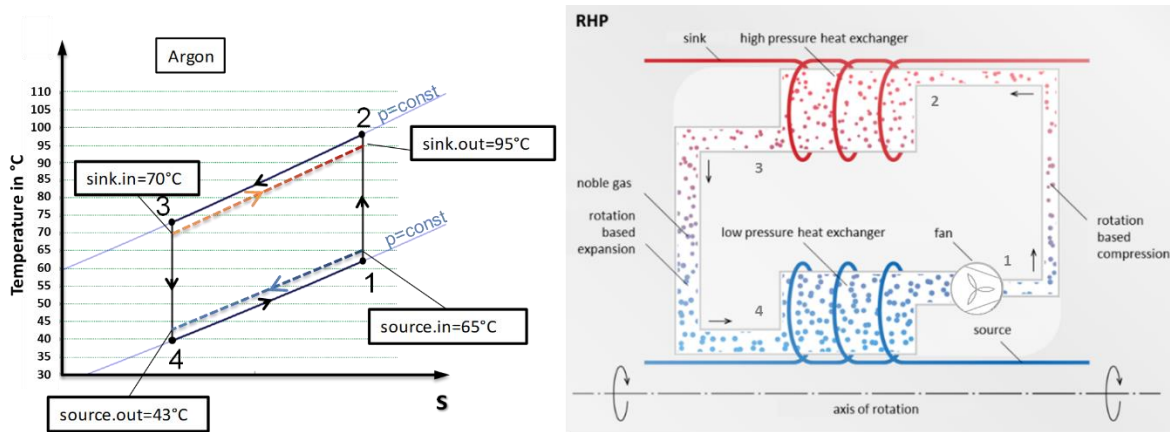


Bild 2: Schematische Darstellung des Kreisprozesses in einer RHP [21]

### 3 Berechnung

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Annahmen und Randbedingungen für die Berechnung der Kreisprozesse sowohl für die CHP als auch für die RHP angeführt. Neben einer Parametervariation mit ausgewählten Werten für die Berechnung werden anschließend noch Ergebnisse für einen konkreten Anwendungsfall, einem Destillationsprozess für Ethanol (Quelle Eintritt 85 °C, Quelle Austritt 55°C, Senke Eintritt 90 °C, Senke Austritt 120°C), vorgestellt. Die COP-Berechnungen des Kreisprozesses der RHP wurden mit selbst erstellten Programmcodes in Mathcad 15 bzw. die der CHP mit der EES-Software (Engineering Equation Solver, V10.834-3D) durchgeführt und basieren auf realen Stoffdaten (NIST-Stoffdatenbank) und analytischen Funktionen wie sie allgemein für die Wärmeübertragung und Kreisprozesse bekannt sind und verwendet werden.

#### 3.1 Annahmen und Randbedingungen

Für die Berechnung der Kreisprozesse wurden hinsichtlich der Temperaturen von Quelle und Senke, dem Massenstrom und der thermischen Leistung gleiche Werte angenommen. Als Variationsparameter wurden die Temperaturspreizung (Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt), der Temperaturhub (Temperaturdifferenz zwischen Senke-Austritt und Quelle-Eintritt – Fall 1 bzw. Senken-Austritt zu Quellen-Austritt – Fall 2) sowie die absoluten Temperaturniveaus verwendet. Der Temperaturhub wird in den Auswertungen durch Fall 1 und Fall 2 angeführt, dadurch werden die größeren Spreizungen von Quelle und Senke beschrieben. Die in den Berechnungen angegebene Spreizung wird jeweils für Quelle und Senke gleich groß angenommen. Da das Kältemittel R1336mzz(Z) ein stark überhängendes Nassdampfgebiet aufweist (siehe auch Helminger [13]), wird in der Berechnung zusätzlich eine Überhitzung nach dem Verdampfer berechnet. Weiters werden im Prozess der CHP keine peripheren Verluste wie die Leistung der Steuerung oder Hilfsorgane mit eingerechnet, die den Prozess bzw. COP beeinflussen. Zusammengefasst werden für die Berechnung des CHP Kreislaufes folgende Annahmen getroffen:

- Unterkühlung fixiert auf 5 K über der Eintrittstemperatur der Senke
- Keine Wärmeverluste
- Keine Druckverluste
- Isenthalpe Expansion
- Pinch-Temperatur in den Wärmeübertragern fixiert auf 5 K

- Überhitzung am Kompressoraustritt 2 K höher als die Sättigungstemperatur
- Isentroper Kompressor-Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis (Polynom-Fit-Kurven aus ASHRAE [23])

Bei der Berechnung der RHP werden neben dem Ventilator-Motor im Arbeitsmittelkreislauf periphere Komponenten, die notwendig sind um den Prozess zu ermöglichen, mit einbezogen. Folgende Randbedingungen wurden für die Berechnung des COP der RHP herangezogen:

- Keine Wärmeverluste
- Strömungsverluste im Arbeitsmittelkreislauf in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit
- Logarithmische mittlere Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung von 5 bis 10 K
- Isentroper Verdichterwirkungsgrad des Ventilators 0,87
- Leistung des Hauptrotors abhängig von der Drehzahl (Verwirbelungen, Lagerverluste, Gleitringdichtungen)
- Leistung von Kühlwasser- und Vakuumpumpe werden mit eingerechnet
- Berücksichtigung des Wirkungsgrades von Elektromotoren

Die Verluste der RHP basieren auf den aktuellen Demonstrationsanlagen, wurden aber für die in Serie produzierten, optimierten Anlagen hochgerechnet, da in verschiedenen Bereichen noch großes Potential zur Verbesserung des COP identifiziert wurde. Weiters wird in den Berechnungen vom derzeitigen Anlagentyp RHP-K7 ausgegangen, diese hat eine Nennleistung von 700 kW an der Senke und ist dementsprechend hinsichtlich der Durchflüsse ausgelegt.

Für die Berechnung der Kreisprozesse wurden folgende, in Tabelle 1 gezeigte, Arbeitsmittel verwendet. Das als ecop-Fluid 1 bezeichnete Arbeitsmittel besteht aus Helium, Argon und Krypton:

**Tabelle 1:** Verwendete Arbeitsmittel

	Bezeichnung	GWP	ODP	brennbar	giftig
CHP	R1336mzz(Z)	2	0	nein	nein
RHP	ecop-Fluid 1 (He, Ar, Kr)	0	0	nein	nein

In nachstehender Tabelle 2 sind die analysierten Betriebspunkte in Form der Eingabeparameter zusammengefasst. Die berechneten Kombinationen sind im Kapitel Ergebnisse zu sehen.

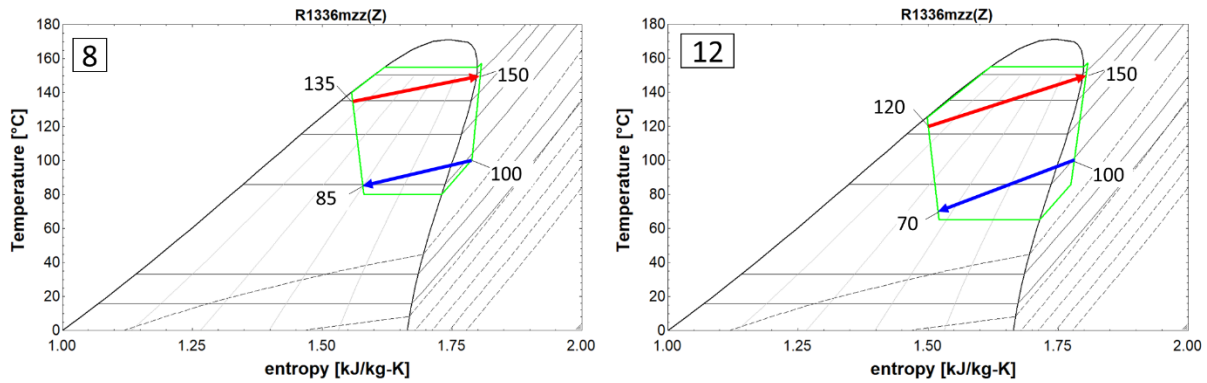
**Tabelle 2:** Input-Werte für Parametervariation

Temperatur am Eintritt der Quelle in °C	Temperatur am Austritt der Senke in °C	Temperaturspreizung in K (jeweils auf Quelle und Senke)	Thermische Leistung der Senke in kW
50/70/100/120	100/150	3/15/30	700

### 3.2 Berechnung Kompressionswärmepumpe

In den Berechnungen werden die für die vorgegebenen Auskühlungen der Quelle notwendigen Kreisprozesse der CHP ausgewertet und als Ergebnis der COP herangezogen. Bei steigender Spreizung muss in diesem Fall die Druckerhöhung des Kompressors erhöht werden, um die Temperaturdifferenz an der Quelle zu erreichen. Der COP sinkt ab, da die Leistungsaufnahme des Verdichters ansteigt. Ebenso sinkt der COP mit steigender Temperatur am Austritt der Senke. In den Berechnungen wurden Werte bis 150 °C aufgenommen, dies liegt für das Kältemittel R1336mzz(Z) nahe an der kritischen Temperatur von 171,3 °C. Im nachfolgenden Bild 3 sind

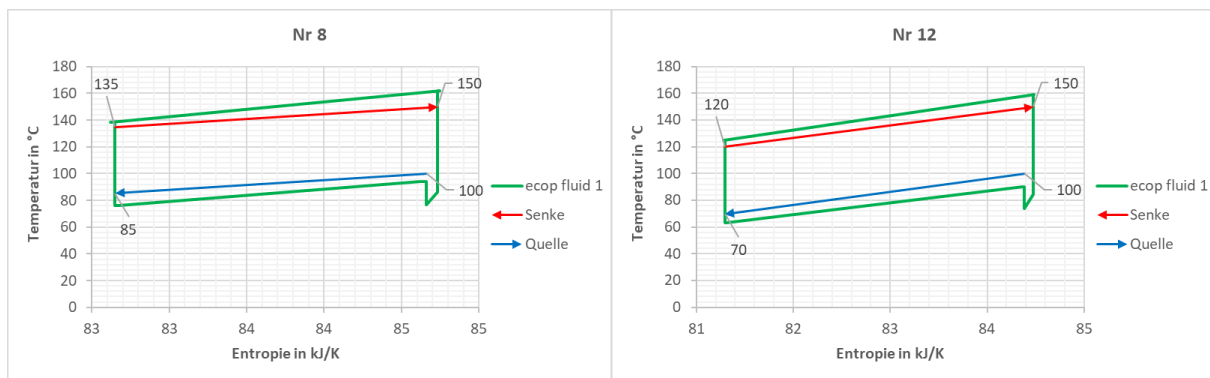
exemplarisch zwei Berechnungen bzw. die Kreisprozesse im log p–h–Diagramm dargestellt und zeigen die Veränderung des Kreisprozesses, bedingt durch die größere Spreizung von Quelle und Senke. Wesentlichen Einfluss hat dabei die Auskühlung der Quelle, da dadurch das Temperaturniveau des Verdampfers abgesenkt werden muss.



**Bild 3:** Berechneter Kreisprozess einer konventionellen CHP bei unterschiedlichen Temperaturspreizungen von Quelle und Senke (Betriebspunkte 8 (Links): 15 K und 12 (Rechts): 30 K, siehe Tabelle 3)

### 3.3 Berechnung Rotationswärmepumpe

Analog zu den theoretischen Berechnungen der CHP wurden für die RHP die gleichen Randbedingungen und Temperaturen verwendet, um den linksläufigen Joule-Prozess auszulegen. Dies ist für größere Spreizungen gut möglich, bei sehr geringen Spreizungen ist eine Auswertung aber nicht sinnvoll, da die Prozess-Massenströme sehr groß werden und der Durchfluss der Wärmetauscher auf Grund der Strömungsverluste beschränkt ist. Somit konnten bei einer thermischen Leistung von 700 kW an der Senke nur Punkte mit 15 K und 30 K Spreizung ausgewertet werden. Nachfolgend sind als Beispiel in Bild 4 die Kreisprozesse der Fälle Nr. 8 und Nr. 12 dargestellt (siehe Tabelle 3). Der Temperaturverlauf von Quelle und Senke wurde hier vereinfacht linear zwischen Ein- und Austritt angenommen. In der Berechnung wird die treibende Temperaturdifferenz bzw. der Wärmeübertragungskoeffizient zwischen Arbeitsmittel und Prozessmedium so gewählt, dass diese mit den erfahrungsgemäßen Werten übereinstimmen.



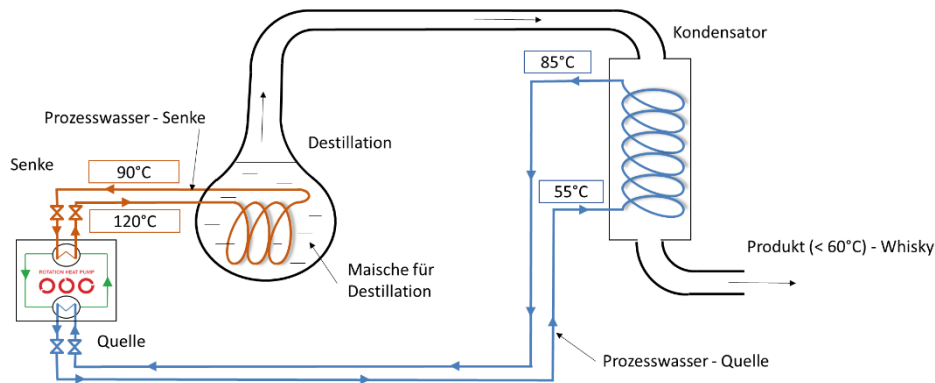
**Bild 4:** Berechneter Kreisprozess der RHP bei unterschiedlichen Spreizungen von Quelle und Senke (Betriebspunkt 8 (Links): 15 K und 12 (Rechts): 30 K, siehe Tabelle 3)

### 3.4 Berechnung Destillationsprozess

Neben den bisher vorgestellten Ergebnissen mit vorgegebenen Randbedingungen, wie sie in industriellen Prozessen vorkommen können, werden im Folgenden für den konkreten Anwendungsfall eines Destillationsprozesses in der Whiskyherstellung die beiden Wärmepumpenprozesse verglichen. In diesem Anwendungsfall wird im Destillierapparat (Destillationskolonne) das Ethanol-Wasser-Gemisch verdampft. Dies geschieht bei 85 °C bis 95°C und wird in der Regel mit gesättigtem Niederdruckdampf realisiert, in diesem speziellen Anwendungsfall wird eine Eintrittstemperatur von 120 °C und einer Austrittstemperatur von 90 °C

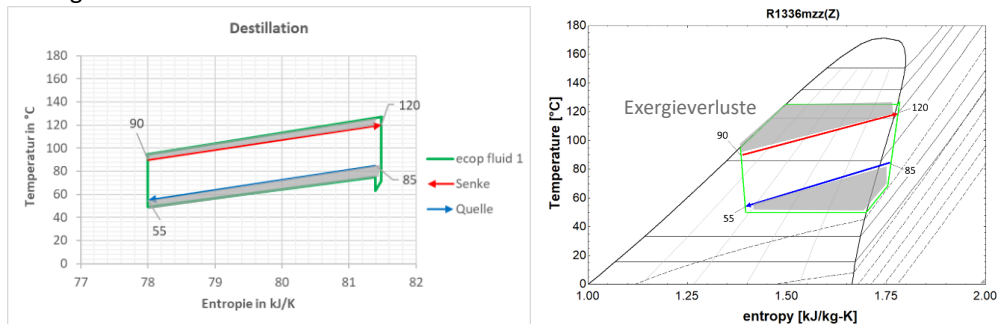
benötigt. Grundsätzlich ist der Destillationsprozess (latente Wärme) auch bei konstanter Temperatur möglich. Dieser Anwendungsfall bezieht sich aber vor allem auf schottische Whisky-Destillieren die mit den oben angeführten Temperaturniveaus arbeiten. Der eingesetzte Niederdruckdampf wird mit 120 °C über Heizzyylinder, die in der Brennblase angeordnet sind, geführt. Dort erfolgt auch die Wärmeabgabe an das Wash (Bier), aus dem der Whisky destilliert wird. In diesen doppelwandigen Zylindern kondensiert der Dampf und das Wasser wird bis auf 90 °C abgekühlt und schließlich unten wieder aus dem Heizzyylinder und der Brennblase abgeführt. Eine Änderung der Betriebszustände, wie es für den optimalen Einsatz einer CHP voraussichtlich notwendig wäre (durch die geringere Spreizung), würde auch den Destillationsprozess – und damit den Geschmack des Whiskys selbst – stark beeinflussen. Ist es aber möglich, die gleiche Wärmeleistung bei gleichen Temperaturniveaus (Eintritt 120 °C, Austritt 90°C) zu übertragen, wird der Destillationsvorgang wesentlich weniger verändert. Da die thermodynamischen Eigenschaften von Dampf gegenüber von Heißwasser abweichen, muss der Massenstrom dementsprechend angepasst werden. Parallel zu dieser Wärmeabgabe kann die Kondensationswärme, die im nachgeschalteten Kondensator abgeführt werden muss, als Quelle genutzt werden. Diese Anwendung hat dadurch den Vorteil, dass sowohl die Abkühlung der Quelle als auch die Erwärmung der Senke genutzt werden können. Auch hier wird eine sehr große Spreizung benötigt, um die Zieltemperatur von 55 °C am Austritt der Quelle zu erreichen. Dies ist mit CHPs sehr schwer zu realisieren, es muss der Prozess wie in Bild 6 zu sehen angepasst werden. In Bild 5 ist die Einbindung schematisch dargestellt. Als Randbedingungen sind die

- Temperatur am **Eintritt** der **Quelle** mit **85 °C**,
- Temperatur am **Austritt** der **Quelle** mit **55 °C**,
- Temperatur am **Eintritt** der **Senke** mit **90 °C**,
- Temperatur am **Austritt** der **Senke** mit **120 °C**



**Bild 5:** Kontinuierlicher Destillationsprozess von Ethanol in Kombination mit einer RHP

vorgegeben. Die Spreizung ergibt sich mit 30 K, wobei der Hub für die Auswertung nach Fall 1 mit 35 K und für Fall 2 mit 65 K gegeben ist. Dies liegt nochmals etwas über den bereits weiter oben angegebenen Werten der Tabelle 2. Die thermische Leistung ist auch in diesem Fall mit 700 kW gegeben und wird in beiden Auslegungen gleich angenommen. In Bild 6 sind die Temperaturdifferenzen zwischen dem Kältemittel und der Wärmesenke und -quelle als graue Flächen dargestellt. Die größeren Temperaturdifferenzen im Vergleich zur RHP führen zu höheren Exergieverlusten und tieferer Effizienz.



**Bild 6:** Berechneter Kreisprozess für die Anwendung in der Destillation (Quelle Eintritt/Austritt: 85 °C/55 °C, Senke Eintritt/Austritt 90 °C/120 °C), (Links: Joule-Prozess der RHP, Rechts: 2-Phasen Prozess der CHP)

### 3.5 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

In Tabelle 3 sind die Betriebspunkte und Ergebnisse zusammengefasst. Alle Ergebnisse beruhen auf theoretischen Berechnungen mit 700 kW thermischer Leistung an der Senke. Die Betriebspunkte für 3 K Spreizung sind real in der aktuellen RHP-K7 noch nicht umsetzbar, da der Massenstrom der Prozessmedien bei vorgegebener Leistung (700 kW) sehr hoch und daraus resultierende Strömungsverluste nicht mehr sinnvoll abgedeckt werden können. Die meisten für die Angabe des Temperaturhubes verwendeten Werte von konventionellen Wärmepumpen beziehen sich in der Regel auf die **Eintrittstemperatur** der **Quelle** und die **Austrittstemperatur** der **Senke**. Diese Herangehensweise wird in den Ergebnissen mit **Fall 1** bezeichnet. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, den Temperaturhub aus der **Austrittstemperatur** von **Quelle** und **Austrittstemperatur** der **Senke** zu berechnen. **Fall 2** beschreibt diesen Wert.

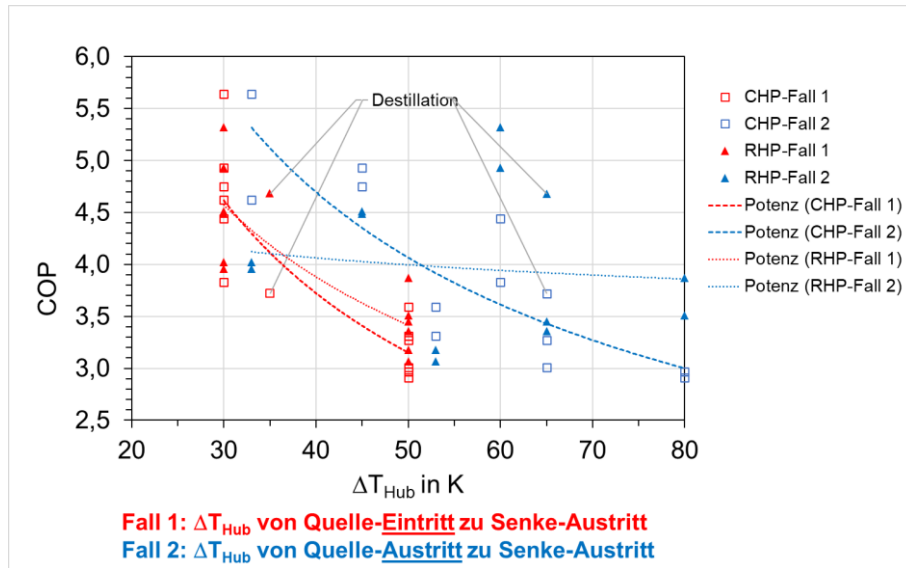
**Tabelle 3:** Übersicht der Betriebspunkte und Berechnungsergebnisse (\*derzeit nicht experimentell umsetzbar)

Spreizung in K	Nr.	Temperatur der Quelle in °C		Temperatur der Senke in °C		Temperaturhub in K		CHP-COP	RHP-COP
		Eintritt	Austritt	Eintritt	Austritt	Fall 1	Fall 2		
3	1	70	67	97	100	30	33	5,64	3,96*
	2	50	47	97	100	50	53	3,59	3,07*
	3	120	117	147	150	30	33	4,62	4,02*
	4	100	97	147	150	50	53	3,31	3,18*
15	5	70	55	85	100	30	45	4,93	4,51
	6	50	35	85	100	50	65	3,01	3,36
	7	120	105	135	150	30	45	4,75	4,49
	8	100	85	135	150	50	65	3,27	3,45
30	9	70	40	70	100	30	60	3,83	4,93
	10	50	20	70	100	50	80	2,97	3,51
	11	120	90	120	150	30	60	4,44	5,32
	12	100	70	120	150	50	80	2,91	3,87
Destillation	-	85	55	90	120	35	65	3,72	4,68

Die Ergebnisse zeigen, dass der COP eine starke Abhängigkeit vom betrachteten Temperaturhub bzw. von den für den Temperaturhub herangezogenen Temperaturen hat. Bei kleinen Spreizungen (3 K) verändert sich der Wert für den Temperaturhub nur wenig, wohingegen bei vergleichsweise großen Spreizungen (15 bis 30 K) der Unterschied und die Auswirkungen wesentlich deutlicher werden. In diesen Betriebspunkten müsste für einen realen Betrieb entweder die thermische Leistung reduziert oder zusätzlich noch der Druckverlust der Anlage berücksichtigt und analysiert werden. Aus den Ergebnissen ist zu erkennen, dass bei 15 K Spreizung der COP für beide Prozesse sehr ähnlich ausfällt und annähernd auf gleichem Niveau liegt.

Das nachfolgende Bild 7 zeigt die Abhängigkeit des COP vom Temperaturhub für die unterschiedlichen Betrachtungsweisen von Fall 1 und Fall 2. Tendenziell ist bei größerem Hub aber der COP der RHP etwas über dem der CHP und bei kleinerem Hub der COP der CHP etwas über dem der RHP. Bei einer Spreizung von 30 K wird der Unterschied der beiden Technologien wieder deutlicher, die RHP erreicht bei den Punkten Nr. 9 bis Nr. 12 wesentlich höhere COP-Werte als die CHP. Dies ist durch die sensible Wärmeübertragung möglich, wie sie beim Joule-Prozess in der RHP stattfindet.





**Bild 7:** Abhängigkeit des COP vom Temperaturhub für Fall 1 und Fall 2 und Vergleich CHP und RHP

Aus den Ergebnissen zeigt sich, dass bei kleinen Spreizungen eine CHP im Vergleich zu einer RHP höhere COP-Werte erreichen kann. Wird allerdings eine größere Temperaturdifferenz an Quelle und Senke benötigt, also größere Spreizungen, verändert sich dieses Bild und die RHP zeigt höhere COP-Werte. Grund für dieses Verhalten ist die sensible Wärmeübertragung in der RHP. Die Fluide (Prozessmedium und Arbeitsmittel) weisen einen annähernd gleichen Wärmekapazitätsstrom auf, wodurch dieser Temperaturgleit möglich ist. Ein weiterer Vorteil sind die damit verbundenen, geringeren Exergie-Verluste wie in Adler [20] beschrieben. Aus Tabelle 3 kann entnommen werden, dass bei steigendem Temperaturniveau die RHP vergleichsweise höhere COP-Werte erreicht. Grund ist der in der RHP umgesetzte Joule-Prozess, der durch das immer gasförmige Arbeitsmittel auf unterschiedlichen Temperaturniveaus, eine sehr effiziente Verdichtung ermöglicht. Der 2-phasen-Prozess in der CHP ist bezüglich des maximalen Temperaturniveaus nach oben durch das Kältemittel begrenzt. Der COP nimmt beim subkritischen Kreisprozess in der CHP nahe der kritischen Temperatur ab [6]. Dieser Effekt tritt in der RHP nicht auf, da das Arbeitsmittel permanent im überkritischen Zustand den Kreisprozess durchläuft. Speziell für den Anwendungsfall der Destillation von Ethanol ergibt sich für die RHP ein COP von 4,68 und für die CHP ein COP von 3,72. Dies kann durch die hohe Spreizung in Kombination mit dem hohen Temperaturniveau (120 °C Senke Austritt, 90 °C Senke Eintritt, 85 °C Quelle Eintritt, 55 °C Quelle Austritt) begründet werden.

#### 4 Zusammenfassung und Ausblick

Um den Einfluss und die Auswirkungen auf den COP durch die Temperaturspreizung von Quelle und Senke zu berücksichtigen, wurden verschiedene Betriebspunkte sowohl für eine CHP als auch für die RHP berechnet. Der Kreisprozess in der CHP wurde mit dem Kältemittel R1336mzz(Z), in der RHP mit dem Arbeitsmittel ecop Fluid 1 (Edelgasgemisch aus He, Ar, Kr) kalkuliert. Untersucht wurden 12 ausgewählte Betriebspunkte wie sie in der Industrie vorkommen können (Temperaturspreizung zwischen 3 K und 30 K, Temperaturhub 30 K bis 80 K) sowie die Vorgaben aus einem konkreten industriellen Prozess, der Destillation von Ethanol (Quelle Eintritt/Austritt: 85 °C/55 °C, Senke Eintritt/Austritt 90 °C/120 °C). Die auf unterschiedlichen Temperaturniveaus vorgegebenen Randbedingungen beschreiben verschieden große Spreizungen die mit den Kreisprozessen realisiert werden. Im Unterschied zur CHP, die das Arbeitsmittel verdampft und kondensiert, wird in der RHP der linksläufige Joule-Prozess verfolgt. Durch die sensible Wärmeübertragung des immer gasförmigen Arbeitsmittels in der RHP wird ein größerer Temperaturgleit erreicht und größere Spreizungen unterstützt. Dies zeigt sich auch in den Ergebnissen wieder. Ausgewertet wird der COP wobei der Temperaturhub einerseits durch die Differenz zwischen Quellen-Eintritt und Senken-Austritt (Fall 1) und andererseits durch die Differenz von Quellen-Austritt und Senken-Austritt (Fall 2) angegeben wird. Erreicht die CHP bei sehr kleinen Auskühlungen der Quelle bzw. Erwärmungen der Senke (Spreizung 3 K) verglichen zur RHP etwas höhere COP-Werte, ist umgekehrt bei steigender Spreizung (15-30 K Spreizung) der COP der RHP höher. Ein Grund hierfür ist die sensible Wärmeübertragung in der RHP, die bei größeren Spreizungen geringere Exergieverluste aufweist und zudem die Ventilator- und Haupttordrehzahl nur geringfügig variiert werden müssen. Zudem zeigt sich auch, dass bei

höherem Temperaturniveau (bis 150 °C Senke Austritt) die CHP geringere COP-Werte erreicht als die RHP. Dies ist darauf zurück zu führen, dass der Joule-Prozess und das Arbeitsmittel über einen sehr breiten Betriebsbereich annähernd gleichbleibende thermodynamische Eigenschaften aufweisen. Der Vorteil von größeren Spreizungen liegt vor allem darin, dass die Volumenströme und damit auch die Peripherie in Form von Pumpen, Filter und Leitungen wesentlich kleiner ausfallen können. Weiters ist ein wichtiger Faktor die Verfügbarkeit der Quelle in Bezug auf den Massenstrom und Leistung. In industriellen Prozessen kann für eine Quelle eine definierte Abkühlung gewünscht und sogar notwendig sein (Kühlung von Generatoren, elektrischen Bauteilen oder verfahrenstechnischen Prozessen). Diese Aspekte sind bei der Implementierung von Wärmepumpen zu berücksichtigen.

Im nächsten Schritt wäre es sinnvoll zu den Kreisprozessen der CHP und der RHP idealisierte Prozesse zu analysieren und mit den realen zu vergleichen. Da der Joule Prozess nicht sinnvoll mit dem Carnot-Prozess als idealisierten Vorgang verglichen werden kann, sollte hier möglicherweise der Lorentz-Prozess herangezogen werden. Eine genaue Analyse und Gegenüberstellung bietet großes Potential für weitere Arbeiten. Kreisprozesse der CHP mit Kältemittelgemischen (z.B. azeotrope Gemische) werden untersucht bzw. erforscht, wobei der Temperaturgleit auf der Wärmesenke einstellbar wird. In einem nächsten Schritt wäre es sinnvoll, diese Möglichkeiten zu analysieren und zu vergleichen.

## 5 Danksagung

Dieses Projekt wird aus Mitteln der FFG gefördert. [www.ffg.at](http://www.ffg.at). Projektnummer: 881139

## 6 Literaturverzeichnis

- [1] De Boer, R., Marina, A., Zühlsdorf, B., Arpagaus, C., Bantle, M., Wilk, V., Elmegaard, B., Corberán, J., Benson, J., Strengthening Industrial Heat Pump Innovation, Decarbonizing Industrial Heat, White Paper, 14 July, 2020
- [2] Fleiter, T., Elsland, R., Rehfeldt, M., Steinbach, J., Reiter, U., Catenazzi, G. et al., Heat Roadmap Europe, Deliverable 3.1, Profile of heating and cooling demand in 2015, 2017
- [3] Schlosser, F., Jesper, M., Vogelsang, J., Walmsley, T.G., Arpagaus, C., Hesselbach, J., Large-Scale Heat Pumps: Applications, Performance, Economic Feasibility and Industrial integration, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2020, 133
- [4] Arpagaus, C., Hochtemperatur-Wärmepumpen: Marktübersicht, Stand der Technik und Anwendungspotenziale, VDE Verlag, Berlin, 2018
- [5] Arpagaus, C., Bless, F., Schiffmann, J., Bertsch, S.S., Hochtemperatur Wärmepumpen: Marktübersicht und Stand der Forschung, DKV-Tagung, Bremen (Kurzfassung), 2017
- [6] Arpagaus, C., Bless, F., Uhlmann, M., Schiffmann, J., Bertsch, S.S., High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials, 17th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 2018.
- [7] Arnitz, A., Rieberer, R., Wärmepumpen in österreichischen Fernwärmenetzen, IV 19, DKV-Tagung, Aachen, 2018
- [8] Wilk, V., Fleckl, T., Arnitz, A., Rieberer, R., Industrierärmepumpen in Österreich: Status Quo und Potentiale, Internationale Energiewirtschaftstagung, Wien, 2019
- [9] Arpagaus, C., Bertsch, S., Industrial Heat Pumps in Switzerland – Application Potentials and Case Studies, Final Report, on behalf of the Swiss Federal Office of Energy, Bern, 23 July 2020.
- [10] Bantle, M., Schlemminger, Ch., Design und experimentelle Resultate einer Hochtemperatur Propan-Butan Wärmepumpe, IV.06, DKV-Tagung, Aachen, 2018
- [11] Mateu-Royo, C., Arpagaus, C., Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Bertsch, S., Advanced High Temperature Heat Pump Configurations using low GWP Refrigerants for Industrial Waste Heat Recovery: A Comprehensive Study, Energy Conversion and Management, 2020, 229
- [12] Wilk, V., Lauermann, M., Helminger, F., Decarbonization of industrial processes with heat pumps, 25th IIR International Congress of Refrigeration, Montreal, August 24th-30th, 2019
- [13] Helminger, F., Hartl, M., Fleckl, T., Kontomaris, K., Pfaffl, J., Hochtemperatur Wärmepumpen Messergebnisse einer Laboranlage mit HFO-1336MZZ-Z bis 160 °C Kondensationstemperatur, 14. Symposium Energieinnovation, 2016, TU Graz. pp. 1–20.

- [14] Wilk, V., Hartl, M., Fleckl, T., Widhalm, E., Ramler, F., Adelberger, G., Ciepiela, T., Ochsner, K., Hochtemperatur-Wärmepumpe für Industrieanwendungen: Prüfstandmessungen und Systemsimulation, IV.18, Deutsche Kälte- Und Klimatagung 2016, Kassel, 2016
- [15] Fleckl, T., Wilk, V., Hartl, M., Effiziente Abwärmenutzung durch Hochtemperaturwärmepumpen in der Industrie, Energietag 2015, Temperaturdifferenzen Als Energiequellen, Arbeitskreis Energie Der Österreichischen Physikalischen Gesellschaft, 31. August 2015, Wien. pp. 1–31.
- [16] Arpagaus, C., Bertsch, S., Experimental Comparison of HCFO and HFO R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(Z), and HFC R245fa in a High Temperature Heat Pump up to 150 °C Supply Temperature, 18th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 13-16 July 2020
- [17] Adler, B. et al., Centrifugal compression turbo heat pump made by ECOP, 10th IEA Heat Pump Conference, Tokyo, 2011
- [18] Adler, B., Riepl, S., Heat pump for process industry, 11th IEA Heat Pump Conference, Montreal, 2014
- [19] Adler, B. et al., Industrieller Einsatz einer Rotationswärmepumpe, DKV-Tagung, Bremen, 2017
- [20] Adler, B., Mauthner, R., Rotation Heat Pump (RHP), 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam, 2017
- [21] Längauer, A., Adler, B., The Joule cycle realised in a Rotation Heat Pump, 1022, 14<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference, Kyoto, Online, 2020
- [22] Längauer, A., Adler, B., Rakusch, Ch., Testergebnisse einer Rotation Heat Pump, IV 18, DKV-Tagung, Ulm, 2019
- [23] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE Handbook (2016): HVAC Systems and Equipment (SI), Chapter 38, Compressors, Atlanta, 2016