

# NEUE ENERGIEN 2020

## Publizierbarer Endbericht

**Programmsteuerung:**

Klima- und Energiefonds

**Programmabwicklung:**

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

30/04/2016

## Projekttitlel:

HighRef - Untersuchung eines neuartigen  
Hochtemperaturkältemittels für  
Wärmerückgewinnungsanwendungen in  
industriellen Prozessen

Projektnummer: 834666

# Neue Energien 2020 - 5. Ausschreibung

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

Ausschreibung	5. Ausschreibung NEUE ENERGIEN 2020
Projektstart	01/05/2014
Projektende	30/04/2016
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	24 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	AIT Austrian Institute of Technology GmbH
AnsprechpartnerIn	DI Dr. Thomas Fleckl
Postadresse	Giefinggasse 2, A-1210 Wien
Telefon	+43 50550 6479
Fax	+43 50550 6679
E-mail	<a href="mailto:Thomas.Fleckl@ait.ac.at">Thomas.Fleckl@ait.ac.at</a>
Website	<a href="http://www.ait.ac.at">www.ait.ac.at</a>

# HighRef

Untersuchung eines neuartigen Hochtemperaturkältemittels für Wärmerückgewinnungsanwendungen in industriellen Prozessen

**AutorInnen:**

Franz Helminger

Veronika Wilk

## Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	4
1 Einleitung.....	5
2 Ergebnisse und Schlussfolgerungen.....	7
2.1 Komponentenauswahl und Kältekreisconfiguration.....	7
2.2 Messergebnisse.....	12
2.2.1 Coefficient of performance (COP).....	13
2.2.2 Heizleistung.....	16
2.2.3 Verdichtung.....	18
2.3 Ökonomische und ökologische Bewertung.....	19
2.3.1 Methode.....	19
2.3.2 Auswahl der Anwendungsfälle.....	22
2.3.3 Techno-ökonomische Bewertung der Anwendungsfälle.....	25
3 Zusammenfassung.....	37
4 Ausblick und Empfehlungen.....	38
5 Nomenklatur.....	38
6 Literaturverzeichnis.....	39
Kontakt.....	40

## 1 Einleitung

Gemäß der Erhebungen der Statistik Austria [1] verursacht die Industrie in Österreich rund 1/3 des benötigten Energieverbrauchs. Den höchsten Endenergiebedarf haben dabei vor allem die Zellstoff-, Papier- und Druckindustrie, gefolgt von der Stahl- und Eisen- sowie der nicht-metallischen Mineralindustrie. Der Wärmebedarf in der Industrie liegt bei etwa 74% des Gesamtendenergieverbrauches [2]. Das theoretisch mögliche Potential für Industrierärmepumpen liegt bei etwa 30 bis 40% dieses Energiebedarfs [3].

Wärmepumpen stellen eine Effizienzsteigerungstechnologie in industriellen Prozessen dar, die in den nächsten Jahren signifikant an Bedeutung gewinnen wird. Durch deren Einsatz kann die Verwendung von fossilen Energieträgern für die Bereitstellung von Prozesswärme bedeutend reduziert werden, da Prozessabwärmern auf nutzbare Temperaturniveaus gehoben werden und so in die Prozesse rückführbar sind (z.B. als Prozessdampf). Für diese Art der industriellen Anwendung sind Wärmepumpen erforderlich, die bei großen Temperaturhüben und hohen Kondensationstemperaturen sehr hohe Leistungszahlen aufweisen. Die zurzeit erhältlichen Hochtemperaturwärmepumpen decken einen Temperaturbereich von etwa 115°C Kondensationstemperatur ab. In dem für die Prozessdampferzeugung notwendigen Temperaturbereich bis ca. 150°C gibt es zum Zeitpunkt der Berichtslegung keine entsprechenden Wärmepumpen. Der wesentliche Grund dafür ist das Fehlen von Kältemitteln für diesen Anwendungsbereich, die sowohl gute thermodynamische, ökonomische und umweltrelevante Eigenschaften aufweisen. Daher werden weltweit umfassende Forschungsaktivitäten durchgeführt. Eine richtungsweisende Entwicklung wurde von der Firma Chemours (früher Teil von DuPont) mit einem neuen Kältemittel mit der Bezeichnung HFO-1336mzz-Z getätigt und bereits veröffentlicht [4]. HFO-1336mzz-Z ist für Kondensationstemperaturen bis 155°C geeignet, jedoch fehlten experimentelle Untersuchungen zur Validierung für Prozesswärmepumpen mit Kondensationstemperaturen bis etwa 155 °C.

Projektziel war die erstmalige experimentelle Validierung des neuen Hochtemperaturkältemittels für Prozesswärmepumpen mit Kondensationstemperaturen bis 155 °C unter Verwendung unterschiedlicher Verdichtertechnologien und Kältekreisfigurationen. Dabei wurden folgende Teilziele gesetzt, welche in diesem Bericht erläutert werden:

- ❖ Kenntnisse über die Eignung von Komponenten wie Kompressoren, Ventilen und Schmiermitteln für den Einsatz im gesamten Temperaturbereich (30 bis 155°C).
- ❖ Experimentelle Bestimmung von Leistungszahlen (COP) bei unterschiedlichen Temperaturhüben für verschiedene Kältekreisfigurationen.
- ❖ Abschätzung der ökologischen und ökonomischen Vorteile bzw. der CO<sub>2</sub>-Einsparungspotentiale für ausgewählte Anwendungen auf Basis der experimentellen Daten.

Es wurden Recherchen und Berechnungen zur Auswahl und Auslegung von Komponenten und Konfigurationen durchgeführt. Die Basis für diese Berechnungen waren einerseits Stoffdaten des Kältemittels HFO-1336mzz-Z und andererseits eine Sammlung von Fachliteratur, mithilfe derer eine Vorauswahl von Kältekreis Komponenten und möglichen Kreisprozessen vorgenommen wurden. Anhand der Stoffdaten des Kältemittels HFO-1336mzz-Z wurde festgestellt, dass aufgrund der moderaten Kältemitteldrücke und Verdichtungsendtemperaturen folgende Kältekreisfigurationen geeignet sind:

- Einfacher Kältekreis mit einstufiger Verdichtung (kurz: einfacher Kältekreis)
- Kältekreis mit einstufiger Verdichtung und interner Sauggasüberhitzung (kurz: Kältekreis mit interner Sauggasüberhitzung)

Es wurde eine Versuchsanlage mit marktüblichen Komponenten gefertigt und im Labor des AIT Austrian Institute of Technology Messungen an den zwei ausgewählten Kältekreisfigurationen durchgeführt und Parameter zur weiteren Bewertung des Kältemittels ermittelt (Leistungszahlen – COP, etc.). Darauf aufbauend wurden Industrieprozesse identifiziert und anschließend für eine mögliche Anwendung von Hochtemperaturwärmepumpen bewertet. Um die Auswirkungen der Integration einer Wärmepumpe auf den Prozess festzustellen, wurden Prozesssimulationen erstellt. Die Simulationsergebnisse waren die Grundlage für die Betrachtung der Umweltauswirkungen und der Wirtschaftlichkeit. Dazu wurden die CO<sub>2</sub>-Emissionen und der Primärenergieeinsatz für den Prozess vor und nach der Integration der Wärmepumpe berechnet und gegenübergestellt. Zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit wurden die Energiekosten herangezogen.

In den folgenden Kapiteln werden Ergebnisse und Schlussfolgerungen ausführlich dargestellt.

## 2 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

### 2.1 Komponentenauswahl und Kältekreisconfiguration

Bei der Analyse der Stoffdaten von HFO-1336mzz-Z wurde festgestellt, dass sich aufgrund der kältemittelspezifischen Drücke im anvisierten Betriebsbereich ein Druckverhältnis zwischen 2,5 und 8 ergibt. Dieses Druckverhältnis ergibt sich aus den zu erreichenden Kondensations- und Verdampfungstemperaturen (siehe Tabelle 1) und hat zur Folge, dass sich ausschließlich Hubkolben- (maximales Druckverhältnis von 10) und Schraubenverdichter (maximales Druckverhältnis von 30) eignen. Schraubenverdichter werden ausschließlich für größere Leistungsklassen gebaut, als für den Versuchsaufbau vorgesehen war, deshalb wurden im Projekt in weiterer Folge ausschließlich Hubkolbenverdichter berücksichtigt.

**Tabelle 1: Temperaturen für Kältekreisberechnungen**

Kondensationstemperatur	Verdampfungstemperatur
°C	°C
50	30
60	40
75	40
100	65
100	30
125	90
125	55
150	115
150	80

Aufbauend auf diesen Erkenntnissen folgten eine Detailanalyse der Kältemittel-Stoffdaten und Recherchen und Berechnungen zu möglichen Kreisprozessen. Folgende Kältekreisconfigurationen wurden ausgewählt und in weiterer Folge eine Kreisprozessberechnung durchgeführt:

- Einfacher Kältekreis mit einstufiger Verdichtung (kurz: einfacher Kältekreis)
- Kältekreis mit einstufiger Verdichtung und interner Sauggasüberhitzung (kurz: Kältekreis mit interner Sauggasüberhitzung)

Der einfache Kältekreis diente unter anderem zum Vergleich mit dem Kältekreis mit interner Sauggasüberhitzung. Abbildung 1 zeigt im oberen Teil das Ergebnis der Kreisprozessberechnung für den einfachen Kältekreis anhand des Betriebspunktes mit ca. 65 °C Verdampfungs- und ca. 100 °C Kondensationstemperatur. Das Ergebnis der Kreisprozessberechnung des einfachen Kältekreises im Betriebspunkt mit ca. 55 °C Verdampfungs- und ca. 125 °C Kondensationstemperatur ist im oberen Teil der Abbildung 2 dargestellt. Der Verlauf der Naßdampfgebiete des HFO-1336mzz-Z (jeweils blaue Linie in Abbildung 1 und Abbildung 2) im log p-h Diagramm zeigt eine ausgeprägte Neigung nach rechts, weshalb ein Kältekreis mit interner Sauggasüberhitzung ein Potential zur Effizienzsteigerung durch

Anhebung der Verdampfungstemperatur bietet und zu einer Verringerung der Betriebskosten führen kann. Dieses Potential ist umso höher, je höher der Temperaturlift ist. Im unteren Teil der Abbildung 1 und der Abbildung 2 entspricht die rot gestrichelte Linie einer Verdichtung, wenn keine ausreichende Sauggasüberhitzung stattfinden würde. In beiden Fällen besteht die Gefahr, dass bei der Verdichtung Naßdampf entsteht, was den Verdichter schädigen würde. Je höher der Temperaturlift, desto höher dieses Risiko und desto höher das Potential zur Effizienzsteigerung durch eine interne Sauggasüberhitzung.

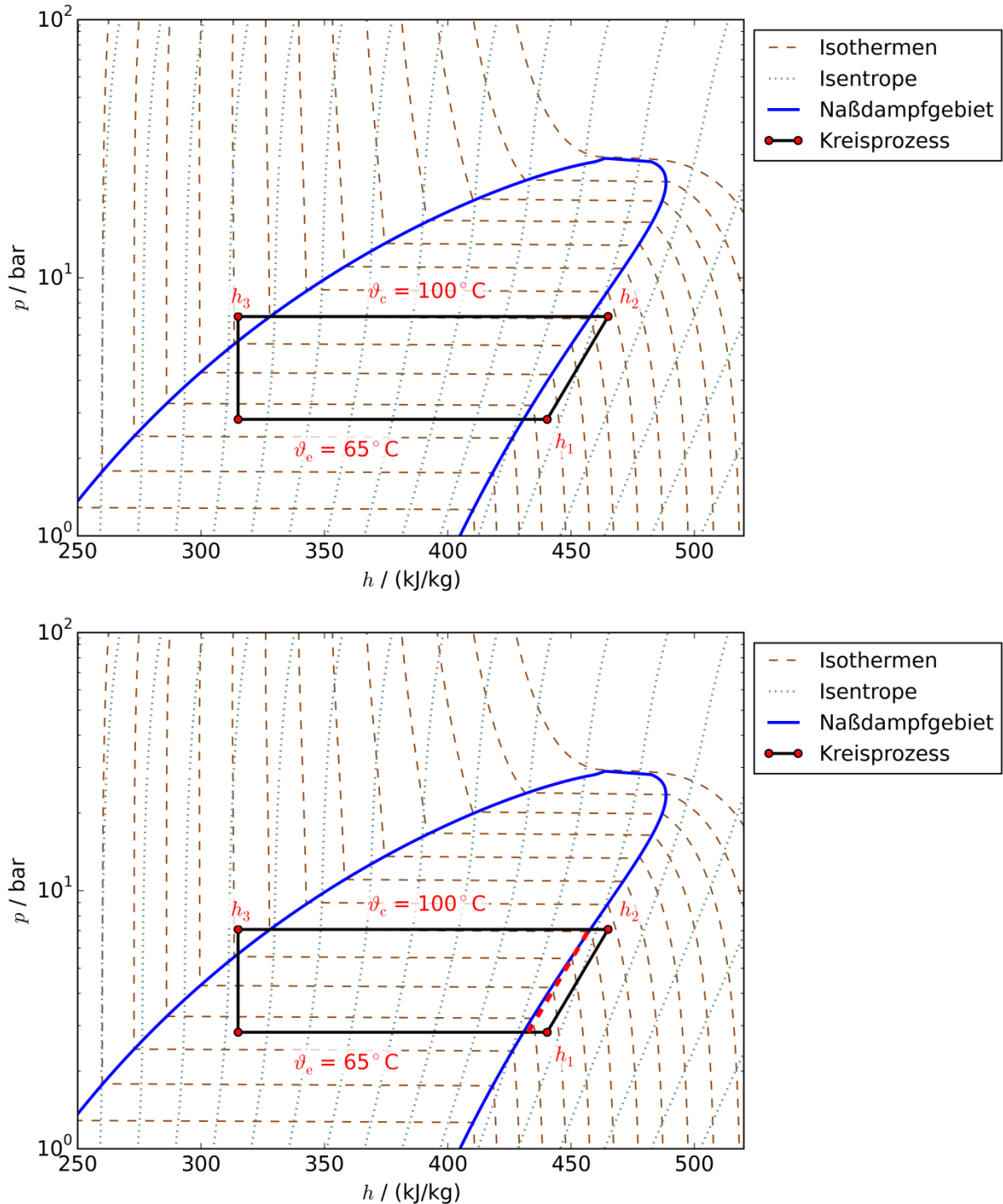
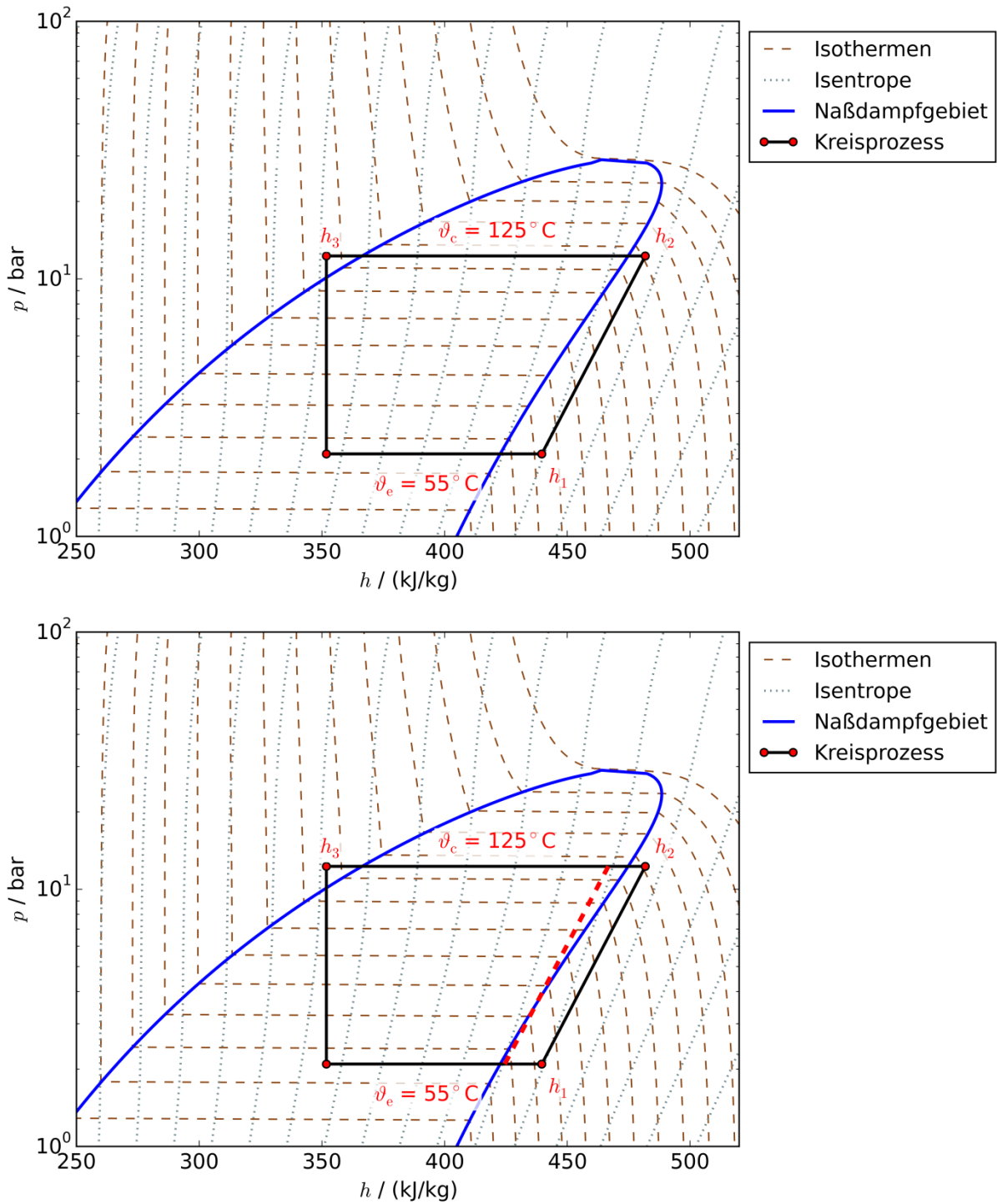


Abbildung 1: log p-h Diagramm mit Verdampfungstemperatur von ca. 65°C und Kondensationstemperatur von ca. 100°C





**Abbildung 2: log p-h Diagramm mit Verdampfungstemperatur von ca. 30°C und Kondensationstemperatur von ca. 100°C**

Zur Auswahl eines geeigneten Verdichteröls wurden mehrere, vom Verdichterhersteller empfohlene, Verdichteröle getestet und bewertet. Aufgrund der erhöhten thermischen Belastung, der Mischbarkeit des Kältemittels mit dem Verdichteröl und der kinematischen Viskosität des Kältemittel-Öl-Gemisches ist die Auswahl an geeigneten Ölen stark eingeschränkt. Auf Basis dieser Voruntersuchung konnte gegenwärtig kein Öl gefunden werden, das alle geforderten Eigenschaften aufweist. Lediglich ein Öl

erfüllte hinreichend viele Kriterien, um für die Versuche infrage zu kommen. Besonders die niedrige kinematische Viskosität des Kältemittel-Öl-Gemisches wurde für eine erfolgreiche Versuchsdurchführung als kritisch gesehen. Abbildung 3 zeigt das Testergebnis (sogenannter Daniel-Plot) des Kältemittel-Öl-Gemisches mit dem Esteröl POE RL220H. Auf der Abszisse ist die Kältemittel-Öl-Gemischtemperatur aufgetragen, auf der Ordinate die kinematische Viskosität. Die roten Linien zeigen den Druck, die schwarzen Linien das Mischungsverhältnis des Kältemittel-Öl-Gemisches.

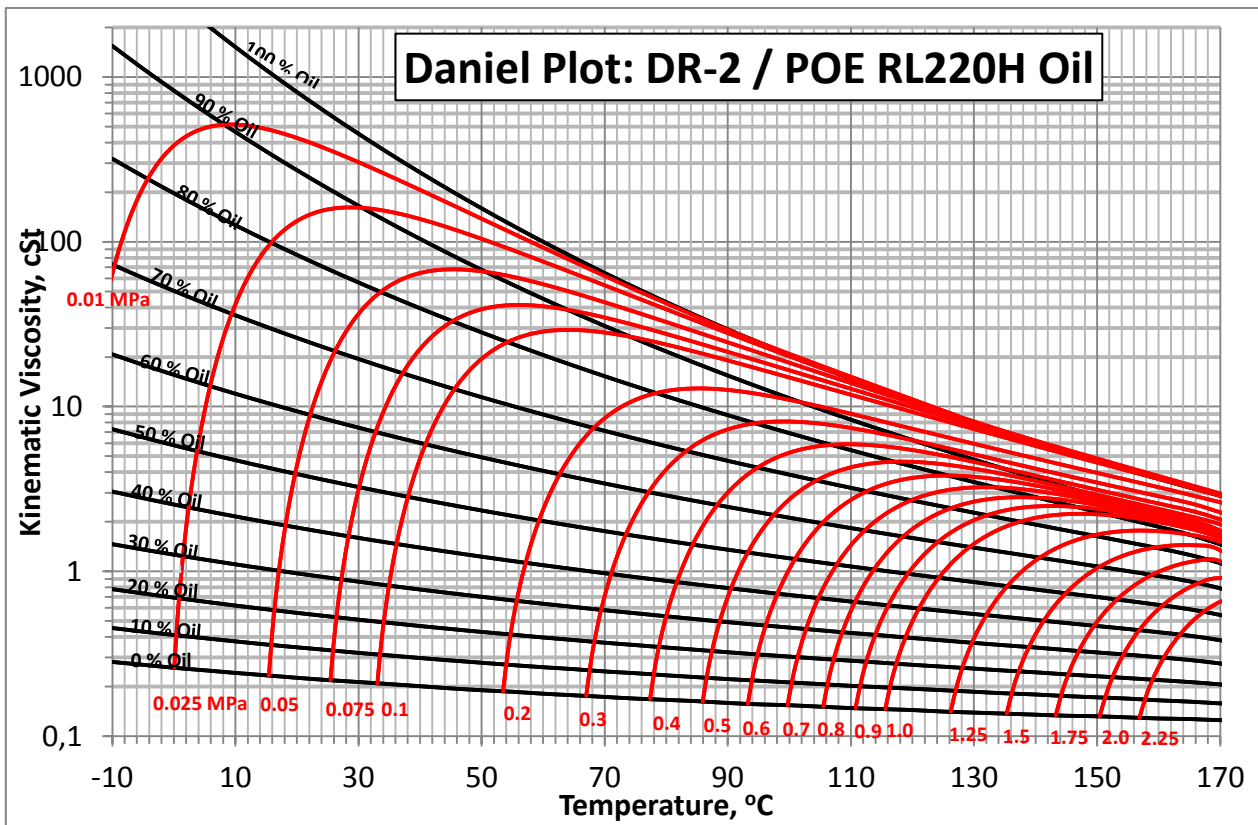
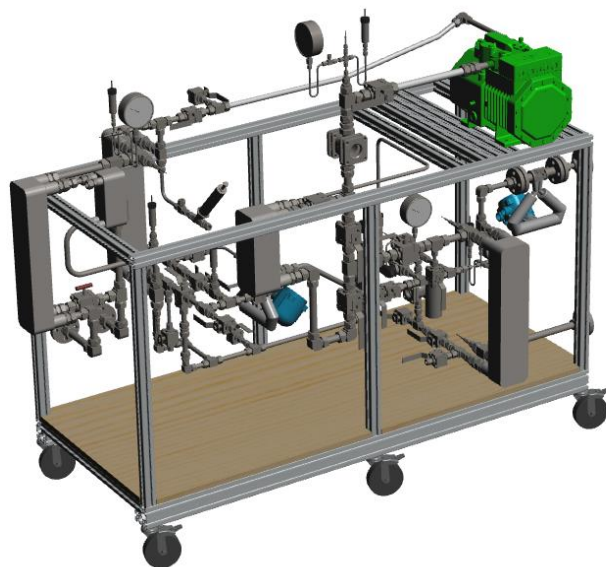


Abbildung 3: Daniel Plot Kältemittel-Öl-Gemisch

Die gemäß Verdichterhersteller minimale kinematische Viskosität (6 cSt für einen dauerhaften Betrieb) wird bei einem Großteil der geplanten Betriebspunkte gewährleistet, jedoch wird bei hohen Kältemittel-Öl-Gemischtemperaturen und hohen Drücken dieser Grenzwert unterschritten. Die Versuchsdurchführung wurde so geplant, dass die Messpunkte mit kritischen Betriebsbedingungen erst nach Abschluss aller anderen Messungen erfolgte und eine kurze Versuchsdauer gewährleistet werden konnte, um einen Schaden am Versuchsaufbau zu verhindern.

Die Detailplanung und Konstruktion des Versuchsaufbaus erfolgte mithilfe eines CAD-Programms. Es wurde eine kompakte, mobile Bauweise angestrebt unter Berücksichtigung sicherheitstechnischer Aspekte und einer guten Zugänglichkeit von Messstellen. Abbildung 4 zeigt den Versuchsaufbau anhand einer 3D-Grafik, in der Abbildung 5 ist der erstellte Versuchsaufbau zu sehen (die Isolierung der Rohrleitungen erfolgte später). Als Verdichter wurde ein semihermetischer Hubkolbenverdichter ausgewählt. Dies ist ein sauggasgekühlter Verdichter, der durch seine Bauweise ermöglicht, dass das Kältemittel beim Ansaugen durch die Abwärme des Elektromotors erwärmt wird. Dies bewirkt eine Effizienzsteigerung des Kältekreislaufes.



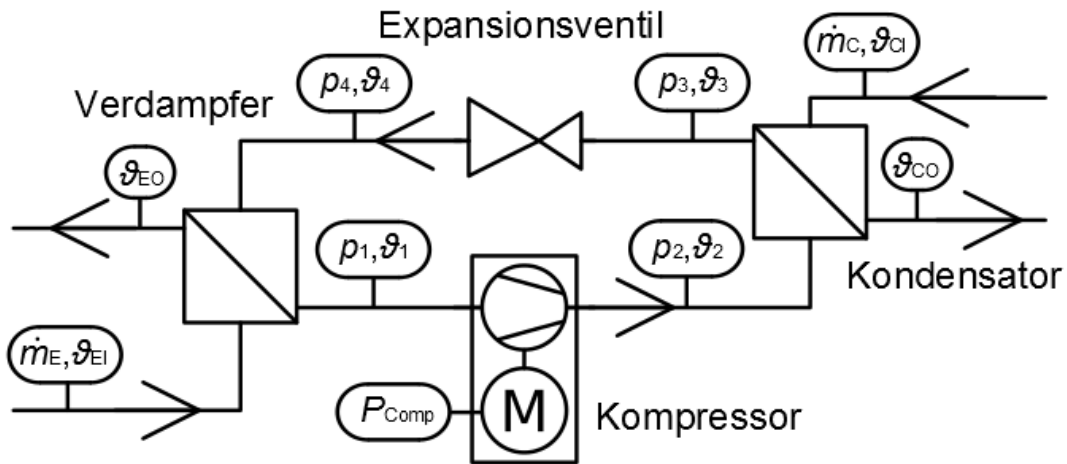
**Abbildung 4: 3D-Ansicht des Versuchsaufbaus**



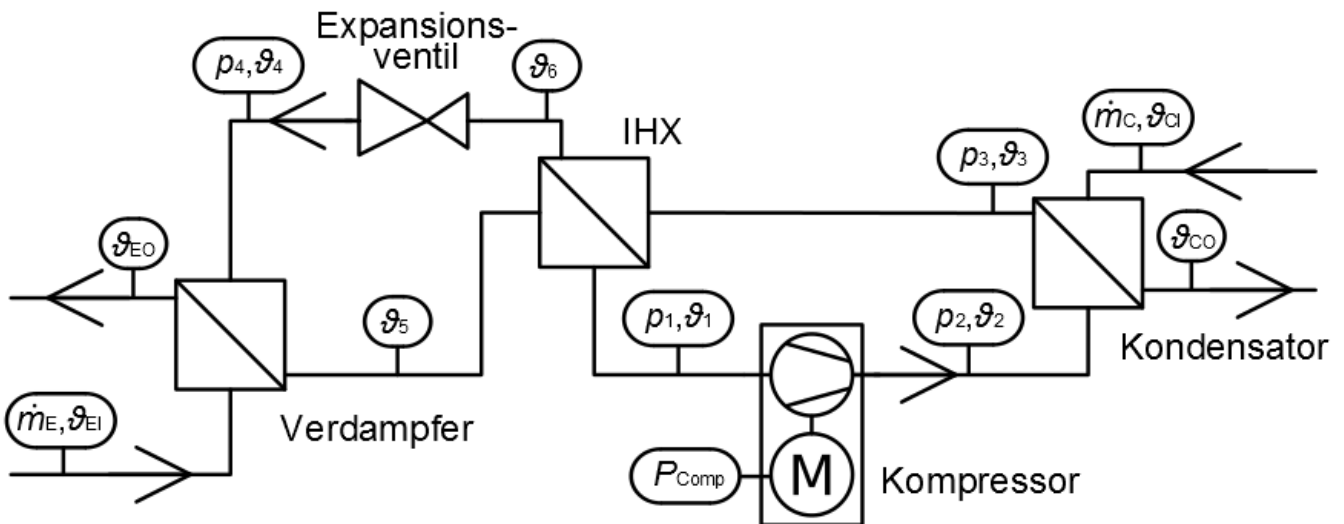
**Abbildung 5: Fotos des Versuchsaufbaus**

## 2.2 Messergebnisse

Die aufgezeichneten Messwerte bzw. deren Messstellen finden sich in den Schemata in Abbildung 6 und Abbildung 7 wieder. Diese Schemata zeigen die Kältekreiskonfigurationen und Messstellen sowohl eines einfachen Kältekreises (Abbildung 6) als auch eines Kältekreises mit interner Sauggasüberhitzung (Abbildung 7).



**Abbildung 6: Schematische Darstellung des einfachen Kältekreises (mit einstufiger Verdichtung) inklusive Messstellen**



**Abbildung 7: Schematische Darstellung des Kältekreises mit interner Sauggasüberhitzung (mit einstufiger Verdichtung) inklusive Messstellen**

Es folgt eine einleitende Beschreibung der ausgewerteten Parameter mit anschließender grafischer Darstellung der Ergebnisse. Abschließend werden die wichtigsten Versuchsergebnisse der beiden Kältekreiskonfigurationen gegenübergestellt.

Folgende Formeln wurden eingesetzt (Formelzeichen gemäß Abbildung 6 und Abbildung 7):

	$\dot{Q}_C = \dot{m}_C \times c_{p,H2O} \times (\vartheta_{CO} - \vartheta_{CI})$	(1)
	$\dot{Q}_E = \dot{m}_E \times c_{p,H2O} \times (\vartheta_{EO} - \vartheta_{EI})$	(2)
	$\vartheta_C = \vartheta_C(p_2)$	(3)
	$\vartheta_E = \vartheta_E(p_1)$	(4)
	$COP_h = \frac{\dot{Q}_C}{P_{Comp}}$	(5)
	$\Delta T_{sh} = \vartheta_1 - \vartheta_E$	(6)
	$\Delta T_{sc} = \vartheta_C - \vartheta_3$	(7)
	$\eta_{is} = \frac{h_{2,is}(p_2, s_1) - h_1(p_1, \vartheta_1)}{h_2(p_2, \vartheta_2) - h_1(p_1, \vartheta_1)}$	(8)
	$\eta_v = \frac{\dot{V}_E}{\dot{V}_{th}}$	(9)

## 2.2.1 Coefficient of performance (COP)

Ein wesentlicher Faktor zur Bewertung einer Wärmepumpe ist der Coefficient of performance (COP). Dabei wird für Wärmepumpen der  $COP_h$  abgeleitet und gemäß Gleichung (5) die vom System abgegebene thermische Energie durch die elektrisch zugeführte Energie dividiert. In Tabelle 2 und Tabelle 3 sind die Messergebnisse der jeweiligen Kältekreisconfiguration zusammengefasst.

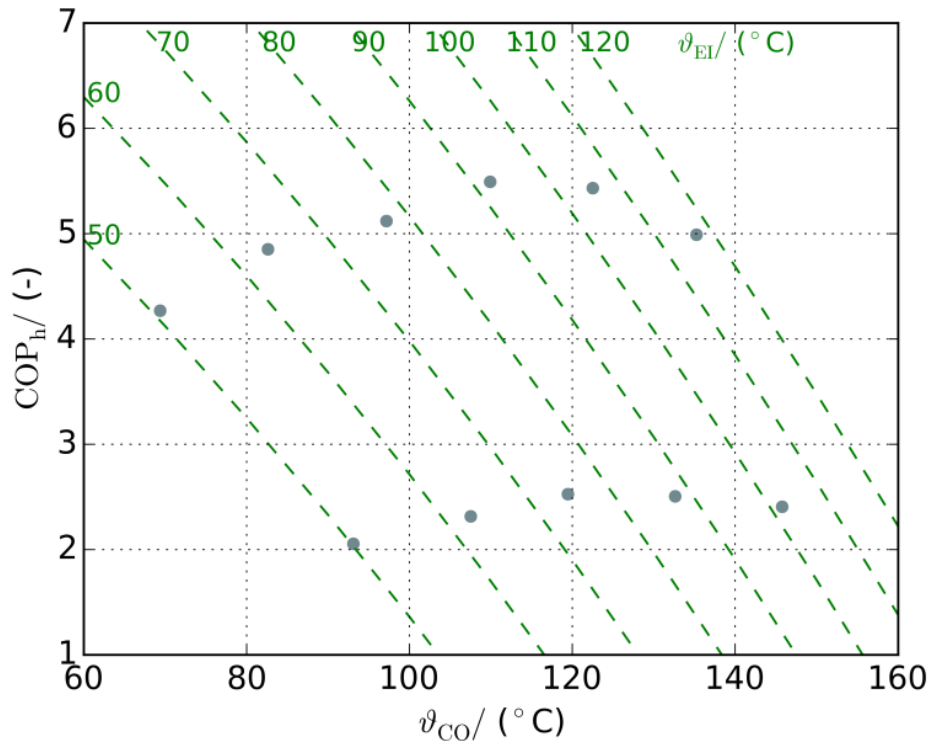
**Tabelle 2: Messergebnisse am einfachen Kältekreis**

No.	$\vartheta_{CO}$ °C	$\vartheta_{EI}$ °C	$\vartheta_C$ °C	$\vartheta_e$ °C	$p_2$ bar	$p_1$ bar	$\Delta T_{sh}$ K	$\Delta T_{sc}$ K	$\dot{m}_C$ kg/h	$\dot{m}_E$ kg/h	$COP_h$ -
1	69,4	50,8	75,5	40,2	3,81	1,29	10,0	10,3	946,2	947,2	4,27
2	82,6	63,6	88,1	52,6	5,29	1,94	10,3	9,5	1428,3	1429,2	4,85
3	97,2	76,9	101,2	65,0	7,28	2,82	10,2	9,1	1428,0	1429,1	5,12
4	109,9	92,1	113,4	77,7	9,59	4,03	9,7	10,0	1333,4	1334,3	5,49
5	122,5	106,1	125,7	89,3	12,45	5,45	12,5	9,0	1447,6	1450,4	5,43
6	135,3	116,4	138,9	98,6	16,19	6,85	13,3	12,1	1462,2	1463,8	4,99
7	93,1	50,9	100,0	30,8	7,08	0,92	19,5	10,9	852,8	852,6	2,06
8	107,5	61,3	112,9	42,6	9,50	1,39	18,0	10,2	860,3	859,4	2,31
9	119,5	75,3	125,1	55,2	12,30	2,10	34,9	19,6	1030,3	1029,7	2,53
10	132,6	88,8	138,2	67,6	15,98	3,05	20,5	10,6	1325,2	1326,1	2,51
11	145,8	101,1	150,4	80,2	20,11	4,32	20,3	10,3	1382,8	1384,3	2,41

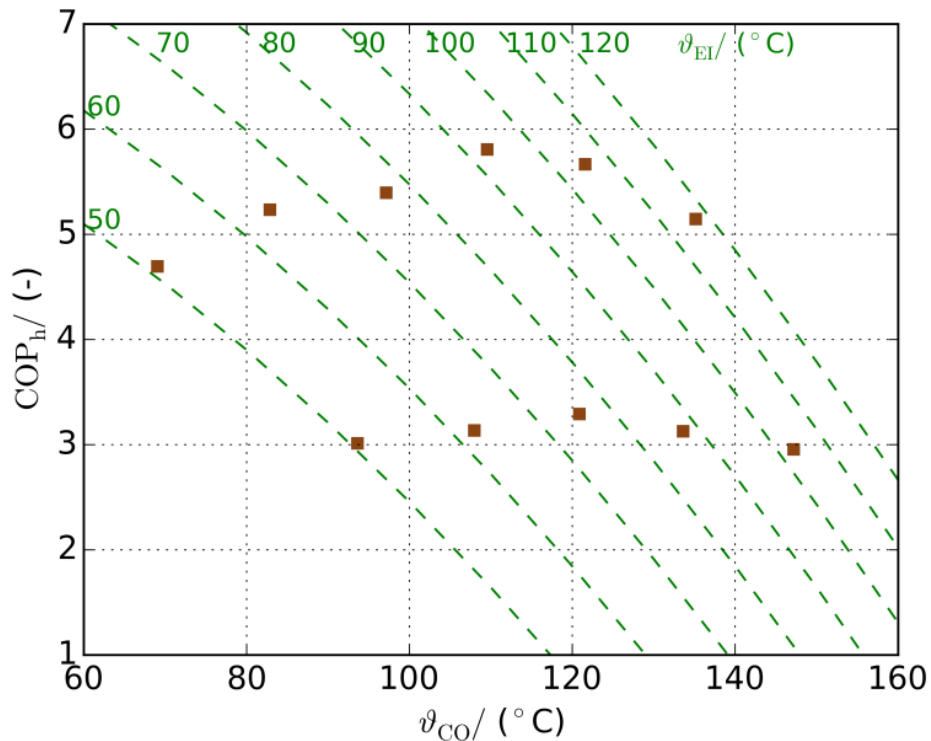
**Tabelle 3: Messergebnisse am Kältekreis mit interner Sauggasüberhitzung**

No.	$\vartheta_{CO}$ °C	$\vartheta_{EI}$ °C	$\vartheta_c$ °C	$\vartheta_e$ °C	$p_2$ bar	$p_1$ bar	$\Delta T_{sh}$ K	$\Delta T_{sc}$ K	$\dot{m}_C$ kg/h	$\dot{m}_E$ kg/h	$COP_h$ -
1	69,0	51,3	76,2	43,2	3,88	1,43	10,1	10,6	996,0	996,3	4,70
2	82,8	63,9	88,1	54,7	5,29	2,07	11,0	8,7	1438,2	1439,1	5,24
3	97,1	77,1	100,3	65,9	7,12	2,90	12,1	6,5	1442,8	1443,7	5,40
4	109,6	92,0	113,1	78,8	9,53	4,16	11,5	9,0	1338,5	1339,8	5,81
5	121,6	106,1	124,7	90,1	12,20	5,56	11,4	7,8	1450,1	1452,4	5,67
6	135,1	116,6	138,3	100,0	16,02	7,07	12,1	9,7	1463,6	1465,4	5,15
7	93,6	50,9	100,7	43,1	7,20	1,42	19,3	12,3	852,9	852,8	3,01
8	108,0	61,5	112,5	52,4	9,40	1,93	19,8	11,2	892,5	891,4	3,14
9	120,9	75,6	125,4	66,2	12,38	2,93	18,2	12,3	1074,3	1074,0	3,29
10	133,6	89,1	137,9	77,5	15,91	4,02	19,2	11,7	1396,4	1397,0	3,13
11	147,2	101,8	150,1	90,0	20,01	5,56	16,8	10,9	1405,5	1407,1	2,96

Die Ergebnisse des  $COP_h$  aus den Versuchen am einfachen Kältekreis sind in Abbildung 8 dargestellt, die Ergebnisse aus den Versuchen mit interner Sauggasüberhitzung sind in Abbildung 9. Auf der x-Achse dieser Abbildungen ist jeweils die Austrittstemperatur des Druckwassers am Kondensator aufgetragen, die grün strichlierten Linien repräsentieren die Eintrittstemperatur des Druckwassers am Verdampfer. Die obere Gruppe der grauen Punkte in Abbildung 8 und roten Quadrate in Abbildung 9 umfassen Messergebnisse mit mäßigem Temperaturunterschied zwischen Verdampfereintritt  $\vartheta_{EI}$  und Kondensatoraustritt  $\vartheta_{CO}$ , die untere Gruppe der Messergebnisse jeweils mit großem Temperaturunterschied.



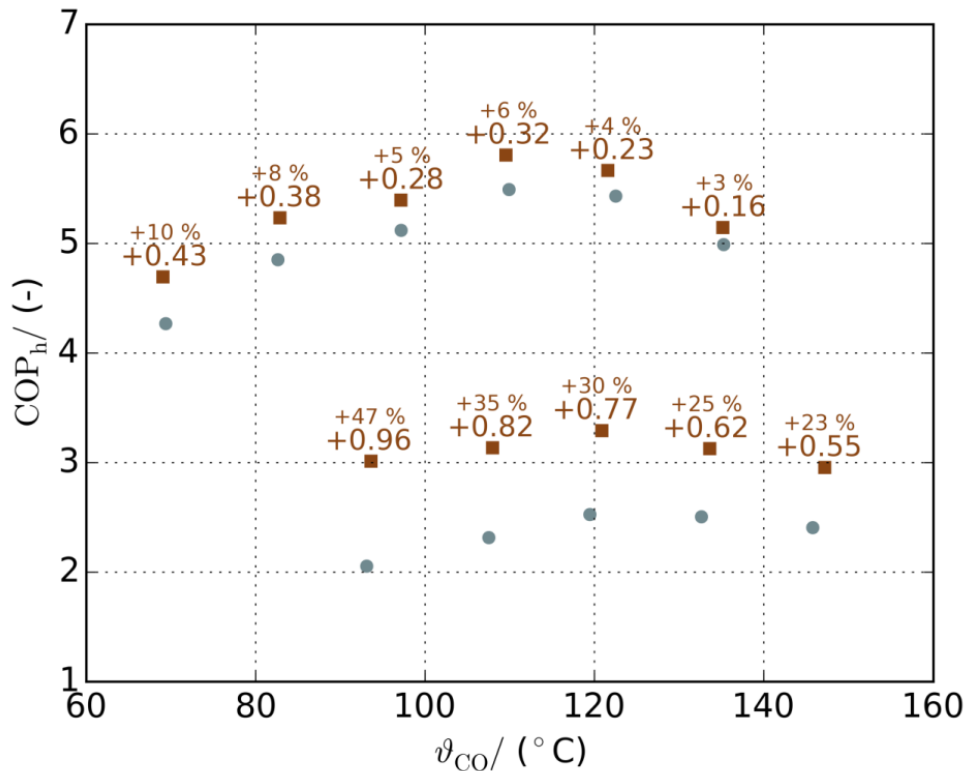
**Abbildung 8: COP<sub>h</sub>-Ergebnisse der Versuche am einfachen Kältekreis**



**Abbildung 9: COP<sub>h</sub>-Ergebnisse der Versuche am Kältekreis mit interner Sauggasüberhitzung**

Die Messungen des COP<sub>h</sub> der Kältekreis Konfigurationen wurden mit jeweils ähnlichen Massenströmen sekundär (also des Druckwassers), Verdampfeintrittstemperatur  $\vartheta_{EI}$  und Kondensatoraustrittstemperatur  $\vartheta_{CO}$  durchgeführt. Das ermöglicht eine direkte Gegenüberstellung und

Berechnung der Verbesserung durch den internen Sauggasüberhitzer. Abbildung 10 zeigt das Ergebnis dieser Gegenüberstellung, wobei die Verdampfereintrittstemperatur  $\vartheta_{Ei}$  zur besseren Darstellung weggelassen wurde. Die dargestellten Prozentzahlen beziehen sich auf die Verbesserung des  $COP_h$  durch den internen Sauggasüberhitzer im Vergleich zum einfachen Kältekreis. Besonders bei großen Unterschieden zwischen Verdampfereintrittstemperatur  $\vartheta_{Ei}$  und Kondensatoraustrittstemperatur  $\vartheta_{Co}$  (untere Gruppe in Abbildung 10) zeigt sich eine sehr große Verbesserung.

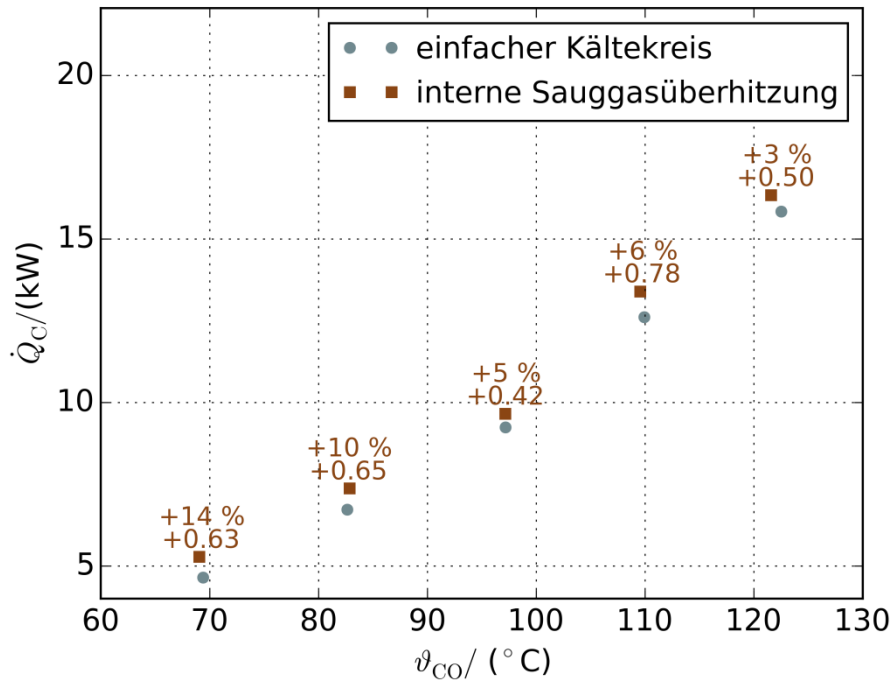


**Abbildung 10: Gegenüberstellung der Messergebnisse des einfachen Kältekreises mit denen des Kältekreises mit interner Sauggasüberhitzung**

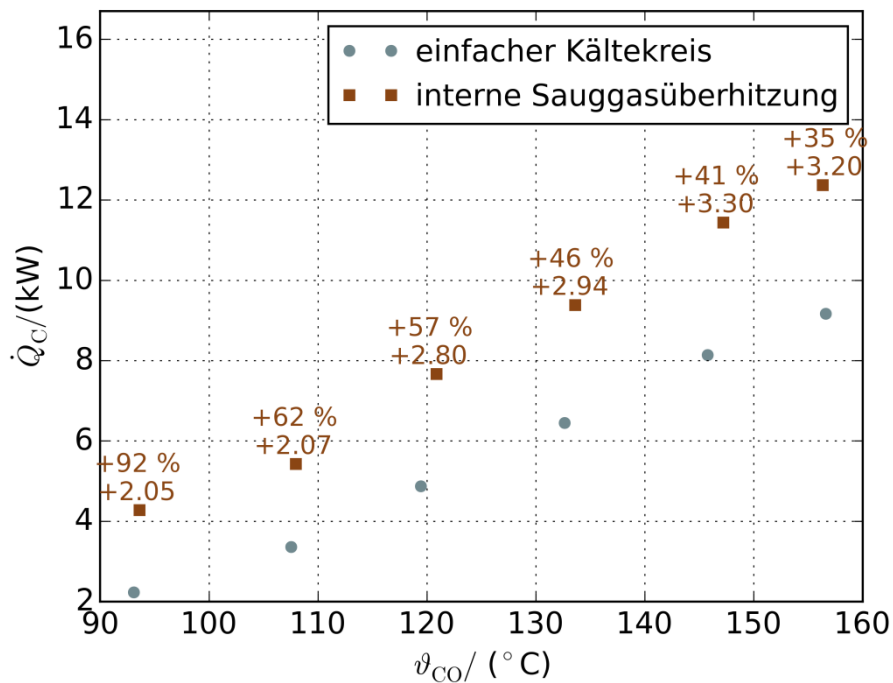
## 2.2.2 Heizleistung

Nebst einer Steigerung des Coefficient of Performance ( $COP_h$ ) ist als weiterer Effekt eine Leistungssteigerung der Heizleistung bei Messungen des Kältekreis mit interner Sauggasüberhitzung im Vergleich zum einfachen Kältekreis zu erkennen. Abbildung 11 und Abbildung 12 zeigen jeweils die Leistungssteigerung bei vergleichbaren Betriebsbedingungen in kW und als relativer Wert in %. Abbildung 11 zeigt die Gegenüberstellung bei mäßigem Temperaturunterschied zwischen Wärmequelle und –senke. Die Leistungssteigerung bei großem Temperaturunterschied zwischen Wärmequelle und –senke ist in Abbildung 12 dargestellt. Die Leistungssteigerung ergibt sich durch die Veränderung des gasförmigen Kältemittels am Verdichtereintritt des Kältemittelsaugrohrs.





**Abbildung 11: Gegenüberstellung der Heizleistung des einfachen Kältekreis (graue Punkte) des Kältekreis mit interner Sauggasüberhitzung (rote Quadrate) bei mäßigem Temperaturunterschied zwischen Wärmequelle und –senke**



**Abbildung 12: Gegenüberstellung der Heizleistung des einfachen Kältekreis (graue Punkte) des Kältekreis mit interner Sauggasüberhitzung (rote Quadrate) bei großem Temperaturunterschied zwischen Wärmequelle und -senke**

## 2.2.3 Verdichtung

Zur Bewertung der Verdichtung werden der isentrope Wirkungsgrad und der volumetrische Wirkungsgrad herangezogen. Abbildung 13 und Abbildung 14 zeigen die von beiden Kältekreis-Konfigurationen zusammengefassten Messergebnisse des isentropen und des volumetrischen Wirkungsgrads. Die Messergebnisse zeigen überwiegend ein zufriedenstellendes Ergebnis. Lediglich in sehr ungünstigen Betriebszuständen sinken die Wirkungsgrade ab.

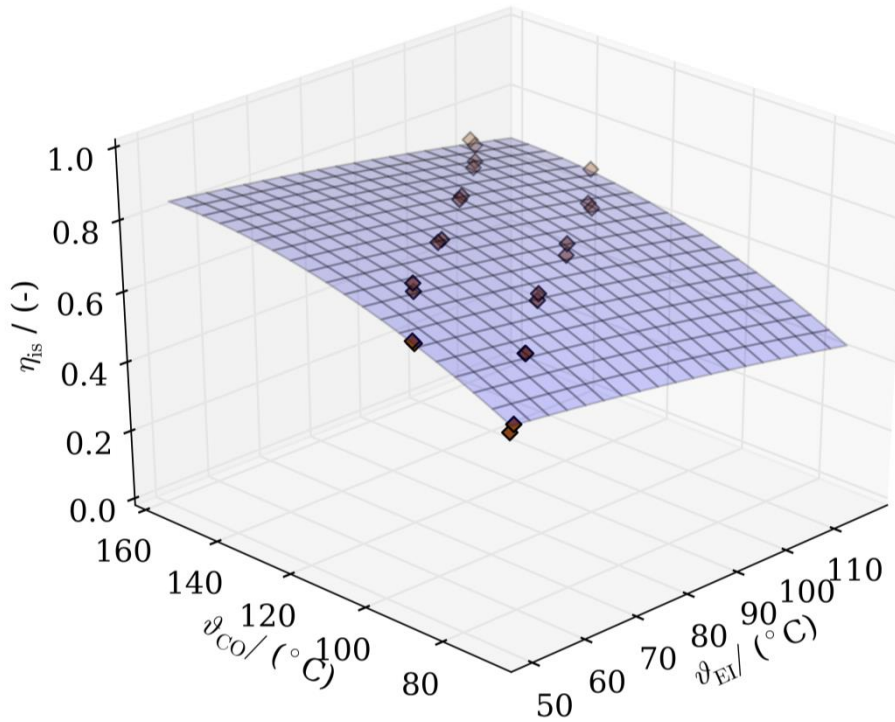


Abbildung 13: Ergebnis des isentropen Wirkungsgrads beider Kältekreis-Konfigurationen

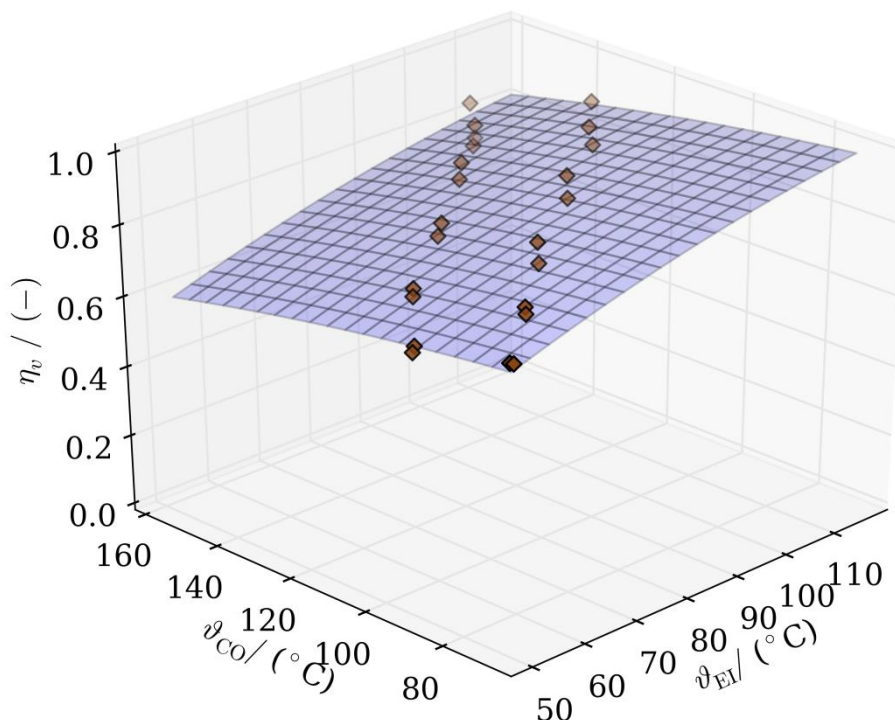


Abbildung 14: Ergebnis des volumetrischen Wirkungsgrads beider Kältekreis-Konfigurationen

## 2.3 Ökonomische und ökologische Bewertung

### 2.3.1 Methode

Es wurden Industrieprozesse identifiziert, die für die Anwendung von Hochtemperaturwärmepumpen gut geeignet sind. Durch Expertengespräche und Literaturdaten wurden geeignete Kombinationen von Quellen und Senken für die Wärmepumpe definiert und die wesentlichen Prozessparameter ermittelt.

#### 2.3.1.1 Prozesssimulation

Um die Auswirkungen der Integration einer Wärmepumpe auf den Prozess festzustellen, wurden Prozesssimulationen erstellt. Für stationäre Prozesse kam die Simulationssoftware IPSEpro (Integrated Process Simulation Environment) zur Anwendung. Dynamische Prozesse wurden mit der Programmiersprache Modelica in der Simulationsumgebung Dymola abgebildet.

##### 2.3.1.1.1 Stationäre Simulationen mit IPSEpro

IPSEpro ist ein gleichungsorientiertes Simulationsprogramm für stationäre Fließprozesse, das für Prozesssimulationen im Bereich der Kraftwerks- und Energietechnik entwickelt wurde. Für die Simulation wird der Prozess gemäß dem apparatetechnischen Aufbau als Fließbild in IPSEpro abgebildet. Die einzelnen Komponenten (Gaskessel, Wärmetauscher, Wärmepumpe, etc.) sind durch stoff- und energieführende Leitungen miteinander verbunden. Die Prozesskomponenten werden entsprechend den Erhaltungssätzen für Masse und Energie bilanziert und können entweder der Modellbibliothek der Simulationssoftware entnommen oder selbst angelegt werden.

Die Wärmepumpe wurde als eigene Prozesskomponente in IPSEpro angelegt. Dabei handelt es sich um ein Black-Box-Modell, das an Hand von den Prozesstemperaturen, Carnoteffizienz gemäß Gleichung (10) und einem zu definierenden Gütegrad (Definition gemäß (11)) die möglichen Leistungszahlen berechnet und damit den Strombedarf, die Wärme, die der Quelle entnommen wird und die nutzbare Wärme, die bereitgestellt wird, angibt. Da das Black-Box-Modell noch keine Auswahl des Kältemittels und des Verdichters benötigt, kann es in einem beliebigen Temperaturbereich zur Potentialabschätzung eingesetzt werden. Durch die Wahl des Gütegrades kann die Rechnung aber auch gut an reale Gegebenheiten angepasst werden. Mit dem Versuchsaufbau, der in diesem Projekt entwickelt wurde, wurde ein Gütegrad von rund 0,45 erzielt. Für die Simulationen wurde ein Gütegrad von 0,48 gewählt, da man davon ausgehen kann, dass der Gütegrad der Wärmepumpe durch Optimierungen gesteigert werden wird.

	$COP_{Carnot} = \frac{\vartheta_C + 273,15}{\vartheta_C - \vartheta_E}$	(10)
	$f_0 = \frac{COP_h}{COP_{Carnot}}$	(11)

##### 2.3.1.1.2 Dynamische Simulationen mit Dymola

Die dynamischen Untersuchungen wurden mit der Programmiersprache Modelica in der Simulationsumgebung Dymola durchgeführt.

Die Wärmepumpe wird durch ihre Komponenten - Verdampfer, Kondensator, Verdichter, Expansionsventil, Regelung – abgebildet. Diese Komponenten können entweder aus frei verfügbaren oder aus kommerziellen Bibliotheken ausgewählt werden. In dieser Arbeit wurde die kommerzielle TIL Bibliothek von TLK-Thermo GmbH eingesetzt. Diese enthält Modellbibliotheken zur Simulation stationärer und transienter thermodynamischer Systeme mit besonderem Fokus auf die Anwendung in der Kältetechnik. Zur Berechnung des Kältekreislaufes werden die thermodynamischen Eigenschaften des Kältemittels HFO-1336mzz-Z herangezogen und auf den Erfahrungen mit dem Versuchsaufbau aufgebaut. Die Prozesswärmeverbraucher werden als thermische Kapazitäten abgebildet, der Wärmeeintrag erfolgt durch ein strömendes Wärmeträgermedium. Die Modellierung quer zur Strömungsrichtung erfolgt im Sinne der Bondgraphentheorie. Der Aufbau des thermischen Netzwerks richtet sich nach der Vorgabe des realen Prozesses.

### **2.3.1.2 Berechnung techno-ökonomischer Kennzahlen**

Die Simulationsergebnisse sind die Grundlage für die Betrachtung der Umweltauswirkungen. Dazu werden die CO<sub>2</sub>-Emissionen und der Primärenergieeinsatz für den Prozess vor und nach der Integration der Wärmepumpe berechnet und gegenübergestellt. Vor der Integration der Wärmepumpe wird Prozesswärme zum Vergleich in erdgasbefeuerten Kesseln bereitgestellt. Durch den Einsatz der Wärmepumpe wird der Erdgaseinsatz reduziert, aber dafür elektrischer Strom für den Verdichter benötigt.

#### **2.3.1.2.1 Umweltauswirkungen**

Der CO<sub>2</sub>-Emissionsfaktor  $f_{CO_2}$  beschreibt, wie viel CO<sub>2</sub> pro Einheit an Endenergie, die als Prozesswärme verfügbar ist, in die Atmosphäre abgegeben wird. Der Primärenergiefaktor  $f_{Prim}$  gibt an, wie viel Energie benötigt wird um eine Einheit der Endenergie bereitzustellen. Dabei wird erfasst, wie viel Energie für die Förderung, Verarbeitung, Speicherung, Transport, Umwandlung, Übertragung und Verteilung benötigt wird. Hier werden nur nicht-erneuerbare Anteile des Primärenergieaufwandes betrachtet. Die CO<sub>2</sub>-Emissionen und der Primärenergieeinsatz hängen maßgeblich von der Zusammensetzung des elektrischen Stroms ab, die der Berechnung zu Grunde liegt. Um eine mögliche zeitliche Entwicklung darzustellen, werden verschiedene Faktoren für Strom und Gas verwendet, die in Tabelle 4 angeführt sind. Die Faktoren aus EN15603 gehen von einem großen nichterneuerbaren Anteil der Stromproduktion aus und gehen auf das Jahr 1996 zurück. Bei diesen CO<sub>2</sub>-Faktoren werden hier nur die CO<sub>2</sub>-Emissionen berücksichtigt. „Ö2011“ beschreibt die Erdgasnutzung und den elektrischen Strommix in Österreich im Jahr 2011, die Faktoren wurden GEMIS entnommen [5, 6]. Bei „Ö2030“ handelt es sich um eine Prognose für den österreichischen Strommix im Jahr 2030, die auf einer EU-Studie [7] beruht und mit GEMIS berechnet wurde. Die CO<sub>2</sub>-Faktoren aus „Ö2011“ und „Ö2030“ berücksichtigen auch andere treibhauswirksame Gase wie Methan (CO<sub>2</sub> Äquivalent).

Zur Berechnung der Einsparpotentiale werden die Betriebsstunden benötigt. Wenn nichts anderes angegeben wird, betragen die Volllaststunden 8400h/a.

**Tabelle 4: Überblick über die verwendeten CO<sub>2</sub>- und Primärenergiefaktoren**

				EN15603	Ö2011	Ö2030
CO <sub>2</sub> - Emissionen	f <sub>CO<sub>2</sub></sub>	Gas	g/kWh	277	248	248
		Strom	g/kWh	617	300	126
Primär- energie	f <sub>Prim</sub>	Gas	kWh/kWh	1,36	1,18	1,18
		Strom	kWh/kWh	3,14	1,07	0,46

Um die langfristigen Umweltauswirkungen während des Betriebes der Wärmepumpe beurteilen zu können, wird der „Total Equivalent Warming Impact“ (TEWI) für das getestete Kältemittel HFO-1336mzz-Z, sowie für das Kältemittel CFC-114 und für einen Gaskessel nach EN378 berechnet. TEWI umfasst sowohl die direkten Auswirkungen des Kältemittels auf den Treibhauseffekt, als auch den indirekten Beitrag der für den Betrieb der Anlage erforderlichen Energie.

$$TEWI = n (GWP \cdot m (f_L + 1 - \alpha_{Rückgewinnung}) + E_{Jahr} \cdot f_{CO_2})$$

Das direkte Treibhauspotential GWP (Global Warming Potential) entsteht durch Leckage und Rückgewinnungsverluste des Kältemittels und gibt an, wie hoch die Erwärmungswirkung eines Treibhausgases im Vergleich zu CO<sub>2</sub> über einen Zeitraum von 100 Jahren ist. Laut IPCC beträgt das GWP von CFC-114 10000 kg CO<sub>2</sub>/kg [8]. Das GWP von HFO-1336mzz-Z beträgt nach Angaben des Herstellers 2 kg CO<sub>2</sub>/kg [9]. Die Kältemittelfüllmenge m wird mit der Heizleistung der Wärmepumpe skaliert. Für den in diesem Projekt entwickelten Versuchsaufbau wurden 300 g Kältemittel / kW Heizleistung benötigt, bei handelsüblichen Anlagen liegt dieser Wert bei zwischen 150 – 200 g/kW. Damit man von weiteren Optimierungen ausgehen kann, wurde mit 250 g/kW gerechnet. Die Leckrate f<sub>L</sub> der Wärmepumpe wird zwischen 0,5% und 2% variiert, um ein aussagekräftiges Parameterfeld zu erhalten. Der IPCC gibt in seinem Bericht zum Schutz der Ozonschicht an, dass die Rückgewinnungsrate α bei industriellen Kälteanlagen wegen der großen Kältemittelmenge und den damit verbundenen Kosten sehr hoch ist und zwischen 92 und 97% liegt. Daher werden Rückgewinnungsraten von 92% und 97% betrachtet.

Das indirekte Treibhauspotential ergibt sich aus den CO<sub>2</sub>-Emissionen der Stromerzeugung für den Jahresenergiebedarf des Verdichters E<sub>Jahr</sub> bzw. aus der Verbrennung von Erdgas im Gaskessel. Es wird ein Zeitraum n von 20 Jahren betrachtet.

### 2.3.1.2.2 Wirtschaftlichkeit

Zur Beurteilung der Energiekosten ist das Preisverhältnis von elektrischem Strom und Gas maßgeblich. Wesentliche Unterschiede ergeben sich beim Strompreis durch die verschiedenen Netzebenen. Je höher der Leistungsbedarf des Unternehmens, desto höher ist die Netzebene und desto geringer die für die Netznutzung zu entrichtenden Tarife. Es wird mit den Preisen in Tabelle 5 gerechnet:

**Tabelle 5: Überblick über die verwendeten Strom- und Gaspreise**

		Kleine Unternehmen	Große Unternehmen
Gas	€/kWh	0,040	0,026
Strom	€/kWh	0,086	0,045
Preisverhältnis		2,2	1,7

Die Amortisationszeit wurde ohne Berücksichtigung von Zinsen und mit Investitionskosten von 350 €/kW Heizleistung für die Wärmepumpe berechnet. Dieser Wert liegt in der Mitte eines typischen Bandes, das von Herstellern für Industriewärmepumpen ohne Prozesseinbindung angegeben wird (ca. 250 bis 400 €/kW). Beim Gaskessel wurde mit 100 €/kW Heizleistung gerechnet.

Die Wärmegestehungskosten wurden für einen Zeitraum von 20 Jahren nach der VDI Richtlinie 2067 ermittelt. Es wurden dazu Kapitalkosten nach der Annuitätenmethode mit einem Zinssatz von 4% berechnet. Außerdem wurden Betriebskosten basierend auf den Preisen in Tabelle 5 und Instandsetzungs-, Wartungs- und Inspektionskosten basierend auf Tabelle 6 berücksichtigt. Die Instandsetzungs-, Wartungs- und Inspektionskosten wurden der VDI Richtlinie entnommen. Die Zahlen für die Wärmepumpe beziehen sich dabei sehr wahrscheinlich auf Haushaltsgeräte. In erster Näherung wird davon ausgegangen, dass Industriewärmepumpen ein ähnliches Wartungsverhalten zeigen.

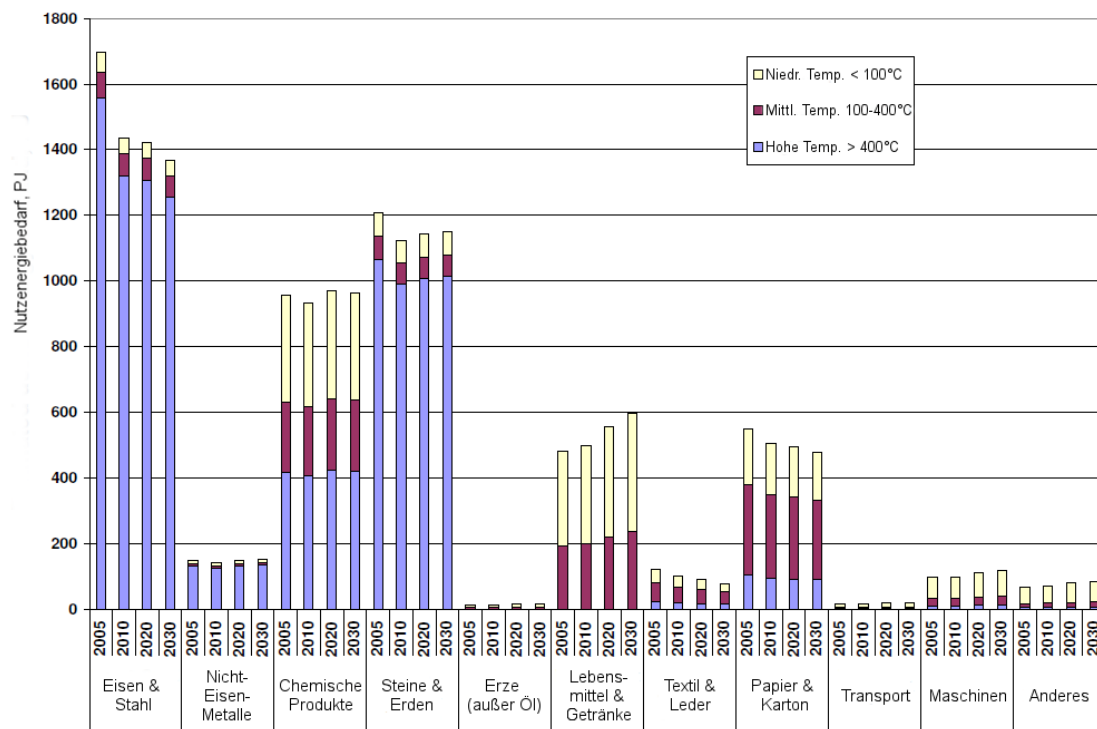
**Tabelle 6: Faktoren für Instandsetzung, Wartung und Inspektion**

		Wärmepumpen	Gaskessel
Instandsetzung	% Investition	1	2
Wartung, Inspektion	% Investition	1,5	1,5

Außerdem wurden die Auswirkungen von CO<sub>2</sub>-Zertifikaten auf die Wirtschaftlichkeit betrachtet. Durch CO<sub>2</sub>-Zertifikate wird der Einsparung von CO<sub>2</sub>-Emissionen ein monetärer Wert zugewiesen. Der Zertifikatspreis wurde zwischen 20 – 80 €/t CO<sub>2</sub> variiert.

### 2.3.2 Auswahl der Anwendungsfälle

Es wurden Erhebungen zum Potential der Wärmepumpe für die österreichische Industrie durchgeführt. Dabei waren vor allem die Relevanz der Branche für die österreichische Industrie und die auftretenden Temperaturbereiche, sowohl für die nutzbare Abwärme als auch für die benötigte Prozesswärme maßgeblich.



**Abbildung 15: Industrieller Nutzwärmebedarf in den EU27 Staaten [10]**

Eine Studie des Joint Research Center der EU, in der der Industriewärmebedarf erhoben wurde, zeigt, dass vor allem die chemische Industrie, die Papier- und Zellstoffindustrie und die Lebensmittelindustrie für die Anwendung von Wärmepumpen besonders geeignet sind. Abbildung 15 zeigt den industriellen Nutzwärmebedarf in den EU27 Staaten in den verschiedenen Branchen. Wärme auf besonders hohem Temperaturniveau wird für die Eisen- und Stahlerzeugung, sowie für die Verarbeitung von Steinen und Erden eingesetzt. Branchen, die Nutzwärme auf niedrigem und mittlerem Temperaturniveau (bis 400 °C) benötigen, sind die chemische Industrie, die Lebensmittel- und Getränkeindustrie und die Papierindustrie. Es wird erwartet, dass bis zum Jahr 2030 der Industriewärmebedarf in der Lebensmittelindustrie und der chemischen Industrie steigen wird, in der Papier- und Zellstoffindustrie geht man von einer Abnahme des Wärmebedarfs aus [10]. Die in der Studie ausgewiesenen Branchen sind auch in Österreich von großer Relevanz.

Für das Potential von industriellen Wärmepumpenanwendungen ist die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe entscheidend. Abbildung 16 illustriert die typischen Betriebstemperaturen von industriellen Wärmeverbrauchern in verschiedenen Branchen [11]. Die Farben der Temperaturbänder verdeutlichen den jeweiligen Entwicklungsstand der Wärmepumpen, die dunkelroten Bänder sind für Wärmepumpen, wie den in diesem Projekt entwickelten Versuchsaufbau, von besonderer Relevanz. Neben der Temperaturübersicht sind auch die auf das jeweilige Produkt bezogenen spezifischen Wärmeverbräuche in kJ/kg der betrachteten Prozesse angegeben.

# Neue Energien 2020 - 5. Ausschreibung

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

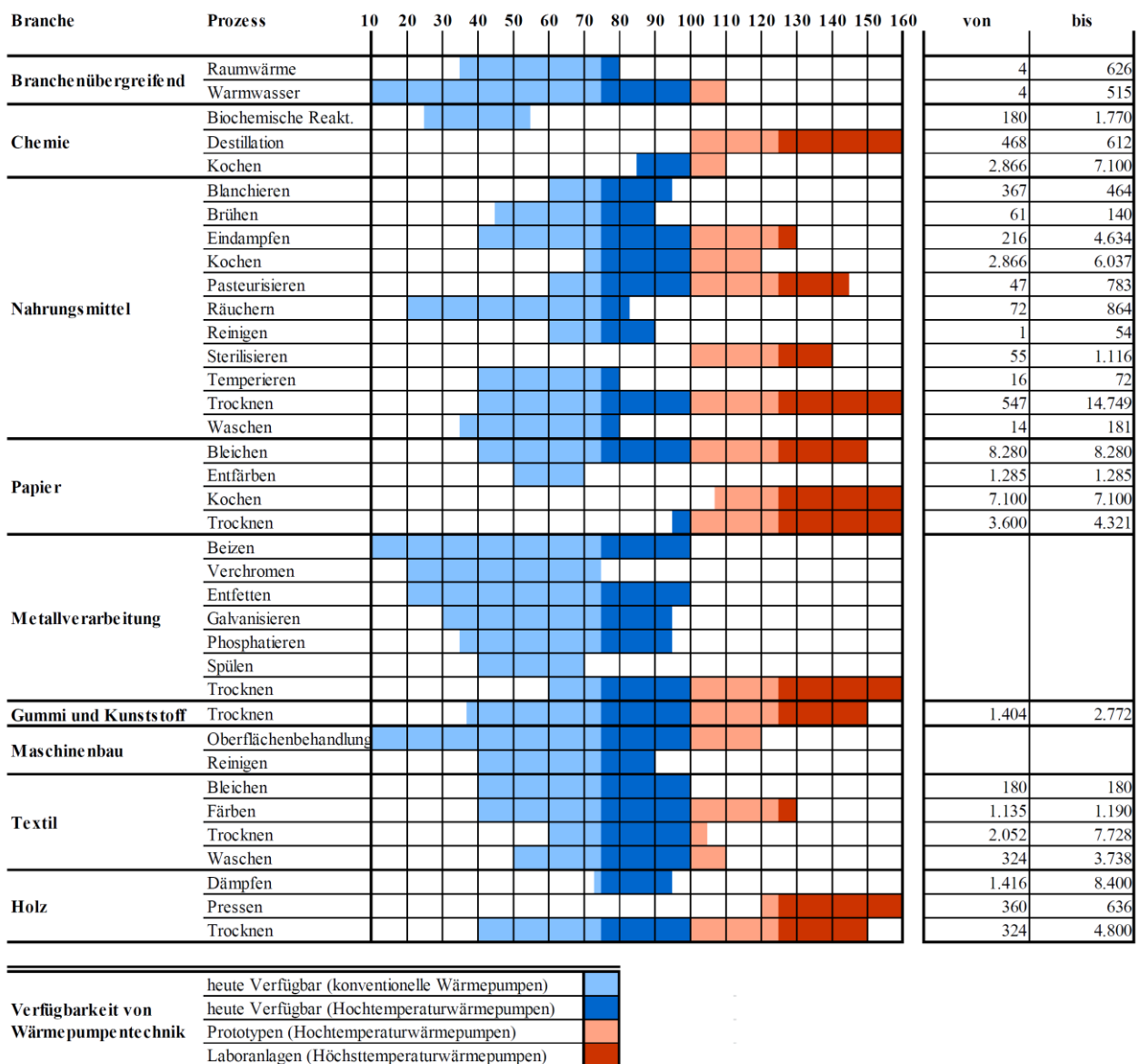


Abbildung 16: Überblick über den Wärmebedarf verschiedener industrieller Prozesse [11]

## 2.3.2.1 Papierindustrie

In Österreich gibt es rund 1000 Unternehmen in der Papier-, Zellstoff- und Druckindustrie mit 30.000 Beschäftigten [12]. Im Jahr 2013 wurden in dieser Branche 71.000 TJ Nutzenergie verbraucht, davon wurde mehr als die Hälfte zur Dampferzeugung eingesetzt [13]. Typische Prozessdampftemperaturen liegen in der Papierindustrie bei bis zu 200 °C. Dieser Wärmebedarf wird zu 50% mit Erdgas gedeckt. Dafür ist auch die Hochtemperaturwärmepumpe gut geeignet.

## 2.3.2.2 Lebensmittelindustrie

Auch die Nahrungs- und Genussmittelindustrie ist in Österreich von großer Bedeutung, es gibt ca. 4000 Unternehmen mit 80.000 Beschäftigten in dieser Branche [12]. Es wurden 24.000 TJ Nutzenergie im Jahr 2013 verbraucht, davon wurden 38% zur Dampferzeugung und 20% für Industrieöfen eingesetzt [13]. Als Hauptenergieträger dient hier Erdgas (ca. 70%). Eine geeignete Anwendung für die



Hochtemperaturwärmepumpe in dieser Branche sind die Prozessschritte des Trocknens und des Backens, für die Wärme zwischen 100-200 °C benötigt wird.

### 2.3.2.3 Chemie und Petrochemie

Großer Energiebedarf besteht auch in der Chemie und Petrochemie, in der es ca. 1000 Unternehmen mit 60.000 Beschäftigten in Österreich gibt [12]. Energie wird vor allem für die Dampfproduktion (32%) und für Industrieöfen (28%) eingesetzt, auch hier wird hauptsächlich Erdgas genutzt [13]. Für die Hochtemperaturwärmepumpe kommt in dieser Branche neben der Dampfproduktion auch die Kunststoffverarbeitung in Frage, bei der die Wärmenutzungstemperaturen auch zwischen 100-200 °C liegen. Für dieses Projekt ist vor allem die Verarbeitung von Verbundwerkstoffen von großem Interesse, da die Temperaturniveaus sehr gut zum Versuchsaufbau passen. Außerdem werden diese Materialien stark nachgefragt, da sie Hochleistungswerkstoffe sind, die im Leichtbau und der Fahrzeugindustrie eingesetzt werden.

### 2.3.2.4 Fazit

Es werden die folgenden Prozesse genauer betrachtet:

**Papierindustrie:** Die feuchte Abluft, die bei der Papiertrocknung anfällt, wird als Quelle genutzt, die Wärmepumpe erzeugt Prozessdampf.

**Lebensmittelindustrie:** Als Quelle für die Wärmepumpe dient die Abwärme der Kältemaschine, mit der Milch in einer Molkerei gekühlt wird. Es wird Prozessdampf erzeugt.

**Chemie und Petrochemie:** Die Wärmepumpe wird zum gleichzeitigen Heizen und Kühlen bei der Herstellung von Verbundwerkstoffen eingesetzt.

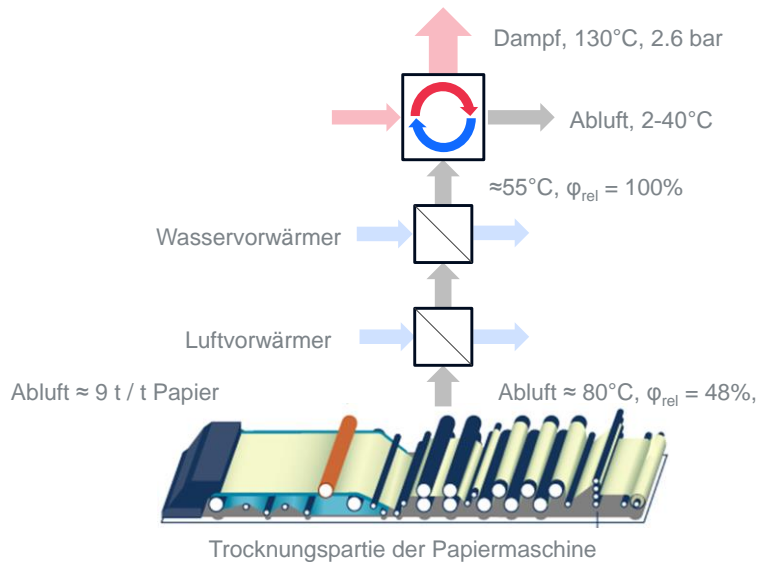
## 2.3.3 Techno-ökonomische Bewertung der Anwendungsfälle

### 2.3.3.1 Papierindustrie

Bei der Papierherstellung wird der Holzzellstoff zunächst gemahlen und mit Zusatzstoffen wie Leim, Stärke etc. versetzt. Der aufbereitete Zellstoff gelangt zur Papiermaschine, wo die Fasern im ersten Teil der Papiermaschine, der Siebpartie, auf ein großes umlaufendes Sieb fließen. Hier entsteht die Papierbahn. Wasser wird durch das Sieb abgesaugt. In der nachfolgenden Pressenpartie wird die Papierbahn mechanisch entwässert und durch Walzenpressen ausgepresst. Der verbleibende Wassergehalt von ca. 50% wird in der Trockenpartie thermisch getrocknet. Dazu wird das Papier über mit Dampf beheizte Trockenzylinder geführt. Die Dampfbereitstellung erfolgt in thermischen Kraftwerken, die von gasbefeuerten GuD Anlagen bis zu Biomassekraftwerken reichen, in denen Rinde und Lauge aus der Zellstoffproduktion verbrannt werden.

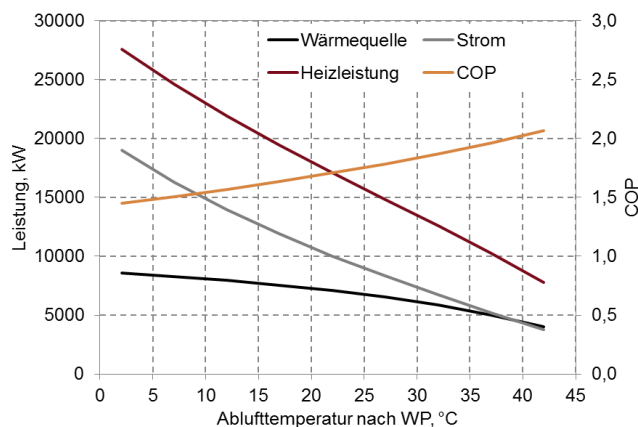
Die Papiertrocknung macht etwa 90% des Prozesswärmebedarfs einer Papierfabrik aus [14]. Dabei entsteht feuchte, warme Abluft mit rund 80 °C und 48% rel. Feuchte. Man kann mit rund 9 t Abluft pro t Papier rechnen [15]. Die Abluft wird über eine Haube abgesaugt und zur Vorwärmung von Luft und Prozesswasser genutzt. Nach der Abwärmenutzung beträgt die Temperatur 55 °C, der Luftstrom ist vollständig gesättigt. Eine weitere Nutzung dieses Stromes ist auf Grund der niedrigen Temperatur nicht mehr möglich. Die Hochtemperatur-Wärmepumpe kann die Abluft als Wärmequelle nutzen. Dadurch wird auch ein Teil der Kondensationsenergie des Wassers rückgewonnen.

Im Folgenden wird die Integration einer Hochtemperatur-Wärmepumpe in den Abluftstrom einer Papiermaschine betrachtet, die jährlich 100000 t Papier produziert. Die Wärmepumpe liefert Dampf mit 130 °C, der beispielsweise im Niederdruckdampfnetz genutzt werden kann (Abbildung 17).



**Abbildung 17: Nutzung der feuchten Abluft einer Papiermaschine, Papiermaschinenskizze entnommen aus [16]**

Da es sich um einen stationären Prozess handelt, wird das Simulationsfließbild, das die Abluft, die bestehende Abwärmenutzung zur Luft- und Wasservorwärmung und die Wärmepumpe umfasst, in IPSEpro abgebildet. Es wird die Abkühlung des Luftstroms durch die Wärmepumpe von 2-40 °C variiert. Abbildung 18 illustriert, wie die Heizleistung der Wärmepumpe mit zunehmender Abkühlung des Luftstroms steigt. Dadurch nimmt auch der Temperaturhub der Wärmepumpe zu, der COP wird deutlich geringer. Der COP liegt zwischen 1,5 und 2,1, die Heizleistung reicht von 7 – 28 MW. Bei großem Temperaturhub wird mehr Wärme durch den Verdichter bereitgestellt als der Quelle entnommen wird.

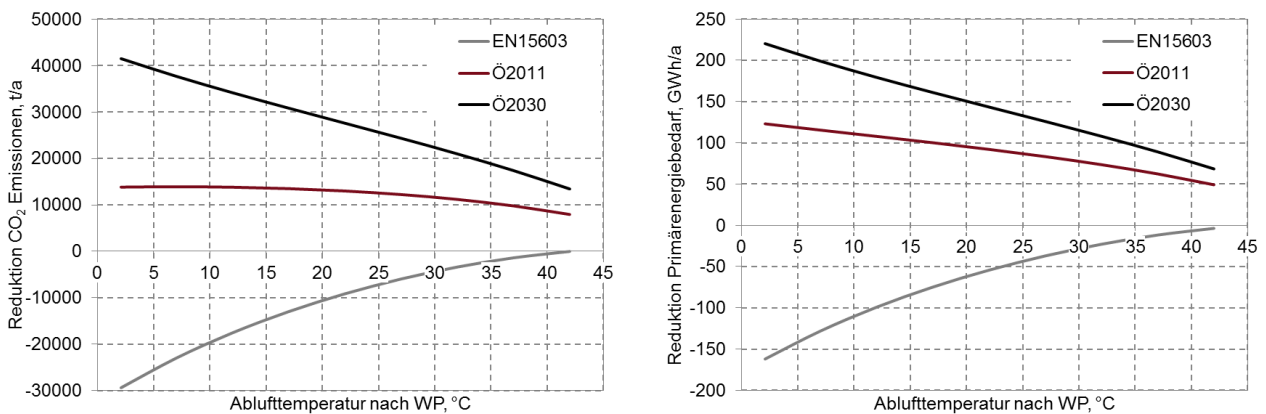


**Abbildung 18: Leistungen und COP der Wärmepumpe**

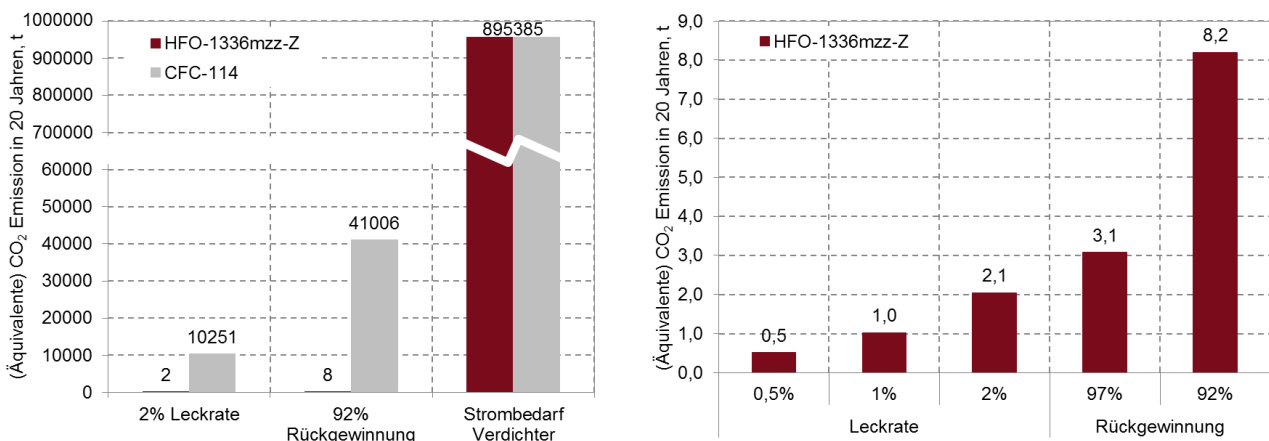
Abbildung 19 zeigt, wie groß das CO<sub>2</sub>-Emissions- und das Primärenergiereduktionspotential sind. Dabei fällt der Unterschied auf, der sich aus den verschiedenen Faktoren für Strom und Gas ergibt. Nach der Berechnung basierend auf der EN15603 verringert der Einsatz der Wärmepumpe weder

CO<sub>2</sub>-Emissionen noch den Primärenergiebedarf. Der hier zu Grunde liegende Strommix enthält allerdings große Teile nicht-erneuerbarer Stromerzeugung, die auf Österreich nicht zutreffen. Mit den Faktoren für den österreichischen Strommix 2011 ergibt sich ein Einsparpotential von bis zu 14000 t CO<sub>2</sub>/a, das Maximum wird bei der Abkühlung der Abluft auf 12 °C erreicht. Die Primärenergieeinsparung beträgt bis zu 120 GWh/a, das Maximum liegt hier bei der größten Abkühlung auf 2 °C. Mit dem Strommix, der für das Jahr 2030 prognostiziert wird und der vorwiegend aus Wasser- und Windkraft besteht, ergeben sich noch höhere Einsparpotentiale.

Die TEWI Berechnung zeigt die Auswirkungen der Anlage auf den Treibhauseffekt und kann durch die Unterscheidung von direkten und indirekten Emissionen auch zur Optimierung der Wärmepumpe herangezogen werden. Abbildung 20 zeigt die Ergebnisse für verschiedene Leckraten und Rückgewinnungsverluste für HFO-1336mzz-Z und einen Vergleich mit dem mittlerweile verbotenen Kältemittel CFC-114. Für den Vergleich wurde das Maximum der direkten Emissionen (2% Leckrate und 92% Rückgewinnung) herangezogen, die Wärmepumpe kühlt die Abluft auf 37 °C ab. Die Emissionen, die durch Leckage und Rückgewinnungsverluste von CFC-114 entstehen, machen 5,4% der gesamten Emissionen aus. Bei der Verwendung von HFO-1336mzz-Z kann der Anteil auf 0,001% gesenkt werden. Um den TEWI der Wärmepumpe zu verringern, ist neben einem Kältemittel mit niedrigem GWP der Einsatz von effizienten Verdichtern und erneuerbarem Strom von großer Bedeutung.



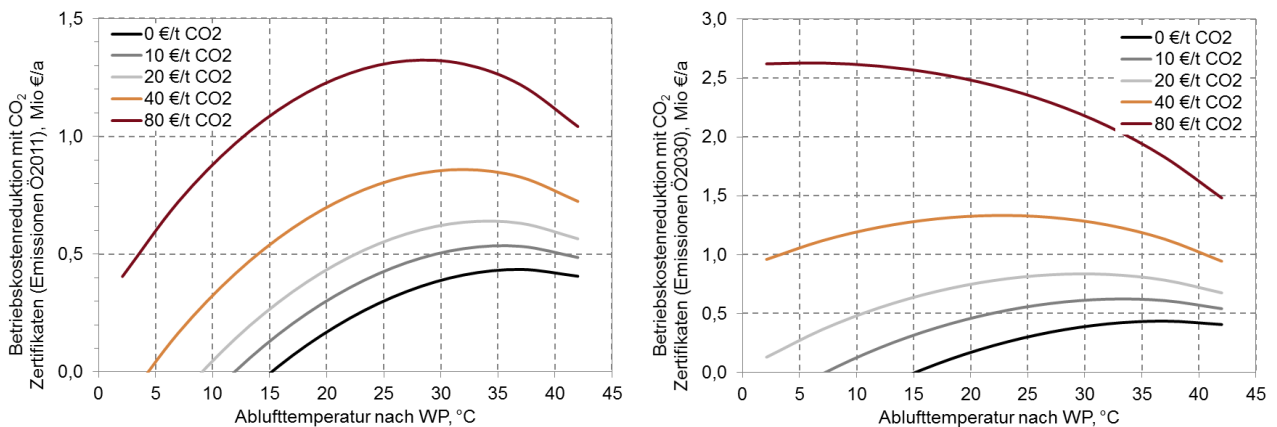
**Abbildung 19: CO<sub>2</sub> und Primärenergie**



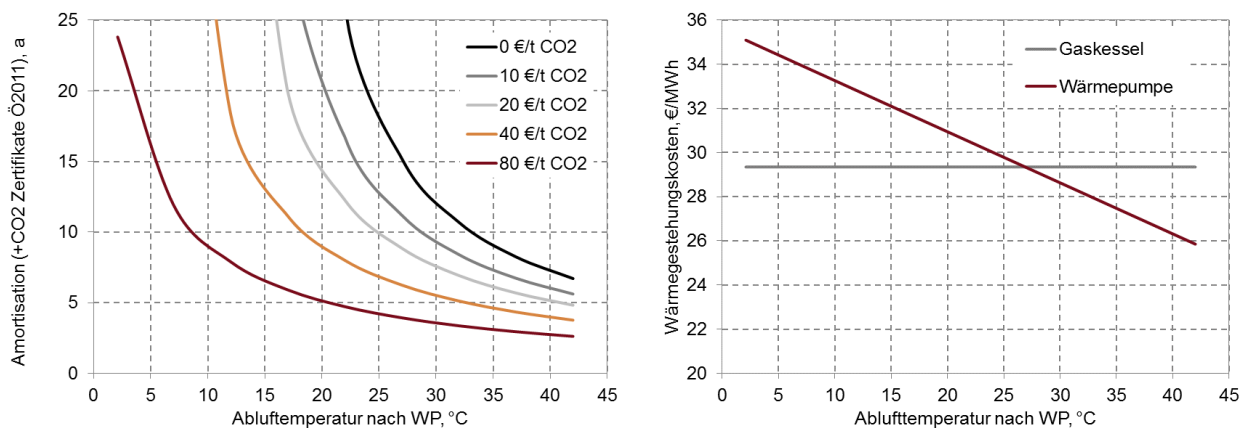
**Abbildung 20: TEWI Kategorien und Vergleich**

Die Betriebskostensparnis wird in Abbildung 21 dargestellt, es werden hier auch Zuverdienste durch den Handel mit CO<sub>2</sub> Zertifikaten berücksichtigt. Die CO<sub>2</sub>-Einsparungen wurden mit den Faktoren Ö2011 berechnet. Ohne CO<sub>2</sub> Zertifikate ist eine Abkühlung unter 15 °C wirtschaftlich nicht sinnvoll. Die größte Ersparnis wird bei 37 °C Ablufttemperatur erreicht und beträgt 440000 €/a (schwarze Linie). Mit zunehmendem CO<sub>2</sub>-Preis verschiebt sich das Maximum der Einsparung zu niedrigeren Temperaturen. Bei einem CO<sub>2</sub>-Preis von 80 €/t können so bis zu 1,2 Mio. €/a gespart werden. Werden CO<sub>2</sub>-Zertifikate zu ausreichend hohen Preisen gehandelt, bieten sie daher eine sinnvolle Möglichkeit, verstärkte Anstrengungen zur Emissionsreduktion zu unternehmen.

Die Amortisation dieser Anlage liegt je nach Größe zwischen 7 und 100 Jahren. Da bei dieser Rechnung nur die Betriebskosten und die Investition der Wärmepumpe eingehen, kann man daraus nur eine Aussage über die prinzipielle Machbarkeit ableiten. Man erkennt gut, dass nur eine geringe Abkühlung der Abluft wirtschaftlich interessant sein wird. Auch hier sieht man den positiven Einfluss der CO<sub>2</sub>-Zertifikate. Die Wärmegestehungskosten dieser Anlage liegen bei 26 bis 35 €/MWh bei einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren. Im Vergleich dazu belaufen sich die Wärmegestehungskosten eines Gaskessels auf 29 €/MWh. Bei geringer Abkühlung der Abluft ist die Nutzung dieser Abwärmequelle wirtschaftlich sinnvoll.



**Abbildung 21: Betriebskosten und CO<sub>2</sub> Zertifikate**



**Abbildung 22: Amortisation und Wärmegestehungspreis**

### 2.3.3.2 Lebensmittelindustrie

Molkereien verarbeiten Rohmilch zu einer Reihe von Produkten, meist werden an einem Standort mehrere Produkte, wie Frischmilch, Buttermilch, Obers, Milchkonzentrate, etc. hergestellt. Zu den energieintensivsten Prozessen, die in einer Molkerei auftreten, zählen das Homogenisieren, das Pasteurisieren und die UHT-Erhitzung [17].

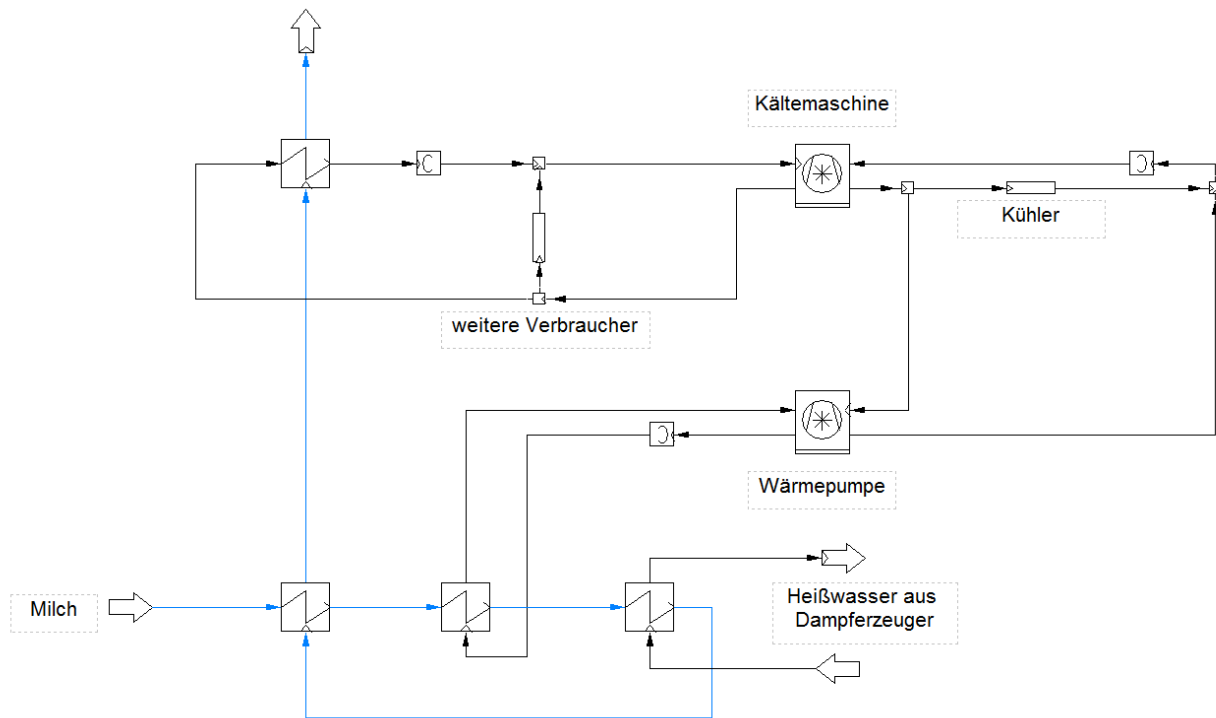
Beim Homogenisieren wird die Milch unter hohem Druck durch feine Düsen gepresst, dabei werden die Fetttröpfchen zerkleinert, gleichmäßig in der Milch verteilt und das Absetzen von Rahm verlangsamt.

Zum Pasteurisieren wird Frischmilch auf ca. 70-75 °C erhitzt. Dabei werden pathogene Keime abgetötet, die Milch ist gekühlt etwa 6-10 Tage haltbar. Im Unterschied zum Pasteurisieren wird bei der UHT Erhitzung Milch kurz auf 130-140 °C erhitzt und rasch wieder abgekühlt (ultrahochtemperiert = UHT). Dadurch werden zahlreiche Keime abgetötet und eine lange Haltbarkeit ermöglicht. Zum Homogenisieren wird elektrische Energie für die Hochdruckpumpen benötigt, zur Wärmebereitstellung für das Pasteurisieren und die UHT-Erhitzung dient ein Gaskessel. Der dort erzeugte Dampf wird als Heißwasser mit rund 6 bar in Wärmetauschern eingesetzt.

Im Folgenden wird eine Wärmepumpe für die UHT Erhitzung in einer Molkerei betrachtet. Neben anderen Produkten werden 10000 l/h UHT-Milch hergestellt. Da Milch bei 5 °C gelagert wird, wird Prozesskälte mit einer NH<sub>3</sub>-Kälteanlage erzeugt. Der Kondensator der NH<sub>3</sub>-Kälteanlage, der die Abwärme an die Umgebung abgibt, kann durch die Wärmepumpe als Wärmequelle genutzt werden. Für die UHT-Erhitzung wird Heißwasser mit bis zu 142 °C benötigt, es werden dazu verschiedene Wärmenutzungstemperaturen der Wärmepumpe betrachtet. Liefert die Wärmepumpe keine ausreichend hohe Temperatur, dient die Wärmepumpe nur als Vorwärmung und es wird mit Dampf nachgeheizt.

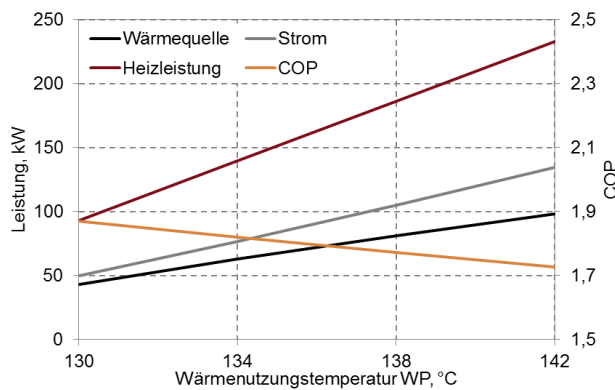
In Bezug auf Strom- und Gaspreis handelt es sich um ein kleines Unternehmen, die Betriebsstunden betragen 7000 h/a.

Die Molkerei wird in IPSEpro abgebildet, da es sich um einen stationären Prozess handelt. In der Simulation werden die Milch, die Kältemaschine, das Heißwasser und die Wärmepumpe erfasst, das Fließbild wird in Abbildung 23 dargestellt.



**Abbildung 23: Molkereiprozess mit Kältemaschine und Wärmepumpe**

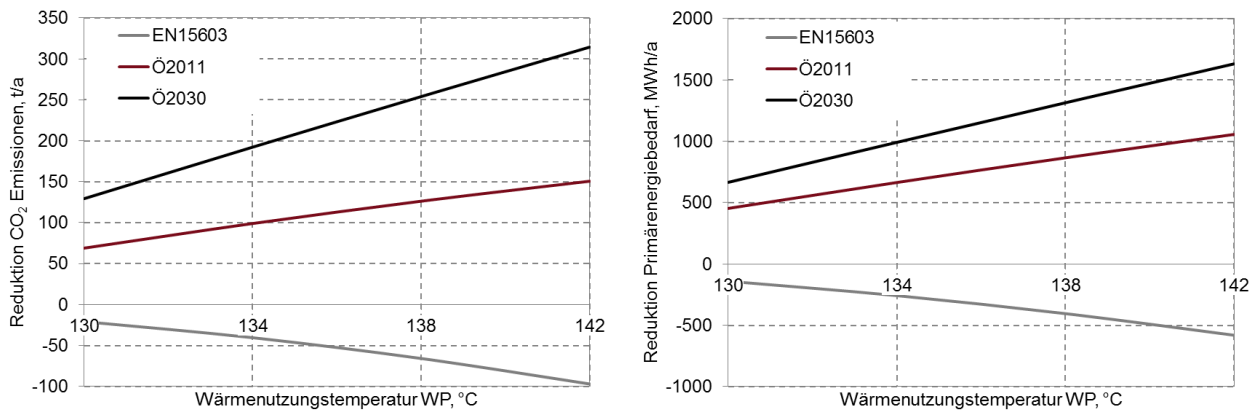
Abbildung 24 zeigt, wie viel Wärme die Wärmepumpe bei verschiedenen Wärmenutzungstemperaturen liefert. Bei höheren Temperaturen nimmt der Temperaturhub zu und der COP, der zwischen 1,7 und 1,9 liegt, nimmt ab.



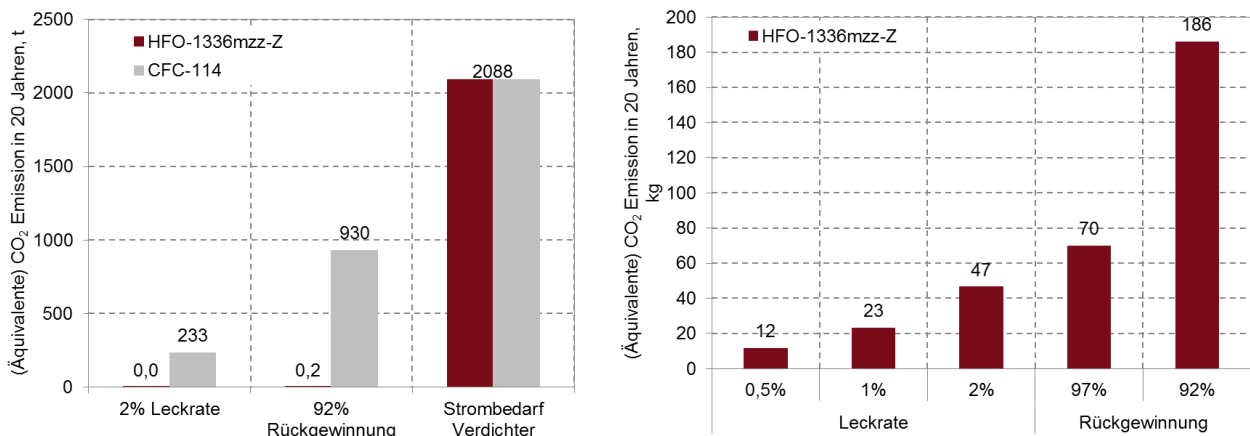
**Abbildung 24: Leistungen und COP der Wärmepumpe**

Wie bei der Papierfabrik werden durch die Integration einer Wärmepumpe CO<sub>2</sub>-Emissions- und Primärenergieeinsparungen erzielt, wenn bei der Berechnung der österreichische Strommix zu Grunde gelegt wird. Bei einer Wärmenutzungstemperatur von 142 °C wird kein Dampf zur Nachheizung mehr benötigt, hier wird mit 315 t CO<sub>2</sub> und 1630 MWh die höchste jährliche Einsparung erzielt (Abbildung 25). Für den TEWI Vergleich in Abbildung 26 wurde wieder das Maximum der direkten Emissionen herangezogen (2% Leckrate und 92% Rückgewinnung), die Wärmepumpe liefert 142 °C. Bei der Verwendung von HFO-1336mzz-Z kann der Anteil der direkten Emissionen auf 0,001% gesenkt werden. Würde CFC-114 verwendet werden, machten die direkten Emissionen 36% der gesamten Emissionen aus. Durch die geringere Leistung der Wärmepumpe mit rund 230 kW Heizleistung hat der hohe GWP

Wert des Kältemittels mit 10000 kg CO<sub>2</sub>/kg besonders großen Einfluss. Vor allem die Rückgewinnungsverluste sind von großer Bedeutung.



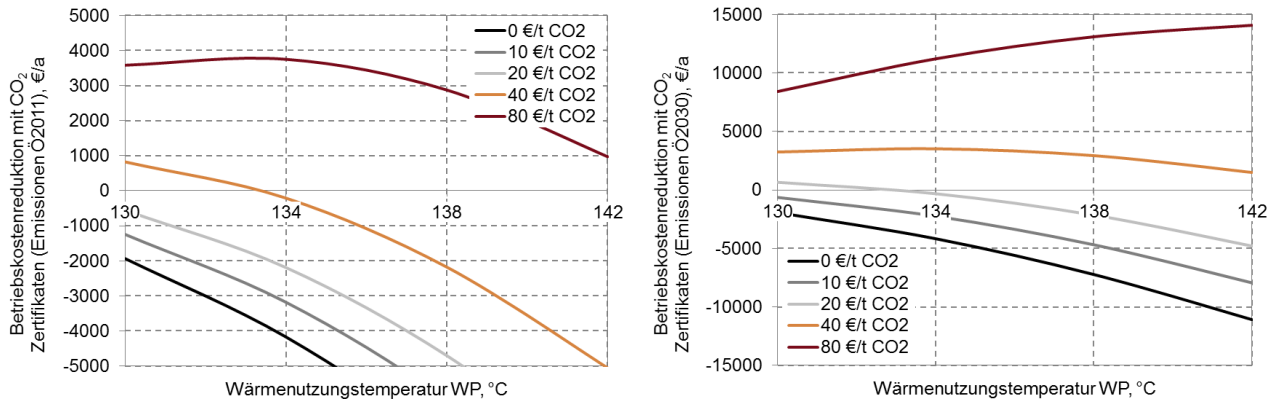
**Abbildung 25: CO<sub>2</sub> und Primärenergie**



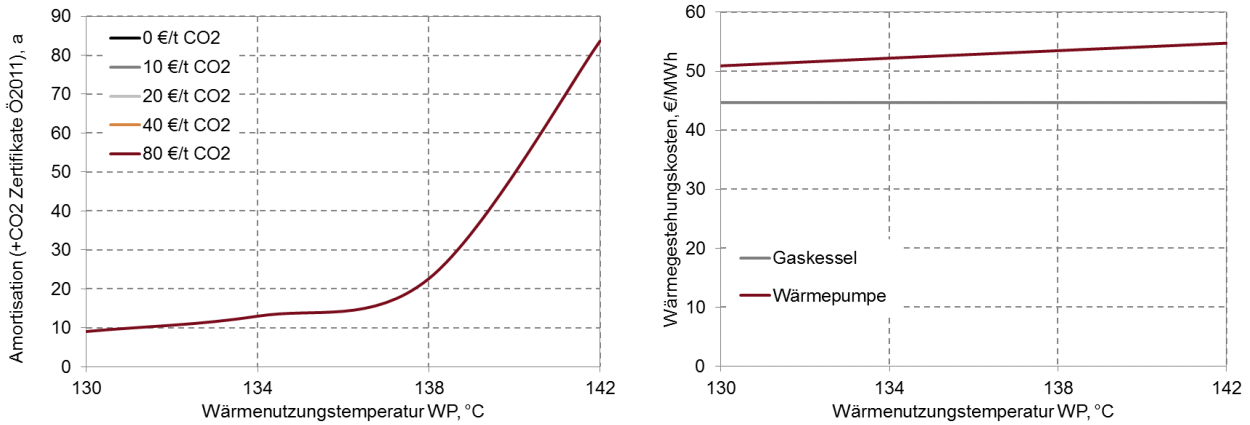
**Abbildung 26: TEWI Kategorien und Vergleich**

Da es sich bei der betrachteten Molkerei von der Preisstruktur um ein kleines Unternehmen handelt, ist Strom deutlich teurer als Gas. Daher kann ohne Vergütung der CO<sub>2</sub> Einsparung durch Zertifikate keine Betriebskostenreduktion erzielt werden. Die Amortisationszeiten liegen zwischen 10 und 50 Jahren, was den Einbau einer Wärmepumpe wenig attraktiv erscheinen lässt. Auch die Wärmegestehungskosten der Wärmepumpe liegen über den Kosten des Gaskessels.

Für einen wirtschaftlicheren Betrieb wird daher eine Abwärmequelle mit höherem Temperaturniveau benötigt, wie zum Beispiel warmes Wasser aus der Prozessreinigung, das ebenfalls typischerweise in Molkereien vorhanden ist.



**Abbildung 27: Betriebskosten und CO<sub>2</sub> Zertifikate**



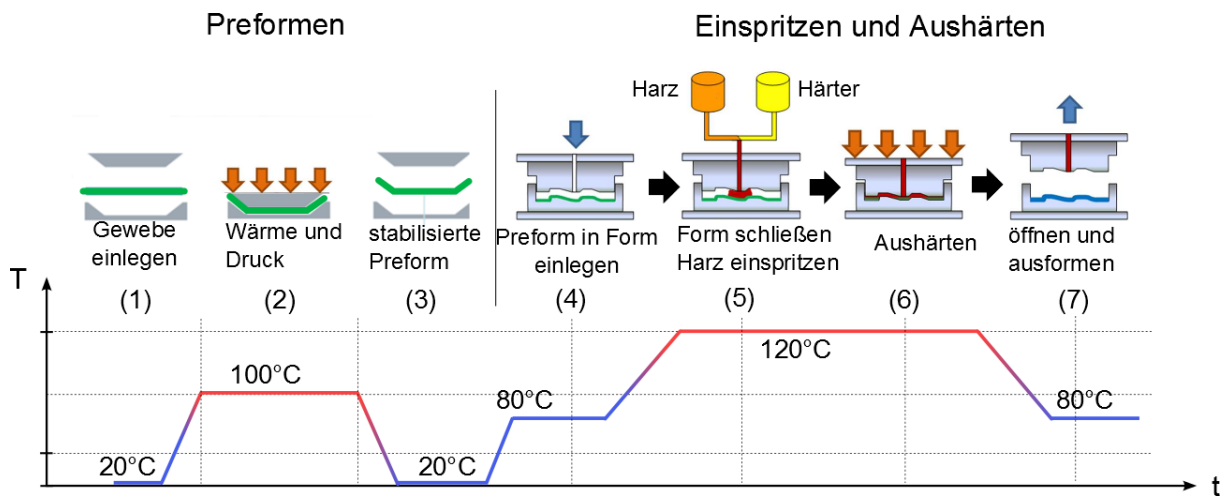
**Abbildung 28: Amortisation und Wärmegegestehungspreis**

### 2.3.3.3 Verbundwerkstoffe

Für die Herstellung von Formteilen aus Verbundwerkstoffen wird hier das sogenannte Harzinjektionsverfahren betrachtet. Der Prozess besteht zumeist aus zwei Teilen, dem Preformen und dem Einspritzen und Aushärten. Beim Preformen wird das Gewebe, das aus Glasfaser oder Kohlefaser besteht, zunächst in eine stabile Form gebracht. Die endgültige Form erhält das herzustellende Formteil beim anschließenden Einspritzen und Aushärten. Beim Preformen sind Temperaturen von etwa 80 bis 140 °C erforderlich, wobei das Formteil am Ende dieses Abschnitts wieder auf etwa 20 °C abgekühlt wird. Die Temperatur für das Einspritzen und Aushärten liegt bei etwa 80 bis 180 °C. Die genaue Temperatur hängt vom verwendeten Harz ab. Die Form, in der das Werkstück unter hohem Druck geformt wird, muss anschließend wieder auf 70 bis 90 °C abgekühlt werden.

Die einzelnen Arbeitsschritte des Harzinjektionsverfahrens sind in Abbildung 29 zu sehen. Die Aufheizphasen dauern dabei zwischen 2 und 10 min. Wegen der geringen Dauer sind entsprechend hohe Leistungen, die im Bereich von bis zu 6 kW je kg Produkt liegen, erforderlich. Die Wärmeübertragung in der Form erfolgt üblicherweise durch ein Wärmeträgermedium wie Wasser oder Thermoöl, das durch Heiz- und Kühlkanäle im Formwerkzeug geleitet wird.



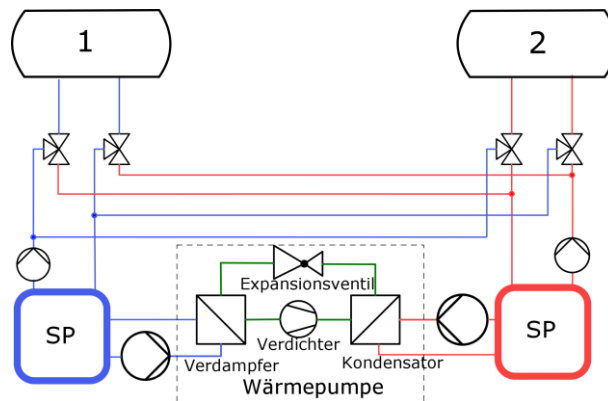


**Abbildung 29: Temperaturverlauf beim Preformen, Einspritzen und Aushärten des Harzinjektionsverfahrens [18]**

Im Folgenden werden die Schritte 4 – 7 aus Abbildung 29 näher betrachtet. Das Werkstück wird 10 min lang erhitzt und 30 min bei 120 °C gehalten. Dabei wird Harz eingespritzt, das ausgehärtet wird. Danach wird das Werkstück 10 min abkühlt.

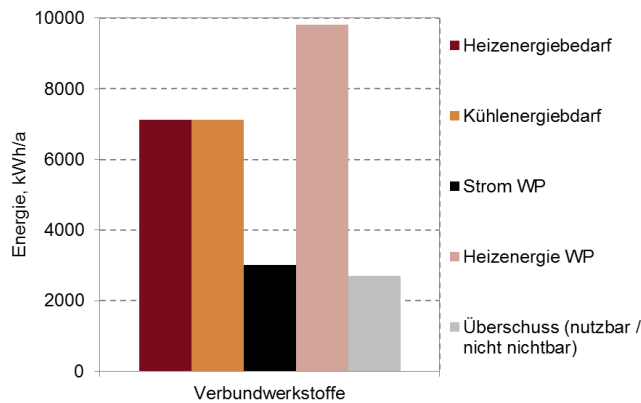
Durch die Integration einer Wärmepumpe kann der Kühlvorgang als Quelle für das Aufheizen genutzt werden. Abbildung 30 zeigt, wie die Wärmepumpe dafür in den Prozess eingebunden wird. Ein warmer und ein kalter Speicher mit 75 bzw. 120 °C versorgen das Formwerkzeug mit warmem oder kaltem Wärmeträgermedium, die Wärmepumpe arbeitet zwischen den beiden Speichern. Dieser Aufbau, der aus Formwerkzeug, Werkstück, Speichern und den verschiedenen Komponenten der Wärmepumpe besteht, wurde mit Dymola abgebildet und dynamisch simuliert [18]. Die Simulation liefert den Wärmebedarf, die Kühllast und die Stromaufnahme der Wärmepumpe für eine angenommene Produktion von 5 t/a. Da bei dieser Prozessvariante nur ein Fünftel der Zyklusdauer geheizt wird, kann eine Wärmepumpe für 5 Formen eingesetzt werden. Dadurch ist die Wärmepumpe die gesamte Zyklusdauer in Betrieb, was die Auslastung deutlich erhöht.

Für die Größe der Wärmepumpe ist die Kühllast entscheidend, durch die Verdichterleistung liefert die Wärmepumpe mehr Wärme als zum Aufheizen benötigt wird. Daher werden zwei Varianten betrachtet, die sich darin unterscheiden, ob der Wärmeüberschuss in einem anderen Prozess genutzt werden kann oder nicht. Der Überschuss kann beispielsweise zur Vorwärmung oder Warmhaltung von Werkzeugen oder Maschinen verwendet werden.



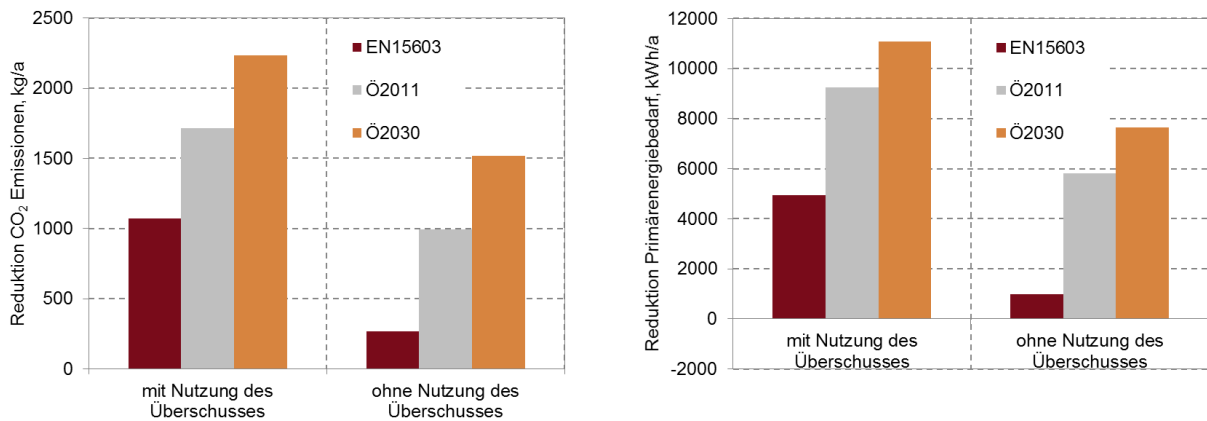
**Abbildung 30: Integration der Wärmepumpe in den Produktionsprozess (1 und 2 = Formwerkzeug) [18]**

Die Verdampfungstemperatur der Wärmepumpe beträgt 70 °C, die Kondensationstemperatur 130 °C. Das führt zu einem hohen COP (Heizen) von 3,27. Der COP für das Kühlen beträgt 2,37 [18]. Abbildung 31 zeigt die Energiemengen, die für Heizen und Kühlen des Formwerkzeugs benötigt werden, sowie den Strombedarf des Verdichters. Die Differenz zwischen der Heizenergie der Wärmepumpe und dem Heizenergiebedarf ist der Wärmeüberschuss, der ca. ein Drittel des Heizenergiebedarfs ausmacht.

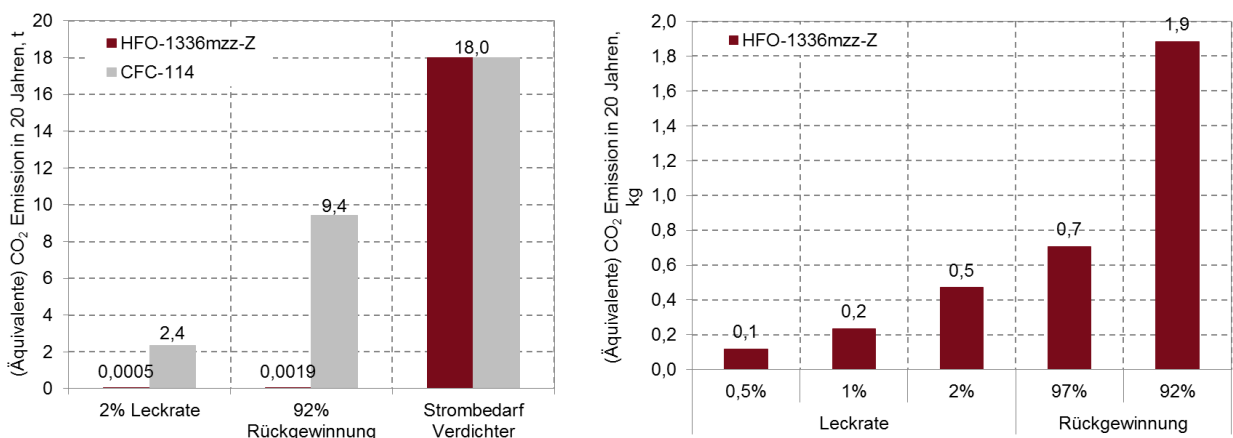


**Abbildung 31: Energie**

Die Integration einer Wärmepumpe führt wie in den anderen Anwendungsbeispielen zu CO<sub>2</sub>- und Primärenergieeinsparungen, die bei einer Nutzung des Wärmeüberschusses naturgemäß deutlich größer ausfallen. Basierend auf dem österreichischen Strommix 2011 beträgt die CO<sub>2</sub>-Emissionsreduktion rund 1700 kg/a, der Primärenergiebedarf sinkt um ca. 9200 kWh/a (Abbildung 32). Im Vergleich zur Papierfabrik und der Molkerei ist die hier betrachtete Wärmepumpe mit einer Heizleistung von 2,4 kW deutlich kleiner, darum sind die jährlichen Einsparungen geringer. Für den TEWI Vergleich in Abbildung 33 wurde wieder das Maximum der direkten Emissionen herangezogen (2% Leckrate und 92% Rückgewinnung), betrachtet wird die Variante mit der Nutzung des Überschusses. Der Einsatz von HFO-1336mzz-Z verringert den Anteil der direkten Emissionen auf 0,01%, mit CFC-114 sind es 40%.

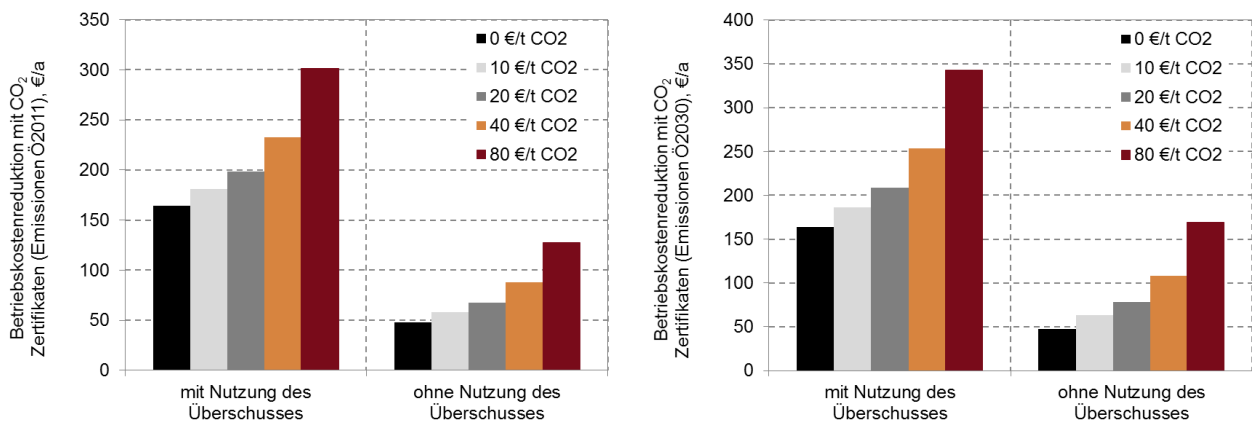


**Abbildung 32: CO<sub>2</sub> und Primärenergie**

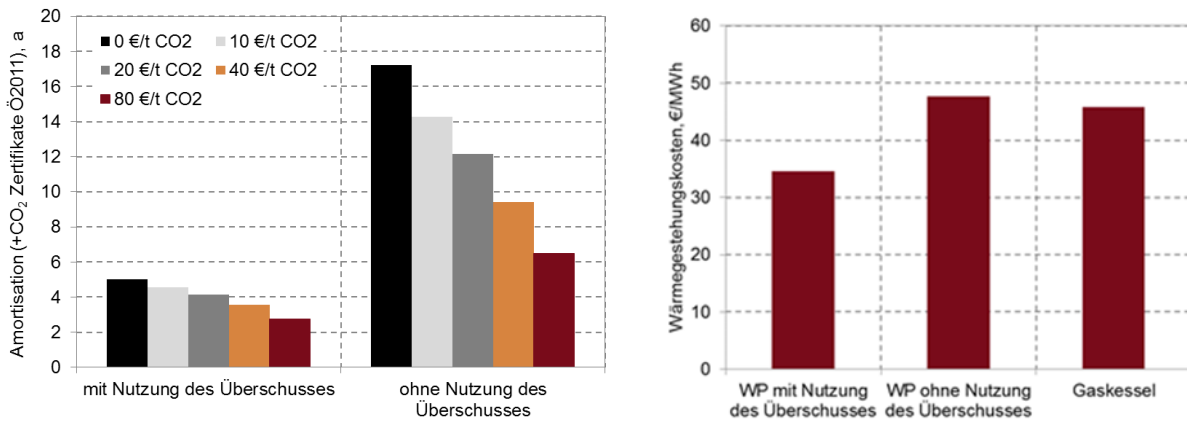


**Abbildung 33: TEWI Kategorien und Vergleich**

Da es sich bei Verbundwerkstoffen um Hochleistungsprodukte handelt, die in kleinen Stückzahlen hergestellt werden, werden hier die Preise für kleine Unternehmen verwendet. Auf Grund des hohen COPs kann auch ohne Vergütung der CO<sub>2</sub> Einsparung durch Zertifikate eine Betriebskostenreduktion erzielt werden, sogar wenn der Überschuss nicht genutzt werden kann (Abbildung 34). Die Quelle, die hier genutzt wird, ist mit 75 °C deutlich wärmer als beispielsweise in der zuvor betrachteten Molkerei, was die Wirtschaftlichkeit sehr positiv beeinflusst. Die Amortisationszeit liegt bei 5 Jahren bei Nutzung des Überschusses. Die Wärmegestehungskosten der Wärmepumpe sind mit Nutzung des Überschusses mit 35 €/kWh etwas geringer als der Gaskessel (Abbildung 35).

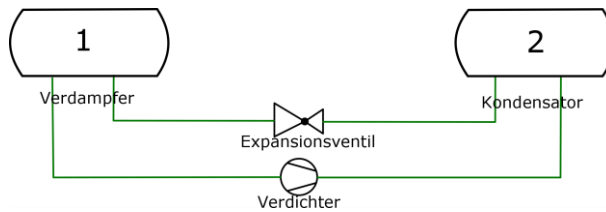


**Abbildung 34: Betriebskosten und CO<sub>2</sub> Zertifikate**



**Abbildung 35: Amortisation und Wärmegestehungspreis**

Eine weitere Steigerung des COP kann durch eine veränderte Integration der Wärmepumpe erzielt werden. Wie in Abbildung 30 gezeigt wird, sind Speicher vorgesehen, die zu Exergieverlusten führen, da die Kältemitteltemperaturen um rund 10 bis 20 K über den Prozesstemperaturen liegen müssen. Eine direkte Verdampfung und Kondensation des Kältemittels in den Formwerkzeugen wie in Abbildung 36 vermeidet diese Verluste und führt zu einem höheren COP. Dafür sind allerdings noch weiterführende Untersuchungen nötig.



**Abbildung 36: Direkte Integration der Wärmepumpe in das Formwerkzeug (1 und 2)**

### 3 Zusammenfassung

Die durchgeführten und in diesem Bericht dokumentierten Messungen weisen den möglichen Einsatzbereich des untersuchten Kältemittels HFO-1336mzz-Z nach. Die für die Erstellung der Versuchsanlage erforderlichen Komponenten wurden in marktüblichen Produkten gefunden, wenngleich bis zur Serienreife eine Weiterentwicklung erforderlich ist, damit die Dauerbeständigkeit einer Hochtemperaturwärmepumpe gewährleistet ist. Dem Verdichterschmieröl ist des Weiteren Aufmerksamkeit zu schenken, da gegenwärtig keine vollständig zufriedenstellende Kältemittel-Öl Kombination für einen dauerhaften Betrieb gefunden werden konnte.

Es wurden die angekündigten hohen Kondensationstemperaturen erreicht, die Parameter für die Bewertung der Effizienz sind vielversprechend. Die Quellen- und Senkentemperaturen wurden variiert, um aussagekräftige Ergebnisse für eine Vielzahl von Einsatzmöglichkeiten zu generieren. Mit den untersuchten Kältekreisconfigurationen wurde einerseits eine Referenzconfiguration (einfacher Kältekreis) untersucht und eine Configuration ermittelt (Kältekreis mit interner Sauggasüberhitzung), welche in weiterer Folge für Entwicklungen von serienreifen Wärmepumpen herangezogen werden. Ausgehend von den ermittelten Parametern ist mit Optimierungen bis zur Marktreife eine Steigerung v.a. der Effizienz zu erwarten.

Aufbauend auf den Versuchsergebnissen wurden Analysen von Potentialen in der österreichischen Industrie für den Einsatz von Wärmepumpen, die HFO-1336mzz-Z als Kältemittel nutzen und hohe Wärmenutzungstemperaturen erzielen, durchgeführt. Es wurden drei Anwendungsfälle in einer Papierfabrik, einer Molkerei und bei der Herstellung von Verbundwerkstoffen detailliert betrachtet. Die Anwendungsbeispiele decken unterschiedliche Leistungsbereiche, Quellen- und Senkentemperaturen ab.

Die techno-ökonomische Bewertung zeigt, ob die Integration der Wärmepumpe in den jeweiligen Prozess realistisch ist. Für das Ergebnis ist der COP der Wärmepumpe von großer Bedeutung, da dadurch bestimmt wird, ob es zu einer Kosten- und Emissionsreduktion kommt. Bei der Abluftnutzung in der Papierfabrik kann die Abluft unterschiedlich stark abgekühlt werden, um einen Teil der Kondensationsenergie rückzugewinnen. Daher wurde die Quellenaustrittstemperatur der Wärmepumpe variiert. Bei starker Abkühlung kann mehr Energie rückgewonnen werden, der Primärenergiebedarf und die CO<sub>2</sub>-Emissionen nehmen ab. Durch den zunehmenden Temperaturhub der Wärmepumpe steigen die Stromaufnahme und die Betriebskosten. Das wirtschaftliche Optimum liegt bei einer Ablufttemperatur von 35°C, was einer geringen Abkühlung und einem kleineren Temperaturhub der Wärmepumpe entspricht.

In der Molkerei dient die Abwärme der Kältemaschine bei 35°C als Wärmequelle. Der Temperaturhub ist in allen Fällen sehr groß und der COP so gering, dass bei dem vorliegenden Preisverhältnis von Strom und Gas keine wirtschaftliche Nutzung möglich ist. Für die hohen Temperaturen, die hier erforderlich sind, wäre eine wärmere Wärmequelle nötig.

Bei der Herstellung von Verbundwerkstoffen ist die Temperaturdifferenz von Quelle und Senke am kleinsten, daher wird der höchste COP aller Varianten erreicht. Durch gleichzeitiges Heizen und Kühlen kann die Wärmepumpe optimal genutzt werden.

Alle Anwendungsfälle haben positive Umweltauswirkungen und ermöglichen CO<sub>2</sub>- und Primärenergieeinsparungen. Die TEWI Betrachtungen machen deutlich, wie wichtig die Entwicklung von

Kältemitteln mit geringem Treibhauspotential ist. Durch das geringe Treibhauspotential von HFO-1336mzz-Z wird eine signifikante CO<sub>2</sub>-Einsparung ermöglicht, die beispielsweise mit dem mittlerweile verbotenen CFC-114 nicht erzielbar wäre. Je kleiner die Leistung der Wärmepumpe ist, desto wichtiger ist der Anteil der direkten Emissionen, die auf das Kältemittel zurückzuführen sind. Bei der Verwendung von HFO-1336mzz-Z sind die direkten Emissionen in allen betrachteten Leistungsbereichen verschwindend gering.

Die wirtschaftlichen Parameter – Betriebskostensparnis, Amortisationszeit und Wärmegestehungskosten – werden von COP und dem Preisverhältnis von Strom und Gas bestimmt. In der Papierfabrik ist das günstige Preisverhältnis ausschlaggebend, bei den Verbundwerkstoffen der hohe COP. Das Anwendungsbeispiel der Molkerei zeigt, dass durch CO<sub>2</sub>-Zertifikate Anreize geschaffen werden können, dass auch Prozessvarianten, die derzeit nur umwelttechnisch interessant sind, realisierbar werden.

## 4 Ausblick und Empfehlungen

In weiterer Folge werden die Projektergebnisse mit interessierten Industriepartnern vertieft, um den aufstrebenden Markt der Hochtemperaturwärmepumpen zu unterstützen. Da die im Projekt gewonnenen Erkenntnisse sehr vielversprechend waren, wurden weitere Forschungsprojekte im Rahmen der Energieforschungsausschreibung der FFG (DryPump - FFG-Nr. 848912, bioCH4.0 – FFG-Nr.: 853612) und des Energy Efficiency Calls H2020-EE-2016-2017 (Waste Heat Recovery in Industrial Drying Processes - Dryficiency) eingereicht und gewonnen.

## 5 Nomenklatur

<b>COP<sub>h</sub></b> = Coefficient of performance für Heizbetrieb	<b>COP<sub>Carnot</sub></b> = Carnot - Coefficient of performance
<b>c<sub>p,H2O</sub></b> = Spezifische Wärme von Wasser	<b>f<sub>0</sub></b> = Gütegrad
<b>η<sub>is</sub></b> = Isentropeneffizienz	<b>η<sub>v</sub></b> = Volumetrische Effizienz
<b>h<sub>1</sub></b> = Spezifische Enthalpie am Messstelle1	<b>h<sub>2</sub></b> = Spezifische Enthalpie am Messstelle 2
<b>h<sub>2,is</sub></b> = Spezifische Enthalpie am Messstelle 2 bei isentroper Verdichtung	<b>IHX</b> = Interner Wärmeübertrager
<b>m<sub>C</sub></b> = Massenstrom im Kondensator	<b>m<sub>E</sub></b> = Massenstrom im Verdampfer
<b>p<sub>1</sub></b> = Druck an Messstelle 1	<b>p<sub>2</sub></b> = Druck an Messstelle 2
<b>P<sub>Comp</sub></b> = Elektrische Leistung des Kompressors	<b>Q<sub>E</sub></b> = Thermische Leistung des Verdampfers
<b>Q<sub>C</sub></b> = Thermische Leistung des Kondensators	<b>s<sub>1</sub></b> = Spezifische Entropie an Messstelle 1
<b>ϑ<sub>Cl</sub></b> = Eintrittstemperatur Kondensator	<b>ϑ<sub>CO</sub></b> = Austrittstemperatur Kondensator
<b>ϑ<sub>E1</sub></b> = Eintrittstemperatur Verdampfer	<b>ϑ<sub>EO</sub></b> = Austrittstemperatur Verdampfer
<b>ϑ<sub>C</sub></b> = Kondensationstemperatur	<b>ϑ<sub>E</sub></b> = Verdampfungstemperatur
<b>ϑ<sub>1</sub></b> = Temperatur an Messstelle 1	<b>ϑ<sub>2</sub></b> = Temperatur an Messstelle 2

$\vartheta_3$	=	Temperatur an Messstelle 3	$\Delta T_{sh}$	=	Überhitzung
$\Delta T_{sc}$	=	Unterkühlung	$\dot{V}_E$	=	Volumenstrom im Verdampfer
$\dot{V}_{th}$	=	theoretisch möglicher Volumenstrom			

## 6 Literaturverzeichnis

- [1] Bundesanstalt Statistik Österreich, *Gesamtenergiebilanz Österreich*, [www.statistik.at](http://www.statistik.at) **2011**.
- [2] C. Vannoni, *Potential for Solar Heat in Industrial Processes* **2008**.
- [3] IEA Heat Pump Centre, *Application of Industrial Heat Pumps: IEA Industrial Energy-related Systems and Technologies Annex 13 IEA Heat Pump Programme Annex 35*, Boras **2014**.
- [4] K. Kontomaris, *Low GWP Working Fluid for High Temperature Heat Pumps: DR2: Chemical Stability at High Temperatures*, European Heat Pump Summit, Nürnberg **2013**.
- [5] *GEMIS: Gas-Kessel-A-Konversionsfaktoren*.
- [6] *GEMIS: EI-KW-Park-A+Importe-2011*.
- [7] P. Capros, *EU ENERGY, TRANSPORT and GHG EMISSIONS - Trends to 2050* **2013**.
- [8] IPCC Intergovernmental panel on climate change, *Direct Global Warming Potentials*, [https://www.ipcc.ch/publications\\_and\\_data/ar4/wg1/en/ch2s2-10-2.html](https://www.ipcc.ch/publications_and_data/ar4/wg1/en/ch2s2-10-2.html).
- [9] Myhre, G., D. Shindell, F.-M. Bréon, W. Collins, J. Fuglestedt, J. Huang, D. Koch, J.-F. Lamarque, D. Lee, B. Mendoza, in *Climate change 2013: The physical science basis ; Working Group I contribution to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change* (Eds: T. F. Stocker), Cambridge Univ. Press. New York, NY **2014**.
- [10] N. Pardo et al., *Heat and cooling demand and market perspective*, EUR (Luxembourg. Online), Vol. 25381, Publications Office, Luxembourg **2012**.
- [11] S. Wolf et al., *Analyse des Potenzials von Industriewärmepumpen in Deutschland*, Universität Stuttgart **2014**.
- [12] Statistik Austria, *Branchendaten nach Wirtschaftszweigen*, [http://www.statistik.at/web\\_de/services/wirtschaftsatlas\\_oesterreich/branchendaten\\_nach\\_wirtschaftszweigen/index.html](http://www.statistik.at/web_de/services/wirtschaftsatlas_oesterreich/branchendaten_nach_wirtschaftszweigen/index.html).
- [13] Statistik Austria, *Nutzenergieanalyse für Österreich*, [http://www.statistik.at/web\\_de/statistiken/energie\\_und\\_umwelt/innovation\\_mobilitaet/energie\\_und\\_umwelt/energie/nutzenergieanalyse/index.html](http://www.statistik.at/web_de/statistiken/energie_und_umwelt/innovation_mobilitaet/energie_und_umwelt/energie/nutzenergieanalyse/index.html).
- [14] H. Dipl.-Ing. Jung, *Effiziente Energienutzung in der Papierindustrie*, Stuttgart **2013**.
- [15] V. Wilk, *Increasing energy efficiency in pulp and paper industry by advanced heat pumps*, Nizza **2015**.
- [16] S. Wentow, *Schematische Darstellung einer Langsieb-Papiermaschine*, <http://www.elchivato.de/lexikon/p/papier.php>.
- [17] T. Dr. Fleiter et al., *Energieverbrauch und CO2-Emissionen industrieller Prozesstechnologien: Einsparpotenziale, Hemmnisse und Instrumente*, ISI-Schriftenreihe "Innovationspotenziale", Fraunhofer-Verl., Stuttgart.
- [18] M. Hartl, *Hochtemperaturwärmepumpen mit HFO-1336mzz-Z als Kältemittel für industrielle Produktionsprozesse mit alternierender Heiz- und Kühlanforderung* **2015**.

## Kontakt

AIT Austrian Institute of Technology GmbH  
Giefinggasse 2, 1210 Wien, Österreich

www.ait.ac.at  
Fax +43 50550- 6679

**Franz Helminger**  
Research Engineer  
Energy Department  
Sustainable Thermal Energy Systems  
+43 50550-6668  
[franz.helminger@ait.ac.at](mailto:franz.helminger@ait.ac.at)

Sustainable Thermal Energy Systems