

FME HighEFF

Centre for an Energy Efficient and Competitive Industry for the Future



Deliverable D2.2_2019.04

High Temperature Heat Pump with Ejector

Delivery date: 2019-12-16

Organisation name of lead partner for this deliverable:

SINTEF Energy AS

**HighEFF- Centre for an Energy Efficient and Competitive Industry for the Future is one of Norway's Centre for Environment-friendly Energy Research (FME).
Project co-funded by the Research Council of Norway and Industry partners.
Host institution is SINTEF Energi AS.**

Dissemination Level

PU	Public	X
RE	Restricted to a group specified by the consortium	
INT	Internal (restricted to consortium partners only)	

Deliverable number:	D2.2_2019.04
ISBN number:	-
Deliverable title:	High Temperature Heat Pump with Ejector
Work package:	RA 2.2 Work recovery and compressors
Deliverable type:	Presentation and Conference Paper
Lead participant:	SINTEF Energy

Quality Assurance, status of deliverable		
Action	Performed by	Date
Verified (WP leader)	Christian Schlemminger	10.10.2019
Reviewed (RA leader)	Armin Hafner	11.10.2019
Approved (dependent on nature of deliverable)*)	Armin Hafner	20.12.2019

**) The quality assurance and approval of HighEFF deliverables and publications have to follow the established procedure. The procedure can be found in the HighEFF eRoom in the folder "Administrative > Procedures".*

Authors		
Author(s) Name	Organisation	E-mail address
Christian Schlemminger	SINTEF Energy	christian.schlemminger@sintef.no
Christian Kopp	SINTEF Energy	
Krzysztof Banasiak	SINTEF Energy	
Gerwin Drexler-Schmid	AIT	
Michael Lauermann	AIT	
Bernd Windholz	AIT	
Christoph Zauner	AIT	
Alexander Baumhake	Frigopol	

Abstract

This work comprises of a measurement analysis for a High Temperature Heat Pump HTHP utilizing n-butane (R600) as working media. The HTHP is equipped with an ejector, the first of its kind and can utilize waste heat from a temperature rang in the order of 50 °C and upgrade it to about 130 °C.

The HTHP performance was analysed earlier in 2018 (D2.2_2018.01_Ejector supported HTHP performance evaluation) however a detailed analysis of the ejector performance was not possible due to lack of precise refrigerant mass flow rate measurement. The setup was upgraded with Coriolis-type mass flow meters enabling a comparison of measured and modelled ejector performance. Thus, the focus of the investigation was tuned towards the ejector performance and the comparison with a 1D-ejector model developed by SINTEF.

The performance can be summarized as followed:

The high temperature heat pump system has a COP of 2,2 lifting from 48 °C evaporation temperature to 120 °C condensing temperature. The Ejector allowed a suction pressure lift of 1,54 bar to 5,85 bar, having a entrainment ratio pf 0,46 and a ejector efficiency of 0,35. These values are close to the anticipated design values. The pressure lift of the ejector reduces the required pressure ratio of the compressor from 5,0 to 3,7.

The comparison of 1D-ejector-simulation with measurement showed good agreement, however deviation due to transient behaviour of the system and influences of two-phase flow in the motive nozzle are addressed in this work.

During observation at the tests little or no subcooling was seen upstream the ejector motive nozzle. Utilizing SINTEF's 1D-ejector-model, indicated that assuming a 2,7%mass gas content in the motive nozzle results in a 30% reduction of the motive nozzle flow. The model predicted the ejector-suction gas flow with a relative deviation of 14% giving an ejector efficiency of 0,30, resulting in 5% deviation from the measured values.

Table of Contents

1	Presentation of Dorin meeting 23.10.2018.....	Error! Bookmark not defined.
---	---	-------------------------------------

1 Paper - High Temperature Heat Pump with Ejector (in German)

The paper summarizes the contribution to the German refrigeration Society Conference 2019 in Ulm, Germany. About 700 participant from at least 7 European Countries were present covering the entire value chain component suppliers, system manufactures, installers, maintenance and end-users.

Hochtemperatur Wärmepumpe mit Ejektor

Christian Schlemminger^{1*}, Christian Kopp¹, Krzysztof Banasiak¹, Gerwin Drexler-Schmid²,
Michael Lauer², Bernd Windholz², Christoph Zauner², Alexander Baumhake³

¹SINTEF Energy Research, Kolbjørn Hejes Vei 1B, NO-7465 Trondheim, Norwegen
Christian.Schlemminger@sintef.no

²AIT Austrian Institute of Technology GmbH 1210 Wien, Österreich

³Frigopol Kälteanlagen GmbH, A-8523 Frauental an der Laßnitz, Österreich

*Korrespondenzautor

Kurzfassung

Thermische Prozesse in der Industrie arbeiten oft in einem Temperaturbereich von 100 °C bis 130 °C. Gleichzeitig steht Prozessabwärme im Temperaturbereich von 40 °C bis 80 °C zur Verfügung, z.B. bei Trocknung, Sterilisation und Pasteurisation. Prozesswärme wird oftmals mit fossilen Energiequellen bereitgestellt. Die Nutzung einer Hochtemperatur Wärmepumpe ermöglicht die effiziente Nutzung der Prozessabwärme und hat damit hohes Marktpotential, gerade auch vor dem Hintergrund des Pariser Klimavertrags und der steigenden CO₂ Zertifikatpreise.

In dieser Arbeit wurde eine Butan Wärmepumpe in einer industriellen Umgebung experimentell untersucht, bei der Wärmequelle Prozessabwärme in der Form von Wasser auf eine Temperatur von 48 °C abgekühlt wird und an der Wärmesenke Heißwasser bis 125 °C aufwärmt, um einen Latentwärmespeicher zu beladen. Hierfür wurde bewusst das natürliche Kältemittel n-Butan (R600) eingesetzt, um zukünftige Beschränkungen und Herausforderungen mit synthetischen Kältemitteln vorzubeugen. Die Neuheit der Anlage ist ein Butanejektor, der die Leistungszahl der Anlage steigert. In dieser Arbeit wird der Ejektor im Detail betrachtet.

Basierend auf den genannten Anforderungen wurde eine 50 kW Demonstrationsanlage projektiert, gebaut und getestet. Es wurde ein handelsüblicher, leicht modifizierter, Kompressor eingesetzt, dessen Schmieröl and die zu erwartenden Betriebsbedingungen angepasst wurde. Beim 2-Phasenejektor handelt es sich um einen Prototyp.

In den durchgeführten Experimenten wurde die Leistungszahl der Wärmepumpe im Ejektorbetrieb mit 2,2 ermittelt. Der Einsatz des Ejektors führt zu einem Sauggasdruckanstieg um 1,54 bar auf 5,85 bar, bei einem Masseaufnahmeverhältnis von 0,46 und einem Ejektorwirkungsgrad von 0,35, was gut mit der Auslegung des Ejektors übereinstimmt. Folglich reduziert sich das Kompressionsdruckverhältnisses von 5,0 auf 3,7 führt. Der Vergleich der Ejektormessungen und Modellierung zeigt hinreichend genaue Übereinstimmungen. Größere Abweichung sind meist instationären Betriebszuständen geschuldet. Folglich wurde der Einfluss von nicht vollständig unterkühlter Flüssigkeit in die Treibdüse untersucht, um die Auswirkung auf den Treibdüsenmassenstrom und die Ejektoreffizienz zu verdeutlichen. Die Annahme von 2,7%_{Masse} Gas im Treibdüsenmassenstrom reduziert selben um ca. 30% und ergibt hinreichend gute Übereinstimmung zwischen Messungen und dem 1D-Modell. Der Sauggasmassenstrom wird um ca. 14% zu gering berechnet, was in einem berechneten Ejektor Wirkungsgrad von 0,30 resultiert, 5% Punkte unter dem gemessenen Wert.

Die entwickelte Wärmepumpenlösung kann dazu genutzt werden derzeit ungenutzte Wärmequellen effektiv zu erschließen, CO₂ Emissionen und Energie kosten zu reduzieren.

Stichwörter:

Butan, Hochtemperatur-Wärmepumpe, Ejektor

1 Einleitung

Industrielle Wärmepumpenanwendungen nutzen meist Abwärmeströme auf mittlerem Temperaturniveau, um Wärme auf prozessrelevante Temperaturniveau bereitzustellen [1], folglich wird der Einsatz an Primärenergie reduziert. Durch den vermehrten Einsatz von erneuerbarer Elektrizität kann der Klimagasausstoß mittels Wärmepumpe gegenüber fossiler Wärmeerzeugung drastisch reduziert werden. Diese Aspekte werden an Bedeutung gewinnen, wenn die umweltpolitischen Rahmenbedingungen wie Umweltsteuern auf Kohlenstoffdioxid und der Emissionshandel mit CO₂-Zertifikaten angepasst werden um z.B. die Ziele des Pariser Klimaschutzabkommens umzusetzen [2].

Industrieprozesse wie Pasteurisieren, Sterilisieren oder Destillieren, Herstellung von Faserverbundwerkstoffen, benötigen Wärme auf einem Temperaturniveau von 100 °C bis 150 °C. Prozessabwärme steht bei 40 °C bis 80 °C zur Verfügung [2], [3], [4]. Um die zeitliche Verschiebung zwischen Wärmequelle und Senke auszugleichen wird ein Energiespeicher benötigt. Um den effizienten Einsatz einer Wärmepumpe zu ermöglichen. Marktreife Industriewärmepumpen zur Wärmeerzeugung haben in der Regel eine Wärmequellentemperatur im Bereich von 30 °C – 70 °C und eine Wärmesenke von nicht mehr als 70 °C – 100 °C [2]. Entwicklungen der letzte Jahren zeigen Möglichkeiten Wärmesenkentemperaturen von bis zu 150 °C zu erreichen [5]. Wärmepumpen mit Wärmesenke-Temperaturen oberhalb von 100 °C werden in der Literatur als Hochtemperatur-Wärmepumpen (HTWP) beschrieben und es existieren bislang nur wenige industrielle Anlagen [2].

Der Einsatz von natürlichen Kältemitteln in HTWP bietet den Vorteil guter Umweltverträglichkeit, was sich in Form niedriger ODP-, GWP- und TEWI-Werte widerspiegelt. Durch die hohen Kondensationstemperaturen ist die Auswahl geeigneter Kältemittel für HTWPs begrenzt. Für Kondensationstemperaturen im Bereich von > 100 °C besitzen Wasser (R718), Ammoniak (R717), Pentan (R601) und n-Butan (R600) die günstigsten Eigenschaften [6]. Vergleiche von möglichen Kältemitteln für HTWP im angestrebten Temperaturbereich für mittlere Leistungen kommen zu dem Schluss, dass Butan am geeignetsten erscheint [7], [8] and [9]: i) Bei 130 °C liegt man noch rund 23 K unterhalb des kritischen Punktes von n-Butan. ii) Die volumetrische Kälteleistung ist ausreichend hoch, für eine kompakte Bauweise. iii) Darüber hinaus ist die Viskosität bei Raumtemperatur noch klein genug, um ein Anfahren der Anlage zu ermöglichen. Jedoch ist in einem Butankältekreis ein Sauggasüberhitzer (Bild 1, links) vorzusehen, da man sonst Gefahr läuft ins Nassdampfgebiet zu verdichten (Bild 1, rechts). Im Log p-h-Diagramm, in Bild 1, ist die isenthalpe Expansion mit der isentropischen Expansion gegenübergestellt, um das Potenzial der Arbeitsrückgewinnung der Expansionsarbeit zu verdeutlichen.

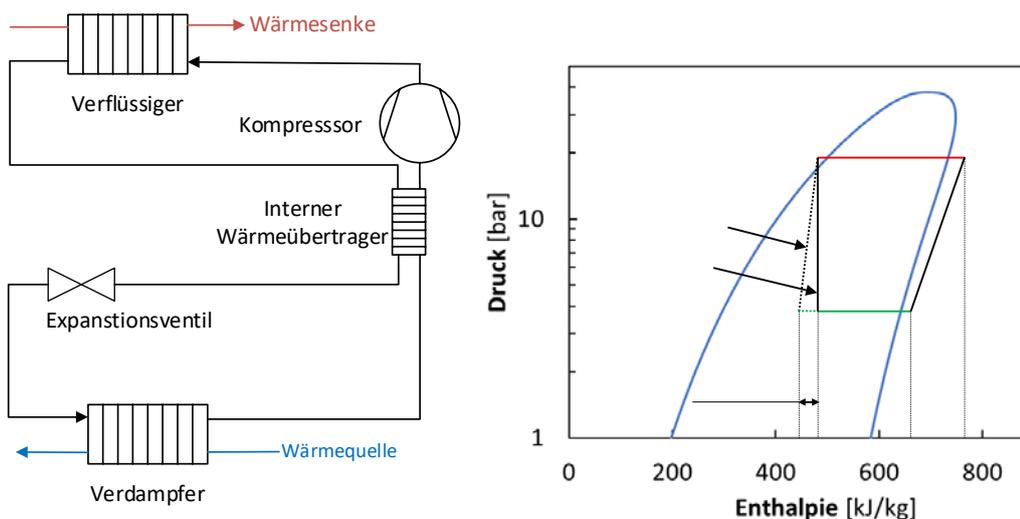


Bild 1: Schematischer Aufbau und vereinfachtes Log p-h Diagramm eines Standard Wärmepumpenkreislaufes mit interner Wärmeübertragung

In der hier vorliegenden Arbeit wurde eine HTWP bestehend aus einem R600-Ejektorkreislauf untersucht, um die technische Machbarkeit abzuschätzen und den Betrieb des Ejektors genauer zu untersuchen. Experimentelle

Untersuchungen mit R600-Ejektoren sind im Vergleich zu z.B.: R744, R134a, R290 und R717 in der Literatur [10-13] nicht zu finden. In Bild 2 ist ein vereinfachtes Fließschema für einen Ejektor Kreislauf dargestellt.

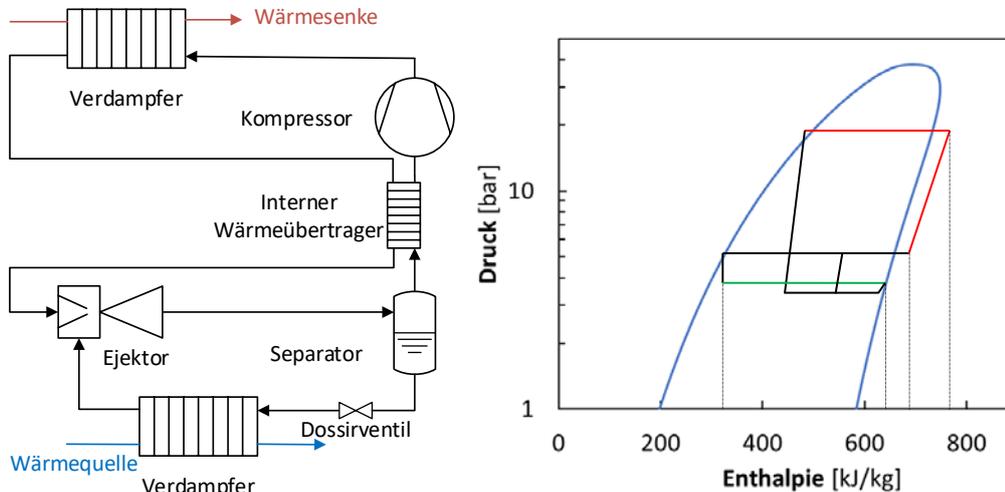


Bild 2: Schematischer Aufbau und vereinfachtes Log p-h Diagramm eines Wärmepumpenkreislaufes mit Ejektor und interner Wärmeübertragung

Der Ejektor nutzt das unterkühlte Kältemittel (Punkt 5), welches in der Treibdüse beschleunigt wird, um den Saugmassenstrom mit zu reißen. Der Saugmassenstrom wird vom Verdampfer angesaugt (12) und tritt durch die Saugdüse (7) in den Ejektor ein. Die Übertragung der kinetischen Energie vom Treib- zu Saugmassenstrom geschieht im Mixer (8). Im Diffusor (9) wird die kinetische Energie in potentielle Energie (Druck) umgewandelt, des Weiteren setzt sich in der Regel die Energieübertragung vom Treib- zum Saugmassenstrom im Diffusor fort. Vereinfacht kann der Ejektor als Kombination von Turbine (Arbeit leistende Entspannung) und Verdichter betrachtet werden. Der durch den Ejektor erreichte Anstieg des Verdichtersaugdruckes verringert die zu leistende spezifische Verdichtearbeit.

2 Versuch und Auswertung

2.1 Aufbau der Versuchsanlage

Die Auslegung und der Bau der HTWP, HighButane 2.0, erfolgte in Kooperation des AIT mit Frigopol Kälteanlagen, wobei SINTEF die Ejektortechnologie zu Verfügung stellte. Die Anlage basiert weitestgehend auf kommerziell erhältlichen Komponenten. Der Arbeitsbereich der HTWP wurde auf eine Wärmequellentemperatur von 50 °C bis 60 °C und eine Wärmesenkentemperatur von 70 °C – 130 °C ausgelegt. Als Wärmequelle steht Prozesswasser und als Wärmesenke Wasser Ethylenglykol zur Verfügung. Die Verdampferleistung beträgt ca. 35 kW bei 55 °C Wassereintrittstemperatur sowie 50 °C Wasseraustrittstemperatur. Die Verflüssigerleistung beträgt dagegen ca. 50 kW bei 100 °C Wassereintrittstemperatur sowie 130 °C Wasseraustrittstemperatur. Alle Wärmeübertrager wurden mit einer Grädigkeit von 3 K ausgelegt.

Ein vereinfachtes hydraulisches Schema mit Messstellen ist in Bild 3 dargestellt. Die Anlage erlaubt den Betrieb mit und ohne Ejektor. In dieser Arbeit wurden nur der Ejektorbetrieb untersucht. Die Temperatur wird in einem Bereich von -30 °C – 200 °C mit einer Genauigkeit von $\pm 1,5$ K (absolut) und $\pm 0,3$ K (relativ) gemessen. Die PT1000-Temperaturfühler sind auf die Kupferrohre aufgeklemmt. Des Weiteren sind alle Rohrleitungen mit 19 mm HT-Armflex isoliert. Die Druckmessung erfolgt in einem Bereich von 1 bar – 30 bar mit einer Genauigkeit von $\pm 0,2\%$ FS BSL. Die Kältemittel Masseströme an der Ejektor Treibdüse und zwischen Separator und Expansionsventil werden mit Coriolis-Massenstrommessern im Bereich von 0,5 kg/min – 10 kg/min mit einer Genauigkeit von $\pm 0,2\%$ im relevanten Messbereich gemessen. Die

Durchflussmessung hat parasitäre Druckverluste von je ca. 0,4 bar im hier relevanten Messbereich. Die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters wird mit einer Unsicherheit von $\pm 3\%$ gemessen.

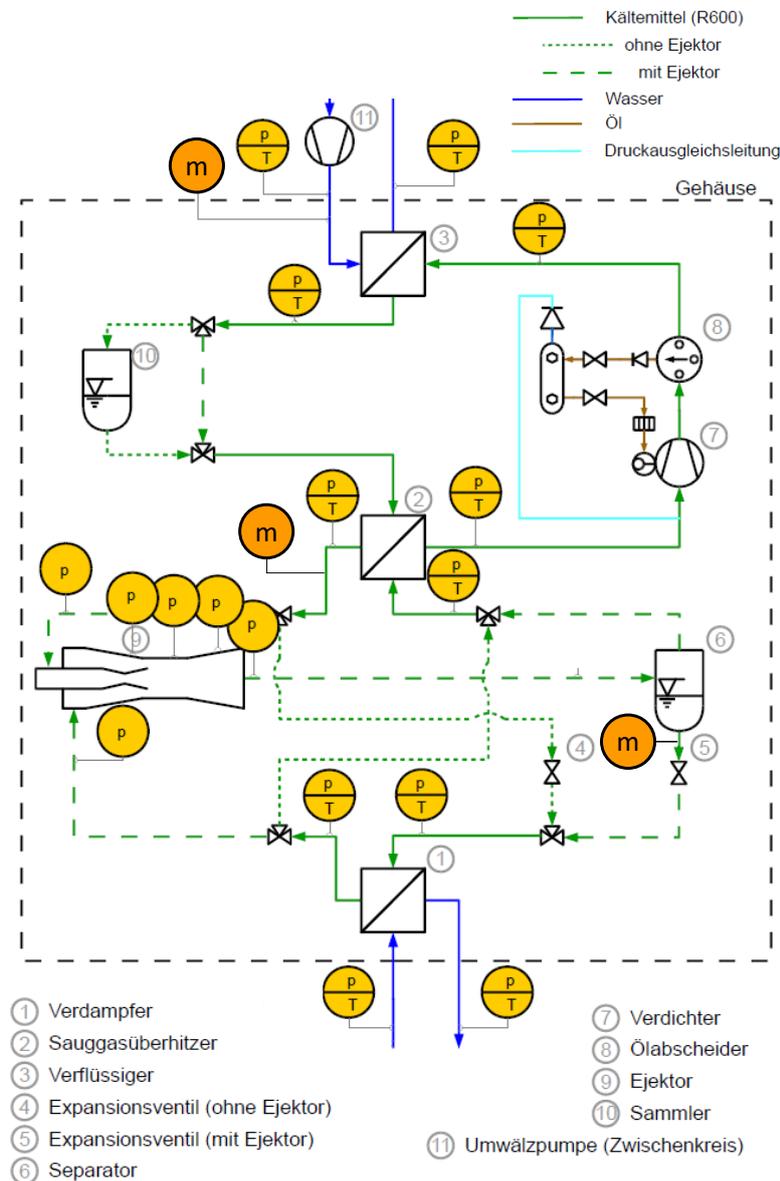


Bild 3: Hydraulisches Schema mit Messstelle, T = Temperatur, p = Druck, m = Massestrom

Die HTWP wurden nach DIN EN 378 gefertigt. Alle kältemittelführenden Komponenten sind in einem geschlossenen und separat ventilierten Gehäuse installiert, siehe Bild 4. Ein Gassensor und eine Ventilationswacht sind installiert, um die Stromzufuhr zur HTWP im Falle einer Gasleckage oder eines zu niedrigen Ventilationsvolumenstromes zu unterbrechen. Die Füllmenge des HTHP-Kreislaufes beträgt 12,5 kg n-Butan (R600).



Bild 4: HTWP Versuchsanlage mit geöffnetem Gehäuse (v.l. Christian Kopp, Michael Laueremann, Christian Schlemminger)

2.2 Ejektor

2.2.1 Prototyp Aufbau

Der untersuchte Ejektor ist ein 2-Phasen-Ejektor. Bild 5 zeigt die schematisch Dargestellt und Dimensionen. Der Ejektor besteht aus A) Treibdüse, B) Saugdüse, C) Mischkammer und D) Diffusor. Sieben Absolutdruckmessstellen erlauben eine detaillierte Analyse der Druckverteilung um Ejektor, siehe Tabelle 3. Der Bezugspunkt der axialen Abmessungen ist der Anfang der Treibdüsenverjüngung. Die Einzelanfertigung wurde spezifisch auf den Anlagenbetriebspunkt, wie unter 1.1. beschrieben, ausgelegt. Die Auslegung basiert auf einer Ejektoreffizienz, Gleichung 3, von 0.36, bei einem Masseaufnahmeverhältnis von ca. 0,56 und einer Druckrückgewinnung von 1,25 bar.

Abschnitt	Symbol [Einheit]	Wert
Treibdüse (A)	$D_{MN,1}$ [mm]	20
	$D_{MN,2}$ [mm]	4,4
	$D_{MN,3}$ [mm]	6,9
	$D_{MN,4}$ [mm]	26
	$\gamma_{MN,1}$ [°]	30
	$\gamma_{MN,2}$ [°]	10
	$\gamma_{MN,3}$ [°]	37
Fangdüse/ Mischkammer (C)	L_{MCH} [mm]	11
	D_{TIP} [mm]	8,53
Saugdüse (B) und Diffusor (D)	D_{SN} [mm]	38
	γ_{SN} [°]	37
	D_{MIX} [mm]	14
	L_{MIX} [mm]	112
	D_{DIF} [mm]	36
	γ_{DIF} [°]	5

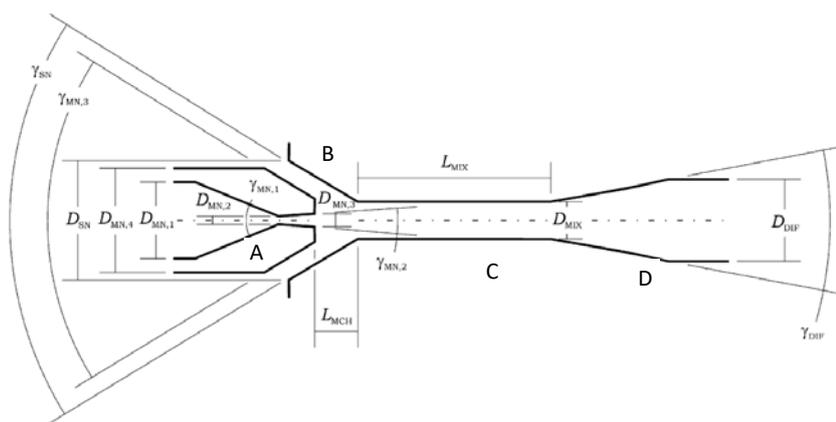


Bild 5: Ejektor Geometrie

2.2.2 Modellierung

Die Ejektorauslegung und Modellierung wurde mit einem von SINTEF entwickelten 1D-Modell durchgeführt. Bild 6 zeigt die schematische Darstellung des Modells. Das Modell basiert auf folgenden Annahmen: A) homogene Verteilung der 2-Phasen-Strömungen für Treib- und Saugdüse unter Berücksichtigung von realen Stoffdaten.

Wie in Bild 5 gezeigt ist das 1D-Modell des Zweiphasenejektors in 6 verschiedene Zonen unterteilt:

- 1) Treibdüsenverjüngung (1D einphasigen Unterschallströmung)
- 2) Treibdüsenaufweitung (1D einphasigen Überschallströmung)
- 3) Saugdüsenverjüngung (1D einphasige Unterschallströmung)
- 4) Vormischzone (0D zweiphasige Zweiströmungszone)
- 5) Mischkammer (1D zweiphasige Zweiströmungszone)
- 6) Diffusor (1D zweiphasige Zweiströmungszone).

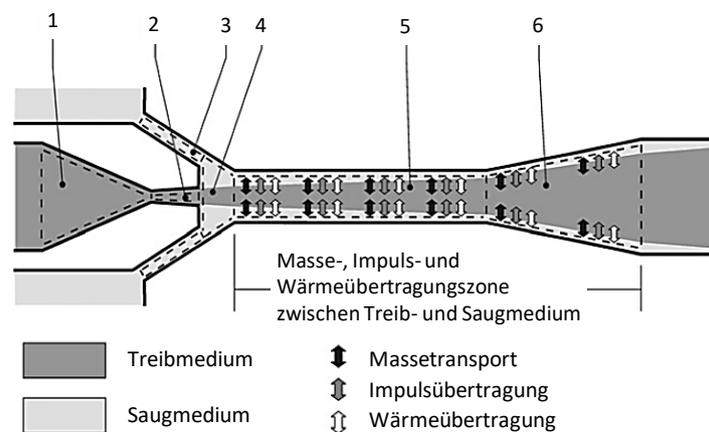


Bild 6: Schematische Darstellung des 1-D Ejektor Modells

Die Metastabile Flüssigphase wurde mittels einer homogenen Verdampfungstheorie für überhitzte Flüssigkeiten beschrieben. In Gebieten mit gleichzeitigem vorhanden sein von Saug und Treibströmung wurde ein kreisförmiger coaxialer Zweiströmungsansatz benutzt um Massen-, Momenten- und Energiebilanz zu beschreiben. Eine detaillierte Beschreibung des Modelles ist in [14] und [15] zu finden.

2.3 Durchführung der Versuche

Ein Versuchsplan wurde mit dem Ziel aufgestellt, die Leistungszahl der HTWP zu bestimmen, wenn Wasser als Wärmequelle von ca. 52 °C auf ca. 48 °C gekühlt wird um einen Latentwärmespeicher von 50 °C auf 120 °C zu erwärmen, siehe Bild 7. Hierbei soll die Wärmequellen Austrittstemperatur möglichst konstant gehalten werden. Die Ejektoranalyse ordnet sich diesem Hauptversuch unter. Respektive werden die in sekundlichen Intervallen aufgezeichneten Messwerte von Temperatur-, Druck-, Durchfluss und elektrische Leistung über die 10 Minuten lange, quasi stationäre Testperiode, gemittelt. In Summe wurden 14 Versuche durchgeführt wovon hier 1 Versuch detailliert für den Ejektor evaluiert wurde.

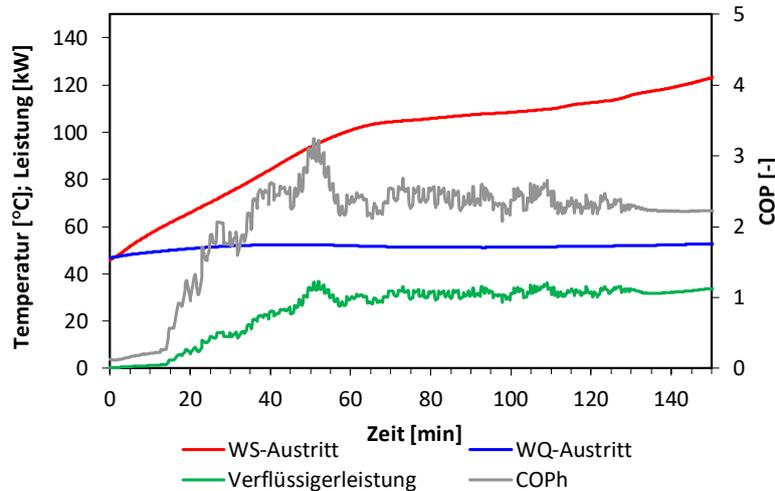


Bild 7: Typischer HTHP Versuchsverlauf zur Aufladung des Prozesswasserspeichers

2.4 Versuchsauswertung

Für die Auswertung der Messdaten wurde Microsoft Excel 2016, mit Hilfe der Bibliothek REFPROP 9.0 [6], um thermo-physikalischen Eigenschaften erweitert. Benutzte Messwerte sind über mindestens zehn Minuten gemittelt. Als Qualitätskontrolle wurde die Standardabweichung der Messwerte berechnet, welche bei den hier beschriebenen Messungen in der Größenordnung der Messunsicherheit war.

2.4.1 Ejektor

Der Ejektor hat einen entscheidenden Einfluss auf die Charakteristik des Wärmepumpenkreislaufes. Um die Wirkungsweise des Ejektors näher zu untersuchen werden die folgenden Parameter ermittelt.

Das Masseaufnahmeverhältnis bestehend aus Saug- zum Treibdüsenmassenstrom nach Gleichung 1 beschreibt die Eigenschaft des Ejektors Massenstrom zu fördern.

$$M_{Ej} = \frac{\dot{m}_{Ej,S}}{\dot{m}_{Ej,T}} \quad (1)$$

Der erreichte Druckverhältnis des Ejektors wird nach Gleichung 2 beschrieben und bezieht den Austrittsdruck des Ejektors am Diffusoraustritt auf den Saugdruck des Ejektors:

$$\Pi_{Ej} = \frac{p_{Ej,Aus}}{p_{Ej,S}} \quad (2)$$

Unter Annahme des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik, einer isentropen Expansion mit nachfolgender isentroper Verdichtung im Ejektor, ergibt sich ein Ejektorwirkungsgrad nach Gleichung 3 [10]. Dieser beschreibt die berechnete, vom Ejektor zurück gewonnene Arbeit beim Verdichten des Saugmassenstroms und setzt diese ins Verhältnis zur theoretisch maximal bereitstehenden (isentropen) Expansionsarbeit.

$$\eta_{Ej} = \frac{\dot{W}_{Ej}}{\dot{W}_{Ej,Exp,Is}} = M_{Ej} \frac{h_{Ej,aus,Is}(p_{Ej,aus}, S_{Ej,S,ein}) - h_{Ej,S,ein}}{h_{Ej,T,ein} - h_{Ej,aus,Is}(p_{Ej,aus}, S_{Ej,T,ein})} \quad (3)$$

2.4.2 HTHP-System

Für die Nutzung der Wärmequellenseite ergibt sich die Leistungszahl nach Carnot aus Gleichung 4, welche einen idealen Prozess beschreibt.

$$COP_{C_{WS}} = \frac{T_{WS_{aus}}}{T_{WS_{aus}} - T_{WQ_{aus}}} \quad (4)$$

Die Verflüssigerleistung der Anlage wurde aus dem gemessenen Kältemittelmassestrom und der Enthalpiedifferenz über den Verflüssiger bestimmt, siehe Gleichung 5.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{R_{Verf}} \cdot (h_{Verf_{ein}} - h_{Verf_{L_{aus}}}) \quad (5)$$

Analog zum Verflüssiger ergibt sich die Verdampferleistung nach Gleichung 6.

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{R_{Verd}} \cdot (h_{Verd_{aus}} - h_{Verd_{ein}}) \quad (6)$$

Für die Nutzung der Wärmesenke ergibt sich die Leistungszahl der HTWP nach Gleichung 7.

$$COP_{WS} = \frac{\dot{Q}_c}{P_{elV}} \quad (7)$$

Um die Leistungszahl zu bewerten kann der Carnot-Wirkungsgrad herangezogen werden, folglich ergibt sich der Gütegrad der HTWP wie in Gleichung 8 beschrieben.

$$\eta_{c_{WS}} = \frac{COP_{WS}}{COP_{C_{WS}}} \quad (8)$$

3 Resultate und Schlussfolgerungen

Zur Analyse der HTWP und des Ejektors wurde die Anlage wie unter Abschnitt 1.3 beschrieben gefahren. Im Folgenden wird ein repräsentativer Betriebspunkt der Anlage und des Ejektors im Detail betrachtet.

3.1 System-Analyse

Bei diesem Versuch wurde das Wasser der Wärmequelle von 52,2 °C auf 48,1 °C abgekühlt. Die Verdampfungstemperatur des Butans war 47,9 °C und die auf Kältemittel berechnete Verdampferleistung betrug 20,8 kW. Im betrachteten Zeitintervall war an der Wärmesenke die Wasserein- und -austrittstemperatur im Bereich von 104,4 °C und 117,8 °C. Durch das Aufladen des Latentwärmespeichers stiegen die Ein- und Austrittstemperaturen im betrachteten Zeitintervall um ca. 3 K, was einen Anstieg des Verflüssigungsdruck von 1,3 bar entspricht. Die gemittelte Verflüssigerleistung betrug 31,4 kW. Bei einer gleichzeitig gemessenen elektrischen Antriebsleistung des Verdichters von 17,6 kW ergeben sich nach dem Ersten Hauptsatz thermische Verluste der HTWP in der Größenordnung von ca. 7,0kW, respektive 22% der Verflüssiger Leistung. Diese Verluste liegen über denen klassischen Wärmepumpenanlagen, was mit dem vergleichsweise hohen Temperaturniveau des Verdichters zu erklären ist. Folglich fällt der COP mit 2,2 und der Gütegrad der HTWP mit 0,41 etwas niedriger aus als erwarten.

Der Einsatz des Ejektors führt zu einem Saugdruckanstieg um 1,54 bar auf 5,85 bar, was zu einer Reduktion des Kompressionsdruckverhältnisses von 5,0 auf 3,7 führt.

Der analysierte Betriebszustand der HTWP ist in Tabelle 2 zusammengefasst.

Tabelle 1: HTWP-Leistungsanalyse bei quasi stationärem Betriebspunkt

Temperatur [°C]						COP [-]		η [-]	Leistung [kW]		
WQ			WS								
Ein	Aus	Verd.	Ein	Aus	Kond.	C_WQ	WQ	C_WQ	Verfl.	Verd.	el_V
52,2	48,1	47,9	104,4	117,8	120,9	5,4	2,2	0,41	31,4	20,8	17,6

3.2 Ejektor-Analyse

Der Vergleich zwischen Messung und berechneten Ergebnissen ist in Tabelle 3, Tabelle 4 und Bild 8 aufgeführt.

Es ist anzumerken, dass die Druckverteilung im Ejektor mit Absolutdruck Messfühlern gemessen wurde, welches eine erhöhte Unsicherheit gegenüber einer direkten Differenzdruckmessung zur Folge hat.

Für den Vergleich mit den Messergebnissen werden zwei Simulationsergebnisse herangezogen. Zum einen eine klassische Auslegungsrechnung (Sim_1 Phase), welchen unter Annahmen von perfekt unterkühlter Flüssigkeit am Eintritt der Treibdüse ausgeht, zum anderen ein identisches Modell unter der Annahme das 2-Phasen-Strömung am Treibdüseneintritt herrscht (Sim_2 Phase).

Wie in Tabelle 3 gezeigt wurden als Randbedingungen die Ejektorgeometrie, siehe Bild 5 und die gemessenen Treib- und Saugdüsenseitigen Drücke und Temperaturen definiert.

Tabelle 2: Vergleich der gemessenen und berechneten Drücke im Ejektor

	Position	Druck			Druckdifferenz**		
		Messung	Sim_2 Phase	Sim_1 Phase	Messung	Sim_2 Phase	Sim_1 Phase
	[m]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
Treibdüse	0	21,39	21,39*	21,39*	17,09*		
Saugdüse	0,019	4,30	4,30*	4,30*	0,00*		
Mischkammer	0,055	4,044	4,229	4,169	-0,260	-0,075	-0.134
	0,111	4,617	5,082	4,931	0,313	0,779	0.628
	0,167	5,202	5,425	5,263	0,898	1,122	0.960
Diffusor	0,293	5,792	5,798	5,776	1,489	1,495	1.473
	0,419	5,845	5,833	5,841	1,542	1,530	1.542
Π_{Ej}	-	1,36	1,36	1,36			
*Randbedingung							
** Saugdruck bezogen							

Der Vergleich der Absolutdrücke und der Differenzdrücke (bezogen auf den Saugdüseneintritt) zeigen, dass die vereinfachte Annahme der homogenen Verteilung der Zweiphasenströmungen für Treib- und Saugdüse besonders in der Mischkammer Abweichungen von bis zu +0,46 bar zur Folge hat. Diese Abweichung wird auf der Natur eines homogenen 1D Modells und den in der Ejektormischkammer herrschenden Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Treib und Saugmassenstrom, in diesem Fall bis zu 200 m/s, deutlich. Neben dem berechneten Geschwindigkeitsprofil der dimensionslosen Mach-Zahl des Treib- und Saugmassenstroms zeigt Bild 8 den Vergleich des berechneten und gemessenen Druckverlaufes im Ejektor. Die zu hohen Drücke der Berechnung lassen die Schlussfolgerung zu, dass die Geschwindigkeit in der Mischkammer des gemessenen Ejektor höher ist. Die Umwandlung von kinetischer zu potenzieller Energie im Diffusor wird vom Modell mit hinreichender Genauigkeit beschrieben, was in guter Übereinstimmung zwischen gemessenem und berechnetem Ejektor/Diffusorausstrittsdruck resultiert. Die im Modell

beschriebene Vormischzone, welche im OD beschreiben wurde, führt zu den in Bild 8 zu sehenden Druck und Geschwindigkeitssprüngen und ist rein rechnerischen Natur.

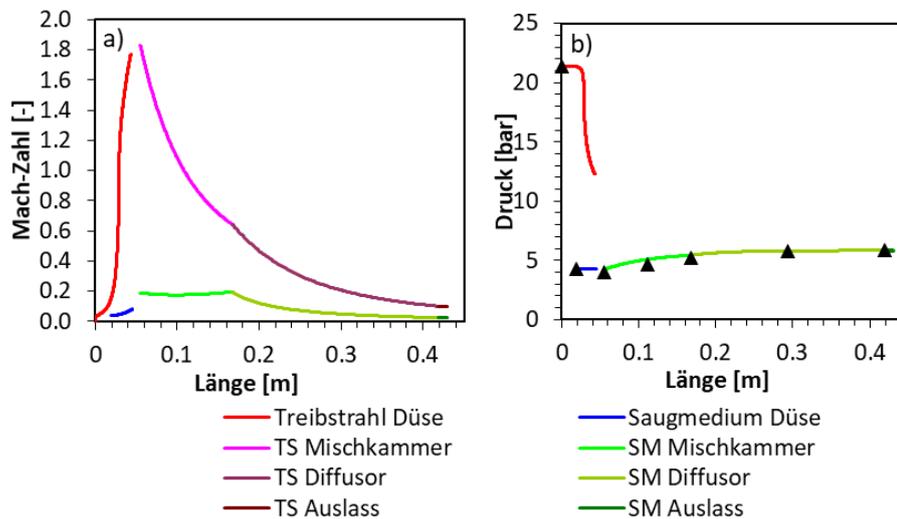


Bild 8: Ejektor: a) Berechnete Mach-Zahl im Ejektor - Simulation mit 2-Phasenströmung am Treibdüsen Eintritt (Sim_2 Phase), b) Vergleich von berechnetem und gemessenem Druckprofil (Dreiecke) für die Simulation mit 2-Phasenströmung am Treibdüsen Eintritt (Sim_2 Phase)

In Tabelle 4 sind die gemessenen und berechneten Massenströme und Massenstromverhältnisse gegenübergestellt und die Ejektorwirkungsgrade gegenübergestellt.

Tabelle 3: Vergleich der gemessenen und berechneten Randbedingungen am Ejektor bei konstantem Druckverhältnis von $\Pi_{Ej}=1,36$

	Massestrom			Druck*	Temperatur*		
	Messung	Sim_2 Phase	Sim_1 Phase		Messung	Sim_2 Phase	Sim_1 Phase
	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]		[°C]	[°C]	[°C]
Treibdüse	0,127	0,127	0,186	21,39	114,5	368,46 kg/m ³ **	114,5
Saugdüse	0,058	0,050	0,054	4,30	52,7	52,7	52,7
M_{Ej}	0,46	0,39	0,23				
η_{Ej}	0,35	0,30	0,22				
*Randbedingung							
** Dichte als Randbedingung im zwei Phasengebiet							

Der Vergleich der Treibdüsenmassenströme zeigt, dass die Berechnung des Ejektors mit reiner Einphasenströmung am Treibdüsen Eintritt in einem zu hohen Treibdüsenmassenstrom resultiert. Abweichungen für

z.B. CO₂-Ejectoren liegen in der Größenordnung von <5% [14] and [15]. Der Saugdäusenmassenstrom wird vergleichsweise gut abgebildet wird. Mögliche Einflüsse von Schmieröl können auf Grund der Löslichkeit ausgeschlossen werden. Zu hohe Oberflächenrauigkeiten oder abweichende Fertigungstoleranzen können ebenfalls ausgeschlossen werden.

Die Auswirkung von unzureichender Unterkühlung des Treibmassenstroms würde mit der Berechnung "Sim_2 Phase" betrachtet. Die Annahme unzureichender Unterkühlung beruht auf der Möglichkeit von erhöhter Temperaturmessunsicherheit (Installationsart der Temperatur Sensoren, Rohrklemmung mit Isolation) und den transienten Betrieb der Anlage. Mit einem Dampfmasseanteil von 2,7%_{Masse} konnte der Treibmassenstrom mit sehr guter Genauigkeit abgebildet werden. Unter diesen Voraussetzungen ergibt sich eine Abweichung des berechneten Saugmassenstroms von 14%. Auf Grund der Abweichungen des Masseaufnahmeverhältnisses ergibt sich nach Gleichung 3 ein Ejektorwirkungsgrad von 0,35 basierend auf den Messergebnissen sowie 0,3 und 0,22 für den zwei- und einphasigen Treibdüsenstrom.

4 Zusammenfassung

Hochtemperaturwärmepumpen zur Rückgewinnung von Industrieabwärme mit integriertem Latentwärmespeicher auf Wärmesenkenseite wurden in dieser Arbeit untersucht. Die Kombination aus HTWP und Heißwasserspeicher ermöglicht die Ausnutzung von zeitlich versetzten Wärmequellenangebot und Wärmesenkenbedarf. Des Weiteren ergibt sich die Möglichkeit senkenseitige Spitzenlasten zu puffern. HTWP zeichnen sich durch erreichbare Temperaturen der Wärmesenke von > 100 °C aus und haben bei gleichen Energiepreisen (€/kWh) für Strom, Öl und Gas ein hohes Marktpotential. Der Einsatz von natürlichen Kältemitteln gibt Planungssicherheit im Hinblick auf künftige Umweltregulierungen und Wartungskosten.

Im Arbeitsbereich von 40°C bis 120°C, typisch für Industrieabwärme und Heißwasserproduktion, bieten sich Butan (R600) als natürliches Kältemittel an. Installationen und Handhabung von als leicht brennbar deklarierten Kältemitteln der Klasse A3 sind ausführlich in Regelwerken, Literatur und in Normen (wie z.B.: EN-DIN 378) beschrieben. Der Vorteil von R600 sind moderate Betriebsdrücke, hohe volumetrische Kälteleistung und die Verfügbarkeit der Komponenten und eine klassische kältetechnische Montage. In der untersuchten HTWP sind bis auf den Ejektor handelsübliche verbaut.

Mit der hier untersuchten HTWP wurde erfolgreich gezeigt, dass Aufladung eines und Latentwärmespeichers bis zu 120 °C mit einem Prozessabwasserwärmestrom, welcher von 52 °C auf 48 °C abgekühlt wird, möglich ist. Die HTWP wurde in dieser Untersuchung mit Verdampfungstemperaturen im Bereich von 47 °C – +1 K. Gleichzeitig wurden Kondensationstemperaturen zwischen 121 °C erreicht. Die gemessenen Leistungszahlen liegen in einem Bereich von 2,2 was einem Gütegrad von 0,41 entspricht.

Der in der Anlage integrierte Butan-Ejektor erreichte ein Druckverhältnis von 1,36, was einem Druckanstieg von Ejektorsaugdüsen Eintritt von 4,3 bar zum Diffusoraustritt 5,85 bar entspricht. Bei einem Masseaufnahmeverhältnis von 0,46 wurde ein Ejektorwirkungsgrad von 0,35 erreicht, welches nahe der Auslegungsparameter ist.

Das Eingesetzte 1D Ejektormodell konnte die Druckverteilung hinreichend genau abbilden. Die Abweichung zwischen gemessenen und berechnendem Treibdüsenmassenstroms zeigte, dass die Annahme von unterkühlter Flüssigkeit am Treibdüsen einlass im gezeigtem fälle nicht zutreffend scheint. Ein 2,7%_{mass} Anteil Gasphase führte zur besten Übereinstimmung zwischen gemessenem und Berechnetem Treibdüsenmassenstrom wobei der Sauggasmassenstrom um ca. 14% zu gering berechnet wird, was in einem berechneten Ejektor Wirkungsgrad von 0,3 resultiert, 5% Punkte unter dem gemessenen Werten.

Der Einsatz des Ejektors führt zu einem Saugdruckanstieg um 1,54 bar auf 5,85 bar, was zu einer Reduktion des Kompressionsdruckverhältnisses von 5,0 auf 3,7 führt.

Um den optimalen Betriebspunkt der Anlage und des Ejektors zu finden und die Validierung des Ejektor Modelles zu verbessern sind weitere Tests bei unterschiedlichen Masseaufnahmeverhältnissen und Druckverhältnissen geplant.

5 Danksagung

Diese Arbeit wurde vom Norwegischen Forschungsministerium "The Research Council of Norway" über das Forschungszentrum für umweltfreundliche Energien, HighEFF - Centre for an Energy Efficient and Competitive Industry for the Future (Centre for Environment-friendly Energy Research, 257632/E20), und von der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft FFG über die Projekte HighButane 2.0 (Pr.Nr.: 843935), StoreITup-IF (Pr.Nr.: 848914) und VWE (Pr.Nr.: 871723) gefördert.

6 Nomenklatur

Formelzeichen

COP	Leistungszahl (-)
h	Enthalpie (kJ/kg)
\dot{m}	Massenstrom (kg/s)
M	Masseaufnahmeverhältnis (kg/kg)
P	Antriebsleistung (W)
p	Druck (bar)
\dot{Q}	Wärmestrom (W)
s	Entropie (kJ/K)
T	Temperatur (K)
\dot{V}	Volumenstrom (m ³ /s)
η	Wirkungsgrad (-) oder (W/W)
Π	Druckverhältnis (-) oder (bar/bar)
ρ	Dichte (m ³ /kg)

Indizes

aus	Austritt
C	Carnot
Ein	Eintritt
Ej	Ejektor
el	Elektrisch
is	Isentropisch
R	Kältemittel
t	Total
V	Verdichter
Verd	Verdampfer
Verf	Verflüssiger
WS	Wärmesenke
WQ	Wärmequelle

7 Literaturverzeichnis

- Lambauer, J., et al., *Industrielle Großwärmepumpen-Potenziale, Hemmnisse und Best-Practice Beispiele*. Stuttgart, Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung, 2008.
- Elmegaard, B., et al. *International Workshop on High Temperature Heat Pumps*. 2017.
- Wolf, S., et al., *Analyse des Potenzials von Industrierärmepumpen in Deutschland*. Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung. Stuttgart. URL: http://www.ier.uni-stuttgart.de/publikationen/veroeffentlichungen/forschungsberichte/downloads/141216_Abschlussbericht_FKZ_0327514A.pdf (downloaded 01. 10. 2015), 2014.
- IEAHeatPumpCentre, *Annex 35: Application of Industrial Heat Pumps - Final Report (No. Report HPP-AN35-1&2)*. 2014: Borås, Sweden.
- Zühlsdorf, B., Bantle, M., Elmegaard, B., *Book of presentations of the 2nd Symposium on High-Temperature Heat Pumps*, ed. SINTEF. 2019. 268.
- Lemmon, E.W., M.L. Huber, and M.O. McLinden, *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP*. 2013, National Institute of Science and Technology: Gaithersburg.

7. Bamigbetan, O., et al. *Evaluation of natural working fluids for the development of high temperature heat pumps*. in *12th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (GL2016)*, Edinburgh, United Kingdom. 2016.
8. Bamigbetan, O., et al., *Theoretical analysis of suitable fluids for high temperature heat pumps up to 125° C heat delivery*. International Journal of Refrigeration, 2018. **92**: p. 185-195.
9. Drexler-Schmid G., L.M., Popovaz M., Baumhake A., *HighButane 2.0 Konzeption einer neuartigen Butan-Hochtemperaturwärmepumpe zur Effizienzsteigerung in industriellen Prozessen - Publizierbarer Endbericht*, A.A.I.o. Technology, Editor.
10. Elbel, S. and N. Lawrence, *Review of recent developments in advanced ejector technology*. International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid, 2016. **62**: p. 1-18.
11. Sumeru, K., H. Nasution, and F.N. Ani, *A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle*. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2012. **16**(7): p. 4927-4937.
12. Elbel, S., *Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications*. International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid, 2011. **34**(7): p. 1545-1561.
13. Aidoun, Z., et al., *Current advances in ejector modeling, experimentation and applications for refrigeration and heat pumps. Part 2: Two-phase ejectors*. Inventions, 2019. **4**(1).
14. Banasiak, K. and A. Hafner, *1D Computational model of a two-phase R744 ejector for expansion work recovery*. International Journal of Thermal Sciences, 2011. **50**(11): p. 2235-2247.
15. Banasiak, K. and A. Hafner, *Mathematical modelling of supersonic two-phase R744 flows through converging-diverging nozzles: The effects of phase transition models*. Applied Thermal Engineering, 2013. **51**(1-2): p. 635-643.