



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN



AUSTRIAN INSTITUTE  
OF TECHNOLOGY

## Diplomarbeit

# Integration von Wärmepumpen in Industrieprozesse

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

## Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

**Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Rene Hofmann**

(E302 Institut für Energietechnik und Thermodynamik,  
Forschungsbereich: Industrielle Energiesysteme)

und

**Dipl.-Ing. Dr. techn. Veronika Wilk**

(AIT Austrian Institute of Technology GmbH,  
Center for Energy, Sustainable Thermal Energy Systems)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

**Lucas Brändle**

Matr.Nr.: 1228104

Seidengasse 44 / Top36

1070 Wien

Wien, im Mai 2018

---



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN



AUSTRIAN INSTITUTE  
OF TECHNOLOGY

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

## **Diplomarbeit**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, im Mai 2018

---

## Danksagung

Zunächst möchte ich mich an dieser Stelle bei allen bedanken, die mich während der Anfertigung dieser Diplomarbeit unterstützt und motiviert haben.

Ganz besonders gilt dieser Dank Frau Dr. Veronika Wilk und Herrn Univ.Prof. Dr. Rene Hofmann, die mich und meine Arbeit betreuten. Sie gaben mir nicht nur immer wieder durch kritisches Hinterfragen wertvolle Hinweise, sondern trugen auch durch Ihre moralische Unterstützung und kontinuierliche Motivation einen großen Teil zur Vollendung dieser Arbeit bei. Sie haben mich dazu gebracht, über meine Grenzen hinaus zu denken. Vielen Dank für Ihre Geduld und Ihre Bemühungen!

Daneben gilt mein Dank meiner Freundin Mag. Karin Netherer, die in zahlreichen Stunden Korrektur las. Sie wies auf Schwächen hin und konnte als Fachfremde immer wieder zeigen, wo noch Erklärungsbedarf bestand. Darüber hinaus unterstützte sie mich in privaten Belangen und half mir meinen Weg zu gehen.

Auch meine Vorgesetzten und Kollegen im AIT haben maßgeblich daran mitgewirkt, dass diese Diplomarbeit nun in dieser Form vorliegt. Vielen Dank, dass Ihr mir die Möglichkeit gegeben habt, bei euch zu forschen und zu arbeiten.

Nicht zuletzt gebührt meinen Eltern Dank, ohne die ich dieses Ziel niemals hätte erreichen können.

## Kurzfassung

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Integration von Wärmepumpen in Industrieprozesse. Dabei wurden zwei Industrieprozesse hinsichtlich der ungenutzten Prozesswärme und der Wirtschaftlichkeit genauer betrachtet.

Bei der ersten Prozessanalyse wurde ein Kraftwerksprozess untersucht, der Strom, Dampf und Fernwärme für unterschiedliche Industrieverbraucher liefert. Dabei konzentrierte man sich auf die Nutzung der Abwärme im Kühlsystem einer Dampfturbine. Für die Kühlung der Turbine wird Hydrauliköl verwendet, das die aufgenommene Wärme bis dato an die Umgebung abgibt. Diese ungenutzte Wärmequelle wurde für die Integration einer Wärmepumpe herangezogen.

Bei der zweiten Prozessanalyse wurde ein Molkereiprozess untersucht. Im Zuge der Simulation wurden durch unterschiedliche Konfigurationen diverse Milchsorten betrachtet, die unterschiedliche Temperaturniveaus benötigen. Die Temperaturen reichen dabei von 75° bis 138°C und werden durch eine gasgefeuerte Energieversorgung bereitgestellt. Um die erhitzte Milch wieder abzukühlen, wird ein Eiskreislauf verwendet, der über einen Wärmeübertrager die Milch auf 5°C herunterkühlt. Der Eiskreislauf muss wiederum von einer Kältemaschine auf ein konstantes Temperaturniveau von 2°C heruntergekühlt werden. Die durch die Kühlung des Arbeitsmediums (Eiskreislauf) übertragene Wärme an die Kältemaschine wird über einen Kühler an die Umgebung abgegeben. Diese ungenutzte Prozessabwärme wurde ebenfalls zum Anlass für eine weitere detaillierte Untersuchung.

Bei der Simulation der beiden Industrieprozesse mittels des Programms IPSEpro wurden durch die unterschiedlichen Prozesstemperaturen diverse Wärmepumpenschaltungen, Temperaturstufungen und Kältemittel miteinander verglichen, um daraus wertvolle Erkenntnisse in Bezug auf das Verhalten der jeweiligen Anlage zu entnehmen.

Mittels der gewonnenen Erkenntnisse aus der Kraftwerkssimulation konnte eine ideale Wärmenutzungstemperatur von 110°C bestimmt werden. Unter der Verwendung dieser Wärmenutzungstemperatur lässt sich angesichts der Gesamtkosteneinsparung und der Amortisationszeit eine ressourcen- und umweltschonende Prozesskette aufbauen.

Beim Molkereiprozess konnte durch den Vergleich der unterschiedlichen Milch-Produkttemperaturen wertvolle Erkenntnisse bezüglich der optimalen Wärmepumpenschaltung erzielt werden. Des Weiteren wurden die Gesamtkosteneinsparungen und die Amortisationszeiten für die diversen Milchprodukte ermittelt und entsprechende Rückschlüsse für den Molkereiprozess gezogen.

## Abstract

This thesis deals with the integration of heat pumps in industrial processes. I looked closely at two industrial processes with regard to their unused process waste heat and economic efficiency.

During the first process analysis, a power plant process was investigated, which supplies electricity, steam and district heating for different industrial consumers. We concentrated on the use of waste heat in the cooling system of a steam turbine. For the cooling of the turbine hydraulic oil is used, which emits the stored heat to date to the environment. This unused heat source was used for the integration of a heat pump.

In the second process analysis, a dairy process was investigated. As part of the simulation, different configurations were used to consider different types of milk which require different temperature levels. The temperatures range from 75-138°C and are provided by a gas-fired power supply. To cool the heated milk again, an ice cycle is used, which cools the milk down to 5°C via a heat exchanger. The ice cycle must be cooled by a refrigeration system to a constant temperature level of 2°C. The heat transferred to the chiller by the cooling of the working medium (ice cycle) is transferred to the environment via a cooler. This wasted waste heat became also the starting point for further detailed investigation.

In the simulation of the two industrial processes using the IPSEpro program, the different process temperatures were used to compare various heat pump circuits, temperature gradients and refrigerants in order to obtain valuable information on the behaviour of the respective plant.

Using the knowledge, gained from the power plant simulation, an ideal heat utilization temperature of 110°C could be determined. Using this heat utilization temperature, a resource- and environmentally friendly process chain can be built in view of the overall cost savings and the payback period.

In the dairy process, it was possible to gain valuable insights into the optimal heat pump circuit by comparing the different milk product temperatures. Furthermore, the total cost savings and the payback periods for the various dairy products were determined and appropriate conclusions for the dairy process were drawn.

# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	3
2	Wärmepumpen - Grundlagen.....	4
2.1	Geschichtliche Entwicklung.....	4
2.2	Aufbau und Funktionsweise .....	5
2.2.1	Einsatzmöglichkeiten .....	5
2.2.2	Wärmepumpenprozess.....	5
2.2.3	Carnot-Prozess und reale Prozess: .....	9
2.3	Kenngößen.....	11
2.3.1	Leistungszahl – COP .....	11
3	Aufgabenstellung .....	14
3.1	IPSEpro .....	14
3.2	Ist-Zustand .....	15
4	Kraftwerksprozess .....	17
4.1	Prozessabbildung.....	17
4.2	Erkenntnisse Kraftwerksprozess .....	27
4.2.1	Ermittlung des Auslegungszustandes der Wärmepumpe .....	27
4.2.2	Detailanalyse des Auslegungszustandes der Wärmepumpe .....	34
5	Molkerei .....	44
5.1	Molkereiprodukte.....	44
5.2	Prozessvariation Molkerei .....	45
5.2.1	Annahmen für die Prozessabbildungen .....	45
5.2.2	Prozessabbildung Variante 1 und Variante 2 .....	46
5.2.3	Variante 1 .....	52
5.2.4	Variante 2 .....	54
5.3	Erkenntnisse Molkerei .....	59
5.3.1	Graphische Betrachtung der Simulationsergebnisse .....	59
5.3.2	Detailanalyse der einzelnen Varianten.....	67
6	Schlussfolgerungen und Ausblick .....	83
7	Literaturverzeichnis.....	85
8	Abbildungsverzeichnis .....	87

---

9	Formelverzeichnis .....	89
10	Tabellenverzeichnis .....	90
11	Abkürzungsverzeichnis .....	91

# 1 Einleitung

Industrie- und Gewerbebetriebe stehen in der heutigen Zeit unter großem Energiekostendruck. Deshalb ist für viele Unternehmen die Energieeffizienz ein bedeutendes Thema mit großem Informationsbedarf geworden. Ein Großteil der Betriebe verfügt über enorme Abwärme-Mengen aus verschiedensten Produktionsprozessen. Doch die wenigsten wissen, wie sie Abwärme nutzbar machen können, [1].

Durch Recherche im Internet wird man feststellen, dass zum einen die außerbetriebliche Nutzung von Industrie-Abwärme in Europa noch nicht häufig realisiert wurde und zum anderen größtenteils Betriebe in der Schweiz und Skandinavien Großwärmepumpen-Anlagen in ihre Prozesse integrieren.

Der Grund für die geringe Häufigkeit ist, dass die Marktdurchdringung in diesem Segment noch nicht soweit fortgeschritten ist. Dies lässt sich auf die aktuell noch geringe Bekanntheit und die Skepsis aufgrund mangelnder Erfahrung (Betriebssicherheit) sowie den geforderten, teils sehr hohen Temperaturniveaus und geringen Amortisationszeiten, zurückführen, [1].

Die vorliegende Arbeit untersucht die in Industrieprozessen vorkommenden Möglichkeiten, ungenutzte Prozessabwärme mittels Einbindung einer Wärmepumpe zu nutzen.

Bei der Ausarbeitung betrachtete man zwei unterschiedliche Industrieprozesse, bei deren die außer- und innerbetriebliche Nutzung untersucht wurde. Mithilfe eines Prozessmodellierungs-Programms wurden die Industrieprozesse nachgebildet und diverse Wärmepumpenvarianten integriert. Anschließend wurden optimale Auslegungstemperaturen durch den Vergleich unterschiedlicher Temperaturstufungen ausgewählt und im Detail betrachtet. Bei der näheren Betrachtung der Ergebnisse konnten für die beiden Industrieprozesse entsprechende Erkenntnisse erlangt werden, die nachfolgend im Detail beschrieben sind.

## 2 Wärmepumpen - Grundlagen

### 2.1 Geschichtliche Entwicklung

Innovative und technische Entwicklungen entstehen durch geschickte Erfinder und durch Visionäre. Bei der Kälte- und Wärmepumpentechnik gelang dies in den 1875er Jahren [2].

Der anfängliche Einsatz von Wärmepumpen zu Heizzwecken, zum Beispiel in Salzwerken, hatte den Vorteil Holz und Kohle einzusparen. Der Durchbruch der Wärmepumpe basiert jedoch auf Erfindungen zur Deckung des stetigen wachsenden Bedarfs an Kühlung (zum Beispiel: Lebensmittelindustrie), [2].

Durch den Vorteil Strom, Gas und Öl durch eine Wärmepumpe einzusparen, wurden in den 1980er-Jahren immer mehr Brauchwasserwärmepumpen verwendet. Ende der 1980er- Jahre sank der Marktanteil von Wärmepumpen aufgrund fallender Ölpreise. Erst ab dem Jahr 2000 stiegen die Wärmepumpen-Verkaufszahlen erneut in die Höhe. Dies beruhte darauf, dass die Technologie stetig verbessert wurde und die Qualitätssicherung bei der Installation einen entsprechenden Standard erreichte, [3].

In der nachfolgenden Abbildung 1 ist die oben beschriebene Entwicklung der Wärmepumpen-Verkaufszahlen von Brauchwasser- und Heizungswärmepumpen inkl. Lüftungswärmepumpen und Industrierärmepumpen in Österreich zu sehen.

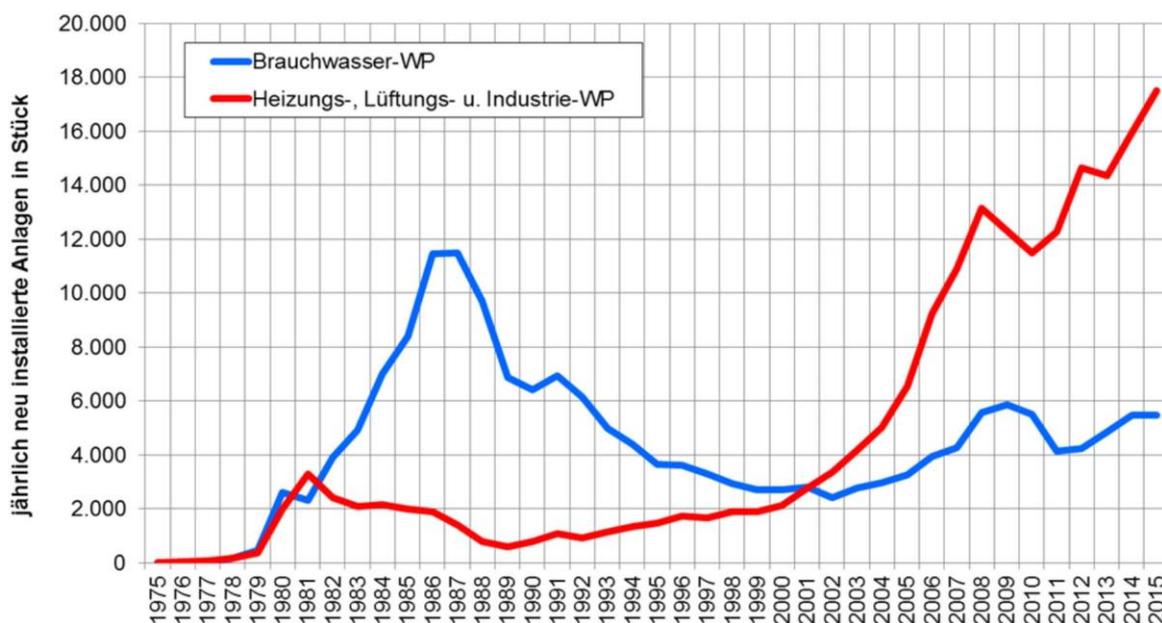


Abbildung 1: Entwicklung der Verkaufszahlen von Brauchwasser- und Heizungswärmepumpen inklusive Lüftungswärmepumpen und Industrierärmepumpen im Österreich (1976 bis 2015) [4, p. 29]

## 2.2 Aufbau und Funktionsweise

### 2.2.1 Einsatzmöglichkeiten

Der Einsatz von Wärmepumpen ist in den letzten Jahren durch das Umdenken der Industrie hinsichtlich Klimaschutz, Energie sparen, CO<sub>2</sub> Emissionen verringern und natürliche Vorkommnisse nutzen stetig angewachsen.

Diese Entwicklung hat dazu geführt, dass bereits im privaten Bereich Wärmepumpen für die Beheizung von Gebäuden eingesetzt werden. Auch die Industrie ist auf der Suche nach energieeffizienten Heizsystemen, die umweltfreundliche Wärmelösungen liefern.

Einsatzmöglichkeiten können zum Beispiel sein, [5]:

- Bereitstellung von Heizwärme in Industrie- und Verwaltungsgebäuden
- Trinkwassererwärmung von Industrie- und Verwaltungsgebäuden
- Klimatisierung in Einkaufszentren
- Bereitstellung von Prozesswärme in Industrie und Gewerbe
- Bereitstellung warmer Trocknungsluft in der Holzverarbeitenden Industrie
- usw.

### 2.2.2 Wärmepumpenprozess

Eine Wärmepumpe ist ein technisches System aus mehreren Komponenten, das zur Wärmeerzeugung eingesetzt wird. Aufgrund des technologischen Fortschritts entstanden mit der Zeit unterschiedliche Wärmepumpenarten. Eine der gebräuchlichsten Wärmepumpenarten ist die elektrisch angetriebene Wärmepumpe (Kompressions-Wärmepumpe), [5].

Bei der Kompressions-Wärmepumpe zirkuliert ein Kältemittel in einem geschlossenen Kreislauf. Dabei ändert sich der Aggregatzustand zwischen flüssig und gasförmig, [6, 7].

Folgende Komponenten sind in einer einfachen Wärmepumpe verbaut, [6, 7]:

- Verdampfer:  
Durch den Wärmeaustausch im Verdampfer verdampft das Kältemittel bei niedrigem Druck und niedriger Temperatur und nimmt die Energie aus der Wärmequelle auf.
- Verdichter:  
Das gasförmige Kältemittel gelangt in den Verdichter (Kompressor) und wird dabei komprimiert. Die Temperatur des Kältemittels steigt durch die Erhöhung des Drucks (Kompression).
- Verflüssiger (Kondensator)  
Das heiße Gas gelangt in den Verflüssiger und durchläuft eine Phasenumwandlung von gasförmig auf flüssig (kondensiert). In diesem Prozessschritt wird Energie mit einem Wärmeübertrager an die Wärmesenke übertragen und es stellt sich am Austritt ein hohes Druckniveau und ein niedriges Temperaturniveau im (flüssigen) Kältemittel ein.
- Expansionsventil (Drosselventil)  
Durch das Drosselventil wird das Kältemittel wieder auf den Ausgangszustand entspannt. Im Zuge der Expansion kühlt das Kältemittel ab und es stellt sich ein niedriges Druck- und Temperaturniveau ein (flüssig).

Die Abbildung 2 zeigt eine Kompressions-Wärmepumpe:

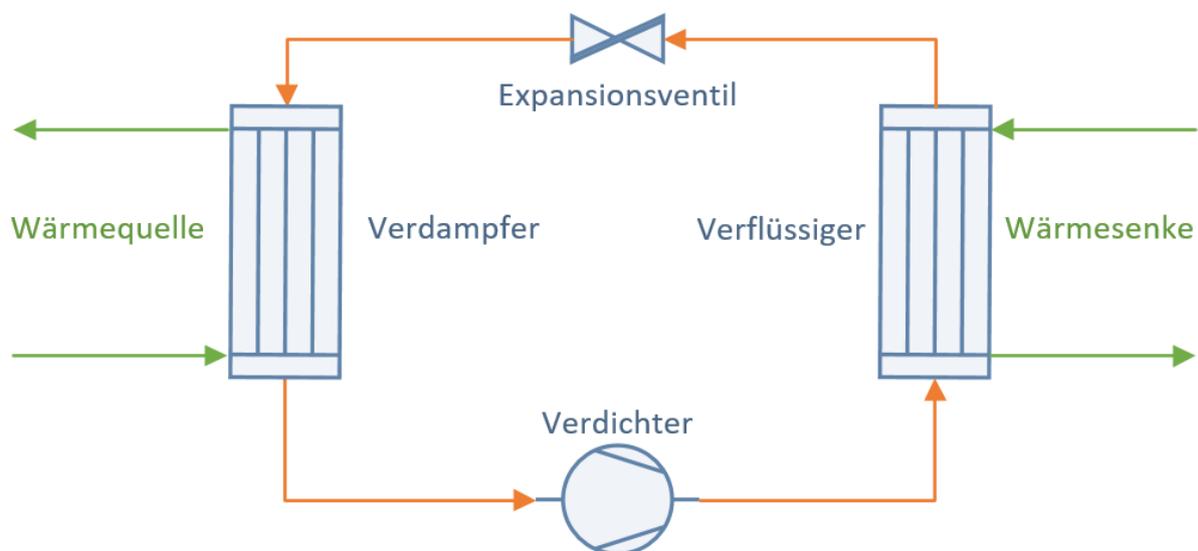


Abbildung 2: Schematischer Aufbau einer Kompressions-Wärmepumpe

Die thermodynamischen Verhältnisse eines Wärmepumpen-Kreisprozesses lassen sich in einem T,s-Diagramm übersichtlich darstellen. Im T,s- Diagramm wird die Temperatur  $T$  des Arbeitsmediums über der Entropie  $s$  aufgetragen. Die umschlossene Fläche (grün), die sich durch die Zustandsänderungen des Arbeitsmediums ergibt, entspricht der im Kreisprozess umgesetzten Arbeit (Verdichterarbeit), [8].

Die Abbildung 3 zeigt ein Beispiel eines T,s- Diagrammes für eine Wärmepumpe:

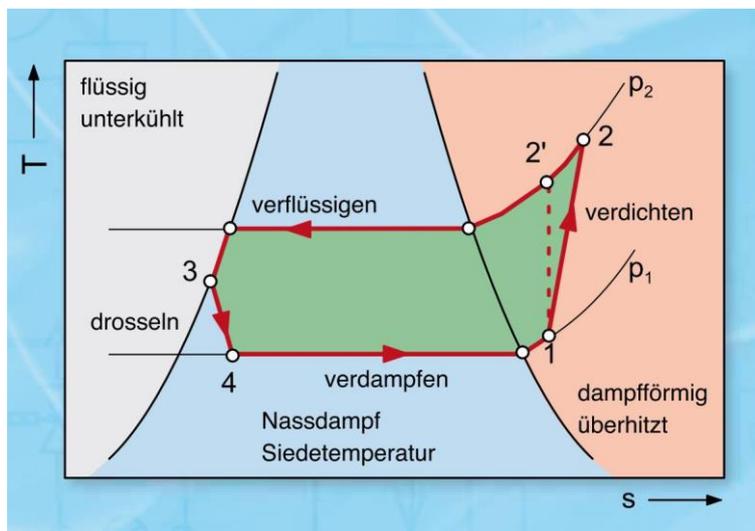


Abbildung 3: T,s- Diagramm eines Wärmepumpenkreislaufes [8, pp. 26-27]

Damit man die Wärmeströme direkt, als horizontale Strecke aus einem Diagramm ablesen kann, benötigt man ein  $\log p$ ,h- Diagramm. In diesem Diagramm wird der Druck  $p$  über der Enthalpie  $h$  aufgetragen, [8].

Für das bessere Verständnis der  $\log(p)$ /h-Diagramme ist in der nachfolgenden Abbildung 4 ein Beispiel angeführt:

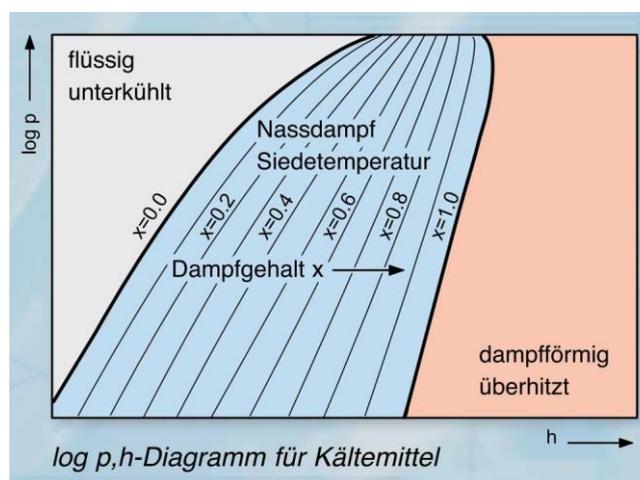


Abbildung 4: Das  $\log p$ ,h-Diagramm für Kältemittel [8, pp. 26-27]

Im linken (grauen) Bereich ist das jeweilige Kältemittel im flüssigen Aggregatzustand aufgezeichnet. Dabei liegt die Temperatur unterhalb der zum Druck zugehörigen Siedetemperatur (Kältemittel ist unterkühlt).

Im mittleren (blauen) Bereich befindet sich das Nassdampfgebiet für das jeweilige Kältemittel. In diesem Abschnitt entspricht die Temperatur der zum Druck gehörenden Siedetemperatur. Das Nassdampfgebiet ist, wie in der Abbildung 4 ersichtlich, durch Grenzkurven mit dem Dampfgehalt umgeben.

Der rechte (orange) Bereich zeigt den gasförmigen Kältemittelbereich, bei dem die Temperatur höher als die Siedetemperatur ist (überhitzter Bereich).

Bei einer Betrachtung eines  $\log(p)/h$ - Diagramms muss darauf geachtet werden, dass für jedes Kältemittel ein eigenes Diagramm existiert (unterschiedliche Stoffdaten), [8].

In der Abbildung 5 wird die energetische Betrachtung verdeutlicht.

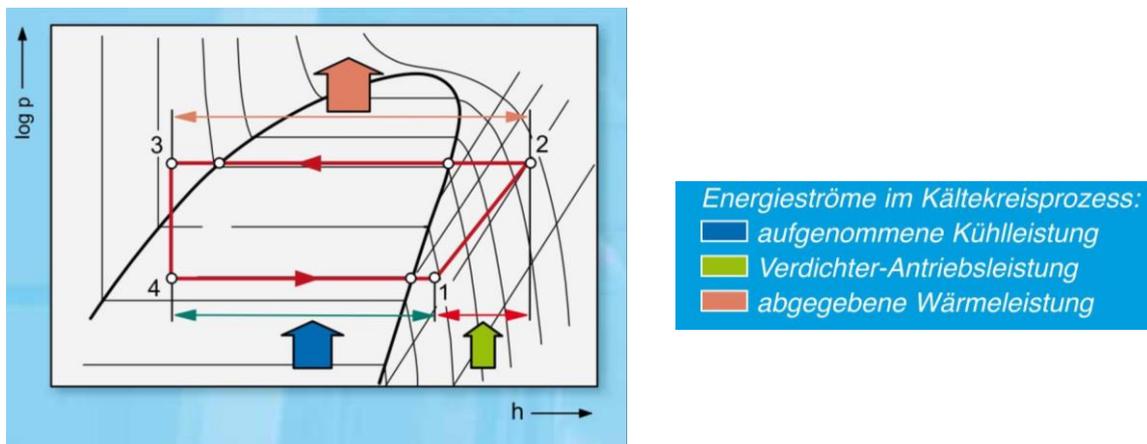


Abbildung 5: Energetische Betrachtungen im  $\log p, h$ -Diagramm [8, pp. 26-28]

Die Abstände in der horizontalen Ebene der Prozesspunkte im  $\log(p)/h$ -Diagramm entsprechen den Enthalpie-Differenzen. Die eingezeichneten Abstände im Diagramm sind ein direktes Maß für die ausgetauschten Energieströme, [8].

- Die Strecke 41 entspricht der Kühlleistung und ist gleichzeitig die Nutzleistung der Kälteanlage oder die Wärmequelle der Wärmepumpe.
- Die Strecke 12 ist die aufgewendete Antriebsleistung vom Verdichter.
- Die Strecke 23 verdeutlicht die abgegebene Wärmeleistung über den Kondensator (Abwärme der Kälteanlage oder Nutzleistung der Wärmepumpe).

### 2.2.3 Carnot-Prozess und reale Prozess:

Der *Carnot-Prozess* wird für die Beschreibung des idealen Wärmepumpenprozesses herangezogen, der in der Abbildung 6 dargestellt ist. Der Prozess setzt sich wie folgt zusammen, [5]:

- 1-2 isotherme Wärmeaufnahme
- 2-3 isentrope Kompression
- 3-4 isotherme Wärmeabgabe
- 4-5 isentrope Expansion

Die Wärmemenge  $Q_0$  wird dem Carnot-Prozess zugeführt, sie wird in Abbildung 6 durch die Fläche zwischen den Punkten 1,2,5,6 dargestellt.

Die Wärmemenge  $Q_N$ , die in der Abbildung 6 der Fläche zwischen den Punkten 3,4,5,6 entspricht, wird im Gegenzug entzogen.

Die resultierende Differenzfläche 1,2,3,4 entspricht der zugeführten Verdichtungsenergie minus der bei der Entspannung abgegebenen Energie.

Die nachfolgende Abbildung 6 zeigt einen Carnot-Prozess einer Wärmepumpe:

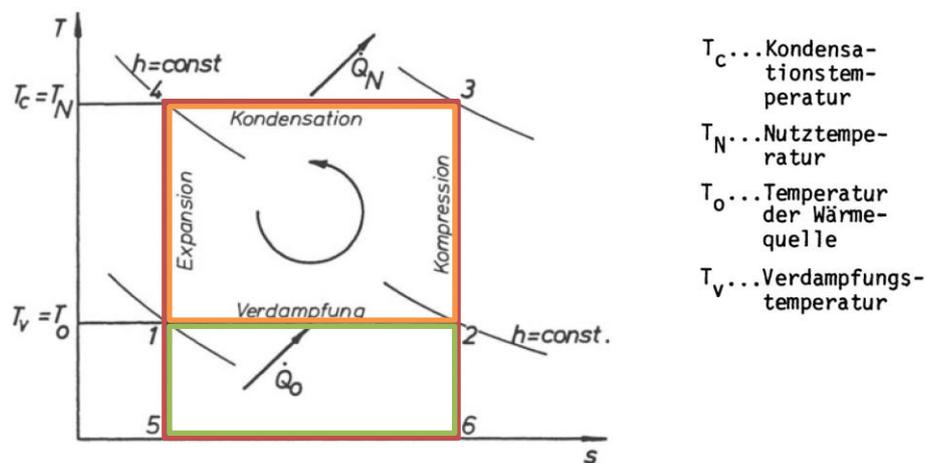


Abbildung 6: Carnot-Prozess einer Wärmepumpe [5, p. 7]

Beim *realen Wärmepumpenprozess* sind die Teilprozesse innerhalb des Kreislaufs nicht reversibel (Prozesse mit Reibung sind irreversibel, Entropie nimmt dabei immer zu) und würden somit dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik widersprechen.

Der reale Wärmepumpenprozess, wie in Abbildung 7 dargestellt, setzt sich aus den nachfolgenden Teilprozessen zusammen, [5]:

- 1-2 Wärmeaufnahme und Verdampfung
- 2-3 Verdichtung (Kompression)
- 3-4 Isobare Wärmeabgabe im Gebiet des überhitzten Dampfes
- 4-5 Wärmeabgabe und Kondensation
- 5-6 Unterkühlung am Kondensatoraustritt
- 6-1 Drosselung

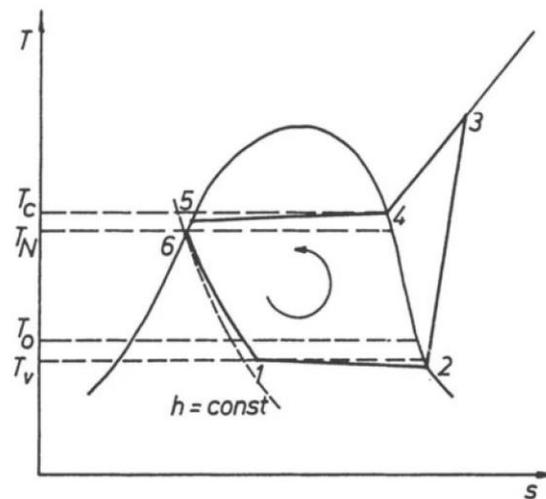


Abbildung 7: T/s-Diagramm eines realen Wärmepumpenprozesses [5, p. 9]

## 2.3 Kenngrößen

### 2.3.1 Leistungszahl – COP

Eine wichtige Kenngröße des Wärmepumpen-Prozesses ist die Leistungszahl  $\varepsilon$ . Die Leistungszahl ist auch als „Coefficient of Performance (COP)“ bekannt. Die Effizienz der Wärmepumpe in einem bestimmten Betriebspunkt wird durch die Leistungszahl ausgedrückt, [5].

Die Leistungszahl  $\varepsilon$  ist wie folgt definiert:

$$\varepsilon = \frac{\text{Nutzwärme}}{\text{Verdichterleistung}} = \frac{\dot{Q}_N}{P_V}$$

$$\text{Nutzen} = \text{Nutzwärme} \quad \text{Aufwand} = \text{Verdichterleistung}$$

Formel 1: Leistungszahl  $\varepsilon$  [5]

Wichtig bei der Berechnung des Aufwands ist, dass der im Verdampfer aufgenommene Wärmestrom  $\dot{Q}_O$  nicht mitberücksichtigt wird. Der Grund dafür ist, dass der Wärmestrom aus der Umgebung oder aus industrieller Abwärme entnommen wird und somit keinen Aufwand darstellt, [5].

Für die Berechnung der Leistungszahl  $\varepsilon$  gibt es zwei Varianten:

- Die Leistungszahl  $\varepsilon_{Carnot}$  bezogen auf den Carnot-Prozess
- Die Leistungszahl  $\varepsilon$  bezogen auf den realen Prozess

#### Leistungszahl $\varepsilon_{Carnot}$ :

Mithilfe der Formel 2 lässt sich die Leistungszahl  $\varepsilon_{Carnot}$  folgenderweise berechnen:

$$\varepsilon_{Carnot} = \frac{\dot{Q}_N}{P_V} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{T_N}{T_N - T_O} = \frac{T_C}{T_C - T_V}$$

Formel 2: Carnot-Leistungszahl  $\varepsilon_{Carnot}$  [5]

Beim Carnot-Prozess entspricht die Nutzttemperatur  $T_N$  der Kondensattemperatur  $T_C$ . Des Weiteren entspricht die Temperatur der Wärmequelle  $T_O$  der Verdampfertemperatur  $T_V$ . Diese homogene Temperaturverteilung wird durch die Vernachlässigung der Grädigkeit zur Wärmeübertragung im Kondensator und Verdampfer erreicht, [5].

Bei der Auslegung von Platten-Wärmeübertragern stellt die Grädigkeit eine wichtige Größe dar. Die Differenz zwischen Primär-Eintrittstemperatur und Sekundär-Austrittstemperatur wird als Grädigkeit bezeichnet. Je kleiner die Grädigkeit bei einem Wärmeübertrager ist, folglich je näher sich die Temperaturen auf der Primär- und Sekundärseite annähern, desto mehr wärmeübertragende Fläche wird benötigt. Hierbei ist das richtige Augenmaß bei der Wahl der Grädigkeit gefragt, um eine unwirtschaftlich große Auslegung des Wärmetauschers zu vermeiden, [9].

In der Regel werden bei Heizungsanlagen Grädigkeiten von 5 Kelvin und bei Kühlanlagen von 2 Kelvin angenommen, [10].

In der Abbildung 8 ist die zuvor beschriebene Grädigkeit eines Wärmetauschers im Gleich- und Gegenstromprinzip dargestellt.

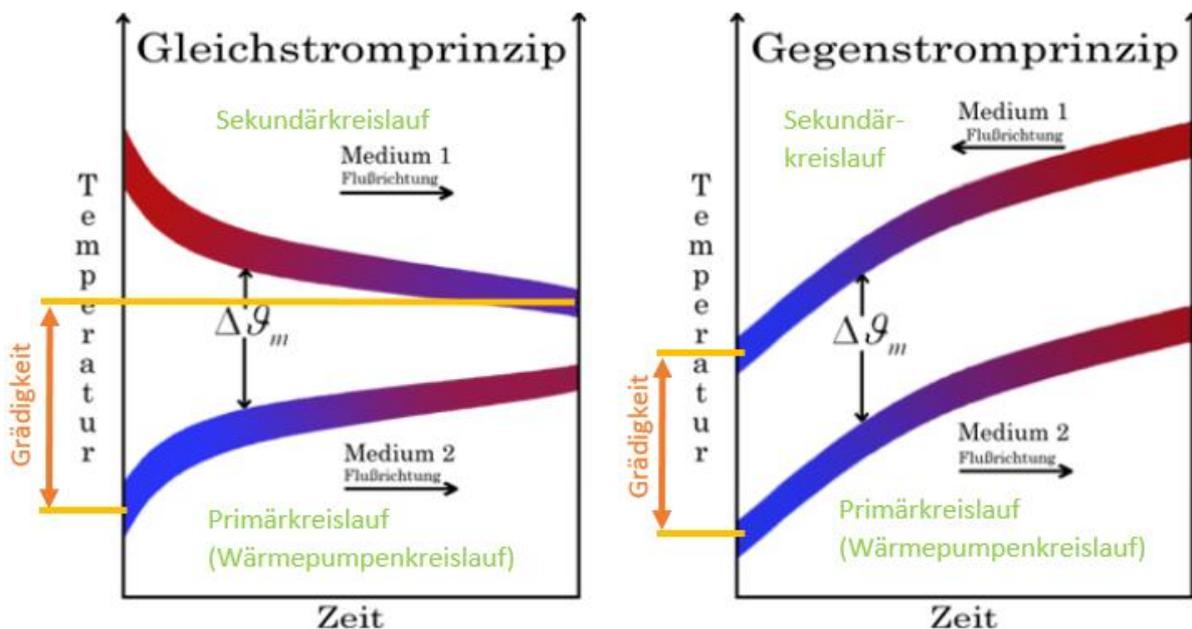


Abbildung 8: Wärmetauscher im Gleich- und Gegenstromprinzip [11]

Aus der Formel der Carnot-Leistungszahl ist ersichtlich, dass mit einem geringen Temperaturunterschied ( $T_c - T_v$ ) zwischen Verdampfer und Kondensator eine höhere Leistungszahl erreicht wird. Somit sollte darauf geachtet werden, dass die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer zu Kondensator nicht zu groß gewählt wird, [5].

## Leistungszahl $\varepsilon$

Mithilfe des Gesamtwirkungsgrads  $\eta_{ges}$  der Wärmepumpenanlage und der Carnot'schen Leistungszahl  $\varepsilon_{Carnot}$  lässt sich die Leistungszahl des realen Prozesses  $\varepsilon$  errechnen, [5].

$$\varepsilon = \eta_{ges} * \varepsilon_{Carnot} = \eta_m * \eta_e * \varepsilon_{Carnot}$$

Formel 3: Reale-Leistungszahl  $\varepsilon$  [5]

$\eta_m$  ... *mechanischer Wirkungsgrad des Verdichters*

$\eta_e$  ... *elektrischer Wirkungsgrad*

Bei Kompressions-Wärmepumpen muss der elektrische Wirkungsgrad mitberücksichtigt werden, da der Verdichter über einen Elektromotor angetrieben wird. An Stelle von Elektromotoren können auch Gas-, Otto- und Dieselmotoren als Antrieb eingesetzt werden. Signifikant für die Berechnung der realen Leistungszahl  $\varepsilon$  ist der entsprechende Wirkungsgrad, der für den ausgewählten Antrieb zu berücksichtigen ist, [5].

## 3 Aufgabenstellung

Die vorliegende Diplomarbeit beschäftigt sich mit den in Industrieprozessen vorkommenden Möglichkeiten, ungenutzte Prozessabwärme mittels Einbindung einer Wärmepumpe anzuheben. Durch die Anhebung des Temperaturniveaus steigt die Attraktivität für die Industrie, die Prozessabwärme wieder einem Prozess zuzuführen. In dieser Arbeit wird auf zwei unterschiedlichen Industrieprozesse eingegangen, die im Abschnitt 3.2 näher erläutert werden.

### 3.1 IPSEpro

IPSEpro ist eine in Österreich entwickelte Software, mit welcher man Modellierungen von Prozessen erstellen kann. Die im Programmnamen verwendeten Buchstaben PSE stehen für „Process Simulation Environment“. Der Leitgedanke hinter diesem Programm ist, Prozessschemata sowie reale Anlagen in einem prozessflussorientierten Simulationsmodell abzubilden und zu berechnen. Durch die unterschiedlichen Bibliotheken „Model Libraries“, die vom Bediener beliebig erweitert und auch verändert werden können, lassen sich möglichst repräsentative Simulationsmodell erstellen.

Möglich Bibliotheken von IPSEpro sind nachfolgend aufgelistet:

- APP\_Lib „Kraftwerksbibliothek“
- Frigo\_Lib „Kältemittelprozess-Bibliothek“
- LTP\_Lib „Niedertemperaturprozess-Bibliothek“
- usw.

IPSEpro basiert auf zwei Hauptbestandteilen:

- PSE und
- MDK „Model Development Kit“

Mittels dem MDK wird dem Anwender die Möglichkeit gegeben, Modelle beziehungsweise Modellbibliotheken selbst zu erstellen. Im PSE lassen sich über eine graphische Oberfläche verschiedene Module zu einem Prozess verknüpfen und hinsichtlich seiner Massen- und Energiebilanzen simulieren. Die hinterlegten Stoff- und Energiekenndaten bilden die Basis für jede Simulation.

Dank des Moduls PSExcel lassen sich schnell und einfach die mittels eines Solvers gelösten Gleichungsergebnisse ins MS Excel exportieren. Somit lässt sich mittels IPSEpro und deren Model-Bibliotheken eine Vielzahl an Anwendungen abdecken, [12], [13].

## 3.2 Ist-Zustand

In der vorliegenden Arbeit wurden zwei Industrieprozesse hinsichtlich der ungenutzten Prozesswärme und der Wirtschaftlichkeit genauer betrachtet:

Bei der ersten Prozessanalyse wurde ein Kraftwerksprozess untersucht, der Strom, Dampf und Fernwärme für unterschiedliche Industrieverbraucher liefert. Dabei konzentrierte man sich auf die Nutzung der Abwärme im Kühlsystem einer Dampfturbine. Für die Kühlung der Turbine wurde Hydrauliköl verwendet, das die aufgenommene Wärme bis dato an die Umgebung abgibt. Diese ungenutzte Wärmequelle wurde für die Integration einer Wärmepumpe herangezogen.

Die nachfolgende Abbildung 9 zeigt das Kraftwerksprozess-Layout mit Einbindung einer Wärmepumpe, auf das im Kapitel 4 genauer eingegangen wird.

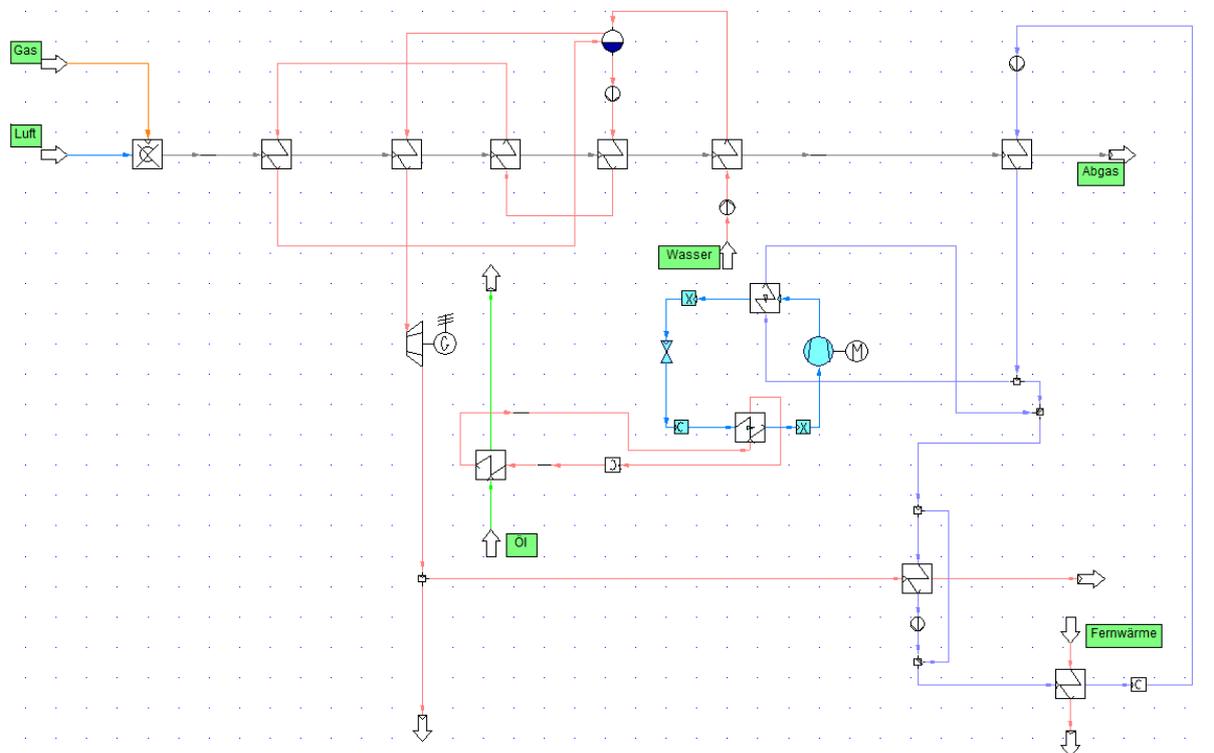


Abbildung 9: Ist-Zustand mit Wärmepumpe / Kraftwerksprozess -Layout

Bei der zweiten Prozessanalyse wurde ein Molkereiprozess untersucht. Im Zuge der Prozesssimulation wurden durch unterschiedliche Konfigurationen diverse Milchsorten betrachtet, die unterschiedliche Temperaturniveaus benötigen. Die Temperaturen reichen dabei von ca. 75–138°C und werden durch eine gasgefeuerte Energieversorgung bereitgestellt. Um die erhitzte Milch wieder abzukühlen, wird ein Eiskreislauf verwendet, der über einen Wärmeübertrager die Milch auf 5°C herunterkühlt. Der Eiskreislauf muss wiederum von einer Kältemaschine auf ein konstantes Temperaturniveau von 2°C herunterkühlt werden. Die durch die Kühlung des Arbeitsmediums (Eiskreislauf) übertragene Wärme an die Kältemaschine wird über einen Kühler an die Umgebung abgegeben. Diese ungenutzte Prozessabwärme wurde zum Anlass für eine detaillierte Untersuchung.

Die Abbildung 10 zeigt das Molkereiprozess-Layout mit Einbindung einer Wärmepumpe, auf das im Kapitel 5 genauer eingegangen wird.

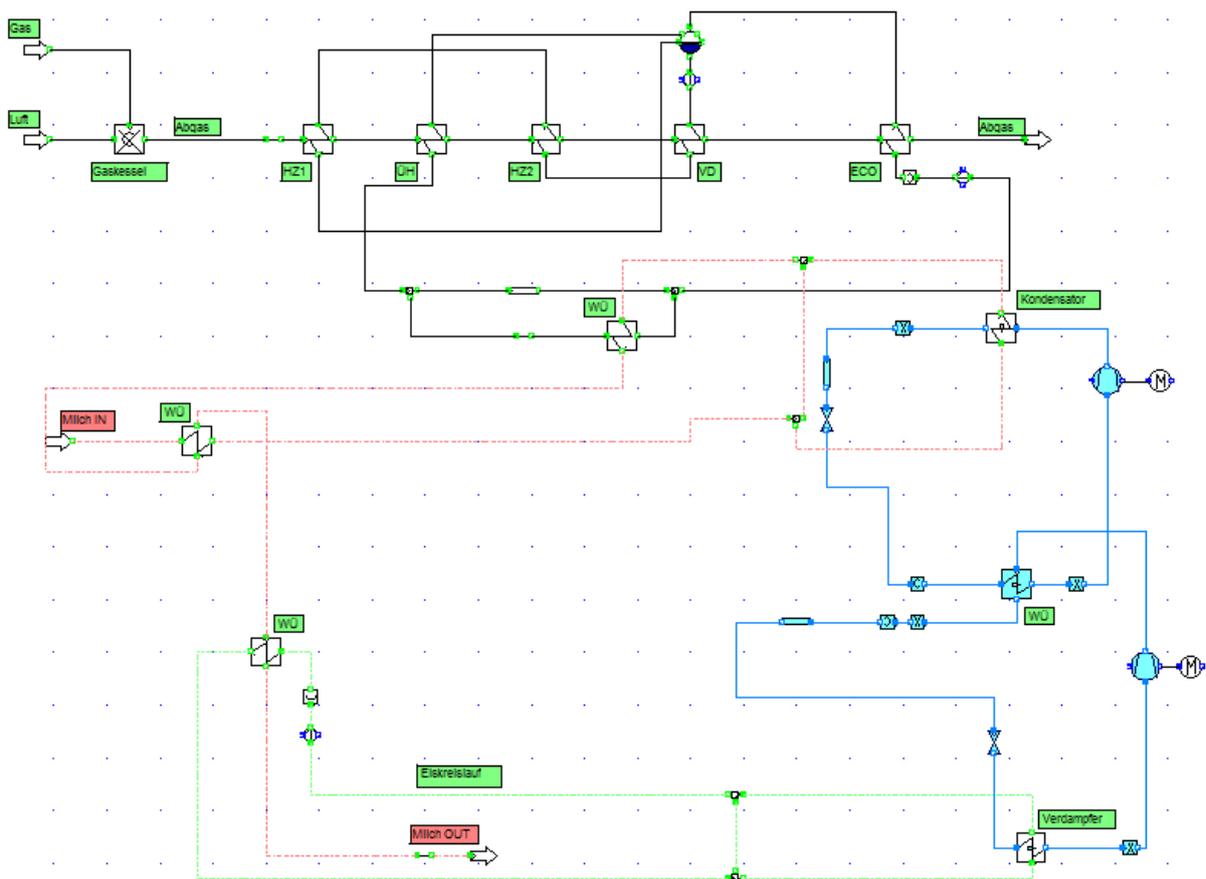


Abbildung 10: Ist-Zustand / Molkereiprozess -Layout

## 4 Kraftwerksprozess

### 4.1 Prozessabbildung

Die nachfolgenden Abbildung 11 zeigt den bestehenden Kraftwerksprozess, der mit IPSEpro nachgestellt worden ist:

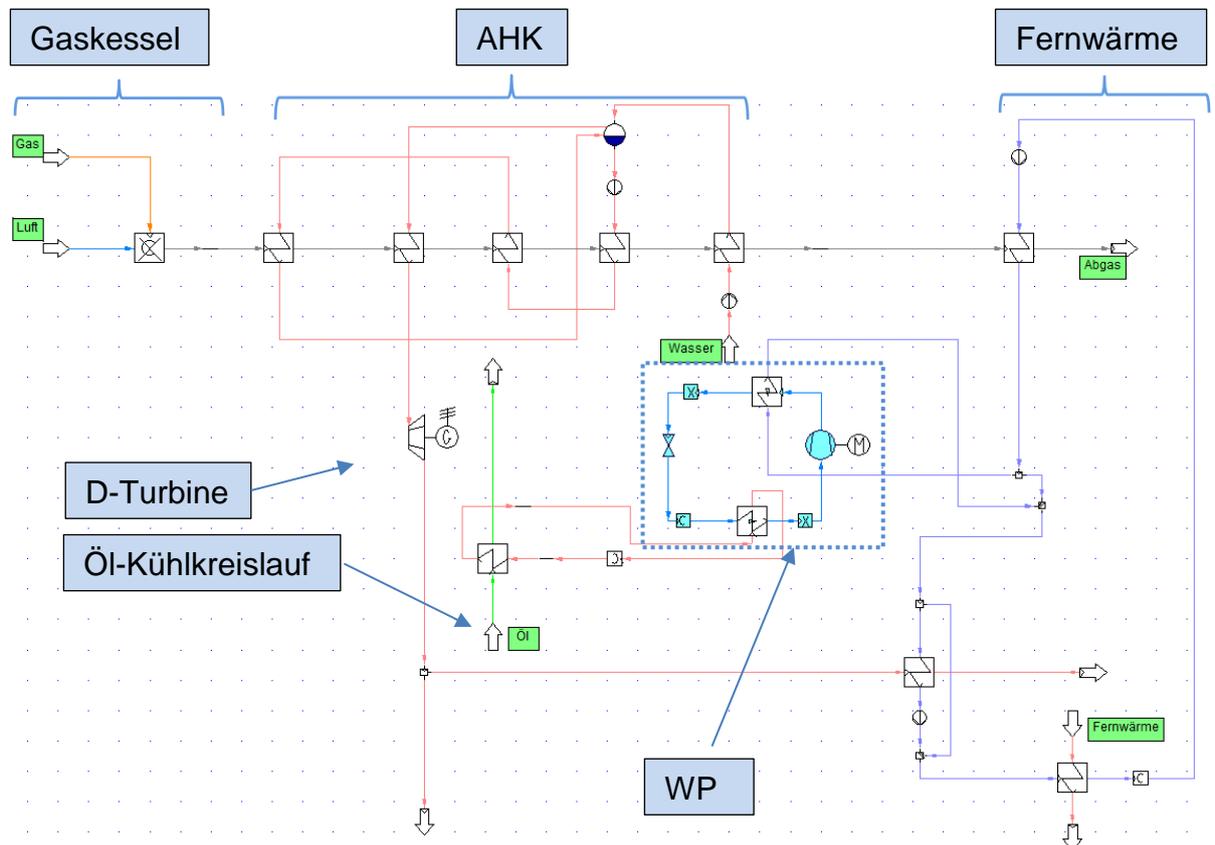


Abbildung 11: Prozess-Layout Dampferzeuger

Wie in Abbildung 11 ersichtlich, besteht die Anlage aus mehreren Komponenten, die nachfolgend erläutert werden.

### Gaskessel:

Die durch die Verbrennung des Gas-Luft-Gemisches entstandene Wärme, wird aus dem Abgas des Gaskessels bezogen. Für die Simulation wurden folgende Annahmen, wie in der Tabelle 1 dargestellt, getroffen:

Annahmen für den Gaskessel:	
Eintrittstemperatur Gas: $T_{in\_gas}$ / °C	15
Eintrittsdruck Gas: $p_{in\_gas}$ / bar	5
Eintrittstemperatur Luft: $T_{in\_air}$ / °C	15
Eintrittsdruck Luft: $p_{in\_air}$ / bar	1
Verlustleistung_Gaskessel: $q_{loss\_rel}$ / %	1
O2 Gehalt im Rauchgas trocken / Vol%	7,4

Tabelle 1: Annahmen für den Gaskessel

In der nachfolgenden Abbildung 12 ist das schematische IPSEpro-Model für den Gaskessel ersichtlich:

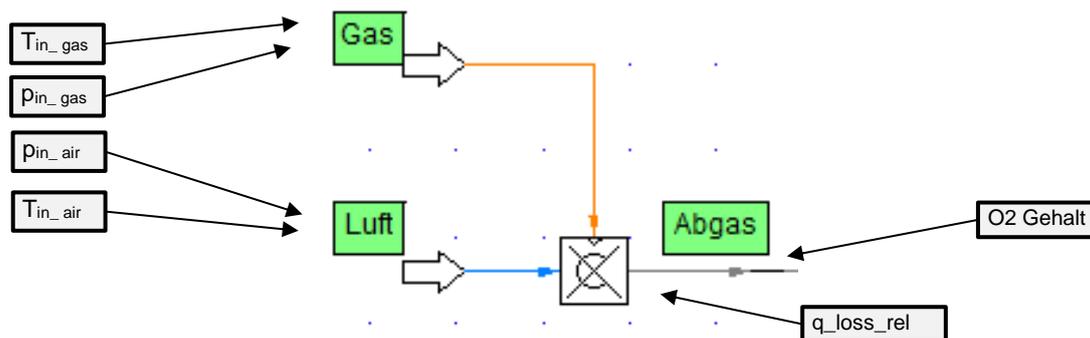


Abbildung 12: Settings Gaskessel

Bei dem Modell des Gaskessels im IPSEpro gelten folgende Voraussetzungen:

- vollständige Verbrennung mit Luftüberschuss  $\lambda \geq 0$
- keine adiabate Verbrennung, da unter den Annahmen für den Gaskessel die Verlustleistung\_Gaskessel angegeben wurde.

Lambda  $\lambda$  wird auch als Luftverhältnis bezeichnet und ist über das Verhältnis der tatsächlich zugeführten Luftmenge zur der stöchiometrisch erforderlichen Mindestluftmenge definiert.

$$\lambda = \frac{m_L}{m_{L,min,0}^{stö}}$$

Formel 4: Lambda  $\lambda$ , [14] [5]

Für die Berechnung des Luftverhältnisses wird bei Brennstoffen mit gegebenen Elementarbestandteilen auf die Masse  $m_L$  als Mengenmaß zurückgegriffen – bei bekannten chemischen Zusammensetzungen auf die Stoffmenge  $n_L$ , und bei Gasen auf das Normvolumen  $V_{n,L}$ , [14].

Bei der Feuerung ist das Luftverhältnis ein entscheidender Faktor, da mit ihm die Abläufe und das Ergebnis der Verbrennung beeinflusst werden können (Feuerraumaustrittstemperatur, Wärmestromdichte, Heizflächenbelastung, etc.). Entscheidende Parameter sind dabei die Menge, die Zusammensetzung und die Temperatur des entstehenden Verbrennungsgases, [14].

- $\lambda = 1$  Der Feuerung wird die stöchiometrische Mindestluftmenge zugeführt (vollständige Verbrennung)
- $\lambda < 1$  unterstöchiometrischer Bereich (Luftmangel)
- $\lambda > 1$  überstöchiometrischer Betrieb (Luftüberschuss)

#### Abhitzeessel (AHK):

Für die Simulation des Abhitzeessels wurden folgende Annahmen, wie in der Tabelle 2 dargestellt, getroffen:

Annahmen für den Abhitzeessel:	
Austrittstemperatur HZ1: $T_{out\_HZ1}$ / °C	890
Austrittstemperatur HZ2: $T_{out\_HZ2}$ / °C	600
Eintrittstemperatur Speisewasser: $T_{in\_water}$ / °C	50
Eintrittsdruck Speisewasser: $p_{in\_water}$ / bar	5
Recirculation: $c\_circulation\_Sammler$ / -	10
Temperaturdifferenz Ein-Austritt_Sammler $\Delta T$ / °C	2

Tabelle 2: Annahmen für den AHK

Der Abhitzeessel besteht aus Heizflächen (HZ1, HZ2), welche vor den Überhitzer und vor den Verdampfer gebaut wurden. Durch diese Maßnahme strömt das Rauchgas mit einer realistischen Temperatur durch die beiden Komponenten.

Die nachfolgende Abbildung 13 zeigt den Abhitzekeessel, der mit IPSEpro erstellt wurde:

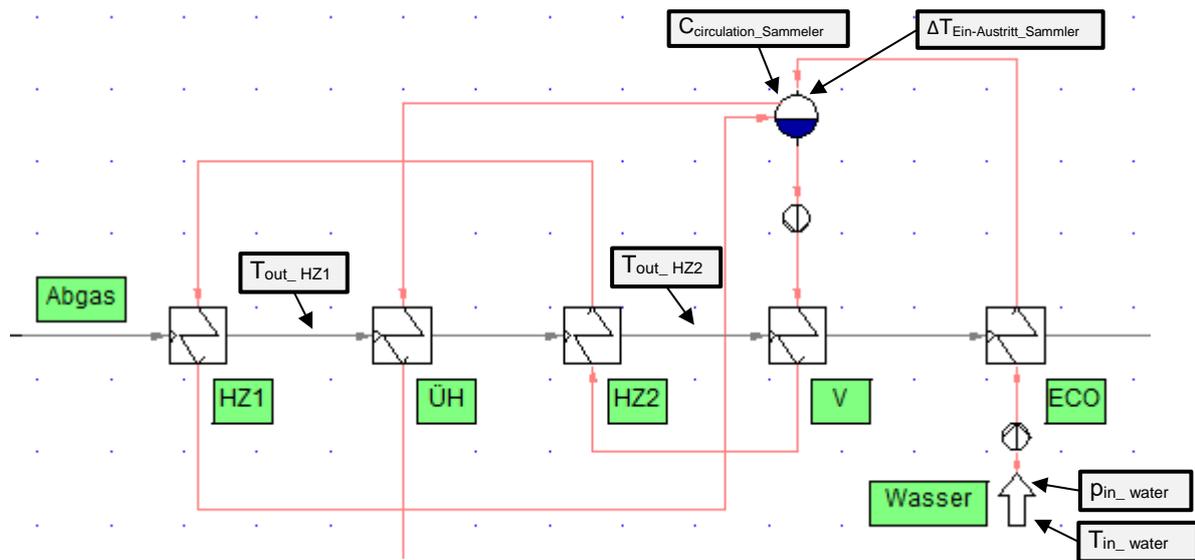


Abbildung 13: AHK –Abhitzekeessel

Bei dem Kraftwerksprozess ist der Abhitzekeessel ein entscheidendes Bauteil, da er die Abgas- und die Wasser/Wasserdampfseite thermisch miteinander koppelt. Der Abhitzekeessel wird üblicherweise – wie in Abbildung 13 gezeigt – aufgebaut. Entsprechend des Verlaufes der Abgastemperatur kommen in einem AHK folgende Sektionen vor, [15]:

- ECO            Economiser
- V              Verdampfer
- ÜH            Überhitzer
- HZ1 & HZ2   Heizflächen

Im Economiser wird das zugeführte Wasser vorgewärmt (bis zum Sättigungszustand). Die Erwärmung des Wassers erfolgt durch das Rauchgas vom Gaskessel, [15].

*Turbine:*

Die nachfolgende Abbildung 14 zeigt die Turbine mit dem Öl-Kühlkreislauf:

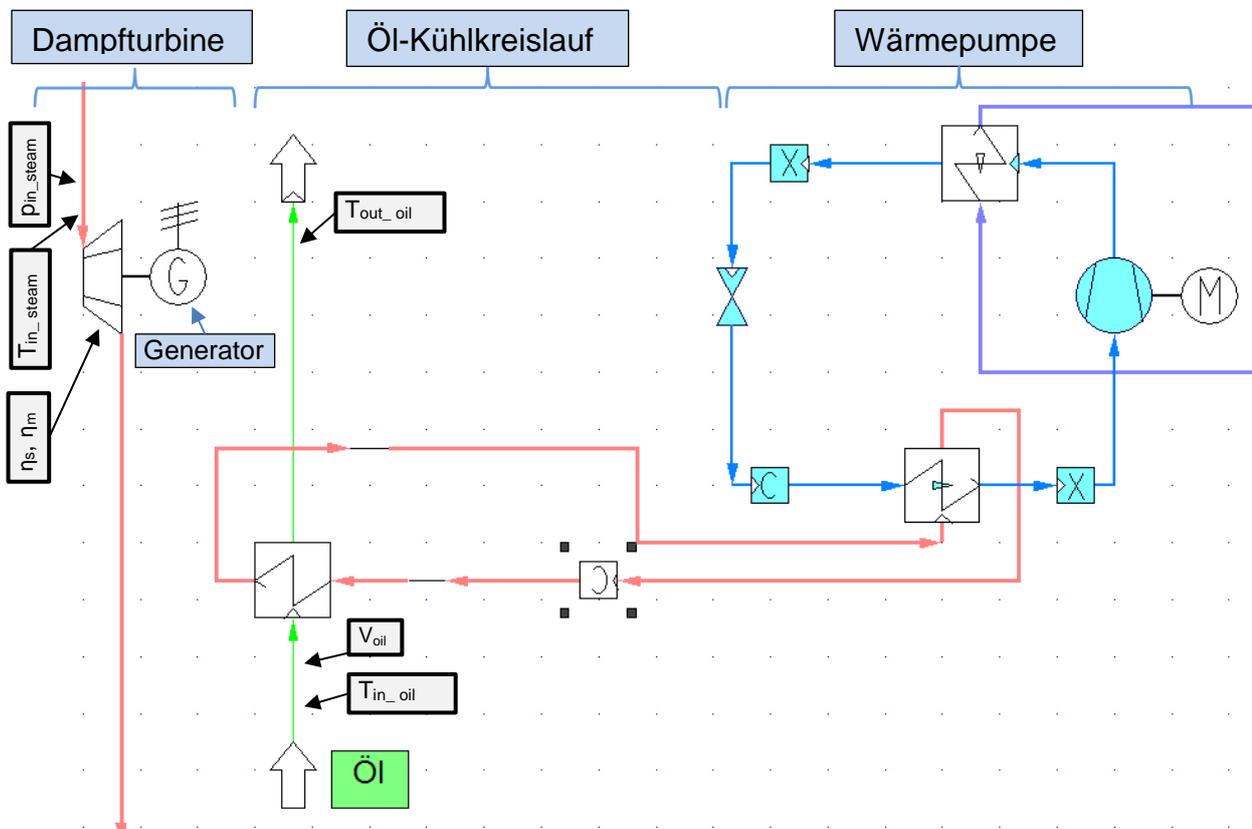


Abbildung 14: Turbine mit Öl-Kühlkreislauf mit WP [15, p. 60]

Bei der Simulation wurden, wie in Tabelle 3 ersichtlich, folgende Annahmen für den Öl-Kühlkreislauf und die Dampfturbine getroffen:

Annahmen für den Öl- Kühlkreislauf:	
Eintrittstemperatur Öl: $T_{in\_oil} / ^\circ\text{C}$	60
Austrittstemperatur Öl: $T_{out\_oil} / ^\circ\text{C}$	45
Volumenstrom: $V_{oil} / \text{m}^3/\text{h}$	90
Spezifische Wärmekapazität $c_{p\_oil} / \text{kJ/kgK}$	2
Annahmen für die Dampfturbine	
Eintrittstemperatur Dampf: $T_{in\_steam} / ^\circ\text{C}$	477
Eintrittsdruck Dampf: $p_{in\_steam} / \text{bar}$	61
Isentropen-Wirkungsgrad: $\eta_s / -$	0,75
Mechanische-Wirkungsgrad: $\eta_m / -$	1

Tabelle 3: Annahmen für den Öl-Kühlkreislauf und die Dampfturbine

Mittels der Produktdaten von Hochleistungs-Turbinenölen [16] und einem Temperatur-Dichte-Diagramm, das nachfolgend in der Abbildung 15 ersichtlich ist, wurde die Dichte  $\rho$  von Mobil DTE™ 800 Series bei  $T_{in}$  (60°C) und  $T_{out}$  (45°C) ermittelt.

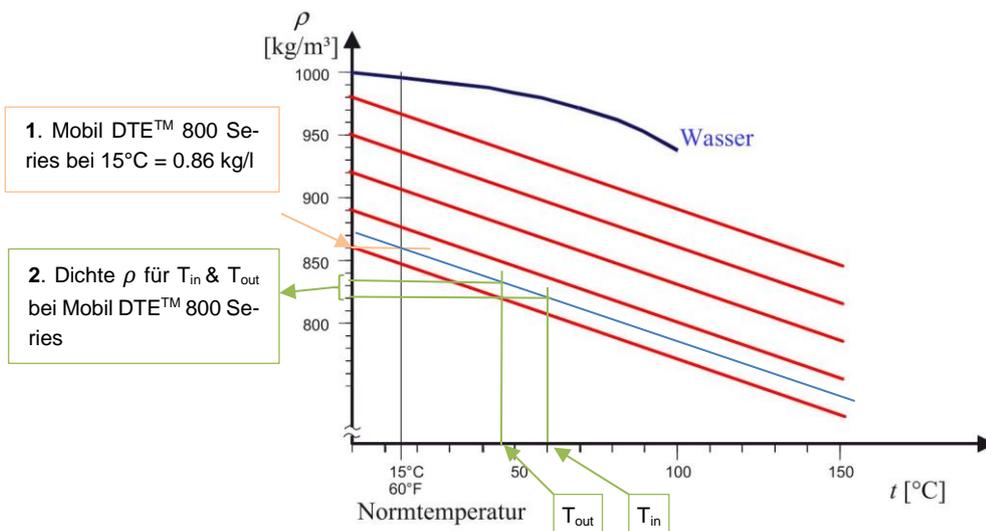


Abbildung 15: Dichte-Temperaturverhalten von verschiedenen Hydraulikölen [3, 17]

Bei der Simulation wurde stellvertretend für das Hydrauliköl, Wasser als Arbeitsmedium verwendet. Damit das neue Arbeitsmedium Wasser dieselbe Wärmeübertragung wie das Hydrauliköl erbringt, musste vorab der Wärmestrom  $\dot{Q}$  des Hydrauliköls ermittelt werden. Der aus der nachfolgend ersichtlichen Berechnung resultierende Hydrauliköl Wärmestrom  $\dot{Q}$  wurde anschließend als Konstante in der Simulation definiert. Somit errechnet sich IPSEpro mit den hinterlegten Stoff- und Energiekennwerten den neuen Massenstrom für das Wasser.

Die Berechnung des Wärmestroms  $\dot{Q}$  für das Hydrauliköl ist nachfolgend ersichtlich.

Grundgleichung der Wärmelehre:

$$Q = m * c_p * \Delta T$$

Formel 5: Gleichung für zu und abgeführte Wärme, [14]

Mit  $\rho_{öl} = 820 \text{ kg/m}^3$  folgt:

$$\dot{Q}_{(t)} = \dot{m} * c_p * \Delta T$$

Formel 6: Gleichung für Wärmestrom, [14]

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho$$

Formel 7: Gleichung für Massenstrom, [14]

$$\dot{Q}_{(t)} = 90 * 820 * 2000 * 15$$

$$\dot{Q}_{(t)} = 615000 \text{ W}$$

*Verbraucher:*

Bei dem simulierten Kraftwerksprozess werden zwei Verbraucher berücksichtigt. Zum einen die Fernwärme, die nachfolgend detaillierter erläutert wird. Zum anderen unterschiedliche Industrien, die den erzeugten Dampf für ihre Prozesse nutzen. Beispiele für die Verwendung dieses Dampfes sind Industriegewäschereien, Papierfabriken oder Molkereien.

Die unterschiedlichen Industrieprozesse, die mit dem Dampf arbeiten, sind in der Abbildung 16, links unten, mit dem Namen „weitere Verbraucher“ gekennzeichnet.

*Fernwärmenetz:*

Beim Ist-Zustand wird der Fernwärmerücklauf durch einen Abgas-Wärmeübertrager und durch einen Dampf-Wärmeübertrager auf die Zieltemperatur von 110°C gehoben und dem Fernwärmenetz wieder zugeführt.

Die Leistung der Verbraucher und die Rücklauftemperaturen variieren dabei je nach Jahreszeit und unterscheiden sich unter der Woche sowie am Wochenende. Die Veränderungen der Betriebsverhältnisse lassen sich auf die Netzauslastung (eingebundene Industrie und Größe des Fernwärmenetzes) der Fernwärme zurückführen und sind in der Tabelle 4 ersichtlich.

Annahmen für das Fernwärmenetz:	
<b>Winter: „Werktags“</b>	
Eintrittstemperatur Abgas- WÜ (wasserseitig): $T_{in\_exhaust\_WÜ\_water}$ / °C	77
Eintrittsmassenstrom Abgas- WÜ (wasserseitig): $m_{in\_water}$ / kg/s	71
Leistung Fernwärme Gesamt: $P_{district\ heating}$ / MW	9,9
<b>Winter: „Wochenende“</b>	
Eintrittstemperatur Abgas- WÜ (wasserseitig): $T_{in\_exhaust\_WÜ\_water}$ / °C	72
Eintrittsmassenstrom Abgas- WÜ (wasserseitig): $m_{in\_water}$ / kg/s	35
Leistung Fernwärme Gesamt: $P_{district\ heating}$ / MW	5,6
<b>Sommer: „Werktags“</b>	
Eintrittstemperatur Abgas- WÜ (wasserseitig): $T_{in\_exhaust\_WÜ\_water}$ / °C	73
Eintrittsmassenstrom Abgas- WÜ (wasserseitig): $m_{in\_water}$ / kg/s	36
Leistung Fernwärme Gesamt: $P_{district\ heating}$ / MW	5,6
<b>Sommer: „Wochenende“</b>	
Eintrittstemperatur Abgas- WÜ (wasserseitig): $T_{in\_exhaust\_WÜ\_water}$ / °C	69
Eintrittsmassenstrom Abgas- WÜ (wasserseitig): $m_{in\_water}$ / kg/s	20
Leistung Fernwärme Gesamt: $P_{district\ heating}$ / MW	3,5

Tabelle 4: Annahmen für das Fernwärmenetz

Bei der Simulation wurde zwischen dem Abgas-Wärmeübertrager und dem Dampf-Wärmeübertrager eine Wärmepumpe integriert.

Somit ergibt sich folgender Prozessablauf:

- Der Rücklauf von der Fernwärme wird im ersten Schritt mit dem noch heißen Abgas über den Abgas-Wärmeübertrager auf ein höheres Temperaturniveau angehoben.
- Nach der Anhebung wird ein Teilstrom zu dem Kondensator der Wärmepumpe geleitet. Der Teilstrom wird dann im zweiten Schritt durch den Kondensator erneut auf ein noch höheres Temperaturniveau gebracht. Anschließend vermischen sich die beiden zuvor geteilten Fernwärmeteilströme wieder.
- Im dritten Schritt wird das heiße Wasser nochmals durch den Dampf- Wärmeübertrager auf die Zieltemperatur von 110°C erhitzt, und in den Vorlauf der Fernwärme eingespeist. In der Simulation werden die Verbraucher durch einen einfachen Wärmeübertrager dargestellt.

Die nachfolgende Abbildung 16 veranschaulicht die Integration der Wärmepumpe und der Dampfteilströme in das Fernwärmenetz:

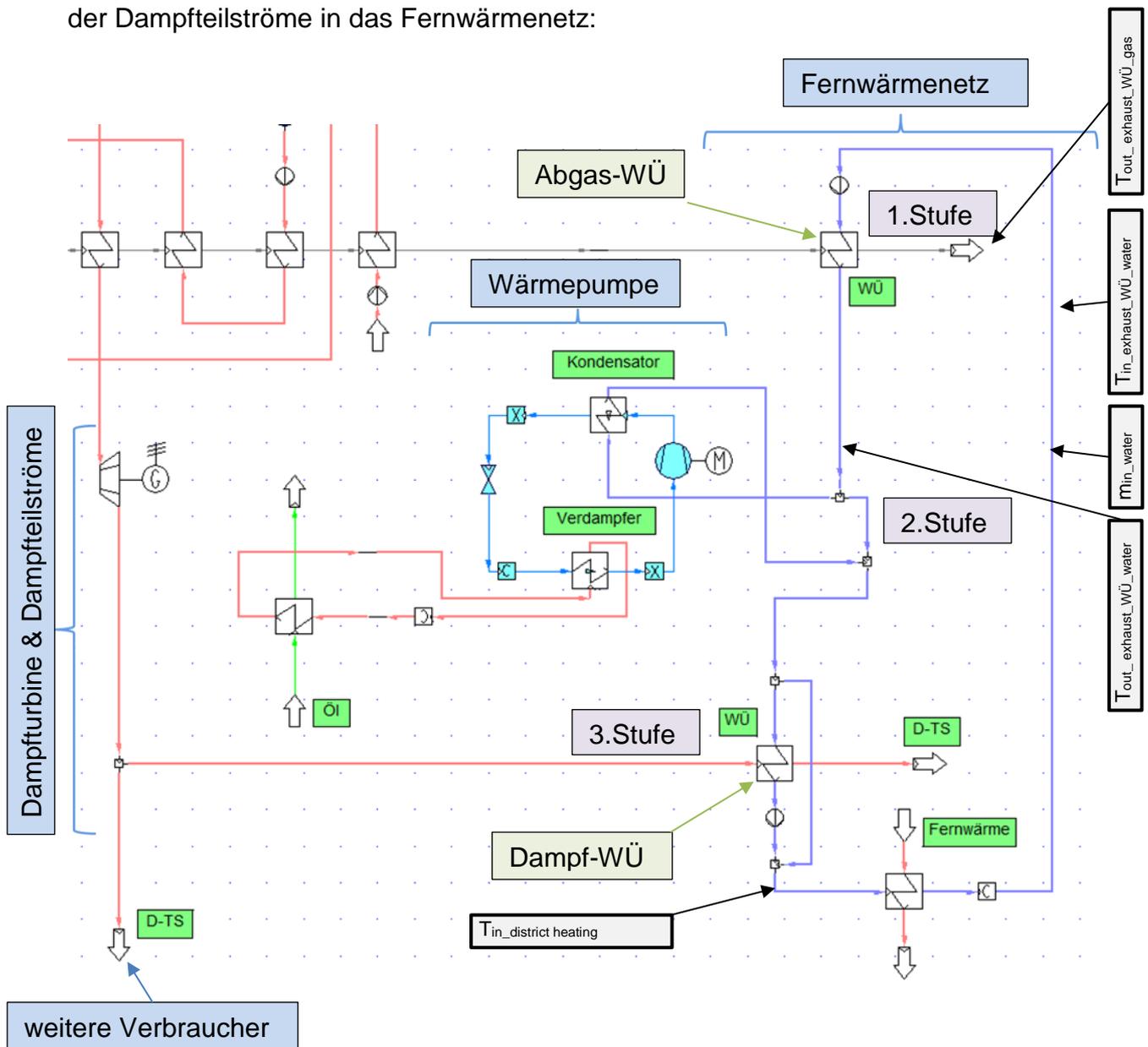


Abbildung 16: Fernwärmenetz mit WP und Öl-Kühlung [17]

### Wärmepumpe:

Abbildung 17 zeigt die Wärmepumpe mit den einzelnen Komponenten:

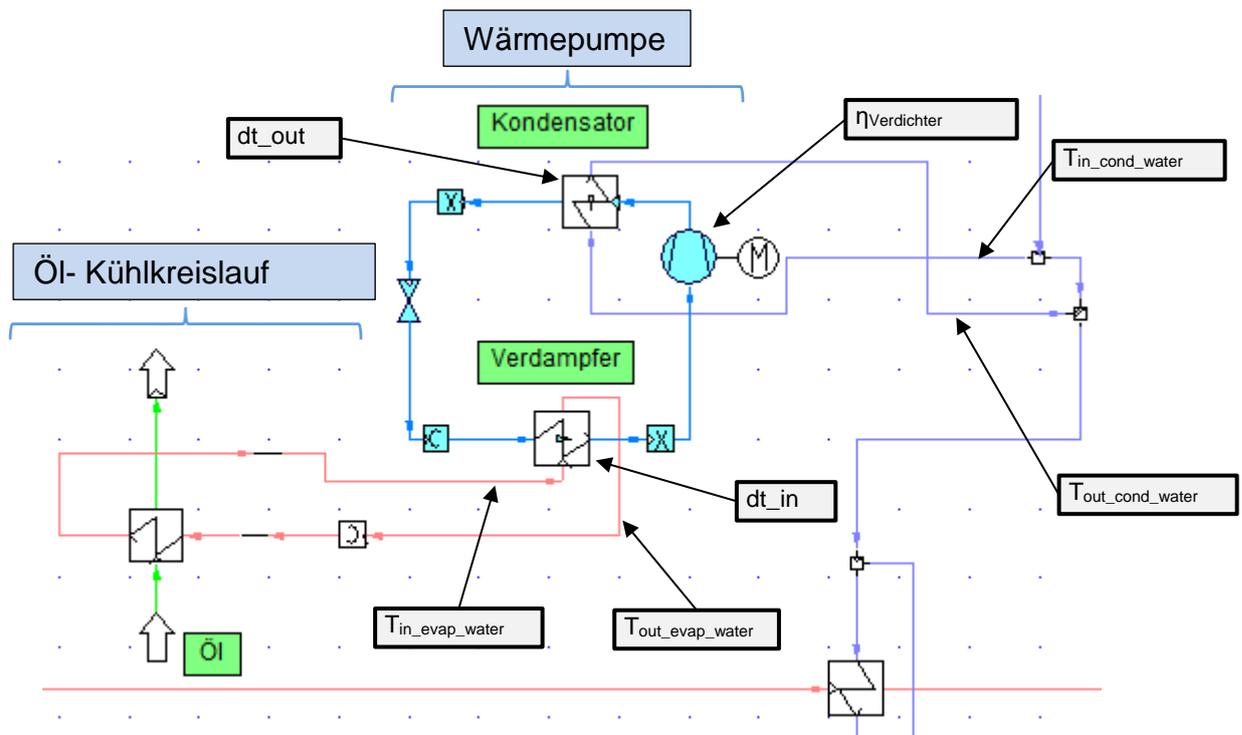


Abbildung 17: Wärmepumpen-Aufbau [17]

Bei der Simulation wurden für die Wärmepumpe folgende Annahmen (siehe Tabelle 5) getroffen:

Annahmen für den Wärmepumpenkreislauf:	
Eintrittstemperatur Verdampfer (wasserseitig): $T_{in\_evap\_water} / ^\circ C$	55
Austrittstemperatur Verdampfer (wasserseitig): $T_{out\_evap\_water} / ^\circ C$	40
Eintrittstemperatur Kondensator (wasserseitig): $T_{in\_cond\_water} / ^\circ C$	79
Austrittstemperatur Kondensator (wasserseitig): $T_{out\_cond\_water} / ^\circ C$	90 bis 130 wird variiert (siehe Kapitel 4.2)
Kleinste Temperaturdifferenz am Eingang: $dt\_in / C$	5
Kleinste Temperaturdifferenz am Ausgang: $dt\_out / ^\circ C$	5
Kältemittel:	R245fa
Wirkungsgrad am Verdichter: $\eta_{verdichter}$	0,7

Tabelle 5: Annahmen für den Wärmepumpenkreislauf

## 4.2 Erkenntnisse Kraftwerksprozess

Bei der Kraftwerkssimulation wurden unterschiedliche Temperaturniveaus an der Sekundärseite des Kondensators (Wärmepumpe) in Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit und die Umweltauswirkungen der Wärmepumpe untersucht. Dabei variierten die Temperaturen nach dem Kondensator (wasserseitig) zwischen 90°C und 130°C.

Die dabei ermittelten Simulationsdaten wurden mittels Excel für eine Kosten- und Amortisationsrechnung herangezogen. Für eine detaillierte Betrachtung wurden die Simulationsdaten separat für den Winter- und Sommerbetrieb bzw. für Werktags (Montag bis Freitag) und Wochenende (Samstag und Sonntag) herangezogen.

Zu Beginn der Wirtschaftlichkeitsanalyse wurden lediglich die Werktage von Sommer und Winterbetrieb verwendet. Diese Entscheidung beruht darauf, mit den Daten von den Werktagen die optimale Wärmenutzungstemperatur für die Wärmepumpe zu finden. Anschließend wurde mit dem Auslegungszustand (ausgewähltes Temperaturniveau) und den Daten der Werktage und Wochenenden eine detaillierte Untersuchung durchgeführt.

### 4.2.1 Ermittlung des Auslegungszustandes der Wärmepumpe

Durch die Simulation mit den unterschiedlichen Wärmenutzungstemperaturen konnte man die Ergebnisse gegenüberstellen.

Die Tabelle 6 und Tabelle 7 zeigen die Kraftwerkssimulationsdaten für den Winter- und den Sommerbetrieb:

<b>Winter Werktags</b>		<b>keine WP</b>	<b>130°C</b>	<b>120°C</b>	<b>110°C</b>	<b>100°C</b>	<b>90°C</b>
Leistung Gaskessel	kW	88642	86563	87018	87247	87391	87492
Stromproduktion Generator	kW	14171	13835	13909	13946	13969	13985
Prozessdampf für Fernwärme und weitere Verbraucher	t/h	95,7	93,5	94,0	94,2	94,4	94,5
Leistung Fernwärme	kW	9912	9912	9912	9912	9912	9912
Leistung Turbinenöl	kW	615	615	615	615	615	615
Leistung Kondensator WP	kW	0,0	1550,9	1196,6	1018,27	905,4	826,9
Stromaufnahme WP	kW	0,0	973,9	605,0	419,24	301,7	220,0
COP real WP		0,0	1,6	2,0	2,4	3,0	3,8

Tabelle 6: Daten aus der IPSEpro-Simulation für den Winterbetrieb

<b>Sommer Werktags</b>		<b>Keine WP</b>	<b>130°C</b>	<b>120°C</b>	<b>110°C</b>	<b>100°C</b>	<b>90°C</b>
Leistung Gaskessel	kW	87156	85020	85476	85704	85848	85947
Stromproduktion Generator	kW	13657	13318	13391	13427	13450	13465
Prozessdampf für Fernwärme und weitere Verbraucher	t/h	95,2	93,0	93,5	93,8	93,9	94,0
Leistung Fernwärme	kW	5645	5645	5645	5645	5645	5645
Leistung Turbinenöl	kW	615	615	615	615	615	615
Leistung Kondensator WP	kW	0,0	1550,9	1196,6	1018,3	905,4	826,9
Stromaufnahme WP	kW	0,0	973,9	605,0	419,2	301,7	220,0
COP real WP		0,0	1,6	2,0	2,4	3,0	3,8

Tabelle 7: Daten aus der IPSEpro-Simulation für den Sommerbetrieb

Die in der Tabelle 6 und Tabelle 7 gezeigten Simulationsergebnisse verdeutlichen, dass durch die Anhebung der Wärmenutzungstemperatur der Energieverbrauch seitens der Prozessdampfgewinnung für die gleiche Fernwärmeleistung gesenkt werden kann. Im Gegenzug dazu steigt je nach Wärmenutzungstemperatur die Stromaufnahme der Wärmepumpe.

<i>Volllaststunden</i>	<i>h/a</i>	<i>8.400</i>
<i>Kosten Gas</i>	<i>€/kWh</i>	<i>0,027</i>
<i>Kosten Strom</i>	<i>€/kWh</i>	<i>0,053</i>
<i>Erlöse Strom</i>	<i>€/kWh</i>	<i>0,047</i>
<i>Invest WP</i>	<i>€/kW</i>	<i>250-400</i>
<i>CO<sub>2</sub> Gas</i>	<i>g/kWh</i>	<i>225</i>
<i>CO<sub>2</sub> Strom</i>	<i>g/kWh</i>	<i>281</i>
<i>Primärenergiefaktor Gas</i>	<i>-</i>	<i>1,18</i>
<i>Primärenergiefaktor Strom</i>	<i>-</i>	<i>1,79</i>

Tabelle 8: Aufwandskosten bzw. Erlöse

*Werktags-Volllaststunden:* Die Werktags-Volllaststunden kommen von den im Jahre 2014 herrschenden Arbeitstagen von 247 d/a. multipliziert mit 23,0136 h/Tag ergeben sich 5684 Volllaststunden.

*Wochenend-Volllaststunden:* Dank der gegebenen Arbeitstage von 247 d/a ergeben sich durch eine einfache Subtraktion 118 d/a, die für den Wochenendbetrieb herangezogen werden. Die 118 d/a multipliziert mit 23,0136 h/Tag ergeben 2716 Wochenend-Volllaststunden.

Basierend auf den Angaben der Energie-Control Austria [18] und der Statistik Austria [19] wurden folgende Annahmen für Stromkosten und Stromerlöse, sowie für den Gaspreis getroffen:

- Die CO<sub>2</sub>- und Primärenergiefaktoren wurden aus GEMIS entnommen (EI-KW-Park-A+Importe-2011 [20], Gas-Kessel-A-Konversionsfaktoren [21]).

Mit den Energiekosten (siehe Tabelle 8) und den Simulationsergebnissen wurden die Gesamtkostenreduktionen für die entsprechenden Temperaturbereiche bestimmt. Die Ergebnisse sind für den Sommerbetrieb und für den Winterbetrieb „Werktags“ in der Abbildung 18 dargestellt.

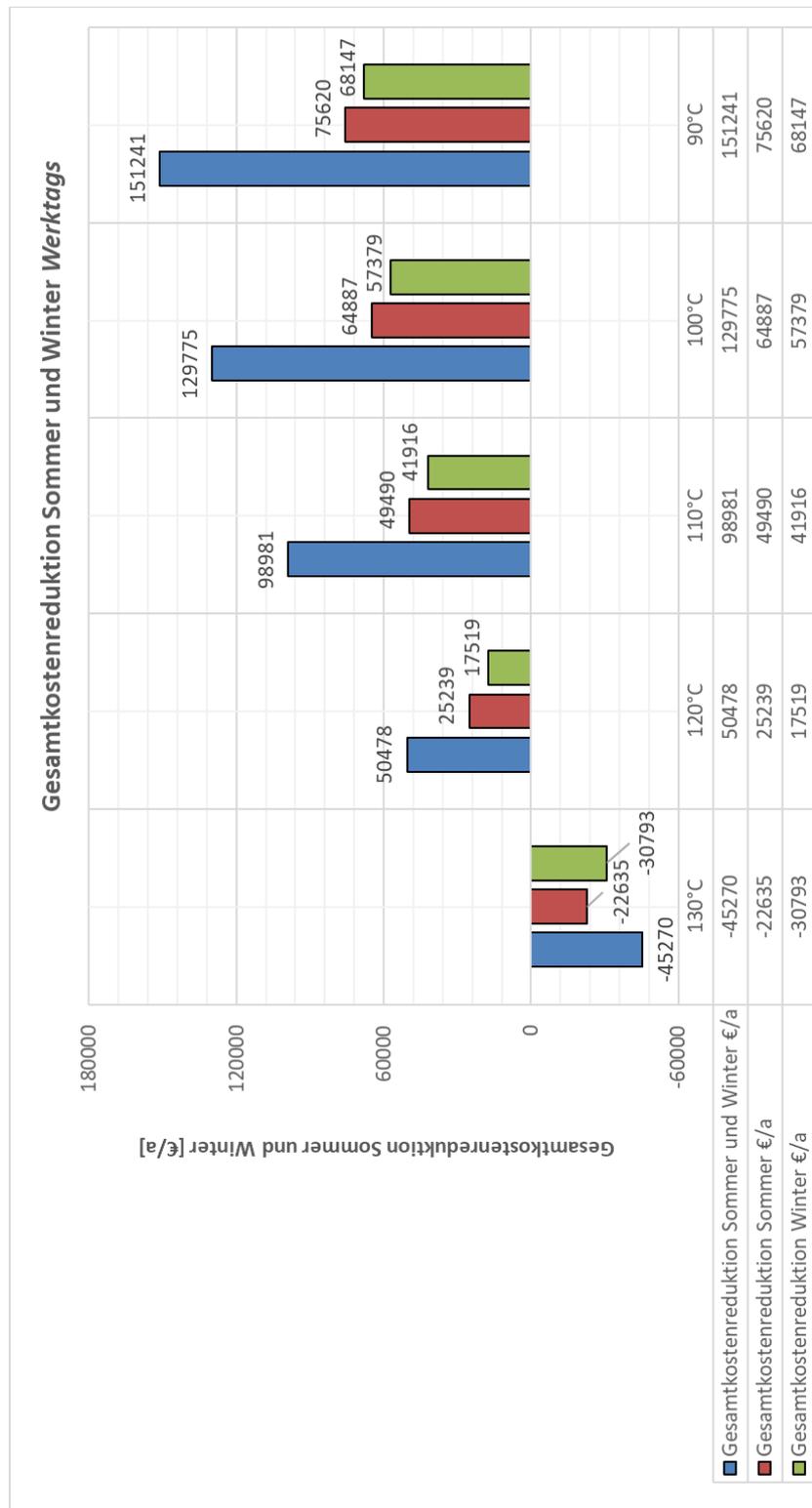


Abbildung 18: Gesamtkostenreduktion für Sommer- und Winterbetrieb *Werktags*

Die in der Abbildung 18 gezeigten Ergebnisse sind alle vom Ausgangszustand (keine Wärmepumpe) aus berechnet. Der Ausgangszustand ist in der Abbildung 18 auf der horizontalen „Null- Linie“. Die Reduktionen ergeben sich durch Subtraktion von Ausgangszustand und Endzustand für die entsprechenden Abschnitte (Kosten, Erlöse und Gesamtkosten).

Die Abbildung 18 zeigt eine leicht höhere Gesamtkostenreduktion im Sommerbetrieb als im Winterbetrieb, die sich auf die geringere Abnahme an Dampf von der Industrie bzw. Fernwärmenetz zurückführen lässt (Kostenreduktion Gas).

Die ermittelte Gesamtkostenreduktion für den Sommer und Winter verdeutlicht, dass eine optimale Wärmenutzungstemperatur für die Wärmepumpe im Bereich zwischen 90 bis 110°C liegt.

Bei der Betrachtung der Umweltauswirkungen wurden zum einen die CO<sub>2</sub>-Emissionen und zum anderen der Primärenergieeinsatz herangezogen. Die Berechnungen der beiden Werte wurden mit Faktoren für die Erdgasnutzung und für den elektrischen Strommix in Österreich im Jahre 2011 aus dem GEMIS entnommen, [20, 21].

Bei dem modellierten Kraftwerksprozess wird mittels der Abgase vom Gaskessel im Abhitzeessel Dampf erzeugt. Dieser Dampf wird für das Erreichen der Zieltemperatur von 110°C für die Fernwärme benötigt. Durch die Einbindung einer Wärmepumpe in den bestehenden Prozess wird zum einen elektrischer Strom für den Verdichter benötigt, aber im Gegenzug muss weniger Dampf für die Erreichung der Zieltemperatur der Fernwärme erzeugt werden. Die daraus resultierende Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen und des Primärenergiebedarfs für den Winter- und den Sommerbetrieb *Werktags* wird in der nachfolgenden Abbildung 19 gezeigt.

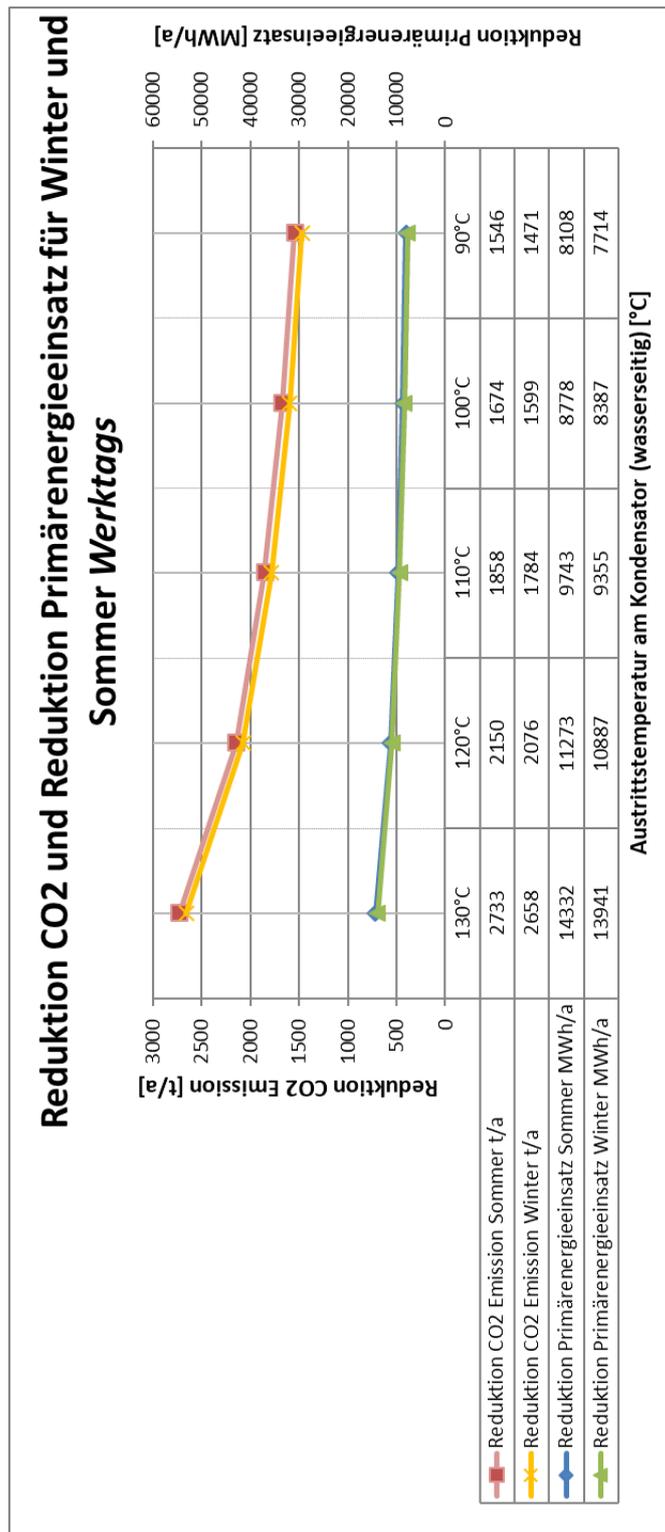


Abbildung 19: CO2 Reduktion und Reduktion des Primärenergieeinsatz im Winter- und Sommerbetrieb Werktags

Je mehr Wärme durch die Wärmepumpe erzeugt wird, desto höher ist die CO<sub>2</sub>-Reduktion bzw. die Reduktion des Primärenergieeinsatzes. Dies entspricht je nach Temperaturvariante einer CO<sub>2</sub>-Reduktion (Sommer + Winter) von ca. 3000 bis 5400 Tonnen pro Jahr. Bei der Primärenergieeinsparung beträgt die Reduktion (Sommer + Winter) ca. 15822 bis 28272 MWh pro Jahr.

Die nachfolgende Abbildung 20 zeigt die Amortisationszeiten für die unterschiedlichen Temperaturniveaus bei einem typischen Investitions-Preisband.

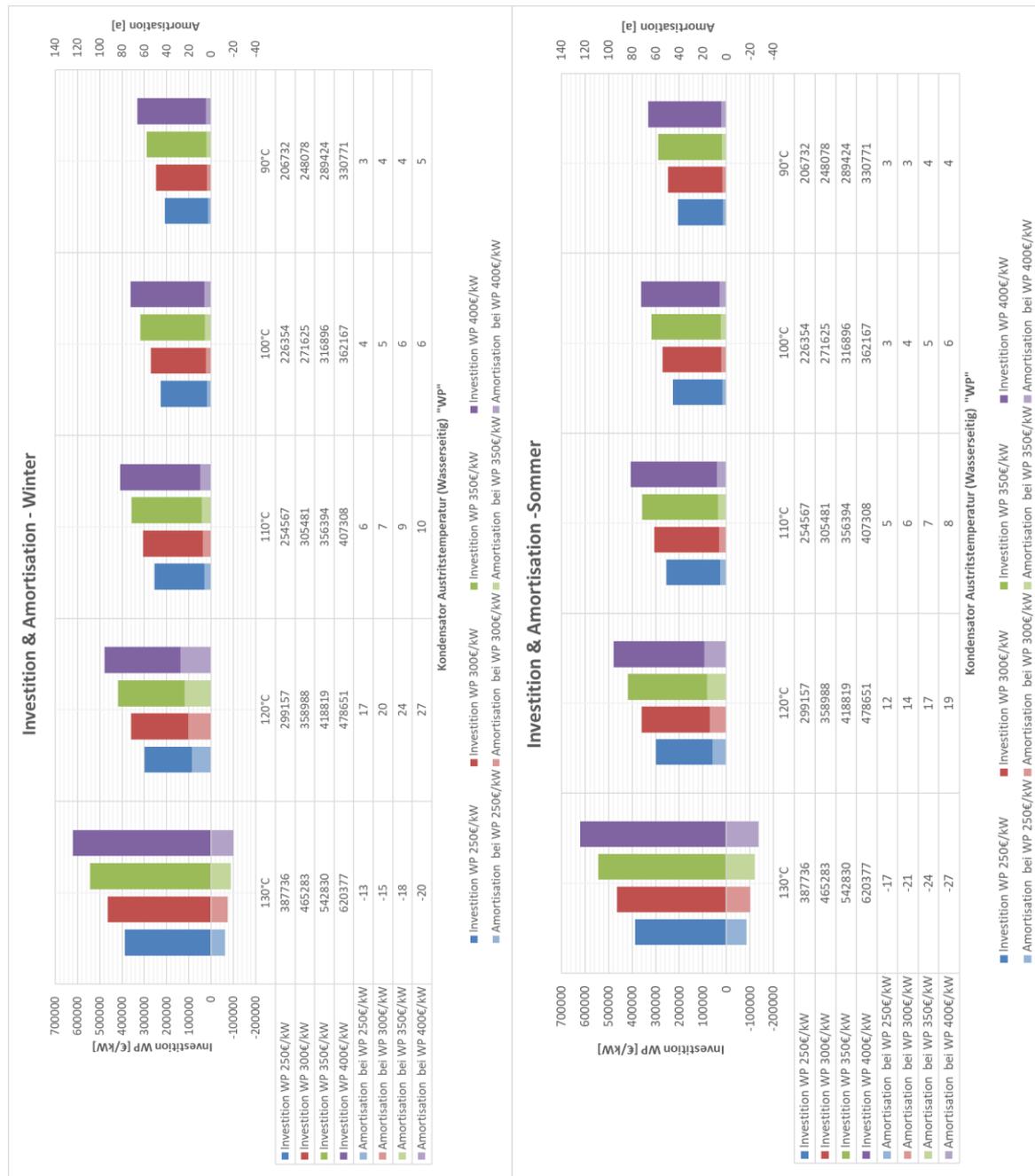


Abbildung 20: Investment und Amortisation für Winterbetrieb und Sommerbetrieb

Bei der Betrachtung der Wirtschaftlichkeit ist das Verhältnis zwischen Strom und Gas entscheidend. Durch den Einsatz einer Wärmepumpe werden die laufenden Energiekosten reduziert. Diese Kostenreduktion ist bis zu einer Zieltemperatur von ca. 120°C gegeben. Bei einer Erhöhung würde der ökologische Aspekt noch besser ausfallen, aber die Kosten würden steigen und somit die Amortisationszeit negativ beeinflussen.

Für die Berechnung der Amortisation wurde ein typisches Preisband für die Investition von 250 €/kWh, 300 €/kWh, 350 €/kWh und 400 €/kWh gewählt.

Die kräftigeren Farben (rot, violett, grün, blau) verdeutlichen die Investition für die entsprechenden Abstufungen von 250 €/kWh, 300 €/kWh, 350 €/kWh und 400 €/kWh pro Temperaturbereich. Die helleren Bereiche (hellrot, hellviolett, hellgrün, hellblau) verdeutlichen die Amortisationszeiten mit der Legende auf der Sekundärachse.

Durch den Vergleich von Winter- und Sommerbetrieb ist deutlich zu erkennen, dass bei einem Temperaturhub auf 120°C die Amortisationszeiten (12 bis 27 Jahre) zu hoch sind und somit ein noch höherer Temperaturhub nicht sinnvoll ist.

Je höher die Temperaturen an der Kondensator-Austrittsseite (wasserseitig) sind, desto höher sind die Aufwendungen (Strom), die sich zunehmend negativer auf die Kalkulation auswirken. Da die Zieltemperatur der Fernwärme bei 110°C liegt, wurde diese Temperatur als Auslegungspunkt für die Wärmepumpensimulation und auch für die Detailbetrachtung, auf die nachfolgend näher eingegangen wird, herangezogen.

Mit dem gewählten Auslegungszustand von 110°C lassen sich somit auf ein Jahr (Sommer + Winter) gerechnet ca. 91.000 Euro pro Jahr einsparen. Des Weiteren ergibt sich je nach Investition eine Amortisationszeit von ca. 5 bis 10 Jahren.

## 4.2.2 Detailanalyse des Auslegungszustandes der Wärmepumpe

Durch die bis dato ermittelten Erkenntnisse wurde eine detaillierte Analyse für den Auslegungszustand mit einer Wärmenutzungstemperatur von  $110^{\circ}\text{C}$  durchgeführt. Zum einen wurde eine Simulation mittels Dymola durchgeführt und zum anderen wurden in die bereits bestehende Analyse die Wochenenden für Sommer- und Winterbetrieb mit eingerechnet.

### Simulation mittels Dymola:

Als Dymola-Simulation der Wärmepumpe wurde ein Modell am AIT von Dr. Michael Laueremann herangezogen, das nachfolgend in der Abbildung 21 gezeigt wird:

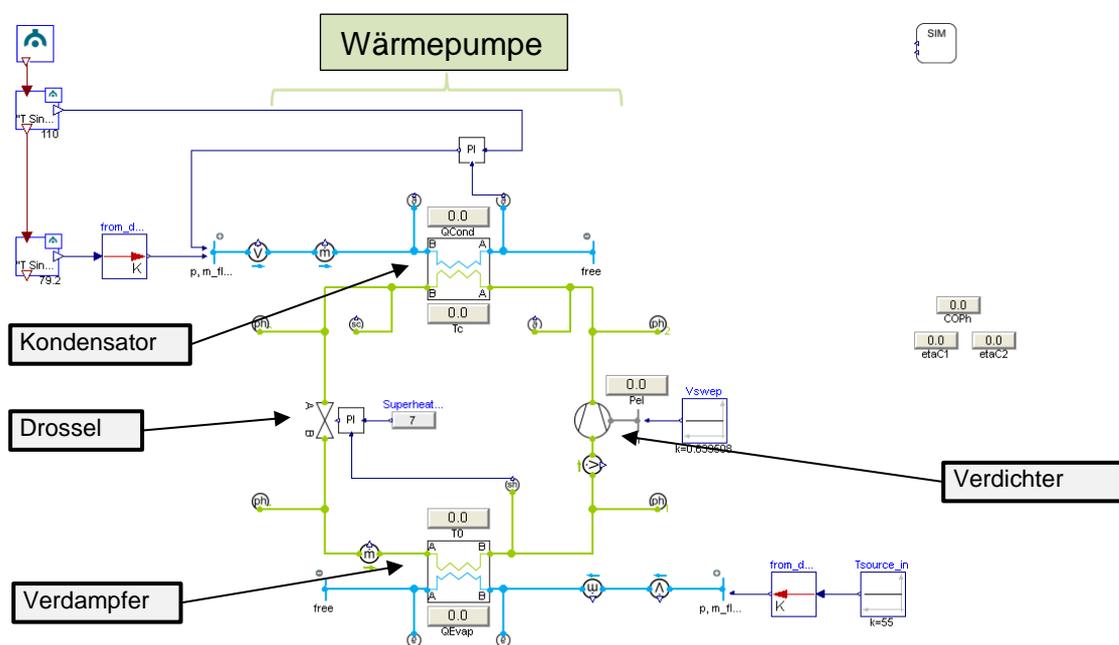


Abbildung 21: Dymola-Simulation

Durch die Dymola-Simulationsdaten konnte ein Kennfeld für die Wärmepumpe generiert werden. Dabei wurden unter Zuhilfenahme des Programmes Python 3.3 die Simulationsdaten erfasst und in gut leserliche Diagramme (Kennfelder) umgewandelt.

Die generierten Kennfelder decken einerseits den Eintrittstemperaturbereich des Teilstrom-Fernwärmerücklaufs in den Kondensator von  $75$  bis  $80^{\circ}\text{C}$  und andererseits den Austrittstemperaturbereich von  $100$  bis  $130^{\circ}\text{C}$  des Teilstrom-Fernwärmerücklaufs des Kondensators.

Die Fernwärmerücklauftemperaturen für den Sommer und den Winter liegen üblicherweise im Temperaturbereich von  $75$  bis  $80^{\circ}\text{C}$ . Deshalb wurde dieser Temperaturbereich auch für die Kennfeld-Erstellung herangezogen.

Wie bereits im Kapitel 4.2.1 erwähnt wurde, liegt die optimale Wärmenutzungstemperatur am Austritt des Kondensators bei 90 bis 130°C. Bei der Kennfeldgenerierung wurde der Temperaturbereich etwas eingegrenzt auf 100 bis 130°C. Dies kommt daher, dass eine Zieltemperatur von 90°C sich lediglich um ca.10°C von der Rücklauf-temperatur der Fernwärme unterscheidet und somit für die Zieltemperatur der Fernwärme von 110°C die höheren Temperaturbereiche in Bezug auf die CO<sub>2</sub>- und Primärenergieeinsparungen eine größere Auswirkung haben.

Durch die zwei Temperaturbereiche kann man nun zum Beispiel die Heizleistung mit beiden Temperaturbereichen ins Verhältnis setzen und man bekommt somit ein Kennfeld für die Heizleistung.

Die Abbildung 22 und die Abbildung 23 zeigen die Heiz- und Kühlleistungen in Bezug auf die Ein- und Austrittstemperaturen im Kondensator der Dymola-Simulation.

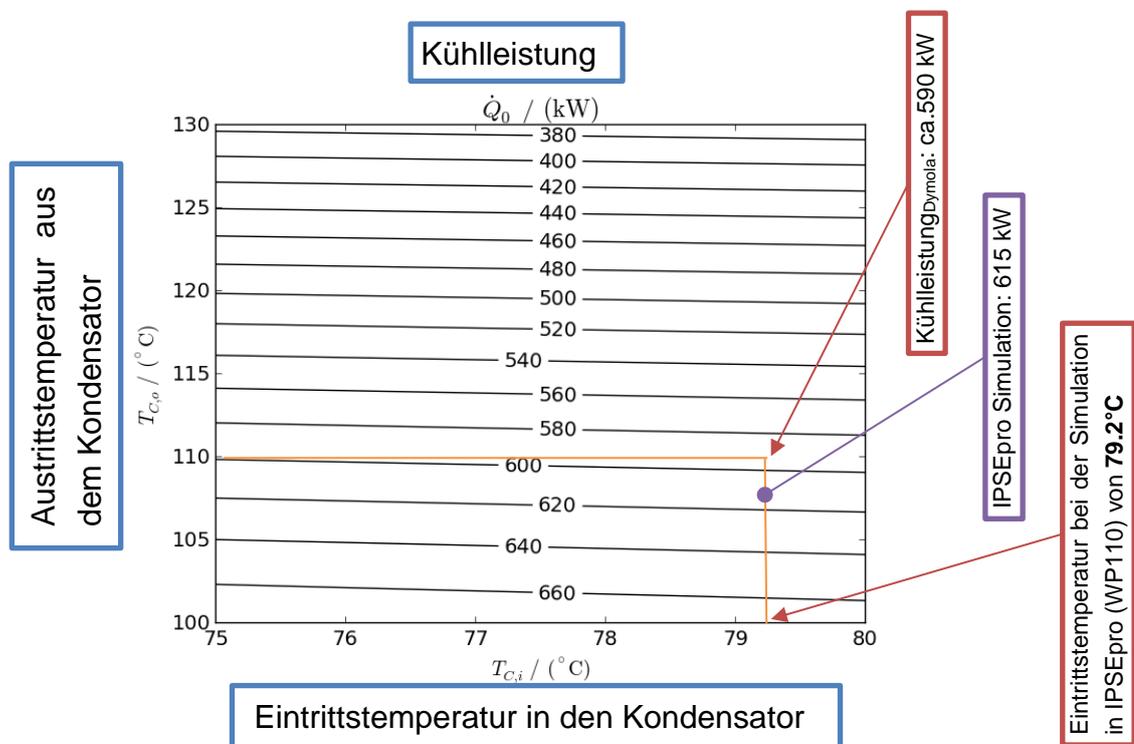


Abbildung 22: Kühlleistungen in Bezug auf die Ein- und Austrittstemperaturen im Kondensator

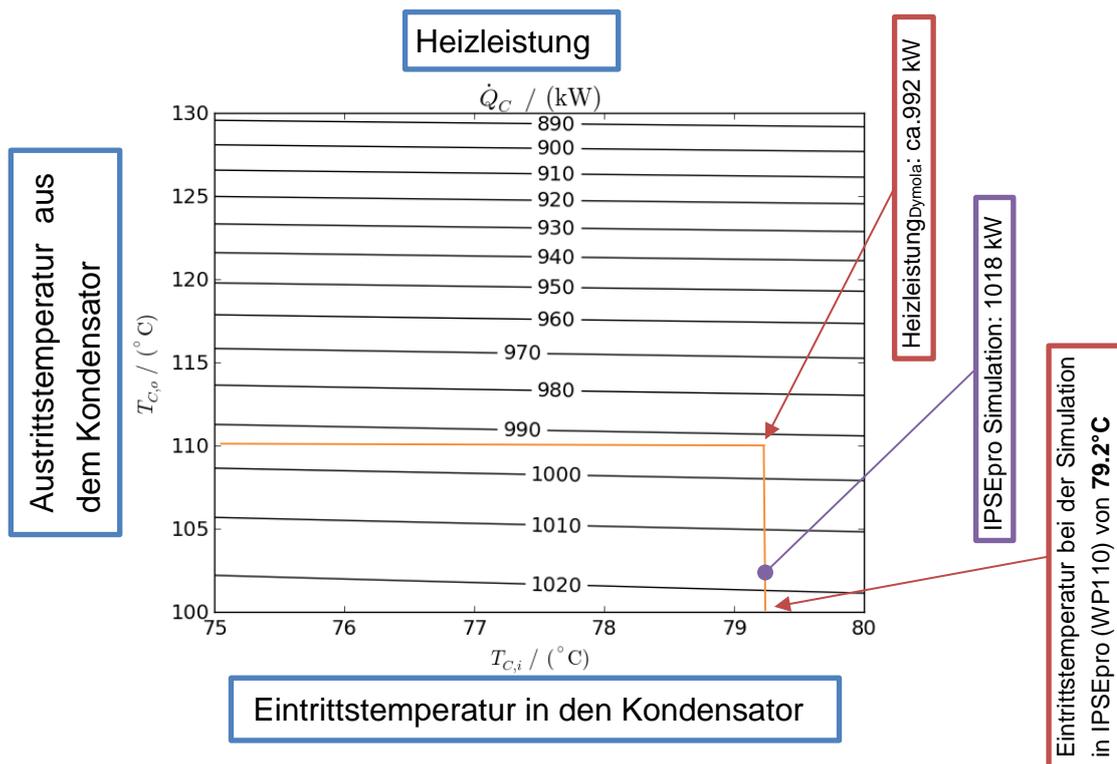


Abbildung 23: Heizleistungen in Bezug auf die Ein- und Austrittstemperaturen im Kondensator

Wie in den oberen Abbildungen ersichtlich ist, wurde der Auslegungszustand von  $110^\circ\text{C}$  für den Vergleich der beiden Prozesse herangezogen. Anhand der Dymola Kennfelder und dem eingezeichneten IPSEpro Simulationsergebnis für die optimale Wärmenutzungstemperatur von  $110^\circ\text{C}$  kann man eine geringe Abweichung der Ergebnisse feststellen. Die geringe Abweichung kann durch unterschiedliche Setzwerte oder die in Dymola mit berücksichtigte Übertragungsfähigkeit beim Wärmeübertrager oder die Kältemittelfüllmenge entstehen.

Die Erkenntnisse aus den Kennfeldern können anschließend in das IPSEpro implementiert werden, um dadurch die Simulation zu verfeinern.

Durch eine graphische Gegenüberstellung der Dymola Simulation und der IPSEpro Simulation lassen sich die Ergebnisse am besten vergleichen und entsprechende Rückschlüsse ziehen.

In der nachfolgenden Abbildung 24 sind die Simulationsergebnisse aus Dymola und IPSEpro in einem log p/h-Diagramm (Kältemittel: R245fa) mittels DaVe dargestellt. DaVe ist ein Produkt der TLK\_Thermo GmbH, mit dem man simulierte Ergebnisse in einem log p/h-Diagramm eintragen kann.

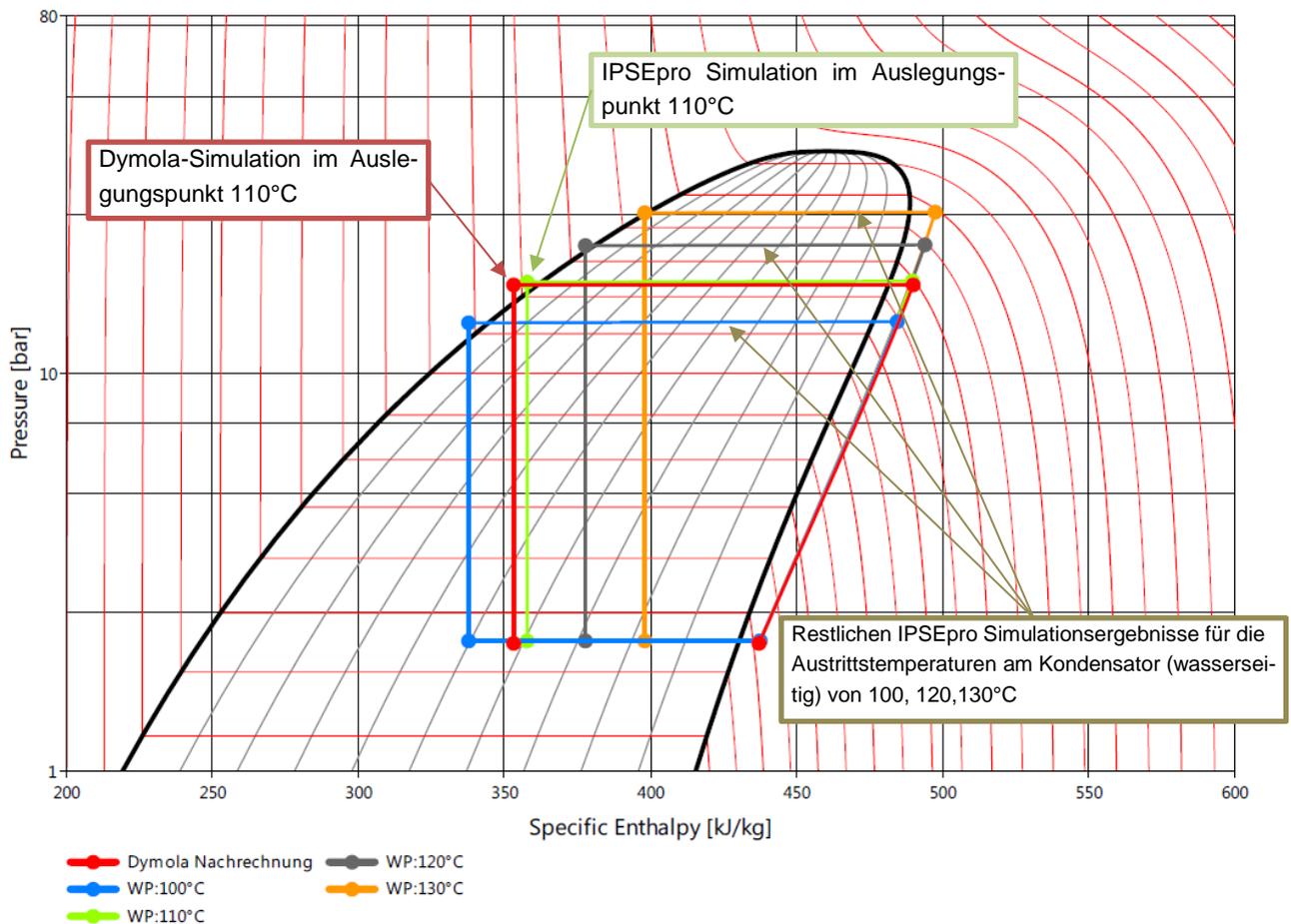


Abbildung 24: log p/h-Diagramm der simulierten Ergebnisse

Wie aus Abbildung 24 ersichtlich, wurden fünf Wärmepumpenkreisläufe mit unterschiedlichen Austrittstemperatur am Kondensator (wasserseitig) (100,110,120,130°C) eingezeichnet:

- Aus der IPSEpro-Simulation kommen vier Kreisläufe für die unterschiedlichen Austrittstemperaturen am Kondensator 100,110,120,130°C.
- Aus der Dymola-Simulation kommt lediglich ein Kreislauf mit der Austrittstemperatur am Kondensator von 110°C.

Wie man in der Abbildung 24 sehen kann, unterscheiden sich die Simulationen bei WP:110 von IPSEpro (grüne Linie) und die Dymola-Simulation (rote Linie) nicht wesentlich voneinander. Der geringe Unterschied lässt sich auf die unterschiedlichen Heizleistungen bzw. Kälteleistungen bei der jeweiligen Simulation (IPSEpro: Heizleistung: 1018,3kW und Kälteleistung: 615kW und Dymola: Heizleistung: 992 kW (Abbildung 23) und Kälteleistung: 590 kW (Abbildung 22) zurückführen. Ein weiterer Grund, warum sich die beiden Simulation differenzieren können, liegt in der unterschiedlichen Vergabe bzw. in den Möglichkeiten Setzwerte in den beiden Simulationen zu definieren.

Bei der Detailanalyse wurde auch eine wichtige Kennzahl für Wärmepumpen der sogenannte COP (Coefficient of Performance), näher betrachtet.

Die Abbildung 25 zeigt ein COP-Kennfeld, das aus den Simulationsergebnissen von Dymola erstellt wurde.

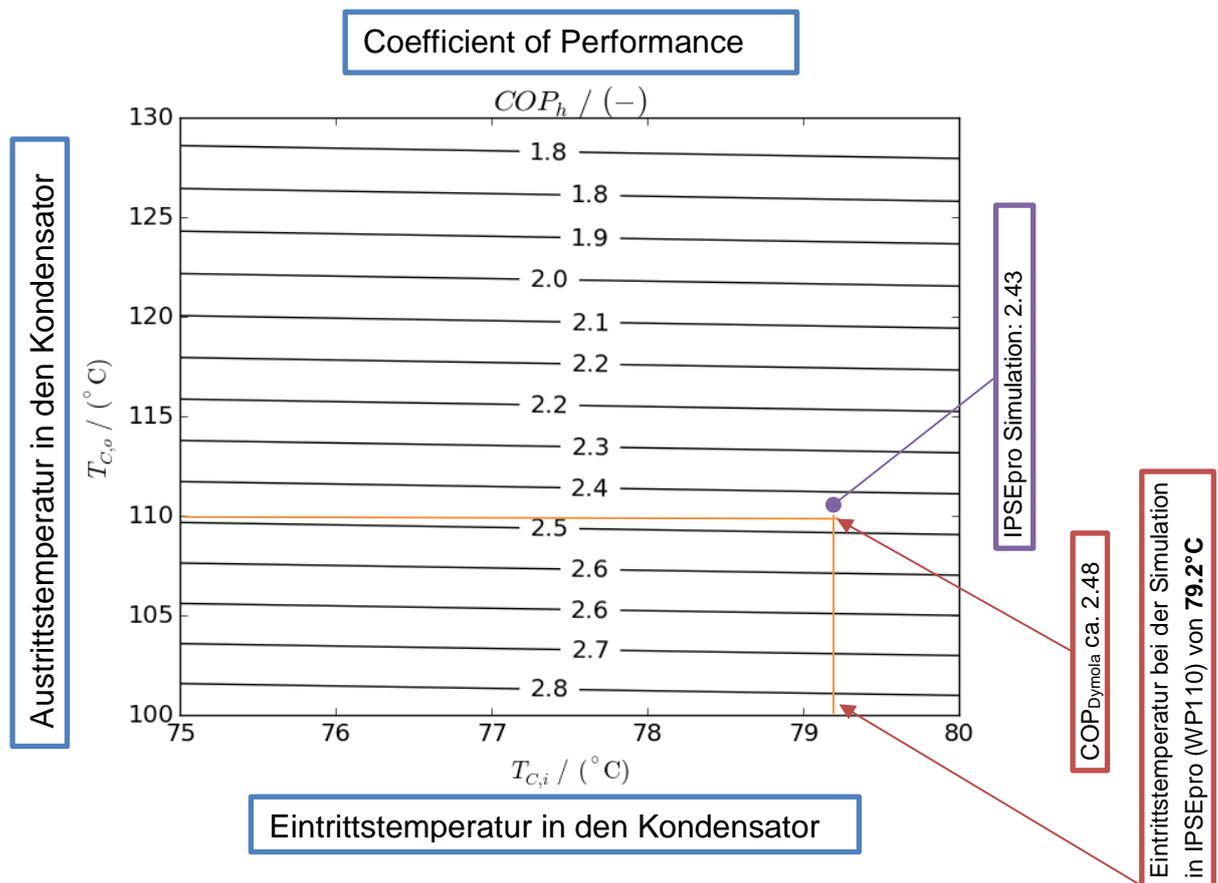


Abbildung 25: COP-Kondensator Input und Output (wasserseitig) Dymola

Mittels des obigen Kennfeldes und den eingetragenen Simulationsergebnissen von der IPSEpro-Simulation für die Auslegungstemperatur  $110^\circ\text{C}$  kann man nun durch eine Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse eine geringe Differenz feststellen.

Diese Differenz ist darauf zurückzuführen, dass bei der IPSEpro Simulation der Verdichter-Wirkungsgrad (siehe Tabelle 5) als Setzwert definiert wurde. Bei der Dymola-

Simulation hingegen passt sich der Verdichtungswirkungsgrad an die unterschiedliche Stromaufnahme je nach Betriebspunkt an und könnte zur Verfeinerung der Simulation im IPSEpro implementiert werden.

Zum besseren Verständnis ist in der nachstehenden Abbildung 26 die IPSEpro-Simulation mit dem errechneten COP-Wert, bei der optimalen Wärmenutzungstemperatur von 110°C, dargestellt.

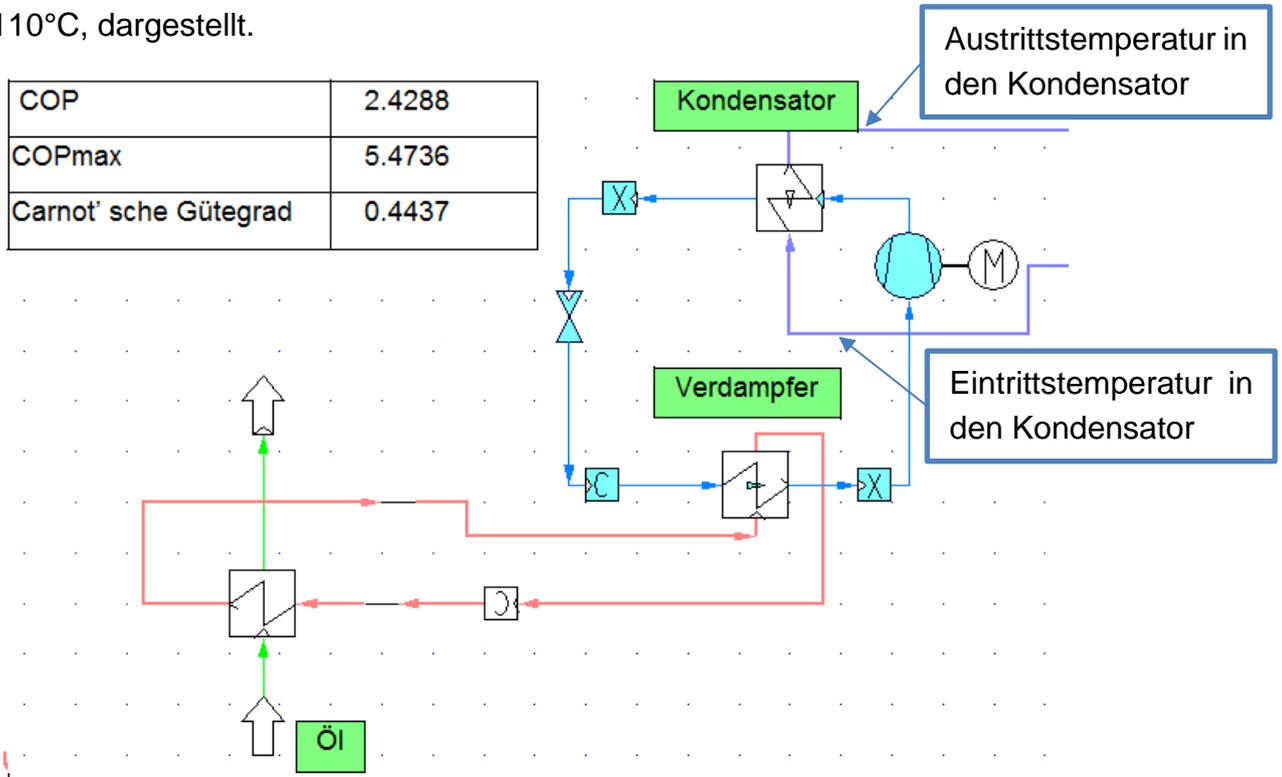


Abbildung 26: COP-Kondensator Input und Output (wasserseitig) IPSEpro

Die allgemeinen Informationen zu den jeweiligen Kennzahlen findet man im Kapitel 2.3.

Der COP (tatsächliche COP) wird in der IPSEpro-Simulation wie folgt bestimmt:

$$COP = \frac{\text{Nutzwärme}}{\text{Verdichterleistung}} = \frac{\text{Kondensator Leistung}}{\text{Motor Leistung}} = \frac{1018,27}{419,24} = 2,43$$

Formel 8: IPSEpro COP

Der COP<sub>max</sub> (Carnot'schen COP) in der Simulation errechnet sich durch die Formel 2:

$$\begin{aligned} COP_{max} &= \frac{T_C}{T_C - T_V} = \frac{T_{Kond\_out\_wasser}}{T_{Kond\_out\_wasser} - T_{Verd\_out\_wasser}} \\ &= \frac{(110 + 273,15)}{(110 + 273,15) - (40 + 273,15)} = 5,47 \end{aligned}$$

Formel 9: IPSEpro COPmax

Mittels des  $COP_{max}$  und des COP kann man nun den Gütegrad  $\eta$  berechnen. Die Formel 10 wird für die Berechnung herangezogen:

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_c} = \frac{COP}{COP_{max}} = \frac{2,43}{5,47} = 0,444$$

Formel 10: IPSEpro Gütegrad, [22]

Der Gütegrad  $\eta$  gibt die Abweichung der tatsächlichen Leistungszahl (verlustbehaftet) zu der idealen Leistungszahl (nicht verlustbehaftet) an, [22].

In der Praxis wird der Gütegrad  $\eta$  von 0.4 bis 0.6 erreicht.

Wenn man einen besseren Gütegrad  $\eta$  erreichen möchte, müsste man zum Beispiel eine mehrstufige Wärmepumpe verwenden. Somit verteilen sich die Drücke und die Leistungen auf zwei nacheinander geschaltete Prozesse. Durch diese Aneinanderreihung kann ein besserer COP erreicht werden. Die Verluste lassen sich auch minimieren, indem der Temperaturunterschied zwischen Quelle (Verdampfer) und Senke (Kondensator) klein gehalten wird. Dies hat zur Folge, dass weniger Verdichterleistung aufgebracht werden muss und somit der COP steigt.

#### *Detailanalyse des Auslegungspunktes 110°C:*

Wie bereits zuvor erwähnt, werden bei der Detailanalyse die bereits bestehenden Ergebnisse aus dem Winter- und Sommerbetrieb (Werktags) mit den bis dato noch nicht eingepflegten Wochenend-Werten (Sommer und Winter) untersucht.

Bei der Simulation wurden für den Wochenendbetrieb 2716 Vollaststunden und für die Werktage 5684 Vollaststunden verwendet. Ferner wurden dieselben Berechnungen wie für die Sommer- und Winterkalkulation (Werktags „Kapitel 4.2.1“) herangezogen.

Die Ergebnisse für die Gesamtkosteneinsparung für den Sommer- und Winterbetrieb bei einer Auslegungstemperatur von 110°C sind in der nachfolgenden Abbildung 27 ersichtlich.

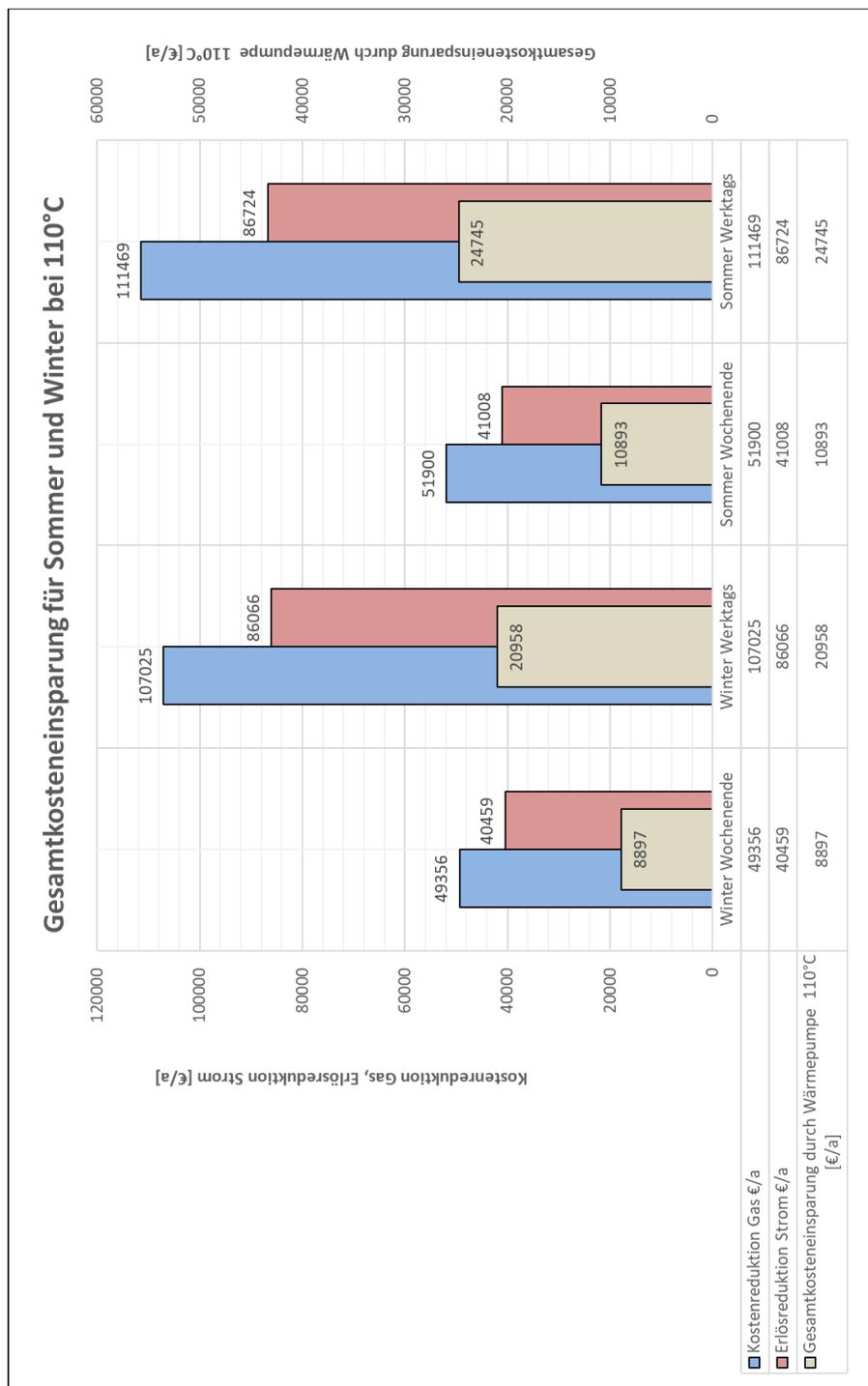


Abbildung 27: Gesamtkosteneinsparung für Sommer- und Winterbetrieb bei einer Auslegungstemperatur von 110°C (Werktags + Wochenende)

Die Abbildung 27 zeigt, dass im Sommerbetrieb (Wochenende + Werktags) die Erlösreduktion aus dem Strom um etwa 1200 Euro pro Jahr höher ist als im Winter. Das Gleiche gilt für die Kostenreduktion durch die Einsparung an Gas mit Hilfe der Wärme-

pumpe (ca.7000 Euro pro Jahr). Somit belaufen sich die Einsparungen für den Winterbetrieb auf 29855 Euro pro Jahr und im Sommerbetrieb auf 35638 Euro pro Jahr. Die Gesamtersparnis in einem Jahr liegt somit bei 65493 Euro bei einer Wärmepumpenintegration mit Auslegungstemperatur von 110°C.

Im Hinblick auf die CO<sub>2</sub>- und die Primärenergie-Reduktion verdeutlicht die Abbildung 28 die mit der Wärmepumpen-Auslegungstemperatur von 110°C erzielten Ersparnisse.

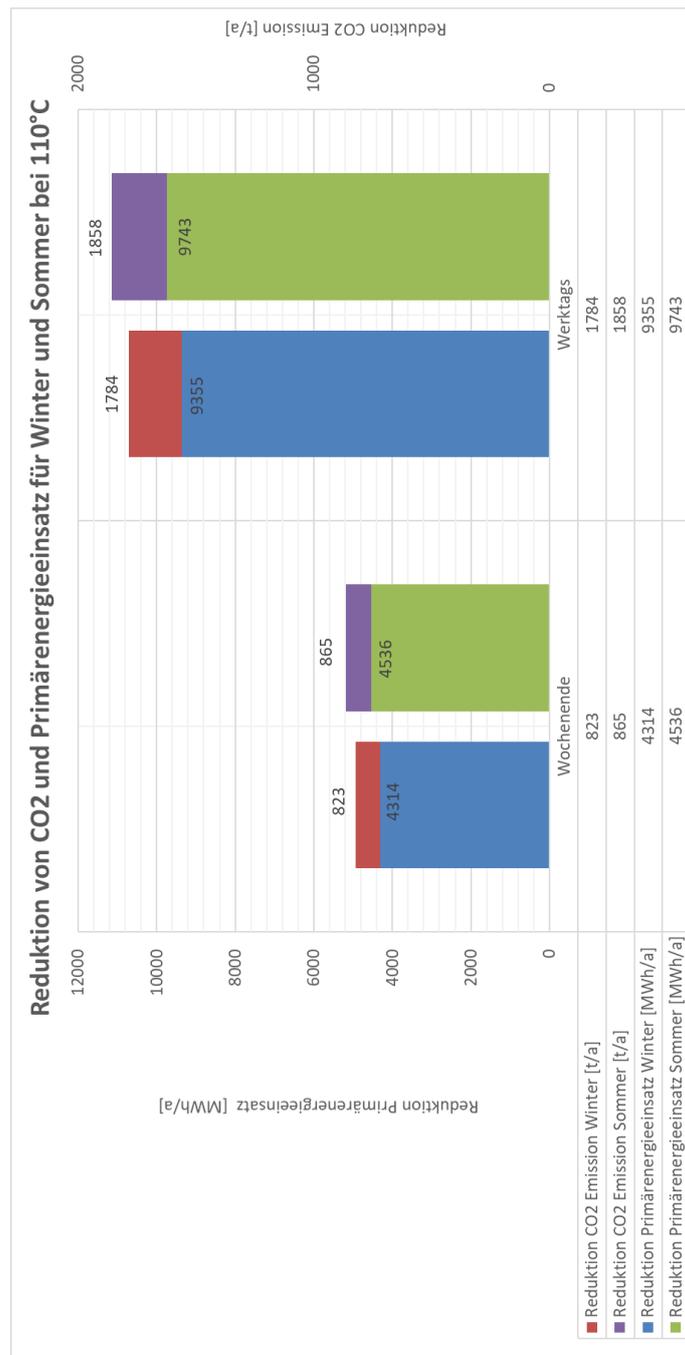


Abbildung 28: CO<sub>2</sub>- und Primärenergie-Reduktion für Sommer- und Winterbetrieb bei einer Auslegungstemperatur von 110°C (Werktags + Wochenende)

Wie in der oberen Abbildung 28 zu sehen ist, belaufen sich die CO<sub>2</sub>-Reduktionen im Winterbetrieb (Werktags + Wochenende) auf 2607 Tonnen pro Jahr und im Sommerbetrieb (Werktags + Wochenende) auf 2723 Tonnen pro Jahr. Die gesamte CO<sub>2</sub> Reduktion beläuft sich somit auf 5330 Tonnen pro Jahr.

Des Weiteren zeigt die Abbildung 28 die Reduktion des Primärenergieeinsatzes. Für den Winterbetrieb (Werktags + Wochenende) beläuft sich die Ersparnis auf 13669 MWh/a und im Sommerbetrieb (Werktags + Wochenende) auf 14279 MWh/a. Die gesamte Reduktion des Primärenergieeinsatzes beläuft sich somit auf 27948 MWh pro Jahr.

Durch eine Addition der gesamten Winter- und Sommerergebnisse konnten die Investitionen und Amortisationszeiten für ein Jahr bei der Wärmepumpen- Auslegungstemperatur von 110°C berechnet werden. Die Ergebnisse sind in der Abbildung 29 zu sehen:

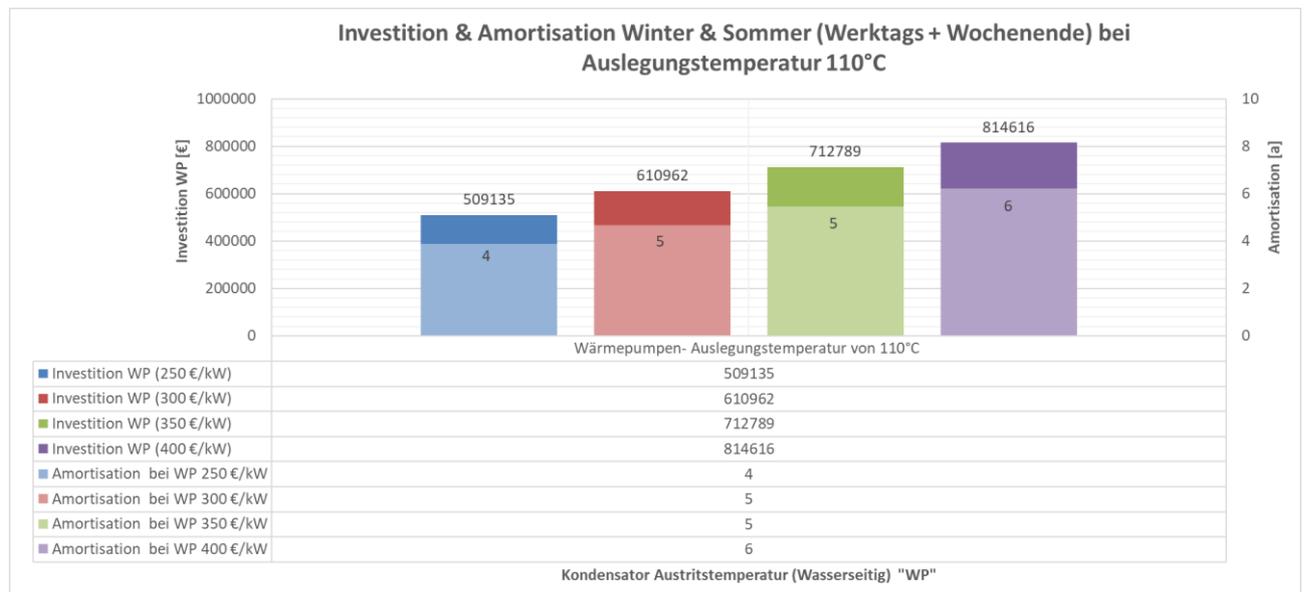


Abbildung 29: Investition und Amortisation für den Wärmepumpen-Betrieb bei 110°C

Wie in Abbildung 29 ersichtlich, werden vier unterschiedliche Investitionsvarianten (250, 300, 350 und 400 €/kW) und deren Amortisationszeiten für die Auslegungstemperatur von 110°C betrachtet. Durch die unterschiedlichen Investitionsbeträge ergeben sich Amortisationszeiten von 4 bis zu 6 Jahren. Somit kann man für den Kraftwerksprozess mit Hilfe der obigen Abbildung eine potentielle Investition in eine Wärmepumpe bewerten.

## 5 Molkerei

Bei der zweiten Prozessanalyse wurde ein Molkereibetrieb anhand von typischen Betriebsdaten untersucht. Die betrachtete Anlage produziert drei unterschiedliche Milchprodukte, die jeweils ein anderes Temperaturniveau (70-138°C) benötigen. Die geforderten Temperaturniveaus der Milch werden über einen gasgefeuerten Energieversorger bereitgestellt. Nach Erreichen der Zieltemperatur wird die erhitzte Milch mittels eines Eiskreislaufs wieder auf 5°C heruntergekühlt. Mittels einer Kältemaschine wird der Eiskreislauf auf eine konstante Temperatur von 2°C heruntergekühlt. Damit ein konstantes Temperaturniveau von 2°C im Eiskreislauf gewährleistet werden kann, muss die aufgenommene Wärme im Eiskreislauf über die Kältemaschine an einen Freiluftkühler abgegeben werden. Dieses ungenutzte Wärmepotenzial wurde zum Anlass für zwei Prozessvarianten, die zum einen mittels einer Wärmepumpe und zum anderen durch eine Kombination aus Kältemaschine und Wärmepumpe, die Abwärme wieder dem Prozess zuführt.

### 5.1 Molkereiprodukte

Eine Molkerei hat in ihrem Sortiment viele verschiedene Produkte, die auf unterschiedlichste Art und Weise produziert werden. Einen Überblick über die häufigsten Erhitzungsarten zeigt die Abbildung 30, [23].

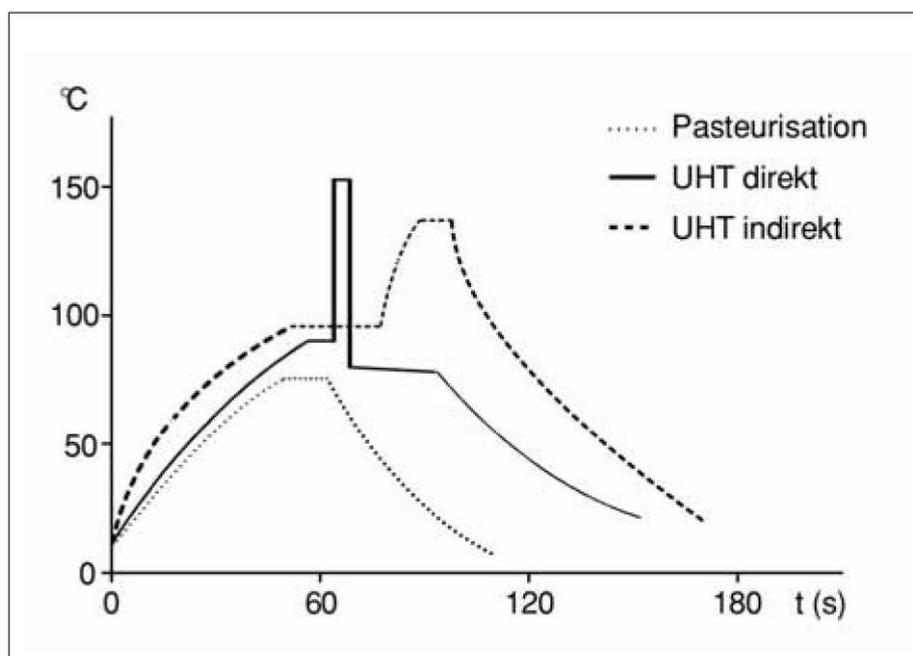


Abbildung 30: Erhitzungsprofile der gängigsten Erhitzungsarten [23, p. 10]

Wie in Abbildung 30 ersichtlich, benötigen die diversen Produkte unterschiedliche Temperaturstufen (erwärmen, halten, abkühlen), die in definierten Zeitabschnitten

durchlaufen werden müssen, damit alle Keime abgetötet und eine haltbare Milch erzeugt werden kann, [23].

Die unterschiedlichen Milchprodukte und deren maximale Temperaturen sind nachfolgend aufgelistet, [23]:

- Pasteurisierte Milch, wie in der Abbildung 30 ersichtlich, wird auf ca. 72-76°C erhitzt.
- Hochpasteurisierte Milch, die nicht in der Abbildung 30 ersichtlich ist, wird auf 125°C erhitzt.
- Ultra-Hoch-Temperatur Milch (UHT), wie in der Abbildung 30 ersichtlich, wird beim indirekten Verfahren auf ca. 138°C und beim direkten Verfahren auf ca. 150°C erhitzt.

Beim indirekten Verfahren (Dampf im Wärmetauscher) wird mittels eines Wärmetauschers die Wärmeenergie von einem Fluidstrom auf einen anderen übertragen. Die Wärme wird dabei vom erhitztem Produkt (z.B. Dampf) an ein Kühlmedium (z.B. Milch) übertragen. Die beiden Fluidströme sind dabei durch eine Wand getrennt. Hingegen beim direkten Verfahren (Dampf einmischen) wird mittels Dampfinjektion direkt in die Milch eine entsprechende Menge Dampf injiziert. In der angeführten Literatur wird auf diese Prozesse näher eingegangen, [23].

## 5.2 Prozessvariation Molkerei

### 5.2.1 Annahmen für die Prozessabbildungen

Bei beiden Varianten wurde mit dem Medium Milch gearbeitet. Da die Stoffdatenbank keine Milch aufweist, musste für die Prozessberechnung der Wasser-Massenstrom adaptiert werden, damit der übertragene Wärmestrom der Milch entspricht.

Massenstrom Wasser für Milch:

$$\dot{m}_w * c_{p_w} * \Delta T_w = \dot{m}_M * c_{p_M} * \Delta T_M$$

Formel 11: Gleichung für Wärmestrom von Wasser und Milch gleichgesetzt, [24]

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{m}_M * c_{p_M}}{c_{p_w}} = \frac{14000}{3600} * 3,9 = 3,61 \frac{kg}{s}$$

Formel 12: Gleichung für Massenstrom Wasser für Milch, [24]

Der berechnete Massenstrom  $\dot{m}_{Wasser} = 3,61 \frac{kg}{s}$  wurde für alle Prozesssimulationen als Ersatz für die Milch herangezogen.

## 5.2.2 Prozessabbildung Variante 1 und Variante 2

Bei der Prozessabbildung der beiden Prozesse wurde nahezu der gleiche Simulationsaufbau verwendet. Der Unterschied liegt darin, dass bei der Variante 1 die Kältemaschine durch eine zweistufige Wärmepumpe ersetzt wurde und bei der Variante 2 eine zweistufige Wärmepumpe auf die bestehende Kältemaschine gebaut wurde.

Des Weiteren unterscheiden sich die beiden Varianten in der Nutzung der unterschiedlichen Kältemittel. Bei der Variante 1 wird in der ersten Stufe (Kältekreislauf) das Kältemittel R134a verwendet und in der zweiten Stufe (Heizkreislauf) das Kältemittel R245fa.

Bei der Variante 2 wird dagegen für die zweistufige Kältemaschine das Kältemittel Ammoniak verwendet und bei der zweistufigen Wärmepumpe für beide Stufen das Kältemittel R245fa.

Die unterschiedlichen Varianten rühren daher, dass durch den Vergleich der beiden Prozessabbildungen, Rückschlüsse auf eine bessere Integration in den laufenden Prozess gezogen werden können. Die möglichen Rückschlüsse könnten zum Beispiel sein, dass man sich für die Nachrüstvariante oder für einen Austausch der Kältemaschine entscheidet, da die ein oder andere Variante entsprechende Vor- oder Nachteile mit sich bringt.

Die für die Simulation verwendeten Kältemittel sind gebräuchliche Kältemedien in der Industrie und wurden deshalb für die Prozesssimulation herangezogen.

Die nachfolgende Abbildung 31 zeigt den Prozessaufbau der Variante 1 mit der Integration einer zweistufigen Wärmepumpe:

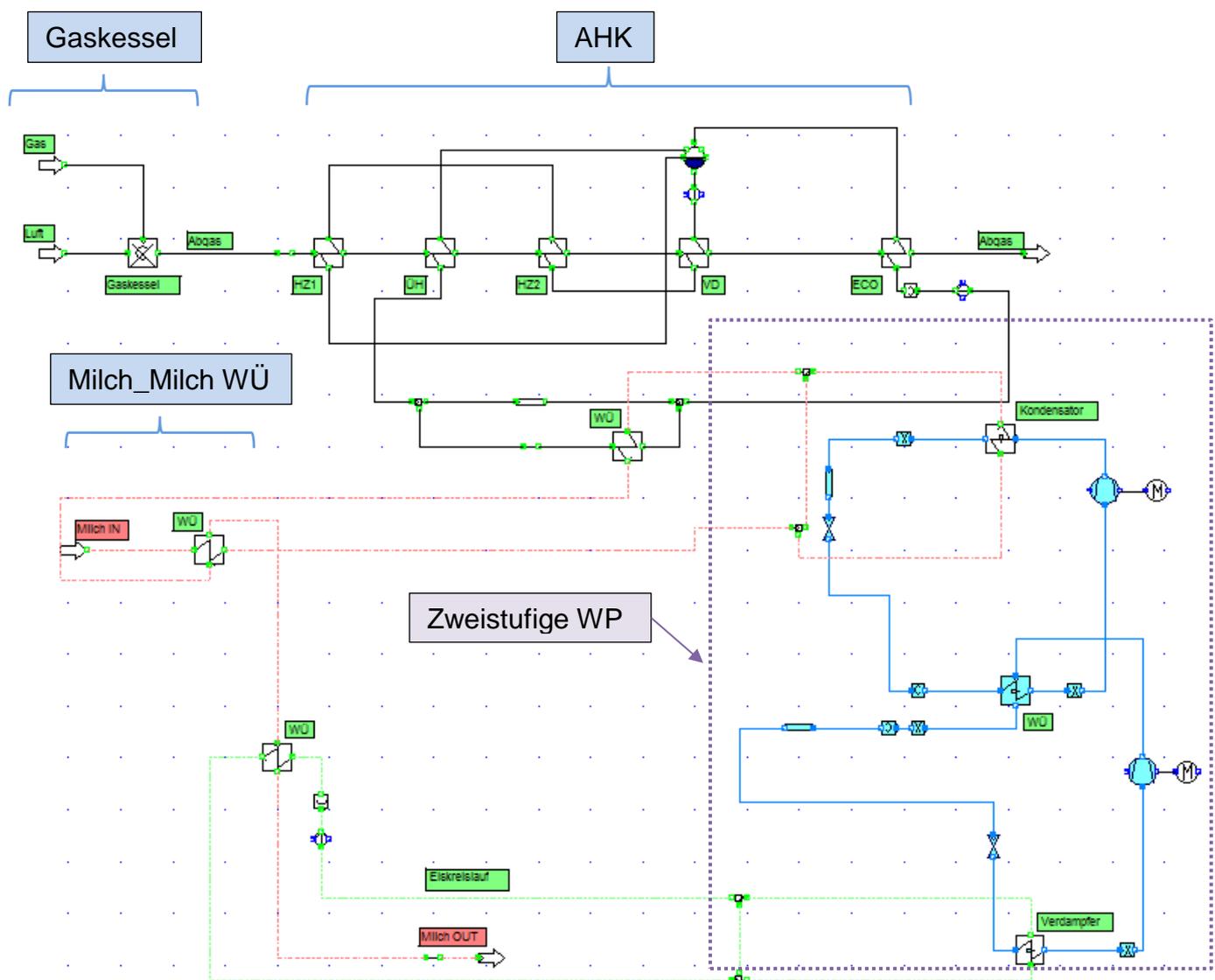


Abbildung 31: Prozessabbildung Molkerei „Variante 1“

**Variante 1:** Die bestehende Kältemaschine wird durch eine zweistufige Wärmepumpe mit Kaskadenschaltung (getrennte Kältemittelkreisläufe mit unterschiedlichen Kältemitteln) ersetzt. Dabei wird die aufgenommene Wärmeenergie im Eiskreislaufs auf die erste Stufe der Wärmepumpe mit dem Kältemittel R134a übertragen. Die erste Stufe der Wärmepumpe hebt im nächsten Arbeitsschritt das Temperaturniveau mittels des ersten Verdichters an. Anschließend wird die Wärmeenergie vom Kältemittel R134a über einen Wärmeübertrager an die zweite Stufe der Wärmepumpe mit dem Kältemittel R245fa übertragen. Die zweite Stufe gibt im Kondensator nach erneuter Temperaturerhöhung mittels des zweiten Verdichters die Wärmeenergie an den Milchkreislauf ab. Damit die Zieltemperatur des jeweiligen Milchprodukts erreicht wird, muss mittels Prozessdampf über einen Wärmeübertrager die restliche Wärmeenergie an den Milch-

Fluidstrom abgegeben werden. Die Vorwärmung des Milch-Fluidstroms über die zweistufige Wärmepumpe mindert somit den Energieverbrauch seitens der Prozessdampf-gewinnung.

Der Prozessaufbau der Variante 2 mit der bestehenden zweistufigen Kältemaschine und der Integration einer zweistufigen Wärmepumpe ist in der nachfolgenden Abbil-dung 32 ersichtlich:

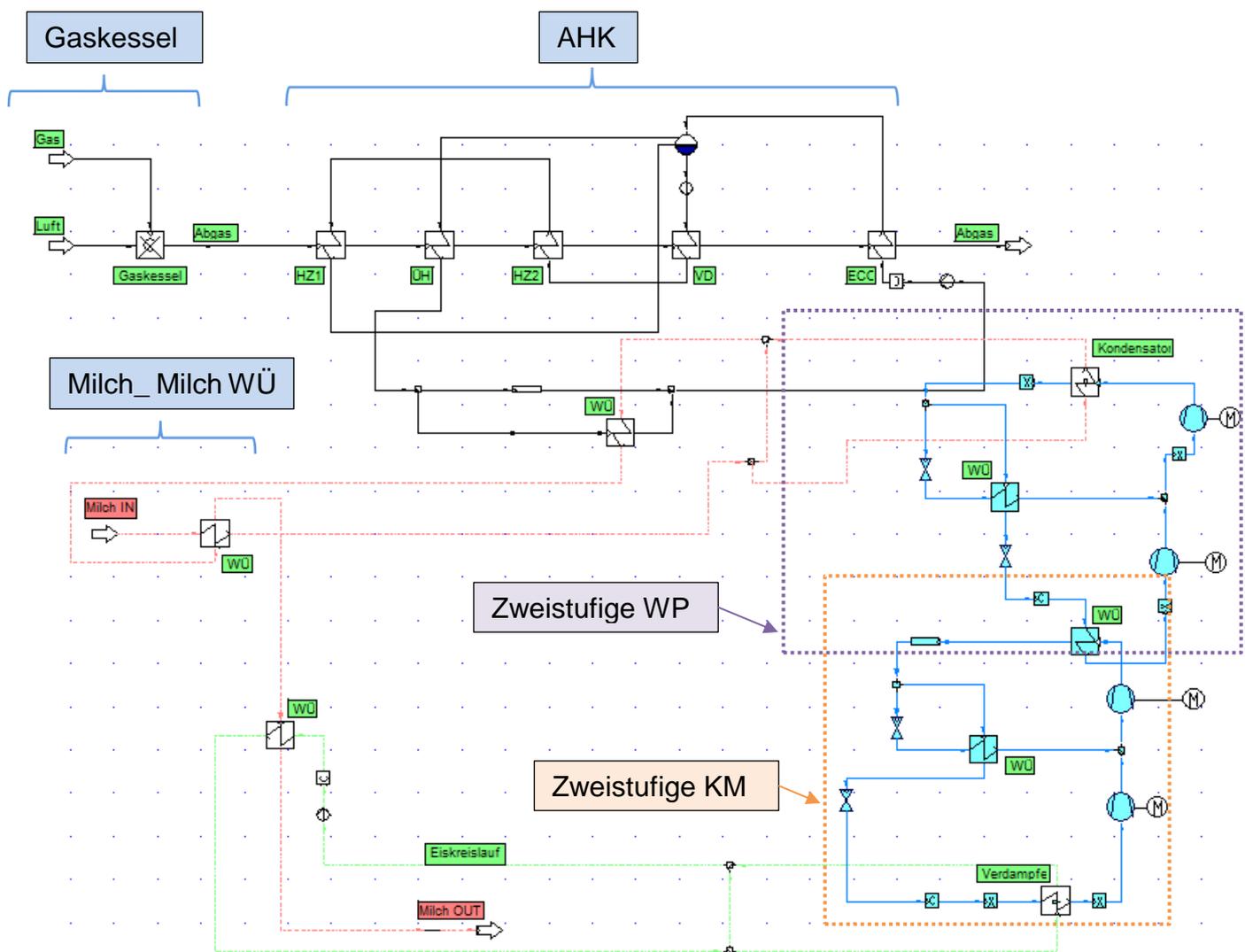


Abbildung 32: Prozessabbildung Molkerei „Variante 2“

**Variante 2:** Die zweistufige Kältemaschine und Wärmepumpen sind Economizer-Schaltungen (EVI - Enhanced Vapor Injection). Bei dieser Schaltung wird flüssiges Kältemittel nach dem Kondensator abgezweigt und in einem internen Wärmeübertrager verdampft. Der Vorteil dieser Schaltung liegt in der Anhebung der Wärmeleistung bei gleicher Wärmeübertrager -Fläche und höheren Drücken gegenüber einem normalen Kältekreislauf, [25]. In der angeführten Literatur wird auf die Economizer-Schal-tungen näher eingegangen, [25].

Im Gegensatz zu der Simulationsschaltung in der Abbildung 32, wird bei realen Anlagen lediglich ein Verdichter (Schraubenverdichter) verwendet, dem verdampftes Kältemittel aus dem internen Wärmeübertrager eingespritzt wird. Für die Simulation im IPSEpro mussten zwei Verdichter herangezogen werden, da es kein entsprechendes Verdichter-Modell in der Kältemittelprozess-Bibliothek gab. Wie in der Abbildung 32 ersichtlich, wird auf die bestehende zweistufige Kältemaschine eine zweistufige Wärmepumpe gebaut. Die Kältemaschine, die mit dem Kältemittel Ammoniak betrieben wird, gibt über ihre beiden Stufen die aufgenommene Wärmeenergie (Prozessabwärme und Verdichtungswärme) über einen Wärmeübertrager an die Wärmepumpe ab. Die Wärmepumpe wiederum arbeitet gleich wie bereits in der ersten Variante beschrieben, nur wird als Kältemittel für beide Stufen R245fa verwendet.

Aufgrund dessen, dass sich die Prozesssimulationen zwischen Kraftwerksprozess (Kapitel 4) und Molkerei in manchen Prozessabschnitten (Gaskessel und Abhitzekeessel) ähneln, wird nachfolgend nicht mehr auf jede Komponente im Detail eingegangen.

#### *Gaskessel:*

Für die Simulation wurden folgende Annahmen, wie in der Tabelle 9 dargestellt, getroffen:

Annahmen für den Gaskessel:	
Eintrittstemperatur Gas: $T_{in\_gas}$ / °C	15
Eintrittsdruck Gas: $p_{in\_gas}$ / bar	5
Eintrittstemperatur Luft: $T_{in\_air}$ / °C	15
Eintrittsdruck Luft: $p_{in\_air}$ / bar	1
Verlustleistung_Gaskessel: $q_{loss\_rel}$ / %	1
O2-Gehalt im Rauchgas trocken / Vol%	7,8

Tabelle 9: Annahmen für den Gaskessel\_Molkerei

#### *AHK (Abhitzekeessel):*

Für die Simulation des Abhitzekeessels wurden folgende Annahmen, wie in der Tabelle 10 dargestellt, getroffen:

Annahmen für den Abhitzekeessel:	
Austrittstemperatur HZ1: $T_{out\_HZ1}$ / °C	800
Austrittstemperatur HZ2: $T_{out\_HZ2}$ / °C	400
Austrittstemperatur Überhitzer: $T_{out\_water\_ÜH}$ / °C	200
Eintrittsdruck Überhitzer (wasserseitig): $p_{in\_water\_ÜH}$ / bar	13
Recirculation: $c\_circulation\_Samm-ler$ / -	10
Temperaturdifferenz Ein-Austritt_Samm-ler / °C	2

Tabelle 10: Annahmen für den AHK\_Molkerei

*Milchkreislauf:*

Für den Milchkreislauf werden die zuvor errechneten Ergebnisse des Abschnittes 5.2.1 herangezogen. Die nachfolgende Tabelle 11 zeigt die getroffenen Annahmen im Milchkreislauf.

Annahmen für den Milchkreislauf:	
Massenstrom Milch: $m_{\text{Milch}}$ / kg/s	3,6
Eintrittstemperatur Milch-WÜ_Milch-Milch: $T_{\text{in\_Milch\_WÜ\_Milch-Milch}}$ / °C	5
Eintrittsdruck Milch: $p_{\text{in\_Milch}}$ / bar	5
Austrittstemperatur Milch-WÜ_Milch-Milch: $T_{\text{out\_Milch\_WÜ\_Milch-Milch}}$ / °C	Bei Pasteurisation: 55 Bei Hochpasteurisation: 100,2 Bei UHT: 118,3
Austrittstemperatur Milch-WÜ_Milch-Dampf: $T_{\text{out\_Milch\_WÜ\_Milch-Dampf}}$ / °C	Bei Pasteurisation: 75 Bei Pasteurisation: 120 Bei UHT: 138
Eintrittstemperatur WÜ Milch-Eiskreislauf: $T_{\text{in\_Milch\_Eiskreislauf}}$ / °C	25
Austrittstemperatur WÜ Milch-Eiskreislauf: $T_{\text{out\_Milch\_Eiskreislauf}}$ / °C	5

Tabelle 11: Annahmen für den Milchkreislauf

In der Abbildung 33 ist der simulierte Milchkreislauf (rote Linie) dargestellt.

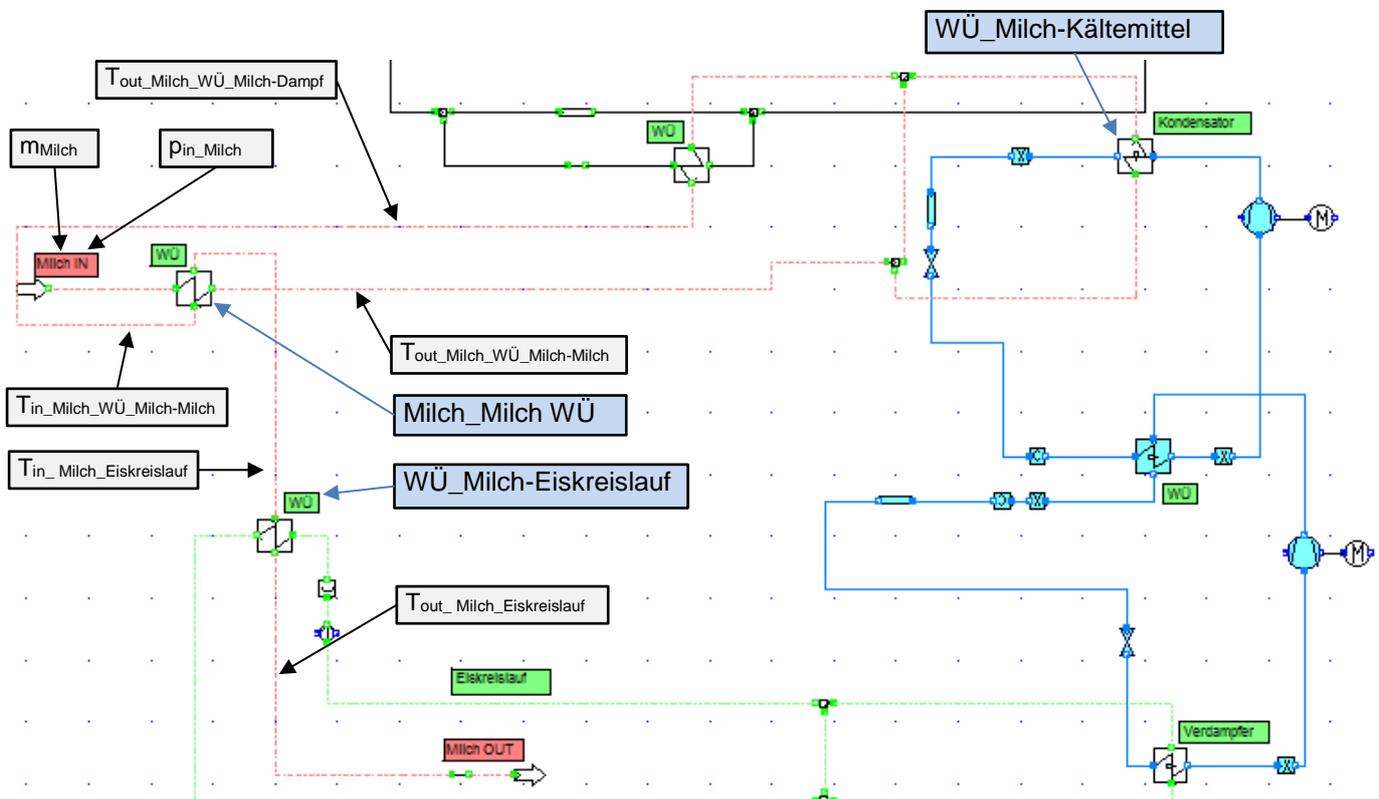


Abbildung 33: Milchkreislauf

Beim Milchkreislauf kommt die kalte Rohmilch als erstes in einen Milch-Milch-Wärmeübertrager, in dem die kalte Milch auf ein höheres Temperaturniveau gehoben wird und die heiße Milch (Gegenstrom) abgekühlt wird. Die Milch fließt dann Richtung Wärmepumpe. Im Kondensator wird der Milch wiederum Wärmeenergie aus der Prozessabwärme und der Verdichtungswärme übertragen. Anschließend fließt die Milch durch den Dampf-Milch-Wärmeübertrager. Dieser bringt je nach Wärmenutzungstemperatur der Wärmepumpe die Milch durch weiteres aufheizen auf die gewünschte Zieltemperatur (Pasteurisation: 75°C, Hochpasteurisation: 120°C, UHT: 138°C). In Folge wird die heiße Milch in den Milch-Milch-Wärmeübertrager geleitet, in dem die heiße Milch Wärme an die kalte Milch überträgt. Damit die Milch ihre Frische und Haltbarkeit behält, muss sie abschließend noch durch den Eiskreislauf auf 5°C heruntergekühlt werden.

### Eiskreislauf:

Die nachfolgende Tabelle 12 zeigt die Annahmen für den Eiskreislauf:

Annahmen für den Eiskreislauf:		
Austrittstemperatur WÜ_Milch-Eiswasser: $T_{\text{out\_Eiswasser\_WÜ\_Milch-Milch}} / ^\circ\text{C}$	Eiswasser- $T_{\text{out\_Eiswasser}}$	10
Austrittsdruck Eiswasser: $p_{\text{out\_Eiswasser}}$ / bar		1
Austrittstemperatur Verdampfer-Eiswasser-Kältemittel: $T_{\text{out\_Verdampfer\_Eiswasser\_Kältemittel}} / ^\circ\text{C}$		2

Tabelle 12: Annahmen für den Eiskreislauf

Die nachfolgende Abbildung 34 zeigt den Verlauf des Eiskreislaufs (grüne Linie):

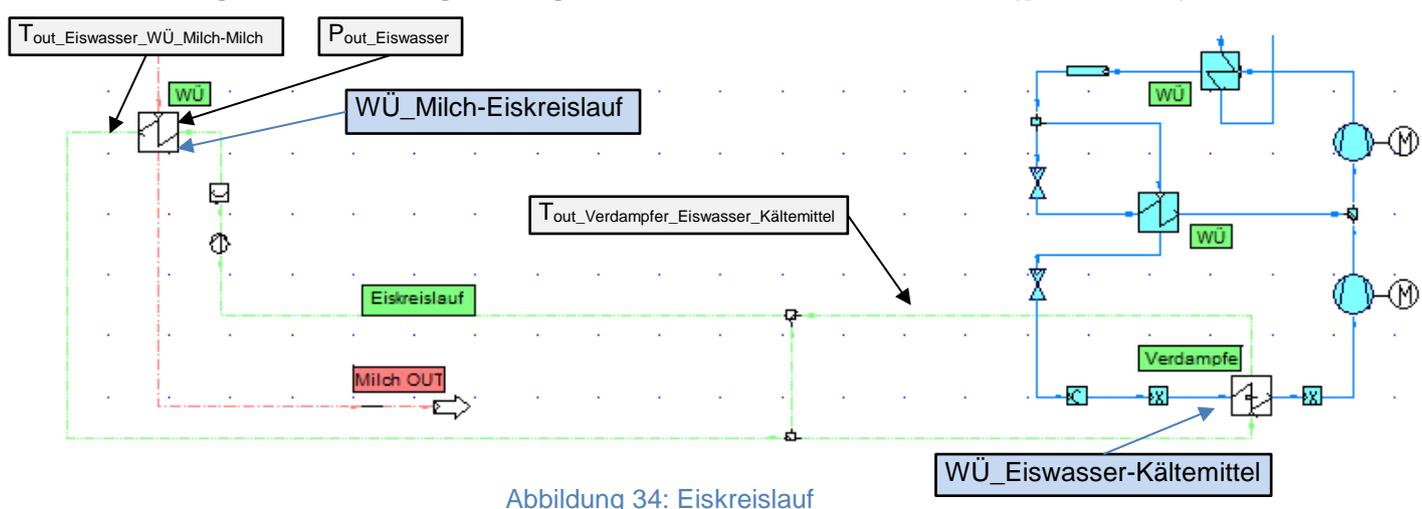


Abbildung 34: Eiskreislauf

Der Eiskreislauf kühlt die durch den Prozess erwärmte Milch auf die Lagertemperatur von 5°C ab. Dies erfolgt im Milch-Eiswasser-Wärmeübertrager. Die aufgenommene Wärme des Eiswassers durch das Abkühlen der Milch wird an den Verdampfer der

Wärmepumpe (Variante 1) oder an die Kältemaschine (Variante 2) geführt. Der Verdampfer kühlt wiederum das Eiswasser auf eine gewünschte Zieltemperatur von 2°C herunter und wird erneut dem Milch-Eiswasser-Wärmeübertrager zugeführt.

### 5.2.3 Variante 1

Bei der Variante 1 wird der Aufbau der Kältemaschine durch eine zweistufige Wärmepumpe mit Kaskadenaufbau ersetzt. Bei einer Kaskadenschaltung wird für jede Stufe der Anlage ein getrennter Kältemittelkreislauf mit unterschiedlichem Kältemittel verwendet.

- Kältekreislauf: R134a
- Heizkreislauf: R245fa

Für die Wärmepumpe mit Kaskadenschaltung wurden, wie in Tabelle 13 ersichtlich, folgende Annahmen getroffen:

Wärmepumpe mit Kaskadenschaltung:	
Kältemitteldruck (R134a) in Verdampfer: $p_{in\_Verdampfer}$ / bar	2,6
Wirkungsgrad Verdichter: $\eta_{Verdichter}$ / -	0,7
Austrittstemperatur Verdichter: $T_{out\_Verdichter\_R134a}$ / °C	80
Kältemitteldruck (R245fa) in WÜ: $p_{in\_Kaskade\_WÜ}$ / bar	2
Austrittstemperatur Kondensator (Milch): $T_{out\_Kondensator\_Milch}$ / °C	Variiert <b>Pasteurisiert: 75</b> <b>Hochpasteurisiert: 105, 110, 115, 120</b> <b>UHT: 125, 130, 135, 138</b>
Temperaturdifferenz zwischen Eintritt Kondensator (R245fa) und Austrittstemperatur Kondensator (Milch): $dt_{out\_Kondensator}$ / °C	5
Dampfgehalt (R134a) vor Verdampfer: $XR_{134a}$ vor Verdampfer	0,15
Dampfgehalt (R134a) nach Verdampfer: $XR_{134a}$ nach Verdampfer	1,05
Dampfgehalt (R245fa) nach Kondensator: $XR_{245fa}$ nach Kondensator	-0,09
Dampfgehalt (R245fa) vor Wärmeübertrager „Kaskade“: $XR_{245fa}$ vor Kaskade	0,4

Tabelle 13: Annahmen für die Wärmepumpe mit Kaskadenschaltung

Bei der Variante 1 und bei der Variante 2 werden dieselben Austrittstemperaturen am Kondensator für einen Vergleich herangezogen. Im Abschnitt 5.3 wird auf den Vergleich detailliert eingegangen.

Der Simulationsaufbau der Variante 1 und die Prozesspunkte, die im Abschnitt 5.3.1 für die log p/h-Diagramme verwendet wurden, sind in der nachfolgenden Abbildung 35 zu sehen.

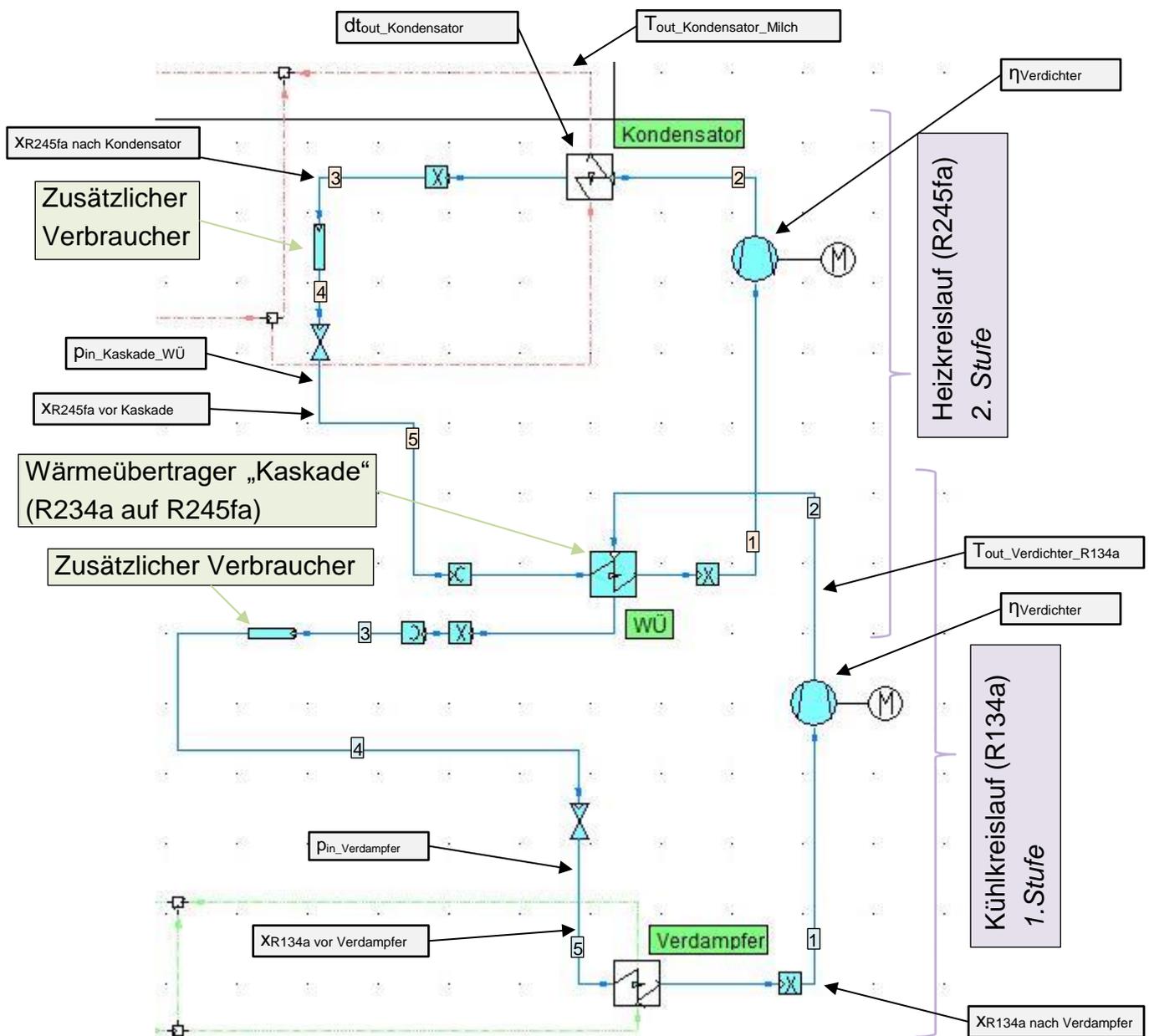


Abbildung 35: Aufbau der Kaskadenschaltung „Variante 1“

Der Wärmeübertrager (Kaskade), der zwischen Kühlkreislauf (R134a) und Heizkreislauf (R245fa) entsprechende Energieströme überträgt und der Kondensator im Heizkreislauf, nutzen lediglich einen Teil der Kondensatorabwärme. Der Grund dafür liegt beim Kühlkreislauf darin, dass zum einen mehr Heizleistung erzeugt als benötigt wird und zum anderen die Kühlleistung fixiert ist. Beim Heizkreislauf liegt Ursache daran, dass die Kondensation für die Erhitzung der Milch verwendet wird und die Unterkühlung nicht durch die Milch erfolgen kann, weil die Eintrittstemperatur zu hoch ist. Deshalb wird ein zusätzlicher Verbraucher / Kühler benötigt.

Durch die Setzwerte im Eiskreislauf und im Kühlkreislauf (R134a) ergibt sich am Verdampfer eine konstante Verdampfer-Leistung von ca. 302 kW.

Wie bei der Kraftwerkssimulation wird die Austrittstemperatur ( $T_{\text{out\_Kondensator\_Milch}}$ ) aus dem Kondensator als Zieltemperatur für die Simulationen herangezogen.

### 5.2.4 Variante 2

Bei der Variante 2 wurde auf die bestehende zweistufige Kältemaschine eine zweistufige Wärmepumpe gebaut.

Für die beiden zweistufigen Prozesse wurden für die Simulation folgende Kältemittel verwendet:

- Wärmepumpe: R245fa
- Kältemaschine: Ammoniak (R717)

Für die Variante 2 wurden die in Tabelle 14 und Tabelle 15 ersichtlichen Annahmen getroffen:

Wärmepumpe Variante 2 mit R245fa:	
Austrittstemperatur 2.Wärmeübertrager (R245fa): $T_{\text{out\_2.Wärmeübertrager (R245fa)}}$ / °C	35
Austrittstemperatur Kondensator (Milch): $T_{\text{out\_Kondensator\_Milch}}$ / °C	Variiert <b>Pasteurisiert: 75</b> <b>Hochpasteurisiert: 105, 110, 115, 120</b> <b>UHT: 125, 130, 135, 138</b>
Temperaturdifferenz am Eintritt zu der niedrigeren Temperaturseite am 1.Wärmeübertrager (R245fa): $dt_{\text{in\_1.Wärmeübertrager (R245fa)}}$ / °C	5
Temperaturdifferenz am Eintritt zu der niedrigeren Temperaturseite am Kondensator (R245fa-Milch): $dt_{\text{in\_Kondensator (R245fa-Milch)}}$ / °C	5
Temperaturdifferenz am Austritt zu der niedrigeren Temperaturseite am Kondensator (R245fa-Milch): $dt_{\text{out\_Kondensator (R245fa-Milch)}}$ / °C	5
Wirkungsgrad Verdichter: $\eta_{\text{Verdichter}}$ / -	0,7
Dampfgehalt (R245fa) nach Kondensator: $X_{\text{R245fa nach Kondensator}}$	-0,05

Tabelle 14: Annahmen für die Wärmepumpe „Variante 2“

Kältemaschine Variante 2 mit R717:	
Kältemitteldruck (R717) in Verdampfer: $p_{in\_Verdampfer\_R717}$ / bar	3,5
Wirkungsgrad Verdichter: $\eta_{Verdichter}$ [-]	0,7
Kältemitteldruck (R717) vor 2.Verdichter: $p_{in\_2.Verdichter\_R717}$ / bar	4,75
Temperaturdifferenz am Eintritt zu der niedrigeren Temperaturseite am 2.Wärmeübertrager (R717): $dt_{in\_2.Wärmeübertrager (R717)}$ / °C	5
Temperaturdifferenz am Austritt zu der niedrigeren Temperaturseite am 2.Wärmeübertrager (R717): $dt_{out\_2.Wärmeübertrager (R717)}$ / °C	5
Temperaturdifferenz am Eintritt zu der niedrigeren Temperaturseite am 3.Wärmeübertrager (R717): $dt_{in\_3.Wärmeübertrager (R717)}$ / °C	5
Dampfgehalt (R717) vor Verdampfer: $X_{R717}$ vor Verdampfer	0,05
Dampfgehalt (R717) nach Verdampfer: $X_{R717}$ nach Verdampfer	1,01
Dampfgehalt (R717) nach zusätzlichem Verbraucher: $X_{R717}$ nach zusätzlichem Verbraucher	0,05
Druckabfall im Verdampfer heiß: $\Delta p_{heiß}$	0,1
Druckabfall im Verdampfer kalt: $\Delta p_{kalt}$	0,9

Tabelle 15: Annahmen für die Kältemaschine „Variante 2“

Die Setzwerte, die in Tabelle 14 und Tabelle 15 ersichtlich sind, werden nachfolgend anhand der simulierten Prozessabbildungen nochmals aufgezeigt.

Die nachfolgende Abbildung 36 zeigt den Aufbau der Kältemaschine mit aufgebauter zweistufiger Wärmepumpe und den verwendeten Setzwerten:

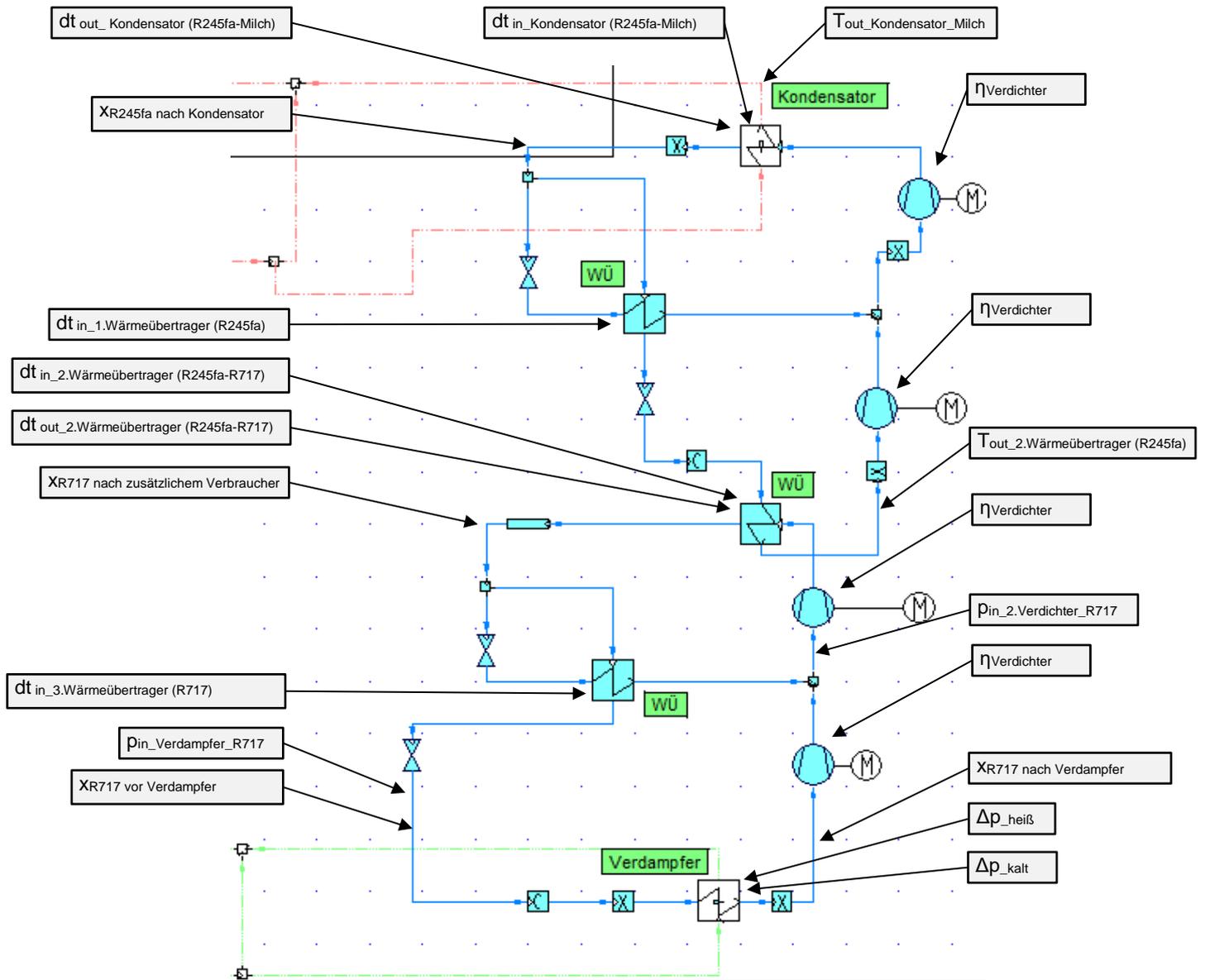


Abbildung 36: Aufbau der Kältemaschine mit der Wärmepumpe Variante 2 mit Setzwerten

Aufgrund des aufwendigeren Aufbaus und der Wahrung der Übersichtlichkeit wurde in der Abbildung 36 lediglich die Setzwerte dargestellt.

Die Abbildung 37 zeigt nochmals die Prozesssimulation mit den einzelnen Beschriftungen der Komponenten sowie die Prozesspunkte, die im Abschnitt 5.3.1 für die log p/h-Diagramme verwendet wurden.

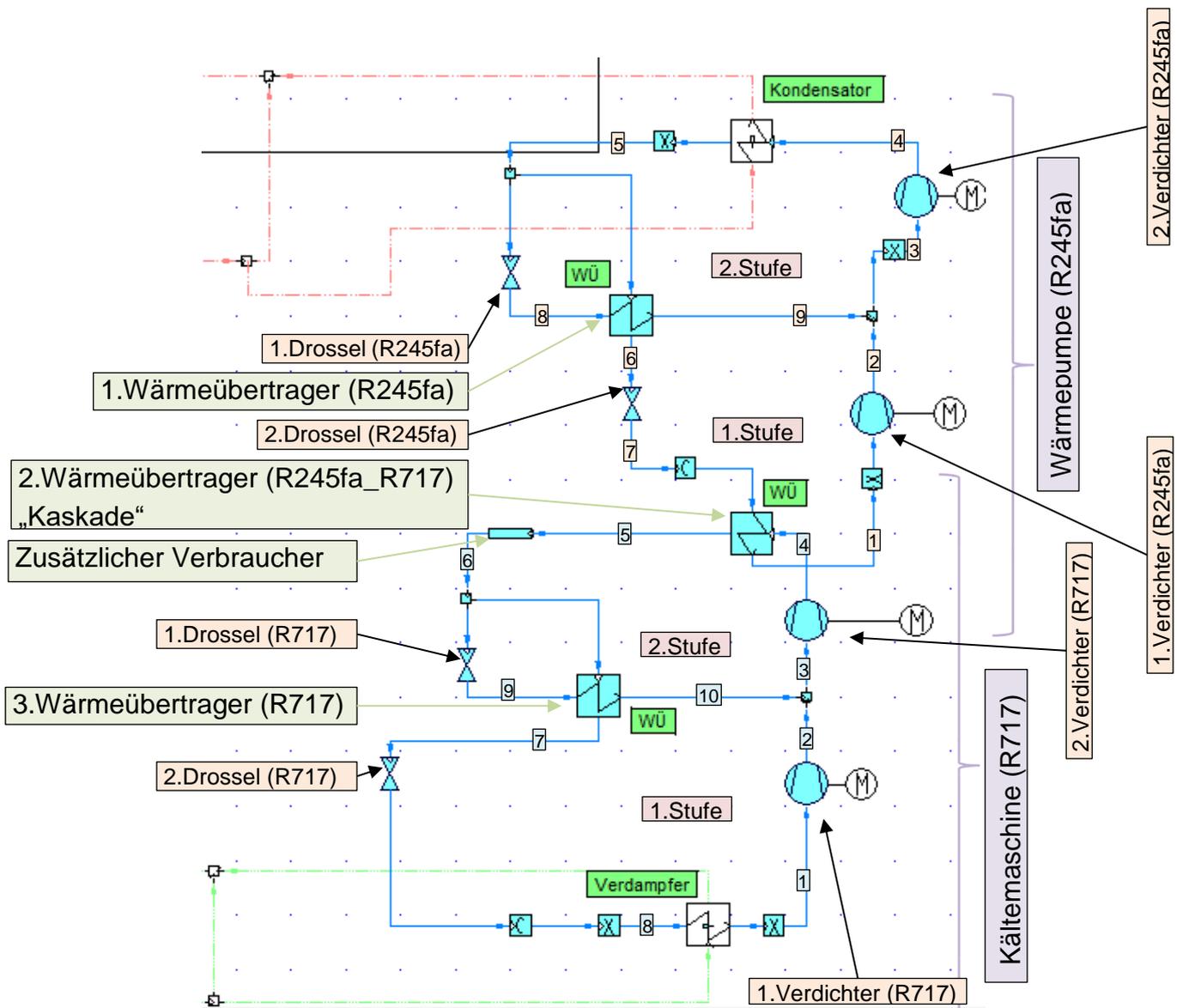


Abbildung 37: Aufbau der Kältemaschine mit der Wärmepumpe „Variante-2“

Wie in der obigen Abbildung 37 ersichtlich, wird die aufgenommene Abwärme im Eis-Kreislauf an die zweistufige Kältemaschine, die mit dem Kältemittel (Ammoniak: R717) betrieben wird, übertragen. Diese wiederum übergibt in der zweiten Stufe, wie in der Variante 1, lediglich einen Teil der aufgenommenen Wärmeenergie an die erste Stufe der Wärmepumpe ab. Die Teilnutzung ist wiederum darauf zurückzuführen, dass mehr Heizleistung erzeugt als benötigt wird und die Kühlleistung fixiert ist. Mittels der zweiten Stufe der Wärmepumpe wird anschließend der Milchstrom über den Kondensator auf die jeweilige Produktzieltemperatur erhitzt.

Bei dem oben abgebildeten Prozess der Kältemaschine und der Wärmepumpe ist ein identer Prozessaufbau zu erkennen. Die beiden Stufen von der Kälte- und Wärmepumpe sind über den 2. Wärmeübertrager (Kaskade) miteinander gekoppelt. Der Kältemittelfluidstrom nach dem 2. Wärmeübertrager (Kaskade) in der Kältemaschine und nach dem Kondensator in der Wärmepumpe wird jeweils über ein Durchflussregelventil auf zwei Kältemittelleitungen aufgeteilt. Zum einen wird der Kältemittelfluidstrom an den 1 oder 3. Wärmeübertrager zwischen den beiden Stufen der Kälte- und Wärmepumpe geleitet. Zum anderen wird der Kältemittelfluidstrom, der über die Drossel geleitet wird, anschließend dem 1 oder 3. Wärmeübertrager zwischen den beiden Stufen zugeführt. Die getrennten Fluidströme werden wieder vor dem 2. Verdichter der jeweiligen Kälte- oder Wärmepumpe zusammengeführt.

Wie bei der Variante 1 wird die Austrittstemperatur ( $T_{\text{out\_Kondensator\_Milch}}$ ) aus dem Kondensator (Milchseitig) als Zieltemperatur herangezogen.

Die in der Abbildung 37 gezeigte Kaskadenschaltung verwendet für die zweistufige Kältemaschine das Kältemittel R717 und für die zweistufige Wärmepumpe das Kältemittel R245fa.

Von einem Kältemaschinen-Hersteller [26] wurden passende Werte für die Simulation herangezogen. Im direktem Vergleich zu den Herstellerangaben und der Simulation näherte man sich ziemlich gut an die Werte des gewählten Kältemaschinen-Herstellers.

	Simulation:	Kältemaschinen-Hersteller, [26]:
Kälteleistung:	302kW	319kW
Leistungsaufnahme:	58kW	61kW

Tabelle 16: Vergleich Kältemaschinen-Hersteller und Simulation

Die in der Abbildung 37 ersichtliche Kälteanlage verwendet für den Kältekreislauf das Kältemittel Ammoniak (R717). Ammoniak ist dank seines niedrigen Treibhauspotentials und der sehr guten volumetrischen Kälteleistung ein typisches Kältemittel für industrielle Anlagen.

Die volumetrische Kälteleistung ist wie folgt definiert:

*Wärmestromdichte:*

$$q_0 = h_2 - h_1$$

Formel 13: Wärmestromdichte, [27]

*Volumetrische Kälteleistung:*

$$q_{0vol} = \frac{q_0}{v_2} = \frac{h_2 - h_1}{v_2}$$

Formel 14: volumetrische Wärmestromdichte, [27]

Die spezifische Enthalpiedifferenz bezieht sich auf die Verdampfungseintritts-Enthalpie  $h_1$  und auf die Verdampfungsaustritts-Enthalpie  $h_2$ .

*Unter volumetrischer Kälteleistung versteht man die mit dem Kältemittel unter den jeweiligen Arbeitsbedingungen – je  $m^3$  angesaugtem Dampf – zugeordnete Kälteerzeugung. Die volumetrische Kälteleistung ist abhängig von: Molmasse, Verdampfungsenthalpie und spezifischer Wärmekapazität der Flüssigkeit. Arbeitsdruck und Temperatur beeinflussen die Größe des Verdichters entscheidend, [28].*

Die volumetrische Kälteleistung sollte möglichst groß sein, da in der Regel die Anlagen entsprechend kompakter gebaut werden und somit die Verluste minimal gehalten werden können, [29].

## 5.3 Erkenntnisse Molkerei

Die Simulationen der unterschiedlichen Molkereiprozessvarianten wurden zum einen graphisch und zum andern analytisch betrachtet.

Bei der Molkereisimulation wurden, wie beim Kraftwerksprozess, unterschiedliche Temperaturniveaus an der Sekundärseite des Kondensators im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit der Wärmepumpe untersucht.

Dabei variierten die Temperaturen nach dem Kondensator (milchseitig) zwischen  $75^\circ\text{C}$ ,  $105^\circ\text{C}$  bis  $120^\circ\text{C}$  und  $125^\circ\text{C}$  bis  $138^\circ\text{C}$  (siehe Abschnitt 5.3.2).

### 5.3.1 Graphische Betrachtung der Simulationsergebnisse

Die zuvor simulierten Wärmepumpenprozess-Daten wurden mittels des Programms DaVe in gut leserliche  $\log(p)/h$ -Diagramme umgewandelt. Dabei wurden lediglich die maximalen Zieltemperaturen (Pasteurisiert:  $75^\circ\text{C}$ , Hochpasteurisiert:  $120^\circ\text{C}$  und UHT:  $138^\circ\text{C}$ ) für die graphische Betrachtung herangezogen. Dies rührt daher, dass bei allen Varianten mit den maximalen Zieltemperaturen der Milchmassenstrom zu 100% durch die Wärmepumpe erwärmt wird. Bei den restlichen Zieltemperatur-Abstufungen wird nur ein Teil des gesamten Temperaturhubs der Milch durch die Wärmepumpe erzeugt.

Die nachfolgenden  $\log(p)/h$ -Diagramme zeigen die unterschiedlichen Simulations-Varianten und Kältemittelkreisläufe. Dabei gilt zu beachten, dass der Druck in den Diagrammen logarithmisch aufgetragen ist.

### Pasteurisierung Variante 1:

Die Abbildung 38 zeigt die zweistufige Wärmepumpe der Pasteurisierung Variante 1 mit der Zieltemperatur 75°C:

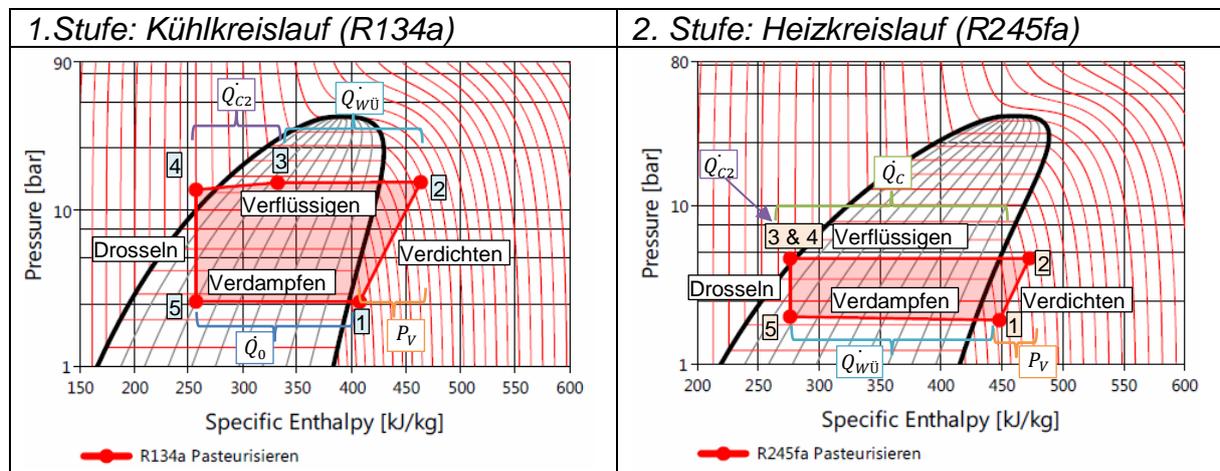


Abbildung 38: log(p)/h- Diagramm der Variante 1 (Pasteurisation auf 75°C)

- Kühlkreislauf (R134a):
  - Kühlkreislauf: 1-2-3-4-5-1 (1.Stufe)
- Heizkreislauf (R245fa):
  - Heizkreislauf: 1-2-3-4-5-1 (2.Stufe)
- $\dot{Q}_c$  Heizleistung (Kondensator)
- $\dot{Q}_0$  Kühlleistung (Verdampfer)
- $P_v$  Verdichter-Antriebsleistung
- $\dot{Q}_{c2}$  Leistung, die an einen weiteren Verbraucher oder Kühler abgegeben werden muss.
- $\dot{Q}_{wü}$  Wärmeleistung, die im Wärmeübertrager (Kaskade) an den Heiz- und Kühlkreislauf übertragen wird.

Die Strecke 12 zeigt die Arbeitsleistung der Verdichter beim Kühl- und Heizkreislauf.

Die Strecken 23 beim Kühl- und Heizkreislauf zeigen die abgegebene Wärmeleistung über den Kondensator. Beim obigen Kühlkreislauf ist im Nassdampfgebiet der Prozesspunkt (3) ersichtlich. Dieser verdeutlicht, dass lediglich die Strecke 23 (Wärmeleistung des Kondensators) an den Heizkreislauf abgegeben werden kann. Die restliche Wärmeleistung muss über einen zusätzlichen Verbraucher abgeführt werden (Strecke 34). Bei dem Heizkreislauf ist die Strecke 34 nahezu null, da die übertragene Kondensatorwärme und die aufgewendete Arbeit des Verdichters optimal auf die Nutzleistung der Wärmepumpe abgestimmt sind.

Die Strecken 45 im Kühl- und Heizkreislauf zeigen eine isenthalpe Drosselung auf den Verdampfungsdruck. Beim Kühlkreislauf und beim Heizkreislauf verdeutlicht die Strecke 51 die Kühlleistung am Verdichter.

### Pasteurisierung Variante 2:

In der Abbildung 39 wird die Pasteurisierung Variante 2 mit der zweistufigen Kältemaschine und der zweistufigen Wärmepumpe mit der Zieltemperatur 75°C gezeigt:

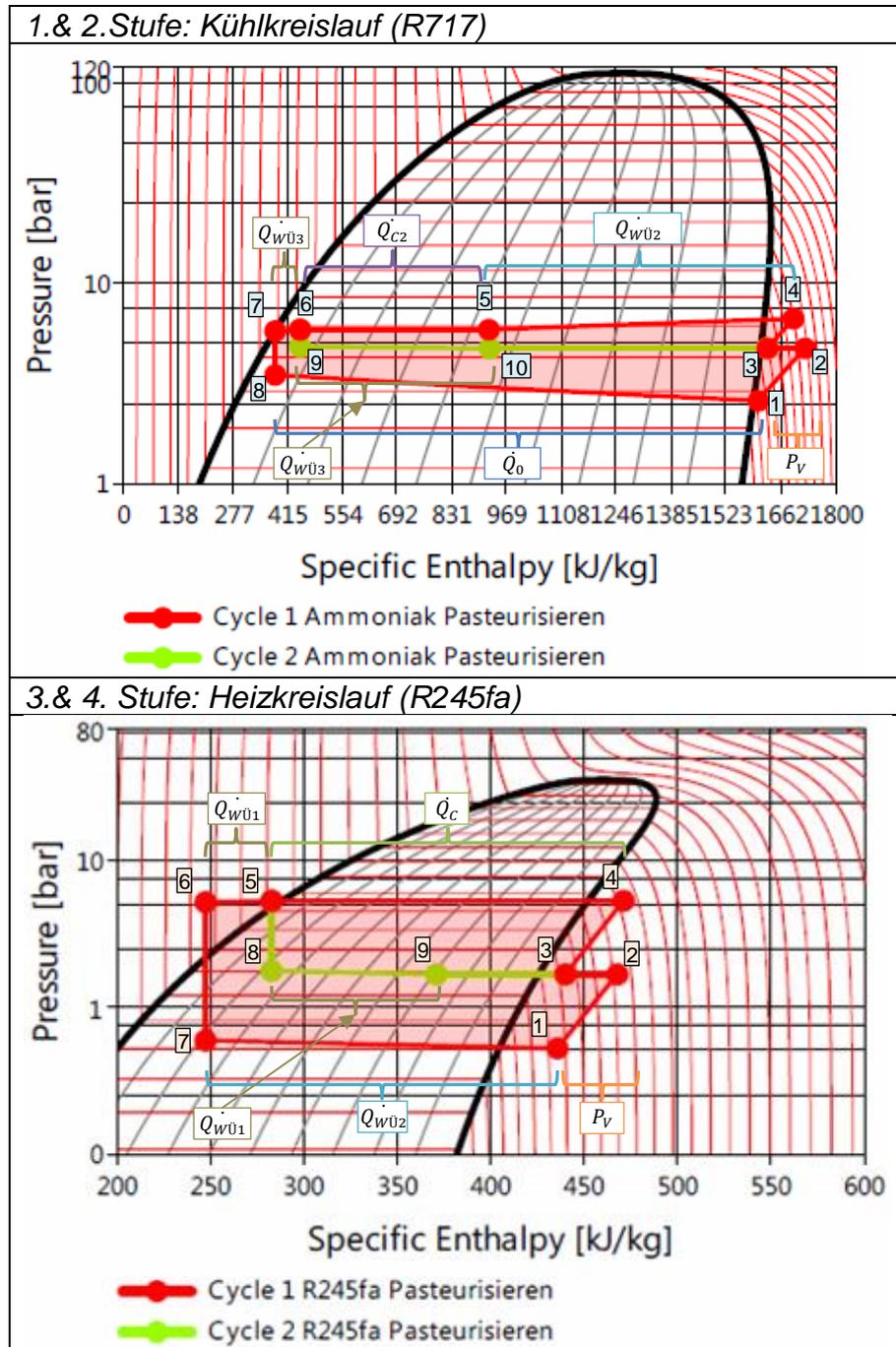


Abbildung 39: log(p)/h- Diagramm der Variante 2 (Pasteurisation auf 75°C)

- Kühlkreislauf (R717):
  - Kühlkreislauf „Cycle 1 (rot)“: 1-2-3-4-5-6-7-8-1 (1.Stufe)
  - Kühlkreislauf „Cycle 2 (rot-grün)“: 3-4-5-6-9-10-3 (2.Stufe)

- Heizkreislauf (R245fa):
  - Heizkreislauf „Cycle 1 (rot)“: 1-2-3-4-5-6-7-1 (1.Stufe)
  - Heizkreislauf „Cycle 2 (rot-grün)“: 3-4-5-8-9-3 (2.Stufe)
- $\dot{Q}_C$  Heizleistung (Kondensator)
- $\dot{Q}_0$  Kühlleistung (Verdampfer)
- $P_V$  Verdichter-Antriebsleistung
- $\dot{Q}_{C2}$  Wärmeleistung, die an einen weiteren Verbraucher oder Kühler abgegeben werden muss.
- $\dot{Q}_{WÜ1}$  Wärmeleistung, die im 1. Wärmeübertrager im Heizkreislauf an das Kältemittel übertragen wird.
- $\dot{Q}_{WÜ2}$  Wärmeleistung, die im 2. Wärmeübertrager (Kaskade) an den Heiz- und Kühlkreislauf übertragen wird.
- $\dot{Q}_{WÜ3}$  Wärmeleistung, die im 3. Wärmeübertrager im Kühlkreislauf an das Kältemittel übertragen wird.

Die Abbildung 39 zeigt die beiden Stufen (Cycle 1 und Cycle 2) für den Heiz- und den Kühlkreislauf mit dem jeweiligen Kältemittel und log(p)/h- Diagramm. Im Kühlkreislauf und auch im Heizkreislauf ist ein Druckabfall am Verdampfer (Strecke 81 bzw. 71) ersichtlich, der aufgrund der Setzwerte festgelegt wurde.

Die Strecken 12 bzw. 34 zeigen die Arbeitsleistung der Verdichter beim Kühl- und Heizkreislauf. Die Prozesspunkte 3 und 6 im Kühlkreislauf und die Prozesspunkte 3 und 5 im Heizkreislauf sind in der Prozessabbildung entweder Sammler (zwei Kältemittelleitungen werden zu einer) oder Splitter (eine Kältemittelleitung wird auf zwei Leitungen gesplittet).

Beim Kühlkreislauf verdeutlicht die Strecke zwischen 45 die abgegebene Wärmeleistung am Kondensator. Da lediglich ein Teil der gesamten Kondensatorabwärme für die Wärmepumpe genutzt werden kann, muss die restliche Kondensatorwärme an einen weiteren Verbraucher abgegeben werden (Strecke 56).

Beim Heizkreislauf ist die Strecke 45 die Wärmeleistung, die vom Wärmepumpenkondensator an die Milch abgegeben wird.

Die Strecke 67 beim Kühlkreislauf zeigt die Wärmeleistung, die über den 1. Wärmeübertrager (Abbildung 37) vom ersten Kreislauf (Cycle 1) auf den zweiten Kreislauf (Cycle 2) übertragen wird. Beim Heizkreislauf wird mittels des 3. Wärmeübertragers die Wärmeleistung (Strecke 56) vom ersten Kreislauf (Cycle 1) auf den zweiten Kreislauf (Cycle 2) übertragen.

Die Strecke 910 im Kühlkreislauf und die Strecke 89 im Heizkreislauf zeigen die abgegebene Kühlleistung des Cycle 2 auf den Cycle 1.

Die Strecken 103 und 23 im Kühlkreislauf sowie die Strecken 93 und 23 im Heizkreislauf verdeutlichen die durch den Sammler zusammengeführten Kältemittelströme.

Die Strecke 78 und 69 im Kühlkreislauf und die Strecke 67 und 58 im Heizkreislauf zeigen eine isenthalpe Drosselung.

### Hochpasteurisierung Variante 1:

Die Abbildung 40 zeigt die zweistufige Wärmepumpe der Hochpasteurisierung Variante 1 mit der Zieltemperatur 120°C:

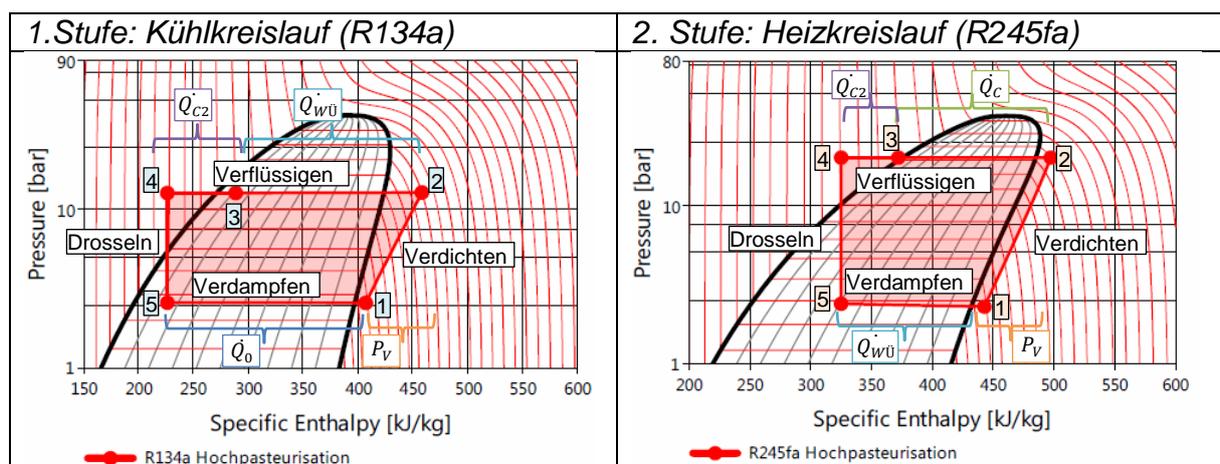


Abbildung 40: log(p)/h- Diagramm der Variante 1 (Hochpasteurisierung auf 120°C)

Die Anzahl der Prozesspunkte und der Prozessablauf der Hochpasteurisierung Variante 1 ähneln dem zuvor beschriebenen Prozess „Pasteurisation Variante 1“. Der wesentlichste Unterschied ist im Kühlkreislauf und im Heizkreislauf in den Strecken 12, 23 und 34 ersichtlich. Bei der Hochpasteurisierten Variante 1 wird aufgrund der höheren Zieltemperatur von 120°C ein wesentlich höherer Temperaturhub durch die Verdichter (12) im Kühl- und Heizkreislauf benötigt. Die aufgenommene Abwärme und Verdichtungswärme wird anschließend teilweise für den Heiz- und für den Milchkreislauf genutzt (23). Dabei ist zu beachten, dass in der Simulation des Heizkreislaufes immer die volle Kondensationswärme (23) auf Grund von Setzwerten genutzt wird. Die restliche Wärmeenergie im Kältemittel (34) muss aufgrund der zu hohen Kältemittel-Rücklauf-temperatur über einen zusätzlichen Verbraucher oder einen Kühler abtransportiert werden (Unterkühlung des Kältemittels), damit das Kältemittel über die Drossel auf den vorgegebenen Druck entspannt.

### Hochpasteurisierung Variante 2:

Die Abbildung 41 zeigt die zweistufige Kältemaschine und die zweistufige Wärmepumpe der Hochpasteurisierung Variante 2 mit der Zieltemperatur von 120°C:

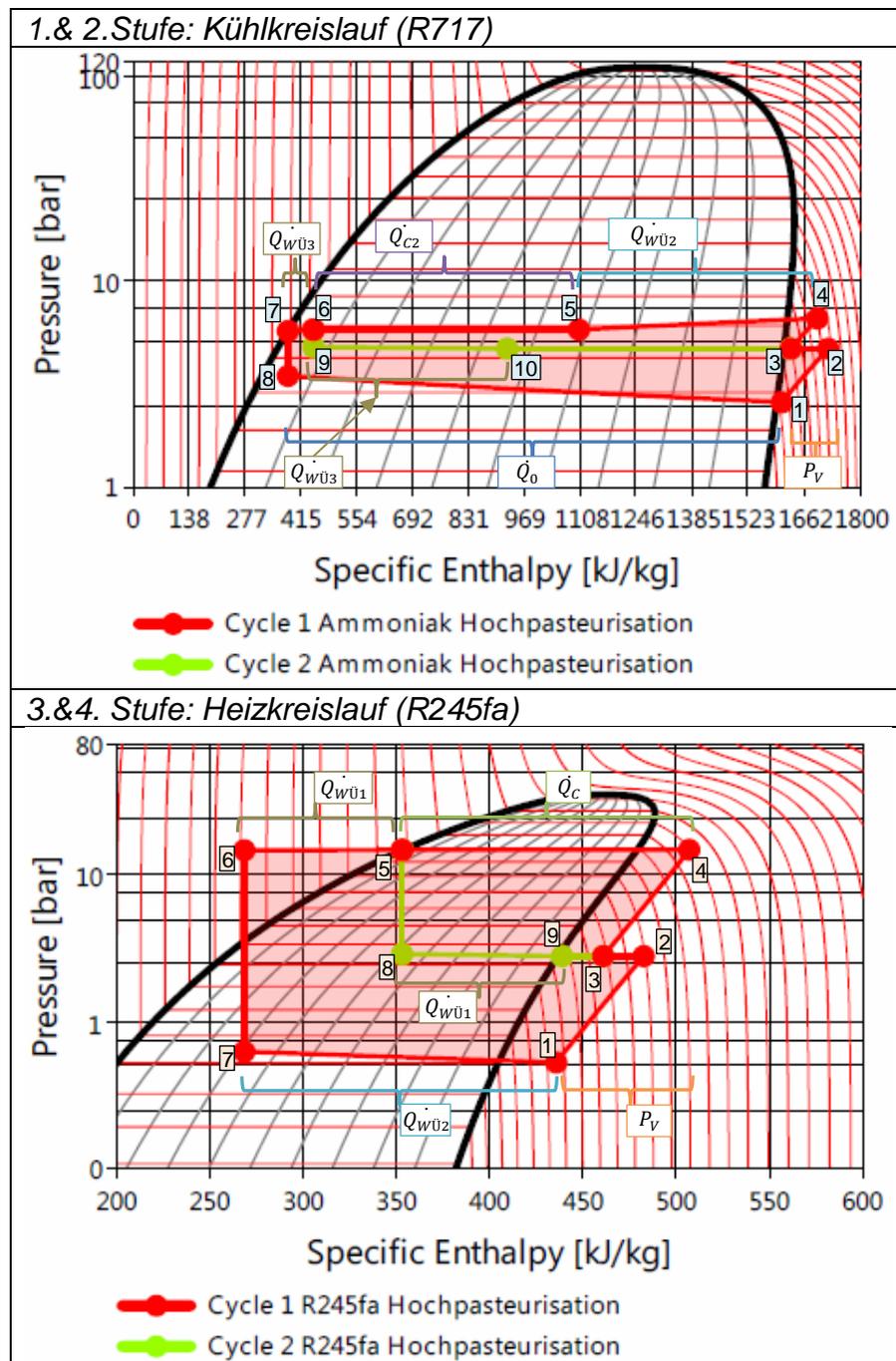


Abbildung 41: log(p)/h- Diagramm der Variante 2 (Hochpasteurisation auf 120°C)

Die 2. Variante der Hochpasteurisierung ähnelt in der Anzahl der Prozesspunkte und dem Prozessablauf dem zuvor beschriebenen Prozess „Pasteurisation Variante 2“. Wie bereits bei der Variante 1 beschrieben ergeben sich die wesentlichsten Unterschiede durch die Zieltemperatur von 120°C. Aufgrund der im Vergleich zur Pasteurisierten um 45°C höheren Auslegungstemperatur ändern sich fast alle Prozesspunkte,

außer die durch Setzwerte festgelegten Prozesspunkte im Kältekreislauf (1 und 8) sowie im Heizkreislauf (1 und 7). Damit das Kältemittel im Kühlkreislauf auf einen definierten Druck entspannen kann, muss aufgrund der zu hohen Rücklauftemperatur nach dem 2. Wärmeübertrager (Kaskade) über einen weiteren Verbraucher oder über einen Kühler die überschüssige Wärmeleistung abgeführt werden.

Bei der Heizleistung ändert sich der Prozesspunkt 5 entlang der Siedelinie. Dies lässt sich aufgrund des Setzwertes ( $x=-0.05$ , leichte Unterkühlung) nach dem Kondensator und der gewollten Nutzung der gesamten Kondensationswärme erklären. Durch diesen Setzwert ändert sich somit die Heizleistung am Kondensator und die an den 1. Wärmeübertrager abgegebene Heizleistung.

### UHT Variante 1:

Die Abbildung 42 zeigt die zweistufige Wärmepumpe der Ultra-Hoch-Temperatur Variante 1 mit der Zieltemperatur 138°C:

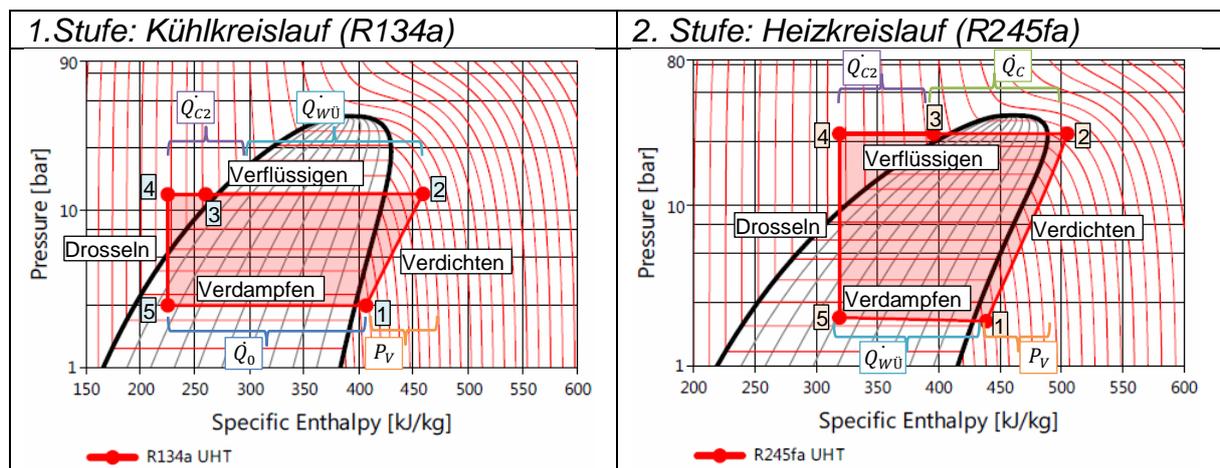


Abbildung 42: log(p)/h- Diagramm der Variante 1 (UHT auf 138°C)

Bei der Ultra-Hoch-Temperatur Variante 1 ist, wie bei den zuvor beschriebenen Varianten, die Anzahl der Prozesspunkte und der Prozessablauf ähnlich. Der wesentlichste Unterschied ist auch wieder im Kühl- und Heizkreislauf in den Strecken 12, 23 und 34 ersichtlich. Bei der Ultra-Hoch-Temperatur Variante 1 liegt die Zieltemperatur bei 138°C. Der Verdichter muss somit im Heizkreislauf einen großen Temperaturhub bewältigen. Durch den Setzwert im Punkt 3 und der beinahe maximalen Nutzungsmöglichkeit des Kältemittels R245fa ergibt sich eine verhältnismäßig geringe Heizleistung im Heizkreislauf. Aufgrund der nahezu maximalen Nutzungstemperatur zeigt sich somit, dass die Heizleistung und die abgegebene Leistung an einen weiteren Verbraucher bzw. Kühler nahezu gleich groß sind und deshalb der Aufwand nur bedingt vertretbar ist.

## UHT Variante 2:

Die Abbildung 43 zeigt die zweistufige Kältemaschine und die zweistufige Wärmepumpe der Ultra-Hoch-Temperatur Variante 2 bei einer Zieltemperatur von 138°C:

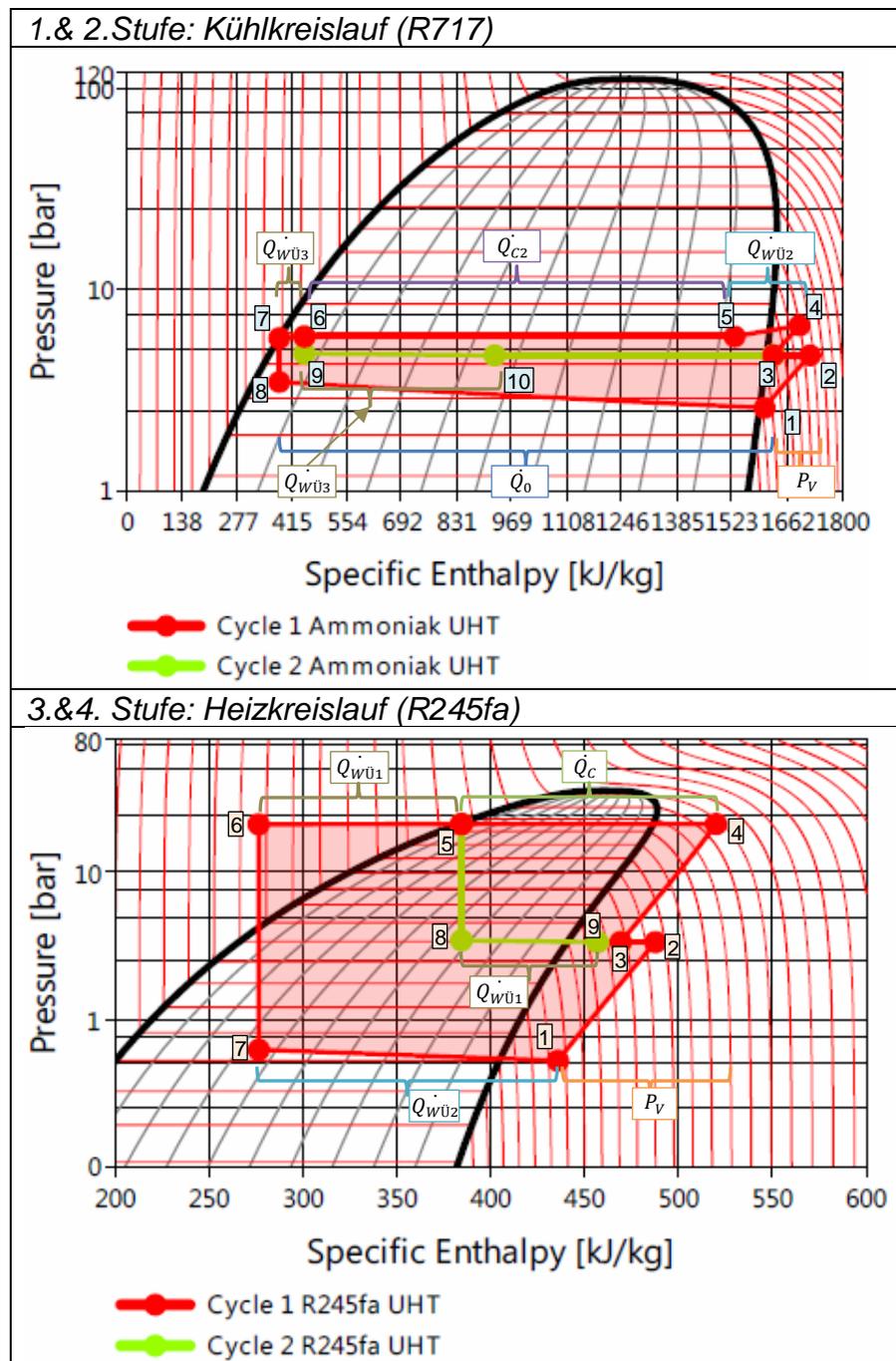


Abbildung 43: log(p)/h- Diagramm der Variante 2 (UHT auf 138°C)

Wie bereits zuvor mehrfach erwähnt ähneln die Prozesse einander sehr. Bei der Ultra-Hoch-Temperatur Variante 2 muss eine Zieltemperatur von 138°C erreicht werden. Mit dieser hohen Temperatur für den Heizkreislauf (R245fa) nähert man sich dem kritischen Punkt des Kältemittels R245fa. Der große Anteil an Wärmeleistung im Kühlkreislauf (56), der an einen weiteren Verbraucher bzw. Kühler abgegeben werden muss, verdeutlicht, dass mehr Heizleistung erzeugt als benötigt wird. Des Weiteren

wird ein hoher Verdichteraufwand im Heizkreislauf benötigt, damit die Zieltemperatur von 138°C erreicht wird.

### 5.3.2 Detailanalyse der einzelnen Varianten

Durch eine Einbindung der simulierten Daten in Excel (IPSEpro-PSXLink) konnten entsprechende Rückschlüsse in Bezug auf die Gesamtkostenreduktion und die Amortisationszeiten gezogen werden.

Dabei wurden bei der Detailbetrachtung die nachfolgend aufgelisteten Prozessvarianten untersucht:

- Pasteurisierte Milch mit einer Zieltemperatur von 75°C
- Hochpasteurisierte Milch mit einer Zieltemperatur von 120°C
- Ultrahochtemperierte Milch (UHT) mit einer Zieltemperatur von 138°C

Bei den nachfolgenden Tabellen ist darauf zu achten, dass in der Spalte „keine WP“ lediglich der Stromaufwand der integrierten Kältemaschine und die vom gasgefeuerten Energieversorger benötigte Leistung angegeben wurde. Von diesem Ist-Stand ausgehend, wurden alle Kalkulationen erstellt.

Für pasteurisierte Milch sind für die Variante 1 und die Variante 2 die nachfolgenden Simulationsergebnisse (Tabelle 17) ermittelt worden.

Variante 1 Pasteurisieren 75°C		keine WP	75°C
Leistung Gaskessel	kW	321	0
Gesamte Prozessdampf	t/h	0	0
Leistung WT Dampf_Milch	kW	302	0
Leistung WT Milch_Milch	kW	753	753
Durchfluss WT Milch_Milch	kg/s	3,6	3,6
Kälteleistung KM	kW	302	302
Heizleistung WP	kW	0	302
Stromaufnahme KM+WP	kW	58	156
COP real KM+WP		5,2	3,9

Variante 2 Pasteurisieren 75°C		keine WP	75°C
Leistung Gaskessel	kW	321	0
Gesamte Prozessdampf	t/h	0	0
Leistung WT Dampf_Milch	kW	302	0
Leistung WT Milch_Milch	kW	753	753
Durchfluss WT Milch_Milch	kg/s	3,6	3,6
Kälteleistung KM	kW	302	302
Heizleistung WP	kW	0	302
Stromaufnahme KM+WP	kW	58	147
COP real KM+WP		5,2	4,1

Tabelle 17: Simulationsergebnisse für die pasteurisierte Milch Variante 1 und Variante 2

Wie in der Tabelle 17 ersichtlich, wurde für die Untersuchung der pasteurisierten Milch lediglich eine Temperatur von 75°C verwendet. Dies liegt daran, dass bei Hochtemperatur-Wärmepumpen die Zieltemperatur von 75°C ein gängiger Arbeitsbereich ist.

Bei der Simulation erhitze die Wärmepumpe den Milchmassenstrom ohne der Zuhilfenahme des Prozessdampfes auf die gewünschte Zieltemperatur von 75°C.

Bei der Hochpasteurisierung muss die Milch auf 120°C erwärmt werden. Somit ergeben sich durch die Simulation der jeweiligen Temperaturbereiche die in Tabelle 18 dargestellten Ergebnisse.

Variante 1 Hochpast. 120°C		keine WP	120°C	115°C	110°C	105°C
Leistung Gaskessel	kW	322	0	82	164	244
Gesamte Prozessdampf	t/h	0	0	0,1	0,2	0,4
Leistung WT Dampf_Milch	kW	302	0	76	153	229
Leistung WT Milch_Milch	kW	1435	1435	1435	1435	1435
Durchfluss WT Milch_Milch	kg/s	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
Kälteleistung KM	kW	302	302	302	302	302
Heizleistung WP	kW	0	302	225	149	73
Stromaufnahme KM+WP	kW	58	226	181	144	114
COP real KM+WP		5,2	2,7	2,9	3,1	3,3

Variante 2 Hochpast. 120°C		keine WP	120°C	115°C	110°C	105°C
Leistung Gaskessel	kW	322	0	82	164	244
Gesamte Prozessdampf	t/h	0	0	0,1	0,2	0,4
Leistung WT Dampf_Milch	kW	302	0	76	153	229
Leistung WT Milch_Milch	kW	1435	1435	1435	1435	1435
Durchfluss WT Milch_Milch	kg/s	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
Kälteleistung KM	kW	302	302	302	302	302
Heizleistung WP	kW	0	302	225	149	73
Stromaufnahme KM+WP	kW	58	200	165	129	93
COP real KM+WP		5,2	3,0	3,2	3,5	4,0

Tabelle 18: Simulationsergebnisse für die hochpasteurisierte Milch Variante 1 und Variante 2

Bei der hochpasteurisierten Milch wurden unterschiedliche Temperaturbereiche miteinander verglichen. Durch diesen Vergleich konnten wertvolle Erkenntnisse in Bezug auf das Verhalten der gesamten Anlage bei unterschiedlichen Zieltemperaturen entnommen werden. Die Erkenntnisse werden nachfolgend detaillierter betrachtet.

Beim Ultra-Hoch-Temperatur-Prozess muss die Milch auf die Zieltemperatur von 138°C erhitzt werden. Die Simulationsergebnisse, die mit den Temperaturstufungen erzielt wurden, sind in der Tabelle 19 dargestellt.

Variante 1 UHT:138°C		keine WP	138°C	135°C	130°C	125°C
Leistung Gaskessel	kW	325	0	50	134	216
Gesamte Prozessdampf	t/h	0	0	0,1	0,2	0,3
Leistung WT Dampf_Milch	kW	302	0	46	123	200
Leistung WT Milch_Milch	kW	1712	1712	1712	1712	1712
Durchfluss WT Milch_Milch	kg/s	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
Kälteleistung KM	kW	302	302	302	302	302
Heizleistung WP	kW	0	302	255	178	102
Stromaufnahme KM+WP	kW	58	280	256	196	144
COP real KM+WP		5,2	2,2	2,2	2,4	2,8

Variante 2 UHT:138°C		keine WP	138°C	135°C	130°C	125°C
Leistung Gaskessel	kW	325	0	50	134	216
Gesamte Prozessdampf	t/h	0	0	0,1	0,2	0,3
Leistung WT Dampf_Milch	kW	302	0	46	123	200
Leistung WT Milch_Milch	kW	1712	1712	1712	1712	1712
Durchfluss WT Milch_Milch	kg/s	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6
Kälteleistung KM	kW	302	302	302	302	302
Heizleistung WP	kW	0	302	255	178	102
Stromaufnahme KM+WP	kW	58	224	199	158	116
COP real KM+WP		5,2	2,7	2,8	3,0	3,5

Tabelle 19: Simulationsergebnisse für die UHT Milch Variante 1 und Variante 2

Wie bereits bei der hochpasteurisierten Milch wurden auch bei der UHT-Milch die Auswirkungen unterschiedlicher Temperaturbereiche im Milchstrom hinsichtlich des Prozessverhaltens untersucht.

Wie in den obigen Tabellen (Tabelle 17, Tabelle 18, Tabelle 19) ersichtlich, unterscheiden sich die Varianten 1 und 2 der jeweiligen Prozessuntersuchungen (Pasteurisiert, Hochpasteurisiert und Ultra-Hoch-Temperatur) lediglich in kleinen Wertebereichen. Der Grund dafür ist, dass die Prozessaufbauten zur Milcherwärmung und Kühlung sowie die verwendeten Zieltemperaturen gleich sind.

Lediglich der benötigte Prozessdampf sowie der Strombedarf der Kältemaschine und der Wärmepumpe unterscheiden sich. Der Bedarf an Prozessdampf ist von der maximalen Produkttemperatur und der Wärmenutzungstemperatur der Wärmepumpe abhängig. Der unterschiedliche Strombedarf ist gekoppelt mit der Zieltemperatur. Dies kommt daher, dass bei der Variante 1 zwei Kältemittelkreisläufe mit unterschiedlichen Kältemitteln und lediglich zwei Verdichter den gesamten Temperaturhub bewerkstelligen und somit pro Verdichter eine entsprechend hohe Leistung benötigt wird. Hingegen bei der Variante 2, müssen zwei Zweistufige-Kältemittelkreisläufe mit unterschiedlichen Kältemitteln den gesamten Temperaturhub mit vier Verdichtern verrichten. Da aber bei der Simulation der Verdichtereffizienzgrad in allen Verdichtern und Varianten gleich ist, hat die Verdichteranzahl keine Auswirkung, da die Zieltemperatur bei den Varianten 1 und 2 dieselbe ist. Somit sind die Abweichungen im Stromverbrauch auf

die unterschiedlichen Kältemittel und den Prozessaufbau zurückzuführen. Bei der Variante 2 ist der geringere Stromverbrauch auf den zweistufigen Aufbau der Kältemaschine und Wärmepumpe zurückzuführen. Durch die Wärmeübertrager 1 und 2, die jeweils als Zwischenstufe in der Kältemaschine und Wärmepumpe fungieren, muss lediglich ein Kältemittel-Teilstrom in der ersten Verdichterstufe auf ein höheres Temperaturniveau gebracht werden.

Die Stromaufwendungen lassen sich durch diese Schaltungsbauart in der ersten Verdichterstufe aufgrund des Teilstromes senken.

Bei der Betrachtung des COPs in den obigen Tabellen zeigt sich für die Kältemaschine und die Wärmepumpe ein Unterschied in der Berechnung.

Bei einer Wärmepumpe ermittelt man den Heiz-COP und bei einer Kältemaschine den Kühl-COP, die in der Formel 15 und in der Formel 16 ersichtlich sind.

$$COP_h = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\sum \text{Heizleistung}}{\sum \text{Verdichter}}$$

Formel 15: Heiz-COP

$$COP_k = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\sum \text{Kühlleistung}}{\sum \text{Verdichter}}$$

Formel 16: Kühl-COP

Der wesentliche Unterschied zwischen Kühl- oder Heiz-COP liegt in der Nutzleistung der jeweiligen Kältemaschine oder Wärmepumpe.

Bei einer Kombination von Wärmepumpe und Kältemaschine wird ein Gesamt-COP ermittelt. Dieser ist in der nachfolgenden Formel 17 dargestellt:

$$COP_{ges.} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\sum \text{Heizen} + \sum \text{Kühlen}}{\sum \text{Verdichter}}$$

Formel 17: Gesamt-COP

In den oberen Tabellen (Tabelle 17, Tabelle 18, Tabelle 19) wurde für den „COP real KM+WP“ immer der  $COP_{ges.}$  verwendet.

Für die Berechnung der Kostenreduktion, der Erlöse und der Amortisationen wurden folgende Volllaststunden und Preise, die in der nachfolgende Tabelle 20 ersichtlich sind, herangezogen:

Volllaststunden	h/a	5000
Kosten Gas	€/kWh	0,035
Kosten Strom	€/kWh	0,08
Invest WP	€/kW	250 - 400
CO2 Gas	g/kWh	225
CO2 Strom	g/kWh	281
Primärenergiefaktor Gas	-	1,18
Primärenergiefaktor Stro	-	1,79
CO2 Zertifikat	€/t	10-50

Tabelle 20: Kosten-, Erlöse-, und Amortisationstabelle Molkerei

Basierend auf den Angaben der Energie-Control Austria [18] und der Statistik Austria [19] wurden folgende Annahmen für Strom- und Gaspreise für Industriebetriebe getroffen:

- Die CO<sub>2</sub>- und Primärenergiefaktoren wurden aus GEMIS entnommen (EI-KW-Park-A+Importe-2011 [20], Gas-Kessel-A-Konversionsfaktoren [21]).

Mithilfe des EU-Emissionshandelssystems, das von der EU-Politik zur Bekämpfung des Klimawandels ins Leben gerufen wurde, werden die Emissionen von mehr als 11000 energieintensiven Anlagen sowie von Luftfahrzeugbetreibern begrenzt. Dabei beschränkt das EU-Emissionshandelssystem durch eine Obergrenze das Gesamtvolumen der Emissionen bestimmter Treibhausgase, [30].

Liegen die Emissionen innerhalb dieser Obergrenzen, erhalten oder erwerben Unternehmen Emissionszertifikate (CO<sub>2</sub>-Zertifikate siehe Tabelle 8), mit denen sie nach Bedarf handeln können. Zu Jahresende werden die Unternehmen verpflichtet, genügend Zertifikate für deren gesamten Emissionen vorzulegen. Bei einer Nichteinhaltung drohen dem jeweiligen Unternehmen hohe Strafgebühren, [30].

Wenn ein Unternehmen seine Emissionen aber reduziert, kann es die überzähligen Zertifikate für künftige Zwecke entweder behalten oder an ein anderes Unternehmen verkaufen, das Zertifikate benötigt. Die EU-Politik möchte somit durch das Handeln die Emissionen dort verringern, wo diese die geringsten Kosten verursachen, [30].

Bei den Kalkulationen wurde ein Zertifikatspreisband von 10, 30 und 50 Euro pro Tonne angenommen (siehe Tabelle 8).

Mit der Formel 18 wurde der Gesamterlös aus den CO<sub>2</sub>-Zertifikaten ermittelt:

$$\begin{aligned} & \text{Gesamterlöse aus CO}_2 \text{ Zertifikate} \\ & = \text{Gesamtreduktion CO}_2 \text{ Emission} * \text{CO}_2 \text{ Zertifikat} \end{aligned}$$

Formel 18: Ges. Erlöse aus CO<sub>2</sub>-Zertifikaten

Die Gesamtkostenreduktion setzt sich wie in der Formel 19 abgebildet zusammen:

$$\begin{aligned} & \text{Gesamtkostenreduktion} \\ & = \text{Gesamtkostenreduktion Gas} - \text{Gesamtkostenreduktion Strom} \\ & + \text{Gesamterlöse aus CO}_2 \text{ Zertifikate} \end{aligned}$$

Formel 19: Gesamtkostenreduktion

Die Subtraktion der Gesamtkostenreduktion Strom in der Formel 19 resultiert aus dem zusätzlichen Stromaufwand für die Wärmepumpe und dem Prozessaufbau der Molkerei, da kein Generator wie bei dem Kraftwerksprozess für die Stromproduktion verwendet wurde.

Die Ergebnisse für die Gesamtkosten-, CO<sub>2</sub>- und Primärenergiereduktion für die Pasteurisation Variante 1 und 2 (Zieltemperatur 75°C), kumuliert auf ein Jahr, sind in der Abbildung 44 dargestellt.

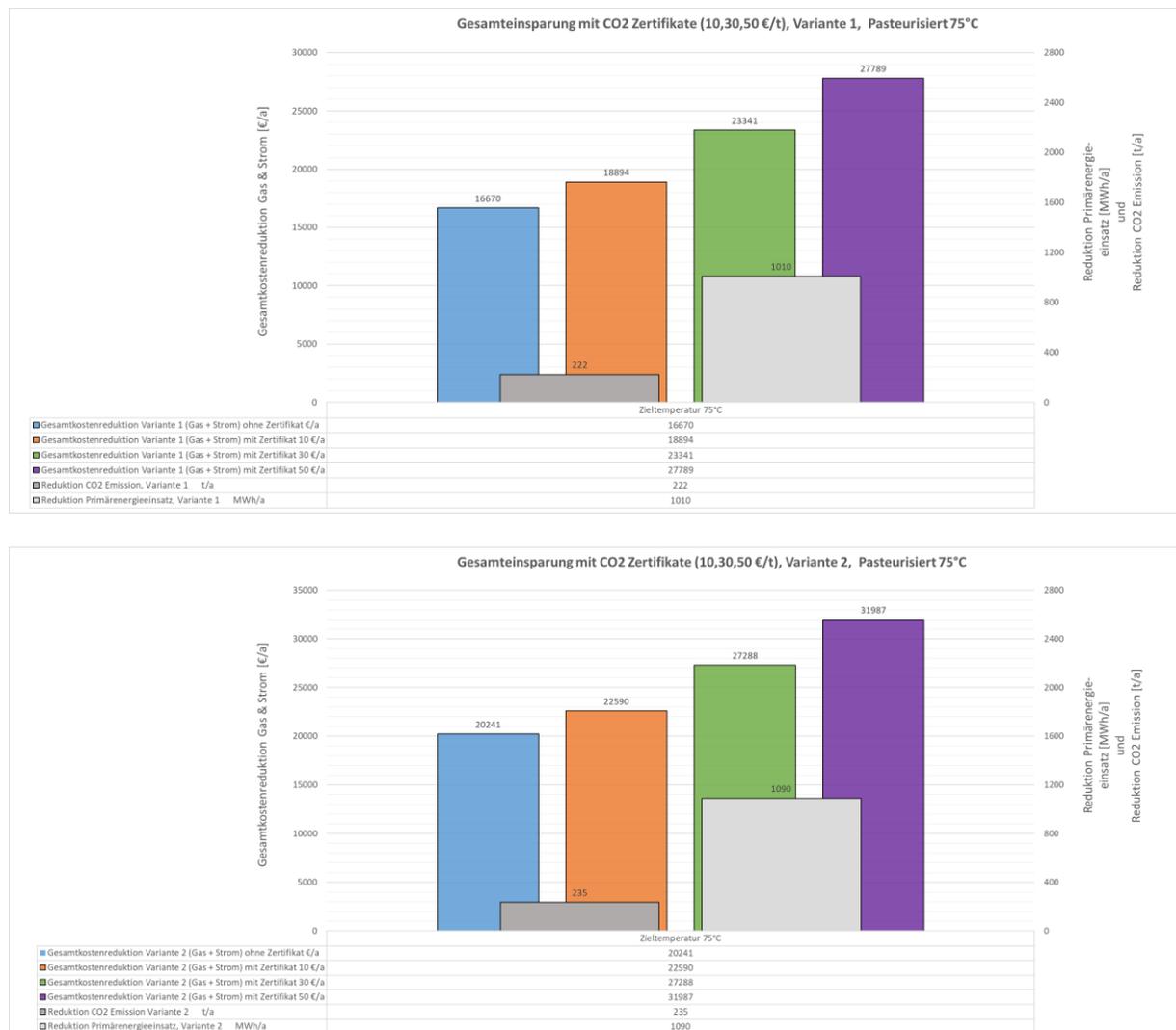


Abbildung 44: Gesamtkosten-, CO<sub>2</sub>- und Primärenergiereduktion Pasteurisiert Variante 1 und 2

Der Vergleich der beiden Varianten zeigt, dass bei einer Zieltemperatur von 75°C die Variante 2 in puncto Gesamtkostenreduktion besser abschneidet als die Variante 1. Dies liegt zum einen an den unterschiedlichen Kältemitteln, die für die Prozesskreisläufe verwendet wurden, und zum anderen am unterschiedlichen Schaltungsaufbau der beiden Varianten.

Da bei allen Verdichtern derselbe Wirkungsgrad von 0,7 angenommen wurde, resultiert die Gesamtkostenreduktion vom Strom in der Variante 2 aufgrund der Spaltung des Kältemittelstromes in der Zwischenstufe. Durch die Spaltung muss in der ersten Verdichterstufe lediglich ein Teilstrom auf ein höheres Temperaturniveau gebracht werden und somit wirkt sich dies positiv auf die aufgewandte Verdichter-Leistung aus.

Wie in der Abbildung 44 ersichtlich ist, wurden mehrere CO<sub>2</sub>- Zertifikatspreise herangezogen, um ein besseres Verständnis für die Bedeutung der Zertifikate in der Gesamtkostenreduktion zu erhalten. Durch den Einsatz der unterschiedlichen CO<sub>2</sub>-Zertifikate (10, 30, 50 €/t), mit denen aufgrund der positiven CO<sub>2</sub>-Reduktion gehandelt werden kann, lässt sich für die Variante 1 eine maximale Kostenreduktion gegenüber dem aktuellen CO<sub>2</sub>-Zertifikatspreis von ca. 10 Euro pro Tonne von bis zu 8895 Euro pro Jahr und für die Variante 2 von bis zu 9397 Euro pro Jahr zusätzlich einnehmen.

Des Weiteren wird in der Abbildung 44 die CO<sub>2</sub>-Reduktion und der Primärenergieeinsatz, kumuliert auf ein Jahr, für beide Varianten genauer betrachtet. Dabei wurde für die Berechnung der CO<sub>2</sub>-Reduktion und des Primärenergieeinsatzes mit der Formel 20 bis Formel 23 gearbeitet.

### CO<sub>2</sub>-Emission:

$$\text{Ges. CO}_2\text{Emission} = \frac{\text{Primärenergiefaktor}_{\text{gas}} * P_{\text{thermGaskessel}} + \text{Primärenergiefaktor}_{\text{strom}} * P_{\text{elektrisch}_{\text{KM+WP}}}}{1000000} * \text{Vollaststunden}$$

Formel 20: CO<sub>2</sub>-Emission Gesamt

### Reduktion CO<sub>2</sub> Emission:

$$\text{Gesamtreduktion CO}_2\text{ Emission} = \text{Ges. CO}_2\text{Emission ohne WP} - \text{Ges. CO}_2\text{Emission mit WP}$$

Formel 21: Reduktion CO<sub>2</sub>-Emission

### Primärenergieeinsatz:

$$\text{Ges. Primärenergieeinsatz} = \frac{\text{Primärenergiefaktor}_{\text{gas}} * P_{\text{thermGaskessel}} + \text{Primärenergiefaktor}_{\text{strom}} * P_{\text{elektrisch}_{\text{KM+WP}}}}{1000000} * \text{Vollaststunden}$$

Formel 22: Gesamte Primärenergieeinsatz

*Reduktion Primärenergieeinsatz:*

$$\begin{aligned} & \text{Gesamtreduktion Primärenergieeinsatz} \\ & = \text{Ges. Primärenergieeinsatz } \mathbf{ohne WP} \\ & - \text{Ges. Primärenergieeinsatz } \mathbf{mit WP} \end{aligned}$$

Formel 23: Reduktion Primärenergieeinsatz

Bei den Reduktionen wurde immer vom Ist-Zustand ausgegangen, der keine Wärmepumpenintegration aufweist.

Wie in der Abbildung 44 ersichtlich ist, sind die Unterschiede für die CO<sub>2</sub>-Reduktion und den Primärenergieeinsatz für die Variante 1 und 2 gering. Die geringen Unterschiede entstehen aufgrund des geringeren Stromverbrauchs der Variante 2, der wiederum auf den aufwendigeren Schaltungsaufbau zurückzuführen ist.

Bei den Hochpasteurisierten Varianten 1 und 2 sind die ermittelten Gesamtkostenreduktionen, kumuliert auf ein Jahr, mit den Zieltemperaturen von 105°C bis 120°C in der Abbildung 45 abgebildet.

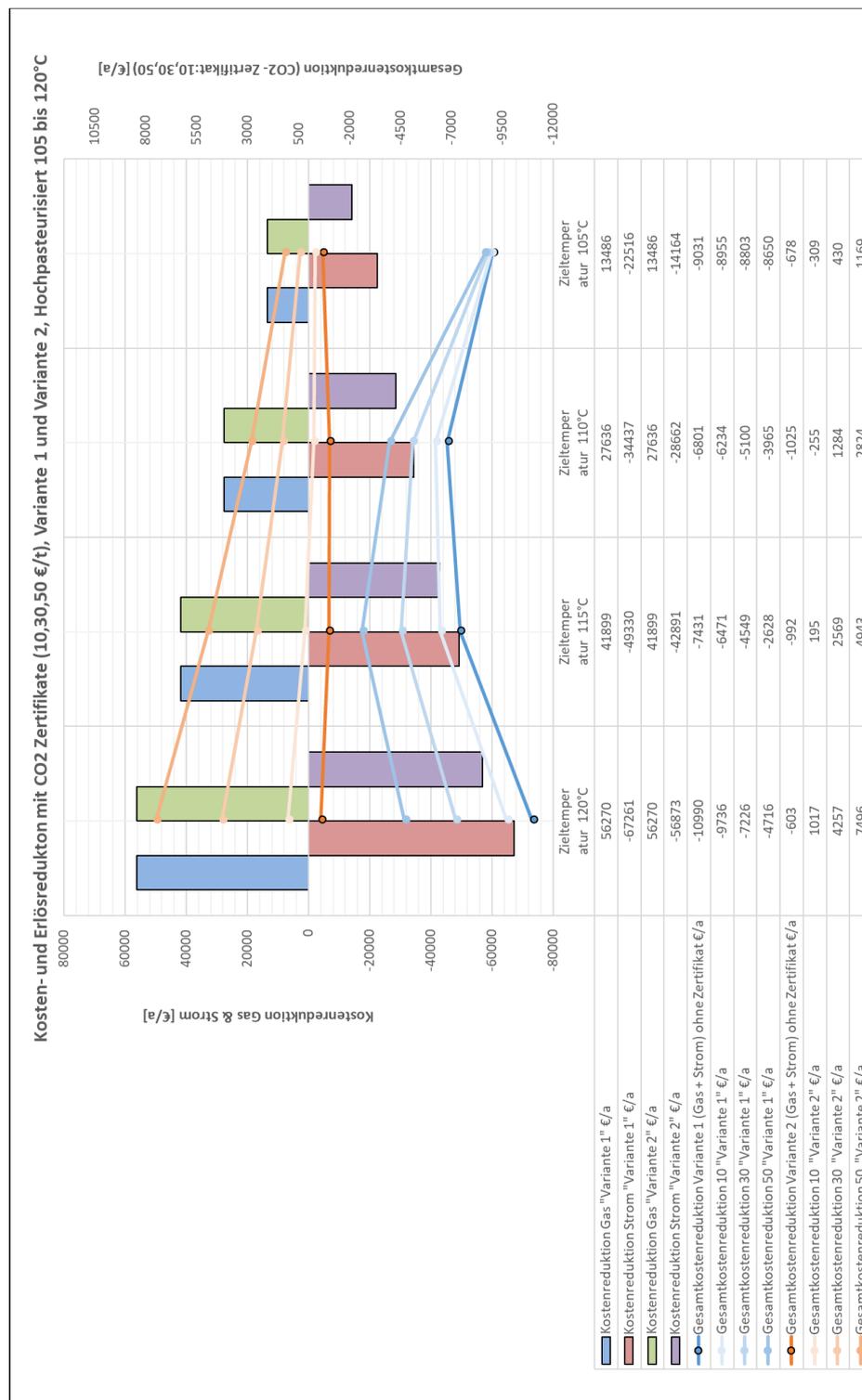


Abbildung 45: Kosten- und Erlösreduktion mit CO<sub>2</sub> Zertifikate (10,30,50 €/t), Hochpasteurisiert 105 bis 120°C

Wie in der Abbildung 45 ersichtlich, wurden für die Hochpasteurisation Varianten (Variante 1 und 2) unterschiedliche Temperaturbereiche untersucht.

Durch diesen Vergleich konnten Erkenntnisse über das Verhalten der gesamten Anlage gesammelt werden. Wie man aus der Abbildung 45 gut erkennen kann, ist die Variante 1 trotz des Handels mit den CO<sub>2</sub>-Zertifikaten bei allen Zieltemperaturen nicht mehr gewinnbringend. Auch die Variante 2 wirft ohne die erworbenen CO<sub>2</sub>-Zertifikate keinen Profit ab. Jedoch kann mit der Variante 2 durch die positive CO<sub>2</sub>-Bilanz (siehe Abbildung 46) und den dadurch erworbenen CO<sub>2</sub>-Zertifikaten eine positive Gesamtkostenreduktion von 1017 bis 7496 Euro pro Jahr erwirtschaftet werden.

Die Kostenreduktionen beim Gas in der Abbildung 45 sind bei beiden Varianten stets dieselben, da die selben Zieltemperaturen (z.B.: 105°C, 110°C, 115°C und 120°C) verglichen werden.

Bei der Betrachtung der Strom- Kostenreduktion kann man feststellen, dass die Variante 2 mit ihren zweistufigen Aufbauten in punkto Stromverbrauch in allen Temperaturstufen besser abschneidet als die Variante 1 mit ihrem einstufigen Aufbau. Dies liegt wiederum am aufwendigeren Aufbau der Variante 2, durch den im ersten Verdichter lediglich ein Kühlmittel-Teilstrom auf ein höheres Temperaturniveau gebracht werden muss.

Wie in der nachfolgenden Abbildung 46 ersichtlich, kann mit beiden Hochpasteurisierten-Varianten eine positive CO<sub>2</sub>-Reduktion und größtenteils auch eine Reduktion für die Primärenergie erzielt werden.

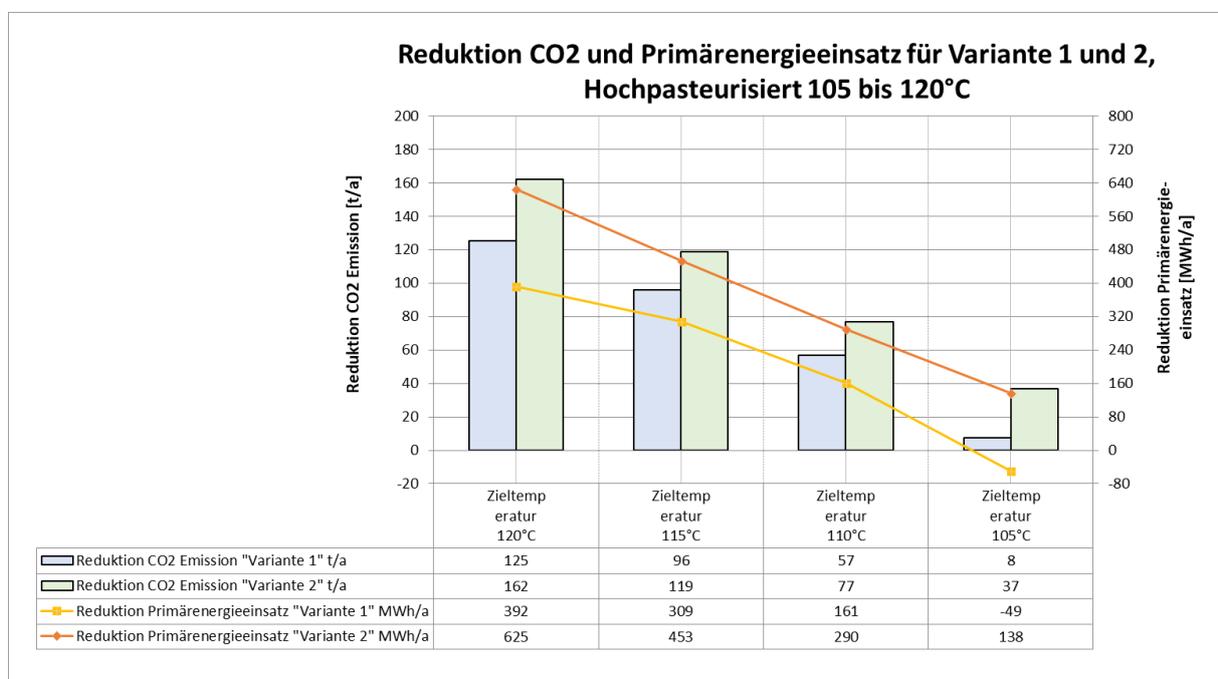


Abbildung 46: Reduktion CO<sub>2</sub> und Primärenergieeinsatz für Variante 1 und 2, Hochpasteurisiert 105 bis 120°C

Bei den Reduktionen sind die Zieltemperaturen und der damit verbundene Aufwand der Verdichter entscheidend. Die höchste CO<sub>2</sub>- Reduktion und Primärenergie- Reduktion wird bei 120°C erreicht und nimmt durch die Temperaturstufungen stetig ab. Das bedeutet, dass bei einem hohen Temperaturhub der Wärmepumpe weniger bis gar keine zusätzliche Wärme durch den gasgefeuerten Energieversorger bereitgestellt werden muss. Dies wiederum wirkt sich, wie in der Abbildung 46 zu sehen ist, größtenteils positiv auf den CO<sub>2</sub>- und Primärenergieeinsatz aus. Durch die ermittelten Einsparungen (Formel 21 und Formel 23) bekommt man durch das EU-Emissionshandelssystem CO<sub>2</sub>-Zertifikate, mit derer gehandelt werden kann (siehe Abbildung 45).

Wie in der Abbildung 46 zu sehen ist, kann mit der Variante 2 bei allen Zieltemperaturen eine höhere Reduktion erzielt werden. Der Grund dafür liegt wiederum im aufwendigeren Schaltungsaufbau, durch den die Verdichter-Antriebsleistung reduziert werden kann.

Die ermittelten Gesamtkostenreduktionen bei der Ultra-Hoch-Temperatur Variante 1 und 2 sind, kumuliert auf ein Jahr, mit den Zieltemperaturen von 125°C bis 138°C in der Abbildung 45 abgebildet.

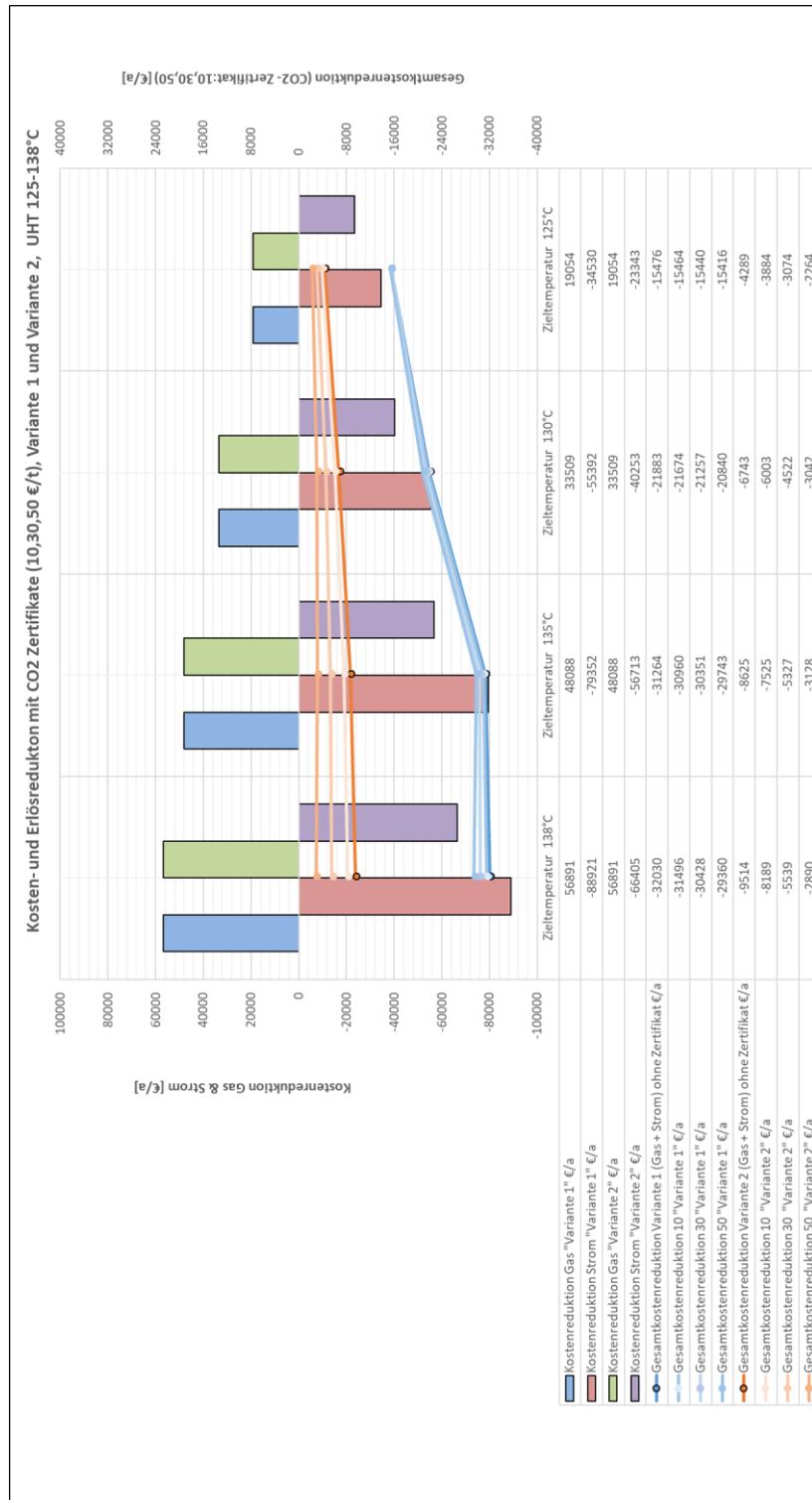


Abbildung 47: Kosten- und Erlösreduktion mit CO<sub>2</sub> Zertifikate (10,30,50 €/t), UHT 125 bis 138°C

Wie bei den Hochpasteurisierten Varianten (Variante 1 und 2) wurden auch für die Ultra-Hoch-Temperatur Varianten unterschiedliche Temperaturbereiche herangezogen. Wie man aus der Abbildung 47 entnehmen kann, erreicht man bei den Ultra-Hoch-

Temperatur-Varianten in keinem simulierten Temperaturbereich (125-138°C) eine positive Gesamtkostenreduktion. Man kann bei den Gesamtkostenreduktionen eine Verbesserung durch den Handel mit den erworbenen CO<sub>2</sub>-Zertifikaten feststellen, aber für eine positive Kostenreduktion sind die simulierten Temperaturen zu hoch. Weder die Variante 1, noch die Variante 2 können eine Kostenreduktion hervorrufen.

Bei der Variante 2 liegen die Verluste durch die hohen Verdichter-Antriebsleistungen bei 2890 beziehungsweise 8189 Euro pro Jahr und bei der Variante 1 bei 29360 beziehungsweise 31496 Euro pro Jahr.

Wie bereits bei dem Hochpasteurisierten-Prozess ist auch beim UHT-Prozess ein deutlich geringerer Stromverbrauch bei der Variante 2 ersichtlich. Dies liegt wiederum am optimiertem Schaltungsaufbau der Variante 2.

Die Kostenreduktionen beim Gas im UHT-Prozess sind wie bei den oberen Prozesssimulationen zwischen den Varianten dieselben, da die selben Zieltemperaturen (125°C, 130°C, 135°C und 138°C) gegenübergestellt werden.

Wie in der Abbildung 48 ersichtlich, kann man mit beiden Ultra-Hoch-Temperatur-Varianten eine positive CO<sub>2</sub>-Reduktion und teils auch eine positive Reduktion für die Primärenergie erzielen.

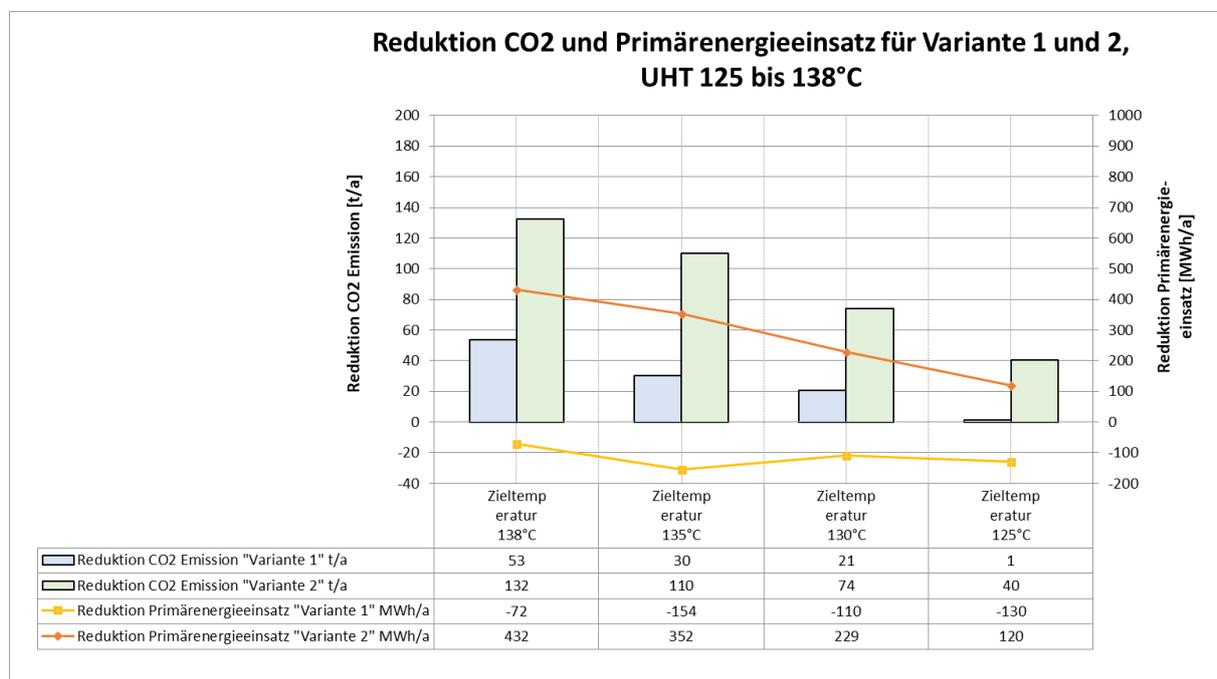


Abbildung 48: Reduktion CO<sub>2</sub> und Primärenergieeinsatz für Variante 1 und 2, UHT 125 bis 138°C

Bei der CO<sub>2</sub>-Reduktion erkennt man deutlich, dass mit der Variante 2 aufgrund des EU-Emissionshandelssystems wesentlich mehr CO<sub>2</sub>-Zertifikate erworben werden können als mit der Variante 1. Auch im Hinblick auf die Reduktion der Primärenergie er-

kennt man deutlich, dass bei den hohen Prozesstemperaturen lediglich mit der Variante 2 bei allen Temperaturstufungen positive Ergebnisse erzielt werden können. Die Variante 1 mit ihrem jeweils einstufigen Aufbau und den verwendeten Kältemitteln erreicht bei den UHT- Temperaturstufungen ihre Grenzen. Wie in der Abbildung 48 ersichtlich, liegt die Reduktion des Primärenergieeinsatzes bei allen Temperaturstufungen im negativen Bereich. Der ungewöhnliche Einbruch des Primärenergieeinsatzes bei der Temperaturstufe von 135°C resultiert aus der annähernd maximalen Verdichter-Antriebsleistung, der zusätzlich benötigten thermischen Leistung des gasgefeuerten Energieversorgers und den Primärenergiefaktoren für Strom und Gas aus der Tabelle 20. Bei der Temperaturstufe von 138°C wird lediglich die Verdichter-Antriebsleistung zur Erreichung der Zieltemperatur benötigt. Dies hat zur Folge, dass durch den ausschließlichen Einsatz der Wärmepumpe die Reduktion des Primärenergieeinsatzes für die Variante 1 und 2 jeweils die besten Ergebnisse erzielt.

Bei den Molkereisimulationen wurde, wie bei der Kraftwerkssimulation, die Amortisation der einzelnen Prozesse und deren Temperaturstufungen untersucht. Folglich ergab sich, dass die Amortisationszeiten bei den Hochpasteurisations- und bei den Ultra-Hoch-Temperatur-Varianten für die Industrie keine Relevanz aufweisen, da die Berechnungsergebnisse weit über den gängigen Amortisationszeiten von 3-5 Jahren liegen.

Lediglich die Amortisationszeiten bei der Pasteurisation sind für die Industrie von belang, die nachfolgend in der Tabelle 21 und der Tabelle 22 dargestellt sind.

<b>Variante 1 Pasteurisieren 72-76°C</b>		
Investition WP 250€/kW	€	75453
Amortisation (CO2-10) Variante 1 bei WP 250€/kW	a	4
Amortisation (CO2-30) Variante 1 bei WP 250€/kW	a	3
Amortisation (CO2-50) Variante 1 bei WP 250€/kW	a	3
Investition WP 300€/kW	€	90544
Amortisation (CO2-10) Variante 1 bei WP 300€/kW	a	5
Amortisation (CO2-30) Variante 1 bei WP 300€/kW	a	4
Amortisation (CO2-50) Variante 1 bei WP 300€/kW	a	3
Investition WP 350€/kW	€	105635
Amortisation (CO2-10) Variante 1 bei WP 350€/kW	a	6
Amortisation (CO2-30) Variante 1 bei WP 350€/kW	a	5
Amortisation (CO2-50) Variante 1 bei WP 350€/kW	a	4
Investition WP 400€/kW	€	120725
Amortisation (CO2-10) Variante 1 bei WP 400€/kW	a	6
Amortisation (CO2-30) Variante 1 bei WP 400€/kW	a	5
Amortisation (CO2-50) Variante 1 bei WP 400€/kW	a	4

Tabelle 21: Annotationszeiten für den Pasteurisation-Prozess „Variante 1“

<b>Variante 2 Pasteurisieren 72-76°C</b>		
Investition WP 250€/kW	€	75378
Amortisation (CO2-10) Variante 2 bei WP 250€/kW	a	3
Amortisation (CO2-30) Variante 2 bei WP 250€/kW	a	3
Amortisation (CO2-50) Variante 2 bei WP 250€/kW	a	2
Investition WP 300€/kW	€	90454
Amortisation (CO2-10) Variante 2 bei WP 300€/kW	a	4
Amortisation (CO2-30) Variante 2 bei WP 300€/kW	a	3
Amortisation (CO2-50) Variante 2 bei WP 300€/kW	a	3
Investition WP 350€/kW	€	105529
Amortisation (CO2-10) Variante 2 bei WP 350€/kW	a	5
Amortisation (CO2-30) Variante 2 bei WP 350€/kW	a	4
Amortisation (CO2-50) Variante 2 bei WP 350€/kW	a	3
Investition WP 400€/kW	€	120605
Amortisation (CO2-10) Variante 2 bei WP 400€/kW	a	5
Amortisation (CO2-30) Variante 2 bei WP 400€/kW	a	4
Amortisation (CO2-50) Variante 2 bei WP 400€/kW	a	4

Tabelle 22: Annotationszeiten für den Pasteurisation-Prozess „Variante 2“

Bei der Variante 1 und bei der Variante 2 ist deutlich zu erkennen, dass bei einem entsprechend hohen CO<sub>2</sub>- Zertifikatspreis eine Amortisationszeit von 3 bis 6 Jahren für die Variante 1 und von 2 bis 5 Jahren für die Variante 2 erzielt werden kann.

## 6 Schlussfolgerungen und Ausblick

Zu den beiden in dieser Arbeit untersuchten Prozessen lassen sich folgende Schlussfolgerungen ziehen:

### *Kraftwerksprozess:*

Durch die Integration einer Wärmepumpe verringern sich die CO<sub>2</sub>-Emissionen sowie die Primärenergieeinsätze je nach Wärmenutzungstemperatur recht deutlich. Die Bedeutsamkeit einer Wärmepumpe im Kraftwerksprozess würde mit dem Handeln von CO<sub>2</sub>-Zertifikate aufgrund des noch besseren Gesamtergebnisses nochmals verstärkt werden. Beim Kraftwerksprozess konnte gezeigt werden, dass ungenutzte Industrieabwärme wieder einem Prozess zugeführt werden kann. Diese ressourcen- und umweltschonende Prozesskette sollte zum Anlass genommen werden, für weitere Industrieabwärme-Quellen ähnliche Lösungen zu entwickeln. Zukünftig wird die Wärmepumpen-Integration in Industrieanlagen immer mehr an Bedeutung gewinnen, da durch das stetige Weiterentwickeln der Wärmepumpenkonzepte diese nicht mehr nur als Heizsysteme angesehen, sondern auch als ressourceneinsparende Systeme wahrgenommen werden.

### *Molkereiprozess:*

Wie in den Simulationserkenntnissen der diversen Molkerei-Varianten bereits beobachtet wurde, konnten durch die unterschiedlichen Temperaturstufungen entscheidende Rückschlüsse auf den maximal möglichen Temperaturhub und den optimalen Schaltungsaufbau sowie Prozessverlauf gezogen werden.

Grundsätzlich lässt sich bei der Variante 1 für den Molkereiprozess Pasteurisation ein durchwegs positives Ergebnis erzielen. Bei den Hochpasteurisations- und Ultra-Hoch-Temperatur-Prozessen zeigt sich hingegen, dass mittels einer Wärmepumpe in Kaskadenschaltung aufgrund der hohen Zieltemperaturen und den daraus resultierend hohen Temperaturhub pro Verdichter, die Variante 1 nicht die richtige Wahl ist.

Bei der Variante 2 lässt sich bei allen Prozessen ein konstant besseres Ergebnis als bei der Variante 1 erzielen. Jedoch bei der detaillierten Betrachtung musste man feststellen, dass die Variante 2 bei den Hochpasteurisations- und Ultra-Hoch-Temperatur-Prozessen eine Amortisationszeit ergab, die nicht den industriellen Anforderungen von kleiner 5 Jahren entsprach.

Insgesamt lässt sich bei der Auswertung der Molkerei erkennen, dass bei den betrachteten Preisen kein wirtschaftlicher Betrieb der Hochtemperatur-Wärmepumpen möglich ist, auch wenn CO<sub>2</sub>-Emissionen vermindert werden.

Grundlegend muss man festhalten, dass mit dieser Arbeit lediglich ein Grundstein für eine weitere Untersuchung der Prozesse geebnet wurde. Als Ausblick für eine weitere Untersuchung könnte man sich vertieft mit den neuesten Kältemitteln und den einzelnen Komponenten (Verdichter, Wärmeübertrager) und den Setzwerten der Wärmepumpensimulation auseinandersetzen und somit weitere Erkenntnisse erlangen. Mit dieser Arbeit konnte die Machbarkeit und auch für die Zukunft zielführende Richtung, nämlich die Integration von Wärmepumpen in Industrie-Prozesse aufgezeigt werden.

## 7 Literaturverzeichnis

- [1] R. Rieberer, *IEA Heat Pump Programme Annex 35: Anwendungsmöglichkeiten für industrielle Wärmepumpen*. [Online] Available: [https://nachhaltigwirtschaften.at/resources/iea\\_pdf/endbericht\\_201517\\_iea\\_hpp\\_annex35\\_anwendungsmoeglichkeiten\\_fuer\\_industrielle\\_waermepumpen.pdf?m=1469661961](https://nachhaltigwirtschaften.at/resources/iea_pdf/endbericht_201517_iea_hpp_annex35_anwendungsmoeglichkeiten_fuer_industrielle_waermepumpen.pdf?m=1469661961). Accessed on: May 22 2018.
- [2] M. Zogg, *Geschichte der Wärmepumpe: Schweizer Beiträge und internationale Meilensteine*. [Online] Available: <http://www.zogg-engineering.ch/publi/GeschichteWP.pdf>. Accessed on: Feb. 05 2018.
- [3] P. Biermayr, *Innovative Energietechnologien in Österreich Marktentwicklung 2014*. [Online] Available: [http://www.pvaustria.at/wp-content/uploads/Marktstatistik\\_2014-Final.pdf](http://www.pvaustria.at/wp-content/uploads/Marktstatistik_2014-Final.pdf). Accessed on: Jan. 04 2016.
- [4] M. Hartl, P. Biermayr, A. Schneeberger, P. Schöfmann, *Österreichische Technologie-Roadmap für Wärmepumpen*. [Online] Available: [https://nachhaltigwirtschaften.at/resources/nw\\_pdf/1608\\_endbericht\\_oesterreichische\\_technologieroadmap\\_fuer\\_waermepumpen.pdf?m=1469661515](https://nachhaltigwirtschaften.at/resources/nw_pdf/1608_endbericht_oesterreichische_technologieroadmap_fuer_waermepumpen.pdf?m=1469661515). Accessed on: Feb. 05 2018.
- [5] W. Eder and F. Moser, *Die Wärmepumpe in der Verfahrenstechnik*. Vienna, s.l.: Springer Vienna, 1979.
- [6] H. Huber, *Technologieleitfaden Wärmepumpen: Wärmepumpen zur energieeffizienten Wärmeversorgung*. [Online] Available: <https://www.wien.gv.at/stadtentwicklung/energieplanung/pdf/waermepumpenleitfaden.pdf>. Accessed on: Jan. 04 2016.
- [7] H. Dürig, *Funktionsweise der Wärmepumpe: Funktionsprinzip der Wärmepumpe*. [Online] Available: <http://www.hans-duerig.ch/pages/infoenergie/waermepumpe.php>. Accessed on: Jan. 04 2016.
- [8] G.U.N.T. Gerätebau GmbH, *THERMODYNAMIK DES KÄLTEKREISPROZESSES: BASISWISSEN*. [Online] Available: [http://www.gunt.de/download/thermodynamics%20of%20refrigeration\\_german.pdf](http://www.gunt.de/download/thermodynamics%20of%20refrigeration_german.pdf). Accessed on: Aug. 27 2016.
- [9] ZILMET Deutschland GmbH, *ZILMET: Plattenwärmetauscher: Dimensionierung*. [Online] Available: [http://www.shk-journal.de/index.php?id=19&tx\\_ttnews%5BbackPid%5D=9&tx\\_ttnews%5Btt\\_news%5D=42382&cHash=de998984184f888c7895543803fe5fd5](http://www.shk-journal.de/index.php?id=19&tx_ttnews%5BbackPid%5D=9&tx_ttnews%5Btt_news%5D=42382&cHash=de998984184f888c7895543803fe5fd5). Accessed on: May 22 2018.
- [10] ZILMET Deutschland GmbH, *Plattenwärmetauscher (PWT)*. [Online] Available: <http://www.zilmet.de/index.php?k=7&s=72>. Accessed on: Jul. 29 2016.
- [11] G. Grande, *Anschlussmöglichkeiten eines Plattenwärmetauschers: Gleich- und Gegenstromprinzip*. [Online] Available: [http://www.edelstahl-waermetauscher.de/plattenwaermetauscher\\_anschluss.htm](http://www.edelstahl-waermetauscher.de/plattenwaermetauscher_anschluss.htm). Accessed on: Apr. 06 2018.
- [12] Forschungsbereich Thermische Verfahrenstechnik und Simulation am Institut für Verfahrenstechnik der Technischen Universität Wien, *IPSE: www.process-simulation.at*. [Online] Available: <http://www.process-simulation.at/?q=node/171>. Accessed on: Apr. 01 2016.
- [13] SimTech Simulation Technology, *What is IPSEpro?* [Online] Available: <http://www.simtechnology.com/CMS/index.php/ipsepro>. Accessed on: Apr. 01 2016.
- [14] H. D. Baehr, *Thermodynamik Grundlagen und technische Anwendungen: Zwölfte, neu bearbeitete und erweiterte Auflage Unter Mitarbeit von Stephan Kabelac*, 12th ed. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005.
- [15] R. Zahoransky, *Energietechnik: Systeme zur Energieumwandlung ; Kompaktwissen für Studium und Beruf*, 7th ed. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [16] Exxon Mobil Corporation, *Mobil DTE™ 800 Series: Superior Performance Turbine Oils*. [Online] Available: [http://pds.mobil.com/Germany-German/Lubes/PDS/GLXXDEINDMOMobil\\_DTE\\_800.aspx](http://pds.mobil.com/Germany-German/Lubes/PDS/GLXXDEINDMOMobil_DTE_800.aspx). Accessed on: May 02 2016.
- [17] H. Watter, *Hydraulik und Pneumatik: Grundlagen und Übungen - Anwendungen und Simulation ; mit 23 Tabellen*, 3rd ed. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [18] Energie-Control Austria, *Preisentwicklung Nicht-Haushalte - halbjährliche Aktualisierung*. Accessed on: May 25 2018.
- [19] Statistik Austria, *Jahresdurchschnittspreise und Steuern für die wichtigsten Energieträger*. Accessed on: May 25 2018.
- [20] GEMIS, *El-KW-Park-A+Importe-2011*: Umweltbundesamt GmbH.
- [21] GEMIS, *Gas-Kessel-A-Konversionsfaktoren*: Umweltbundesamt GmbH.

- [22] M. Dehli, *WÄRMEPUMPEN: Weiterbildungsprogramm Energieberatung der Technischen Akademie Esslingen (TAE)*. [Online] Available: [https://www.hs-esslingen.de/fileadmin/medien/fakultaeten/vu/Ver%C3%B6ffentlichungen/dehli\\_waermepumpentae.pdf](https://www.hs-esslingen.de/fileadmin/medien/fakultaeten/vu/Ver%C3%B6ffentlichungen/dehli_waermepumpentae.pdf). Accessed on: May 12 2016.
- [23] P. E. W. Strahm, *Trinkmilchtechnologien*. [Online] Available: [www.strickhof.ch/custom/.../3\\_11\\_3\\_Deklaration\\_von\\_Trinkmilchprodukten.pdf](http://www.strickhof.ch/custom/.../3_11_3_Deklaration_von_Trinkmilchprodukten.pdf). Accessed on: May 23 2016.
- [24] H.-J. Kretzschmar, *Formelsammlung Technische Thermodynamik Wärmeübertragung*. [Online] Available: <https://www.google.at/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwic1rHby7vMAhUHCMAKHcEZDtMQFgghMAE&url=http%3A%2F%2Fthermodynamik.hszg.de%2Fif%2Fpdfs%2Fformel1.pdf&usq=AFQjCNG-5IKxCwHuOqkoRJuwRwU2tToGw>. Accessed on: May 02 2016.
- [25] P. Stephan, K. Schaber, K. Stephan, and F. Mayinger, *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen Band 1: Einstoffsysteme*, 19th ed. Berlin, Heidelberg, s.l.: Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [26] Cofely Kältetechnik GmbH, *Ammoniak Flüssigkeits-Kühlsätze*. [Online] Available: <http://www.cofely.info/produkte/fluessigkeitskuehlung/wasser-und-solekuehlsaetze/ammoniak/>. Accessed on: Aug. 23 2016.
- [27] A. Jahnke, *Formelsammlung für den Kälteanlagenbauer: Kältetechnik, Elektrotechnik*. [Online] Available: [http://andreasjahnke.de/index\\_htm\\_files/Formelsammlung%20Kaelte\\_Klima\\_Elektro%201.0\\_AJ.pdf](http://andreasjahnke.de/index_htm_files/Formelsammlung%20Kaelte_Klima_Elektro%201.0_AJ.pdf). Accessed on: May 27 2016.
- [28] O. Möller, *Begriffe*. [Online] Available: [http://www.treffpunkt-kaelte.de/kaelte/de/de\\_start.html?/kaelte/de/html/kaeltemittel/04begriffe.html](http://www.treffpunkt-kaelte.de/kaelte/de/de_start.html?/kaelte/de/html/kaeltemittel/04begriffe.html). Accessed on: May 28 2016.
- [29] R. Rieberer, *Feasibility Study innovative Absorptions-Wärmepump-Prozesse*. [Online] Available: [http://download.nachhaltigwirtschaften.at/edz\\_pdf/1108\\_innovap.pdf](http://download.nachhaltigwirtschaften.at/edz_pdf/1108_innovap.pdf). Accessed on: May 27 2016.
- [30] European Commission, *Emissionshandelssystem der EU*. [Online] Available: [https://ec.europa.eu/clima/policies/ets\\_de](https://ec.europa.eu/clima/policies/ets_de). Accessed on: Apr. 19 2018.

## 8 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Entwicklung der Verkaufszahlen von Brauchwasser- und Heizungswärmepumpen inklusive Lüftungswärmepumpen und Industriewärmepumpen im Österreich (1976 bis 2015) [4, p. 29] .....	4
Abbildung 2: Schematischer Aufbau einer Kompressions-Wärmepumpe .....	6
Abbildung 3: T,s- Diagramm eines Wärmepumpenkreislaufes [8, pp. 26-27] .....	7
Abbildung 4: Das log p,h-Diagramm für Kältemittel [8, pp. 26-27] .....	7
Abbildung 5: Energetische Betrachtungen im log p,h-Diagramm [8, pp. 26-28] .....	8
Abbildung 6: Carnot-Prozess einer Wärmepumpe [5, p. 7] .....	9
Abbildung 7: T/s-Diagramm eines realen Wärmepumpenprozesses [5, p. 9] .....	10
Abbildung 8: Wärmetauscher im Gleich- und Gegenstromprinzip [11] .....	12
Abbildung 9: Ist-Zustand mit Wärmepumpe / Kraftwerksprozess -Layout .....	15
Abbildung 10: Ist-Zustand / Molkereiprozess -Layout .....	16
Abbildung 11: Prozess-Layout Dampferzeuger .....	17
Abbildung 12: Settings Gaskessel .....	18
Abbildung 13: AHK –Abhitzekeessel .....	20
Abbildung 14: Turbine mit Öl-Kühlkreislauf mit WP [15, p. 60] .....	21
Abbildung 15: Dichte-Temperaturverhalten von verschiedenen Hydraulikölen [3, 17] .....	22
Abbildung 16: Fernwärmenetz mit WP und Öl-Kühlung [17] .....	25
Abbildung 17: Wärmepumpen-Aufbau [17] .....	26
Abbildung 18: Gesamtkostenreduktion für Sommer- und Winterbetrieb <i>Werktags</i> .....	29
Abbildung 19: CO <sub>2</sub> Reduktion und Reduktion des Primärenergieeinsatz im Winter- und Sommerbetrieb <i>Werktags</i> .....	31
Abbildung 20: Investition und Amortisation für Winterbetrieb und Sommerbetrieb .....	32
Abbildung 21: Dymola-Simulation .....	34
Abbildung 22: Kühlleistungen in Bezug auf die Ein- und Austrittstemperaturen im Kondensator .....	35
Abbildung 23: Heizleistungen in Bezug auf die Ein- und Austrittstemperaturen im Kondensator .....	36
Abbildung 24: log p/h-Diagramm der simulierten Ergebnisse .....	37
Abbildung 25: COP-Kondensator Input und Output (wasserseitig) Dymola .....	38
Abbildung 26: COP-Kondensator Input und Output (wasserseitig) IPSEpro .....	39
Abbildung 27: Gesamtkosteneinsparung für Sommer- und Winterbetrieb bei einer Auslegungstemperatur von 110°C (Werktags + Wochenende) .....	41
Abbildung 28: CO <sub>2</sub> - und Primärenergie-Reduktion für Sommer- und Winterbetrieb bei einer Auslegungstemperatur von 110°C (Werktags + Wochenende) .....	42
Abbildung 29: Investition und Amortisation für den Wärmepumpen-Betrieb bei 110°C .....	43
Abbildung 30: Erhitzungsprofile der gängigsten Erhitzungsarten [23, p. 10] .....	44

Abbildung 31: Prozessabbildung Molkerei „Variante 1“ .....	47
Abbildung 32: Prozessabbildung Molkerei „Variante 2“ .....	48
Abbildung 33: Milchkreislauf .....	50
Abbildung 34: Eiskreislauf .....	51
Abbildung 35: Aufbau der Kaskadenschaltung „Variante 1“ .....	53
Abbildung 36: Aufbau der Kältemaschine mit der Wärmepumpe Variante 2 mit Setzwerten.....	56
Abbildung 37: Aufbau der Kältemaschine mit der Wärmepumpe „Variante 2“ .....	57
Abbildung 38: log(p)/h- Diagramm der Variante 1 (Pasteurisation auf 75°C) .....	60
Abbildung 39: log(p)/h- Diagramm der Variante 2 (Pasteurisation auf 75°C) .....	61
Abbildung 40: log(p)/h- Diagramm der Variante 1 (Hochpasteurisation auf 120°C) ..	63
Abbildung 41: log(p)/h- Diagramm der Variante 2 (Hochpasteurisation auf 120°C) ..	64
Abbildung 42: log(p)/h- Diagramm der Variante 1 (UHT auf 138°C).....	65
Abbildung 43: log(p)/h- Diagramm der Variante 2 (UHT auf 138°C).....	66
Abbildung 44: Gesamtkosten-, CO <sub>2</sub> - und Primärenergiereduktion Pasteurisiert Variante 1 und 2 .....	73
Abbildung 45: Kosten- und Erlösreduktion mit CO <sub>2</sub> Zertifikate (10,30,50 €/t), Hochpasteurisiert 105 bis 120°C .....	76
Abbildung 46: Reduktion CO <sub>2</sub> und Primärenergieeinsatz für Variante 1 und 2, Hochpasteurisiert 105 bis 120°C .....	77
Abbildung 47: Kosten- und Erlösreduktion mit CO <sub>2</sub> Zertifikate (10,30,50 €/t), UHT 125 bis 138°C.....	79
Abbildung 48: Reduktion CO <sub>2</sub> und Primärenergieeinsatz für Variante 1 und 2, UHT 125 bis 138°C .....	80

## 9 Formelverzeichnis

Formel 1: Leistungszahl $\varepsilon$ [5].....	11
Formel 2: Carnot-Leistungszahl $\varepsilon_{Carnot}$ [5].....	11
Formel 3: Reale-Leistungszahl $\varepsilon$ [5].....	13
Formel 4: Lambda $\lambda$ , [14] [5].....	18
Formel 5: Gleichung für zu und abgeführte Wärme, [14].....	22
Formel 6: Gleichung für Wärmestrom, [14].....	22
Formel 7: Gleichung für Massenstrom, [14].....	22
Formel 8: IPSEpro COP.....	39
Formel 9: IPSEpro COPmax.....	39
Formel 10: IPSEpro Gütegrad, [22].....	40
Formel 11: Gleichung für Wärmestrom von Wasser und Milch gleichgesetzt, [24]....	45
Formel 12: Gleichung für Massenstrom Wasser für Milch, [24].....	45
Formel 13: Wärmestromdichte, [27].....	58
Formel 14: volumetrische Wärmestromdichte, [27].....	58
Formel 15: Heiz-COP.....	70
Formel 16: Kühl-COP.....	70
Formel 17: Gesamt-COP.....	70
Formel 18: Ges. Erlöse aus CO <sub>2</sub> -Zertifikaten.....	72
Formel 19: Gesamtkostenreduktion.....	72
Formel 20: CO <sub>2</sub> -Emission Gesamt.....	74
Formel 21: Reduktion CO <sub>2</sub> -Emission.....	74
Formel 22: Gesamte Primärenergieeinsatz.....	74
Formel 23: Reduktion Primärenergieeinsatz.....	75

## 10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Annahmen für den Gaskessel.....	18
Tabelle 2: Annahmen für den AHK.....	19
Tabelle 3: Annahmen für den Öl-Kühlkreislauf und die Dampfturbine .....	21
Tabelle 4: Annahmen für das Fernwärmenetz.....	23
Tabelle 5: Annahmen für den Wärmepumpenkreislauf.....	26
Tabelle 6: Daten aus der IPSEpro-Simulation für den Winterbetrieb.....	27
Tabelle 7: Daten aus der IPSEpro-Simulation für den Sommerbetrieb.....	27
Tabelle 8: Aufwandskosten bzw. Erlöse .....	28
Tabelle 9: Annahmen für den Gaskessel_Molkerei .....	49
Tabelle 10: Annahmen für den AHK_Molkerei.....	49
Tabelle 11: Annahmen für den Milchkreislauf.....	50
Tabelle 12: Annahmen für den Eiskreislauf .....	51
Tabelle 13: Annahmen für die Wärmepumpe mit Kaskadenschaltung .....	52
Tabelle 14: Annahmen für die Wärmepumpe „Variante 2“ .....	54
Tabelle 15: Annahmen für die Kältemaschine „Variante 2“ .....	55
Tabelle 16: Vergleich Kältemaschinen-Hersteller und Simulation .....	58
Tabelle 17: Simulationsergebnisse für die pasteurisierte Milch Variante 1 und Variante 2 .....	67
Tabelle 18: Simulationsergebnisse für die hochpasteurisierte Milch Variante 1 und Variante 2 .....	68
Tabelle 19: Simulationsergebnisse für die UHT Milch Variante 1 und Variante 2.....	69
Tabelle 20: Kosten-, Erlöse-, und Amortisationstabelle Molkerei.....	71
Tabelle 21: Annotationszeiten für den Pasteurisation-Prozess „Variante 1“ .....	81
Tabelle 22: Annotationszeiten für den Pasteurisation-Prozess „Variante 2“ .....	82

## 11 Abkürzungsverzeichnis

Symbol	Einheit	Erklärung	Symbol	Einheit	Erklärung
a		Jahr	$q_0$	J/kg	Wär- mestromdichte
A	m <sup>2</sup>	Fläche	$q_{0vol}$	J/m <sup>3</sup>	Volumetrische Kälteleistung
$c_p$	J/(kg*K)	spezifische Wärmekapa- zität	$q_{loss\_rel}$	%	Verlustleistung Gaskessel
$c_{pm}$	J/(kg*K)	spezifische Wärmekapa- zität Milch	Q	J	Wärmeenergie
$c_{pw}$	J/(kg*K)	spezifische Wärmekapa- zität Wasser	$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
$\bar{c}_p$	J/(kg*K)	Mittlere spez. Wär- mekapazität	$\dot{Q}_0$	W	Kühlleistung
$\varepsilon$	[-]	Leistungs- zahl	$\dot{Q}_C$	W	Heizleistung
$\varepsilon_{Carnot}$	[-]	Leistungs- zahl nach Carnot	$\dot{Q}_{C2}$	W	Wärmeleistung weiterer Ver- braucher
h	J/kg	Spez. Enthal- pie	$\dot{Q}_{W\ddot{u}}$	W	Wärmeleistung Wärmeübertra- ger
$\Delta h$	J/kg	Spez. Enthal- piedifferenz	dt	°C	Temperaturdif- ferenz
H	J	Enthalpie	T	°C	Temperatur
m	Kg	Masse	$T_0$	°C	Temperatur der Wärmequelle
$\dot{m}$	Kg/s	Massenstrom	$T_C$	°C	Kondensations- temperatur
$n_L$	mol	Stoffmenge	$T_N$	°C	Nutztemperatur
$\eta$	[-]	Gütegrad	$T_V$	°C	Verdampfungs- temperatur
$\eta_e$	[-]	Elektrische Wirkungs- grad	$\Delta T$	°C	Temperaturdif- ferenz
$\eta_m$	[-]	Mechanisch Wirkungs- grad des Ver- dichters	$v$	m <sup>3</sup> /kg	spezifische Vo- lumen
$\eta_s$	[-]	Isentropen- Wirkungs- grad	$v_2$	m <sup>3</sup> /kg	spezifische Vo- lumen des Saug- dampfes
$\lambda$	[-]	Luftverhält- nis	V	m <sup>3</sup>	Volumen
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte	$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /h	Volumenstrom
p	bar	Druck	x	[-]	Dampfgehalt
$P_V$	W	Verdichter Antriebs Leistung			

<b>Symbol</b>		<b>Erklärung</b>		<b>Symbol</b>		<b>Erklärung</b>
COP		Coefficient of Performance		GEMIS		Globales Emissions-Modell integrierter Systeme
COP <sub>H</sub>		Heiz COP		HZ		Heizfläche
COP <sub>K</sub>		Kühl COP		UHT		Verlustleistung Gaskessel
COP <sub>ges</sub>		Gesamt COP		ÜH		Überhitzer
D-TS		Dampf- Teilstrom		V		Verdampfer
ECO		Economiser		WP		Wärmepumpe