

# **Exergie Trafos zum Heizen und Klimatisieren durch Fernwärme (ExTra)**

Berichte aus Energie- und Umweltforschung 72/2025

Wien, 2025

## Impressum

Medieninhaber, Verleger und Herausgeber:

Bundesministerium für Innovation, Mobilität und Infrastruktur,  
Radetzkystraße 2, 1030 Wien

Verantwortung und Koordination: Abteilung III/3 - Energie und Umwelttechnologien

Leitung: DI (FH) Volker Schaffler, MA, AKKM

Autorinnen und Autoren:

Florian Schittl, Alexander Kühner, Raphael Schauer, Ernst Blümel, Jürgen Krail, Gerhard Piringner (Fachhochschule Burgenland GmbH)

Georg Beckmann (Technisches Büro für Maschinenbau und Energietechnik Dr. Beckmann)

Stefan Buchner, Gilbert Zisser (Wien Energie GmbH)

Wien, Pinkafeld 2025. Stand: Oktober 2024

Ein Projektbericht gefördert im Rahmen von



Rückmeldungen:

Ihre Überlegungen zu vorliegender Publikation übermitteln Sie bitte an [iii3@bmimi.gv.at](mailto:iii3@bmimi.gv.at).

## **Rechtlicher Hinweis**

Dieser Ergebnisbericht wurde von die/der Projektnehmer:in erstellt. Für die Richtigkeit, Vollständigkeit, Aktualität sowie die barrierefreie Gestaltung der Inhalte übernimmt das Bundesministerium für Innovation, Mobilität und Infrastruktur (BMIMI) keine Haftung.

Mit der Übermittlung der Projektbeschreibung bestätigt die/der Projektnehmer:in ausdrücklich, über sämtliche für die Nutzung erforderlichen Rechte – insbesondere Urheberrechte, Leistungsschutzrechte sowie etwaige Persönlichkeitsrechte abgebildeter Personen – am bereitgestellten Bildmaterial zu verfügen.

Die/der Projektnehmer:in räumt dem BMIMI ein unentgeltliches, nicht ausschließliches, zeitlich und örtlich unbeschränktes sowie unwiderrufliches Nutzungsrecht ein, das übermittelte Bildmaterial in allen derzeit bekannten sowie künftig bekannt werdenden Nutzungsarten für Zwecke der Berichterstattung, Dokumentation und Öffentlichkeitsarbeit im Zusammenhang mit der geförderten Maßnahme zu verwenden, insbesondere zur Veröffentlichung in Printmedien, digitalen Medien, Präsentationen und sozialen Netzwerken.

Für den Fall, dass Dritte Ansprüche wegen einer Verletzung von Rechten am übermittelten Bildmaterial gegen das BMIMI geltend machen, verpflichtet sich die/der Projektnehmer:in, das BMIMI vollständig schad- und klaglos zu halten. Dies umfasst insbesondere auch die Kosten einer angemessenen rechtlichen Vertretung sowie etwaige gerichtliche und außergerichtliche Aufwendungen.

## **Vorbemerkung**

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus dem Forschungs- und Technologieprogramm „Stadt der Zukunft“ des Bundesministeriums für Innovation, Mobilität und Infrastruktur (BMIMI). Dieses Programm baut auf dem langjährigen Programm „Haus der Zukunft“ auf und hat die Intention, Konzepte, Technologien und Lösungen für zukünftige Städte und Stadtquartiere zu entwickeln und bei der Umsetzung zu unterstützen. Damit soll eine Entwicklung in Richtung energieeffiziente und klimaverträgliche Stadt unterstützt werden, die auch dazu beiträgt, die Lebensqualität und die wirtschaftliche Standortattraktivität zu erhöhen. Eine integrierte Planung wie auch die Berücksichtigung aller betroffener Bereiche wie Energieerzeugung und -verteilung, gebaute Infrastruktur, Mobilität und Kommunikation sind dabei Voraussetzung.

Um die Wirkung des Programms zu erhöhen, sind die Sichtbarkeit und leichte Verfügbarkeit der innovativen Ergebnisse ein wichtiges Anliegen. Daher werden nach dem Open Access Prinzip möglichst alle Projektergebnisse des Programms in der Schriftenreihe des BMIMI publiziert und elektronisch über die Plattform [www.NachhaltigWirtschaften.at](http://www.NachhaltigWirtschaften.at) zugänglich gemacht. In diesem Sinne wünschen wir allen Interessierten und Anwender:innen eine interessante Lektüre.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung .....</b>	<b>7</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>8</b>
<b>1 Ausgangslage.....</b>	<b>9</b>
1.1. Energiewende in Österreich .....	9
1.2. Entwicklung von Fernwärme- und Fernkältesystemen .....	10
1.2.1. Von der ersten Heizung bis zur Fernwärme .....	10
1.2.2. Vor und Nachteile der Fernwärme .....	11
1.2.3. Kosten und Effizienz der Fernwärme und deren Einflussfaktoren .....	11
1.2.4. Fernwärme und Fernkälte als Beitrag zur Energiewende .....	12
1.2.5. Herausforderungen im Hinblick auf die Wärme- bzw. Energiewende .....	16
1.2.6. Motivation und Potential für Fernwärme .....	18
1.3. Entwicklungen in der Absorptions- und Ejektortechnologie .....	19
1.3.1. Absorbertechnologie .....	19
1.3.2. Ejektortechnologie.....	22
1.4. Bewertung von Technologien in Fernwärmenetzen.....	24
1.4.1. Exergo-ökonomische Analyse.....	24
1.4.2. Multikriterielle Optimierung MOO .....	25
<b>2 Bedarfs- und Abnehmerprofile.....</b>	<b>26</b>
2.1. Einleitung & Problemstellung .....	26
2.2. Ziele.....	26
2.3. Datengrundlage .....	27
2.4. Datenbehandlung .....	28
2.5. Korrelationsanalyse .....	28
2.6. Demand Overlap Coefficient.....	29
2.7. Lastprofilerstellung .....	29
2.8. Use Case 1   Bürokomplex.....	30
2.8.1. Korrelationsanalyse .....	31
2.8.2. Jahresdauerlinie JDL .....	31
2.8.3. Demand Overlap Coefficient DOC .....	32
2.8.4. Typischer Lastgang Wärme.....	32
2.8.5. Wärmeenergiemengen.....	33
2.8.6. Typischer Lastgang Kälte .....	34
2.8.7. Kälteenergiemengen .....	34
2.9. Use Case 2   Krankenhaus .....	35
2.9.1. Korrelationsanalyse .....	36
2.9.2. Jahresdauerlinie JDL .....	36

2.9.3.	Demand Overlap Coefficient DOC .....	37
2.9.4.	Typischer Lastgang Wärme.....	37
2.9.5.	Wärmeenergiemengen.....	38
2.9.6.	Typischer Lastgang Kälte .....	38
2.9.7.	Kälteenergiemengen .....	39
2.10.	Erkenntnisse und Empfehlungen .....	39
<b>3</b>	<b>Der Exergie-Trafo.....</b>	<b>43</b>
3.1.	Absorptionskreisläufe .....	43
3.1.1.	Komponentenbeschreibung .....	43
3.1.2.	Inputs und Outputs der verschiedenen Systeme .....	44
3.1.3.	Variante 1   Kältebereitstellung .....	44
3.1.4.	Variante 2   Wärme- und Kältebereitstellung.....	44
3.1.5.	Variante 3   Wärmebereitstellung .....	45
3.2.	Ejektorkreisläufe .....	46
3.2.1.	Komponentenbeschreibung .....	46
3.2.2.	Inputs und Outputs der verschiedenen Systeme .....	46
3.2.3.	Variante 1   Kältebereitstellung .....	47
3.2.4.	Variante 2   Wärme- und Kältebereitstellung.....	47
3.2.5.	Variante 3   Wärmebereitstellung .....	48
3.3.	Referenzsystem.....	49
3.3.1.	Komponentenbeschreibung .....	49
<b>4</b>	<b>Systemmodellierung und -optimierung .....</b>	<b>50</b>
4.1.	Thermodynamische Modellierung der Kreislaufkomponenten.....	50
4.1.1.	Effizienzbewertung.....	55
4.1.2.	Randbedingungen und Festlegung .....	56
4.1.3.	Numerisches Lösungsverfahren .....	59
4.2.	Exergetische Betrachtung .....	60
4.2.1.	Bilanzgleichungen .....	60
4.2.2.	Exergetische Bewertung für Komponenten und Systeme.....	63
4.3.	Exergetisch-wirtschaftliche Betrachtung .....	65
4.3.1.	Exergiekosten .....	66
4.3.2.	Kostenbilanz (Bilanzgleichungen) .....	67
4.3.3.	Kostenfunktionen der Kreislaufkomponenten .....	68
4.3.4.	Kennzahldefinitionen.....	69
4.4.	Multikriterielle Optimierung.....	70
4.4.1.	Zielfunktionen.....	71
4.4.2.	Unabhängige Variablen und Grenzen.....	72
4.5.	Multikriterielle Entscheidungsanalyse.....	72

4.6. Life Cycle Assessment .....	74
4.6.1. Allgemeines .....	74
4.6.2. Methodik .....	75
4.6.3. Ausgangssituation und Annahmen.....	77
<b>5 Ergebnisse .....</b>	<b>79</b>
5.1. Nomenklatur der Ergebnissection .....	79
5.2. Multikriterielle Optimierung.....	80
5.2.1. Absorberschaltungen.....	80
5.2.2. Ejektorschaltungen .....	84
5.3. Referenzsystem.....	89
5.3.1. Referenzsystem   Kältebereitstellung .....	89
5.3.2. Referenzsystem   Wärme- und Kältebereitstellung.....	90
5.3.3. Referenzsystem   Wärmebereitstellung .....	90
5.4. Direkter Vergleich .....	91
5.4.1. Variante 1   Kältebereitstellung .....	91
5.4.2. Variante 2   Wärme- und Kältebereitstellung.....	92
5.4.3. Variante 3   Wärmebereitstellung .....	92
5.5. Life Cycle Assessment   Ergebnisse und Betragsanalyse.....	93
5.5.1. Beitragsanalyse von Fernwärme und Strom .....	93
5.5.2. Variante 1 – Reine Kältebereitstellung .....	94
5.5.3. Variante 2 – Simultane Kälte- und Wärmebereitstellung .....	95
5.5.4. Variante 3 – reine Wärmebereitstellung.....	96
5.5.5. Zusammenfassung LCA .....	97
5.6. Zusammenfassung der Ergebnisse.....	98
5.7. Integration in die „Stadt der Zukunft“ .....	100
<b>6 Zusammenfassung .....</b>	<b>101</b>
<b>7 Ausblick und Empfehlungen .....</b>	<b>103</b>
<b>Verzeichnisse .....</b>	<b>105</b>

# Kurzfassung

Dieser Bericht hält die Ergebnisse eines Projekts fest, das im Rahmen des Forschungs- und Technologieprogramms "Stadt der Zukunft" des Bundesministeriums für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie (BMK) durchgeführt wurde.

Die Energiewende in Österreich erfordert innovative Ansätze zur Reduktion fossiler Energieträger, die nach wie vor eine bedeutende Rolle in der Wärmeversorgung spielen. Rund 33 % des Energieeinsatzes in Österreich entfallen auf die Bereitstellung von Raumwärme, was etwa 20 % der CO<sub>2</sub>-Emissionen des Landes ausmacht. Das Projekt zielte darauf ab, durch die Integration neuer Technologien wie Absorber- und Ejektorschaltungen die Effizienz der Fernwärme- und Fernkältesysteme zu steigern und die Umweltbelastungen zu reduzieren. Die Fernwärme- und Fernkältesysteme in Österreich basieren noch stark auf fossilen Energieträgern. Die Entwicklung und Optimierung von Technologien zur Energieeffizienzsteigerung und zur Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen sind daher von großer Bedeutung. Das Projekt "Extra – ExergieTrafos zum Heizen und Kühlen durch Fernwärme" wurde im Rahmen des Programms "Stadt der Zukunft" gefördert, um diese Herausforderungen anzugehen.

Das Projekt untersuchte verschiedene Technologien zur kombinierten Bereitstellung von Wärme und Kälte, insbesondere Absorber- und Ejektorschaltungen. Ziel war es, die Effizienz dieser Systeme zu optimieren und ihre Umweltwirkungen zu minimieren. Die Absorberschaltungen zeigten in den meisten Szenarien die höchste exergetische Effizienz und die geringsten Umweltbelastungen, insbesondere bei der kombinierten Wärme- und Kältebereitstellung. Die methodische Vorgehensweise umfasste eine umfassende thermodynamische Modellierung der Kreislaufkomponenten, eine exergetische und ökonomische Bewertung sowie eine multikriterielle Optimierung. Die Systeme wurden hinsichtlich ihrer Umweltwirkungen mittels Life Cycle Assessment (LCA) bewertet, wobei der Fokus auf dem Betrieb der Systeme lag.

Die Ergebnisse zeigten, dass die Absorbersysteme in den meisten Szenarien die ökologisch günstigste Option darstellen. Sie erreichten einen exergetischen Wirkungsgrad von bis zu 91 % bei der kombinierten Wärme- und Kältebereitstellung und wiesen die geringsten CO<sub>2</sub>-Emissionen auf. Die Ejektorsysteme hatten zwar Potenzial, zeigten jedoch durch ihren höheren Fernwärmeinput und Stromverbrauch höhere Umweltbelastungen. Das Referenzsystem, das auf konventioneller Kompressionskälte- maschinentechologie und einem Wärmeübertrager im Fernwärmenetz basiert, schnitt aufgrund seines hohen Stromverbrauchs schlechter ab. Die Ergebnisse verdeutlichen auch die Notwendigkeit einer Dekarbonisierung der Energiequellen, insbesondere der Fernwärme und des Strommixes. Effizienzsteigerungen in Absorber- und Ejektortechnologien könnten deren Umweltbilanz weiter verbessern. Die Wahl des Systems sollte stets auf die regionalen Gegebenheiten wie den Strommix und die Verfügbarkeit von Fernwärme abgestimmt werden, um die Umweltauswirkungen zu minimieren. Eine umfassendere Lebenszyklusanalyse, die neben dem Betrieb auch die Herstellung und Entsorgung der Systeme berücksichtigt, kann hier eine differenziertere Bewertung der Nachhaltigkeit ermöglichen.

Die Absorbersysteme liefern somit im vorliegenden Projekt aufgrund ihrer hohen Effizienz und moderaten Umweltbelastungen das größte Potenzial für eine nachhaltige Energieversorgung. Sie stellen insbesondere in urbanen Anwendungen mit kombiniertem Wärme- und Kältebedarf eine interessante Lösung dar. Die Kombination effizienter Kopplungstechnologien mit einem dekarbonisierten Energiemix ist der Schlüssel zu einer nachhaltigen Energieversorgung.

# Abstract

This report documents the results of a project from the "Stadt der Zukunft" research and technology programme of the Federal Ministry for Climate Action, Environment, Energy, Mobility, Innovation and Technology (BMK). The aim of the project was to develop concepts, technologies and solutions for future cities and urban neighbourhoods and to support their implementation in order to promote an energy-efficient and climate-friendly city and increase the quality of life and economic attractiveness of the location.

The energy transition in Austria requires innovative approaches to reducing fossil fuels, which continue to play a significant role in heat supply. Around 33% of the energy used in Austria is used to provide space heating, which accounts for around 20% of the country's CO<sub>2</sub> emissions. The project aimed to increase the efficiency of district heating and cooling systems and reduce the environmental impact by integrating new technologies such as absorber and ejector circuits. District heating and cooling systems in Austria are still heavily based on fossil fuels. The development and optimization of technologies to increase energy efficiency and reduce CO<sub>2</sub> emissions are therefore of great importance. The "Extra - ExergieTra-fos for heating and cooling through district heating" project was funded as part of the "City of the Future" program to tackle these challenges.

The project investigated various technologies for the combined provision of heating and cooling, in particular absorber and ejector circuits. The aim was to optimize the efficiency of these systems and minimize their environmental impact. In most scenarios, the absorber circuits showed the highest exergetic efficiency and the lowest environmental impact, especially in the combined provision of heating and cooling. The methodological approach included a comprehensive thermodynamic modelling of the cycle components, an exergetic and economic evaluation and a multi-criteria optimization. The systems were evaluated in terms of their environmental impact using Life Cycle Assessment (LCA), with the focus on the operation of the systems. The results showed that the absorber systems represent the most ecologically favorable option in most scenarios. They achieved an exergetic efficiency of up to 91% in the combined provision of heating and cooling and had the lowest CO<sub>2</sub> emissions. Although the ejector systems had potential, they had a higher environmental impact due to their higher district heating input and electricity consumption. The reference system, which is based on conventional compression chiller technology and a heat exchanger in the district heating network, performed worse due to its high electricity consumption. The results also highlight the need to decarbonize energy sources, in particular district heating and the electricity mix. Increased efficiency in absorber and ejector technologies could further improve their environmental balance. The choice of system should always be adapted to regional conditions such as the electricity mix and the availability of district heating in order to minimize the environmental impact. A more comprehensive life cycle analysis, which takes into account not only the operation but also the production and disposal of the systems, could enable a more differentiated assessment of sustainability.

The absorber systems therefore offer the greatest potential for a sustainable energy supply in this project due to their high efficiency and low environmental impact. They represent a forward-looking solution, particularly in urban applications with combined heating and cooling requirements. The combination of efficient coupling technologies with a decarbonized energy mix is the key to a sustainable energy supply.

# 1 Ausgangslage

## 1.1. Energiewende in Österreich

Je mehr man sich mit dem Themenbereich der Energiewende und den zugehörigen Themenbereichen und Kapiteln beschäftigt umso umfangreicher und teils komplexer werden die Zusammenhänge und Hintergründe. Es fallen immer wieder dieselben markanten Schlagwörter und Wortphasen im Kontext der Energiewende und des Klimawandels. Ein kleiner Auszug aus diesen Schlagwörtern und Wortphasen, die den Menschen tagtäglich im Alltag begegnen und unweigerlich mit dem Thema der Energiewende in enger Beziehung stehen sind in der Abbildung 1 zusammengefasst.



Abbildung 1: Wordcloud mit häufig genannten und unweigerlich verbundenen Schlagwörtern zum Themenbereich der Energiewende.

Auch wenn die zukünftige Nutzung von erneuerbarer, sauberer und/oder grüner Energie gut klingt, muss man sich dessen bewusst sein, dass die fossilen Energieträger nach wie vor eine entscheidende Rolle im täglichen Leben der Menschen spielen. Kohle, Erdöl und Erdgas sind nach wie vor präsent und dies reicht von der Wärmeversorgung bis hin zur persönlichen, aber auch öffentlichen Mobilität. Besonders der Bereich der Wärmeversorgung ist hierbei zu betrachten. Kranzl et. al [1] führen aus, dass ca. 33 % des in Österreich aufgewendeten Energieeinsatzes für die Bereitstellung von Raumwärme herangezogen werden und sich dies in weiterer Folge für einen Anteil am gesamten österreichischen CO<sub>2</sub>-Ausstoß von ca. 20 % verantwortlich zeichnet. Weiters wird beschrieben, dass fossile Energieträger in der Wärmebereitstellung noch zu einem großen Anteil von rund 60 % zum Einsatz kommen. Inkludiert hierbei sind auch fossile Strom- und Fernwärmeerzeugung.

Im „Faktencheck Energiewende 2018/19“ [2] vom Klima- und Energiefonds und Erneuerbare Energie Österreich, wurde besonders der Teilbereich der Wärmewende näher betrachtet. Und durch die Abhängigkeit des Wärmesektors von fossilen Energieträgern zeigt sich, dass eine Energiewende und die Erreichung der Ziele im Pariser Klimaabkommen an die erfolgreiche Bewältigung der Wärmewende, und den damit einhergehenden Ausstieg aus fossilen Brennstoffen geknüpft ist.

Dies zeigt sich auch bei einer näheren Betrachtung des Energieverbrauches in Österreich für das Jahr 2019, wenn dieser in die drei Sektoren Wärme, Mobilität und Strom aufgeteilt und die fossilen und erneuerbaren Anteile untersucht werden. Die Abbildung 2 nach Wien Energie GmbH [3] zeigt die Verteilung des Energieverbrauches auf die drei Sektoren und deren Gliederung in fossile und erneuerbare Anteile.

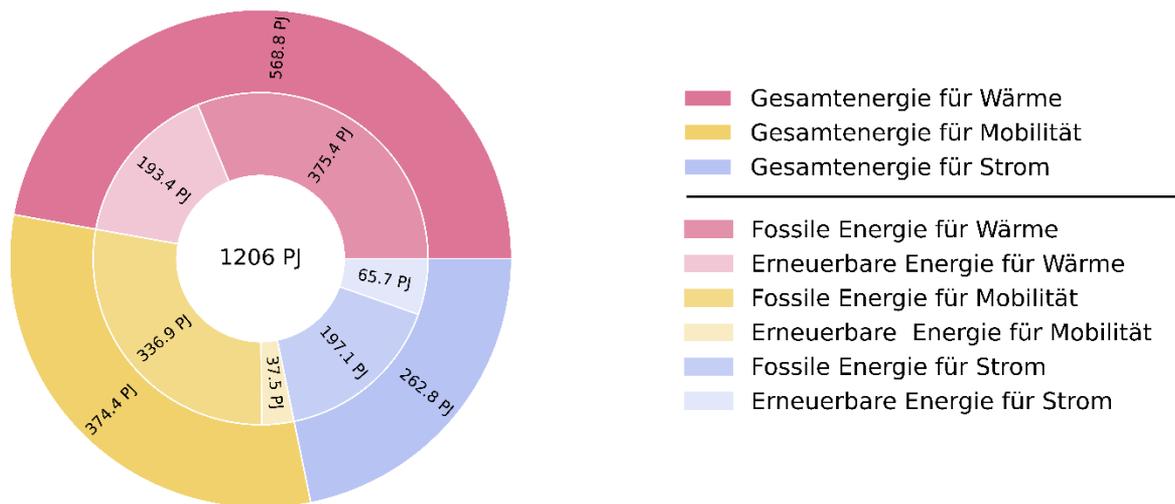


Abbildung 2: Österreichischer Energieverbrauch für das Jahr 2019 mit Aufteilung in drei Sektoren und deren Gliederung in fossile und erneuerbare Anteile nach Wien Energie GmbH [3]

Der Energieverbrauch Österreichs lag 2019 insgesamt bei 1206 PJ (=335 TWh). Mit insgesamt 568,8 PJ nimmt der Wärmesektor fast die Hälfte des Energieverbrauches ein, wobei hierbei wiederum nur 193,4 PJ aus erneuerbaren Energien erzeugt werden und die restlichen 375,4 PJ aus fossilen Energieträgern produziert werden. Aber dies unterstreicht die These, dass eine Energiewende nur dann möglich ist, wenn die Wärmewende gelingt und dem Sektor der Wärmeerzeugung eine hohe Bedeutung und Priorität zugeschrieben wird. [3]

## 1.2. Entwicklung von Fernwärme- und Fernkältesystemen

### 1.2.1. Von der ersten Heizung bis zur Fernwärme

Beschäftigt man sich mit Heizungsanlagen im Detail wird ersichtlich, dass diese auf eine lange Entwicklungszeit zurückblicken können. Bereits im ersten Jahrhundert vor Christus wurden die ersten Heizungssysteme, die sogenannten Hypokaustenheizungen entwickelt.[4]

In Europa war offenes Feuer trotzdem noch viele Jahrhunderte die vorherrschende Art der Beheizung und erste geschlossene Öfen wurden in der Zeit um 1000 n. Chr. etabliert. Über die Jahrhunderte kamen dann immer weitere Errungenschaften wie Kachel- und Eisenöfen hinzu. [5]

Wiederum einige Jahrhunderte später, genauer gesagt im Jahre 1876 wurde in Amerika die erste öffentliche Fernwärmeversorgung erfunden. Wie bei so vielen amerikanischen Erfindungen war auch hier eine Garage bzw. ein Schuppen Ausgangspunkt für diesen Erfolg. Konkret wurde ein Wohnhaus von einem Schuppen aus ferngeheizt und dieses System wurde wenig später auf die Nachbarschaft ausgeweitet. Durch die damit verbundenen Vorteile wie Bequemlichkeit, Sicherheit, Sauberkeit sowie Wirtschaftlichkeit wurde das System immer mehr und mehr zum Erfolg und schon ein Jahr später betrug die Leitungslänge fünf Kilometer.[6]

In der Zeit um 1870 wurden, wie von AGFW [6] beschrieben, die ersten größeren Fernheizungen für Abnehmer wie Krankenhäuser und Industrieunternehmen in Deutschland entwickelt. In Österreich, genauer in Wien, wurde im Arsenal während des zweiten Weltkrieges die erste Anlage zur Fernbeheizung der umliegenden Rüstungsbetriebe errichtet. Nach Ende des Krieges wurde die zerstörte Anlage wieder aufgebaut und wenig später wurden die ersten kommunalen Anlagen umgesetzt. Diese konnten jedoch noch nicht als Fernwärmesysteme bezeichnet werden. Erst Ende der 1960er Jahre, als der Bau für die Müllverbrennungsanlage Spittelau eingeleitet wurde konnte man von einem Fernwärmesystem zur Versorgung von Objekten gesprochen werden. [7], [8]

Mit den Entwicklungen der letzten Jahrzehnte, schritt auch der Klimawandel bzw. die Erderwärmung immer weiter voran und so entwickelte sich neben der Versorgung mit Wärme auch die Versorgung mit Kälte. Die immer weiter an Bedeutung gewinnende Versorgung mit Fernkälte zeigt sich am Beispiel von Wien. Nach Angabe der Wien Energie [9], steigt die Nachfrage an Fernkälte immer weiter an, denn in den letzten 30 Jahren hat sich die Anzahl an Hitzetagen verdoppelt und so kommt es, dass die Fernkälteleistung in Wien jährlich um 10 %– 15 % wächst. Für die Energieversorgung stellen Fernwärme und Fernkälte sowie die damit verbundenen Kraftwerke wichtige Bestandteile dar.

### **1.2.2. Vor und Nachteile der Fernwärme**

#### **Vorteile**

Zu einem der Hauptvorteile der Fernwärme zählt vor allem der hohe Komfort, den diese Technologie durch die zentrale Wärmeproduktion den Verbrauchern bietet. Des Weiteren können diverseste Wärmequellen für die Fernwärme herangezogen werden und bei den Verbrauchern liegt ein Raumgewinn aufgrund von entfallenen Infrastrukturen (z.B. Kessel, Kamin, Tanks) vor. Gleichzeitig entfallen auch Kosten hinsichtlich des Unterhaltes von Komponenten sowie Kosten für die Lieferung von Brennstoffen, Kaminkehrungen und div. Services [5]

#### **Nachteile**

Die Wärmeverluste und die Kosten für die Wärmeverteilung bilden die beiden größten Nachteile im Kontext der Fernwärme. Weiters bilden die hohen Investitionskosten für die Errichtung eines Fernwärme-Systems (Bereitstellung, Verteilung, Abgabe) einen weiteren Nachteil, da die Kapitalkosten mehr als 50 % der Gesamtkosten ausmachen können. [5]

### **1.2.3. Kosten und Effizienz der Fernwärme und deren Einflussfaktoren**

Die Kosten und die Effizienz eines Fernwärmenetzes werden durch verschiedenste Faktoren bestimmt bzw. beeinflusst. Nach Nussbaumer et al. [5] zählen hierzu die nachfolgend gelisteten Faktoren:

- Die Wärmeverluste des Netzes

- Die eingesetzten Rohrdurchmesser
- Die Spreizung zwischen Vor- und Rücklauftemperatur
- Das Temperaturniveau
- Die Wärmeübergabe- und Wärmeabnahmestationen

### **Wärmeverluste des Fernwärmenetzes**

Die Verluste im Fernwärmenetz sind als zusätzlicher Wärmebedarf zu betrachten und benötigen dementsprechend zusätzlichen Brennstoff bzw. zusätzliche Energieträger. Wichtig hierbei ist, dass diese Verluste schon im Stadium der Planung (Wärmeerzeugung und Verteilung) berücksichtigt werden. Eine Verlustminimierung kann durch eine Verkleinerung des Rohrdurchmessers unter Berücksichtigung des Druckverlustes (= kleinere Oberfläche) und durch Vergrößerung der Dämmstärke erreicht werden. [5]

### **Rohrdurchmesser des Fernwärmenetzes**

Wie bereits beschrieben, senkt ein kleinerer Rohrdurchmesser die Wärmeverluste und gleichzeitig auch die Kapitalkosten sowie die Kosten für den Brennstoff. Nachteilig wirkt sich ein kleinerer Rohrdurchmesser jedoch auf den Druckverlust, die damit verbundenen Pumpenleistung und die in weiterer Folge höheren Stromkosten aus. [5]

### **Temperaturspreizung des Fernwärmenetzes**

Die Temperaturspreizung des Fernwärmenetzes hat direkten Einfluss auf die transportierbare Wärmeleistung des Netzes. Wird das Netz mit einer hohen Spreizung betrieben, so kann eine hohe Anschlussleistung bei geringem Massenstrom erreicht werden und die benötigten Rohrdurchmesser sinken ebenfalls ab. Kann die Spreizung jedoch nicht erreicht werden, so sinkt die über das Netz übertragbare Leistung. Aufgrund dessen sind die Übergabestationen dahingehend zu betreiben, dass diese die geforderte Spreizung erreichen können.[5]

### **Temperaturniveau des Fernwärmenetzes**

Die Auswirkungen des Temperaturniveaus zeigen sich nach Nussbaumer et al. [5]wie folgt:

- Wird das Temperaturniveau bei konst. Spreizung angehoben steigen die Wärmeverluste des Netzes an
- Durch Erhöhung des Temperaturniveaus sinkt die Effizienz des Wärmeerzeugers

### **Wärmeübergabe- und Wärmeabnahmestationen des Fernwärmenetzes**

Bei den Wärmeübergabe- und Wärmeabnahmestationen ist vor allem die Betriebsweise entscheidend, da diese das Netz durch die aus dem Betrieb resultierende Rücklauftemperatur beeinflusst.[5]

## **1.2.4. Fernwärme und Fernkälte als Beitrag zur Energiewende**

### **Energetischer Endverbrauch nach Sektoren in Österreich**

Nach der Statistik Austria [10] lag der energetische Endverbrauch in Österreich im Jahr 2021 bei ca. 1.123 PJ. Die Abbildung 3 nach Statistik Austria [10] zeigt den Verlauf des gesamten energetischen Endverbrauches für Österreich vom Jahre 1970 bis zum Jahre 2021 in Abhängigkeit verschiedener Sektoren. Im linken Plot sind die einzelnen Verläufe der Sektoren ersichtlich und der rechte Plot zeigt den gestapelten Verlauf, in welchem auch die Jahressummen des energetischen Endverbrauches in TJ ersichtlich sind.

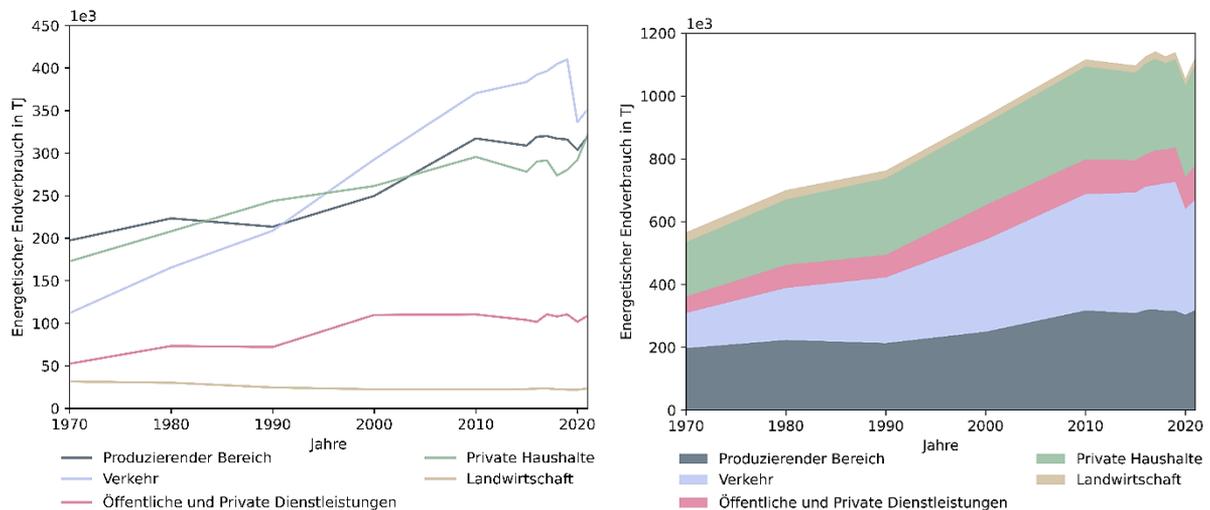


Abbildung 3: Energetischer Endverbrauch in Österreich nach Sektoren von 1970 bis 2021  
(Links: einzelne Verläufe der Sektoren; Rechts: gestapelter Verlauf der Sektoren nach Statistik Austria [10])

Die Abbildung zeigt, dass der Endverbrauch des produzierenden Bereiches zwar Schwankungen über die Jahre aufwies, seit den 1990er Jahren jedoch einen Anstieg verzeichnet, und ab den 2010er Jahren wieder einen relativ konstanten Verlauf über die letzten Jahre zeigte. Einen relativ konstanten Verlauf zeigt auch der Bereich der Landwirtschaft. Wobei gerade im Bereich von 1980 bis 1990 auch ein leichter Rückgang ersichtlich ist. Den größten Anstieg verzeichnete der Verkehrssektor. Hierbei ist vor allem der Bereich von 1990 bis 2010 hervorzuheben, in dem ein starker Anstieg stattfand. Somit trug dieser Bereich auch wesentlich zum gesamten energetischen Endverbrauch bei. Aufgrund der Corona-Pandemie, welche im Herbst 2019 ihren Anfang nahm, zeichnete sich im Bereich von 2019 bis 2020 ein deutlicher Rückgang im Verkehrssektor ab. Dieser Rückgang wirkte sich auch auf den gesamten Endverbrauch aus. Jedoch zeichnete sich von 2020 aus 2021 bereits wieder ein Anstieg ab. Im Bereich der privaten Haushalte zeigt sich ebenfalls ein stetiger Anstieg des Endverbrauches, wobei sich in den Jahren 2010 bis 2018 Schwankungen zeigten. Seit 2018 ist jedoch ein enormer Anstieg erkennbar. Viele dieser Haushalte sind auch an ein Nah- bzw. Fernwärmenetz angeschlossen und diese Anschlusszahlen sind in den letzten Jahren stetig gestiegen.

### Fernwärmeversorgung Österreich

Fernwärme erfreut sich immer größerer Beliebtheit in Österreich. So zeigt die Erhebung des Fachverbandes der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen (FGW) [11], dass seit dem Jahre 1980 ein kontinuierlicher Anstieg an Wohnungen mit Nah- oder Fernwärmeanschluss verzeichnet wurde.

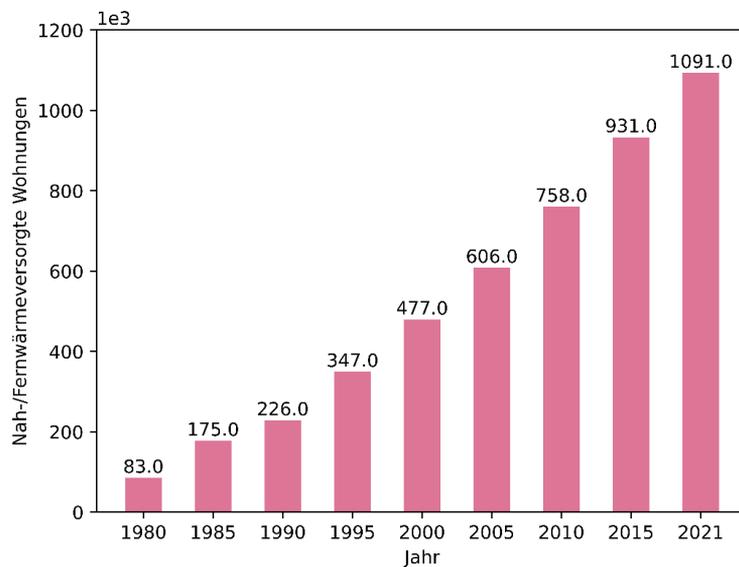


Abbildung 4: Anzahl an Wohnungen mit Nah- oder Fernwärmeanschluss in Österreich vom Jahre 1980 bis 2021 nach dem Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen FGW [11]

Waren es im Jahre 1980 gerade einmal 83.000 Wohnungen in Österreich, welche über einen Nah- oder Fernwärmeanschluss verfügten, so belief sich die Zahl im Jahre 2021 bereits auf 1.091.000. Legt man diese Anzahl an Nah- oder Fernwärmeanschlüssen in prozentuale Anteile um, ergibt sich die Tatsache, dass im Jahre 2021 nahezu ein Drittel (27,2 %) aller Wohnungen in Österreich an ein Fernwärmenetz angeschlossen waren und darüber primär beheizt wurden. Eine Visualisierung der Anteilsverteilung für das Jahr 2021 ist in der Abbildung 5 nach dem Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen [11] ersichtlich.

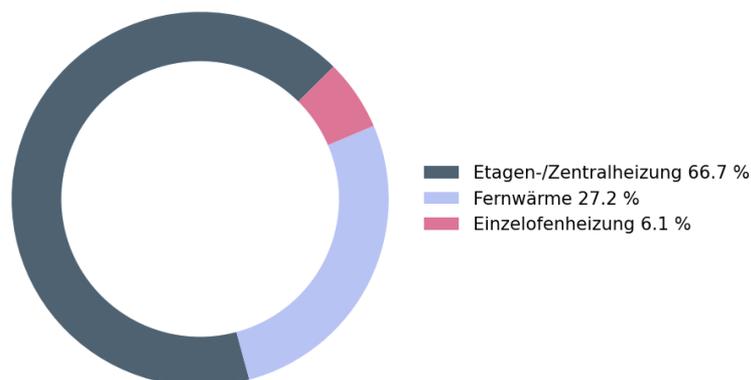


Abbildung 5: Heizungsarten von Wohnungen in Österreich für das Jahr 2021 nach dem Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen [11]

Die dominierende Art der Beheizung bildeten in diesem Vergleich jedoch die Etagen- und Zentralheizungsanlagen mit einem Anteil von 66,7%. Die Einzelofenheizungen nahmen im Jahr 2021, mit einem Anteil von 6,1 %, einen eher untergeordneten Platz ein.

Betrachtet man aber die absoluten Zahlen, dann ist erkennbar, dass durch die Anzahl an durch Nah- und Fernwärmeversorget Haushalte großes Potential für Maßnahmen zur Reduktion der Emissionen und des eigentlichen Energieverbrauches in diesem Bereich besteht. Dies beginnt zunächst bei der

Nah- und Fernwärmeerzeugung und endet bei der Nutzung dieser für die verschiedensten Zwecke. Beginnend bei der reinen Nutzung der Wärme für die Beheizung erstreckt sie sich bis hin zur Nutzung in Prozessen und der Erzeugung von Strom und/oder Kälte durch die Fernwärme. Für den nachhaltigen Betrieb dieser Nah- und Fernwärme ist die prozentuelle Verteilung der Energieträger essentiell und diese zeigt in Österreich bereits einen hohen Anteil an erneuerbaren Energieträgern.

### Fernwärmezusammensetzung Österreich

Über die Hälfte, genauer gesagt 52,4 %, der in Österreich genutzten Energie für Nah- und Fernwärmenetze im Jahr 2020 wurde laut dem Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen [11] aus erneuerbaren (biogenen) Energieträgern gewonnen. Trotz dieses hohen Anteils an erneuerbaren Energieträgern, ist die Wärmeproduktion nach wie vor stark vom fossilen Energieträger Erdgas abhängig. 34,0 % der Energie wird aus Erdgas gewonnen und der Rest entfällt auf die thermische Verwertung von Abfällen sowie die Nutzung sonstiger (fossiler) Energieträger. Die Abbildung 6 nach dem Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen [11] zeigt die prozentuale Verteilung der Energieträgeranteile an der gesamten Nah- und Fernwärmeproduktion in Österreich für das Jahr 2020.

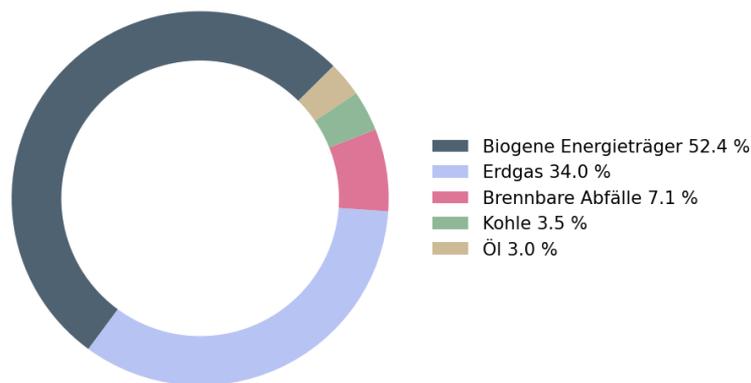


Abbildung 6: Anteile der Energieträger für die Nah- und Fernwärmeerzeugung in Österreich im Jahr 2020 nach dem Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen [11]

Durch die Integration von erneuerbaren Energieträgern trägt die Fernwärme einen entscheidenden Teil zur Wärmewende in Österreich bei und treibt diesen voran. Ein ähnlicher Trend ist auch in anderen europäischen Ländern erkennbar, da auch dort der Anteil an erneuerbaren Energieträgern für die Fernwärme einen stetigen Anstieg verzeichnete. Besonders hervorzuheben sind hierbei Länder wie Island, Norwegen, Schweden und Litauen. [11]

### Fernkälteverkauf in Österreich

Neben der seit vielen Jahren bekannten Fernwärme erfreut sich auch Fernkälte einer immer größeren Beliebtheit. Dies zeigen auch die Zahlen vom Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen [11] und der Statista GmbH [12], nach denen sich von 2015 bis 2019 ein Anstieg in der jährlich verkauften Energiemenge an Fernkälte zeigte. Die zugehörigen Zahlen sind in der Abbildung 7 ersichtlich

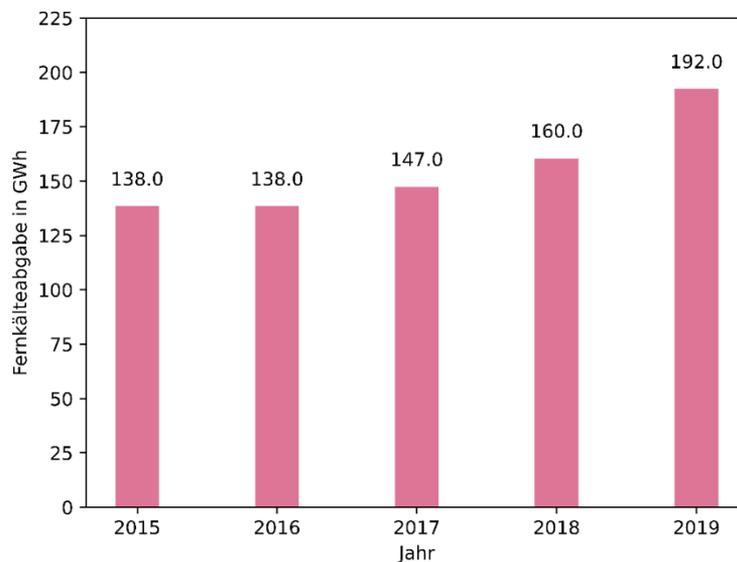


Abbildung 7: Fernkälteabgabe in GWh in Österreich nach dem Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen FGW [11] und der Statista GmbH [12]

Der größte Anstieg zeigte sich vom Jahr 2018 zum Jahr 2019. Hier stieg die jährliche Fernkälteabgabe insgesamt um 32 GWh oder 20 % im Vergleich zum Vorjahreswert an. Nach dem Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen [11] lässt sich dieser Anstieg durch folgende Hauptursachen erklären:

- Verstärkte Anschlussaktivitäten im Bereich der Fernkältenetze
- Erhöhter Kühlbedarf (gestiegene Kühlgradstunden) im Sommer 2019

### 1.2.5. Herausforderungen im Hinblick auf die Wärme- bzw. Energiewende

#### Temperaturniveau

Mit eine der größten Herausforderungen im Prozess der Wärme- bzw. Energiewende von Fernwärmenetzen ist die Senkung bzw. Anpassung des Temperaturniveaus. Erneuerbare Energietechnologien können erfahrungsgemäß effizienter in Netze eingebunden werden, wenn diese Netze ein niedriges Temperaturniveau aufweisen. [13]

Bei solchen (Fern-) Wärmenetzen so spricht man häufig von Wärmenetzen der vierten Generation. Diese Netze sind so beschaffen, dass erneuerbare Energietechnologien im Hinblick auf die Einspeisung, die Speicherung und die Entnahme mit diesen Netzen kompatibel sind und effizient genutzt werden können. Eine Chronologie der Entwicklung dieser Netze zeigt die Abbildung 8 nach Pehnt [14].

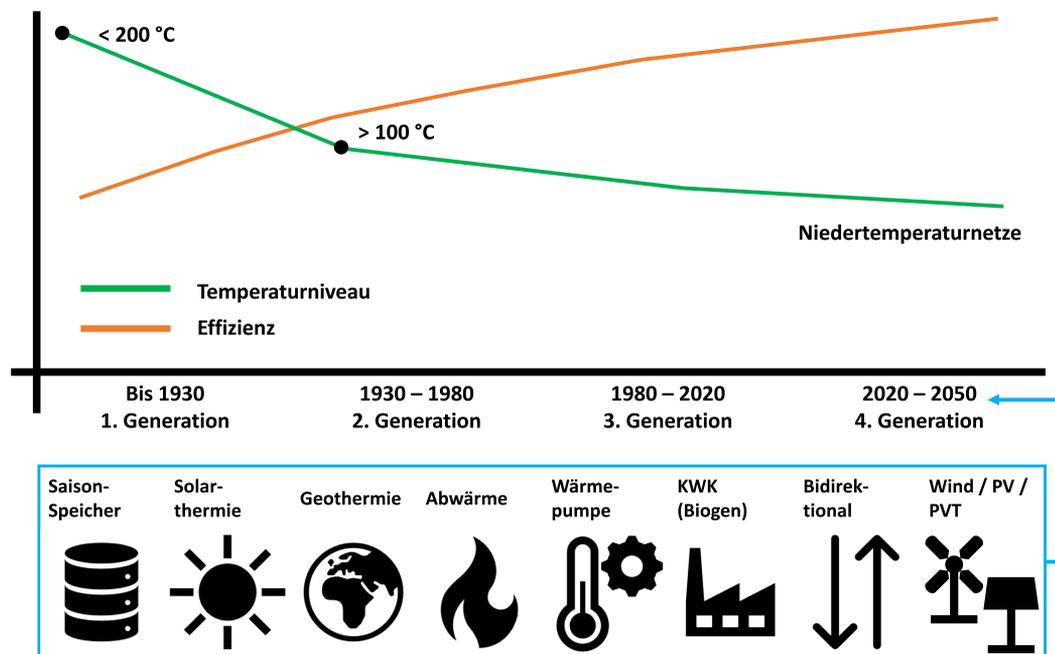


Abbildung 8: Wärmenetzgeneration und Entwicklung des Temperaturniveaus von der ersten bis zur vierten Generation nach Pehnt [14]

Visualisiert wird hierbei die Entwicklung von der ersten Generation bis hin zur vierten und aktuellen Generation an Wärmenetzen und deren Entwicklungen in den Bereichen des Temperaturniveaus und der Effizienz. Deutlich zeigt sich ein gegenläufiger Verlauf der beiden Parameter. Mit dem sinkenden Temperaturniveau zeigt sich auch eine steigende Effizienz. In der vierten Generation können durch Nutzung des niedrigen Temperaturniveaus die Schlüssel- und Energietechnologien der Zukunft, wie Solar- und Geothermie aber auch Abwärme, photovoltaische und biogene Energie sowie Windenergie kombiniert, gespeichert und zur Nutzung und Weiterverwendung (z.B. in Wärmepumpen) herangezogen werden.

Des Weiteren spielt auch die generelle Netzinfrastruktur eine entscheidende Rolle im Hinblick auf eine Transformation der Netzgeneration. Eine Reduktion der Vorlauftemperatur des Fernwärmenetzes führt, bei gleichbleibender Kapazität bzw. Leistung des Netzes, unweigerlich zu einer Steigerung des Massenstromes innerhalb des Systems. Neben den Unter- bzw. Verteilstationen muss auch das Rohrnetz mit dem zwangsläufig höheren Massenstrom arbeiten können, ohne dass es hydraulische, strömungstechnische oder sicherheitstechnische Einschränkungen gibt. [15]

Burkhardt und Blesl [16] beschreiben, diese Transformation der Netze und der Versorgung als weitestgehend planerische und strategische Aufgabe. Diesbezüglich liegen in Deutschland auch schon Richtlinien und Vorgangsweisen mit einer schrittweisen Temperaturreduktion auf ein Temperaturniveau von bis zu  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  vor. Besonders in Bestandsnetzen stellt sich eine Temperaturreduktion als Herausforderung dar. Diese Herausforderungen zeigen sich im Speziellen bei Anschlüssen mit nicht absenkbareren Prozesswärmebedarfen. In solchen Fällen sind nach Burkhardt und Blesl [16] Überlegungen hinsichtlich einer Netzabtrennung oder Bildung von Teilnetzen anzustellen.

### Netzverluste

Netzverluste gewinnen immer weiter an Bedeutung. In der Vergangenheit wurde ihnen eine eher untergeordnete Bedeutung zugemessen, da in vielen Fällen die eingespeiste Wärme oft als Neben- oder

Abfallprodukt verfügbar und dementsprechend preisgünstig war. Mit dem Ausstieg aus fossilen Brennstoffen und der Erschließung neuer Energiequellen für die Fernwärmeproduktion, werden Verluste zu einem entscheidenden Faktor und dies sowohl in energetischer als auch monetärer Hinsicht. [17]

### **Wirtschaftlichkeit**

Neben den technischen Potentialen sind auch finanzielle Anreize im Bereich der Wärmewende nicht zu vernachlässigen. Trotz der hinlänglich bekannten Vorteile von Temperaturreduktionen zeigen diese in aktuellen Netzkonfigurationen nur geringe Verbesserungen in der Wirtschaftlichkeit. Eine Steigerung der Wirtschaftlichkeit ist somit auch schwieriger zu quantifizieren. Aus diesen niedrigen Auswirkungen auf die Wirtschaftlichkeit rühren auch die fehlenden finanziellen Anreize für die Gebäudeeigentümer und Bauträger her, entsprechende Maßnahmen in Richtung einer Temperaturabsenkung vorzunehmen. Somit verkümmert das Potential von Niedertemperaturwärmequellen gegenüber dem der Hochtemperaturquellen und es ist mit sogenannten Lock-in-Effekten (Geringer Änderungswunsch der Wärmenetz-Kunden) zu rechnen. [18]

### **Bedarfsprofile**

Neben den technisch-wirtschaftlichen Herausforderungen hinsichtlich der Temperaturen und der Einbindung nachhaltiger Energieträger, ist auch das aktuelle und künftige Nutzer\*innenverhalten sowie deren Bedarfsprofile eine Herausforderung im Bereich der Planung und Regelung, aber auch eine Chance für die Bereiche Optimierung und synergetische Nutzung von Erneuerbaren Energieträgern.

### **Fernkälte und steigender Kältebedarf**

Die immer heißer werdenden Sommer und die damit einhergehenden und langanhaltenden Hitzeperioden verschärfen zunehmend die Situation hinsichtlich der Kältebereitstellung. Neben den großen und industriellen Kunden, welche teilweise einen konstanten Kältebedarf über das Jahr aufweisen, kommen Abnehmer wie z.B. Bürobauten und Einkaufszentren mit saisonalem Kältebedarf hinzu. Dies erfordert eine entsprechende Netz- und Erzeugungsinfrastruktur. Besonders hinsichtlich der Leitungsinfrastruktur ist bei der Fernkälte zu beachten, dass aufgrund der geringeren Temperaturdifferenz (zwischen Vor- und Rücklauf) im Leitungsnetz größere Rohrdimensionen benötigt werden. [19]

## **1.2.6. Motivation und Potential für Fernwärme**

Aus den vorangegangenen Abschnitten geht hervor, dass in der Fernwärme bzw. Fernwärmeversorgung große Potentiale liegen, jedoch neue Entwicklungen und Lösungen notwendig sind, um merklich positive Beiträge zur Wärmewende und zur Erreichung der Klimaziele und Reduktion der CO<sub>2</sub> – Emissionen zu leisten.

Die Transformation zu einem nachhaltigen, auf erneuerbaren Energien basierenden Energiesystem erfordert innovative Lösungen für die Wärme- und Kälteversorgung in urbanen Gebieten. Das Projekt ExTra verfolgt das Ziel, die Effizienz und Flexibilität von Fernwärmenetzen durch die Einführung neuartiger Technologien maßgeblich zu steigern. Im Fokus stehen hierbei die Rücklaufabsenkung, die nicht nur die Netzverluste um bis zu einem Drittel reduziert, sondern auch eine erhebliche Kapazitätserhöhung von bis zu 30 % ermöglicht. Diese Maßnahmen sind entscheidend, um die Transportkapazität und die Speicherfähigkeit bestehender Fernwärmesysteme zu verbessern.

Durch den Einsatz von Exergietrafos, die sowohl Kälte als auch Wärme bereitstellen können, wird eine erhöhte Netzflexibilität erreicht, die es ermöglicht, saisonal variierende Bedarfe effizient zu decken.

Das Konzept sieht vor, thermische Antriebe durch Fernwärme zu nutzen und die Eignung dieser Technologien in unterschiedlichen Betriebsmodi zu evaluieren—vom Sommerbetrieb zur Klimatisierung bis hin zur Co-Generation von Heizwärme und Kälte. Dadurch wird nicht nur die Wirtschaftlichkeit durch eine höhere jährliche Ausnutzung gesteigert, sondern auch die spezifischen Investitionskosten gesenkt. Das Projekt zielt darauf ab, durch die Integration dieser Technologien die Verluste im Netz zu minimieren und gleichzeitig eine zuverlässige und flexible Bereitstellung von Kälte und Wärme zu gewährleisten. Diese Forschungsarbeit soll entscheidende Erkenntnisse liefern, um die nachhaltige Fernwärmeversorgung in städtischen Gebieten weiter voranzutreiben und die Basis für zukünftige Innovationen zu schaffen.

### **1.3. Entwicklungen in der Absorptions- und Ejektortechnologie**

#### **1.3.1. Absorbertechnologie**

Bereits im Jahr 1982 wurden in einer amerikanischen Patentschrift von Alefeld [20], welche mehrstufige Absorptionskreisläufe zur Deckung unterschiedlicher Energieerfordernisse fokussiert, eine Vielzahl von Schaltungen mit einem ersten und einem zweiten Arbeitsmittel vorgeschlagen. Die Arbeit von Heppenstall [21] bietet hingegen einen generellen Überblick über Absorptionswärmepumpen inklusive deren Funktion, den praktischen Herausforderungen sowie einen Vergleich zu Kompressionskältemaschinen. Des Weiteren wird eine Marktübersicht für beide Systeme geboten.

Der 1988 erschienene Übersichtsbeitrag von Stephan [22] thematisiert die Wärmtransformation unter Anwendung der Absorptionstechnologie, um beispielsweise Abwärmern (von z. B. 80 °C) auf industrielle Nutzwärme (von z. B. 120 °C) umzuwandeln. Diese Funktion wird auch als Booster-Funktion bezeichnet. Der Beitrag zeigt ein interessantes und teils wenig erforschtes Anwendungsgebiet der Absorptionstechnologie auf. Eine Bewertung hinsichtlich der Faktoren, welche im Speziellen die Performance einer Wasser-Lithiumbromid-Absorptionswärmepumpe beeinflussen, wurde von Eisa [23] durchgeführt. Es zeigte sich, dass der COP mit zunehmender Generator- und Verdampfertemperatur stieg und mit steigender Absorber- und Kondensatortemperatur fiel. Weiteres zeigte sich, dass Wärmetauscher und hier vor allem Lösungsmittelwärmetauscher deutliche Gesamtleistungsverbesserungen mit sich brachten. Ähnliche Ergebnisse konnten auch Vega et al. [24] durch den Einsatz von Plattenwärmetauschern in H<sub>2</sub>O/LiBr Absorptionskältemaschinen nachweisen. Hier steigerten sich die Effizienz sowie auch die Wirtschaftlichkeit. Die Performance und deren Einflussfaktoren waren auch Gegenstand der Untersuchungen von Ibarra-Bahena und Romero [25]. So zeigten Sie, dass die Leistung des Absorbers essentiell für die Gesamtauslegung und die Effizienz der Absorptionswärmepumpe ist. Hinsichtlich der Konstruktion bilden die Heiz- oder Kühlanwendung den entscheidenden Faktor.

Eine weitere Performancesteigerung bietet die von Plura [26] beschriebene Zweistufigkeit des Absorptionsprozesses, welche neben der Effizienzsteigerung auch die Erweiterung der Anwendungsfelder mit sich bringt. Dies wurde im Zusammenhang mit Absorptionskältemaschinen in einer Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung untersucht und auch Lickrastina et al. [27] untersuchten den Einsatz einer Absorptionswärmepumpe in Kombination mit einer erdgasbetriebenen Kraft-Wärme-Kopplung in einem Fernheizwerk. Die Absorptionsmaschine wurde hierbei für die Rückgewinnung der niederwertigen Wärme und zur Steigerung der Gesamteffizienz eingesetzt. So konnte der Brennstoffverbrauch des Kraftwerks gesenkt werden und damit einhergehend sanken auch die Kosten sowie Schadstoffemissionen. In einer umfassenden Studie von Krottil et al. [28] wird die gekoppelte Kraft-, Wärme- und Kälte-Versorgung mit

Bioenergie behandelt, wobei die verbesserten Chancen einer bioenergiebetriebenen Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen durch den Einsatz thermisch betriebener Kälteanlagen aufgezeigt werden. Das 2012 erschienene Patent [29] zeigt ein Verfahren zur Kraft-, Wärme- und Kälte-Erzeugung auf Basis eines Absorptionskreislaufes. Eine Übersicht der Absorptionstechnologie und dessen Varianten wird in dem Buch [30] aufgezeigt und bietet außerdem einen Überblick über Absorptionssysteme, die am Markt verfügbar oder Gegenstand von Entwicklungen sind, wobei die Anwendungsgebiete Kühlung, Heizung Heißwassererzeugung, Entsalzung und Stromerzeugung angesprochen werden.

Mit der Zweistufigkeit von Absorptionswärmepumpen bzw. Absorptionskältemaschinen ergeben sich zahlreiche Varianten, welche von der Serienschaltung zweier einstufiger Prozesse über die Verdoppelung der Verdampfung (Twin-Design) bis hin zu einer Desorption mit einem internen kaskadischen Wärmetauscher (Double-Effect oder Double-Lift) reicht. Talpada und Ramana [31] beschreiben ebenfalls Modifikationen wie den Doppel-Effekt und einen Semi-Generator-Absorber-Lösungsmittelwärmetauscher. Ebenso gehen sie auf den COP einer Absorptionskältemaschine ein, welcher durch die Kombination der Absorptionsmaschine mit anderen Kältekreisläufen (Kompressionskälte- und Ejektor-Kältekreisläufe) Verbesserungen erfährt. Diese Verbesserungen werden auch dringend benötigt, damit Absorbersysteme eine Alternative zu den Kompressionssystemen darstellen können. Nikbakhti et al. [32] untersuchten eben diese Wettbewerbsfähigkeit und COP-Verbesserungen sowie die dazu benötigten Technologien bzw. Techniken. Der kommerzielle Erfolg wurde durch die niedrigen Leistungszahlen und großen Platzbedarfen verhindert. Die untersuchten Strategien umfassten neben den Modifikationen des Kreislaufdesigns auch Wärmerückgewinnungsmethoden, Entwicklung neuer Stoffpaarungen, die Erweiterung mit neuen Komponenten sowie die Optimierung der Betriebsbedingungen. Einen Überblick über die Optimierung von Absorptionswärmepumpen auf Basis von Finite-Zeit-Thermodynamik wurde von Armand Ngouateu Wouagfack et al. [33] erstellt und die Methoden wurden beleuchtet.

Volpato et al. [34] untersuchten etablierte Systemkonfigurationen und schlugen optimiertere Konfigurationen mit höherem COP vor. Es wurden die wichtigsten Absorptionssystemkonfigurationen (Einzel-, Halb-, Doppelleffekt- und GAX-Systeme) betrachtet und Konfigurationen mit einer COP-Steigerung von mehr als 3 % im Vergleich zu Einzelsystemen vorgeschlagen. Die neuen Konfigurationen wurden durch Optimierung des Designs jeder Konfiguration mit Hilfe der HEATSEP-Methode entwickelt, die alle möglichen internen thermischen Wechselwirkungen berücksichtigt.

Optimierungen über die Verwendung von neuen Arbeitsstoffpaaren wurden von Ji et al. [35] untersucht. Es wurden diverse neue binäre/ternäre Arbeitsstoffpaar-Kombinationen erforscht, darunter auch solche mit ionischen Flüssigkeiten, die potenziell als Alternativen zu den kommerziellen  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ - und  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Paaren in Frage kommen. Arbeitsstoffpaare, welche auf ionischen Flüssigkeiten basieren, haben in den letzten zehn Jahren aufgrund ihrer vorteilhaften Eigenschaften gegenüber herkömmlichen Lösungsmitteln große Aufmerksamkeit erlangt. Der Beitrag von Richter [36] fokussiert die mögliche Betriebsweise von  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ -Anlagen zur Kälteerzeugung sowie zur Temperaturerhebung von einem ansonst nicht nutzbareren Temperaturniveau in der Wärmeversorgung. Gemäß dieser Studie sind dafür nur einfache schaltungstechnische und regelungstechnische Modifikationen erforderlich. Dies bildet wieder den Konnex zu den oben beschrieben und notwendigen Modifikationen. In der Arbeit von Mirl et al. [37] wird ein einstufiges  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  System zur Rücklauf Temperaturabsenkung in Fernwärmesystemen betrachtet. Die Fähigkeit des Kältemittels Ammoniak bei Temperaturen unterhalb von  $0\text{ }^\circ\text{C}$  zu operieren kommt beim Fall der Rücklauf Temperaturabsenkung nicht zum Tragen.

Die Ammoniakanwendung erfordert apparatemäßig einen Dephlegmator und das Kältemittel ist problematisch. Ein vorgeschlagenes Hybridsysteme nach Kaushik et al. [38] verbindet die mechanische Kompression mit der Absorption und verspricht eine Effizienzsteigerungen, welche aber experimentell validiert und betrieblich implementiert werden muss. Wu et al. [39] behandeln hingegen allgemein die Absorptionstechnologie zum Heizen, auch im Vergleich zur gängigen Praxis, und zeigt u. a. den Absorption Heat Exchanger Prozess (AHE), in der Form eines einfachen Einstufen-Prozesses, zur Absenkung der Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes.

Huicochea [40] beschreibt in seiner Arbeit eine neuartige und fortschrittliche Absorptionswärmepumpe für die Nutzung von geringwertiger Abwärme für die gleichzeitige Bereitstellung von Heiz- und Kühlenergie. Besonderheit hierbei sind die drei Druckstufen und ein COP von 0,68 wenn der Verdampfer für die Kühlung eine höhere Wärmelast als der Verdampfer für die Wärmebereitstellung hat. Eine weitere Besonderheit stellt die Verwendung von Wasser/Lithiumbromid als Arbeitsstoffpaar dar, bei dem Kühltemperaturen von 14 °C bis 20 °C und Heiztemperaturen von 80 °C bis 106 °C erreicht werden können.

Bei Betrachtung von reinen Fernwärmesystemen zeigen die Ausführungen von Seidnitzer-Gallien et al. [41], dass die Absorptionssysteme in Form von Absorptionswärmetauscher, Kältemaschinen und Wärmepumpen zu Optimierungen von Fernwärmesystemen führen, indem diese die Wärmekapazität steigern, Netzverluste reduzieren und erneuerbare Energie einbinden. Die Untersuchungen zeigen, dass ein Absorptionswärmetauscher (AHX) die Wärmekapazität eines Fernwärmenetzes durch Unterkühlung der primären Rücklauftemperatur um 20 % bis 30 % erhöhen kann, ohne die primären Bedingungen zu ändern. Weiters ermöglicht der AHX die Einbindung von erneuerbaren Energiequellen oder industriellen Abwärmern in das Fernwärmesystem durch die Rücklauftemperaturabsenkung. Bei der Betrachtung von Absorptionskältemaschinen führen Seidnitzer-Gallien et al. [41] aus, dass diese den Strombedarf und die zugehörigen CO<sub>2</sub>-Emissionen senken und dabei Vorteile wie Einfachheit, Teillastfähigkeit und geringe Geräuschemissionen bieten können. Die Abbildung 9 zeigt den Absorption Heat Exchanger (AHE) Prozess, in der Form eines einfachen Einstufen-Prozesses, zur Absenkung der Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes nach Wu et al. [39]

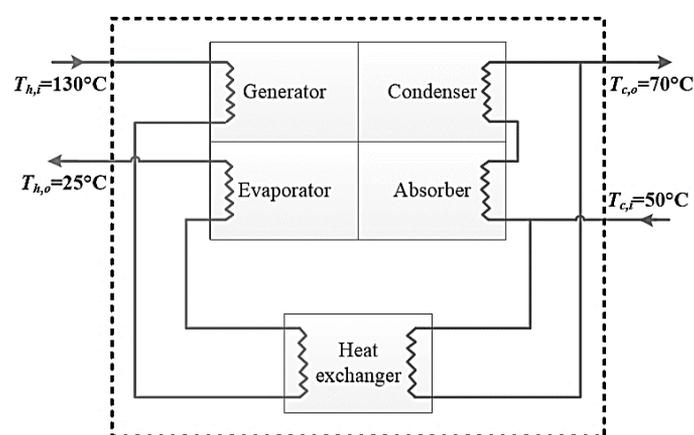


Abbildung 9: Schema eines Absorptionswärmetauschers nach Wu et al. [39]

Insgesamt kann man aus den Veröffentlichungen eine Zunahme am Interesse an der Absorptionstechnik herauslesen. Verbesserungsmaßnahmen für Weiterentwicklungen werden angeführt. Neben der Anwendung in Wärmenetzen sind auch die Anwendungen in biomassegefeuerten Heizanlagen und Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen von Interesse.

### 1.3.2. Ejektortechnologie

Einen umfassenden Bericht über die Entwicklungen in der Ejektortechnologie liefern Riffat et al. [42]. Es werden darin die Entwicklungen der Ejektortechnologie einschließlich der Verwendung natürlicher Arbeitsstoffe und Anwendungen mit verschiedenen Wärmequellen dargestellt. Bei den Wärme- bzw. Energiequellen wurden erneuerbare und niederwertige Energiequellen (z.B. Solarenergie) begutachtet. Neben der theoretischen Untersuchung wurde auch eine experimentelle Untersuchung der Ejektorleistung durchgeführt. Bei der Untersuchung von Arbeitsstoffpaaren wurden Wasser, Halogenkohlenwasserstoffverbindungen und LiBr-H<sub>2</sub>O. Weiterer Gegenstand der Untersuchungen waren solarbetriebene Ejektoren zur Kühlung, Absorptions-Ejektor-Hybridsysteme, Adsorptions-Ejektorsysteme und Systeme mit Ejektor/Mechanik-Kompressor. Rahamathullah et al. [43] führten ähnliche Arbeiten und Untersuchungen durch und liefern in ihrem Bericht einen Überblick über die historischen und aktuellen Entwicklungen bei Ejektorsystemen, einschließlich ihrer Anwendungen, der Leistungsverbesserung und des aktuellen Stands der Forschung in diesem Bereich. Als wesentliche Schlussfolgerung liefern sie, dass sich die jüngste Forschung zwar auf die Computermodellierung konzentriert hat, jedoch mehr experimentelle und groß angelegte Arbeiten erforderlich sind, um die realen industriellen Anwendungen von Ejektoren besser zu verstehen. Aidoun et al. [44], [45] betrachteten Fortschritte bei der Modellierung von Ejektoren, Experimente und Anwendungen für Kälte- und Wärmepumpen für Einphasen und Zweiphasen Ejektoren. Bei der Arbeit zu Einphasen-Ejektoren wurden konventionelle und verbesserte Ejektor-Kältekreisläufe betrachtet. Hinzu kamen auch Systeme bei denen Ejektoren allein oder in Kombination mit anderen Komponenten eingesetzt sind. Der Schwerpunkt lag dabei auf den Fortschritten bei der Konstruktion, dem Betrieb und der Leistung von thermisch aktivierten Einphasen-Ejektoren. Es zeigte sich, dass Ejektoren, die in Kältesystemen eingesetzt werden, wegen der Wärmerückgewinnung bei niedrigen Temperaturen und der verbesserten Energieeffizienz wieder in den Mittelpunkt des Interesses gerückt sind. Bei der Arbeit zu Zweiphasen-Ejektoren wurden Konstruktion, Funktionsweise, Leistung und Anwendungen, insbesondere im Zusammenhang mit Kälte- und Wärmepumpensystemen untersucht. Hierbei zeigte sich, dass Zweiphasen-Ejektoren eine wichtige Rolle in Dampfkompensationssystemen sowie Industrieprozessen spielen. Es sind auch weitere Validierungsarbeiten notwendig, da die Zahl an theoretischen und numerischen Studien über Zweiphasen-Ejektoren größer ist als die der experimentellen Untersuchungen. Im Besonderen haben die geometrischen Parameter des Ejektors (Flächenverhältnis, Position des Düsenausgangs und Mischstreckenlänge) haben einen großen Einfluss auf die Leistung des Ejektors.

#### **Dampfstrahlanlagen zur Rücklauf Temperaturabsenkung**

Die wirtschaftliche Anwendung des Ejektors in Dampfstrahlkälteanlagen setzt im Allgemeinen billigen Abdampf mit einem ausreichenden Druck voraus. Die aufschlussreichen Ergebnisse über Konzepte, Erfahrungen und realisierte Anlagen mit Dampfstrahlkältemaschinen betreffen ausschließlich dampfbetriebene, kraftwerksnah versorgte, Dampfstrahl-Kälteanlagen, mit Dampftemperaturen von 124 °C bis 143 °C [46].

Abbildung 10 zeigt eine Dampfstrahlanlage („active heat exchanger“) als Übergabestation zur Absenkung der Rücklauf Temperatur in Fernwärmesystemen nach dem Konzept von Fang [47]. Beachtenswert ist die niedrige Fernwärme-Vorlauf Temperatur von 80 °C, aber auch die niedrige Temperatur auf der sekundären Heizseite (VL/RL = 35/28 °C).

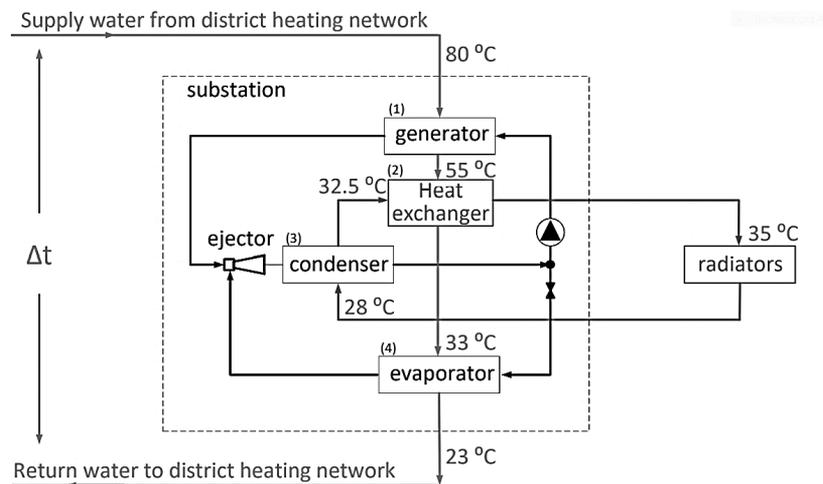


Abbildung 10: Schema eines Ejektorprozesses zur Absenkung der primären Rücklauf­temperatur in einem Fernwärmenetz nach Fang [47]

Im Experiment konnte eine Fernwärme-Rücklauf­temperatur von 26,3 °C erreicht werden. Eine weitere Studie [48] gibt die bevorzugten Kältemittel mit R152a und R1234yf für Niedertemperatur-Heizsysteme und mit R245fa und R600 für die übrigen Heizsysteme an.

### Dampfstrahlanlagen zur Kälteerzeugung

Abbildung 11 zeigt das vereinfachte Schaltbild einer Dampfstrahlkälteanlage, mit einem Dampferzeuger und z. B. einer solaren Beheizung nach Izuba [49]. Der Treibdampf 1, saugt im Strahlverdichter den Niederdruckdampf 2 aus dem Verdampfer, in welchem die Kühlung erzeugt wird, ab und verdichtet das Dampf­gemisch 5, welches sich im Kondensator unter Wärmeabgabe verflüssigt. Bei einer reinen Kälteanlage erfolgt die Wärmeabgabe an die Umgebung. Bei der Verwendung von Dampf als Kältemittel stehen zumindest Anlagenteile unter Unterdruck, wie bei der H<sub>2</sub>O/LiBr-Absorptionskältemaschine.

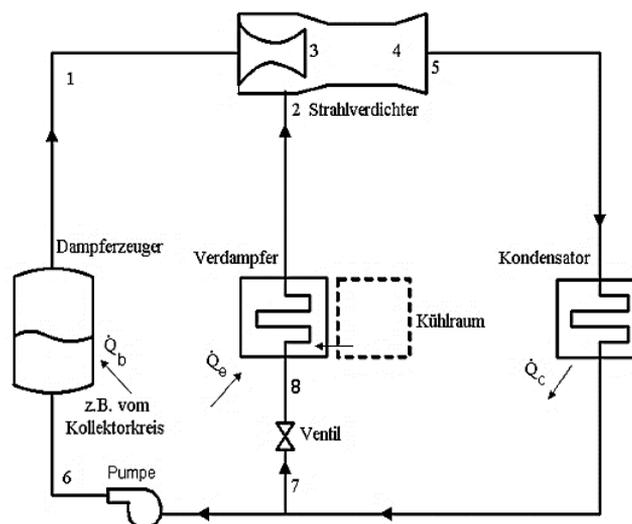


Abbildung 11: Schema einer Dampfstrahlkälteanlage mit einem Dampferzeuger nach Izuba [49]

### Heißwasserstrahlanlagen für andere Anwendungen

In den 1970er-Jahren wurde von Frenzl [50] diese spezielle Ejektoren-Technologie angewendet, um Überschall-Windkanäle anzutreiben, der luftansaugende Ejektor wurde von Heißwasser aus einem

Speicher angetrieben (ca. 70 bar). Gemäß der Veröffentlichung hat der Heißwasserejektor nennenswert kleinere Mischverluste als der übliche Dampfejektor. Über weitere Anwendungen ist wenig bekannt.

## **1.4. Bewertung von Technologien in Fernwärmenetzen**

### **1.4.1. Exergo-ökonomische Analyse**

Mit den verschiedenen Technologien im Bereich der Fernwärmenetze geht auch der Ruf nach Bewertungen hinsichtlich der technisch ökonomischen Parameter einher. Verda und Fausone [51] behandeln die exergoökonomische Analyse von Fernwärmesystemen zur Optimierung der Netzgestaltung und des Netzausbaus am Beispiel des Turiner Fernwärmenetzes. Zu den Hauptüberlegungen der Planung gehören die Auswahl der anzuschließenden Gebiete und die Festlegung von Planungsvariablen (Rohrdurchmesser, Pumpenstandorte) mit dem Ziel, den Primärenergieverbrauch zu minimieren.

Im Forschungsbericht von Wu et al. [52] wird ein neuartiges Fernwärmeverbundwerk mit einer Absorptionswärmepumpe vorgeschlagen und analysiert. Ziel ist es, den Nettogewinn zu maximieren und die Amortisationszeit zu minimieren, indem die Nutzung von geothermischem Wasser und primärem Versorgungswasser kaskadiert wird. Es wurden die Auswirkungen der Parameter des geothermischen Wassers und des primären Speisewassers auf die Systemleistung untersucht. Weiters wurde eine Exergieverlustanalyse durchgeführt, um die Komponenten mit den größten Exergieverlusten unter den optimalen Betriebsbedingungen zu ermitteln. Als Output konnte ein System erreicht werden, welches einen Nettogewinn von 16,22 Mio. \$ über seine Lebensdauer und eine minimale Amortisationszeit von 2,2 Jahren hatte. Bei optimalem Massenstrom des primären Speisewassers von 46,16 kg/s ergab sich ein COP von 1,85 und eine Exergieeffizienz von 59,81 %. S. Mahmoudi et al. untersuchten die Leistung und Wirtschaftlichkeit von drei unterschiedlichen einstufigen Absorptionswärmesystemen mit Hilfe einer thermodynamischen Analyse und multikriteriellen Optimierung, um den optimalen Auslegungspunkt zu bestimmen. Nérot et al. führten eine Analyse der technischen, wirtschaftlichen und ökologischen Performance von Absorptionskältemaschinen in einem Fernwärmenetz der dritten Generation durch, welche zur Deckung des Kältebedarfs herangezogen wurden. Als Vergleichssysteme dienten einzelne Kältemaschinen und es wurde ein gemischt-ganzzahlig lineares Optimierungsmodell mit Daten aus Frankreich verwendet. Der Einsatz von Absorptionskältemaschinen führt im Durchschnitt zu einer Senkung der Energiekosten für die Raumkühlung um 3,6 % im Vergleich zur Verwendung einzelner Kältemaschinen.

Dass der Desorber bzw. Generator eines Absorptionssystems die Komponente mit der höchsten Exergievernichtung ist, beschreiben Martínez und Rivera [53] bei ihren Untersuchungen zur Energie- und Exergieanalyse eines mit Wasser-Lithiumbromid betriebenen Doppelabsorptionswärmesystems für Fernwärmeanwendungen. In etwa 40 % der gesamten Exergievernichtung sind auf den Desorber bzw. Generator zurückzuführen weshalb hier eine genaue Auslegung und Optimierung entscheidend ist.

Eine thermodynamische Analyse einer Wasser-Lithiumbromid-Absorptionskältemaschine, welche die Abwärme einer Dampfturbine der Zuckerindustrie als Wärmequelle nutzt wurde von Kumar et al. [54] durchgeführt. Es zeigte sich, dass ein geringeres Umwälzverhältnis und eine niedrigere Kühlmittlein-

trittstemperatur die Leistungszahl (COP) des Systems erhöhen können. Eine Energie-, Exergie- und Umweltanalyse eines Verbund-Ejektor-Wärmepumpensystems von Al-Sayyab et al. [55] umfasst neuartiges, mit PV/T betriebenes Ejektor-Wärmepumpensystem für die gleichzeitige Kühlung von Rechenzentren und die Rückgewinnung von Abwärme für Fernwärmenetze. Weiters wird die Leistung des Systems mit verschiedenen Kältemitteln mit geringerem Treibhauspotenzial (GWP) bewertet. Es zeigt sich, dass das neuartige System für alle getesteten Kältemittel erhebliche Leistungsverbesserungen im Vergleich zu herkömmlichen Systemen aufweist. Der COP im Kühlfall (COPC) wurde im Vergleich zu einer herkömmlichen R134a-Wärmepumpe um 15 % bis 54 % verbessert, wobei das Kältemittel R515B die deutlichste COPC-Verbesserung (54 %) und COPH-Verbesserung (49 %) zeigte. Zusätzlich wies R515B unter allen untersuchten Kältemitteln die geringste Exergiezerstörung und die höchste Exergieeffizienz auf.

### **1.4.2. Multikriterielle Optimierung MOO**

Es zeigt sich, dass die energetische, exergetische sowie ökonomische Analyse von Systemen unerlässlich ist, um Schwächen in den Systemen und Komponenten zu erkennen und weitere Potentiale aufzuzeigen. Eine solche Analyse kann durch eine multikriterielle Optimierung unterstützt und erweitert werden. Der von Sindhya [56] publizierte Bericht bietet eine Einführung in das Gebiet der multikriteriellen Optimierung (multi objective optimization MOO), die in der Industrie zunehmend an Bedeutung gewinnt, und stellt diese vor. Farzane und Alireza [57] liefern einen weiteren und detaillierteren Überblick über multikriterielle Optimierungsprobleme und Algorithmen, einschließlich Diskussionen zu den Benchmark-Problemen und Qualitätsmaßen, die zur Bewertung dieser Algorithmen verwendet werden. Die Anwendung der multikriteriellen Optimierung zeigen Xie et al.[58] mit der Betrachtung eines integrierten Abwärmennutzungssystems, welches Absorptionskälte und einen Kalina-Prozess kombiniert. Die thermische Effizienz, die Kosten und die Umweltauswirkungen des Systems wurden bewertet. Das beschriebene Optimierungsmodell war in der Lage, die Zielkonflikte zwischen thermischer Effizienz, Kosten und Umweltauswirkungen angemessen zu berücksichtigen und die ermittelte optimale Lösung wies einen um 9,34 % höheren thermischen Wirkungsgrad und eine um 9,53 % geringere Umweltbelastung auf, was jedoch mit 3,03 % höheren jährlichen Gesamtkosten einherging. Weiters hatte das System im Vergleich zu den einzelnen Kalina-Prozessen auf der Grundlage der Lebenszyklusanalyse eine geringere Umweltbelastung. Abbaspour et al.[59] stellten ein thermodynamisches Modell und eine multikriterielle Optimierung eines einfachwirkenden Lithiumbromid-Wasser-Absorptionskältesystems vor, um dessen Leistungszahl (COP), Exergieeffizienz und Gesamtkosten zu verbessern. Es ergab sich eine Verbesserung des COP um etwa 75 %, Verbesserung des exergetischen Wirkungsgrads um 47 % und eine Senkung der Gesamtkosten des Systems um 12 %. Von Ahmadi et al. [60] wurde ein thermodynamisches Modell einer Kraft-Wärme-Kopplungsanlage (KWK) in einer Papierfabrik entwickelt. In weiterer Folge wurde eine multikriterielle Optimierung zur Maximierung des exergetischen Wirkungsgrads und zur Minimierung der Kosten und CO<sub>2</sub>-Emissionen eingesetzt. Es zeigte sich, dass mit steigender Exergieeffizienz die Anschaffungskosten für die Ausrüstung und der Gesamtkostensatz der Anlage steigen. Dincer et al. [61] erläuterten wie man Kühlsysteme umfassend modelliert und optimiert, indem man Zielfunktionen definiert, die multikriterielle Optimierung anwendet und Sensitivitätsanalysen durchführt, um die besten Entwurfsparameter zu ermitteln. Aufgrund der Entwicklungen im Bereich multikriterieller Optimierung und den damit verbundenen Vorteilen und Potentialen wurde diese Methodik in Kombination mit der exergo-ökonomischen Analyse auch für das gegenständliche Projekt herangezogen und wird im Kapitel 3 detaillierter behandelt.

## 2 Bedarfs- und Abnehmerprofile

Das Projekt ExTra hat sich zum Ziel gesetzt, typische Bedarfs- und Abnehmerprofile auf Basis bestehender Wärme- und Kälteverbrauchsdaten für die Sommer-, Winter- und Übergangszeit abzubilden. Dazu wurden zwei Base-Case Fälle auf Basis von verfügbaren Messdaten aus dem Wiener Wärme- bzw. Kältenetzen definiert. Die Messdatenaufnahme, die Analyse der Verbraucherdaten und die Ableitung typischer Lastprofile erfolgte u.a. im Zuge einer vom Projekt ExTra wissenschaftlich begleiteten Masterarbeit mit dem Titel „Typische Wärme- und Kältelastgänge urbaner Abnehmer“. [62] In den nachfolgenden Kapiteln werden Problemstellung, Ziele, Ergebnisse und Analysen bzgl. Bedarfs- und Abnehmerprofile in urbanen Gebieten diskutiert.

### 2.1. Einleitung & Problemstellung

Um die in Kapitel 3 im Bereich der Fernwärme und Fernkälte mit Hinblick auf Neuerungen und Optimierungen analysieren und schlussendlich einsetzen zu können, bedarf es grundsätzlich der Erlangung von Kenntnissen über konkrete, zeitlich aufgelöste und anwendungsspezifische Bedarfs- und Abnehmerprofile, um die Brücke zwischen Erzeugung und Verbrauch bzw. Bedarf schlagen zu können. Gerade im Hinblick auf die Bedarfs- und Abnehmerprofile im städtischen Bereich fehlen, trotz bekannter Jahreskennzahlen und aggregierter Bedarfe, Angaben zu klaren Jahreslastprofilen. [62]

Ohne detaillierte Informationen über den tatsächlichen Wärme- und Kältebedarf einzelner Gebäude oder Quartiere können Netzbetreiber die Versorgung nicht effizient steuern, was zu Über- oder Unterversorgung sowie erhöhten Kosten führt. Gleichzeitig erschwert es die Integration erneuerbarer Energien und die Reduktion von CO<sub>2</sub>-Emissionen, da der Energieeinsatz nicht bedarfsgerecht angepasst werden kann. Zudem fehlen wichtige Daten für die Langzeitplanung, um Investitionen in die Netzinfrastruktur zielgerichtet zu gestalten.

### 2.2. Ziele

Die Ziele in Bezug auf die Bedarfs- und Abnehmerprofile umfassen die nachfolgend gelisteten Punkte:

- Abbildung typischer Bedarfs- und Abnehmerprofile auf Basis bestehender Verbrauchsdaten für Wärme und Kälte für die Sommer- Winter- und Übergangszeit.
- Definition von min. zwei Base-Case Fällen auf Basis von bestehenden Wärme- bzw. Kältenetzen
- Definition von Optimierungspotentialen bzw. Einsatzgrenzen bei der Integration der Absorptions- und Ejektor-technologie

## 2.3. Datengrundlage

Für eine präzisere Analyse der Bedarfsprofile wurden anonymisierte Monitoringdaten von unterschiedlichen Verbrauchern in Fernwärme- und Fernkältenetzen herangezogen. Diese Daten ermöglichen es, das individuelle Verbrauchsverhalten genauer zu untersuchen, ohne die Privatsphäre der Nutzer zu gefährden. Dabei werden wichtige Parameter wie Lastspitzen, Verbrauchsschwankungen und saisonale Unterschiede berücksichtigt, um eine detaillierte Bewertung der Energiebedarfe zu ermöglichen und potenzielle Optimierungsmöglichkeiten in der Netzsteuerung zu identifizieren.

Die betrachteten Daten der Verbraucher gliederten sich in die folgenden Verbraucherkategorien:

- Bürogebäude
- Krankenhaus

Für diese verschiedenen Verbraucherkategorien lagen sowohl für das Fernwärme als auch für das Fernkältenetz folgende Daten in 15-Minuten-Intervallen vor:

- Vorlauftemperatur in °C
- Rücklauftemperatur in °C
- Volumenstrom in m<sup>3</sup>/h
- Leistung (Wärme/Kälte) in MW

### Jahreszeiten

Für die vertiefenden Analysen und die Generierung der benötigten Profile, wurden Jahreszeiten definiert. Um die Lasten den Jahreszeiten besser entsprechend ihren Bedarfsspitzen zuordnen zu können, wurde, entgegen der häufig herangezogenen Unterteilung in Sommer, Winter und Übergangszeit, die von Calikus et al. [63] beschriebene Unterteilung angewendet. Diese liefert folgende Jahreszeitenunterteilung:

- Sommer („Kühllast-Spitze“)
- Winter („Heizlast-Spitze“)
- Früher Frühling (fF) / Später Herbst (sH) („kalte Übergangszeit“)
- Später Frühling (sF) / Früher Herbst (fH) („warme Übergangszeit“)

Nach Auswahl des Unterteilungsmodells für die Jahreszeiten wurden die einzelnen Monate entsprechend der Abbildung 12 nach Bittner [62] zugewiesen bzw. übernommen.

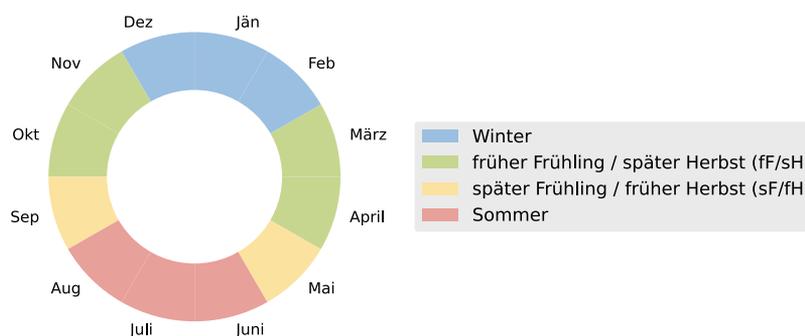


Abbildung 12: Jahreszeitendefinition in Abhängigkeit des Unterteilungsmodells nach Bittner [62]

Ausgehend von dem Unterteilungsmodell nach Bittner [62] ergibt sich die unten angeführte Wochenunterteilung:

- |                                    |           |                                   |
|------------------------------------|-----------|-----------------------------------|
| • Winter:                          | 12 Wochen | Dezember bis Februar              |
| • Früher Frühling / Später Herbst: | 18 Wochen | März & April + Oktober & November |
| • Später Frühling / Früher Herbst: | 9 Wochen  | Mai & September                   |
| • Sommer:                          | 13 Wochen | Juni bis August                   |

## 2.4. Datenbehandlung

Die Monitoringdaten, welche im CSV-Format vorlagen, mussten vor einer tiefergehenden Analyse und einer weiteren Betrachtung einer Aufbereitung unterzogen werden. Die einzelnen Schritte der Aufbereitung umfassten die folgenden Aspekte:

- Zusammenführen der einzelnen Messdateien zu vollständigen Datensätzen
- Identifikation der notwendigen Messwerte
- Bereinigung von Messfehlern (Negative Werte und Ausreißer)
- Interpolation fehlender Werte
- Identifikation der nutzbaren Zeiträume

## 2.5. Korrelationsanalyse

Die Korrelationsanalyse ist ein statistisches Verfahren, das die Stärke und Richtung eines linearen Zusammenhangs zwischen zwei Variablen untersucht. Das Ergebnis ist der Korrelationskoeffizient, der Werte zwischen -1 und +1 annehmen kann: +1 zeigt einen perfekt positiven Zusammenhang, -1 einen perfekt negativen, und 0 bedeutet keinen linearen Zusammenhang. Die Methodik basiert auf der Berechnung von Kovarianzen, häufig durch den Pearson-Korrelationskoeffizienten für metrische Daten oder den Spearman-Rangkorrelationskoeffizienten für ordinal skalierte Variablen. Die Anwendung findet sich in Bereichen wie der Sozialwissenschaft, Finanzanalyse und der Medizin, etwa bei der Untersuchung von Risikofaktoren für Krankheiten. Vorteile der Korrelationsanalyse sind die einfache Berechnung und die Möglichkeit, erste Hinweise auf Zusammenhänge zu geben. Nachteile bestehen in der Beschränkung auf lineare Zusammenhänge und der Unfähigkeit, Kausalität zu bestimmen, was oft zu Fehlschlüssen führen kann, wenn externe Variablen nicht berücksichtigt werden. [64] & [65]

Die Korrelationsanalyse für die Bedarfsprofile diente der Ermittlung des Zusammenhangs zwischen der Außentemperatur und der Wärme- bzw. Kälteleistung. Des Weiteren wurde der sog. Korrelationskoeffizient, welcher den linearen Zusammenhang zwischen zwei Merkmalen veranschaulicht bestimmt. Bei der Bereitstellung von Wärme und Kälte zur Regulierung der Raumtemperatur im Vergleich zur Außentemperatur wird in der Regel ein positiver Korrelationskoeffizient für den Kühlbedarf angenommen (je höher die Außentemperatur, desto größer der Kühl- bzw. Kältebedarf) und ein negativer Korrelationskoeffizient für den Wärmebedarf (je niedriger die Außentemperatur, desto höher der Wärmebedarf).[62]

Abbildung 13 veranschaulicht zwei gegeneinander aufgetragene numerische Variablen und den korrespondierenden Korrelationskoeffizienten.

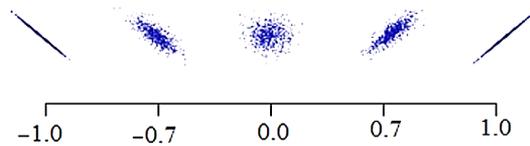


Abbildung 13: Veranschaulichung der Korrelation zweier numerischen Variablen nach Nettleton [66]

## 2.6. Demand Overlap Coefficient

Um den Zusammenhang zwischen Wärme- und Kältebedarf sichtbar und bewertbar zu machen, ist eine Kennzahl erforderlich, die auf den jeweiligen Bedarfen basiert. Hierfür wurde, wie in Bittner [62] beschrieben, der „Demand Overlap Coefficient“ (DOC) herangezogen, welcher von Wirtz et al. [67] entwickelt wurde. Übersetzt lässt sich der DOC in etwa mit „Bedarfsüberschneidungskoeffizient“.

Die in Abbildung 14 dargestellte Visualisierung zeigt beispielhafte Bedarfe und illustriert (in lila) jenen Bereich, in welchem es zu Überschneidungen kommt. Der DOC quantifiziert diese Überschneidung.

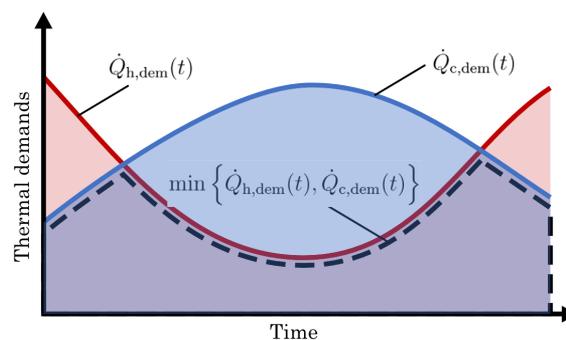


Abbildung 14: Wärme- ( $\dot{Q}_{h,dem}(t)$  in rot) und Kältebedarf ( $\dot{Q}_{c,dem}(t)$  in blau) sind über die Zeit dargestellt. Der Demand Overlap Coefficient (DOC) quantifiziert die Überschneidung beider Bedarfe zum Zeitpunkt  $t$  durch  $\min\{\dot{Q}_{h,dem}(t), \dot{Q}_{c,dem}(t)\}$  (schwarz strichlierte Linie) nach Wirtz et al. [68]

Der DOC ist dimensionslos und liegt immer zwischen 0 und 1. Wobei 0 bedeutet, dass sich Wärme- und Kältebedarf niemals überschneiden, also zu keinem Zeitpunkt gleichzeitig nachgefragt werden. Ein DOC von 1 bedeutet, dass die Bedarfe zu jedem Zeitpunkt deckungsgleich sind. Der DOC wird im weiteren Verlauf für alle Use-Cases mit dieser Methode berechnet. [62]

## 2.7. Lastprofilerstellung

Das grundlegende Prinzip hinter der Lastprofilerstellung basiert auf den Ausführungen Calikus et al. [63] und wurde auch in Bittner [62] zur Anwendung gebracht. Grundsätzlich wurde die durchschnittliche Leistung jeder Stunde eines jeden Wochentags für die jeweilige Jahreszeit ermittelt. Somit wurden 168 Leistungswerte pro Jahreszeit generiert. Somit entsprechen diese Werte einem typischen Verhalten für betrachtete Tages- und Wochenzeiten und charakterisieren sich dadurch, dass wiederkehrende Events (vgl. Morgenspitzen etc..) deutlich abgebildet werden und untypische singuläre Events durch die Mittelung eine untergeordnete Rolle und weisen kaum Auswirkungen auf die Profile auf. [62]

## 2.8. Use Case 1 | Bürokomplex

Für den ersten Use Case wurde ein Bürokomplex betrachtet, welcher über folgende Eckdaten verfügt:

- Anschlusspunkt: Sekundäres Fernwärmenetz
- Anschlussleistung: Wärme: 8,3 MW / Kälte: 5,0 MW
- Energiemengen 2021:
  - Wärme: 5920 MWh mit (zurück gerechneten) 713 Volllaststunden
  - Kälte: 3340 MWh mit (zurück gerechneten) 668 Volllaststunden

Die bereinigten Lastgänge wurden zusammen mit der Außentemperatur über dem Messzeitraum in der Abbildung 15 geplottet.

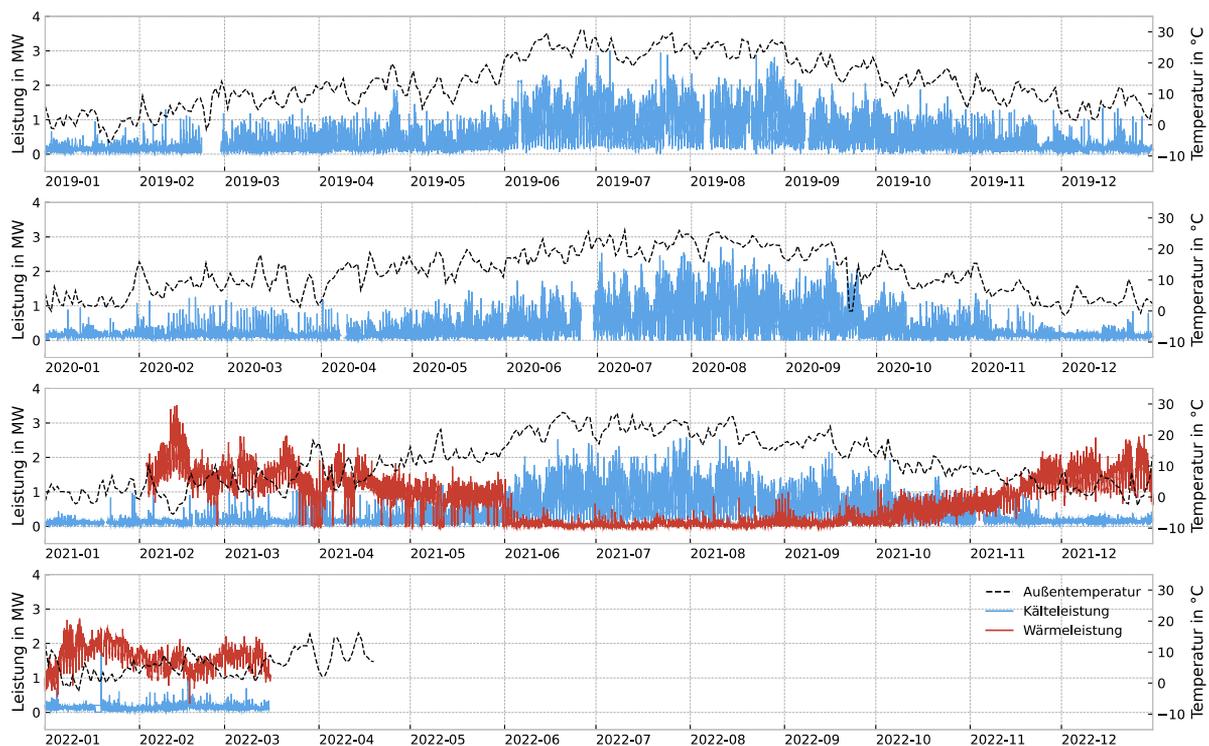


Abbildung 15: Lastgänge und Außentemperaturverläufe des Bürokomplexes für 2019 bis 2022 nach Bittner [62]

Aus der Abbildung zeigt sich, dass der verwertbare Messzeitraum für Kälte den Zeitraum von Januar 2019 bis Mitte März 2022 einnimmt. Bei der Betrachtung der Wärme zeigt sich, dass dieser Zeitraum deutlich kürzer ausfällt und sich nun von Februar 2021 bis Mitte März 2022 erstreckt. Weiters können Aussagen hinsichtlich der maximal bezogenen Leistung getroffen werden. Im Hinblick auf die Wärme ergibt sich ein Maximum von 3,51 MW und für die Kälte folgen 3,01 MW. Diese Differenzen zu den Anschlussleistungen bieten somit verfügbare Ressourcen, welche gegebenenfalls weitere Anschlüsse ermöglicht. [62]

### 2.8.1. Korrelationsanalyse

Für die Außentemperatur in Zusammenhang mit der Wärme und Kälte wurden die Korrelationskoeffizienten berechnet und in weiterer Folge graphisch in Abbildung 16 visualisiert. Die Korrelationskoeffizienten weisen folgende Werte auf:

- Wärme: -0,8595                      Signifikant negativer linearer Zusammenhang
- Kälte: 0,7353                        Signifikant positiver linearer Zusammenhang

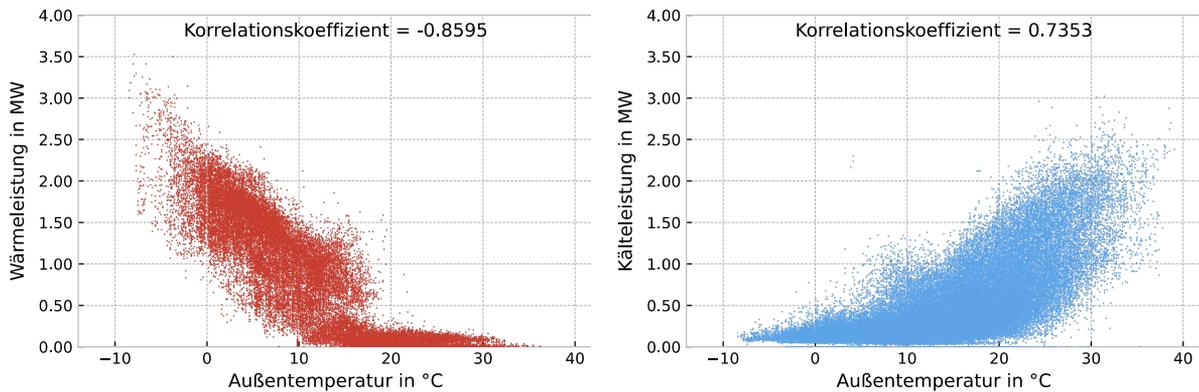


Abbildung 16: Korrelationsanalyse für Wärme und Kälte in Abhängigkeit der Außentemperatur nach Bittner [62]

Kälte wird über den gesamten Temperaturbereich hinweg abgerufen. Wärme hingegen wird bei Außentemperaturen über 30 °C nur noch sporadisch und mit geringer Leistung genutzt. Sinkt die Außentemperatur unter 18 °C, erhöht sich der Bedarf an Wärmeleistung deutlich. Bei Temperaturen über 18 °C überschreitet die Nachfrage nur selten 0,25 MW. [62]

### 2.8.2. Jahresdauerlinie JDL

Bei der Betrachtung der Jahresdauerlinie (Abbildung 17) für das Jahr 2021 wirken sich, die in Abbildung 15 ersichtlich fehlenden Daten für die Wärme ebenfalls aus. So fehlen etwa hier 805 Stunden woraus ein Ende der Jahresdauerlinie nach 7.995 ergibt. [62]

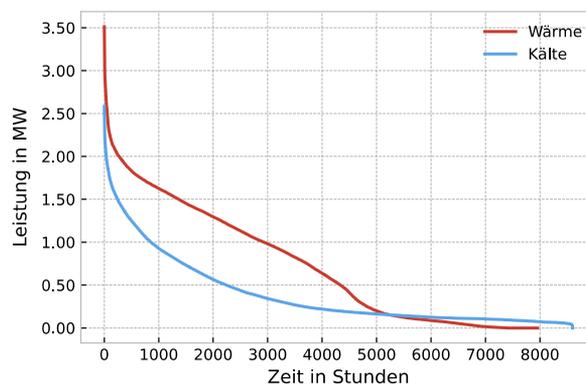


Abbildung 17: Jahresdauerlinie für Wärme und Kälte im Jahr 2021 nach Bittner [62]

Im Falle der Wärme zeigt sich aus der Jahresdauerlinie, dass für 555 Stunden die Leistung auf einen Wert von 0 MW liegt. Weiters zeigt sich der auffällig lineare Verlauf im Bereich zwischen 500 h und

4000 h in dem die Leistung von ca. 1,7 MW auf ca. 0,6 MW abfällt. Bei ca. 4500 h tritt ein weiterer steilerer Abfall der Leistung auf bevor diese relativ flach und linear auf 0 MW ausläuft. Für den Fall der Kälte zeigt sich, dass über das gesamte Jahr ein Kältebedarf besteht und dieser mindestens 75 kW beträgt. Daraus lässt sich schließen, dass die Kälteversorgung nicht nur ausschließlich zur Raumklimatisierung herangezogen wird, sondern möglicherweise auch Bereiche wie Serverräume bedient werden, welche ganzjährig Kälte benötigen. Die Spitzenleistung aus der Jahresdauerlinie zeigen, dass diese für Wärme und Kälte nur wenige Stunden im Jahr abgefragt werden. [62]

### 2.8.3. Demand Overlap Coefficient DOC

Der Demand Overlap Coefficient wurde für die definierten Jahreszeiten einzeln berechnet sowie auch über das gesamte Jahr betrachtet und in der Abbildung 18 visualisiert.

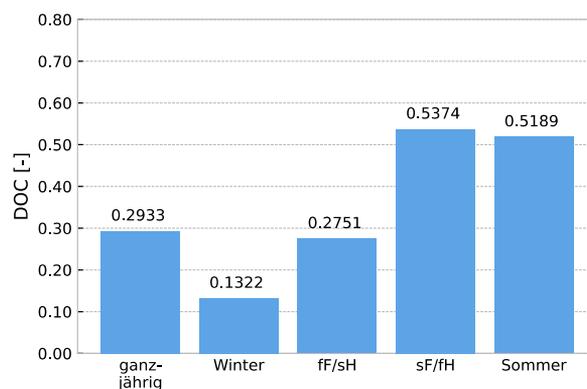


Abbildung 18: Demand Overlap Coefficient für den Bürokomplex nach Bittner [62]

Der DOC für das gesamte Jahr weist einen Wert von 0,2933 auf und in der Spitze, dem späten Frühling / frühen Herbst beträgt die Überschneidung 0,5374. [62]

Umgerechnet bedeutet das, dass bei DOC 0,5374 eine Lastanforderung (z.B. Kühlen) rund dem 3-fachen der anderen Lastanforderung (z.B. Kühlen) entspricht.

### 2.8.4. Typischer Lastgang Wärme

Bei dem typischen Wochen-Lastgang für Wärme sind in Abbildung 19 die Lastgänge für die zuvor beschriebenen Jahreszeiten visualisiert. Naturgemäß zeigt sich im Winter der größte Leistungsbedarf, gefolgt vom frühen Frühling bzw. späten Herbst und dem späten Frühling bzw. dem frühen Herbst.

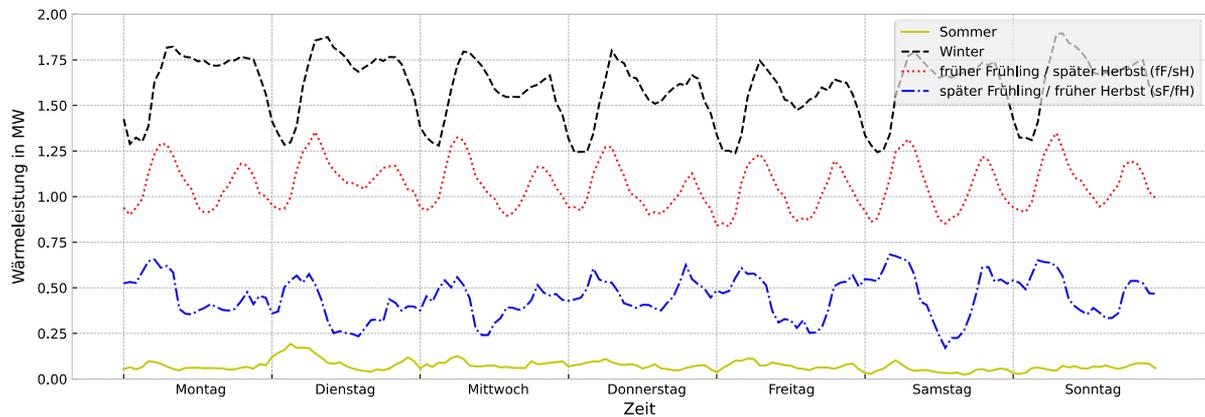


Abbildung 19: Typischer Wochen-Lastgang des Bürokomplexes für Wärme nach Bittner [62]

Der Sommer stellt die geringsten Wärmeanforderungen. Über alle Jahreszeiten hinweg zeigen sich keine großen Abweichungen im Lastgang zwischen den Wochentagen und dem Wochenende. Die beiden wärmeintensivsten Jahreszeiten zeigen sich auch deutliche Spitzen und Täler. Im Winter zeigt sich ein deutlicher Anstieg am Morgen und über den Tag sieht man in Richtung Mittag einen kleinen Abfall und wieder einen Anstieg in Richtung Abend bevor in Richtung der Nacht wieder ein Abfall zeigt. Für den frühen Frühling bzw. späten Herbst zeigt sich ein ähnlicher Verlauf wobei hier in der Mittagszeit deutlichere Reduktionen der Leistung zu verzeichnen sind. Im späten Frühling bzw. frühen Herbst sind auch Morgenspitzen erkennbar, jedoch in Richtung Mittag erfolgt wiederum eine Absenkung und der Verlauf ab diesem Zeitpunkt ist annähernd konstant bis zum nächsten Morgen. Die Lastkurve des Sommers zeigt nur vereinzelt kleinere Spitzen am Morgen und bewegt sich stets auf niedrigem und konstantem Niveau. [62]

### 2.8.5. Wärmeenergiemengen

Der Bürokomplex benötigt im Winter durchschnittlich jeden Tag 38 MWh an Wärme und konträr hierzu werden im Sommer nur knapp zwei MWh benötigt. Eine detailliertere Aufteilung der benötigten Wärmeenergiemengen für die einzelnen Jahreszeiten ist in der Abbildung 20 ersichtlich. [62]

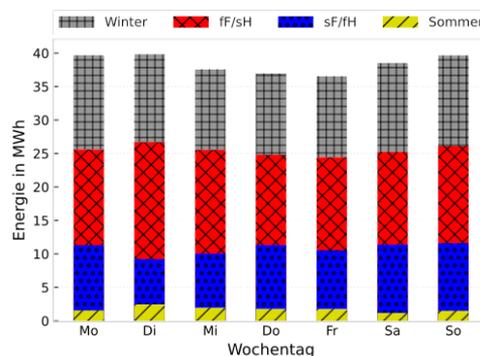


Abbildung 20: Typische tägliche Wärmeenergiemengen des Bürokomplexes nach Bittner [62]

## 2.8.6. Typischer Lastgang Kälte

Bei dem typischen Wochen-Lastgang für Kälte sind in Abbildung 21 die Lastgänge für die zuvor beschriebenen Jahreszeiten visualisiert. Naturgemäß zeigt sich im Sommer der größte Leistungsbedarf, gefolgt vom späten Frühling bzw. frühen Herbst und dem frühen Frühling bzw. dem späten Herbst.

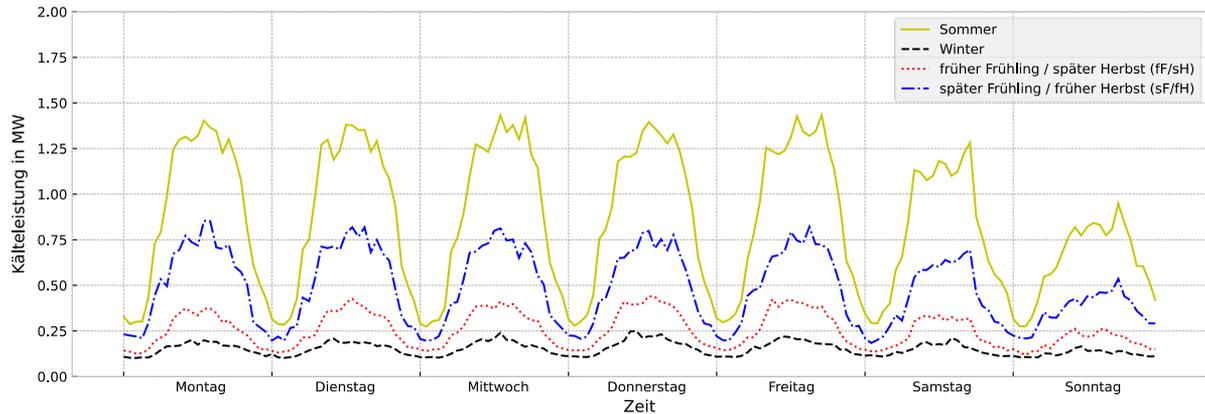


Abbildung 21: Typischer Wochen-Lastgang des Bürokomplexes für Kälte nach Bittner [62]

Der Winter stellt die geringsten Kälteanforderungen. Deutlich sichtbar ist über alle Lastgänge hinweg, dass sich um die Mittagszeit eine deutliche Spitze ausbildet. In den Morgenstunden zeigt sich speziell im Sommer ein steiler Anstieg und über diese Mittagszeit treten leichte Schwankungen auf. Klarerweise flachen die Spitzen und Schwankungen mit sinkender Außentemperatur (Richtung Winter) ab. Die Verläufe am Wochenende zeigen ähnlich Verläufe jedoch geringere Maxima. Die Minima der Verläufe zwischen den einzelnen Jahreszeiten weisen einen sehr geringen Abstand zueinander auf und konträr hierzu stehen die großen Abstände zwischen den Maxima. [62]

## 2.8.7. Kälteenergiemengen

Der Bürokomplex benötigt im Sommer durchschnittlich an den Wochentagen rund 21,9 MWh. An den Tagen des Wochenendes wird, wie schon im Lastgang ersichtlich, weniger Energie benötigt. Im Winter werden rund 3,7 MWh täglich benötigt. Eine detailliertere Aufteilung der benötigten Wärmeenergiemengen für die einzelnen Jahreszeiten ist in der Abbildung 22 ersichtlich. [62]

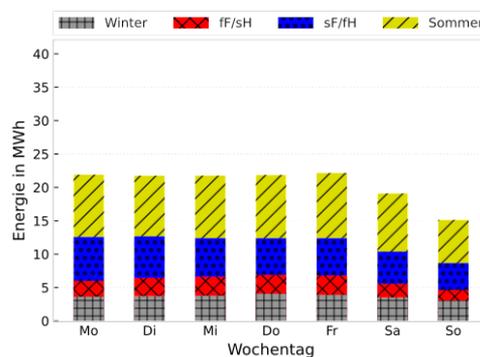


Abbildung 22: Typische tägliche Kälteenergiemengen des Bürokomplexes nach Bittner [62]

## 2.9. Use Case 2 | Krankenhaus

Für den ersten Use Case wurde ein Krankenhaus betrachtet, welches über folgende Eckdaten verfügt:

- Anschlusspunkt: Primäres Fernwärmenetz
- Anschlussleistung: Wärme: 15,0 MW / Kälte: N.A. MW
- Energiemengen 2021:
  - Wärme: 18335 MWh mit (zurück gerechneten) 1222 Volllaststunden
  - Kälte: 14470 MWh (ohne Volllaststunden, da keine Anschlussleistung bekannt)

Die bereinigten Lastgänge wurden zusammen mit der Außentemperatur über dem Messzeitraum in der Abbildung 23 geplottet.

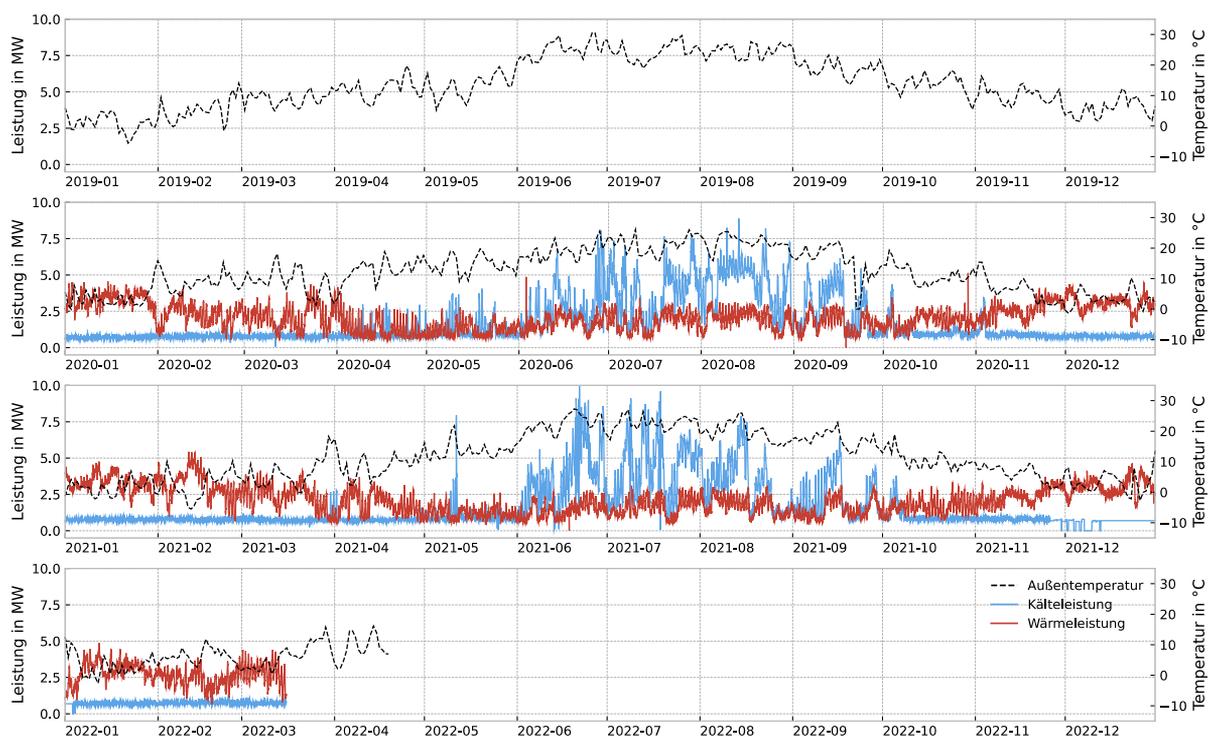


Abbildung 23: Lastgänge und Außentemperaturverläufe des Krankenhauses für 2019 bis 2022 nach Bittner [62]

Die Abbildung zeigt, dass für das Jahr 2019 nur Datenwerte für die Außentemperatur vorliegen und die verwertbaren sich somit auf den Zeitraum Januar 2020 bis März 2022 erstrecken. Es zeigt sich, dass über das gesamte Jahr über Kälte und Wärme bezogen wird. In den kalten Monaten zeigt sich naturgemäß ein geringer, aber gleichmäßiger Kälteverbrauch im Bereich von 0,75 MW. Die Datenaufzeichnung der Kälteleistung im Zeitraum 26.12.2021 bis 05.01.2022 scheint fehlerhaft zu sein, da immer wieder Sprünge auf 0 MW auftreten. Im Hinblick auf die Wärme ergibt sich ein Maximum von 5,44 MW und für die Kälte folgen 9,97 MW. Die Differenz zu der Anschlussleistung von Wärme, bietet somit Potential für weitere Anschlüsse. [62]

### 2.9.1. Korrelationsanalyse

Für die Außentemperatur in Zusammenhang mit der Wärme und Kälte wurden die Korrelationskoeffizienten berechnet und in weiterer Folge graphisch in Abbildung 16 visualisiert. Die Korrelationskoeffizienten weisen folgende Werte auf:

- Wärme: -0,7294                      Signifikant negativer linearer Zusammenhang
- Kälte: 0,7586                        Signifikant positiver linearer Zusammenhang

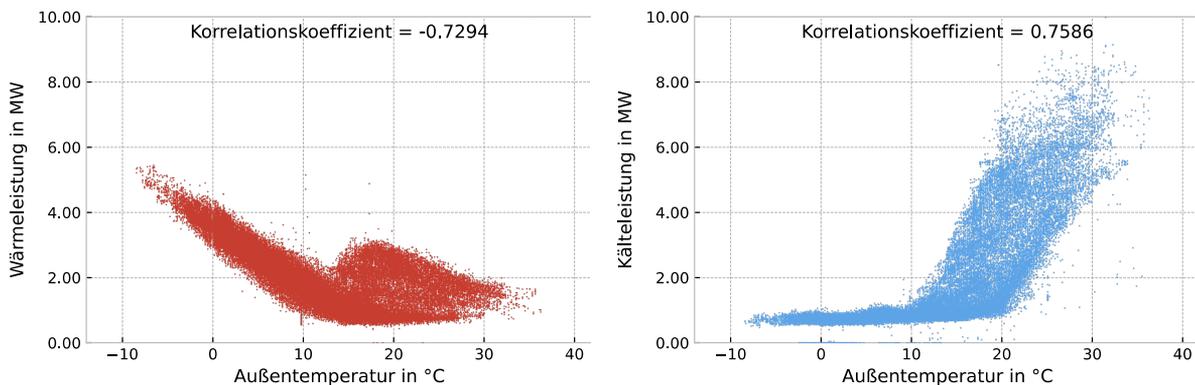


Abbildung 24: Korrelationsanalyse für Wärme und Kälte in Abhängigkeit der Außentemperatur nach Bittner [62]

Mit sinkender Außentemperatur nimmt der Wärmebedarf zu, wobei jedoch bis etwa 27 °C eine temperaturunabhängige Grundlast von rund 0,6 MW vorliegt. Überraschenderweise steigt der Minimalbedarf bei Außentemperaturen über 27 °C an. Dies könnte auf den Einsatz einer thermisch betriebenen Kältemaschine, wie beispielsweise einer Absorptionskältemaschine, hindeuten. Außerdem ist eine ungewöhnliche Erhöhung zu beobachten, die in ihrer Form an ein Schneckenhaus erinnert und bei etwa 18 °C ihr Maximum erreicht. Im Hinblick auf Kälte zeigt sich die Besonderheit, dass der Bedarf von etwa -10 °C bis rund +10 °C relativ stabil zwischen 0,5 MW und 1 MW bleibt, bevor er ansteigt. Mögliche Gründe für diese Grundlast könnten neben Kühlräumen für medizinische Materialien (wie Medikamente und organisches Material) in einem modernen Krankenhaus auch Serverräume sein. [62]

### 2.9.2. Jahresdauerlinie JDL

Bei der Betrachtung der Jahresdauerlinie (Abbildung 25) zeigt sich, dass Wärme sowie Kälte einen durchgängigen Bezug über das Jahr hinweg aufweisen und für beide eine Grundlast von ca. 0,6 MW herangezogen werden kann. Im Bereich von 0 h bis ca. 1000 h fällt die Kurve für die Wärme von 5,44 kW bis ca. 3,3 MW ab. Anschließend stellt sich ein linearer Verlauf bis zum Wert der Grundlast ein. Die hohe Kälteleistung wird, wie durch die Kurve für die Kälteleistung ersichtlich wird, nur wenige Stunden im Jahr angefordert und fällt in sehr kurzen Stundenbereich stark ab. Dieser starke Abfall erstreckt sich im Bereich von 0 h bis 3000 h und von diesem Zeitpunkt an ergibt sich ein sehr flacher und linearer Verlauf von ca. 1 MW bis 0,6 MW. Der plötzliche Abfall auf 0 MW für eine Zeitdauer von 100 h lässt auf einen Messfehler schließen, welcher auch in Abbildung 23 (Zeitraum 26/12/2021 bis 05/01/2022) ersichtlich ist. Es ist davon auszugehen, dass auch hier min. 0,6 MW bezogen werden. [62]

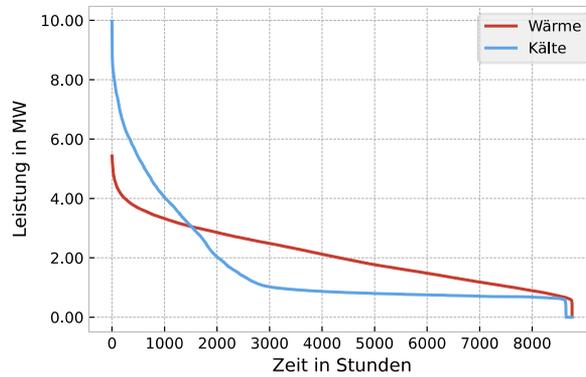


Abbildung 25: Jahresdauerlinie für Wärme und Kälte im Jahr 2021 nach Bittner [62]

### 2.9.3. Demand Overlap Coefficient DOC

Der Demand Overlap Coefficient wurde für die definierten Jahreszeiten einzeln berechnet sowie auch über das gesamte Jahr betrachtet und in der Abbildung 18 visualisiert.

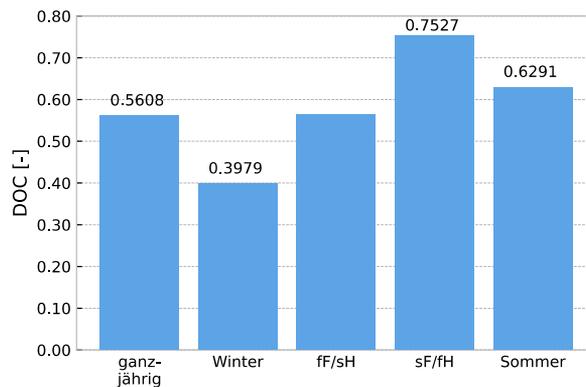


Abbildung 26: Demand Overlap Coefficient für das Krankenhaus nach Bittner [62]

Der DOC für das gesamte Jahr weist einen Wert von 0,5608 auf und in der Spitze, dem späten Frühling / frühen Herbst beträgt die Überschneidung 0,7527. [62]

### 2.9.4. Typischer Lastgang Wärme

Bei dem typischen Wochen-Lastgang für Wärme sind in Abbildung 27 die Lastgänge für die zuvor beschriebenen Jahreszeiten visualisiert. Naturgemäß zeigt sich im Winter der größte Leistungsbedarf, gefolgt vom frühen Frühling bzw. späten Herbst. Atypisch zur erwarteten Reihenfolge zeigt sich, dass im Sommer mehr Wärme bezogen wird als im späten Frühling bzw. frühen Herbst. Im Sommer wird somit mehr Wärme bezogen. Eine mögliche Erklärung für den gesteigerten Wärmebedarf in den Sommermonaten könnte das thermische Kühlen sein. Ein Beispiel hierfür ist der Einsatz einer Absorptionskältemaschine, die Wärme als Antriebsenergie nutzt, um Kälte zu erzeugen.

Die Verläufe sind über alle Jahreszeiten und Tage ähnlich. Auch die Wochenenden zeigen hier keine Abweichungen. Alle Tage weisen eine Leistungsspitze am Vormittag und ein Tief vom späten Nachmittag bis in den Abend auf. Bemerkenswert ist außerdem, dass das Delta zwischen den Minimal- und Maximalwerten der Leistungskurven über die Jahreszeiten hinweg sehr ähnlich bleibt. [62]

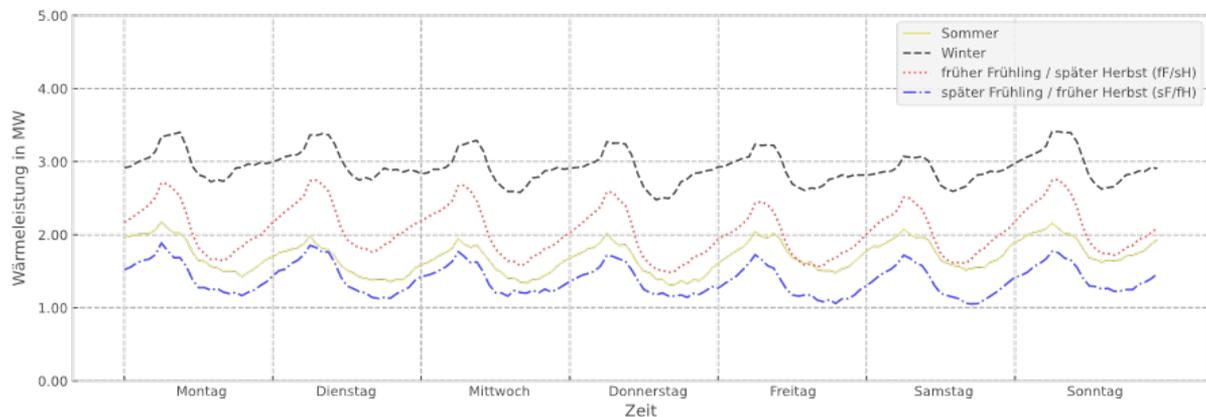


Abbildung 27: Typischer Wochen-Lastgang des Krankenhauses für Wärme nach Bittner [62]

### 2.9.5. Wärmeenergiemengen

Das Krankenhaus benötigt im Winter durchschnittlich jeden Tag rund 70 MWh an Wärme und konträr hierzu werden im späten Frühling bzw. frühen Herbst nur rund 33 MWh benötigt. Eine detailliertere Aufteilung der benötigten Wärmeenergiemengen für die einzelnen Jahreszeiten ist in der Abbildung 28 ersichtlich. [62]

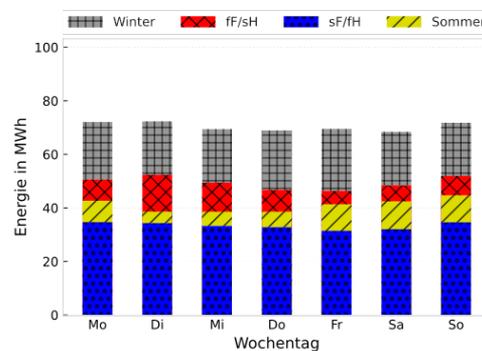


Abbildung 28: Typische tägliche Wärmeenergiemengen des Krankenhauses nach Bittner [62]

### 2.9.6. Typischer Lastgang Kälte

Bei dem typischen Wochen-Lastgang für Kälte sind in Abbildung 29 die Lastgänge für die zuvor beschriebenen Jahreszeiten visualisiert. Naturgemäß zeigt sich im Sommer der größte Leistungsbedarf, gefolgt vom späten Frühling bzw. frühen Herbst und dem frühen Frühling bzw. dem späten Herbst.

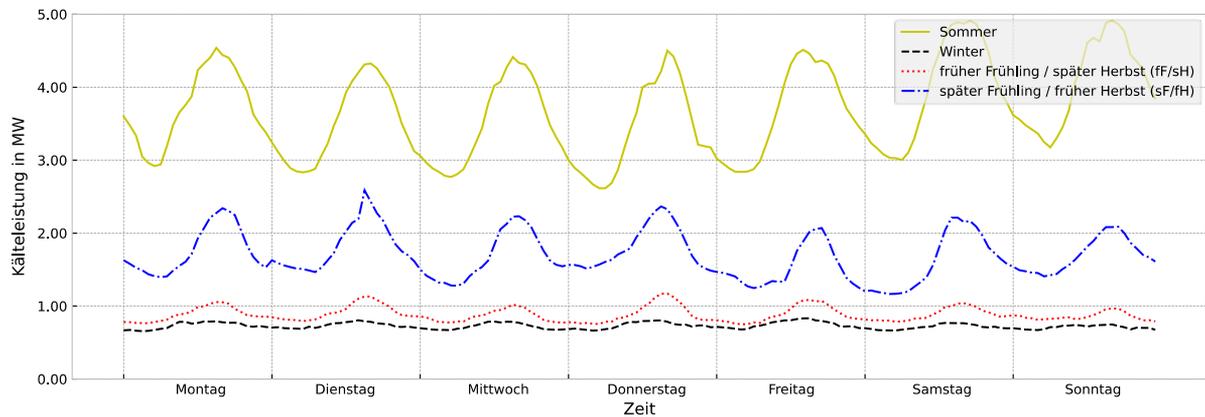


Abbildung 29: Typischer Wochen-Lastgang des Krankenhauses für Kälte nach Bittner [62]

Der Winter stellt die geringsten Kälteanforderungen und diese zeigt einen mit ca. 0,73 MW konstanten Verlauf und dies deutet darauf hin, dass nur Grundlast abgedeckt wird. Im frühen Frühling bzw. späten Herbst sind bereits deutliche Spitzen im Bereich Mittag bis Nachmittag erkennbar. Eine deutlichere Ausprägung dieser Spitzen zeigt sich schon im späten Frühling bzw. frühen Herbst und im Sommer sind diese am besten ausgeprägt und hier ist auch die Differenz zwischen Minimalwert und Maximalwert am größten. [62]

### 2.9.7. Kälteenergiemengen

Das Krankenhaus benötigt im Winter jeden Tag durchschnittlich 17,5 MWh. Im Sommer gibt es Unterschiede zwischen den Wochenenden und den Wochentagen. So zeigt sich an den Wochenenden ein deutlich höherer Bedarf als an den Wochentagen. An einem Sonntag werden somit rund 97 MWh benötigt und an einem Donnerstag nur knapp 81 MWh. Dies ist in der Abbildung 30 ersichtlich. [62]

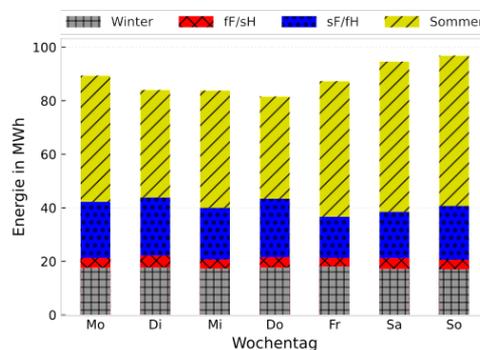


Abbildung 30: Typische tägliche Kälteenergiemenge des Krankenhauses nach Bittner [62]

## 2.10. Erkenntnisse und Empfehlungen

### Mess-, Gebäude-, Systemdaten

Bei einer Betrachtung der Messdaten zeigt sich, dass den Messdaten eine wichtige Rolle zugesprochen werden kann und dies unabhängig des betrachteten Use-Cases gilt. Je besser und umfangreicher die Messdaten von Gebäuden bzw. Anlagen sind, umso besser können Analysen durchgeführt werden. Aufgrund von datenschutzrechtlichen Belangen besteht jedoch immer eine Diskrepanz zwischen den

tatsächlich gemessenen Daten und den dann zur Analyse freigegebenen Daten. Durch eine restriktive Anonymisierung können Informationen hinsichtlich eventuell verbauter Anlagen und Sonderinstallationen sowie deren Eigenschaften hinsichtlich der zeitlichen bzw. saisonalen Nutzung nicht oder nicht vollumfänglich verarbeitet und analysiert werden.

Da der Energieversorger in der Regel nicht Gebäudeeigentümer bzw. -betreiber ist, sind Gebäude- und Verbrauchsdaten nicht aus einer Hand zu erhalten. Diese schlechte Datenverfügbarkeit führt dazu, dass meist keine allgemein gültigen und belastbaren, spezifischen Kennzahlen (KPIs) ableitbar sind. Zusätzlich führt die geringe Anzahl an Gebäuden mit durchgängigen Verbrauchsdaten über mehrere Jahre zu den gleich – oben beschriebenen – Effekten.

### **Anschlussleistung vs. tatsächliche Abnehmerleistung**

Die Anschlussleistungen der Verbraucher liegen in der Regel deutlich über den tatsächlichen im laufenden Betrieb benötigten Leistungen. Dies gilt sowohl für die Anschlussleistungen der Wärme als auch der Kälte. Auch hier zeigt sich, dass durch die in der Regel zu undetaillierten Informationen Ressourcen hinsichtlich der Anschlusskapazität verschwendet werden und Möglichkeiten für etwaige Lautverschiebungen und Optimierungen werden außer Betrachtung gelassen.

### **DOC - Absorber und Ejektor**

Die Ergebnisse der Simulationen und Optimierungen zeigen, dass sowohl die Absorber- als auch die Ejektorschaltungen in spezifischen Anwendungen signifikante Auswirkungen auf den Demand Overlap Coefficient (DOC) haben.

Der DOC, der die simultane Nachfrage nach Wärme und Kälte quantifiziert und durch das Bedarfs- und Abnehmerprofil bestimmt ist, profitiert insbesondere von der Optimierung der Absorberschaltungen. In der kombinierten Wärme- und Kältebereitstellung erreichen diese Schaltungen nicht nur höhere exergetische Wirkungsgrade (bis zu 91,1 %), sondern ermöglichen durch eine effizientere Nutzung der Fernwärme und eine gleichzeitige Bereitstellung von Wärme und Kälte eine Optimierung der Bedarfsüberschneidung. Absorber profitieren mehr und synergetisch von einem hohen DOC.

Im Gegensatz dazu zeigen die Ejektorschaltungen, insbesondere in der Variante der kombinierten Bereitstellung, eine weniger ausgeprägte Optimierung hinsichtlich des DOC. Dies liegt daran, dass ihr exergetischer Wirkungsgrad bei gleichem Fernwärme-Input und höherem Strombedarf im Vergleich zur Absorberschaltung geringer bleibt. Zudem verursachen die Ejektorschaltungen höhere Umweltbelastungen, was ihre Effizienz und Attraktivität im Kontext von systemübergreifender Optimierung mindert.

### **DSC – Absorber und Ejektor**

Der Demand Shift Coefficient (DSC) leitet sich ebenfalls aus dem Zusammenhang zwischen Wärme- und Kältebedarf her. Dieser beschreibt aber den gegenteiligen Aspekt. Um einen Bedarf mit einer ausgeprägten Nichtgleichzeitigkeit des Wärme- und Kältebedarfs (Winter- und Sommerbetrieb) abzudecken wäre ein noch zu entwickelnder umschaltbarer Exergietrafo (auf Basis Absorber oder Ejektor) erforderlich. Die Vorteile eines derartigen Aggregates liegen nicht so sehr in der Thermodynamik, sondern in der hohen jährlichen Ausnutzung und der signifikant besseren Ökonomie. Die Ökonomie ist aber oft eine Barriere für neue Technologien. Im Hinblick auf Optimierungspotentiale wäre vorausschauend eine Bestimmung des DSC auf Basis der jeweiligen Bedarfs- und Abnehmerprofile aufzunehmen.

## **Loadshift – Ansatz und Umsetzung**

Ejektor- und Absorbertechnologien bieten durch ihre Flexibilität in der Nutzung thermischer Energie effektive Ansätze zur Lastverschiebung in Fernwärme- und Fernkältenetzen. Beide Systeme können so konfiguriert werden, dass sie Wärme und Kälte je nach Bedarf bereitstellen, wodurch Spitzenlasten reduziert und der Energieverbrauch optimiert werden können.

### **Absorbertechnologie**

Die Absorbertechnologie nutzt Wärme, insbesondere aus Abwärmequellen oder Fernwärme, zur Erzeugung von Kälteenergie. Dadurch kann überschüssige Wärme in Zeiten niedriger Wärmenachfrage effizient genutzt werden, um Kälte zu erzeugen, die dann in Zeiten hoher Kältenachfrage bereitgestellt wird. Dies ermöglicht eine zeitliche Verschiebung der Energieverwendung und trägt zur Glättung von Lastspitzen bei.

#### **Ansatz**

- Nutzung von Abwärme oder Fernwärme zur Kälteerzeugung in Zeiten niedriger Wärmenachfrage
- Speicherung der erzeugten Kälte in thermischen Speichern
- Bereitstellung der gespeicherten Kälte in Zeiten hoher Kältenachfrage

#### **Umsetzung**

- Integration von Absorptionskältemaschinen in bestehende Fernwärme- und Fernkältenetze
- Installation von thermischen Speichern zur Zwischenspeicherung der erzeugten Kälte
- Implementierung eines intelligenten Steuerungssystems zur Optimierung der Energieflüsse basierend auf den aktuellen Bedarfsprofilen

### **Ejektortechnologie**

Die Ejektortechnologie kann zur Verstärkung von Kühlsystemen oder zur Wärmeverteilung eingesetzt werden. Diese Technologie eignet sich gut für Szenarien mit kurzfristigen Lastspitzen, da sie schnell reagieren kann und insbesondere in Fernkältenetzen Lastspitzen effektiv abdecken kann.

#### **Ansatz**

- Einsatz von Ejektoren zur schnellen Bereitstellung von Kälte in Zeiten hoher Kältenachfrage.
- Nutzung von Fernwärme zur Aktivierung der Ejektoren und Erzeugung von Kälte.

#### **Umsetzung**

- Integration von Ejektoren in bestehende Fernkältenetze
- Nutzung von Fernwärmeleitungen zur Aktivierung der Ejektoren
- Implementierung eines Steuerungssystems zur schnellen Reaktion auf Lastspitzen und zur Optimierung der Energieflüsse

### **Kombinierter Einsatz**

Durch eine integrierte Steuerung besteht die Möglichkeit, die beiden Technologien in Echtzeit an die Lastprofile anzupassen. So können z.B. im Sommer überschüssige Wärme aus der Fernwärmeleitung in Kühlenergie umgewandelt und Lastspitzen in der Kälteversorgung ausgeglichen werden. Zusätzlich können beide Technologien durch genaue Bedarfsanalysen (z. B. typisierte Lastprofile und Demand Overlap Coefficient) optimal dimensioniert und auf die spezifischen Anforderungen der Netze abgestimmt werden.

**Ansatz:**

- Kombination von Absorber- und Ejektortechnologien zur Maximierung der Flexibilität und Effizienz
- Nutzung der Stärken beider Technologien zur Abdeckung unterschiedlicher Lastprofile und Bedarfe

**Umsetzung**

- Entwicklung eines integrierten Steuerungssystems zur Koordination der Absorber- und Ejektorsysteme
- Durchführung detaillierter Bedarfsanalysen zur optimalen Dimensionierung und Anpassung der Systeme
- Implementierung von Lastverschiebungsstrategien zur Reduktion von Spitzenlasten und Optimierung des Energieverbrauchs

Insgesamt können durch den kombinierten Einsatz dieser Technologien Lastverschiebungen effizient realisiert und Betriebskosten sowie CO<sub>2</sub>-Emissionen signifikant gesenkt werden.

# 3 Der Exergie-Trafo

Exergietrafos sind innovative Energiesysteme, die thermisch angetriebene Mehrstufen-Kreisprozesse nutzen, um eine flexible und effiziente Energieversorgung zu ermöglichen. Je nach eingesetzter Technologie, wie der Absorptions- oder der Ejektortechnologie, können diese Systeme als Hauptprozess Heizwärme, Wärme und Kälte als gekoppelte Produkte oder ausschließlich Kälte, etwa zur Klimatisierung, bereitstellen. Nachfolgend werden die technologischen Grundlagen und die verschiedenen Verschaltungsvarianten detailliert beschrieben, um die Funktionsweise und Einsatzmöglichkeiten dieser Systeme umfassend darzustellen.

## 3.1. Absorptionskreisläufe

Als Basis für die Entwicklungen hinsichtlich der Absorptionskreisläufe sind das Patent [69] von Beckmann zur Erzeugung von Kälte- und bzw. Nutzwärme sowie mechanischer/elektrischer Energie mittels Absorptionskreislauf sowie das Vorgängerprojekt TeTra, in dem die thermische Energietransformation zur Wärme und Kälteauskoppelung sowie Effizienzsteigerung in Nah- und Fernwärmenetzen untersucht wurden, anzusehen. Hier nachfolgend beschriebene Absorptionskreisläufe oder im eigentlichen Sinne Exergietransformatoren auf Basis von Absorptionskreisläufen bzw. Absorptionswärmetauscher teilen sich grundsätzlich in drei Varianten auf. So können diese drei unterschiedlichen Varianten Kälte, Nutzwärme sowie eine deutliche Reduktion der primären Rücklauftemperatur bereitstellen und dies auch je nach Variante simultan.

### 3.1.1. Komponentenbeschreibung

Die Absorptionswärmetauscher umfassen folgende, in der Tabelle 1 verzeichneten und in weiterer Folge aus dem Bereich der Absorptionskältemaschinen bekannten Komponenten, welche als Arbeitsstoffpaar Lithium-Bromid/Wasser (LiBr-H<sub>2</sub>O) verwenden.

Tabelle 1: Komponenten der Absorptionswärmetauscher

Komponenten der Absorptionswärmetauscher			
Primärer Wärmetauscher	PHEX	Desorber	DES
Wärmetauscher Lösungsmittel	SHEX	Absorber	ABS
Kondensator	CON	Verdampfer	EVA
Expansionsventil Lösungsmittel	SVAL	Expansionsventil Kältemittel	RVAL
Pumpe	P	Motor	M

### 3.1.2. Inputs und Outputs der verschiedenen Systeme

Sämtliche Systeme verzeichnen als Inputs einen Hochtemperaturmassenstrom, welcher vom primären Fernwärmenetz (PDH) kommt, sowie elektrische Energie für Pumpen bzw. Kompressoren. Den Inputs gegenüber stehen die Outputs der Systeme, welche je nach Variante der Absorptionswärmetauscher-systeme eine Kälteauskoppelung mit Systemtemperaturen von 6/12 °C für das Fernkältesystem (DCN) und/oder eine Nutzwärmeauskoppelung mit Systemtemperaturen von 65/50 °C für das sekundäre Fernwärmenetz (SDH) aufweisen. Des Weiteren benötigen einige Varianten auch eine Rückkühloption für nicht nutzbare Wärme (WHN). Diese Rückkühlung weist Systemtemperaturen von 17.9/28.7 °C auf und wird mittels Flusswassers durchgeführt.

### 3.1.3. Variante 1 | Kältebereitstellung

Bei der ersten Variante der untersuchten Absorptionswärmetauscher handelt es sich um ein System zur Bereitstellung von Kälteenergie, welches einer klassischen Absorptionskältemaschine ähnelt und in der Abbildung 31 visualisiert ist. Der primäre Fernwärmemassenstrom aus dem Fernwärmenetzwerk versorgt bzw. betreibt des Absorptionsprozess. Mit der Wärme aus dem Primärnetz wird im Desorber das Wasser aus der Lithium-Bromidlösung ausgetrieben und der Wasserdampf strömt zum Kondensator wo dieser die Wärme abführt. Der kondensierte Fluidstrom erfährt in weiterer Folge eine Expansion gefolgt von der Verdampfung im Verdampfer (EVA), welche zur Kältebereitstellung für das Fernkältenetz dient. Die bei der Absorption, also der Aufnahme des Wasserdampfes von der Lithium-Bromidlösung, freiwerdende Wärme sowie die bei der Kondensation freiwerdende Wärme wird von einem Abwärmenetzwerk (WHN) welches Flusswasser für die Rückkühlung nutzt abgeführt.

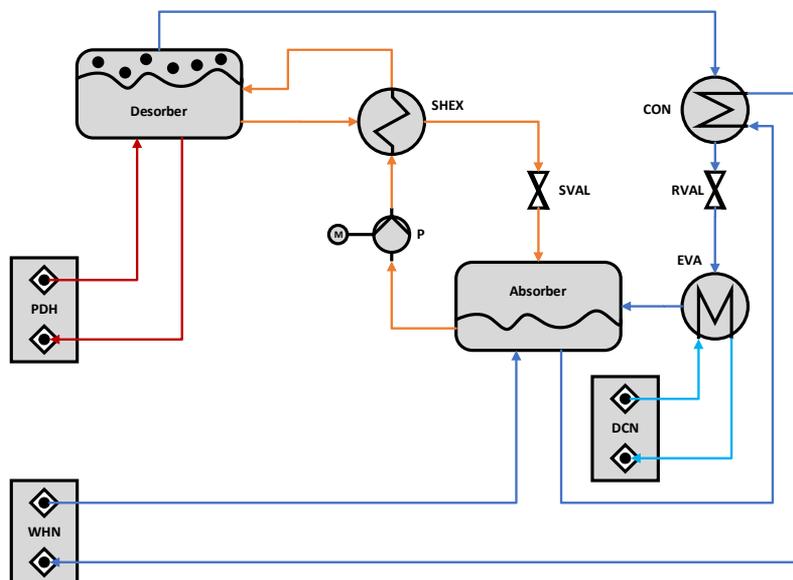


Abbildung 31: Schema des Absorptionswärmetauschers zur reinen Kältebereitstellung

### 3.1.4. Variante 2 | Wärme- und Kältebereitstellung

Bei der zweiten Variante der untersuchten Absorptionswärmetauscher handelt es sich um ein System zur Bereitstellung von Wärme- und Kälteenergie, welches einer modifizierten Absorptionskältemaschine ähnelt und in der Abbildung 32 visualisiert ist. Der primäre Fernwärmemassenstrom aus dem

Fernwärmenetzwerk versorgt bzw. betreibt des Absorptionsprozess. Mit der Wärme aus dem Primärnetz wird im Desorber das Wasser aus der Lithium-Bromidlösung ausgetrieben. Im Vergleich zur ersten Variante, wird der primäre Fernwärmemassenstrom nach dem Desorber noch über einen primären Wärmetauscher geführt, welcher in weiterer Folge der Reduktion der primären Fernwärmerücklauf-temperatur dient und dient auch der teilweisen Anhebung der Temperatur des sekundären Fernwärmnetzwerkes. Der Wasserdampf aus dem Desorber strömt zum Kondensator wo dieser die Wärme abführt. Der kondensierte Fluidstrom erfährt in weiterer Folge eine Expansion gefolgt von der Verdampfung im Verdampfer (EVA), welche zur Kältebereitstellung für das Fernkältenetz dient. Die bei der Absorption, also der Aufnahme des Wasserdampfes von der Lithium-Bromidlösung, freiwerdende Wärme sowie die bei der Kondensation freiwerdende Wärme wird im Zusammenspiel mit der über den primären Wärmetauscher abgegebenen Wärme zur Bereitstellung des notwendigen Temperaturniveaus für das sekundäre Fernwärmenetz herangezogen.

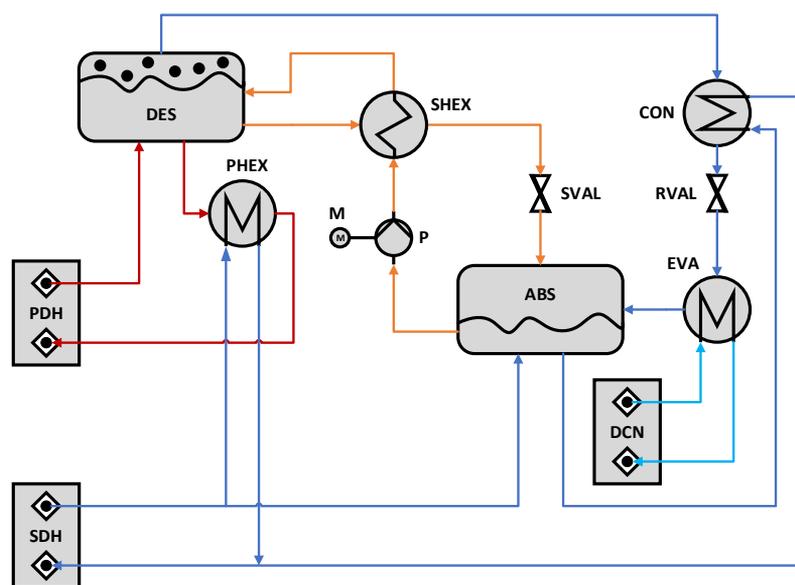


Abbildung 32: Schema des Absorptionswärmetauschers zur simultanen Wärme- und Kältebereitstellung

### 3.1.5. Variante 3 | Wärmebereitstellung

Bei der dritten Variante der untersuchten Absorptionswärmetauscher handelt es sich um ein System zur Bereitstellung von Wärme- und Kälteenergie, welches einer modifizierten Absorptionskältemaschine ähnelt und in der Abbildung 33 visualisiert ist. Der primäre Fernwärmemassenstrom aus dem Fernwärmenetzwerk versorgt bzw. betreibt des Absorptionsprozess. Mit der Wärme aus dem Primärnetz wird im Desorber das Wasser aus der Lithium-Bromidlösung ausgetrieben. Wie bei der zweiten Variante, wird der primäre Fernwärmemassenstrom nach dem Desorber noch über einen primären Wärmetauscher geführt und in weiterer Folge auch über den Verdampfer (EVA) geführt wird, in dem eine weitere Abkühlung des primären Fernwärmemassenstroms erfolgt, um somit eine möglichst tiefe primäre Rücklauf-temperatur zu erreichen. Der Wasserdampf aus dem Desorber strömt zum Kondensator wo dieser die Wärme abführt. Der kondensierte Fluidstrom erfährt in weiterer Folge eine Expansion gefolgt von der Verdampfung im Verdampfer (EVA). Die bei der Absorption, also der Aufnahme des Wasserdampfes von der Lithium-Bromidlösung, freiwerdende Wärme sowie die bei der

Kondensation freiwerdende Wärme wird im Zusammenspiel mit der über den primären Wärmetauscher abgegebenen Wärme zur Bereitstellung des notwendigen Temperaturniveaus für das sekundäre Fernwärmenetz herangezogen.

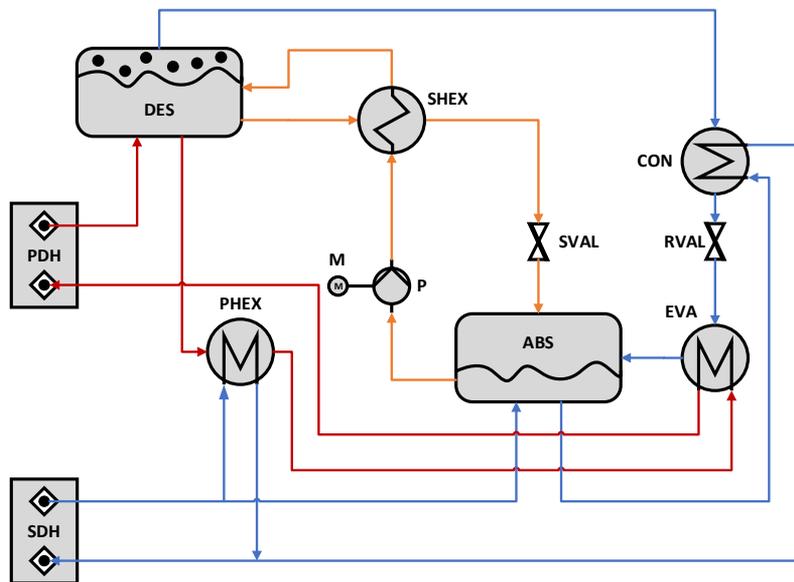


Abbildung 33: Schema des Absorptionswärmetauschers zur reinen Wärmebereitstellung

## 3.2. Ejektorkreisläufe

Die Ejektorkreisläufe stellen ebenfalls Kälte, Wärme und eine Reduktion der primären Rücklauftemperatur bereit und können, wie die Absorptionskreisläufe, diese Aufgaben auch simultan erledigen

### 3.2.1. Komponentenbeschreibung

Die Ejektorkreisläufe umfassen folgende, in der Tabelle 2 verzeichneten Komponenten, welche als Arbeitsmedium Wasser verwenden.

Tabelle 2: Komponenten der Ejektorkreisläufe

Komponenten der Ejektorkreisläufe			
Primärer Wärmetauscher	PHEX	Verdampfer Hochdruck/Niederdruck	EVA HP/LP
Ejektor Hochdruck/Niederdruck	EJE HP/LP	Kondensator Hochdruck/Niederdruck	CON HP/LP
Expansionsventil Kältemittel	RVAL	Separator	SEP
Pumpe	P	Motor	M

### 3.2.2. Inputs und Outputs der verschiedenen Systeme

Sämtliche Systeme verzeichnen als Inputs einen Hochtemperaturmassenstrom, welcher vom primären Fernwärmenetz (PDH) kommt, sowie elektrische Energie für Pumpen bzw. Kompressoren. Den Inputs

gegenüber stehen die Outputs der Systeme, welche je nach Variante der Ejektorkreisläufe eine Kälteauskoppelung mit Systemtemperaturen von 6/12 °C für das Fernkältesystem (DCN) und/oder eine Nutzwärmeauskoppelung mit Systemtemperaturen von 65/50 °C für das sekundäre Fernwärmenetz (SDH) aufweisen. Des Weiteren benötigen einige Varianten auch eine Rückkühloption für nicht nutzbare Wärme (WHN). Diese Rückkühlung weist Systemtemperaturen von 17.9/28.7 °C auf und wird mittels Flusswassers durchgeführt.

### 3.2.3. Variante 1 | Kältebereitstellung

Bei der ersten Variante der untersuchten Ejektorkreisläufe handelt es sich um ein System zur Bereitstellung von Kälteenergie, welches in der Abbildung 34 visualisiert ist. Der primäre Fernwärmemassenstrom fließt durch einen Wärmetauscher und generiert Heißwasser für die beiden Ejektoren. Der erste Ejektor (EJE HP) saugt auf der Seite der Saugkammer den vom ersten Verdampfer (EVA HP) kommenden Dampfstrom an und im Verdampfer wird das Wasser aus dem Fernkältenetz in einem ersten Schritt abgekühlt. Der zweite Ejektor leistet hierbei einen ähnlichen Beitrag und saugt hier vom zweiten Verdampfer den ankommenden Dampfstrom an wodurch das bereits abgekühlte Wasser weiter auf die notwendige Vorlauftemperatur des Fernkältenetzes abgekühlt wird. Die beiden Fluidströme aus den Ejektoren, werden dann zu den beiden Kondensatoren (CON HP und CON LP) geleitet werden, kondensieren vollständig und sorgen für die Bereitstellung des notwendigen Temperaturniveaus zur Brauchwassererwärmung für das sekundäre Fernwärmenetz.

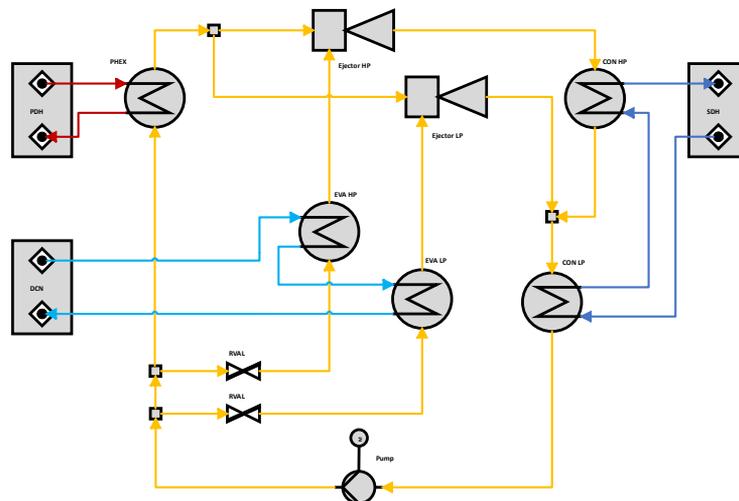


Abbildung 34: Schema des Ejektorkreislaufs zur reinen Kältebereitstellung

### 3.2.4. Variante 2 | Wärme- und Kältebereitstellung

Bei der zweiten Variante der untersuchten Ejektorkreisläufe handelt es sich um ein System zur Bereitstellung von Kälteenergie, welches in der Abbildung 35 visualisiert ist. Der primäre Fernwärmemassenstrom fließt durch einen Wärmetauscher und generiert Heißwasser für die beiden Ejektoren. Der erste Ejektor (EJE LP) saugt auf der Seite der Saugkammer den vom Verdampfer (EVA LP) kommenden Dampfstrom an und im Verdampfer wird das Wasser aus dem Fernkältenetz auf das für die Kältebereitstellung notwendige Temperaturniveau gebracht. Der Fluidstrom des Ejektors (EJE LP) wird einem Separator zugeführt. Hier wird die Gasphase von der Flüssigkeitsphase getrennt und die Gasphase strömt in Teilen zur Saugseite des zweiten Ejektors EJE (HP) und zu anderen Teilen zum Kondensator

(CON LP), in dem eine Kondensation und in weiterer Folge eine Rückkühlung über das Abwärmenetzwerk (WHN) mittels Flusswassers durchgeführt wird. Der Fluidmassenstrom aus dem Ejektor (EJE HP) strömt zu dem Kondensator (CON HP), kondensiert vollständig und sorgt für die Bereitstellung des notwendigen Temperaturniveaus zur Brauchwassererwärmung für das sekundäre Fernwärmenetz.

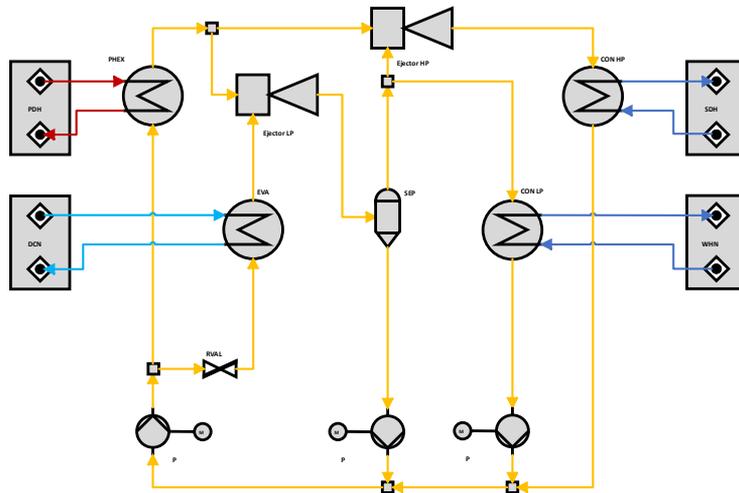


Abbildung 35: Schema des Ejektorkreislaufs zur simultanen Wärme- und Kältebereitstellung

### 3.2.5. Variante 3 | Wärmebereitstellung

Bei der dritten Variante der untersuchten Ejektorkreisläufe handelt es sich um ein System zur Bereitstellung von Kälteenergie, welches in der Abbildung 36 visualisiert ist. Der primäre Fernwärmemassenstrom fließt durch einen Wärmetauscher und generiert Heißwasser für die beiden Ejektoren. Dieser primäre Fernwärmemassenstrom dient beiden Ejektoren als Treibstrom und auf der Saugseite, saugen diese Dampf, welche von den beiden Separatoren (SEP) kommt an. Der Fluidstrom aus dem EJE HP strömt zum Kondensator (CON HP) kondensiert, und gibt die Wärme für die finale Bereitstellung des notwendigen Temperaturniveaus für das sekundäre Fernwärmenetz ab. Das Fluid vom CON HP strömt weiter und vermischt sich mit dem Fluidstrom aus dem EJE LP und strömen dann in den zweiten Kondensator (CON LP) und hier erfährt das Medium für das sekundäre Fernwärmenetz eine erste Erwärmung bevor die finale Erwärmung im CON HP geleistet wird.

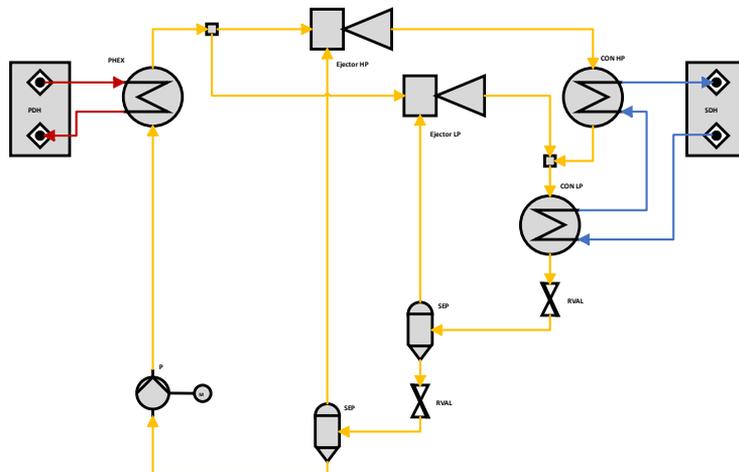


Abbildung 36: Schema des Ejektorkreislaufs zur reinen Wärmebereitstellung

### 3.3. Referenzsystem

Das Referenzsystem kann grundsätzlich als zweiteiliges System betrachtet werden und setzt sich aus den folgenden Systemen zusammen:

- Fernwärmeübergabestation
- Kompressionskältemaschine

Die Fernwärmeübergabestation charakterisiert sich dadurch, dass diese grundsätzlich aus einem Wärmetauscher besteht, welcher die Wärme aus dem primären Fernwärmenetz an das sekundäre Fernwärmenetz zur Bereitstellung des notwendigen Temperaturniveaus (65/50 °C) überträgt. Somit dient die an das sekundäre Fernwärmenetz übertragene Energie als Referenz für den Vergleich zu den Ejektor- bzw. Absorptionskreisläufen. Die Kompressionskältemaschine dient der Bereitstellung der Kälteenergie und verwendet R134a als Kältemittel. Die Wärmequelle, sprich der Verdampfer befindet sich hierbei im Fernkältenetz und entzieht die Wärme zur Bereitstellung des geforderten Temperaturniveaus. Die Wärmesenke, sprich der Kondensator führt die Wärme an das Abwärmenetzwerk ab. Die Rückkühlung erfolgt auch hier über Flusswasser mit einem Temperaturniveau von 17,9/28,7 °C.

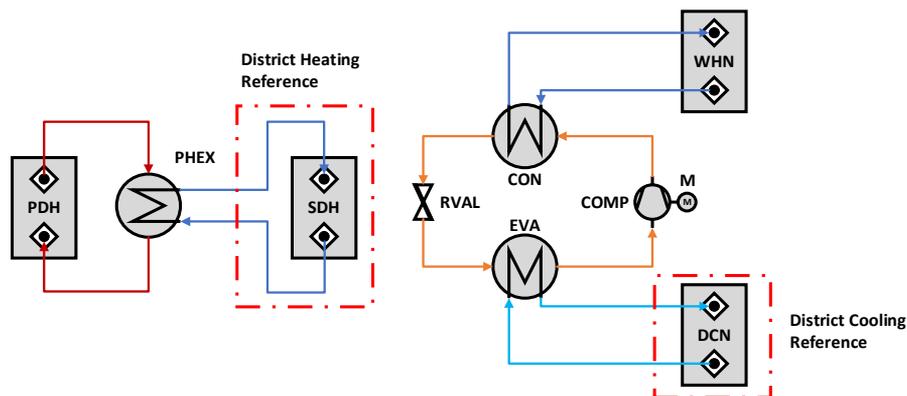


Abbildung 37: Schema des Referenzsystems, bestehend aus Fernwärmeübergabestation und Kompressionskältemaschine

#### 3.3.1. Komponentenbeschreibung

Das Referenzsystem umfasst folgende, in der Tabelle 3 verzeichneten Komponenten.

Tabelle 3: Komponenten des Referenzsystems

Komponenten des Referenzsystems			
Primärer Wärmetauscher	PHEX	Verdampfer	EVA
Kondensator	CON	Expansionsventil Kältemittel	RVAL
Kompressor	COMP	Motor	M

Auch mit dem Referenzsystem ist wie in den Ejektor- und Absorptionssystemen ein simultaner Betrieb hinsichtlich der Wärme- und Kältebereitstellung möglich. Je nach Anwendungsfall sind die beiden Teilsysteme in oder außer Betrieb.

# 4 Systemmodellierung und -optimierung

## 4.1. Thermodynamische Modellierung der Kreislaufkomponenten

Die stationäre Berechnung energietechnischer Anlagen ist die einfachste Form der Prozesssimulation. Wie der Name schon verrät werden bei diesen Modellierungsansätzen alle zeitlich abhängigen Größen (z. B.  $dT/dt$ ) vernachlässigt, was zu einer erheblichen Vereinfachung der Berechnungsmethode führt. Dennoch benötigt man sowohl grundlegende Kenntnisse über die getroffenen Randbedingungen als auch Informationen über die verwendeten thermodynamischen Modellierungsansätze der einzelnen Komponenten um die Ergebnisse dementsprechend interpretieren zu können.

In der Regel erhält man nach dem Bilanzieren über eine Anlagenkomponente die stationären Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie. Gleichung (4-1) zeigt eine spezielle Form der Kontinuitätsgleichung und besagt, dass die Anzahl der ins System eintretenden Massenelemente  $\dot{m}_{in}$  gleich die Anzahl der austretenden  $\dot{m}_{out}$  ist. Bei Mehrkomponentensystemen wie z. B. bei einer LiBr-H<sub>2</sub>O-Lösung kann analog dazu die Erhaltung der Spezies nach Gleichung (4-2) angeschrieben werden. Demzufolge ist die zeitliche Änderung der im System befindlichen Masse bzw. eines Stoffes Null was einen stationären Betriebszustand kennzeichnet.

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = 0 \quad (4-1)$$

$$\frac{d(w \cdot m)}{dt} = \dot{m}_{in}w_{in} - \dot{m}_{out}w_{out} = 0 \quad (4-2)$$

Eine weitere Erhaltungsgleichung ergibt sich nach dem Anwenden des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik (4-3), welcher auch als Energieerhaltung bezeichnet wird. Dieser besagt, dass die über die Systemgrenzen zu- bzw. abgeführte Wärmemenge  $dQ_i$ , technische Arbeit  $dW_i$  und Massenelemente  $dm_i$  gleich der Änderung der inneren und äußeren Energie des Systems  $dU$  bzw.  $dE_a$  sind.

$$dQ + dW + \sum (h_i + e_{a,i}) dm = dU + dE_a \quad (4-3)$$

Des Weiteren können noch Druckverluste  $\Delta p$  von Rohrleitungen bzw. Apparate mitberücksichtigt werden, welche durch bekannte Gleichungen wie zum Beispiel dem Gesetz von Colebrook-White oder unter Annahme eines  $\zeta$ -Wertes ermittelt werden. Ein weiterer Punkt ist die Kalkulation von Wärmetransportvorgängen, für dessen exakte Berechnung oft geometrische Informationen benötigt werden. Hier bedient man sich der Anwendung des minimalen Temperaturgradienten, welcher auch als Pinch-Point  $\Delta T_{pp}$  bezeichnet wird. Diese Temperaturdifferenz limitiert den Austausch von Wärme zwischen zwei getrennten Arbeitsmedien. Um die Abweichungen von adiabaten und reversiblen Zustandsänderungen des Fluids zu berücksichtigen, werden sogenannte isentrope Wirkungsgrade  $\eta_{is}$  eingeführt. Sie werden beispielsweise für Verdichtern, Ejektoren und Pumpen angegeben und können aus dem Verhältnis von realer zu idealer Zustandsänderung gebildet werden. [70]

## Wärmeübertrager und Ab-/ Desorber

Für die Modellierung der Wärmetauscher im System (Wasser-Wasser-WT sowie Ab- bzw. Desorber) sind neben den zuvor angeführten Erhaltungsgesetzen (siehe Gleichung (4-1) bis (4-3)) zusätzliche Gleichungen notwendig. Die Berechnung des Wärmeübergangs erfolgt in Analogie zum Fourier'schen Gesetz (4-4), wonach der Wärmestrom  $\dot{Q}_{12}$  der von einem Fluid auf ein anderes übertragen wird, proportional zum Wärmedurchgangskoeffizienten (umgangssprachlich  $kA$ -Wert) sowie zur logarithmischen mittleren Temperaturdifferenz  $\Delta T_{m,12}$  ist. [71]

$$\dot{Q}_{12} = k_{12} \cdot A \cdot \Delta T_{m,12} \quad (4-4)$$

Zusätzlich zur Energiebilanz muss überprüft werden, ob die Wärmeübertragung möglich ist nicht den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik verletzt. Dazu werden die bekannten Temperaturunterschiede an den beiden Enden der Apparatur untersucht. Das Modell kann entweder als Gleichstrom- oder als Gegenstromwärmetauscher definiert werden.

$$\Delta T_{12,in} = \begin{cases} T_{1,in} - T_{2,in} & \text{Gleichstrom - WT} \\ T_{1,in} - T_{2,out} & \text{Gegenstrom - WT} \end{cases} \quad (4-5)$$

$$\Delta T_{12,out} = \begin{cases} T_{1,out} - T_{2,out} & \text{Gleichstrom - WT} \\ T_{1,out} - T_{2,in} & \text{Gegenstrom - WT} \end{cases} \quad (4-6)$$

Die mittlere Antriebskraft für den Wärmeaustausch wird näherungsweise über den logarithmischen Mittelwert zwischen den Temperaturdifferenzen an den Enden der WT-Apparatur ermittelt. Sowohl für Gleich- als auch Gegenstrom wird die effektive mittlere Temperaturdifferenz wie folgt berechnet.

$$\Delta T_{m,12} = \frac{\Delta T_{12,in} - \Delta T_{12,out}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{12,in}}{\Delta T_{12,out}}\right)} \quad (4-7)$$

Da diese logarithmische mittlere Temperaturdifferenz für sehr kleine Temperaturunterschiede ( $\Delta T_{12,in} - \Delta T_{12,out} \rightarrow 0$ ) unbestimmt ist, wird in diesem Fall das arithmetische Mittel herangezogen. Der Gesamtwärmetransportkoeffizient  $k_{12}$  setzt sich aus der Wärmeleitung in der Trennwand des Wärmeübertragers sowie den beiden konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten zwischen dem jeweiligen Fluidstrom und der Bewandung zusammen. Im Sinne einer vereinfachten Systembetrachtung wird angenommen, dass der konvektive Teil der Wärmeübertragung jenen Anteil durch Leitung dominiert ( $\sum_{i=1}^2 1/\alpha_i \gg \delta/\lambda$ ). Dies hat zur Folge, dass der Wärmeübergangskoeffizient vereinfacht nach Gleichung (4-8) berechnet werden kann. Die Werte für die einzelnen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{1,2}$  werden facheinschlägiger Literatur [72], [73] entnommen.

$$\frac{1}{k_{12}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (4-8)$$

Im Zuge der Dimensionierungsphase bzw. der optimierungs-gestützten Designphase werden an den Wärmetauschern üblicherweise die gewünschten Temperaturen vorgegeben, da die notwendige Größe der der Apparate (z. B. die Fläche  $A$ ) erst im Laufe dieser Berechnungsdurchläufe ermittelt wird. Nachdem eine nach Kosten und Effizienz optimale Größe des Bauteils ermittelt wurde, kann in einem

Teillastmodell mit Hilfe zusätzlicher Funktionen berechnet werden, wie sich beispielsweise die Temperaturen bei einer Änderung der Betriebsparameter (d. h. Eintrittstemperaturen oder Massenströme) ändern. Ein einfaches Potenzgesetz (siehe Gleichung (4-9) und (4-10)) dient als Erweiterung des grundlegenden Wärmetauschermodells und ermöglicht eine grobe Abschätzung des lastabhängigen Verhaltens der verschiedenen Wärmetauschertypen. Sowohl die Druckverluste  $\Delta p$  als auch die Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  im aktuellen Betriebspunkt korrelieren mit dem Verhältnis der Massendurchflüsse  $\dot{m}/\dot{m}_0$ . Der Index 0 kennzeichnet den Nennlastfall bzw. die Auslegungsbedingungen. [74]

$$\frac{\Delta p_i}{\Delta p_{i,0}} = \left( \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{i,0}} \right)^2 \quad (4-9)$$

$$\frac{\alpha_i}{\alpha_{i,0}} = \left( \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{i,0}} \right)^{0,8} \quad (4-10)$$

### Ejektor

Die mathematische Modellierung des Ejektors basiert auf der Unterteilung in vier charakteristische Abschnitte: (I) Düsenabschnitt, (II) Mischabschnitt, (III) Stoßwellenabschnitt und (IV) Diffusorabschnitt. Jeder dieser Bereiche wird durch spezifische thermodynamische und strömungsmechanische Gesetzmäßigkeiten beschrieben, die im Folgenden erläutert werden. Die Grundlegende Modellstruktur beruht auf den Werken von Liu et al. [75], Purjam et al. [76] und Ma et al. [77].

Der Düsenabschnitt umfasst die Primär- und Sekundärdüse des Ejektors. Zur Beschreibung der isentropen Effizienz der Düse wird die folgende Gleichung (4-11) verwendet.

$$\eta_n = \frac{h_{n,in} - h_{n,out}}{h_{n,in} - h(p_{n,out}, s_{n,in})} \quad (4-11)$$

Hierbei bezeichnet  $h_{n,in}$  die spezifische Enthalpie des Fluids am Einlass der Düse und  $h_{n,out}$  die spezifische Enthalpie am Austritt der jeweiligen Düse. Die Enthalpiedifferenz im Nenner stellt nach der Definition des isentropen Wirkungsgrades den isentropen Expansionsverlauf dar und wird mit Hilfe des Austrittsdruckes  $p_{n,out}$  sowie der Entropie vor der Düse  $s_{n,in}$  gebildet. Die Berechnung der Austrittsgeschwindigkeit  $u_{n,out}$  erfolgt demnach durch Gleichung (4-12). Die Berechnung der sekundären Düse erfolgt analog zur primären Düsenströmung.

$$u_{n,out} = \sqrt{2(h_{n,in} - h_{n,out})} \quad (4-12)$$

In der Mischsektion des Ejektors interagieren die Primär- und Sekundärströme, wobei Masse, Energie und Impuls erhalten bleiben. Die Beschreibung dieser Prozesse erfordert die Berücksichtigung der strömungsmechanischen Eigenschaften des Systems sowie der Ineffizienzen durch nicht-ideale Mischverluste. Eine zentrale Kenngröße der Mischsektion ist das Entrainment Ratio  $\mu$ , welches in Gleichung (4-13) definiert ist und das Verhältnis des Massenstroms des Sekundärfluids  $\dot{m}_{sek}$  zum Massenstrom des Primärfluids  $\dot{m}_{pri}$  beschreibt. Aus der Massenerhaltung ergibt sich für den gemischten Massenstrom, dass dieser der Summe der beiden Massenströme entspricht (siehe Gleichung (4-14)).

$$\mu = \frac{\dot{m}_{sek}}{\dot{m}_{pri}} \quad (4-13)$$

$$\dot{m}_m = \dot{m}_{\text{sek}} + \dot{m}_{\text{pri}} = \dot{m}_{\text{pri}}(1 + \mu) \quad (4-14)$$

In der Mischsektion des Ejektors spielt die Schallgeschwindigkeit eine entscheidende Rolle, vor allem an Stellen bei denen die Strömungsgeschwindigkeit an der engsten Stelle der Düse die Schallgeschwindigkeit erreicht. Die Schallgeschwindigkeit im Primärfluid wird durch die folgende thermodynamische Beziehung beschrieben.

$$c^2 = \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s \quad (4-15)$$

Für die Berechnung der Schallgeschwindigkeit in einem Zweiphasenfluid stehen verschiedene Modelle zur Verfügung. Eine geeignete Beziehung zur Bestimmung der Zweiphasenschallgeschwindigkeit ist der Ansatz nach Nguyen et al. [78] (siehe Gleichung (4-16) und (4-17)).

$$\alpha = \frac{x\rho_l}{x\rho_l + (1+x)\rho_v} \quad (4-16)$$

$$c_s = \left[ (1-\alpha) \sqrt{\frac{1-\alpha}{c_l^2} + \frac{\alpha\rho_l}{\rho_v c_v^2}} + \alpha \sqrt{\frac{\alpha}{c_v^2} + \frac{(1-\alpha)\rho_v}{\rho_l c_l^2}} \right]^{-1} \quad (4-17)$$

Da die Temperatur während des isobaren Phasenwechsels konstant ist, werden die Zustandsvariablen durch Druck  $p$  und Enthalpie  $h$  anstelle von Druck und Temperatur definiert. Die in Gleichung (4-16) enthaltene Dampffizier  $x$ , welche im Zweiphasenbereich Werte zwischen 0 und 1 annimmt, ist somit durch Gleichung (4-18) definiert.

$$x(p, h) = \frac{h - h'(p)}{h''(p) - h'(p)} \quad (4-18)$$

In der obigen Gleichung bezieht sich  $h'(p)$  auf die Siedekurve und  $h''(p)$  auf die Kondensationskurve bei gleichbleibendem Druck  $p$ . Daher wird die Enthalpie außerhalb des Zweiphasenbereichs durch  $p$  und  $T$  definiert, innerhalb des Zweiphasenbereichs durch  $p$  und  $x$ . Die Definition des Dampfparameters ist nicht auf den Zweiphasenbereich beschränkt, sondern ergibt Werte kleiner Null (unterkühlte Flüssigkeit) und größer Eins (überhitzter Dampf).

Die Energieerhaltung für die Mischsektion berücksichtigt die spezifische Enthalpie und kinetische Energie der Fluidströme und wird durch Gleichung (4-19) ausgedrückt.

$$(1 + \mu) \left( h_m + \frac{u_m^2}{2} \right) = \left( h_{n,\text{pri},\text{out}} + \frac{u_{n,\text{pri},\text{out}}^2}{2} \right) + \mu \left( h_{n,\text{sek},\text{out}} + \frac{u_{n,\text{sek},\text{out}}^2}{2} \right) + \quad (4-19)$$

Hierbei stehen  $h_m$ ,  $h_{n,\text{pri},\text{out}}$  und  $h_{n,\text{sek},\text{out}}$  für die spezifischen Enthalpien der gemischten, primären und sekundären Fluidströme, während  $u_m$ ,  $u_{n,\text{pri},\text{out}}$  und  $u_{n,\text{sek},\text{out}}$  die entsprechenden Strömungsgeschwindigkeiten darstellen. Die Impulserhaltung im Mischbereich umfasst nicht nur die Drücke und Massenströme, sondern berücksichtigt auch einen Mischverlustfaktor, der die Effizienz des Impulstransfers zwischen den Strömen beschreibt. Dieser Verlust wird durch den Mischwirkungsgrad  $\eta_m$  charakterisiert, der das Verhältnis der realen zur idealen Geschwindigkeit des gemischten Fluids am Austritt der Mischsektion darstellt.

In der Stoßwellensektion des Ejektors tritt, falls der gemischte Strömungsfluss nach der Mischsektion Überschallgeschwindigkeit aufweist, eine Stoßwelle auf. Diese führt zu einem plötzlichen Druckanstieg und einer starken Reduktion der Geschwindigkeit, wobei Masse, Energie und Impuls erhalten bleiben. Die Energieerhaltung, welche die kinetische Energieänderung durch die Stoßwelle berücksichtigt kann nach Gleichung (4-20) angeschrieben werden.

$$h_{sh,out} = h_m + \frac{u_m^2 - u_{sh}^2}{2} + \quad (4-20)$$

Hier beschreibt  $h_m$  die spezifische Enthalpie vor der Stoßwelle, während  $h_{sh,out}$  die Enthalpie nach der Stoßwelle ist. Die Impulserhaltung wird durch die Beziehung zwischen Druck, Dichte und Geschwindigkeit nach Gleichung (4-25) beschrieben.

$$p_{sh,out} = p_m + \rho_m u_m^2 - \rho_{sh} u_{sh}^2 \quad (4-21)$$

In dieser Gleichung stehen  $p_m$  bzw.  $p_{sh,out}$  für die Drücke vor und nach der Stoßwelle. Die thermodynamischen Zustandsänderungen nach der Stoßwelle werden durch die Dichte- und Entropieabhängigkeit von Druck und Enthalpie beschrieben. Insgesamt bewirkt die Stoßwelle den Übergang von einer hochenergetischen Überschallströmung zu einer subsonischen Strömung und stellt damit sicher, dass die Strömung im nachfolgenden Diffusor stabil und effizient weiterverarbeitet werden kann.

In der Diffusor-Sektion des Ejektors wird die kinetische Energie des gemischten Fluids durch eine sukzessive Verlangsamung der Strömung in Druckenergie umgewandelt. Die Energieerhaltung in der Diffusor-Sektion wird durch den Zusammenhang zwischen den spezifischen Enthalpien und Strömungsgeschwindigkeiten an Ein- und Ausgang des Diffusors nach Gleichung (4-22) definiert.

$$h_{d,out} + \frac{u_{d,out}^2}{2} = h_{m,out} + \frac{u_{m,out}^2}{2} \quad (4-22)$$

Hierbei steht  $h_{d,out}$  für die spezifische Enthalpie des Fluids am Diffusorausgang, während  $h_{m,out}$  und  $u_{m,out}$  die spezifische Enthalpie und Geschwindigkeit des gemischten Fluids am Eintritt in den Diffusor repräsentieren. Die isentrope Effizienz des Diffusors  $\eta_d$  wird genutzt, um die reale Enthalpie am Diffusorausgang in Bezug auf die isentrope Enthalpie  $h_{d,is}$  bei gleichem Druck zu bestimmen.

$$h_{d,out} = h_{m,out} + \frac{h_{d,is} - h_{m,out}}{\eta_d} \quad (4-23)$$

Tabelle 4: Wirkungsgrade für die einzelnen Teilabschnitte eines Ejektors - Düse ( $\eta_{pn,sn}$ ), Diffusor ( $\eta_d$ ) und Mischkammer ( $\eta_m$ ) - sowie für unterschiedliche Medien und Betriebsbedingungen

Referenz	Treibmedium	Saugmedium	$\eta_{pn}$ [-]	$\eta_{sn}$ [-]	$\eta_d$ [-]	$\eta_m$ [-]
[79]	H <sub>2</sub> O <sub>(g)</sub>	H <sub>2</sub> O <sub>(g)</sub>	0,85		0,85	0,95
[80]	H <sub>2</sub> O <sub>(g)</sub>	H <sub>2</sub> O <sub>(g)</sub>	0,85		0,85	0,90
[81]	H <sub>2</sub> O <sub>(g)</sub>	H <sub>2</sub> O <sub>(g)</sub>	0,95	-	0,95	1,00

Referenz	Treibmedium	Saugmedium	$\eta_{pn}$ [-]	$\eta_{sn}$ [-]	$\eta_d$ [-]	$\eta_m$ [-]
[82]	R141b <sub>(l/g)</sub>	R141b <sub>(g)</sub>	0,90	-	0,85	0,85
[83]	R142b <sub>(g)</sub>	R142b <sub>(g)</sub>	0,85	-	0,95	0,85
[84]	R123 <sub>(g)</sub>	R123 <sub>(g)</sub>	0,85	0,85	-	0,70
[85]	R744 <sub>(sc)</sub>	R744 <sub>(g)</sub>	0,70	0,70	0,95	0,80
[86]	LiNO <sub>3(l)</sub> /NaSCN <sub>(l)</sub>	NH <sub>3(g)</sub>	0,85	-	0,80	0,90
[87]	LiNO <sub>3(l)</sub>	NH <sub>3(g)</sub>	0,85	-	0,80	0,90

(g)...gasförmig, Sattedampf | (l)...flüssig | (sc)...überkritisch | (l/g)...Zweiphasengebiet

#### 4.1.1. Effizienzbewertung

Zur thermodynamischen Bewertung (1<sup>st</sup> Law Efficiency) einer Maschine bzw. einer Anlage eignet sich der Quotient aus Nutzen und Aufwand nach der allgemeinen Definition des Wirkungsgrades. Während bei rechtlaufenden Kreisprozessen (z. B. Rankine-Cycle) der sogenannte thermische Wirkungsgrad im Regelfall stets kleiner eins ist, erhält man mit dieser Definition bei den linkslaufenden Prozessen, wie z. B. bei dem Kaltdampfkompressionsprozess, in vielen Fällen Werte über eins. Aus diesem Grund spricht man bei solchen Prozessen von einer Leistungszahl. Wird der Kaltdampfprozess als Kälteanlage umgesetzt, so besteht der Nutzen darin einem Raum, Stoff oder Stoffstrom die Wärme  $\dot{Q}_C$  - bei der Temperatur  $T_C$  - zu entziehen. Um den Wärmestrom wieder abführen zu können muss die der Quelle entzogene Wärme zuerst auf ein höheres Temperaturniveau  $T_H$  gebracht werden. Die dafür benötigte Arbeit wird meist in Form von mechanischer (z. B. Verdichter oder Pumpe) oder thermischer (Ab- bzw. Adsorption) Energie dem Prozess und somit auch den Arbeitsfluid zugeführt. Die Leistungszahl der Kältemaschine, welche auch oft als EER (Energy Efficiency Ratio) bezeichnet wird, ergibt sich somit nach Gleichung (4-24).

$$EER = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_{el}} \quad (4-24)$$

Wird die Anlage als Wärmepumpe ausgeführt, so wird die bei der Kondensationstemperatur  $T_H$  von Arbeitsmedium abgegebene Wärmeleistung  $\dot{Q}_H$  als Nutzen betrachtet. Diese Wärme wird in weiterer Folge dem Heizmedium (z.B. sekundäre Fernwärmeinfrastruktur) zugeführt oder für die Warmwasserbereitung herangezogen. Als Aufwand wird wie schon bei der Kältemaschine die zugeführte Arbeit  $W$  herangezogen. Die Leistungszahl einer Wärmepumpe, oftmals auch als COP (Coefficient of Performance) bezeichnet, kann nach Gleichung (4-25) berechnet werden.

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{el}} \quad (4-25)$$

Die in diesem Projekt untersuchten Technologien stellen sowohl Wärme als auch Kälte zu Verfügung, weswegen je nach Prozessverschaltung beide Kennzahlen (COP und EER) nach den oben beschriebenen Konventionen zur „1<sup>st</sup> Law Analysis“ ermittelt werden können.

Um genaue Aussagen über die Gesamteffizienz des ExTra-Prozesses zu erhalten, betrachtet man den Gesamt-Prozess-Wirkungsgrad, welcher in weiterer Folge als  $\eta_{\text{tot}}$  bezeichnet wird. Dieser berücksichtigt sowohl den Ablauf des Kreisprozesses als auch den Wärmeauskopplungsvorgang. Den Prozess-Wirkungsgrad für die untersuchten Schaltungsvarianten erhält man durch Erweiterung der Bilanzgrenze bzw. durch Berücksichtigung aller über diese Grenzen fließenden Wärme- bzw. Leistungsgrößen (siehe Gleichung (4-26)). Der Aufwand wird somit um die thermische Antriebsenergie des Prozesses, welche in Form von primärer Fernwärme  $\dot{Q}_{\text{DH,pri}}$  zugeführt wird, ergänzt, während der Nutzen beide Wärmeströme, also sekundäre Fernwärme  $\dot{Q}_{\text{DH,sek}}$  sowie Fernkälte  $\dot{Q}_{\text{DC}}$ , beinhaltet.

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{\dot{Q}_{\text{DH,sek}} + \dot{Q}_{\text{DC}}}{\dot{W}_{\text{el}} + \dot{Q}_{\text{DH,pri}}} \quad (4-26)$$

#### 4.1.2. Randbedingungen und Festlegung

##### Kosten Fernwärme und Strom

Für die exergo-ökonomischen Bewertungen wurden die in Tabelle 5 angeführten spezifischen Energiekosten für Fernwärme und Strom berücksichtigt. Bei den verzeichneten Werten handelt es sich in beiden Fällen um gerundete Werte. Diese werden zum ökonomischen Vergleich der verschiedenen Varianten herangezogen. Durch den hohen Grad der Grundlagenforschung sind keine belastbaren realen Umsetzungskosten für Exergietrafos und somit auch keine konkreten Vergleichskennzahlen verfügbar.

Tabelle 5: Gerundete spezifische Energiekosten für Fernwärme und Strom

Kosten	Wert	Quelle
Fernwärme	0,16 €/kWh	[88]
Strom	0,20 €/kWh	[89]

##### Technische Auslegungsbedingungen Fernwärme

Die technischen Auslegungsbedingungen, welche in der Tabelle 6 verzeichnet sind, wurden zu Teilen der technischen Richtlinie „Technische Auslegungsbedingungen“ der Wien Energie GmbH [90] (Allgemeine Bereiche) entnommen sowie mit selbstgewählten Festlegungen ergänzt.

Tabelle 6: Technische Auslegungsbedingungen für die Fernwärme nach Wien Energie GmbH [90]

Anwendungsbereich	Max. Vorlauf-temperatur*	Min. Vorlauf-temperatur*	Festgelegte Vorlauf-temperatur für Auslegung
FW-Primärnetz	160 °C - 180 °C	80 °C - 145 °C	140 °C
FW-Sekundärnetz	95 °C - 120 °C	63 °C - 115 °C	65 °C

\* Abhängig von der vorherrschenden Außentemperatur in °C

## Technische Auslegungsbedingungen Fernkälte

Die technischen Auslegungsbedingungen, welche in der Tabelle 7 verzeichnet sind, wurden zu Teilen der technischen Richtlinie „Technische Auslegungsbedingungen“ der Wien Energie GmbH [90] (Allgemeine Bereiche) entnommen sowie mit selbstgewählten Festlegungen ergänzt.

Tabelle 7: Technische Auslegungsbedingungen für die Fernkälte nach Wien Energie GmbH [90]

Anwendungsbereich	Vorlauftemperatur*	Min. Rücklauftemperatur*	Festgelegte Vor- und Rücklauf-temperatur für Auslegung
FW-Kältenetz	6 °C - 12 °C	13 °C - 19 °C	T <sub>VL</sub> = 6 °C / T <sub>RL</sub> = 12 °C

\* Abhängig von der vorherrschenden Außentemperatur in °C

## Wärmedurchgangs- und Wärmeübergangskoeffizienten der Fluide

In der Literatur finden sich im Hinblick auf die Fluide sowie die damit in Verbindung stehenden Komponenten (Hauptsächliche Wärmeübertrager), mehrheitlich die Wärmedurchgangskoeffizienten (u- oder k-Werte) zwischen der Seite mit dem heißen und dem kalten Medium.

Dieser Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  für eine ebene Platte (vgl. Wärmeübertrager) berechnet sich nach Marek und Nitsche [91] mit der Gleichung (4-27)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (4-27)$$

Der Wärmedurchgang setzt sich aus Wärmeübergang und Wärmeleitung zusammen. Hierbei bilden die Werte  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  die Wärmeübergangskoeffizienten des konvektiven Wärmeübergangs zwischen einem Festkörper (Platte) und dem Fluid. Die Wärmeleitung den Festkörper (Platte) wird durch die beiden Größen  $s$  (Schichtdicke) und  $\lambda$  (Wärmeleitfähigkeit) beschrieben. Marek und Nitsche [91]

Durch die von Alfa Laval [92] beschriebene geringe Schichtdicke  $s$  und die je nach Werkstoff zum Tragen kommenden Wärmeleitfähigkeiten ergibt es sich, dass der Term  $s/\lambda$  im Vergleich zu der Summe aus  $\sum \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$  sehr kleine Werte annimmt und somit zu vernachlässigen ist. Dieser Ansatz wurde auch von Yamada et al. [93] sowie de Vega et al. [94] herangezogen. Daher wird die Gleichung (4-27), wie in Gleichung (4-28) ersichtlich, vereinfacht. In weiterer Folge wird diese Formel auf Komponentenebene (Wärmeübertrager) für die Berechnung der Wärmeübertragerfläche (htc\_area) herangezogen.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (4-28)$$

Im Falle der Wärmeübergangskoeffizienten für die Ejektorschaltungen, bei welchen das Arbeitsfluid ebenfalls Wasser ist, finden sich in der Literatur einige Auslegungswerte. [95]

Die in der Tabelle 8 verzeichneten Werte wurden für diese Schaltungen und die darin enthaltenen Komponenten herangezogen.

Tabelle 8: Gewählte Wärmeübergangskoeffizienten für die Komponenten bzw. Fluide in den Ejektorschaltungen

Anwendungsbereich	Bauteilbezeichnung	Wärmeübergangskoeffizient Wasser $\alpha_w$	Wärmeübergangskoeffizient Arbeitsstoff $\alpha_o$
Ejektor-schaltung	PHEX	1,375 kW/(m <sup>2</sup> ·K)	3,484 kW/(m <sup>2</sup> ·K)
	EVA LP / EVA HP	1,660 kW/(m <sup>2</sup> ·K)	6,145 kW/(m <sup>2</sup> ·K)
	CON LP / CON HP	5,947 kW/(m <sup>2</sup> ·K)	11,135 kW/(m <sup>2</sup> ·K)

Im Bereich der Absorberschaltungen kommen aufgrund des Einsatzes von Wasser sowie Lithium-Bromid (LiBr) bzw. einer Lösung aus Wasser/LiBr (H<sub>2</sub>O/LiBr) als Arbeitsfluid spezielle Korrelationen (Nusselt-Korrelationen) zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten zum Einsatz.

Daher ist deren Bestimmung von verschiedenen Parametern abhängig und in der Literatur finden sich häufig nur Wertebereiche für die Wärmeübergangskoeffizienten bzw. die Wärmedurchgangskoeffizienten. Aber auch hier wird häufig der Ansatz wie in Gleichung (4-28) herangezogen und es kann aus den  $k$ -Werten auf die  $\alpha$ -Werte rückgerechnet werden.

Die Tabelle 9 verzeichnet die gewählten Wärmeübergangskoeffizienten für die einzelnen Bauteile der Absorptionsschaltungen.

Tabelle 9: Wärmeübergangskoeffizienten für die Komponenten bzw. Fluide in den Absorberschaltungen

Anwendungsbereich	Bauteilbezeichnung	Wärmeübergangskoeffizient Wasser $\alpha_w$	Wärmeübergangskoeffizient Arbeitsstoff $\alpha_o$
Absorber-schaltung	Absorber	3,484 kW/(m <sup>2</sup> ·K)	0,695 kW/(m <sup>2</sup> ·K)
	Desorber	1,375 kW/(m <sup>2</sup> ·K)	0,694 kW/(m <sup>2</sup> ·K)
	SHEX	1,187 kW/(m <sup>2</sup> ·K)	1,311 kW/(m <sup>2</sup> ·K)

Anwendungsbereich	Bauteilbezeichnung	Wärmeübergangskoeffizient Wasser (high temp.) $\alpha_{HW}$	Wärmeübergangskoeffizient Wasser (low temp.) $\alpha_{CW}$
Absorber-schaltung	EVA	6,145 kW/(m <sup>2</sup> ·K)	1,660 kW/(m <sup>2</sup> ·K)
	CON	5,947 kW/(m <sup>2</sup> ·K)	11,135 kW/(m <sup>2</sup> ·K)
	PHEX	1,375 kW/(m <sup>2</sup> ·K)	3,484 kW/(m <sup>2</sup> ·K)

### Temperaturdifferenzen der Wärmeübertrager

Die festgelegten Temperaturdifferenzen der Wärmeübertrager für die Absorber- und Ejektorschaltungen sind in der Tabelle 10 verzeichnet.

Tabelle 10: Temperaturdifferenzen ( $dT_{IN}$  und  $dT_{OUT}$ ) der Wärmeübertrager für die Absorber- und Ejektorschaltungen

Anwendungsbereich	Bauteilbezeichnung	Temperaturdifferenz $dT_{IN}$ bzw. $dT_{OUT}$
Absorberschaltung	CON	$dT_{out} = 5 \text{ °C}$
	EVA	$dT_{in} = 2 \text{ °C}$
	PHEX	$dT_{in} = 10 \text{ °C}$
Ejektor-schaltung	PHEX	$dT_{out} = 5 \text{ °C}$
	EVA_LT / EVA_HT	$dT_{in} = 2 \text{ °C}$
	CON_LP / CON_HP	$dT_{out} = 5 \text{ °C}$

### 4.1.3. Numerisches Lösungsverfahren

Die Anwendung der oben genannten Bilanzgleichungen (siehe Abschnitt 4.1) führt in der Regel zu einem nichtlinearen Gleichungssystem mit mehreren Unbekannten. Grundsätzlich spricht man von einem nichtlinearen Gleichungssystem, wenn sich mindestens eine der Größen nichtlinear (z. B. Potenz oder Wurzel) mit einer anderen Variablen ändert. Die Nichtlinearität wird bei stationären Betrachtungen insbesondere durch nichtreversible Zustandsänderungen in den Komponenten sowie den nichtlinearen Stoffwertfunktionen der betrachteten Arbeitsstoffe hervorgerufen.

Eine häufig verwendete Methode zur Lösung von linearen und nichtlinearen Gleichungssystemen ist das iterative Newton-Raphson-Verfahren [70]. Bei diesem Verfahren nähert man sich durch das Anlegen von Tangenten an eine Funktion  $f(x)$  schrittweise deren Nullstellen  $x$  an. Dabei ist die Nullstelle der Tangente  $x^p$  der neue Startwert wo die nächste Tangente angelegt wird worauf sich auch dessen Nullstelle  $x^{p+1}$  ändert. Wendet man das Newton-Raphson-Verfahren auf ein Gleichungssystem mit  $i$  Unbekannten an, so ergibt sich Gleichung (4-29).

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_i} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial x_i} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_i}{\partial x_1} & \frac{\partial f_i}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_i}{\partial x_i} \end{pmatrix}^{(p)} \cdot \begin{pmatrix} \Delta x_1 \\ \Delta x_2 \\ \vdots \\ \Delta x_i \end{pmatrix}^{(p+1)} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_i \end{pmatrix}^{(p)} \quad (4-29)$$

Betrachtet man die linke Matrix mit den Ableitungen der Funktionen  $\partial f / \partial x$ , so stellt man die Form einer Jacobi-Matrix  $J(\vec{x})$ , auch Funktionalmatrix genannt, fest (siehe Gleichung (4-30)).

$$\mathbf{J}(\vec{x}) = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_i} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial x_i} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_i}{\partial x_1} & \frac{\partial f_i}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_i}{\partial x_i} \end{pmatrix} \quad (4-30)$$

Der  $i$ -dimensionale verbesserte Lösungsvektor  $x^p$  lässt sich anschließend nach der Iterationsvorschrift mit der inversen Jacobi-Matrix  $\mathbf{J}(\vec{x})^{-1}$  als Gleichung (4-31) anschreiben. Die Ableitungen in der Jacobi-Matrix können entweder numerisch oder analytisch ermittelt werden, wobei diese in der Prozesssimulation fast ausschließlich numerisch bestimmt werden. Dieses Verfahren erzielt bei sinnvoll gewählten Startwerten bereits nach wenigen Iterationsschritten gute Ergebnisse.

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_i \end{pmatrix}^{(p+1)} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_i \end{pmatrix}^{(p)} - \mathbf{J}(\vec{x})^{-1(p)} \cdot \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_i \end{pmatrix}^{(p)} \quad (4-31)$$

## 4.2. Exergetische Betrachtung

### 4.2.1. Bilanzgleichungen

Als Exergie bezeichnet man den Teil der Gesamtenergie eines Systems, welcher in der Lage ist technische Arbeit zu verrichten, wenn das betrachtete System mit dessen Umgebung in einen Gleichgewichtszustand gebracht wird. Die Definition der Exergie entspricht somit einem Potential zwischen mindestens zwei Zuständen, wobei einer davon häufig der Umgebungszustand ist (definiert durch die Standard- oder Referenzbedingungen). Liegt nun ein mechanisches, thermisches und chemisches Gleichgewicht zwischen dem betrachteten System und dessen Umgebung vor, so stimmen Druck, Temperatur und chemisches Potenzial des Systems und der Umgebung überein. Unter diesen Bedingungen gibt es weder die Möglichkeit einer spontanen Veränderung innerhalb des Systems oder der Umgebung, noch kann es eine Wechselwirkung zwischen ihnen geben.

Obwohl die Exergie im Gegensatz zur Energie keine Erhaltungsgröße ist, kann dennoch eine Bilanzgleichung, beispielsweise für die Effizienzevaluierung, formuliert werden. Betrachtet man nun ein offenes, nicht adiabates System, so kann Exergie auf mehrere Arten über die Systemgrenze bzw. über die Grenze eines Kontrollvolumens transportiert werden. Analog zur Energieerhaltung setzt sich die in Gleichung (4-32) dargestellte stationäre Exergie-Bilanzgleichung aus dem Exergietransfer in Verbindung mit Arbeit  $\dot{W}$ , dem Exergiestrom verursacht durch Wärmeübertragung  $\dot{E}_q$ , sowie der Exergieübertragung durch Materie  $\dot{E}_{in/out}$ , welche das Kontrollvolumen zu- bzw. abgeführt wird, zusammen. All diese Transportmechanismen werden in Bezug auf die zur Definition der Exergie verwendete Umgebung bewertet. Zudem werden die Terme  $\dot{E}_L$  und  $\dot{E}_D$ , welche die Exergieverluste und die Vernichtung von Exergie durch Irreversibilitäten innerhalb der Komponente bzw. des Kontrollvolumens beschreiben, hinzugefügt. [96]

$$0 = \sum_k \dot{E}_{\text{in/out},k} - \sum_k \dot{E}_{q,k} - \dot{W}_k - \dot{E}_{D,k} - \dot{E}_{L,k} \quad (4-32)$$

$$0 = \sum_k (e \cdot \dot{m})_{\text{in/out},k} - \sum_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \cdot \dot{Q}_k - \dot{W}_k - \dot{E}_{D,k} - \dot{E}_{L,k} \quad (4-33)$$

Die Exergie eines Stoffstromes  $\dot{m}$  setzt sich im Wesentlichen aus potentieller, kinetischer, physikalischer und chemischer Exergie zusammen. Ein System bzw. Stoffstrom weist einen thermodynamischen Gleichgewichtszustand mit der Umgebung auf, sobald die Fähigkeit der Umwandlung in Exergie zur Gänze verloren geht. Das betrachtete System befindet sich somit im Umgebungszustand und setzt sich somit rein aus Anergie zusammen. Unter der Vernachlässigung der kinetischen und potenziellen Energie des Systems kann die spezifische Exergie eines Stoffstroms aus den physikalischen und chemischen Exergieanteilen errechnet werden [97]. Nachdem die gesamte spezifische Exergie (physikalisch und chemisch) berechnet wurde kann unter Zuhilfenahme von Gleichung (4-34) der Gesamt-Exergiedurchsatz  $\dot{E}_i$  als das Produkt aus der spezifischen Exergie des  $i$ -ten Teilstroms und dem Massenstrom ermittelt werden.

$$\dot{E}_i = \dot{m}_i \cdot (e_{i,\text{ph}} + e_{i,\text{ch}}) \quad (4-34)$$

Das System befindet sich im thermischen und mechanischen Gleichgewicht, sobald der Stoff oder der Stoffstrom  $i$  den Umgebungszustand, d. h. die Umgebungstemperatur  $T_0$  und den Umgebungsdruck  $p_0$  annimmt. Man bezeichnet den unter dieser Annahme nach Gleichung (4-35) berechneten Teil der Exergie als physikalische Exergie  $e_{i,\text{ph}}$ . Hier bezeichnen  $h_0(T_0, p_0)$  und  $s_0(T_0, p_0)$  die spezifische Enthalpie und Entropie, welche bei der Temperatur und dem Druck im Umgebungszustand sowie einer festen chemischen Zusammensetzung des  $i$ -ten Stroms evaluiert wurden. Der Umgebungszustand wurde hier mit  $T_0 = 25 \text{ °C}$  und  $p_0 = 1,01325 \text{ bar}$  gewählt.

$$e_{i,\text{ph}} = (h_i - h_{i,0}) - T_0 \cdot (s_i - s_{i,0}) \quad (4-35)$$

Der Stoff oder Stoffstrom ist bei  $T_0$  und  $p_0$  jedoch erst dann exergielos, wenn sich auch das chemische Gleichgewicht mit der Umgebung eingestellt hat.

In der Arbeit von Blanco-Marigorta & Daniel Marcos [98] wird auf die Bedeutung der korrekten Berechnung der chemischen Exergie für die exergetische Bewertung von Absorptionskälteanlagen hingewiesen. Bei vielen Studien zur Absorptionstechnologie wird bei der Berechnung der Irreversibilitäten jedoch auf den chemischen Anteil verzichtet, da durch die implizite Anwendung der Gouy-Stodola-Gleichung bei der Bilanzierung der physikalischen Exergieströme korrekte Ergebnisse liefert [99]. Zudem hat die Wahl der Referenzspezies zur Ermittlung der chemischen Exergie zwar keinen Einfluss auf die internen Exergieverluste, wohl aber auf die Werte der externen Verluste und damit auch auf die Evaluierung der exergetischen Effizienz [100]. Der Vergleich mit der Literatur zeigt jedoch eine deutliche Diskrepanz, insbesondere bei der Exergieanalyse von Komponenten wo es zu Trenn- oder Mischungsprozessen kommt (wie z. B. Absorber oder Desorber), da bei solchen Prozessen die chemische Exergie eine wichtige Rolle spielt [101], [102]. Bei den in diesem Projekt untersuchten Absorptionskreisläufen wird die von Palacios-Bereche et al. [102] erweiterte Methode, welche die von Szargut et al. [103] vorgeschlagene Referenzumgebung unter Berücksichtigung deren physikalischen und

chemischen Komponenten übernimmt, für die Exergieberechnung einer LiBr-H<sub>2</sub>O-Lösung herangezogen. Wird ein LiBr-H<sub>2</sub>O-Gemisch als eine reale Lösung angesehen, so wird für die Berechnung der chemischen Exergie  $e_{i,\text{ch}}$  Gleichung (4-36) verwendet. Diese verallgemeinerte Definitionsgleichung kann als Funktion der Aktivitäten  $a_k$  und Standard-Exergien  $\tilde{\varepsilon}_{0,k}$  der reinen Spezies  $k$  angeschrieben werden. Während der erste Term die chemische Standardexergie der reinen Spezies beinhaltet, berücksichtigt der zweite Term den Exergieverlust aufgrund von Lösungsprozessen.

$$e_{i,\text{ch}} = \frac{1}{M} \left[ \sum_k (y_k \cdot \tilde{\varepsilon}_{0,k}) + R \cdot T_0 \sum_k (y_k \cdot \ln(a_k)) \right] \quad (4-36)$$

Weiters bezeichnet  $M$  die Molmasse der Lösung,  $y_k$  den Stoffmengenanteil der einzelnen Spezies,  $R$  die universelle Gaskonstante und  $T_0$  die Temperatur des Referenzzustandes. Die chemischen Standardexergien  $\tilde{\varepsilon}_{0,k}$  wurden aus dem Werk von Szargut et al. [103] entnommen und betragen  $\tilde{\varepsilon}_{0,\text{H}_2\text{O}} = 0,9$  kJ/mol für Wasser,  $\tilde{\varepsilon}_{0,\text{Li}} = 393$  kJ/mol für Lithium und  $\tilde{\varepsilon}_{0,\text{Br}_2} = 101,2$  kJ/mol für das in flüssiger Form vorliegende zweiatomige Brom-Molekül.

Die Aktivität des Wassers in der Lösung  $a_{\text{H}_2\text{O}}$  kann mit Hilfe der folgenden Gleichung (4-37) nach Nasehzadeh et al. [104] berechnet werden. Darin bezeichnet  $\phi$  den osmotischen Koeffizienten,  $\nu$  die Dissoziationszahl für die gelöste Substanz ( $\nu_{\text{LiBr}} = 2$ ) und  $b_k$  die Molalität, welche als Quotient aus der Stoffmenge des betrachteten gelösten Stoffes  $n_k$  und der Masse  $m$  des Lösungsmittels bestimmt wird.

$$\ln(a_{\text{H}_2\text{O}}) = -\phi \cdot \nu \cdot b \cdot M_{\text{H}_2\text{O}} \quad (4-37)$$

Für die Berechnung des osmotischen Koeffizienten der LiBr-H<sub>2</sub>O-Lösung  $\phi$  wird der von Kim & Infante Ferreira [105] postulierte Ansatz (siehe Gleichung (4-38)) verwendet. Die Berechnung der Koeffizienten  $\tilde{\alpha}_i$  und  $\tilde{\beta}_i$  erfolgt gemäß Gleichung (4-39) und (4-40). Die Werte der entsprechenden Einzelkoeffizienten  $\alpha_{ij}$  und  $\beta_{ij}$  kann Tabelle 11 entnommen werden.

$$\phi = 1 + \sum_{i=1}^6 \tilde{\alpha}_i \cdot b^{i/2} + \frac{p}{2 \cdot \nu} \sum_{i=1}^2 i \cdot \tilde{\beta}_i \cdot b^{i/2} \quad (4-38)$$

$$\tilde{\alpha}_i = \sum_{j=0}^2 \alpha_{ij} \cdot T^{-j} \quad (4-39)$$

$$\tilde{\beta}_i = \sum_{j=0}^2 \beta_{ij} \cdot T^{-j} \quad (4-40)$$

Tabelle 11: Konstanten für die Bestimmung der chemischen Exergie einer LiBr-H<sub>2</sub>O-Lösung nach Kim & Infante Ferreira [105]

Konstante	$j = 0$	$j = 1$	$j = 2$
$\alpha_{1j}$	$-2,196316 \cdot 10^1$	$4,937232 \cdot 10^3$	$-6,5548406 \cdot 10^5$
$\alpha_{2j}$	$-3,810475 \cdot 10^3$	$2,611535 \cdot 10^6$	$-3,6699691 \cdot 10^8$

Konstante	$j = 0$	$j = 1$	$j = 2$
$\alpha_{3j}$	$1,228085 \cdot 10^5$	$-7,718792 \cdot 10^7$	$1,039856 \cdot 10^{10}$
$\alpha_{4j}$	$-1,471674 \cdot 10^6$	$9,195285 \cdot 10^8$	$-1,189450 \cdot 10^{11}$
$\alpha_{5j}$	$7,765821 \cdot 10^6$	$-4,937567 \cdot 10^9$	$6,317555 \cdot 10^{11}$
$\alpha_{6j}$	$-1,511892 \cdot 10^7$	$9,839974 \cdot 10^9$	$-1,27379 \cdot 10^{12}$
$\beta_{0j}$	$-4,417865 \cdot 10^{-5}$	$3,114900 \cdot 10^{-2}$	$4,36112260$
$\beta_{1j}$	$3,07410 \cdot 10^{-4}$	$-1,86321 \cdot 10^{-1}$	$2,738714 \cdot 10^1$
$\beta_{2j}$	$-4,080794 \cdot 10^{-4}$	$2,1608 \cdot 10^{-1}$	$-2,5175971 \cdot 10^1$

Die LiBr-Aktivität in der Lösung  $a_{\text{LiBr}}$  kann anhand der von Balzhiser et al. [106] beschriebenen Methode, welche die Aktivität einer nicht flüchtigen Komponente anhand der bekannten Aktivitäten der anderen Spezies berechnet, ermittelt werden. Basierend auf der Lösung der integralen Form der Gibbs-Duhem-Gleichung lässt sich  $a_{\text{LiBr}}$  wie folgt bestimmen (siehe Gleichung (4-41)).

$$\ln(a_{\text{LiBr}}) = -\nu \cdot \left[ \ln(b) + \sum_{i=1}^6 \frac{i+2}{i} \cdot \left( \tilde{\alpha}_i + i \cdot \frac{p \cdot \tilde{\beta}_i}{2 \cdot \nu} \right) \cdot b^{i/2} \right]_b^{b_{\text{sat}}} \quad (4-41)$$

Für die untere Integrationsgrenze wird der Stoffmengenanteil  $b$  des zu bestimmenden Zustands festgelegt. Die obere Grenze des Integrals wurde berücksichtigt, da sich die Lösung in diesem Zustand im Gleichgewicht mit reinem Lithiumbromid befindet, so dass der Referenzwert für die LiBr-Aktivität an diesem Punkt jenem von reinen LiBr entspricht (Sättigungszustand:  $a_{\text{LiBr}}(b_{\text{sat}}) = 1$ ). [102]

#### 4.2.2. Exergetische Bewertung für Komponenten und Systeme

Die exergetische Bewertung, welche auch als Exergie-Analyse bezeichnet wird, dient nach Gyftopoulos et al. [107] zur Identifizierung thermodynamischer Ineffizienzen von Komponenten bzw. Systemen. Im Zuge dessen werden die damit verbundenen und nachfolgend gelisteten Parameter in einem thermischen System ermittelt:

- Ort an dem eine thermodynamische Ineffizienz auftritt
- Ausmaß der thermodynamischen Ineffizienz
- Quelle bzw. Ursache einer thermodynamischen Ineffizienz

Um die exergetische Bewertung für Komponenten und Systeme durchführen zu können, werden sogenannte exergetische Variablen bestimmt um die einzelnen Komponenten bzw. System zu charakterisieren. [107]

Diese exergetischen Variablen für die Bewertung von Komponenten umfassen nach Jensen et al. [108] sowie Bejan et al. [109] die exergetische Effizienz (= exergetischer Wirkungsgrad)  $\eta_{\text{ex},k}$ , zwei Exergievernichtungsverhältnisse  $y_D$  und  $y_D^*$  sowie das Exergieverlustverhältnis  $y_L$

### Exergetische Effizienz bzw. Exergetischer Wirkungsgrad $\eta_{ex,k}$

Gyftopoulos et al. [107] definieren den exergetischen Wirkungsgrad  $\eta_{ex,k}$ , welcher auch als 2<sup>nd</sup> Law Efficiency, Effektivität oder als rationale Effizienz bezeichnet wird, als Größe, welche aus einer thermodynamischen Sicht ein echtes Maß für die Leistung einer Komponente oder eines Systems liefert. Definiert wird der exergetische Wirkungsgrad über das sogenannte Produkt  $\dot{E}_P$  sowie über die sogenannte Ressource (Fuel)  $\dot{E}_F$ . Unter dem Begriff Produkt  $\dot{E}_P$  wird das gewünschte Ergebnis, welches das System hervorbringt verstanden. Die Ressource  $\dot{E}_F$  wird als Überbegriff für die gesamten Ressourcen verwendet, welche für die Generierung des Produktes  $\dot{E}_P$  benötigt werden. In Anlehnung an Gyftopoulos et al. [107] berechnet sich der exergetische Wirkungsgrad  $\eta_{ex,k}$  mit der Gleichung (4-42).

$$\eta_{ex,k} = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} \quad (4-42)$$

Der exergetische Wirkungsgrad trifft eine Aussage darüber, welcher Anteil der Exergie der Ressource sich in der Exergie des Produktes wiederfindet. Der Prozentsatz an Exergie der Ressource, welcher im System als Exergievernichtung und -verlust auftritt, ist die Differenz zwischen einem exergetischen Wirkungsgrad von 1 (= 100%) und dem tatsächlichen Wert des exerget. Wirkungsgrades. [109]

### Exergievernichtungsverhältnis $y_D$

Das Exergievernichtungsverhältnis  $y_D$  einer Komponente definiert sich über das, von Bejan et al. [109] beschriebene Verhältnis von Exergievernichtung der Komponente  $\dot{E}_{D,k}$  zu der gesamten Exergie der zugeführten Ressourcen  $\dot{E}_{F,tot}$ . Die Berechnung erfolgt mit der Gleichung (4-43).

$$y_D = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (4-43)$$

### Exergievernichtungsverhältnis $y_D^*$

Das Exergievernichtungsverhältnis  $y_D^*$  einer Komponente definiert sich über das, von Bejan et al. [109] beschriebene Verhältnis von Exergievernichtung der Komponente  $\dot{E}_{D,k}$  zu der gesamten Exergievernichtungsrate  $\dot{E}_{D,tot}$ . Die Berechnung erfolgt mit der Gleichung (4-44).

$$y_D^* = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{D,tot}} \quad (4-44)$$

Diese beiden Exergievernichtungsverhältnisse finden Anwendung im Bereich des Vergleiches von verschiedenen Komponenten innerhalb des gleichen Systems. Speziell das Exergievernichtungsverhältnis  $y_D$  kann auch für Vergleiche von gleichartigen Komponenten in verschiedenen Systemen herangezogen werden, indem für die gesamte Exergie der zugeführten Ressourcen  $\dot{E}_{F,tot}$  Ressourceh verwendet werden die gleich sind oder eine starke Ähnlichkeit aufweisen. [109]

### Exergieverlustverhältnis $y_L$

Das Exergieverlustverhältnis  $y_L$  einer Komponente definiert sich über das, von Bejan et al. [109] beschriebene Verhältnis von Exergieverlust der Komponente  $\dot{E}_{L,k}$  zu der gesamten Exergie der zugeführten Ressourcen  $\dot{E}_{F,tot}$ . Die Berechnung erfolgt mit der Gleichung (4-45).

$$y_L = \frac{\dot{E}_{L,k}}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (4-45)$$

### 4.3. Exergetisch-wirtschaftliche Betrachtung

So wie der Name der exergetisch-wirtschaftlichen Betrachtung schlussfolgern lässt, setzt sich diese aus der exergetischen Bewertung (= Exergie-Analyse) sowie der wirtschaftlichen Bewertung (= Kosten-Analyse) zusammen. Die Informationen die eine exergetisch-wirtschaftliche Betrachtung an die jeweiligen Planer und/oder Betreiber einer Anlage liefert, können durch reine energetische, exergetische oder wirtschaftliche Betrachtungen nicht generiert werden. Eben diese Informationen sind ausschlaggebend für eine kosteneffiziente Anlage. Eine exergetisch-wirtschaftliche Betrachtung stellt damit eine exergie-gestützte Methode zur Kostenminimierung dar. [107], [109]

Diese Kostenminimierung (Optimierung von Kosten der Systemprodukte) nach Gyftopoulos et al. [107] beinhaltet eine Optimierung des thermischen Systems dahingehend, dass eine Strukturänderung sowie eine Änderung der Designparameter erfolgt. Diese Kostenminimierung erfolgt unter den nachfolgend gelisteten Randbedingungen:

- Verfügbarkeit der Materialien und finanzielle Ressourcen
- Umweltschutz
- Behördliche Vorschriften / Regularien
- Sicherheit und Zuverlässigkeit
- Betriebsfähigkeit, Verfügbarkeit und Wartungsfähigkeit

Wenn jede thermodynamische Ineffizienz (Exergievernichtung und Exergieverlust) eines Systems durch Kostenüberlegungen oder die oben genannten Randbedingungen gerechtfertigt wird, handelt es sich um ein optimiertes System. [107]

Für die Optimierung werden die von Gyftopoulos et al. [107] definierten Variablen unterschieden:

- Unabhängige Variablen inkl. Parameter
- Abhängige Variablen

#### **Unabhängige Variablen inkl. Parameter**

Bei unabhängigen Variablen handelt es sich um Variablen, deren Werte veränderbar sind Diese werden auch als Entscheidungsvariablen definiert. Die Parameter weisen einen Wert auf, welcher durch die Anwendung an sich definiert wird. [107]

#### **Abhängige Variablen**

Unter abhängigen Variablen werden Variablen verstanden, deren Werte sich unter Verwendung eines mathematischen Modells aus den unabhängigen Variablen berechnen lassen. [107]

#### **Optimierung des idealen Systems**

Ein ideales System charakterisiert sich nach Gyftopoulos et al. [107] wie folgt:

- Vollständiges thermodynamisches Modell vorhanden
- Vollständiges wirtschaftliches Modell vorhanden
- Optimale Struktur des Systems (keine Alternativen oder schlechtere Alternativen)
- Analytische oder numerische Optimierungstechnik für die direkte Optimierung der Entscheidungsvariablen

Ist das System durch diese Eigenschaften charakterisiert, liegt keine Notwendigkeit für die Berechnung von exergiebasierten Variablen vor. Die Optimierung kann direkt mit dem Modell und den Variablen arbeiten. In der Praxis liegt ein solch idealisierter Fall nicht vor. Die Gründe hierfür definieren Gyftopoulos et al. [107] wie folgt:

- Fehlende Daten und Funktionen für eine vollständige Definition des thermodynamischen und wirtschaftlichen Modells
- Die analytischen und numerischen Optimierungen werden auf eine bestimmte Struktur des Systems angewendet. Produktkosten können aber nur durch eine Strukturänderung erreicht werden, wodurch es nicht zielführend ist für jeden Strukturentwurf ein eigenes mathematisches Modell anzufertigen
- Die Komplexität des Systems erlaubt auch bei Vorhandensein aller notwendigen Informationen keine Erstellung eines mathematischen Modells, welches den Anforderungen genügt oder in einer annehmbaren Zeit lösbar ist.

Liegt somit ein nicht ideales System vor kann die Anwendung einer exergie-wirtschaftlichen Betrachtung Vorteile für die Optimierung liefern. Dies ist vor allem dann gegeben, wenn es sich um komplexe Systeme in Kombination mit chemischen Reaktionen handelt. [107]

### 4.3.1. Exergiekosten

Bei einem System, welches in einem stationären Zustand operiert, liegen sowohl eintretende als auch austretende Ströme vor. Weiters finden auch Wechselwirkungen zwischen dem System und der Umgebung hinsichtlich Wärme und Arbeit statt. Unweigerlich verknüpft mit dem Transport von Materie und Energie über die Systemgrenzen ist auch der Exergietransfer sowie die Exergievernichtung durch Irreversibilitäten. [107]

Diese Effekte und deren wahre thermodynamischen Effekte werden durch die Exergie beschrieben. Weiters sollten Kosten nur den Gütern von Wert zugeordnet werden, woraus sich die Zuordnung von Kosten zur Exergie in thermischen Systemen ergibt. Die exergie-wirtschaftliche Betrachtung beruht darauf, dass Exergie als die einzige rationale Grundlage für die Zuordnung von Kosten zu thermischen Systemen mit Wechselwirkungen und Ineffektivitäten anzusehen ist. Diese Verknüpfung von Exergie und Kosten wird unter dem Begriff Exergiekosten zusammengefasst. [107]

#### Kostenrate $\dot{C}$

Bei der Bestimmung der Exergiekosten wird jedem Exergietransfer (= Exergiestrom) eine sogenannte Kostenrate  $\dot{C}$  zugewiesen. Diese Kostenrate setzt sich aus dem jeweiligen Exergiestrom  $\dot{E}$  bzw.  $\dot{W}$  und den durchschnittlichen Kosten für die  $k$ -te Exergieeinheit  $c_k$  für den jeweiligen Exergiestrom zusammen. Die Gleichungen (4-46) bis (4-49) nach Gyftopoulos et al. [107] geben hierbei folgende Kostenraten wieder:

- Kostenrate für in das System eintretende Ströme  $\dot{C}_i$ : Gleichung (4-46)
- Kostenrate für aus dem System austretende Ströme  $\dot{C}_e$ : Gleichung (4-47)
- Kostenrate für die Arbeit des Systems  $\dot{C}_w$ : Gleichung (4-48)
- Kostenrate für den Wärmetransport des Systems  $\dot{C}_q$ : Gleichung (4-49)

$$\dot{C}_i = c_i \cdot \dot{E}_i \quad (4-46)$$

$$\dot{C}_e = c_e \cdot \dot{E}_e \quad (4-47)$$

$$\dot{C}_w = c_w \cdot \dot{W} \quad (4-48)$$

$$\dot{C}_q = c_q \cdot \dot{E}_q \quad (4-49)$$

Anzumerken ist, dass Kosten, welche nicht in Zusammenhang mit der Exergie stehen, ebenfalls die gesamte Kostenrate der Stoffströme beeinflussen können. Treten wesentliche, nicht exergiebezogene Kosten auf, berechnet sich die gesamte Kostenrate  $\dot{C}_j^{\text{TOT}}$  des Stoffstromes  $j$  aus der exergiebezogenen Kostenrate  $\dot{C}_j$  und der nicht exergiebezogenen Kostenrate  $\dot{C}_j^{\text{NE}}$  nach Gyftopoulos et al. [107] mit der Gleichung (4-50)

$$\dot{C}_j^{\text{TOT}} = \dot{C}_j + \dot{C}_j^{\text{NE}} \quad (4-50)$$

### 4.3.2. Kostenbilanz (Bilanzgleichungen)

Gyftopoulos et al. [107] beschreiben, dass mit den Exergiekosten auch die, für jede Komponente einzeln zu formulierende, Kostenbilanz einhergehend ist. Die Kostenbilanz für die  $k$ -te Komponente eines Systems zeigt den Zusammenhang aus den folgenden Termen:

- Summe der Kostenraten in Bezug auf austretende Exergieströme
- Summe der Kostenraten in Bezug auf eintretende Exergieströme
- Kosten für Investitionen
- Kosten für Betrieb und Instandhaltung

Grundsätzlich werden Kostenbilanzen dahingehend aufgestellt bzw. angeschrieben, als das alle Terme darin ein positives Vorzeichen aufweisen. Je nach betrachteter Komponente können sich hinsichtlich der eintretenden und austretenden Exergieströme gewisse Änderungen ergeben. Die allgemeine Schreibweise der Kostenbilanz einer Komponente mit den oben angeführten Termen (Komponente erhält externe Wärmezufuhr und gibt Arbeit ab) nach Gyftopoulos et al. [107] ist in der Gleichung (4-51) ersichtlich.

$$\sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k = \sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} \quad (4-51)$$

Auf der linken Seite der Gleichung (4-51) befinden sich die Eingänge in die  $k$ -te Komponente und auf der rechten Seite die Ausgänge aus der Komponente. Durch Implementierung der Definitionen für die Kostenraten aus den Gleichungen (4-46) bis (4-49) ergibt sich, die in Gleichung (4-52) dargestellte Schreibweise nach Gyftopoulos et al. [107] für die Kostenbilanz.

$$\sum_i (c_i \cdot \dot{E}_i)_k + c_{q,k} \cdot \dot{E}_{q,k} + \dot{Z}_k = \sum_e (c_e \cdot \dot{E}_e)_k + c_{w,k} \cdot \dot{W}_k \quad (4-52)$$

Die Exergieströme ( $\dot{E}_i, \dot{E}_q, \dot{E}_e, \dot{W}$ ) sowie die durchschnittlichen Kosten für die  $k$ -te Exergieeinheit ( $c_{i,k}, c_{q,k}, c_{e,k}, c_{w,k}$ ) können aus der Exergieanalyse übernommen werden. Lediglich die Kostraterate  $\dot{Z}_k$ , welche sich aus der Kapital-Investitionskostenrate  $\dot{Z}_k^{CI}$  sowie der Betriebs- und Instandhaltungskostenrate  $\dot{Z}_k^{OM}$  zusammensetzt berechnet sich mit der Gleichung (4-53) nach Gyftopoulos et al. [107]

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (4-53)$$

### 4.3.3. Kostenfunktionen der Kreislaufkomponenten

#### Kostraterate $\dot{Z}_k$

Die Kostraterate  $\dot{Z}_k$  berechnet sich aus nach Dincer et al. [110] und Ahmadi et al. [111] mit dem in Gleichung (4-54) verzeichneten Zusammenhang aus der Kapitalinvestition (Anschaffungskosten)  $Z_k$ , dem Kapitalwiedergewinnungsfaktor CRF, dem Instandhaltungsfaktor  $\varphi$  und den jährlichen Betriebsstunden  $N$ .

$$\dot{Z}_k = Z_k \cdot \frac{CRF \cdot \varphi}{N} \quad (4-54)$$

#### Kapitalwiedergewinnungsfaktor CRF

Der Kapitalwiedergewinnungsfaktor CRF oder auch als Annuitätenfaktor bekannt, wird nach Wöltje [112] und Boeker und van Grondelle [113] als Verhältnis definiert, welches es ermöglicht, einen verfügbaren Betrag (Kapital) in jährliche gleich hohe Zahlungsbeträge (= Annuitäten)  $z$  für den Zeitraum von  $\tau$  Jahren bei einem konstanten Zinssatz  $i$  zu transformieren. Die Gleichung (4-55) nach Bejan et al. [109] und Dincer et al. [110] verzeichnet die Berechnung des Kapitalwiedergewinnungsfaktor CRF

$$CRF = i \cdot \frac{(1+i)^\tau}{(1+i)^\tau - 1} \quad (4-55)$$

#### Überblick über die Kostenfunktionen der wichtigsten Komponenten

Jede Komponente in einem System besitzt eine eigene Kostenfunktion, welche für die exergetisch-wirtschaftliche Betrachtung heranzuziehen ist. Je nach Systemkonfiguration und gegebenen Parameters werden einheitliche oder teilweise unterschiedliche Kostenfunktionen von der facheinschlägigen Literatur definiert.

Die Tabelle 12 verzeichnet einen Überblick über die Kostenfunktionen der wichtigsten Kreislaufkomponenten für die exergetisch-ökonomische Betrachtung.

Tabelle 12: Kostenfunktionen der wichtigsten Kreislaufkomponenten für die exergetisch-ökonomische Betrachtung des Ejektor- und Absorber-Kreislaufs

Anwendungsbereich	Komponente	Kostenfunktion (€)	Referenz
Absorberschaltung	Desorber	$Z_{DES} = 17500 \cdot \left(\frac{A_{DES}}{100}\right)^{0,6}$	[114]
	Absorber	$Z_{ABS} = 16500 \cdot \left(\frac{A_{ABS}}{100}\right)^{0,6}$	[114]
	SHEX	$Z_{ABS} = 12000 \cdot \left(\frac{A_{SHEX}}{100}\right)^{0,6}$	[114]
	CON	$Z_{CON} = 6200 \cdot (10,76 \cdot A_{CON})^{0,42}$	[115]
	EVA	$Z_{EVA} = 6200 \cdot (10,76 \cdot A_{EVA})^{0,42}$	[115]
	PHEX	$Z_{PHEX} = 6200 \cdot (10,76 \cdot A_{PHEX})^{0,42}$	[115]
Ejektorschaltung	Ejektor	$Z_{EJE} = 10^3 \cdot 16,14 \cdot 0,989 \cdot \dot{m}_{sec} \cdot \left(\frac{T_{pri}}{p_{pri}}\right) \cdot p_{sec}^{-0,75}$	[116]
	EVA / PHEX	$Z_{EVA/PHEX} = 4,6656 - 0,1557 \cdot \log_{10} A_{EVA/PHEX} + 0,1547 \cdot (\log_{10} A_{EVA/PHEX})^2$	[115]
	CON	$Z_{CON} = 12300 \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{CON}}{50}\right)^{0,76}$	[117]

#### 4.3.4. Kennzahldefinitionen

##### Kostenrate der Exergievernichtung $\dot{C}_{D,k}$

Die Kostenrate der Exergievernichtung für die  $k$ -te Komponente  $\dot{C}_{D,k}$  berechnet sich nach Gyftopoulos et al. [107] aus dem Exergievernichtungsstrom der  $k$ -ten Komponente  $\dot{E}_{D,k}$  und den durchschnittlichen Kosten für die Exnergieressource  $c_{F,k}$ . Dieser Berechnungszusammenhang ist in der Gleichung (4-56) verzeichnet.

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k} \quad (4-56)$$

aus dem jeweiligen Exergiestrom  $\dot{E}$  bzw.  $\dot{W}$  und den durchschnittlichen Kosten für die Exergieeinheit  $c_k$  für den jeweiligen Exergiestrom

##### Kostenrate des Exergieverlustes $\dot{C}_{L,k}$

Die Kostenrate des Exergieverlustes für die  $k$ -te Komponente  $\dot{C}_{L,k}$  berechnet sich nach Gyftopoulos et al. [107] aus dem Exergieverluststrom der  $k$ -ten Komponente  $\dot{E}_{L,k}$  und den durchschnittlichen Kosten

für die Exergieressource  $c_{F,k}$ . Dieser Berechnungszusammenhang ist in der Gleichung (4-57) verzeichnet.

$$\dot{C}_{L,k} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{L,k} \quad (4-57)$$

### Relative Kostendifferenz der Komponente $r_k$

Die relative Kostendifferenz der  $k$ -ten Komponente  $r_k$  berechnet sich nach Gyftopoulos et al. [107] aus den folgenden Termen:

- Durchschnittliche Kosten für das Exergieprodukt der Komponente  $c_{P,k}$
- Durchschnittliche Kosten für die Exergieressource der Komponente  $c_{F,k}$

Die Berechnung erfolgt mit der Gleichung (4-58) nach Gyftopoulos et al. [107].

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (4-58)$$

Nach Bejan et al. [109] dient die relative Kostendifferenz dazu, den relativen Kostenanstieg je Exergieeinheit zwischen Produkt und Ressource der Komponente darzustellen und dient weiters der Evaluierung und Optimierung einer Komponente im System.

### Exergie-wirtschaftlicher Faktor der Komponente $f_k$

Die Kostenquellen einer Komponente setzen sich nach Bejan et al. [109] aus zwei Kategorien zusammen:

- Kosten die nicht mit der Exergie zusammenhängen (Kapitalinvestition, Betriebs- und Instandhaltungskosten)
- Kosten die mit Exergievernichtung und Exergieverlust zusammenhängen

Für die Bewertung der Leistung einer einzelnen Komponente wird die sogenannte relative Signifikanz der einzelnen Kategorien benötigt. Diese relative Signifikanz wird durch den exergie-wirtschaftlichen Faktor ausgedrückt. [109]

Die Berechnung des exergie-wirtschaftlichen Faktors erfolgt nach Bejan et al. [109] mit der Kostrate-rate für die  $k$ -te Komponente  $\dot{Z}_k$  ( $\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM}$ ) sowie der Exergievernichtung für die  $k$ -te Komponente  $\dot{C}_{D,k}$  und dem Exergieverlust für die  $k$ -te Komponente  $\dot{C}_{L,k}$ . Der Berechnungszusammenhang ist in Gleichung (4-59) ersichtlich.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k} \cdot (\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k})} = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k}} \quad (4-59)$$

## 4.4. Multikriterielle Optimierung

Wie im obigen Abschnitt beschrieben wurde, ist die mathematische Darstellung eines derartigen Prozessmodells in den meisten Fällen ein nichtlineares Gleichungssystem  $f_m(\vec{x})$ . Ohne Verlust an Allgemeinheit kann das zu lösende nichtlineare Optimierungsproblem wie folgt, in Übereinstimmung mit der in der mathematischen Literatur üblichen Notation, beschrieben werden (Miettinen [118] , siehe

Gleichung (4-60)), wobei  $x_i$  die  $i$ -te zu optimierende Variable,  $x_i^L$  und  $x_i^U$  ihre untere und obere Grenze,  $f_m$  die  $m$ -te Zielfunktion,  $g_j$  die  $j$ -te Ungleichheitsbedingung und  $h_k$  die  $k$ -te Gleichheitsbedingung darstellen. Die Zielfunktionen  $f$  sollen minimiert werden, indem alle Gleichheits- und Ungleichheitsbedingungen erfüllt werden. Wenn eine bestimmte Zielfunktion maximiert werden soll ( $\max f$ ), kann man das Problem entsprechend umdefiniert werden, um ihren negativen Wert zu minimieren ( $\min -f$ ).

$$\begin{aligned}
 \min_{x \in \mathbb{R}} f_m(x_i) & \quad m = 1, \dots, M \\
 \text{s. t. } g_j(x) & \leq 0 \quad j = 1, \dots, J \\
 h_k(x) & = 0 \quad k = 1, \dots, K \\
 x_i^L & \leq x_i \leq x_i^U \quad i = 1, \dots, N
 \end{aligned} \tag{4-60}$$

#### 4.4.1. Zielfunktionen

Die oben erwähnten Zielfunktionen  $f$  für die multikriterielle Optimierung der Absorptionskreisläufe sowie der Ejektorkreisläufe sind für beide Technologien übereinstimmend und in der Tabelle 13 angeführt.

Tabelle 13: Zielfunktionen für die multikriterielle Optimierung der Absorber- und Ejektorschaltungen

Anwendungsbereich	Zielfunktion	Einheit	Maximierung/ Minimierung
Absorberschaltung	Exergetischer Wirkungsgrad $\eta_{ex,tot}$	[-]	Maximierung ( $\min -f$ )
	Kostrate inkl. Investitions-, Betriebs- und Wartungskosten $\dot{Z}_{sys,tot}$	[€/h]	Minimierung ( $\min f$ )
Ejektorschaltung	Exergetischer Wirkungsgrad $\eta_{ex,tot}$	[-]	Maximierung ( $\min -f$ )
	Kostrate inkl. Investitions-, Betriebs- und Wartungskosten $\dot{Z}_{sys,tot}$	[€/h]	Minimierung ( $\min f$ )

#### 4.4.2. Unabhängige Variablen und Grenzen

Nach der Festlegung der Zielfunktionen wurden die zu variierenden Größen (unabhängige Variablen) sowie die zugehörigen Initialisierungswerte und Grenzen (obere und untere Grenze) definiert. Die Tabelle zeigt die unabhängigen Variablen samt Grenzen für die Absorber- und Ejektorschaltungen bzw. deren einzelnen Varianten.

Tabelle 14: Entscheidungsvariablen und ihre Grenzen der multikriteriellen Optimierung

Anwendungsbereich	Variante	Variable	Einheit	Initialisierung $x^{init}$	Untere Grenze $x^l$	Obere Grenze $x^u$
Absorberschaltung	Variante I	$\dot{m}_{DCN}/\dot{m}_{PHEX}$	[-]	0,900	0,100	10,000
		$\Delta\xi_E$	kg/kg <sup>-1</sup>	0,040	0,020	0,100
		$\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{DCN}$	[-]	4,250	1,000	10,000
	Variante II	$\dot{m}_{PHEX}/\dot{m}_{SDH}$	[-]	0,500	0,010	0,990
		$\Delta\xi_E$	kg/kg <sup>-1</sup>	0,050	0,020	0,100
		$\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{DCN}$	[-]	6,500	1,500	6,500
	Variante III	$\dot{m}_{PHEX}/\dot{m}_{SDH}$	[-]	0,700	0,010	0,990
		$\Delta\xi_E$	kg/kg <sup>-1</sup>	0,060	0,030	0,125
		Ejektor-schaltung	Variante I	$\dot{m}_{DCN}/\dot{m}_{SDH}$	[-]	0,700
$\dot{m}_{EJE-HP}/\dot{m}_{EJE}$	[-]			0,100	0,010	1,000
$\dot{m}_{DCN}/\dot{m}_{PHEX}$	[-]			0,900	0,990	5,000
Variante II	$\dot{m}_{EJE-HP}/\dot{m}_{EJE}$		[-]	0,300	0,010	0,990
	$\dot{m}_{WHN}/\dot{m}_{PHEX}$		[-]	2,000	0,100	8,000
Variante III	$\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{PHEX}$		[-]	3,000	0,800	6,700
	$\dot{m}_{EJE-HP}/\dot{m}_{EJE}$	[-]	0,700	0,010	0,990	

#### 4.5. Multikriterielle Entscheidungsanalyse

Da die bi- oder multikriterielle Optimierung nicht zu einem einzigen Designpunkt, sondern zu einer Reihe von optimalen Lösungen führt, muss aus dieser Reihe eine bestimmte Lösung für weitere Analysen, wie z. B. des Teillastverhaltens oder Kostenplanungen, ausgewählt werden. Eine weit verbreitete Methode in der multikriteriellen Entscheidungsanalyse ist TOPSIS (Technique for Order Preference by

Similarity to Ideal Solution). Die TOPSIS-Methode wird verwendet, um einen Entwurfspunkt aus der Menge der optimalen Lösungen des multikriteriellen Optimierungsproblems auszuwählen.

Der von Jankowski et al. [119], [120] vorgestellte Ansatz soll die Auswahl optimaler Betriebsparameter erleichtern, indem bewertet wird, wie nahe die Alternativen an einer positiven Ideallösung liegen, während sie gleichzeitig möglichst weit von einer negativen Ideallösung entfernt sind. Um dies zu erreichen, wird die Entscheidungsmatrix, die jedes Kriterium  $j$  über alle Alternativen  $i$  enthält, zunächst normiert. Die Normalisierung gewährleistet die Vergleichbarkeit von Kriterien mit unterschiedlichen Einheiten oder Skalen, wie in Gleichung (4-61) und (4-62) dargestellt. [121]

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12} & \cdots & x_{1n} \\ x_{21} & x_{22} & \cdots & x_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{m1} & x_{m2} & \cdots & x_{mn} \end{bmatrix} \quad (4-61)$$

$$r_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^m x_{ij}^2}} \quad (4-62)$$

Die normierten Werte  $r_{ij}$  bilden dann die normierte Entscheidungsmatrix, die alle Kriterien in einer einheitlichen Skala darstellt. Anschließend wird jedes normalisierte Kriterium  $r_{ij}$  entsprechend seiner Wertigkeit gewichtet, eine kritische Anpassung bei Mehrzielanalysen, da sie eine Priorisierung bestimmter Ziele, wie z. B. Effizienz oder Systemkosten, auf der Grundlage spezifischer Ziele ermöglicht. Die gewichtete Matrix wird durch Anwendung von Gewichtungsfaktoren  $w_j$  auf jedes Kriterium abgeleitet, was in Gleichung (4-64) ausgedrückt wird.

$$w_j = [w_1, w_2, \dots, w_n]^T \quad (4-63)$$

$$\mathbf{Y} = w_j r_{ij} = \begin{bmatrix} y_{11} & y_{12} & \cdots & y_{1n} \\ y_{21} & y_{22} & \cdots & y_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ y_{m1} & y_{m2} & \cdots & y_{mn} \end{bmatrix} \quad (4-64)$$

Die gewichtete Matrix fasst die Kriterien in einem Format zusammen, in dem jedes Kriterium die ihm zugewiesene Bedeutung widerspiegelt. Von hier aus werden für jedes Kriterium Idealwerte festgelegt, wobei zwischen vorteilhaften Kriterien, bei denen höhere Werte günstig sind, und kostenbezogenen Kriterien, bei denen niedrigere Werte bevorzugt werden, unterschieden wird. Die idealen und nicht idealen Lösungen  $A^+$  bzw.  $A^-$  für jede Zielfunktion werden dann wie in den Gleichungen (4-65) und (4-66) definiert.

$$A^+ = \{y_1^+, y_2^+, \dots, y_n^+\} \quad (4-65)$$

$$A^- = \{y_1^-, y_2^-, \dots, y_n^-\} \quad (4-66)$$

$$y_j^+ = \begin{cases} \max_{1 \leq i \leq m} \{y_{ij}\} & \text{Nutzenkriterium} \\ \min_{1 \leq i \leq m} \{y_{ij}\} & \text{Kostenkriterium} \end{cases} \quad (4-67)$$

$$y_j^- = \begin{cases} \min_{1 \leq i \leq m} \{y_{ij}\} & \text{Nutzenkriterium} \\ \max_{1 \leq i \leq m} \{y_{ij}\} & \text{Kostenkriterium} \end{cases} \quad (4-68)$$

Die Nähe jeder Alternative zur positiven Ideallösung  $S_i^+$  und der Abstand zur negativen Ideallösung  $S_i^-$  werden anschließend als euklidische Abstände berechnet, die in den Gleichungen (4-69) und (4-70) angegeben sind.

$$S_i^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^n (y_{ij} - y_{ij}^+)^2} \quad (4-69)$$

$$S_i^- = \sqrt{\sum_{j=1}^n (y_{ij} - y_{ij}^-)^2} \quad (4-70)$$

Um die Nähe jeder Alternative zur Ideallösung zu quantifizieren, wird die TOPSIS-Punktzahl  $C_j$  als das Verhältnis zwischen dem Abstand zur negativen Ideallösung und der Summe der Abstände zur positiven und negativen Ideallösung berechnet, wie in Gleichung (4-71) dargestellt.

$$C_j = \frac{S_i^-}{S_i^+ + S_i^-} \quad (4-71)$$

## 4.6. Life Cycle Assessment

Die Ökobilanzierung, häufig auch als Life Cycle Assessment (LCA) bezeichnet, ist eine Methode zur Bewertung potenziellen Umweltauswirkungen eines Produkts oder Dienstleistung über dessen gesamten Lebenszyklus hinweg. Die potenziellen Umweltauswirkungen betrachten sowohl den Verbrauch von Ressourcen (Wasser, Land, mineralische und fossile Rohstoffe), als auch Schadstoffemissionen. Dabei wird der gesamte Lebensweg betrachtet, von der Rohstoffgewinnung über die Nutzung bis hin zur Entsorgung ("von der Wiege bis zur Bahre"). Die Vorgehensweisen, Begriffe und methodischen Ansätze der LCA sind durch die Normen ISO 14040 und ISO 14044 definiert. [122]

Die Ökobilanz/ökologische Bewertung wurde im vorliegenden Fall für alle drei Varianten durchgeführt, also für die reine Bereitstellung von Kälte, für die Co-Generation von Wärme und Kälte, sowie für die reine Bereitstellung von Wärme, wobei der Fokus auf der Variante 2, der Co-Generation von Wärme und Kälte, lag. Für jede Variante wurden wiederum drei Systeme betrachtet, eine Ejektorschaltung, eine Absorberschaltung und ein Referenzsystem.

### 4.6.1. Allgemeines

Die Ökobilanz trägt dazu bei, die potenziellen Umweltauswirkungen von Prozessen besser zu verstehen und Verbesserungspotenziale zu identifizieren. Ein weiterer Aspekt von LCA-Studien ist die vergleichende Bewertung, beispielsweise der Einsatz verschiedener Primärenergieträger, um deren Einfluss auf die Umwelt zu evaluieren und miteinander zu vergleichen.

Zur Reduktion der Umweltauswirkungen gibt es zwei Ansätze: Einerseits die Nutzung alternativer Ressourcen und Technologien, andererseits die Optimierung des Gesamtsystems durch ein verbessertes Zusammenspiel der einzelnen Komponenten. Das vorliegende Vorhaben zielt darauf ab, die Energieversorgung durch die Anwendung eines neuartigen Absorptionsprozesses zu verbessern und zu erweitern. Dieser Prozess soll nicht nur die Effizienz des Gesamtsystems steigern, sondern auch die Bereitstellung von Kälte ermöglichen, was zu einer verbesserten Umweltleistung führt. Dabei soll untersucht werden, in welchem Ausmaß die Umweltauswirkungen vermindert werden können.

#### 4.6.2. Methodik

Um die potenziellen Umweltauswirkungen der kombinierten Kälte- und Wärmebereitstellung sowie der getrennten Kälte- und Wärmebereitstellung durch die ExTra-Prozesse abzuschätzen, wurde eine vergleichende Ökobilanz durchgeführt. Dabei wurden die folgenden Varianten betrachtet

- Variante 1: reine Kältebereitstellung
- Variante 2: kombinierter Kälte- und Wärmebereitstellung
- Variante 2: reine Wärmebereitstellung

Der Fokus bei der Betrachtung lag auf jedoch auf Variante 2, der kombinierten Kälte- und Wärmebereitstellung. Dabei wurden mit einem Systemerweiterungsansatz für jede der Variante 1 bis 3 folgende drei Systeme verglichen:

- System 1: Absorberschaltung (siehe Kapitel 3.1)
- System 2: Ejektorschaltung (siehe Kapitel 3.2)
- System 3: Referenzsystem:
  - Beim Referenzsystem wurde angenommen, dass der kombinierte Kälte- und Wärmeoutput der Variante B einerseits direkt über Fernwärme und andererseits über den Einsatz einer Kompressionskältemaschine (KKM) realisiert wird

Um die Systeme miteinander vergleichen zu können, müssen auch die Systemgrenzen entsprechen gewählt werden. In dem vorliegenden Fall wurden diese so gewählt, dass nur der Betrieb der Systeme betrachtet wurde, nicht jedoch die Herstellung oder Entsorgungen der einzelnen Komponenten der Systeme. Dies geschah aus den folgenden Gründen. Einerseits zeigte sich in früheren Projekten (TeTra [123]), dass ein Großteil der verursachten Umweltauswirkungen während des Betriebs und den hier benötigten Energieinputs verursacht wird.

Auf der anderen Seite ging es in dem vorliegenden Projekt voranging um die Bewertung von Simulationsergebnissen der einzelnen Systeme, nicht jedoch um eine reale Umsetzung. Aus diesem Grund sind vor allem bei der Ejektorschaltung keine Informationen wie Größe, Material, Gewicht, usw. der einzelnen Komponenten vorhanden, was jedoch für das Miteinbeziehen der Herstellung und Entsorgung der Systeme in die Bewertung essentiell wäre.

Zentraler Punkt in einer ökologischen Bewertung und um die einzelnen Systeme miteinander vergleichen zu können, ist der Bezugs-Output (siehe Ergebnisse aus Kapitel 5.4) auf den sich die potenziellen Umweltauswirkungen beziehen, die sogenannte funktionelle Einheit. Bei der vorliegenden ökologischen Bewertung wurde je nach Variante eine unterschiedliche funktionelle Einheit gewählt. Sie beschreibt in diesem Fall den Output bei Nennleistung in einer Stunde. Je nach Variante kam es zu folgenden funktionellen Einheiten bzw. Bezugs-Outputs:

- Variante 1, nur Kälte:
  - 251,99 kWh<sub>th</sub>
- Variante 2, Wärme und Kälte:
  - 3089,1 kWh<sub>th</sub> bzw. 251,99 kWh<sub>th</sub>
- Variante 3, nur Wärme:
  - 626,80 kWh<sub>th</sub>

Um bei Variante 2 mit der Co-Generation von Wärme und Kälte keine Aufteilung (Allokation) der Umweltauswirkungen auf den Wärme- und Kälteoutput durchführen zu müssen, wurden diese immer auf den gesamten Wärme- und Kälteoutput bezogen. Während bei den Simulationen immer der Kälteoutput als konstant angenommen wurde, war das Wärme-Kälteverhältnis der Ejektor- und Absorberschaltung nicht ident. Um die beiden Systeme dennoch miteinander und mit dem Referenzsystem vergleichen zu können, wurde angenommen, dass der fehlende Wärmeoutput bei der Ejektorschaltung über einen Direktbezug Fernwärme ausgeglichen wird, so wie beim Referenzsystem (siehe Abbildung 38)

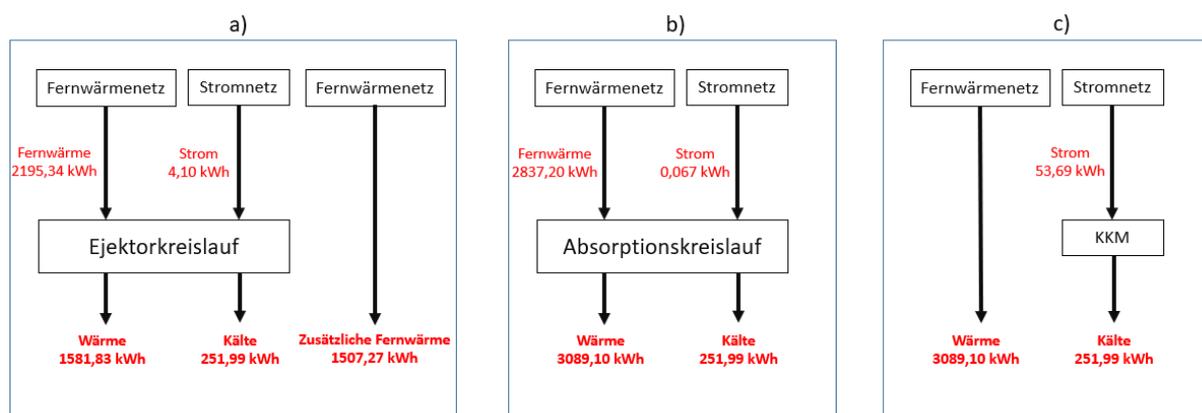


Abbildung 38: Variante 2: stündliche Energieinputs und - outputs. für den Vergleich der 3 Systeme mit Systemerweiterungsansatz. a) System 1 – Ejektorschaltung; b) System 2 - Absorberschaltung; c) System 3 – Referenzsystem.

Zur Modellierung des Betriebs der verschiedenen Systeme wurde ein Modell in openLCA 2.2.0 [122] erstellt. Hierzu wurde die ecoinvent 3.9.1 Datenbank [124] sowie Daten der ElectricityMaps [125] zum österreichischen Verbrauchs-Strommix und Daten der Wien Energie zum Fernwärmemix verwendet und die entsprechenden Mixe modelliert. Der Zeitraum für diese Daten war das Jahr 2019. Die Prozessbewertung mithilfe von Ökobilanzen ist in der Energiebereitstellung weit verbreitet. Sie dient hauptsächlich dazu, die potenziellen Umweltauswirkungen von Energiesystemen, zu bewerten. In der Ökobilanzierung (LCA) wird unter anderem die Klimawirksamkeit von Treibhausgasen in der Regel durch das Treibhauspotenzial über einen Referenzzeitraum von 100 Jahren gemessen. Neben dem Treibhausgaspotential kann auch der kumulierte Exergiebedarf (CED, cumulative exergy demand) ermittelt werden, der üblicherweise in erneuerbare und nicht erneuerbare Anteile unterteilt wird. Zusätzlich können mit Hilfe der Methode der ökologischen Knappheit (= Ecological Scarcity) die potenziellen Umweltauswirkungen von Emissionen, Ressourcennutzungen und Abfällen in einer Zahl zusammengefasst werden. Aus diesem Grund wurde zur Auswertung die Wirkungskategorie „Global Warming Potential“ nach der Wirkungsabschätzmethode „ReCiPe 2016 midpoint (H)“, die summierten Ergebnisse der Wirkungsabschätzmethode „Cumulative Exergy Demand“, unterteilt in „renewable“ und

„non-renewable“, sowie die Wirkungskategorie „Ecological Scarcity 2021 Total“ nach der Wirkungsabschätzungsmethode „Ecological Scarcity 2021“ herangezogen.

### 4.6.3. Ausgangssituation und Annahmen

Für die ökologische Bewertung wurden des Weiteren folgende Annahmen getroffen:

- Jährliche Betriebsstunden N = 7000 h
- Lebensdauer t = 20 Jahre
- EER Kompressionskältemaschine Referenzsystem = 4,69 (Ergebnis Simulationen)
- Kältemittelverluste der KKM betragen 4% der Füllmenge/a [126]
- Die Kältemittel-Füllmenge der KKM wurde über eine bestehende Anlage in der Fernkältezentrale Schottenring skaliert [127]
- Für den Fernwärmeverbrauch wurde der Fernwärmemix der Wien Energie des Jahres 2019 herangezogen und modelliert (Tabelle 15)
- Für den Stromverbrauch wurde der österreichische Verbrauchsmix des Jahres 2019 herangezogen und modelliert [125] (Tabelle 16)

Tabelle 15: Zusammensetzung des jährlichen Fernwärme-Durchschnittsmix im Jahr 2019 nach Wien Energie GmbH [127]

Energieträger	Anteil [%]
Erdgas	56,75
Abfall	29,45
Industrielle Abwärme	10,97
Strom	1,72
Biomasse	1,09
Biogas	0,01
Öl	0,01

Tabelle 16: Zusammensetzung des österreichischen durchschnittlichen Verbrauchsmix im Jahr 2019, aufgeteilt in Energieträger und Produktionsland, (Berechnung mit Daten von Electricity Maps [125])

Energieträger	Produktion Österreich [%]	Produktion Deutschland [%]	Produktion Tschechien [%]
Biomasse	3,71	1,19	0,34
Kohle	1,52	3,80	4,69
Wind	9,67	3,97	0,37
Solar	1,63	1,30	0,34

Energieträger	Produktion Österreich [%]	Produktion Deutschland [%]	Produktion Tschechien [%]
Wasserkraft	38,96	0,47	0,27
Gas	11,99	1,50	0,97
Öl	0,00	0,11	0,02
Sonstiges	0,23	0,11	0,43
Wasser, Pumpspeicher	5,31	0,15	0,15
Kernenergie	0,00	2,19	3,73
Geothermie	0,00	0,00	0,00
<b>Summe</b>	<b>73,91</b>	<b>14,79</b>	<b>11,31</b>
Andere Importe	0,88		

Als Input für Fernwärme und Strom für die einzelnen Varianten und Systeme wurde die in Tabelle 20 angeführten Simulationsergebnisse herangezogen. Dabei bleibt der Output wie beschrieben je Variante immer gleich und nimmt die angeführten Werte an.

Tabelle 17: Output und dafür eingesetzte Energieinputs für die die drei betrachteten Varianten und Systeme, Simulationsergebnisse

Variante und Output	Output	Input	System 1 Ejektor	System 2 Absorber	System 3 Referenz
Variante A – nur Kälte	251,99 kWh	Fernwärme [kWh]	304,16	305,82	53,69
		Strom [kWh]	1,19	0,009	-
Variante B – Wärme und Kälte	3089,1 kWh bzw. 251,99 kWh	Fernwärme [kWh]	2195,34	2837,20	3089,10
		Strom [kWh]	4,10	0,07	53,69
		Zusätzliche Fernwärme [kWh]	1507,27	-	-
Variante C – nur Wärme	626,80 kWh	Fernwärme [kWh]	626,50	626,80	626,50
		Strom [kWh]	0,72	0,02	-

# 5 Ergebnisse

## 5.1. Nomenklatur der Ergebnisektion

Aufgrund der Vielzahl und zum Zwecke der besseren Lesbarkeit, werden die in diesem Kapitel behandelten an Größen bzw. Variablen in der Tabelle 18 aufgelistet und beschrieben.

Tabelle 18: Größen bzw. Variablen der Ergebnisektion

Größe	Einheit	Beschreibung
$\eta_{ex,tot}$	[-]	Exergetischer Gesamtwirkungsgrad
$\eta_{tot}$	[-]	Gesamtwirkungsgrad
$\zeta_c$	[-]	Absorptionskreisläufe: Wärmeverhältnis im Kühlfall Ejektorkreisläufe: Wärmeverhältnis im Kühlfall Referenzsystem: Energy Efficiency Ratio (EER)
$\zeta_h$	[-]	Absorptionskreisläufe: Wärmeverhältnis im Heizfall Ejektorkreisläufe: Wärmeverhältnis im Heizfall Referenzsystem: Coefficient of Performance (COP)
$c_{tot,kWh}$	[€/kWh]	Spezifische Kosten pro Kilowattstunde
$\dot{W}_{el}$	[kW]	elektrische Leistung
$\dot{Q}_{PDH}$	[kW]	Wärmestrom primäres Fernwärmenetz
$\dot{Q}_{DCN}$	[kW]	Wärmestrom Kältenetz
$\dot{Q}_{SDH}$	[kW]	Wärmestrom sekundäres Fernwärmenetz
$\dot{Q}_{WHN}$	[kW]	Wärmestrom Abwärmenetz
$\dot{E}_p$	[kW]	Exergiestrom des Produktes (Product)
$\dot{E}_F$	[kW]	Exergiestrom der Ressource (Fuel)
$\dot{E}_D$	[kW]	Exergievernichtung (Destruction)
$\dot{E}_L$	[kW]	Exergieverlust (Loss)
$\dot{Z}_{tot}$	[€/h]	Kostrate aus Investmentkosten, Betriebs- und Wartungskosten
$f_{tot}$	[-]	Exergie-wirtschaftlicher Faktor (gesamt)
$r_{tot}$	[-]	Relative Kostendifferenz (gesamt)
$T_{PDH,VL}$	[°C]	Vorlauftemperatur des primären Fernwärmenetzes
$T_{PDH,RL}$	[°C]	Rücklauftemperatur des primären Fernwärmenetzes

## 5.2. Multikriterielle Optimierung

In diesem Kapitel erfolgt die Beschreibung der Projektergebnisse. Insbesondere werden hier die Ergebnisse aus den Optimierungsrechnungen für die einzelnen Technologien und Varianten präsentiert und mit dem Referenzsystem verglichen. Im Detail werden die Pareto-Fronten aus den Optimierungen näher betrachtet und analysiert. Die Schemata der einzelnen Technologien bzw. Varianten sind in den Kapiteln 3.1.3 bis 3.1.5 sowie 3.2.3 bis 3.2.5 ersichtlich. Auf eine nochmalige Darstellung wurde aufgrund von Redundanz verzichtet.

### 5.2.1. Absorberschaltungen

#### Variante 1 | Kältebereitstellung

Die erste Variante der Absorberschaltungen dient, wie in Kapitel 3.1.3 beschrieben, ausschließlich der Bereitstellung von Kälteenergie für das Fernkältenetzwerk. In der Abbildung 39 ist die aus dem Optimierungsprozess stammende Pareto-Front ersichtlich. Aus dieser Pareto-Front zeigt sich für die erste Variante der Absorberschaltungen ein Wertebereich des exergetischen Wirkungsgrades  $\eta_{ex,tot}$  von 23,2 % bis 33,0 % und ein korrespondierender Wertebereich der Kostrate  $\dot{Z}_{sys,tot}$  von 2,65 €/h bis 2,82 €/h. Ab einem exergetischen Wirkungsgrad von  $\eta_{ex,tot} = 30,8$  % steigen die Kosten im Vergleich stärker an und die Wirkungsgradänderungen fallen geringer aus.

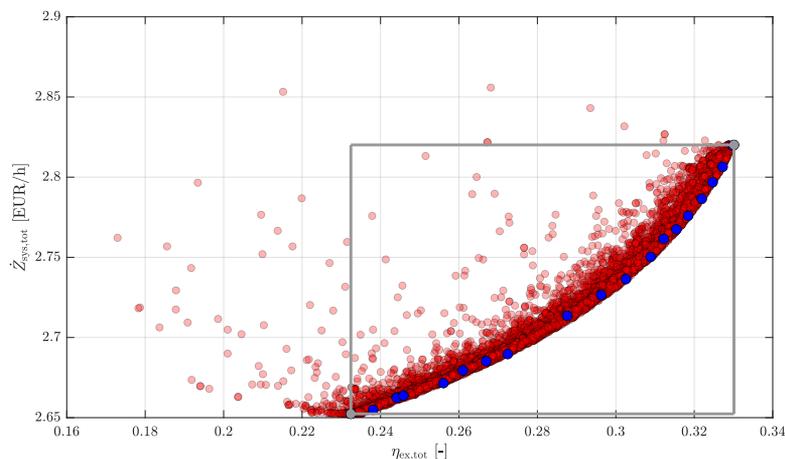


Abbildung 39: Pareto-Front der ersten Absorberschaltungsvariante für die reine Kältebereitstellung

Der zugehörige Parameterraum in Abbildung 40 visualisiert die exergetischen Wirkungsgrade Absorberschaltungsvariante in Abhängigkeit des folgenden Verhältnisses bzw. des folgenden Parameters:

- Fernkältenetzwerkmassenstrom / Primärfernwärmemassenstrom:  $\dot{m}_{DC}/\dot{m}_{PDH}$
- Entgasungsbreite:  $\Delta\xi$

Der Parameterraum zeigt, dass die Verteilung der exergetischen Wirkungsgrade keinen klar erkennbaren Zusammenhang mit den Massenstromverhältnissen besitzt. Der geringste exergetische Wirkungsgrad von  $\eta_{ex,tot} = 23,2$  % tritt bei einem Verhältnis von  $\dot{m}_{DC}/\dot{m}_{PDH} = 9,99$  und einer Entgasungsbreite  $\Delta\xi = 0,096$  auf. Hingegen tritt der höchste exergetische Wirkungsgrad von  $\eta_{ex,tot} = 33,0$  % bei einem Verhältnis von  $\dot{m}_{DC}/\dot{m}_{PDH} = 2,66$  einer Entgasungsbreite  $\Delta\xi = 0,099$  auf.

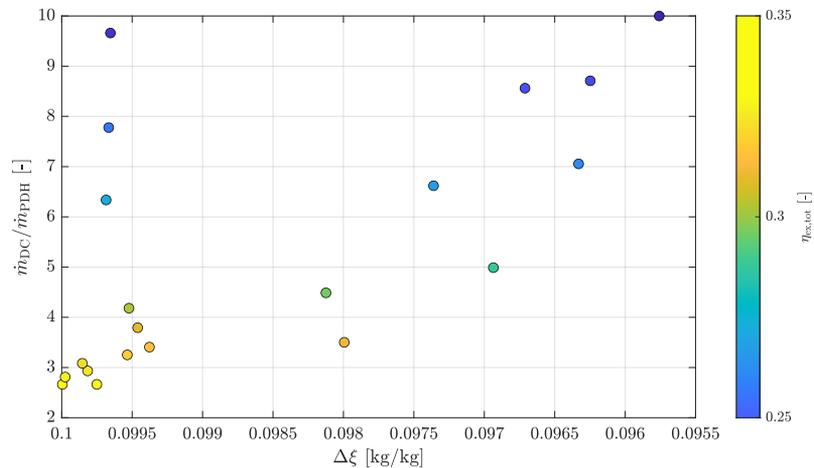


Abbildung 40: Parameterraum der ersten Absorberschaltungsvariante für die reine Kältebereitstellung

Die Tabelle 19 zeigt einen kleinen Auszug mit den wichtigsten Kennzahlen aus den Optimierungsrechnungen für den Punkt des höchsten exergetischen Wirkungsgrades.

Tabelle 19: Auszug der wichtigsten Kennzahlen bei dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad

$\eta_{ex,tot}$	$\eta_{tot}$	$\zeta_c$	$\zeta_h$	$\dot{W}_{el}$	$\dot{Q}_{PDH}$	$\dot{Q}_{DCN}$	$\dot{Q}_{SDH}$	$\dot{Q}_{WHN}$	$T_{PDH,VL}$	$T_{PDH,RL}$
[-]	[-]	[-]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[°C]	[°C]
0,33	0,82	0,82	-	0,01	305,83	251,99	-	557,83	84,91	65,47

## Variante 2 | Wärme- und Kältebereitstellung

Die zweite Variante der Absorberschaltungen dient, wie in Kapitel 3.1.4 beschrieben, der Bereitstellung von Wärme- und Kälteenergie für das Fernwärme- bzw. Fernkältenetzwerk. In der Abbildung 41 ist die aus dem Optimierungsprozess stammende Pareto-Front ersichtlich.

Aus dieser Pareto-Front zeigt sich für die zweite Variante der Absorberschaltungen ein Wertebereich des exergetischen Wirkungsgrades  $\eta_{ex,tot}$  von 55,7 % bis 91,1 % und ein korrespondierender Wertebereich der Kostrate  $\dot{Z}_{sys,tot}$  von 3,03 €/h bis 5,99 €/h. Bei einem exergetischen Wirkungsgrad von  $\eta_{ex,tot} = 60,4 \%$  erfolgt ein sprunghafter Anstieg der Kosten von 3,31 €/h auf 3,83 €/h bei einer Änderung des Wirkungsgrades um lediglich 0,15 %. Nach diesem sprunghaften Anstieg folgt ein annähernd linearer Anstieg der Pareto-Front bis zu den Maxima von Kosten und exergetischen Wirkungsgrad.

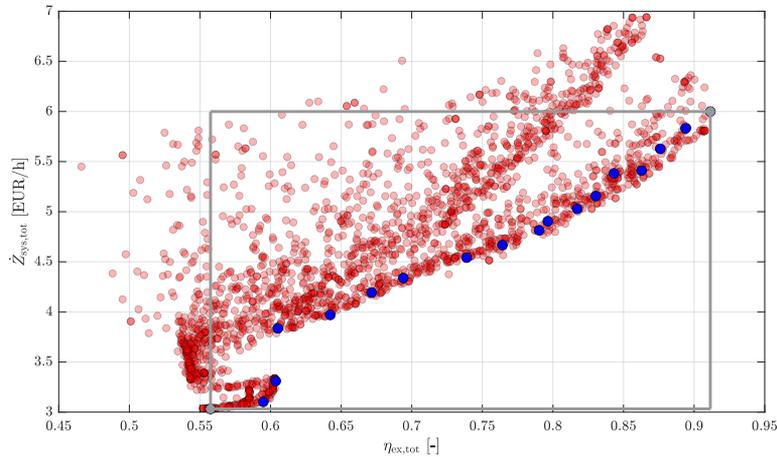


Abbildung 41: Pareto-Front der zweiten Absorberschaltungsvariante für die simultane Wärme- und Kältebereitstellung

Der zugehörige Parameterraum in Abbildung 42 visualisiert die exergetischen Wirkungsgrade Absorberschaltungsvariante in Abhängigkeit des folgenden Verhältnisses bzw. des folgenden Parameters:

- Sekundärfernwärmemassenstrom / Fernkältenetzwerkmassenstrom:  $\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{DC}$
- Entgasungsbreite:  $\Delta\xi$

Der Parameterraum zeigt, dass zwischen dem Massenstromverhältnis und der Entgasungsbreite ein Zusammenhang besteht, bei dem grundsätzlich mit sinkendem Massenstromverhältnis  $\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{DC}$  und steigender Entgasungsbreite  $\Delta\xi$  der exergetische Wirkungsgrad abnimmt. Der niedrigste exergetische Wirkungsgrad mit  $\eta_{ex,tot} = 55,7\%$  tritt bei einem Massenstromverhältnis  $\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{DC} = 1,19$  und einer Entgasungsbreite von  $\Delta\xi = 0,067$  auf. Der höchste exergetische Wirkungsgrad mit  $\eta_{ex,tot} = 91,1\%$  tritt bei einem Massenstromverhältnis  $\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{DC} = 4,93$  und einer Entgasungsbreite von  $\Delta\xi = 0,047$  auf.

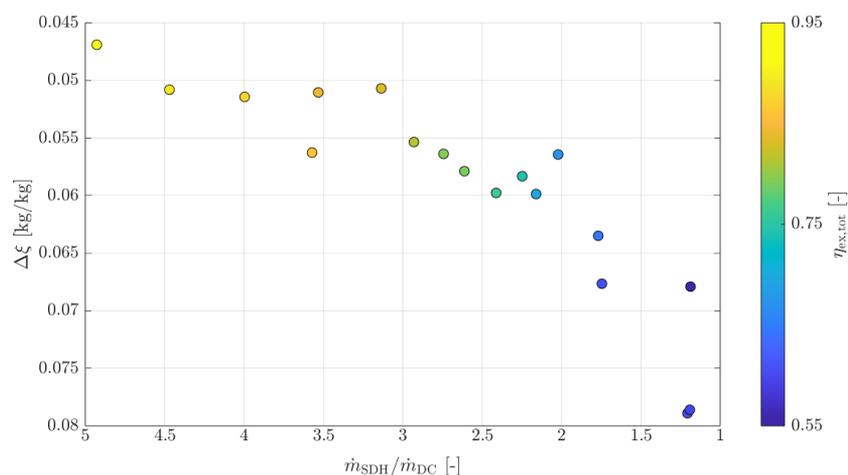


Abbildung 42: Parameterraum der zweiten Absorberschaltungsvariante für die simultane Wärme- und Kältebereitstellung

Die Tabelle 21 zeigt einen kleinen Auszug mit den wichtigsten Kennzahlen aus den Optimierungsrechnungen für den Punkt des höchsten exergetischen Wirkungsgrades.

Tabelle 20: Auszug der wichtigsten Kennzahlen bei dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad

$\eta_{ex,tot}$	$\eta_{tot}$	$\zeta_c$	$\zeta_h$	$\dot{W}_{el}$	$\dot{Q}_{PDH}$	$\dot{Q}_{DCN}$	$\dot{Q}_{SDH}$	$\dot{Q}_{WHN}$	$T_{PDH,VL}$	$T_{PDH,RL}$
[-]	[-]	[-]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[°C]	[°C]
0,91	1,18	0,64	1,64	0,07	2837,24	251,79	3089,24	-	143,07	60,00

### Variante 3 | Wärmebereitstellung

Die dritte Variante der Absorberschaltungen dient, wie in Kapitel 3.1.5 beschrieben, ausschließlich der Bereitstellung von Wärmeenergie für das Fernwärmenetzwerk. In der Abbildung 43 ist die aus dem Optimierungsprozess stammende Pareto-Front ersichtlich.

Aus dieser Pareto-Front zeigt sich für die zweite Variante der Ejektorschaltungen ein Wertebereich des exergetischen Wirkungsgrades  $\eta_{ex,tot}$  von 47,1 % bis 74,7 % und ein korrespondierender Wertebereich der Kostrate  $\dot{Z}_{sys,tot}$  von 1,90 €/h bis 4,57 €/h.

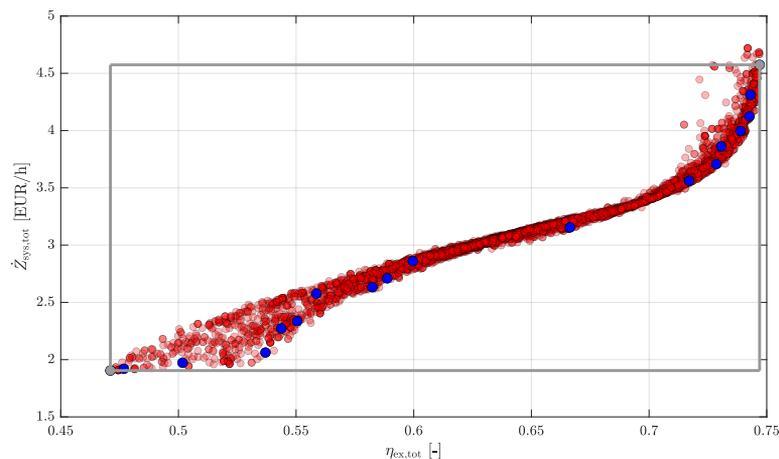


Abbildung 43: Pareto-Front der dritten Absorberschaltungsvariante für die reine Wärmebereitstellung

Im Bereich des exergetischen Wirkungsgrades  $\eta_{ex,tot}$  von 47,1 % bis 53,7 % steigen die Kosten nahezu nicht an und beginnen anschließend bis zu einem Wert von 60,0 % stark anzuzeigen. Im Bereich von 60,0 % bis 71,7 % erfolgt ein eher moderater Anstieg der Kosten bei gleichzeitig deutlichem Anstieg des exergetischen Wirkungsgrades. Ab einem Wert von 71,7 % steigen die Kosten wiederum stark an, dieser Anstieg bringt jedoch keine deutliche Verbesserung des exergetischen Wirkungsgrades mit sich.

Der zugehörige Parameterraum in Abbildung 44 visualisiert die exergetischen Wirkungsgrade Absorberschaltungsvariante in Abhängigkeit des folgenden Verhältnisses bzw. des folgenden Parameters:

- Sekundärfernwärmemassenstrom / Primärfernwärmemassenstrom:  $\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{PDH}$
- Entgasungsbreite:  $\Delta\xi$

Der Parameterraum zeigt, dass zwischen dem Massenstromverhältnis und der Entgasungsbreite ein Zusammenhang besteht, bei dem grundsätzlich mit sinkendem Massenstromverhältnis  $\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{PDH}$

und steigender Entgasungsbreite  $\Delta\xi$  der exergetische Wirkungsgrad zunimmt. Der niedrigste exergetische Wirkungsgrad mit  $\eta_{ex,tot} = 47,1\%$  tritt bei einem Massenstromverhältnis  $\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{PDH} = 6,38$  und einer Entgasungsbreite von  $\Delta\xi = 0,061$  auf. Der höchste exergetische Wirkungsgrad mit  $\eta_{ex,tot} = 74,7\%$  tritt bei einem Massenstromverhältnis  $\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{PDH} = 3,69$  und einer Entgasungsbreite von  $\Delta\xi = 0,085$  auf.

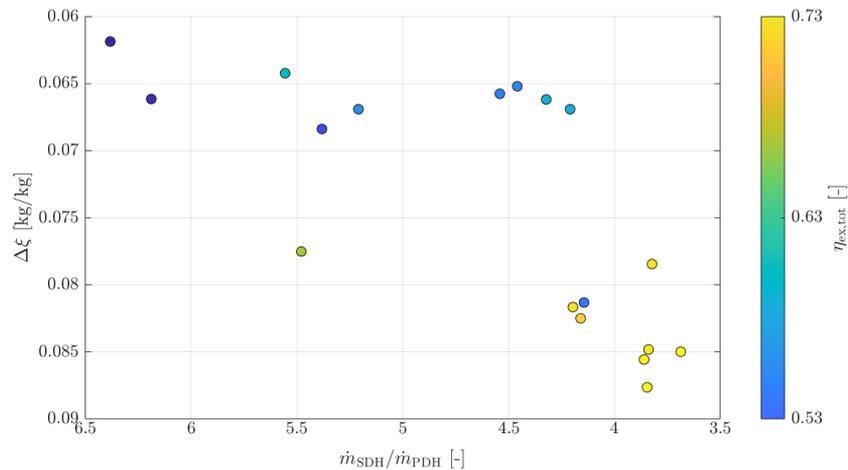


Abbildung 44: Parameterraum der dritten Absorberschaltungsvariante für die reine Wärmebereitstellung

Die Tabelle 21 zeigt einen kleinen Auszug mit den wichtigsten Kennzahlen aus den Optimierungsrechnungen für den Punkt des höchsten exergetischen Wirkungsgrades.

Tabelle 21: Auszug der wichtigsten Kennzahlen bei dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad

$\eta_{ex,tot}$	$\eta_{tot}$	$\zeta_c$	$\zeta_h$	$\dot{W}_{el}$	$\dot{Q}_{PDH}$	$\dot{Q}_{DCN}$	$\dot{Q}_{SDH}$	$\dot{Q}_{WHN}$	$T_{PDH,VL}$	$T_{PDH,RL}$
[-]	[-]	[-]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[°C]	[°C]
0,75	0,99	0,86	1,86	0,02	626,83	-	626,83	-	101,72	46,77

## 5.2.2. Ejektorschaltungen

### Variante 1 | Kältebereitstellung

Die erste Variante der Ejektorschaltungen dient, wie in Kapitel 3.2.3 beschrieben, ausschließlich der Bereitstellung von Kälteenergie für das Fernkältenetzwerk. In der Abbildung 45 ist die aus dem Optimierungsprozess stammende Pareto-Front ersichtlich.

Aus dieser Pareto-Front zeigt sich für die erste Variante der Ejektorschaltungen ein Wertebereich des exergetischen Wirkungsgrades  $\eta_{ex,tot}$  von 11,8 % bis 15,1 % und ein korrespondierender Wertebereich der Kostrate  $\dot{Z}_{sys,tot}$  von 4,79 €/h bis 5,19 €/h. Im Bereich von 11,8 % bis ca. 12,5 % bleiben die Kosten annähernd unverändert und steigen anschließend nahezu linear bis ca. 14,5 % an. Bei einem exergetischen Wirkungsgrad von ca. 14,5 % erfolgt ein kurzer sprunghafter Anstieg bei dem keine wirkliche Steigerung des exergetischen Wirkungsgrades zu verzeichnen ist.

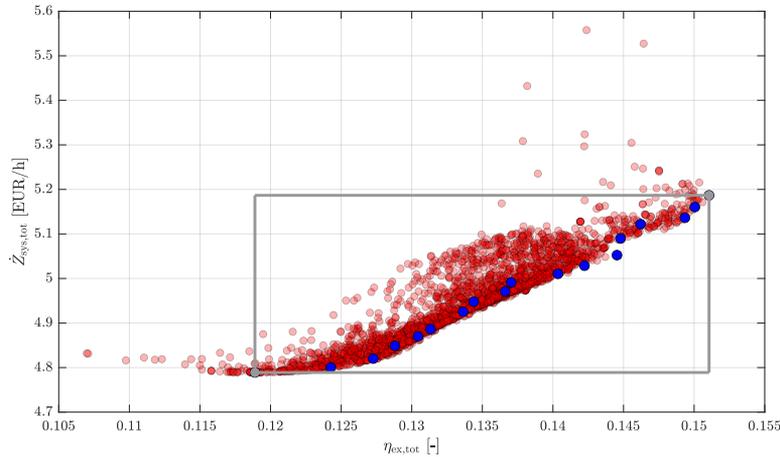


Abbildung 45: Pareto-Front der ersten Ejektorschaltungsvariante für die reine Kältebereitstellung

Der zugehörige Parameterraum in Abbildung 46 visualisiert die exergetischen Wirkungsgrade der Ejektorschaltungsvariante in Abhängigkeit folgender Verhältnisse:

- Fernkältenetzwerkmassenstrom / Abwärmenetzwerkmassenstrom:  $\dot{m}_{DC}/\dot{m}_{WH}$
- Hochdruckejektormassenstrom / Gesamtejektormassenstrom:  $\dot{m}_{HP-EJE}/\dot{m}_{EJE}$

Der Parameterraum zeigt, dass die Verteilung der exergetischen Wirkungsgrade keinen klar erkennbaren Zusammenhang mit den Massenstromverhältnissen besitzt. Der geringste exergetische Wirkungsgrad von  $\eta_{ex,tot} = 11,9\%$  tritt bei einem Verhältnis von  $\dot{m}_{DC}/\dot{m}_{WH} = 0,87$  und  $\dot{m}_{HP-EJE}/\dot{m}_{EJE} = 0,02$  auf. Hingegen tritt der höchste exergetische Wirkungsgrad von  $\eta_{ex,tot} = 15,1\%$  bei einem Verhältnis von  $\dot{m}_{DC}/\dot{m}_{WH} = 0,81$  und  $\dot{m}_{HP-EJE}/\dot{m}_{EJE} = 0,31$  auf.

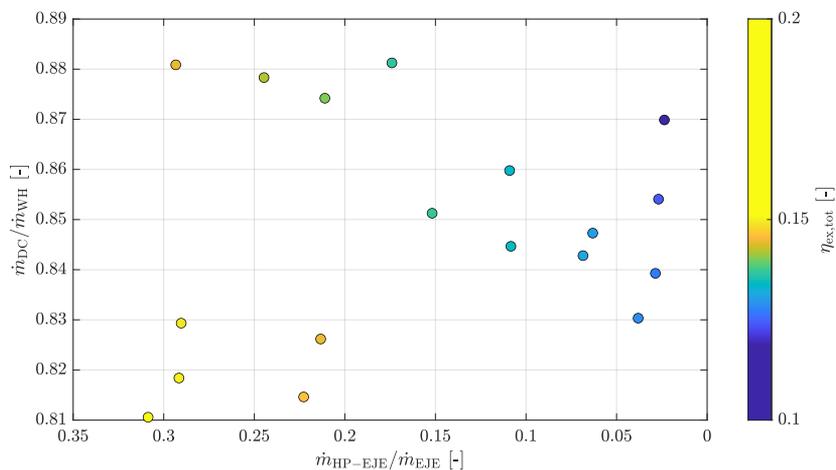


Abbildung 46: Parameterraum der ersten Ejektorschaltungsvariante für die reine Kältebereitstellung

Die Tabelle 22 zeigt einen kleinen Auszug mit den wichtigsten Kennzahlen aus den Optimierungsrechnungen für den Punkt des höchsten exergetischen Wirkungsgrades.

Tabelle 22: Auszug der wichtigsten Kennzahlen bei dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad

$\eta_{ex,tot}$	$\eta_{tot}$	$\zeta_c$	$\zeta_h$	$W_{el}$	$\dot{Q}_{PDH}$	$\dot{Q}_{DCN}$	$\dot{Q}_{SDH}$	$\dot{Q}_{WHN}$	$T_{PDH,VL}$	$T_{PDH,RL}$
[-]	[-]	[-]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[°C]	[°C]
0,15	0,83	0,83	-	1,19	304,17	251,93	557,14	-	177,57	146,22

## Variante 2 | Wärme- und Kältebereitstellung

Die zweite Variante der Ejektorschaltungen dient, wie in Kapitel 3.2.4 beschrieben, der Bereitstellung von Wärme- und Kälteenergie für das Fernwärme- bzw. Fernkältenetzwerk. In der Abbildung 47 ist die aus dem Optimierungsprozess stammende Pareto-Front ersichtlich. Aus dieser Pareto-Front zeigt sich für die zweite Variante der Ejektorschaltungen ein Wertebereich des exergetischen Wirkungsgrades  $\eta_{ex,tot}$  von 14,9 % bis 39,0 % und ein korrespondierender Wertebereich der Kostrate  $\dot{Z}_{sys,tot}$  von 5,49 €/h bis 10,65 €/h. Die Front weist einen annähernd linearen Verlauf auf, wobei ab ca.  $\eta_{ex,tot} = 30,0 \%$  ein leichter Knick in Richtung eines steileren Anstieges ersichtlich ist, welcher darauf schließen lässt, dass die Kosten mit höherem exergetischen Wirkungsgrad stärker ansteigen.

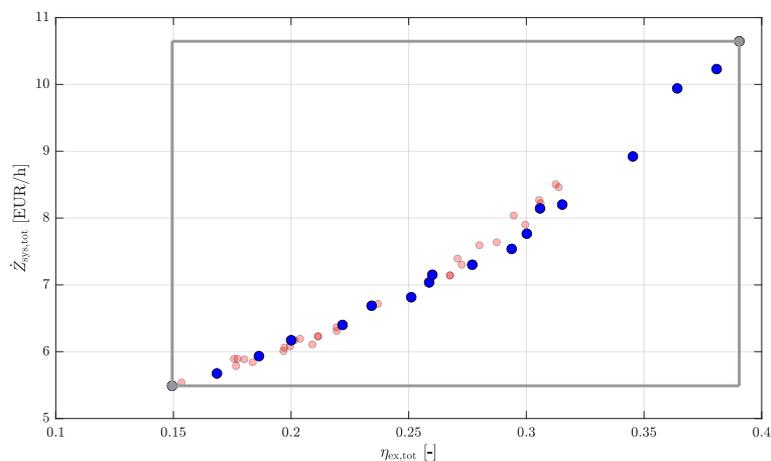


Abbildung 47: Pareto-Front der zweiten Ejektorschaltungsvariante für die simultane Wärme- und Kältebereitstellung

Der zugehörige Parameterraum in Abbildung 48 visualisiert die exergetischen Wirkungsgrade der Ejektorschaltungsvariante in Abhängigkeit folgender Verhältnisse:

- Abwärmenetzwerkmassenstrom / Primärfernwärmemassenstrom:  $\dot{m}_{WH}/\dot{m}_{PDH}$
- Hochdruckejektormassenstrom / Gesamtejektormassenstrom:  $\dot{m}_{HP-EJE}/\dot{m}_{EJE}$

Der Parameterraum zeigt, dass die Verteilung der exergetischen Wirkungsgrade keinen klar erkennbaren Zusammenhang mit den Massenstromverhältnissen besitzt. Der geringste exergetische Wirkungsgrad von  $\eta_{ex,tot} = 14,9 \%$  tritt bei einem Verhältnis von  $\dot{m}_{WH}/\dot{m}_{PDH} = 1,09$  und  $\dot{m}_{HP-EJE}/\dot{m}_{EJE} = 0,24$  auf. Hingegen tritt der höchste exergetische Wirkungsgrad von  $\eta_{ex,tot} = 39,0 \%$  bei einem Verhältnis von  $\dot{m}_{WH}/\dot{m}_{PDH} = 0,81$  und  $\dot{m}_{HP-EJE}/\dot{m}_{EJE} = 1,82$  auf.

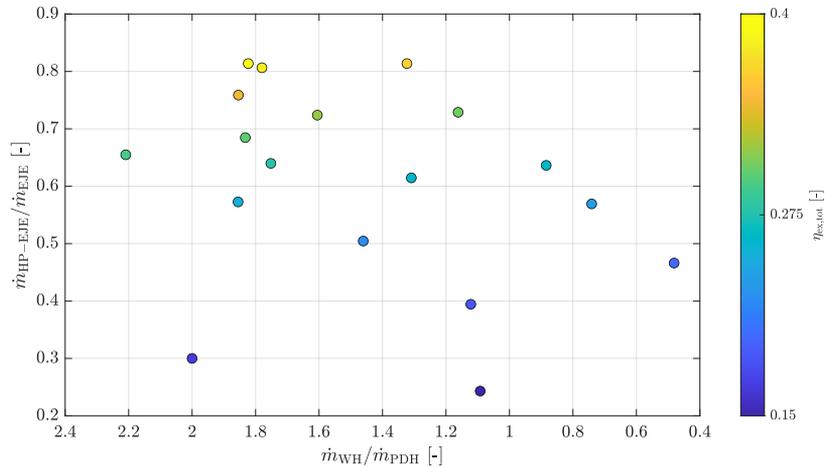


Abbildung 48: Parameterraum der zweiten Ejektorschaltungsvariante für die simultane Wärme- und Kältebereitstellung

Die Tabelle 23 zeigt einen kleinen Auszug mit den wichtigsten Kennzahlen aus den Optimierungsrechnungen für den Punkt des höchsten exergetischen Wirkungsgrades.

Tabelle 23: Auszug der wichtigsten Kennzahlen bei dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad

$\eta_{ex,tot}$	$\eta_{tot}$	$\zeta_c$	$\zeta_h$	$\dot{W}_{el}$	$\dot{Q}_{PDH}$	$\dot{Q}_{DCN}$	$\dot{Q}_{SDH}$	$\dot{Q}_{WHN}$	$T_{PDH,VL}$	$T_{PDH,RL}$
[-]	[-]	[-]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[°C]	[°C]
0,39	0,11	0,11	0,72	4,10	2195,35	251,98	1581,83	869,05	122,16	74,65

### Variante 3 | Wärmebereitstellung

Die dritte Variante der Ejektorschaltungen dient, wie in Kapitel 3.2.5 beschrieben, ausschließlich der Bereitstellung von Wärmeenergie für das Fernwärmenetzwerk. In der Abbildung 45 ist die aus dem Optimierungsprozess stammende Pareto-Front ersichtlich. Aus dieser Pareto-Front zeigt sich für die zweite Variante der Ejektorschaltungen ein Wertebereich des exergetischen Wirkungsgrades  $\eta_{ex,tot}$  von 62,7 % bis 68,4 % und ein korrespondierender Wertebereich der Kostrate  $\dot{Z}_{sys,tot}$  von 4,08 €/h bis 4,37 €/h. Der Bereich von 65,1 % bis ca. 65,9 % zeichnet sich durch einen starken Anstieg der Kosten bei vergleichsweise geringer Zunahme des exergetischen Wirkungsgrades.

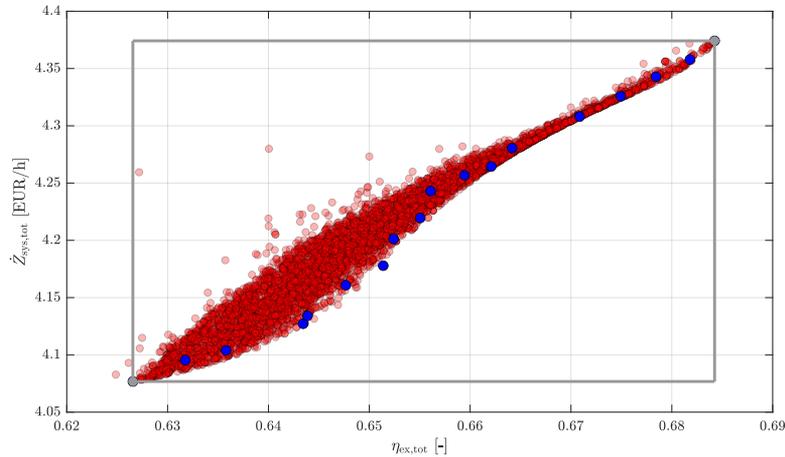


Abbildung 49: Pareto-Front der dritten Ejektorschaltungsvariante für die reine Wärmebereitstellung

Der zugehörige Parameterraum in Abbildung 46 visualisiert die exergetischen Wirkungsgrade der Ejektorschaltungsvariante in Abhängigkeit folgender Verhältnisse:

- Sekundärfernwärmemassenstrom / Primärfernwärmemassenstrom:  $\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{PDH}$
- Hochdruckejektormassenstrom / Gesamtejektormassenstrom:  $\dot{m}_{HP-EJE}/\dot{m}_{EJE}$

Der Parameterraum zeigt, dass der exergetische Wirkungsgrad mit abnehmendem Verhältnis des Ejektormassenstroms und zunehmendem Verhältnis der Fernwärmemassenströme sinkt.

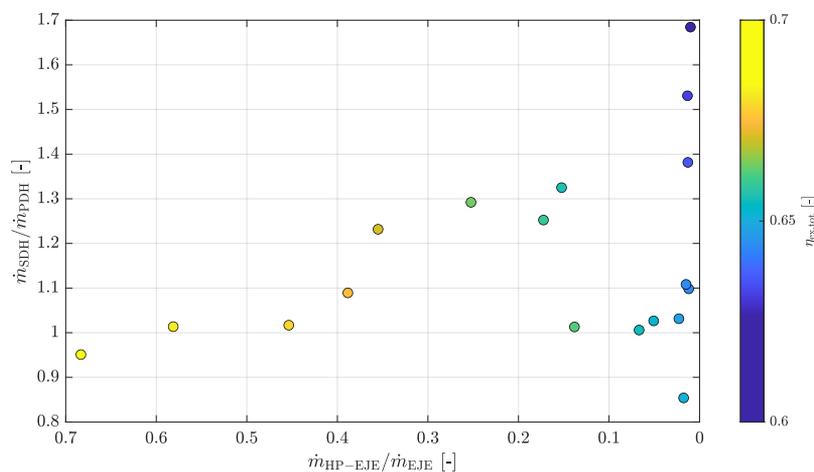


Abbildung 50: Parameterraum der dritten Ejektorschaltungsvariante für die reine Wärmebereitstellung

Der geringste exergetische Wirkungsgrad von  $\eta_{ex,tot} = 62,7\%$  tritt bei einem Verhältnis von  $\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{PDH} = 1,68$  und  $\dot{m}_{HP-EJE}/\dot{m}_{EJE} = 0,01$  auf. Der höchste exergetische Wirkungsgrad von  $\eta_{ex,tot} = 68,4\%$  tritt bei einem Verhältnis von  $\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{PDH} = 0,95$  und  $\dot{m}_{HP-EJE}/\dot{m}_{EJE} = 0,68$  auf. Gerade im Bereich in dem das Verhältnis  $\dot{m}_{SDH}/\dot{m}_{PDH}$  gegen Null geht, zeigt sich, dass sich die niedrigen exergetischen Wirkungsgrade in Abhängigkeit des Verhältnisses  $\dot{m}_{HP-EJE}/\dot{m}_{EJE}$  häufen.

Die Tabelle 24 zeigt einen kleinen Auszug mit den wichtigsten Kennzahlen aus den Optimierungsrechnungen für den Punkt des höchsten exergetischen Wirkungsgrades.

Tabelle 24: Auszug der wichtigsten Kennzahlen bei dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad

$\eta_{ex,tot}$	$\eta_{tot}$	$\zeta_c$	$\zeta_h$	$\dot{W}_{el}$	$\dot{Q}_{PDH}$	$\dot{Q}_{DCN}$	$\dot{Q}_{SDH}$	$\dot{Q}_{WHN}$	$T_{PDH,VL}$	$T_{PDH,RL}$
[-]	[-]	[-]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[°C]	[°C]
0,68	0,99	-	1,00	0,72	626,50	-	627,13	-	81,82	67,60

### 5.3. Referenzsystem

In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die Ergebnisse des Referenzsystems in den einzelnen Varianten (Kältebereitstellung, Wärme- und Kältebereitstellung und Wärmebereitstellung) beschrieben und die Verschaltungsarten textlich und graphisch visualisiert.

#### 5.3.1. Referenzsystem | Kältebereitstellung

Im Falle der reinen Kältebereitstellung befindet sich bei der Referenz lediglich die Kompressionskältemaschine in Betrieb. Die Fernwärmeübergabestation befindet sich in diesem Szenario der Kältebereitstellung außer Betrieb. Diese Betriebsweise des Referenzsystems ist auch in der Abbildung 51 visualisiert, da hier der Teil, welcher nicht in Betrieb ist, ausgegraut ist.

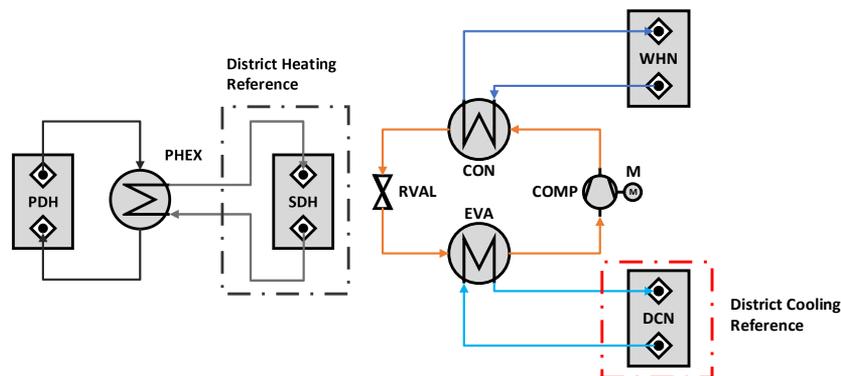


Abbildung 51: Schema des Referenzsystems im Falle der reinen Kältebereitstellung

Die Tabelle 25 zeigt einen kleinen Auszug mit den wichtigsten Kennzahlen des Referenzsystems für den reinen Kältebereitstellungsbetriebs.

Tabelle 25: Auszug der wichtigsten Kennzahlen des Referenzsystems für den Fall der reinen Kältebereitstellung

$\eta_{ex,tot}$	$\eta_{tot}$	$\zeta_c$	$\zeta_h$	$\dot{W}_{el}$	$\dot{Q}_{PDH}$	$\dot{Q}_{DCN}$	$\dot{Q}_{SDH}$	$\dot{Q}_{WHN}$	$T_{PDH,VL}$	$T_{PDH,RL}$
[-]	[-]	[-]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[°C]	[°C]
0,11	0,99	4,69	-	53,69	-	251,84	-	301,86	-	-

### 5.3.2. Referenzsystem | Wärme- und Kältebereitstellung

Im Falle der Wärme- und Kältebereitstellung befindet sich bei der Referenz sowohl die Kompressionskältemaschine als auch die Fernwärmübergabestation in Betrieb. Diese Betriebsweise des Referenzsystems ist auch in der visualisiert und beide Systeme sind aktiv.

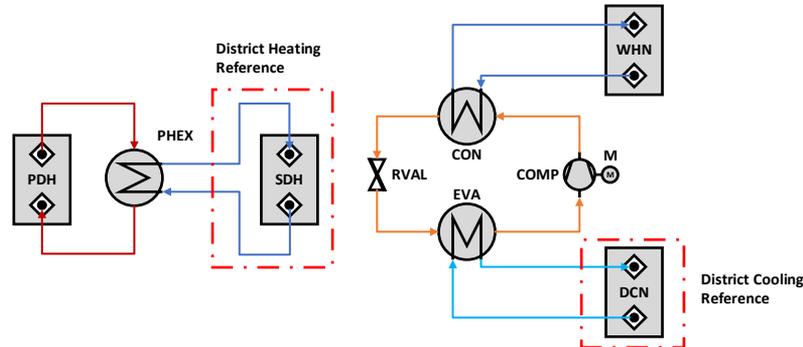


Abbildung 52: Schema des Referenzsystems im Falle der simultanen Wärme- und Kältebereitstellung

Die Tabelle 26 zeigt einen kleinen Auszug mit den wichtigsten Kennzahlen des Referenzsystems für den Wärme- und Kältebereitstellungsbetriebs.

Tabelle 26: Auszug der wichtigsten Kennzahlen des Referenzsystems für den Fall der Wärme- und Kältebereitstellung

$\eta_{ex,tot}$	$\eta_{tot}$	$\zeta_c$	$\zeta_h$	$\dot{W}_{el}$	$\dot{Q}_{PDH}$	$\dot{Q}_{DCN}$	$\dot{Q}_{SDH}$	$\dot{Q}_{WHN}$	$T_{PDH,VL}$	$T_{PDH,RL}$
[-]	[-]	[-]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[°C]	[°C]
0,55	1,06	4,69	1,00	53,69	3089,10	251,84	3089,10	301,86	140,00	55,00

### 5.3.3. Referenzsystem | Wärmebereitstellung

Im Falle der reinen Wärmebereitstellung befindet sich bei der Referenz lediglich die Fernwärmübergabestation in Betrieb. Die Kompressionskältemaschine befindet sich in diesem Szenario der Wärmebereitstellung außer Betrieb. Diese Betriebsweise des Referenzsystems ist auch in der Abbildung 53 visualisiert, da hier der Teil, welcher nicht in Betrieb ist, ausgegraut ist.

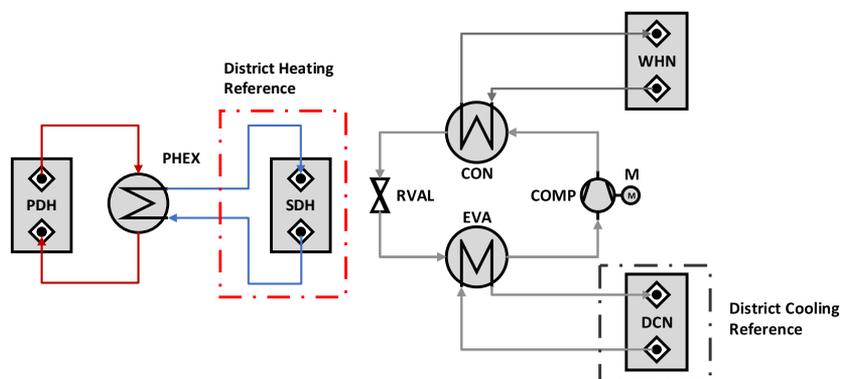


Abbildung 53: Schema des Referenzsystems im Falle der reinen Wärmebereitstellung

Die Tabelle 27 zeigt einen kleinen Auszug mit den wichtigsten Kennzahlen des Referenzsystems für den reinen Wärmebereitstellungsbetriebs.

Tabelle 27: Auszug der wichtigsten Kennzahlen des Referenzsystems für den Fall der reinen Wärmebereitstellung

$\eta_{ex,tot}$	$\eta_{tot}$	$\zeta_c$	$\zeta_h$	$\dot{W}_{el}$	$\dot{Q}_{PDH}$	$\dot{Q}_{DCN}$	$\dot{Q}_{SDH}$	$\dot{Q}_{WHN}$	$T_{PDH,VL}$	$T_{PDH,RL}$
[-]	[-]	[-]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[°C]	[°C]
0,59	1,00	-	1,00	-	626,80	-	626,80	-	140,00	55,00

## 5.4. Direkter Vergleich

Bei dem direkten Vergleich werden tiefergehende Analysen durchgeführt, um die einzelnen Varianten untereinander und auch in Gegenüberstellung zum jeweiligen Referenzsystem zu vergleichen. Im Speziellen werden hier Kennzahlen der exergo-ökonomischen Analyse beleuchtet. Bei der ökonomischen Bewertung ist anzumerken, dass durch den hohen Grad der Grundlagenforschung keine belastbaren realen Umsetzungskosten für Exergietrafos und somit auch keine Benchmarks verfügbar sind. Somit werden die neun Varianten ökonomisch miteinander verglichen eine absolute Aussage ist jedoch nur bedingt möglich.

### 5.4.1. Variante 1 | Kältebereitstellung

Die Tabelle 28 stellt den direkten Vergleich der drei Systeme (Absorber, Ejektor und Referenz) für den Fall der reinen Kältebereitstellung und des max. exergetischen Wirkungsgrades dar.

Tabelle 28: Direkter Vergleich der drei Systeme bei reiner Kältebereitstellung und max. exergetischen Wirkungsgrad

Größe	Einheit	ABS-1	EJE-1	REF-1	Größe	Einheit	ABS-1	EJE-1	REF-1
$\eta_{ex,tot}$	[-]	0,33	0,15	0,11	$\dot{E}_P$	[kW]	14,57	14,63	5,79
$\eta_{tot}$	[-]	0,82	0,82	4,69	$\dot{E}_F$	[kW]	44,14	96,86	53,69
$\zeta_c$	[-]	0,82	0,83	4,69	$\dot{E}_D$	[kW]	33,37	85,44	39,49
$\zeta_h$	[-]	-	-	-	$\dot{E}_L$	[kW]	46,36	194,35	346,11
$c_{tot,kWh}$	[€/kWh]	20,54	21,49	6,35	$\dot{Z}_{tot}$	[€/h]	2,82	5,19	2,57
$\dot{W}_{el}$	[kW]	0,01	1,19	53,69	$f_{tot}$	[-]	0,02	0,35	0,82
$\dot{Q}_{PDH}$	[kW]	305,83	304,17	-	$r_{tot}$	[-]	< 0	5,57	< 0
$\dot{Q}_{DCN}$	[kW]	251,99	251,94	251,84	$T_{PDH,VL}$	[°C]	84,91	177,57	-
$\dot{Q}_{SDH}$	[kW]	-	-	-	$T_{PDH,RL}$	[°C]	65,47	146,22	-
$\dot{Q}_{WHN}$	[kW]	557,83	557,14	301,86					

### 5.4.2. Variante 2 | Wärme- und Kältebereitstellung

Die Tabelle 29 stellt den direkten Vergleich der drei Systeme (Absorber, Ejektor und Referenz) für den Fall der Wärme- und Kältebereitstellung und des max. exergetischen Wirkungsgrades dar.

Tabelle 29: Direkter Vergleich der drei Systeme bei Wärme- und Kältebereitstellung und max. exergetischen Wirkungsgrad

Größe	Einheit	ABS-2	EJE-2	REF-2	Größe	Einheit	ABS-2	EJE-2	REF-2
$\eta_{ex,tot}$	[-]	0,91	0,39	0,55	$\dot{E}_P$	[kW]	520,73	170,08	403,78
$\eta_{tot}$	[-]	1,18	0,11	1,06	$\dot{E}_F$	[kW]	571,31	435,55	731,58
$\zeta_c$	[-]	0,64	0,11	4,69	$\dot{E}_D$	[kW]	254,63	259,47	319,42
$\zeta_h$	[-]	1,64	0,72	1,00	$\dot{E}_L$	[kW]	74,95	196,67	115,09
$c_{tot,kWh}$	[¢/kWh]	13,77	19,79	15,32	$\dot{Z}_{tot}$	[€/h]	5,99	10,64	4,30
$\dot{W}_{el}$	[kW]	0,07	4,10	53,69	$f_{tot}$	[-]	0,09	0,15	0,08
$\dot{Q}_{PDH}$	[kW]	2837,24	2195,35	3089,10	$r_{tot}$	[-]	15,46	< 0	0,11
$\dot{Q}_{DCN}$	[kW]	251,79	251,99	251,84	$T_{PDH,VL}$	[°C]	143,07	122,16	140,00
$\dot{Q}_{SDH}$	[kW]	3089,07	1581,83	3089,10	$T_{PDH,RL}$	[°C]	60,00	74,65	55,00
$\dot{Q}_{WHN}$	[kW]	-	869,05	301,86					

### 5.4.3. Variante 3 | Wärmebereitstellung

Die Tabelle 30 stellt den direkten Vergleich der drei Systeme (Absorber, Ejektor und Referenz) für den Fall der Wärme- und Kältebereitstellung und des max. exergetischen Wirkungsgrades dar.

Tabelle 30: Direkter Vergleich der drei Systeme bei reiner Wärmebereitstellung und max. exergetischen Wirkungsgrad

Größe	Einheit	ABS-3	EJE-3	REF-3	Größe	Einheit	ABS-3	EJE-3	REF-3
$\eta_{ex,tot}$	[-]	0,75	0,68	0,58	$\dot{E}_P$	[kW]	67,26	61,83	80,73
$\eta_{tot}$	[-]	0,99	0,99	1,00	$\dot{E}_F$	[kW]	90,04	90,37	137,55
$\zeta_c$	[-]	-	-	-	$\dot{E}_D$	[kW]	28,69	28,54	56,82
$\zeta_h$	[-]	1,86	1,00	1,00	$\dot{E}_L$	[kW]	972	136,37	108,25
$c_{tot,kWh}$	[¢/kWh]	16,73	16,71	16,14	$\dot{Z}_{tot}$	[€/h]	4,57	4,37	0,88
$\dot{W}_{el}$	[kW]	0,02	0,72	-	$f_{tot}$	[-]	0,31	0,43	0,08
$\dot{Q}_{PDH}$	[kW]	626,84	626,50	626,80	$r_{tot}$	[-]	3,31	0,46	0,77
$\dot{Q}_{DCN}$	[kW]	-	-	-	$T_{PDH,VL}$	[°C]	101,72	81,81	140,00

Größe	Einheit	ABS-3	EJE-3	REF-3	Größe	Einheit	ABS-3	EJE-3	REF-3
$\dot{Q}_{SDH}$	[kW]	626,84	627,13	626,80	$T_{PDH,RL}$	[°C]	46,77	67,60	55,00
$\dot{Q}_{WHN}$	[kW]	-	-	-					

## 5.5. Life Cycle Assessment | Ergebnisse und Betragsanalyse

### 5.5.1. Beitragsanalyse von Fernwärme und Strom

Da, wie im Kapitel 4.6 beschrieben, in der Analyse nur der Betrieb betrachtet wurde und hier vor allem Fernwärme und Stromverbrauch bzw. beide in Kombination für die Umweltwirkungen verantwortlich sind, werden diese beiden Inputs zunächst einzeln betrachtet, um darauf die weitere Analyse der Beiträge aufzubauen.

#### Fernwärme

Wird die Fernwärmebereitstellung eigenständig betrachtet, zeigt sich, dass in der Wirkungskategorie „Global Warming Potential“ knapp 77,5% der Umweltwirkungen durch die Wärmebereitstellung in Gaskraftwerken und den damit verbundenen Vorketten verursacht werden. Weitere 8,50% sind durch die Wärmebereitstellung durch eine Wärmepumpe inklusive stromerzeugende Vorketten zu erklären. Die restlichen zirka 14% lassen sich auf Wärme aus Müllverbrennung, Abwärme und sowie geringe Anteile von Biomasse und Gas und deren Vorketten zurückführen.

In den Wirkungskategorien „Cumulative Exergy Demand, non-renewable“ und „Cumulative Exergy Demand, renewable“ gestaltet sich die Auswertung schwierig, da sich die beiden Wirkungskategorien aus mehreren Unterkategorien zusammensetzen und die Beiträge der verschiedenen Arten der Wärmebereitstellung je nach Unterkategorie verschieden hoch sind und diese stark schwanken.

Ein ähnliches Bild wie beim „Global Warming Potential“ zeigt sich in der Wirkungskategorie „Ecological Scarcity 2021 Total“. Hier sind 74% der Umweltwirkungen durch die Wärmebereitstellung in dem Gaskraftwerken und den damit verbundenen Vorketten zu erklären. Weitere 7% sind auf den Betrieb und die Vorketten einer Wärmepumpe zurückzuführen und wiederum 6% bzw. 5% auf die Wärmebereitstellung durch ein Biomassekraftwerk bzw. durch Müllverbrennung. Die restlichen Anteile werden wiederum durch Abwärme, Biogas und weitere geringe Beiträge verursacht.

#### Stromverbrauch

Bei der isolierten Betrachtung des Stromverbrauches zeigt sich in der Wirkungskategorie „Global Warming Potential“, dass die größten Beiträge mit 18% durch Stromproduktion aus Pumpspeicherkraftwerken in Österreich, mit 16% durch Stromproduktion aus Braunkohle in Tschechien sowie mit 10% durch Stromproduktion aus Braunkohle in Deutschland zustande kommen. Des Weiteren leistet mit insgesamt knapp 25% die Stromproduktion durch Gaskraftwerke (sowohl KWK als auch konventionelle Kraftwerke) in Österreich auch einen entsprechenden Anteil. Die restlichen Beiträge verteilen sich auf die Stromproduktion in Österreich sowie die Importe aus Deutschland und Tschechien.

In den Wirkungskategorien „Cumulative Exergy Demand, non-renewable“ und „Cumulative Exergy Demand, renewable“ ist die Auswertung wiederum schwierig. Besonders da sich der Strommix einerseits in Stromproduktion in Österreich und andererseits in Importe aus Tschechien und Deutschland aufteilt

und in weiterer Folge weiter in die einzelnen Energieträger lässt sich keine generelle Aussage über Beiträge zur Jeweiligen Wirkungskategorie machen, da sich diese wieder aus Unterkategorien zusammensetzen.

In der Wirkungskategorie „Ecological Scarcity 2021 Total“ liefert mit knapp 18.5% die Herstellung des Verteilnetzes in Österreich den größten Beitrag gefolgt von der Holzernte für die Stromproduktion in Österreich mit 14%. Rund 11% sind durch die Stromproduktion aus Pumpspeicherkraftwerken in Österreich begründet, wobei es hier vor allem um den Strom geht, welcher darin gespeichert wird. Des Weiteren liefert die gesamte Stromproduktion in Österreich durch Gaskraftwerke einen Beitrag von knapp 14% der verursachten Umweltauswirkungen. Mit 8.5% bzw. 5.4% liefert die Stromproduktion aus Braunkohle in Tschechien bzw. Deutschland die nächstgrößeren Beiträge. Die weiteren Anteile verteilen sich wiederum auf die Stromproduktion in Österreich sowie die Importe aus Deutschland und Tschechien.

### 5.5.2. Variante 1 – Reine Kältebereitstellung

In Tabelle 31 und Abbildung 54 sind die Ergebnisse der ökologischen Bewertung für die reine Kältebereitstellung der verschiedenen Systeme ersichtlich. Die Ergebnisse beziehen sich auf die in Tabelle 17 angeführten Output und die dazu benötigten Inputs.

Tabelle 31: Ergebnisse der ökologischen Bewertung für die Kältebereitstellung durch die einzelnen Systeme pro funktioneller Einheit (Kälteoutput = 251,99 kWhth)

Wirkungskategorie	System 1 Ejektor	System 2 Absorber	System 3 Referenz
Global Warming Potential [kgCO <sub>2eq</sub> ]	26,44	26,22	18,40
Cumulative Exergy Demand, non-renewable [MJ]	50,33	49,96	135,04
Cumulative Exergy Demand, renewable [MJ]	16,79	13,06	178,86
Ecological Scarcity 2021 Total [UBP]	34.239,30	33.623,80	37.748,10

Bei der Betrachtung der Ergebnisse in der Wirkungskategorie „Global Warming Potential“ zeigt sich für die Ejektor- und Absorberschaltung ein ähnliches Ergebnis. Die Abweichung lässt sich durch eine erhöhten Strombedarf bei der Ejektorschaltung (+1,18 kWh) erklären. Das Referenzsystem weist die geringeren Umweltauswirkungen aus, was auf den nicht vorhandenen Fernwärmebedarf und den reinen Strombedarf für die KKM zu erklären ist. In den beiden Wirkungskategorien „Cumulative Exergy Demand“, sowohl erneuerbar als auch nicht erneuerbar, zeigt sich wiederum der Einfluss des Strombedarfs der KKM, welcher als treibender Faktor für Umweltauswirkungen identifiziert werden kann.

In der Wirkungskategorie der ökologischen Knappheit („Ecological Scarcity 2021 Total“) sind die Ergebnisse zwar ähnlich hoch, haben jedoch einen anderen Ursprung. Sowohl bei der Ejektor- als auch der Absorberschaltung ist der Großteil auf den Fernwärmebedarf zurückzuführen, wohingegen beim Referenzsystem der Strombedarf der treibende Faktor ist.

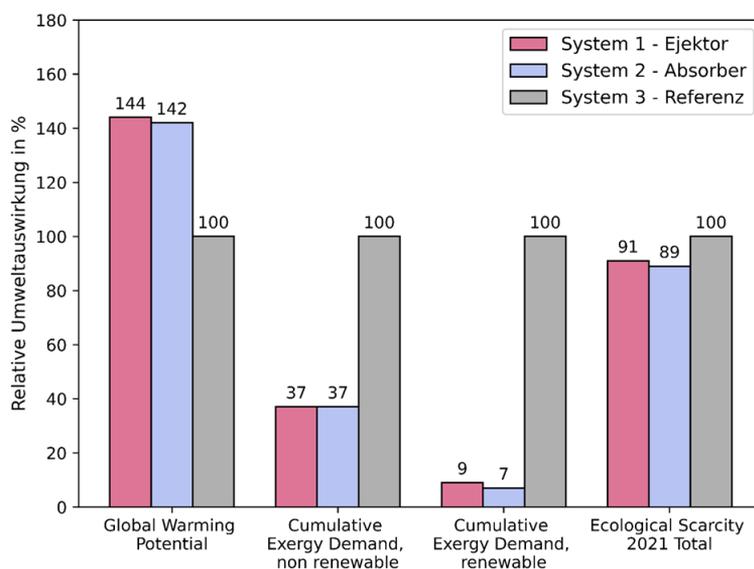


Abbildung 54: Relative Umweltauswirkungen der drei Systeme im Vergleich, Variante 1 - Reine Kältebereitstellung

### 5.5.3. Variante 2 – Simultane Kälte- und Wärmebereitstellung

In Tabelle 32 und Abbildung 55 sind die Ergebnisse der ökologischen Bewertung für die simultane Wärme- und Kältebereitstellung der verschiedenen Systeme ersichtlich. Die Ergebnisse beziehen sich auf die in Tabelle 17 angeführten Output und die dazu benötigten Inputs.

Tabelle 32: Ergebnisse der ökologischen Bewertung für die simultane Wärme- und Kältebereitstellung durch die einzelnen Systeme pro funktioneller Einheit (Wärmeoutput = 3089,1 kWhth, Kälteoutput = 251,99 kWhth)

Wirkungskategorie	System 1 Ejektor	System 2 Absorber	System 3 Referenz
Global Warming Potential [kgCO <sub>2eq</sub> ]	318,64	243,21	283,20
Cumulative Exergy Demand, non-renewable [MJ]	614,93	463,47	639,64
Cumulative Exergy Demand, renewable [MJ]	170,95	122,11	304,31
Ecological Scarcity 2021 Total [UBP]	409.780,00	311.930,00	377.366,00

In allen betrachteten Wirkungskategorien zeigt der Absorber die geringsten Ergebnisse im Vergleich zur Ejektorschaltung und zum Referenzsystem. Der Ejektor schneidet in allen Kategorien schlechter ab, was auf eine höhere Umweltbelastung hinweist, insbesondere im Hinblick auf das „Global Warming Potential“ und den kumulierten nicht erneuerbaren Exergiebedarf. Auffällig ist, dass das Referenzsystem vor allem beim kumulierten Exergiebedarf, sowohl erneuerbar als auch nicht erneuerbar, deutlich höhere Ergebnisse aufweist als die beiden anderen Systeme. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das Referenzsystem durch die KKM einen deutlich höheren Strombedarf hat, der sich in beiden Wirkungs-

kategorien niederschlägt. Dies zeigt sich auch bei der Ejektorschaltung, denn obwohl diese einen deutlich höheren Fernwärmeinput als die beiden anderen Systeme benötigt, liegen die Ergebnisse hier dennoch unter denen des Referenzsystems. In der Wirkungskategorie der ökologischen Knappheit treten die größten Auswirkungen bei der Ejektorschaltung auf. Dies ist vor allem auf den im Vergleich zu den anderen Systemen höheren Fernwärme-Input zurückzuführen. Aber auch der Strombedarf spielt in dieser Wirkungskategorie eine Rolle. Denn obwohl der Unterschied im Fernwärme-Input zwischen Absorberschaltung und Referenzsystem geringer ist als zwischen Ejektorschaltung und Referenzsystem, ist der Unterschied in den Umweltwirkungen zwischen Absorberschaltung und Referenzsystem deutlich größer. Auch hier zeigt sich der Einfluss des Strombedarfs auf die Ergebnisse.

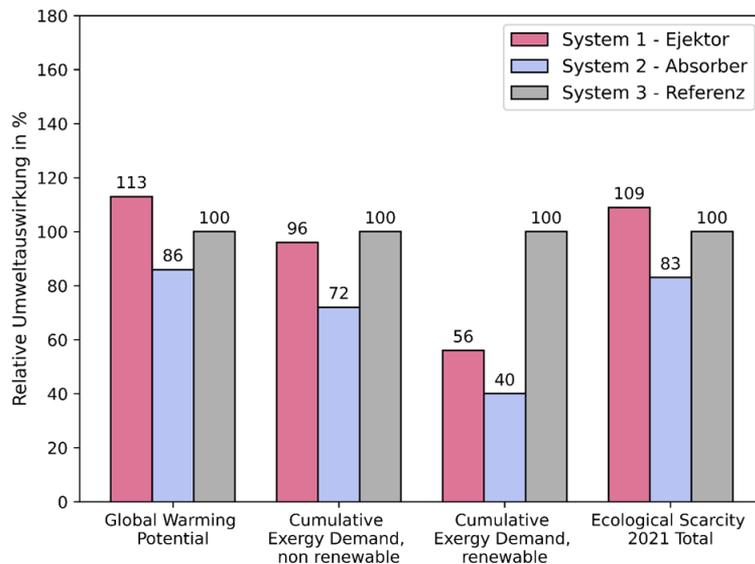


Abbildung 55: Relative Umweltauswirkungen der drei Systeme im Vergleich, Variante 2 – Simultane Wärme- und Kältebereitstellung

#### 5.5.4. Variante 3 – reine Wärmebereitstellung

Bei der reinen Bereitstellung von Wärme zeigt sich, dass die Unterschiede der einzelnen Systeme recht gering sind (Siehe Tabelle 33 und Abbildung 56) Die Ergebnisse beziehen sich auf die in Tabelle 17 angeführten Output und die dazu benötigten Inputs.

Tabelle 33: Ergebnisse der ökologischen Bewertung für die Wärmebereitstellung durch die einzelnen Systeme pro funktioneller Einheit (Wärmeoutput = 626,80 kWhth)

Wirkungskategorie	System 1 Ejektor	System 2 Absorber	System 3 Referenz
Global Warming Potential [kgCO <sub>2eq</sub> ]	53,92	53,73	53,73
Cumulative Exergy Demand, non-renewable [MJ]	103,04	102,40	102,35
Cumulative Exergy Demand, renewable [MJ]	29,02	26,77	26,71

Wirkungskategorie	System 1 Ejektor	System 2 Absorber	System 3 Referenz
Ecological Scarcity 2021 Total [UBP]	69.356,30	68.914,40	68.902,30

Zur größten Abweichung kommt es bei der Ejektorschaltung in der Wirkungskategorie „Cumulative Exergy Demand, renewable“. Dies lässt sich durch den höheren Stromverbrauch dieser Schaltung durch Pumpen erklären. Ansonsten kommt es zu keinen nennenswerten Unterschieden zwischen den Systemen, da bis auf den etwas erhöhten Strombedarf bei der Ejektorschaltung auch der Fernwärmebedarf der Systeme sehr ähnlich ist.

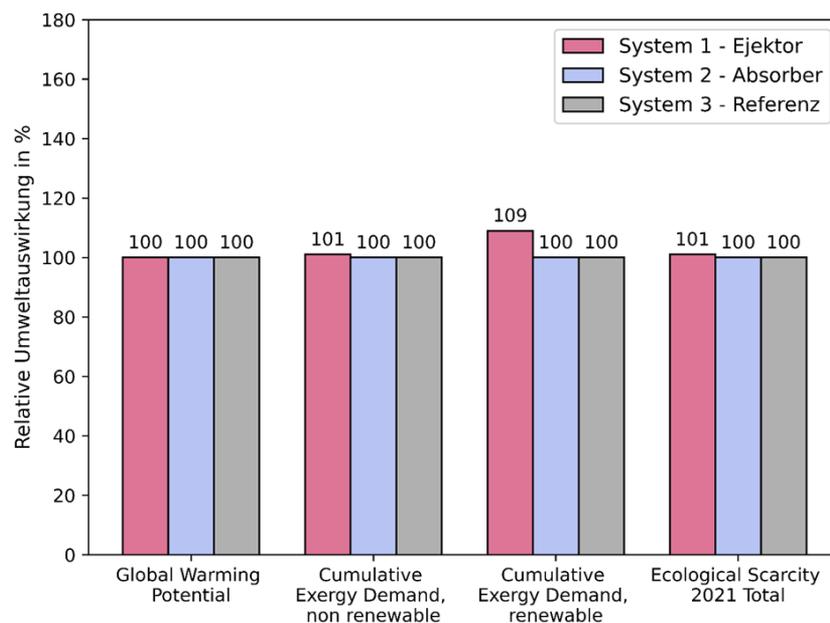


Abbildung 56: Relative Umweltauswirkungen der drei Systeme im Vergleich, Variante 3 - Reine Wärmebereitstellung

### 5.5.5. Zusammenfassung LCA

Die Analyse der Umweltauswirkungen zeigt, dass die Wahl der Energiequelle für Fernwärme und Strom sowie die Effizienz der genutzten Systeme entscheidend für die ökologischen Auswirkungen ist. Besonders bei der Fernwärmebereitstellung dominiert die Nutzung von Gaskraftwerken die Umweltwirkungen, insbesondere in der Kategorie „Global Warming Potential“. Diese Ergebnisse verdeutlichen die Dringlichkeit, fossile Energiequellen wie Gas durch klimafreundlichere Alternativen zu ersetzen.

Beim Stromverbrauch zeigt sich, dass die Umweltauswirkungen stark vom Strommix abhängen. Fossile Brennstoffe wie Braunkohle, vor allem in Tschechien und Deutschland, tragen erheblich zu den Umweltwirkungen bei, ebenso wie Pumpspeicherkraftwerke in Österreich, die durch Pumpenstromverluste während der Speicherung belastend sind. Auch die Herstellung und Wartung des Verteilnetzes in Österreich verursachen hohe Umweltauswirkungen, insbesondere in der Kategorie „Ecological Scarcity 2021 Total“.

Wird Variante 1 – reine Kältebereitstellung betrachtet, zeigen sich wie unterschiedlich Fernwärme- und Stromverbrauch auf die jeweiligem Wirkungskategorien auswirken können. So schneidet das Referenzsystem hier in allen Wirkungskategorien bis auf das „Global Warming Potential“ schlechter ab als die Ejektor- und Absorberschaltung, was durch den Stromverbrauch verursacht wird.

Bei Variante 2, der kombinierten Kälte- und Wärmebereitstellung zeigen sich ähnliche Trends. Auch hier schneidet die Absorberschaltung in allen Kategorien am besten ab, während die Ejektorschaltung aufgrund ihres höheren Fernwärmeinputs und Stromverbrauchs die höchsten Umweltwirkungen verursacht. Das Referenzsystem zeigt Vorteile bei der Nutzung von Fernwärme, ist jedoch durch den hohen Strombedarf insgesamt weniger effizient. Diese Ergebnisse verdeutlichen den Einfluss der Energiequellen auf die ökologischen Gesamtwirkungen und unterstreichen die Bedeutung einer emissionsarmen Fernwärmeversorgung.

Die Variante 3 - reine Wärmebereitstellung zeigt nur geringe Unterschiede zwischen den Systemen, da sowohl der Fernwärme- als auch der Strombedarf nahezu identisch sind. Lediglich bei der Ejektorschaltung tritt ein etwas Ergebnis in der Kategorie „Cumulative Exergy Demand, renewable“ auf, was auf den Betrieb zusätzlicher Pumpen zurückzuführen ist.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Absorberschaltung in den meisten Szenarien die ökologisch günstigste Lösung darstellt, insbesondere bei der kombinierten Kälte- und Wärmebereitstellung. Eine klare Verbesserung der Umweltwirkungen lässt sich jedoch nur durch eine grundlegende Dekarbonisierung der Energiequellen und eine Effizienzsteigerung der Systeme erreichen. Fossile Energieträger wie Gas und Braunkohle sollten schrittweise ersetzt werden, während erneuerbare Energien und energiesparende Technologien stärker gefördert werden müssen. Die Wahl des geeigneten Systems sollte stets an die regionalen Gegebenheiten, wie Verfügbarkeit von Fernwärme und Strommix, angepasst werden, um die Umweltauswirkungen zu minimieren.

Des Weiteren ist anzumerken, dass bei der vorliegenden Bewertung nur der Betrieb betrachtet wurde, nicht jedoch die anderen Schritte des Lebenszyklus der Systeme, vor allem die Herstellung der Systemkomponenten. Besonders wenn Systeme während des Betriebs ähnlich hohe Umweltauswirkungen verursachen, kann es durch eine Berücksichtigung der anderen Lebenszyklusabschnitte zu einer geänderten Rangfolge der Systeme im Vergleich zueinander kommen.

## 5.6. Zusammenfassung der Ergebnisse

Bei der reinen Kältebereitstellung (Variante 1 mit einer Nennkälteleistung  $\dot{Q}_{DCN}$  von ca. 252 kW) zeigt sich, dass die Absorberschaltung mit einem exergetischen Wirkungsgrad von bis zu 33 % und spezifischen Kostrate von 2,82 €/h die anlagenbezogen effizienteste Option darstellt. Die Ejektorschaltung erreicht exergetische Wirkungsgrade von maximal 15,1 % bei deutlich höheren Kosten von 5,19 €/h. Das Referenzsystem weist zwar mit 11,0 % den geringsten Wirkungsgrad auf, verursacht jedoch aufgrund seines rein elektrischen Betriebs geringere CO<sub>2</sub>-Emissionen (18,4 kg CO<sub>2</sub>-Äquivalent) im Vergleich zu den anderen Systemen. Dennoch führt der hohe Strombedarf der Kompressionskältemaschine zu den schlechtesten Ergebnissen beim kumulierten Exergiebedarf, sowohl erneuerbar als auch nicht erneuerbar. Die ökologische Knappheit liegt bei den Absorber- und Ejektorsystemen auf einem ähnlichen Niveau, während das Referenzsystem aufgrund des Stromverbrauchs insgesamt schlechter abschneidet. Zusammenfassend ist die Absorberschaltung in diesem Szenario ökologisch die beste

Wahl, gesamt-ökonomisch liegt beim aktuellen Kostenverhältnis zwischen Strom und Wärme noch das Referenzsystem vorne.

In der kombinierten Kälte- und Wärmebereitstellung (Variante 2 mit einer Nennwärmeleistung  $\dot{Q}_{SDH}$  von 3089 kW und einer Nennkälteleistung  $\dot{Q}_{DCN}$  von ca. 252 kW) zeigt sich ein deutlicher Vorteil der Absorberschaltung, die einen exergetischen Wirkungsgrad von bis zu 91 % erreicht. Auch die Umweltauswirkungen sind hier am geringsten, insbesondere im Global Warming Potential mit 243,21 kg CO<sub>2</sub>-Äquivalent. Im Vergleich dazu schneidet der Ejektor mit einem exergetischen Wirkungsgrad von maximal 39,0 % und hohen Umweltbelastungen deutlich schlechter ab, was vor allem auf seinen höheren Fernwärmeinput und zusätzlichen Stromverbrauch zurückzuführen ist. Das Referenzsystem erreicht einen exergetischen Wirkungsgrad von 55,0 %, weist jedoch wegen seines hohen Strombedarfs die schlechtesten Ergebnisse beim kumulierten Exergiebedarf auf. Die ökologische Knappheit ist bei der Ejektorschaltung am größten, da der hohe Fernwärmeinput hier den größten Einfluss hat. Trotz der Nachteile des Referenzsystems zeigt es in einzelnen Kategorien wie der Fernwärmenutzung moderate Vorteile. Insgesamt ist die Absorberschaltung in diesem Szenario klar überlegen, da sie die höchste Energieeffizienz mit den geringsten Umweltauswirkungen kombiniert.

In der reinen Wärmebereitstellung (Variante 3 mit einer Nennwärmeleistung  $\dot{Q}_{SDH}$  von ca. 627 kW) sind die Unterschiede zwischen den drei Systemen weniger ausgeprägt. Die Absorberschaltung erreicht einen exergetischen Wirkungsgrad von bis zu 74,7 %, gefolgt von der Ejektorschaltung mit maximal 68,4 % und dem Referenzsystem mit 58,0 %. In den meisten ökologischen Kategorien sind die Werte der drei Systeme nahezu identisch, wobei der kumulierte erneuerbare Exergiebedarf bei der Ejektorschaltung leicht erhöht ist. Dies lässt sich durch den zusätzlichen Stromverbrauch für Pumpen erklären. Zusammenfassend sind die Ergebnisse in diesem Szenario weniger diversifiziert, da alle Systeme ähnliche technische und ökologische Eigenschaften aufweisen.

### **Innovation, Entwicklungen und Highlights**

Als klarer Mehrwert ist die exergo-ökonomische Bewertung im Zusammenspiel mit der multikriteriellen Optimierung zu nennen. Diese bietet eine fundierte Grundlage zur Analyse und Verbesserung von Fernwärmesystemen durch die gleichzeitige Betrachtung technischer als auch ökonomischer Aspekte. Durch die Berücksichtigung der Exergie wird die Qualität der Energieflüsse in den Systemen bewertet, wodurch ineffiziente Prozesse identifiziert werden können. Mit der multikriteriellen Optimierung können dabei konkurrierende Ziele wie Wirkungsgrad, Kosten und Umweltverträglichkeit simultan berücksichtigt werden. Dies verbessert die Aussagekraft im Hinblick auf den exergetischen Wirkungsgrad, da nicht nur die thermodynamischen Verluste, sondern auch deren wirtschaftliche und ökologische Implikationen in die Bewertung einfließen. Dadurch wird eine holistische Bewertung ermöglicht, die eine praxisnahe Optimierung von Systemen erleichtert und zu nachhaltigerem und (kosten-)effizienterem Betrieb beiträgt.

Die Bewertungen der Exergietrafo – Varianten mit dieser Methode zeigen, dass im Vergleich zur Referenzvariante (Fernwärme und Kompressionskälte) nachhaltigere und effizientere Betriebe möglich sind, jedoch gewisse Randbedingungen vorherrschen müssen. So unterstützen beispielsweise hohe primärseitige Temperaturen die Systemeffizienzen und senken die Rücklauftemperatur gegenüber dem Referenzsystem deutlich. Dadurch ist wiederum eine Erweiterung der Netzkapazität einfach möglich.

## 5.7. Integration in die „Stadt der Zukunft“

Das Projekt „Extra – Exergietrafos zum Heizen und Kühlen durch Fernwärme“ wurde im Förderprogramm Stadt der Zukunft (8. Ausschreibung) unter dem zweiten Ausschreibungsschwerpunkt „Auf dem Weg zu klimaneutralen Städten und Regionen“ eingereicht. Als Subthemen wurden das Subthema 2.1 (Technologieentwicklungen für klimaneutrale Städte und Regionen) und das Subthema 2.2 (Systemintegration und -kombination für klimaneutrale Städte und Regionen) gewählt.

Bei Betrachtung des Subthemas 2.1, indem die Entwicklung von Lösungen zur Energiebereitstellung im urbanen Raum gefordert wurde, zeigt sich, dass das Projekt Extra mit den verschiedenen Möglichkeiten der Wärmeverwertung und -aufwertung einen sinnvollen Beitrag leisten kann. Besonders in Themenfeld der Energiebereitstellung und Energieumwandlung sind hier die beiden Systeme zu nennen, welche die gleichzeitige Bereitstellung von Wärme und Kälte bewerkstelligen und somit der Energieumwandlung aus Wärme (primäre Fernwärme) eine weitere Komponente hinzufügen. Weiters bedienen die Systeme die im Subthema 2.2 angesprochenen und multifunktional wirkenden Wärme- und Kältenetze durch die Wärme- und Kältebereitstellung. Durch die Vorteile der Exergietrafos bei höheren Temperaturniveaus bieten sich derartige Systeme besonders in der Nähe der Heizwerke an.

Im Hinblick auf die globalen Ausschreibungsziele können durch die untersuchten Technologien die Dienstleistungsangebote im städtischen Raum erweitert werden. Diese Erweiterung umfasst neben der bereits erwähnten Kälte und Wärmebereitstellung die effizientere Ausnutzung der verfügbaren Wärme sowie die Erweiterung der Netzkapazität durch die Absenkung der Rücklauftemperatur. Einhergehend mit der Netzkapazitätserhöhung gehen reduziertere Pumpleistungen aufgrund des geringeren Massenstromes und den verbundenen Rohrleitungsdruckverlusten einher, was wiederum zu einer Energieeffizienzerhöhung und Ressourcenschonung führt.

# 6 Zusammenfassung

Der Energieverbrauch Österreichs und die Tatsache, dass annähernd die Hälfte davon auf den Wärmesektor entfallen zeigt den immensen Energieeinsatz in diesem Bereich und wenn man sich den Anteil an fossilen Energieträgern für die Bereitstellung dieser Energie ansieht, so kommt man unweigerlich zu dem Schluss, dass eine Energiewende auch einer Wärmewende bedarf und es Technologien benötigt, welche innovativ sind und eine Vielfalt an Energieformen bereitstellen können. Ein Feld mit hohem Potential für die Umsetzung solcher Technologien bieten Fernwärme- und Fernkältesysteme.

In den Bereich des Interesses für den Einsatz in Fernwärme- und Fernkältesysteme rückten sogenannte Exergietrafos. Hierbei handelt es sich um innovative Energiesysteme, die thermisch angetriebene Mehrstufen-Kreisprozesse nutzen, um eine flexible und effiziente Energieversorgung zu ermöglichen. Je nach eingesetzter Technologie, wie der Absorptions- oder der Ejektortechnologie, können diese Systeme als Hauptprozess Heizwärme, Wärme und Kälte als gekoppelte Produkte oder ausschließlich Kälte, etwa zur Klimatisierung, bereitstellen.

Neben den einzelnen Apparaten (Absorber und Ejektor) müssen auch die Bedarfe hinsichtlich Wärme und Kälte bekannt sein, um Technologien zu entwickeln und abzustimmen. Ohne detaillierte Informationen über den tatsächlichen Wärme- und Kältebedarf einzelner Gebäude oder Quartiere können Netzbetreiber die Versorgung nicht effizient steuern, was zu Über- oder Unterversorgung sowie erhöhten Kosten führt. Gleichzeitig erschwert es die Integration erneuerbarer Energien und die Reduktion von CO<sub>2</sub>-Emissionen, da der Energieeinsatz nicht bedarfsgerecht angepasst werden kann. Zudem fehlen wichtige Daten für die Langzeitplanung, um Investitionen in die Netzinfrastruktur zielgerichtet zu gestalten.

Auf Basis dieses Bedarfes an typischen Lastprofilen wurden mit Hilfe von Messdaten des Wiener Fernwärmenetzes typische Wochenlastprofile von einem Bürokomplex und einem Krankenhaus für den Wärme- und Kältefall generiert und in weiterer Folge analysiert. Diese Analyse umfasste sowohl eine Korrelationsanalyse als auch die typischen Energiemengen und den Demand Overlap Coefficient (DOC).

Für die Entwicklung der Technologien auf Basis der Absorptionstechnologie und der Ejektortechnologie wurden drei Varianten (Variante 1: reine Kältebereitstellung, Variante 2: Wärme- und Kältebereitstellung und Variante 3: reine Wärmebereitstellung) entwickelt und auch in weiterer Folge einem Referenzsystem (Wärmepumpe bzw. Kompressionskältemaschine in Kombination mit einem Wärmeübertrager im Fernwärmenetz) gegenübergestellt. Für die Bewertung und Analyse der einzelnen Technologien bediente man sich einer exergo-ökonomischen Analyse in Kombination mit einer multikriteriellen Optimierung sowie einer Lebenszyklusanalyse (LCA) welche den Betrieb fokussierte.

Die Analyse zeigt, dass die Absorbersysteme in den meisten Szenarien die höchste exergetische Effizienz und die geringsten Umweltbelastungen bieten. Besonders bei der kombinierten Wärme- und Kältebereitstellung sind sie die klar ökologisch günstigste Option. Die Ejektorsysteme haben zwar Potenzial, zeigen jedoch durch ihre hohen Umweltbelastungen, insbesondere beim Fernwärmeinput, klare

Limitationen. Durch die Vorteile der Exergietrafos bei höheren Temperaturniveaus bieten sich derartige Systeme besonders in der Nähe der Heizwerke an. Das Referenzsystem ist zwar etabliert, hat jedoch aufgrund seines hohen Stromverbrauchs deutliche ökologische Nachteile.

Diese Ergebnisse verdeutlichen die Notwendigkeit einer Dekarbonisierung der Energiequellen, insbesondere der Fernwärme und des Strommixes. Der Anteil fossiler Energieträger unterstreicht die Dringlichkeit eines Umstiegs auf erneuerbare Alternativen. Effizienzsteigerungen in Absorber- und Ejektor-technologien könnten deren Umweltbilanz weiter verbessern. Die Wahl des Systems sollte stets auf die regionalen Gegebenheiten wie den Strommix und die Verfügbarkeit von Fernwärme abgestimmt werden, um die Umweltauswirkungen zu minimieren. Darüber hinaus könnte eine umfassendere Lebenszyklusanalyse, die neben dem Betrieb auch die Herstellung und Entsorgung der Systeme berücksichtigt, eine differenziertere Bewertung der Nachhaltigkeit ermöglichen.

Insgesamt zeigen die Ergebnisse, dass Absorbersysteme aufgrund ihrer hohen Effizienz und moderaten Umweltbelastungen das größte Potenzial für eine nachhaltige Energieversorgung haben. Sie stellen insbesondere in urbanen Anwendungen mit kombiniertem Wärme- und Kältebedarf eine interessante Lösung dar. Die Kombination effizienter Technologien mit einem dekarbonisierten Energiemix ist der Schlüssel zu einer nachhaltigen Energieversorgung.

Die Ergebnisse sind sowohl für Energielieferanten und Betreiber von Fern- und Nachwärmenetzen sowie auch für Anlagenbauer und Planer interessant und für eine weitere Verwertung geeignet. Da sich das Projekt zum Zeitpunkt der Berichterlegung noch überwiegend in der Grundlagenforschung befindet, sind vorerst keine wirtschaftlichen Verwertungen angedacht. Jedoch sind im Bereich der Forschung Verwertungen in Form von Folgeprojekten oder Demonstrationsanlagen möglich und angedacht. Für die Forschungsagenden der Fachhochschule Burgenland GmbH wurde zur Intensivierung der Forschungstätigkeiten im Bereich der Exergie-Transformatoren ein Projekt im Zuge der Energieforschungsausschreibung 2024 (Industrielle Forschung) eingereicht (Titel: „Carnot-Concept for Accumulators and Cycles“ | Kurztitel: “CARNAC” | Antragsnummer: “57700120”).

Auf wissenschaftlicher Seite erfolgte die Verwertung der Projektergebnisse in Form von (inter-) nationalen Konferenz- und Journalbeiträgen sowie der Dissemination im Hochschulsektor (Masterarbeiten, Know-how Transfer in Lehre und Forschung). Zusätzlich erfolgte der fachliche Austausch mit thematischen Mitstreitern über das Innovationslabor GreenEnergyLab. Auf Basis dieses wissenschaftlichen Austausches ist vorgesehen, auch künftig die Entwicklung und Optimierung von thermischen Energiesystemen voranzutreiben. Sowohl im Bereich der Grundlagenforschung als auch für weiterführende Bereiche (Experimentelle Entwicklung und Demonstrationsprojekte) sind Aktivitäten geplant.

# 7 Ausblick und Empfehlungen

Um die untersuchte Technologie der Exergie-Transformatoren künftig besser zu verstehen und eine breitere Umsetzung zu erreichen, ist es sinnvoll:

## **Anwendungsbereiche zu erweitern**

Die Technologien könnten verstärkt in städtischen Gebieten eingesetzt werden, um den kombinierten Bedarf an Wärme und Kälte zu decken. Dies ist besonders relevant für Bürokomplexe, Krankenhäuser und Einkaufszentren, die teilweise saisonal variierende Bedarfe aufweisen. In industriellen Anwendungen, in denen kontinuierlich sowohl Wärme als auch Kälte benötigt werden, könnten Absorber- und Ejektorsysteme zur Effizienzsteigerung und Reduktion von CO<sub>2</sub>-Emissionen beitragen.

Für Wohngebiete bieten sich Netze der Fernwärme und -kälte für eine Implementierung an und hier könnten die Systeme vor allem im Bereich der Reduktion von Energiekosten sowie der Verlustminimierung eingesetzt werden.

## **Erneuerbare Energien zu integrieren**

Die Kombination von Absorber- und Ejektortechnologien mit erneuerbaren Energiequellen wie Solarthermie und Geothermie könnte die Umweltbilanz weiter verbessern und die Abhängigkeit von fossilen Energieträgern reduzieren.

Die Nutzung von Abwärme aus industriellen Prozessen oder Kraftwerken zum Antrieb der Absorber- und Ejektorsysteme könnte die Effizienz der gesamten Energieversorgungskette erhöhen.

## **Technologien weiterzuentwickeln und optimieren**

Die Forschung sollte sich auf die Verbesserung der Effizienz und die Reduktion der Kosten von Absorbersystemen konzentrieren. Dies könnte durch die Entwicklung neuer Materialien und Arbeitsstoffepaarungen sowie durch die Optimierung der Systemkomponenten erreicht werden. Die Ejektortechnologie sollte dahingehend weiterentwickelt werden, um ihre Effizienz zu steigern und die Umweltbelastungen zu reduzieren.

## **Energiequellen zu dekarbonisieren**

Eine grundlegende Dekarbonisierung der Energiequellen, insbesondere der Fernwärme und des Strommixes, ist notwendig, um die Umweltwirkungen der Systeme weiter zu reduzieren. Fossile Energieträger wie Gas sollten schrittweise durch erneuerbare Energien ersetzt werden.

## **Lebenszyklusanalysen (LCA) verstärkt implementieren**

Eine umfassendere Lebenszyklusanalyse, die neben dem Betrieb auch die Herstellung und Entsorgung der Systeme berücksichtigt, könnte eine differenziertere Bewertung der Nachhaltigkeit ermöglichen und zur Optimierung der gesamten Wertschöpfungskette beitragen.

## **Regionale Anpassungen vorzunehmen**

Die Wahl des geeigneten Systems sollte stets an die regionalen Gegebenheiten, wie den Strommix und die Verfügbarkeit von Fernwärme, angepasst werden, um die Umweltauswirkungen zu minimieren.

### **Förderung und Anreize zu setzen**

Finanzielle Anreize und Förderprogramme sollten geschaffen werden, um die Implementierung und Weiterentwicklung von Absorber- und Ejektortechnologien zu unterstützen. Dies könnte durch Subventionen, Steuererleichterungen oder Forschungsförderungen erreicht werden.

### **Demonstrationsprojekte umzusetzen**

Es sollten Demonstrationsprojekte initiiert werden, um die Praxistauglichkeit, den tatsächlichen Betrieb und die Vorteile und Nachteile der Technologien in realen Anwendungen zu zeigen. Diese Projekte könnten als Vorbild für weitere Implementierungen dienen und das Vertrauen in die neuen Technologien stärken.

### **Bildung und Sensibilisierung erhöhen**

Die Sensibilisierung der Öffentlichkeit und der Entscheidungssträger für die Vorteile und Potenziale der neuen Technologien ist entscheidend. Bildungsprogramme und Informationskampagnen könnten dazu beitragen, das Bewusstsein für die Notwendigkeit einer nachhaltigen Energieversorgung zu schärfen.

# Verzeichnisse

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Wordcloud mit häufig genannten und unweigerlich verbundenen Schlagwörtern zum Themenbereich der Energiewende.....	9
Abbildung 2: Österreichischer Energieverbrauch für das Jahr 2019 mit Aufteilung in drei Sektoren und deren Gliederung in fossile und erneuerbare Anteile nach Wien Energie GmbH [3].....	10
Abbildung 3: Energetischer Endverbrauch in Österreich nach Sektoren von 1970 bis 2021 (Links: einzelne Verläufe der Sektoren; Rechts: gestapelter Verlauf der Sektoren nach Statistik Austria [10] .....	13
Abbildung 4: Anzahl an Wohnungen mit Nah- oder Fernwärmeanschluss in Österreich vom Jahre 1980 bis 2021 nach dem Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmungen FGW [11].....	14
Abbildung 5: Heizungsarten von Wohnungen in Österreich für das Jahr 2021 nach dem Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmungen [11].....	14
Abbildung 6: Anteile der Energieträger für die Nah- und Fernwärmeerzeugung in Österreich im Jahr 2020 nach dem Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmungen [11] .....	15
Abbildung 7: Fernkälteabgabe in GWh in Österreich nach dem Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmungen FGW [11] und der Statista GmbH [12] .....	16
Abbildung 8: Wärmenetzgeneration und Entwicklung des Temperaturniveaus von der ersten bis zur vierten Generation nach Pehnt [14].....	17
Abbildung 9: Schema eines Absorptionswärmetauschers nach Wu et al. [39] .....	21
Abbildung 10: Schema eines Ejektorprozesses zur Absenkung der primären Rücklauf­temperatur in einem Fernwärmenetz nach Fang [47].....	23
Abbildung 11: Schema einer Dampfstrahlkälteanlage mit einem Dampferzeuger nach Izuba [49].....	23
Abbildung 12: Jahreszeitendefinition in Abhängigkeit des Unterteilungsmodells nach Bittner [62] ...	27
Abbildung 13: Veranschaulichung der Korrelation zweier numerischen Variablen nach Nettleton [66] .....	29
Abbildung 14: Wärme- ( $Q_h, dem(t)$ in rot) und Kältebedarf ( $Q_c, dem(t)$ in blau) sind über die Zeit dargestellt. Der Demand Overlap Coefficient (DOC) quantifiziert die Überschneidung beider Bedarfe zum Zeitpunkt $t$ durch $minQ_h, dem(t), Q_c, dem(t)$ (schwarz strichlierte Linie) nach Wirtz et al. [68] .....	29
Abbildung 15: Lastgänge und Außentemperaturverläufe des Bürokomplexes für 2019 bis 2022 nach Bittner [62] .....	30
Abbildung 16: Korrelationsanalyse für Wärme und Kälte in Abhängigkeit der Außentemperatur nach Bittner [62] .....	31
Abbildung 17: Jahresdauerlinie für Wärme und Kälte im Jahr 2021 nach Bittner [62] .....	31
Abbildung 18: Demand Overlap Coefficient für den Bürokomplex nach Bittner [62] .....	32
Abbildung 19: Typischer Wochen-Lastgang des Bürokomplexes für Wärme nach Bittner [62].....	33
Abbildung 20: Typische tägliche Wärmeenergiemengen des Bürokomplexes nach Bittner [62].....	33

Abbildung 21: Typischer Wochen-Lastgang des Bürokomplexes für Kälte nach Bittner [62].....	34
Abbildung 22: Typische tägliche Kälteenergiemengen des Bürokomplexes nach Bittner [62].....	34
Abbildung 23: Lastgänge und Außentemperaturverläufe des Krankenhauses für 2019 bis 2022 nach Bittner [62] .....	35
Abbildung 24: Korrelationsanalyse für Wärme und Kälte in Abhängigkeit der Außentemperatur nach Bittner [62] .....	36
Abbildung 25: Jahresdauerlinie für Wärme und Kälte im Jahr 2021 nach Bittner [62] .....	37
Abbildung 26: Demand Overlap Coefficient für das Krankenhaus nach Bittner [62] .....	37
Abbildung 27: Typischer Wochen-Lastgang des Krankenhauses für Wärme nach Bittner [62] .....	38
Abbildung 28: Typische tägliche Wärmeenergiemengen des Krankenhauses nach Bittner [62] .....	38
Abbildung 29: Typischer Wochen-Lastgang des Krankenhauses für Kälte nach Bittner [62] .....	39
Abbildung 30: Typische tägliche Kälteenergiemenge des Krankenhauses nach Bittner [62] .....	39
Abbildung 31: Schema des Absorptionswärmetauscher zur reinen Kältebereitstellung.....	44
Abbildung 32: Schema des Absorptionswärmetauschers zur simultanen Wärme- und Kältebereitstellung .....	45
Abbildung 33: Schema des Absorptionswärmetauschers zur reinen Wärmebereitstellung .....	46
Abbildung 34: Schema des Ejektorkreislaufs zur reinen Kältebereitstellung.....	47
Abbildung 35: Schema des Ejektorkreislaufs zur simultanen Wärme- und Kältebereitstellung.....	48
Abbildung 36: Schema des Ejektorkreislaufs zur reinen Wärmebereitstellung.....	48
Abbildung 37: Schema des Referenzsystems, bestehend aus Fernwärmeübergabestation und Kompressionskältemaschine .....	49
Abbildung 38: Variante 2: stündliche Energieinputs und - outputs. für den Vergleich der 3 Systeme mit Systemerweiterungsansatz. a) System 1 – Ejektorschaltung; b) System 2 - Absorberschaltung; c) System 3 – Referenzsystem. ....	76
Abbildung 39: Pareto-Front der ersten Absorberschaltungsvariante für die reine Kältebereitstellung .....	80
Abbildung 40: Parameterraum der ersten Absorberschaltungsvariante für die reine Kältebereitstellung .....	81
Abbildung 41: Pareto-Front der zweiten Absorberschaltungsvariante für die simultane Wärme- und Kältebereitstellung .....	82
Abbildung 42: Parameterraum der zweiten Absorberschaltungsvariante für die simultane Wärme- und Kältebereitstellung .....	82
Abbildung 43: Pareto-Front der dritten Absorberschaltungsvariante für die reine Wärmebereitstellung .....	83
Abbildung 44: Parameterraum der dritten Absorberschaltungsvariante für die reine Wärmebereitstellung .....	84
Abbildung 45: Pareto-Front der ersten Ejektorschaltungsvariante für die reine Kältebereitstellung..	85
Abbildung 46: Parameterraum der ersten Ejektorschaltungsvariante für die reine Kältebereitstellung .....	85
Abbildung 47: Pareto-Front der zweiten Ejektorschaltungsvariante für die simultane Wärme- und Kältebereitstellung .....	86

Abbildung 48: Parameterraum der zweiten Ejektorschaltungsvariante für die simultane Wärme- und Kältebereitstellung .....	87
Abbildung 49: Pareto-Front der dritten Ejektorschaltungsvariante für die reine Wärmebereitstellung .....	88
Abbildung 50: Parameterraum der dritten Ejektorschaltungsvariante für die reine Wärmebereitstellung .....	88
Abbildung 51: Schema des Referenzsystems im Falle der reinen Kältebereitstellung .....	89
Abbildung 52: Schema des Referenzsystems im Falle der simultanen Wärme- und Kältebereitstellung .....	90
Abbildung 53: Schema des Referenzsystems im Falle der reinen Wärmebereitstellung .....	90
Abbildung 54: Relative Umweltauswirkungen der drei Systeme im Vergleich, Variante 1 - Reine Kältebereitstellung .....	95
Abbildung 55: Relative Umweltauswirkungen der drei Systeme im Vergleich, Variante 2 – Simultane Wärme- und Kältebereitstellung .....	96
Abbildung 56: Relative Umweltauswirkungen der drei Systeme im Vergleich, Variante 3 - Reine Wärmebereitstellung .....	97

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Komponenten der Absorptionswärmetauscher .....	43
Tabelle 2: Komponenten der Ejektorkreisläufe .....	46
Tabelle 3: Komponenten des Referenzsystems .....	49
Tabelle 4: Wirkungsgrade für die einzelnen Teilabschnitte eines Ejektors - Düse ( $\eta_{pn}$ , $s_n$ ), Diffusor ( $\eta_d$ ) und Mischkammer ( $\eta_m$ ) - sowie für unterschiedliche Medien und Betriebsbedingungen .....	54
Tabelle 5: Gerundete spezifische Energiekosten für Fernwärme und Strom .....	56
Tabelle 6: Technische Auslegungsbedingungen für die Fernwärme nach Wien Energie GmbH [90] ...	56
Tabelle 7: Technische Auslegungsbedingungen für die Fernkälte nach Wien Energie GmbH [90] .....	57
Tabelle 8: Gewählte Wärmeübergangskoeffizienten für die Komponenten bzw. Fluide in den Ejektorschaltungen .....	58
Tabelle 9: Wärmeübergangskoeffizienten für die Komponenten bzw. Fluide in den Absorberschaltungen .....	58
Tabelle 10: Temperaturdifferenzen ( $dT_{IN}$ und $dT_{OUT}$ ) der Wärmeübertrager für die Absorber- und Ejektorschaltungen .....	59
Tabelle 11: Konstanten für die Bestimmung der chemischen Exergie einer LiBr-H <sub>2</sub> O-Lösung nach Kim & Infante Ferreira [105] .....	62
Tabelle 12: Kostenfunktionen der wichtigsten Kreislaufkomponenten für die exergetisch-ökonomische Betrachtung des Ejektor- und Absorber-Kreislaufs .....	69
Tabelle 13: Zielfunktionen für die multikriterielle Optimierung der Absorber- und Ejektorschaltungen .....	71
Tabelle 14: Entscheidungsvariablen und ihre Grenzen der multikriteriellen Optimierung .....	72

Tabelle 15: Zusammensetzung des jährlichen Fernwärme-Durchschnittsmix im Jahr 2019 nach Wien Energie GmbH [127] .....	77
Tabelle 16: Zusammensetzung des österreichischen durchschnittlichen Verbrauchsmix im Jahr 2019, aufgeteilt in Energieträger und Produktionsland, (Berechnung mit Daten von Electricity Maps [125] 77	77
Tabelle 17: Output und dafür eingesetzte Energieinputs für die die drei betrachteten Varianten und Systeme, Simulationsergebnisse .....	78
Tabelle 18: Größen bzw. Variablen der Ergebnissektion .....	79
Tabelle 19: Auszug der wichtigsten Kennzahlen bei dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad .....	81
Tabelle 20: Auszug der wichtigsten Kennzahlen bei dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad .....	83
Tabelle 21: Auszug der wichtigsten Kennzahlen bei dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad .....	84
Tabelle 22: Auszug der wichtigsten Kennzahlen bei dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad .....	86
Tabelle 23: Auszug der wichtigsten Kennzahlen bei dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad .....	87
Tabelle 24: Auszug der wichtigsten Kennzahlen bei dem höchsten exergetischen Wirkungsgrad .....	89
Tabelle 25: Auszug der wichtigsten Kennzahlen des Referenzsystems für den Fall der reinen Kältebereitstellung .....	89
Tabelle 26: Auszug der wichtigsten Kennzahlen des Referenzsystems für den Fall der Wärme- und Kältebereitstellung .....	90
Tabelle 27: Auszug der wichtigsten Kennzahlen des Referenzsystems für den Fall der reinen Wärmebereitstellung .....	91
Tabelle 28: Direkter Vergleich der drei Systeme bei reiner Kältebereitstellung und max. exergetischen Wirkungsgrad .....	91
Tabelle 29: Direkter Vergleich der drei Systeme bei Wärme- und Kältebereitstellung und max. exergetischen Wirkungsgrad .....	92
Tabelle 30: Direkter Vergleich der drei Systeme bei reiner Wärmebereitstellung und max. exergetischen Wirkungsgrad .....	92
Tabelle 31: Ergebnisse der ökologischen Bewertung für die Kältebereitstellung durch die einzelnen Systeme pro funktioneller Einheit (Kälteoutput = 251,99 kWhth) .....	94
Tabelle 32: Ergebnisse der ökologischen Bewertung für die simultane Wärme- und Kältebereitstellung durch die einzelnen Systeme pro funktioneller Einheit (Wärmeoutput = 3089,1 kWhth, Kälteoutput = 251,99 kWhth) .....	95
Tabelle 33: Ergebnisse der ökologischen Bewertung für die Wärmebereitstellung durch die einzelnen Systeme pro funktioneller Einheit (Wärmeoutput = 626,80 kWhth) .....	96
Tabelle 34: Übersicht über die Messdaten, welche im Rahmen des Projekts verwendet wurden ....	119
Tabelle 35: Übersicht über die Daten, welche im Rahmen des Projekts generiert wurden .....	119

## Literaturverzeichnis

- [1] L. Kranzl, A. Müller, I. Maia, R. Büchele, and M. Hartner, "Wärmezukunft 2050. Erfordernisse und Konsequenzen der Dekarbonisierung von Raumwärme und Warmwasserbereitstellung in Österreich," Wien, Jan. 2018.
- [2] Klima- und Energiefonds and Erneuerbare Energie Oesterreich, "Faktencheck Energiewende 2018/19," Wien, 2018. Accessed: Aug. 28, 2023. [Online]. Available: [https://faktencheck-energie-wende.at/wp-content/uploads/sites/4/FC18\\_Web-4.pdf](https://faktencheck-energie-wende.at/wp-content/uploads/sites/4/FC18_Web-4.pdf)
- [3] Wien Energie GmbH, "Energieverbrauch Österreichs," Energieverbrauch Österreichs. Accessed: Aug. 30, 2023. [Online]. Available: <https://positionen.wienenergie.at/grafiken/energieverbrauch-oesterreich/>
- [4] Vaillant, "Geschichte der Heizung im Schnelldurchlauf," Berghauser Str. 40, 42859 Remscheid, Aug. 2017. Accessed: Aug. 31, 2023. [Online]. Available: <https://www.vaillant.de/21-grad/wp-content/uploads/2017/08/Geschichte-der-Heizung.pdf>
- [5] T. Nussbaumer, S. Thalmann, A. Jenni, and J. Ködel, "Planungshandbuch Fernwärme," Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen, Sep. 2018.
- [6] AGFW, "Energieeffizienz mit Kraft-Wärme-Kopplung und Fernwärme im Wandel der Zeit," Energieeffizienz mit Kraft-Wärme-Kopplung und Fernwärme im Wandel der Zeit | Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK e. V. Accessed: Aug. 31, 2023. [Online]. Available: <https://www.fernwaerme-info.com/fernwaerme/geschichte>
- [7] Wiener Stadt- und Landesarchiv, "Heizbetriebe Wien," Heizbetriebe Wien . Accessed: Aug. 31, 2023. [Online]. Available: [https://www.geschichtewiki.wien.gv.at/Heizbetriebe\\_Wien#tab=null](https://www.geschichtewiki.wien.gv.at/Heizbetriebe_Wien#tab=null)
- [8] Wien Energie GmbH, "Die Meilensteine unserer Müllverbrennungsanlage," Die Meilensteine unserer Müllverbrennungsanlage. Accessed: Aug. 31, 2023. [Online]. Available: <https://www.wienenergie.at/privat/erleben/standorte/muellverwertungs-anlage-spittelau/50-jahre-spittelau/>
- [9] Wien Energie GmbH, "Fernkälte," Fernkälte. Accessed: Sep. 04, 2023. [Online]. Available: <https://www.wienenergie.at/ueber-uns/unternehmen/energie-klimaschutz/energieerzeugung/fernkaelte/>
- [10] Statistik Austria, "Energiebilanzen-Energetischer Endverbrauch," Guglgasse 13, 1110 Wien, 2023. Accessed: Mar. 02, 2023. [Online]. Available: <https://www.statistik.at/statistiken/energie-und-umwelt/energie/energiebilanzen>
- [11] FGW, "Zahlenspiegel 2022 | Gas und Fernwärme in Österreich," 1010 Wien, Schuberting 14, Sep. 2022. Accessed: Aug. 07, 2023. [Online]. Available: [https://www.gaswaerme.at/media/medialibrary/2020/08/zasp20\\_hi.pdf](https://www.gaswaerme.at/media/medialibrary/2020/08/zasp20_hi.pdf)
- [12] Statista GmbH, "Verkauf von Fernkälte in Österreich in den Jahren 2015 bis 2019." Accessed: Aug. 07, 2023. [Online]. Available: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/1117038/umfrage/fernkaelteabgabe-in-oesterreich/>
- [13] S. Ortner *et al.*, "Dekarbonisierung von Energieinfrastrukturen | Ein politischer Unterstützungsrahmen für das Beispiel Wärmenetze," Wörlitzer Platz 1, 06844 Dessau-Roßlau, 2023. Accessed: Sep. 06, 2023. [Online]. Available: [https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/479/publikationen/cc\\_08-2023\\_dekarbonisierung\\_von\\_energieinfrastrukturen.pdf](https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/479/publikationen/cc_08-2023_dekarbonisierung_von_energieinfrastrukturen.pdf)
- [14] M. Pehnt, "Wärmenetzsysteme 4.0 | Kurzstudie zur Umsetzung der Maßnahme „Modellvorhaben erneuerbare Energien in hocheffizienten Niedertemperaturwärmenetzen“,“ Wilckensstr. 3 D-69120 Heidelberg, 2017. Accessed: Sep. 06, 2023. [Online]. Available: <https://www.ifeu.de/fileadmin/uploads/W%C3%A4rmenetze-4.0-Endbericht-final.pdf>
- [15] M. Capone, E. Guelpa, and V. Verda, "Exploring opportunities for temperature reduction in existing district heating infrastructures," *Energy*, vol. 302, p. 131871, Sep. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.131871.
- [16] A. Burkhardt and M. Blesl, "Wandel der Fernwärme im Kontext des Kohleausstiegs und der aktuellen Gaskrise," 14473 Potsdam, Feb. 2023.

- [17] P. Ahmels and J. Grünert, "Netzverluste in Wärmenetzen | Fragen & Antworten," 78315 Radolfzell, 2022. Accessed: Aug. 05, 2024. [Online]. Available: [https://www.duh.de/fileadmin/user\\_upload/download/Pressemitteilungen/Energie/Fernw%C3%A4rme/220923\\_Hintergrundpapier\\_Netzverluste-W%C3%A4rmenetze\\_final.pdf](https://www.duh.de/fileadmin/user_upload/download/Pressemitteilungen/Energie/Fernw%C3%A4rme/220923_Hintergrundpapier_Netzverluste-W%C3%A4rmenetze_final.pdf)
- [18] e-genius – Initiative offene Bildung in Technik und Naturwissenschaften, "Wärme- und Kältenetze 2 | Zukünftige Entwicklungen - Herausforderungen." Accessed: Aug. 09, 2024. [Online]. Available: <https://www.e-genius.at/mooc/smart-cities-teil-2/woche-8-waerme-und-kaeltenetze-2/87-niedertemperaturfernwaerme-die-4-generation-der-fernwaerme/herausforderungen>
- [19] e-genius – Initiative offene Bildung in Technik und Naturwissenschaften, "Wärme- und Kältenetze 1 | Fernkälte." Accessed: Aug. 12, 2024. [Online]. Available: <https://www.e-genius.at/mooc/smart-cities-teil-2/woche-7-waerme-und-kaeltenetze-1/716-steigende-bedeutung-der-fernkaelte>
- [20] G. Alefeld, "Multi-Stage Apparatus Having Working-Fluids and Absorption Cycles and Method of Operation," 1982.
- [21] T. Heppenstall, "Absorption cycle heat pumps," *Journal of Heat Recovery Systems*, vol. 3, no. 2, pp. 115–128, Jan. 1983, doi: 10.1016/0198-7593(83)90003-6.
- [22] K. Stephan, "Der Wärmetransformator - Grundlagen und Anwendungen," *Chemie Ingenieur Technik*, vol. 60, no. 5, pp. 335–348, 1988, doi: 10.1002/cite.330600503.
- [23] M. A. R. Eisa, "Heat and mass transfer studies on water-lithium bromide absorption heat pump systems," *Int J Heat Mass Transf*, vol. 34, no. 3, pp. 891–894, Mar. 1991, doi: 10.1016/0017-9310(91)90135-2.
- [24] M. de Vega, J. A. Almendros-Ibañez, and G. Ruiz, "Performance of a LiBr–water absorption chiller operating with plate heat exchangers," *Energy Convers Manag*, vol. 47, no. 18–19, pp. 3393–3407, Nov. 2006, doi: 10.1016/j.enconman.2006.01.005.
- [25] J. Ibarra-Bahena and R. Romero, "Performance of Different Experimental Absorber Designs in Absorption Heat Pump Cycle Technologies: A Review," *Energies (Basel)*, vol. 7, no. 2, pp. 751–766, Feb. 2014, doi: 10.3390/en7020751.
- [26] S. Plura, "Entwicklung einer zweistufigen Absorptionskältemaschine zur effizienten Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung," Dissertation, Technische Universität München, 2008.
- [27] A. Lickrastina, N. Talcis, and E. Dzelzitis, "Cogeneration unit with an absorption heat pump for the district heating system," *HVAC&R Res*, vol. 20, no. 4, pp. 404–410, May 2014, doi: 10.1080/10789669.2014.900315.
- [28] R. Krottil, C. Pinter, W. Stutterecker, and E. Seper, "Bioenergie-Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung-Versorgung (Endbericht)," Pinkafeld, 2009.
- [29] G. Beckmann, "Verfahren und Einrichtung zur Erzeugung von Kälte und/oder Nutzwärme sowie mechanischer bzw. elektrischer Energie mittels eines Absorptionskreislaufes," AT5118231B1, 2012
- [30] I. Dincer and T. A. H. R. Ratlamwala, *Integrated Absorption Refrigeration Systems: Comparative Energy and Exergy Analyses*. Springer International Publishing Switzerland, 2016. doi: 10.1007/978-3-319-33658-9.
- [31] J. S. Talpada and P. V. Ramana, "A review on performance improvement of an absorption refrigeration system by modification of basic cycle," *International Journal of Ambient Energy*, vol. 40, no. 6, pp. 661–673, Aug. 2019, doi: 10.1080/01430750.2017.1423379.
- [32] R. Nikbakhti, X. Wang, A. K. Hussein, and A. Iranmanesh, "Absorption cooling systems – Review of various techniques for energy performance enhancement," *Alexandria Engineering Journal*, vol. 59, no. 2, pp. 707–738, Apr. 2020, doi: 10.1016/j.aej.2020.01.036.
- [33] P. Armand Ngouateu Wouagfack, B. A. Medjo Nouadje, N. Djongyang, and R. Tchinda, "Review on Performance Optimization of Absorption Heat Pump Systems Based on Finite-Time Thermodynamics," *International Journal of Fluid Mechanics & Thermal Sciences*, vol. 5, no. 1, p. 10, 2019, doi: 10.11648/j.ijfmts.20190501.12.

- [34] G. Volpato, S. Rech, A. Lazzaretto, T. C. Roumpedakis, S. Karellas, and C. A. Frangopoulos, "Conceptual development and optimization of the main absorption systems configurations," *Renew Energy*, vol. 182, pp. 685–701, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.renene.2021.10.045.
- [35] L. Ji, S. K. Shukla, Z. Zuo, X. Lu, X. Ji, and C. Wang, "An overview of the progress of new working pairs in absorption heat pumps," *Energy Reports*, vol. 9, pp. 703–729, Dec. 2023, doi: 10.1016/j.egy.2022.11.143.
- [36] L. Richter, "Der Betrieb von H<sub>2</sub>O-LiBr-Absorptionskälteanlagen als Wärmetransformator," *KI Kälte-Luft-Klimatechnik*, pp. 28–32, 2009.
- [37] N. Mirl, F. Schmid, and K. Spindler, "Reduction of the return temperature in district heating systems with an ammonia-water absorption heat pump," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 12, pp. 817–822, Sep. 2018, doi: 10.1016/j.csite.2018.10.010.
- [38] S. C. Kaushik, A. Arora, and M. Dixit, "Hybrid Absorption Cycles for Solar Cooling," 2020, pp. 223–239. doi: 10.1007/978-981-13-7557-6\_19.
- [39] W. Wu, X. Li, and T. You, *Absorption Heating Technologies*. Singapore: Springer Singapore, 2020. doi: 10.1007/978-981-15-0470-9.
- [40] A. Huicochea, "A novel advanced absorption heat pump (Type III) for cooling and heating using low-grade waste heat," *Energy*, vol. 278, p. 127938, Sep. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.127938.
- [41] C. Seidnitzer-Gallien, C. Ribas-Tugores, and G. Zotter, "AbSolut - Integration of Absorption Technologies in District Heating and Cooling Systems for Enhanced Economic and Ecological Impact," *International Sustainable Energy Conference - Proceedings*, vol. 1, Apr. 2024, doi: 10.52825/isec.v1i.1097.
- [42] S. B. Riffat, L. Jiang, and G. Gan, "Recent development in ejector technology—a review," *International Journal of Ambient Energy*, vol. 26, no. 1, pp. 13–26, Jan. 2005, doi: 10.1080/01430750.2005.9674967.
- [43] M. R. Rahamathullah, K. Palani, T. Aridass, P. Venkatakrishnan, and S. Palani, "A Review On Historical And Present Developments In Ejector Systems," 2013. [Online]. Available: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:3950157>
- [44] Z. Aidoun, K. Ameer, M. Falsafioon, and M. Badache, "Current Advances in Ejector Modeling, Experimentation and Applications for Refrigeration and Heat Pumps. Part 1: Single-Phase Ejectors," *Inventions*, vol. 4, no. 1, p. 15, Mar. 2019, doi: 10.3390/inventions4010015.
- [45] Z. Aidoun, K. Ameer, M. Falsafioon, and M. Badache, "Current Advances in Ejector Modeling, Experimentation and Applications for Refrigeration and Heat Pumps. Part 2: Two-Phase Ejectors," *Inventions*, vol. 4, no. 1, p. 16, Mar. 2019, doi: 10.3390/inventions4010016.
- [46] Peter Noeres, "Thermische Kälteerzeugung mit Dampfstrahlkältemaschinen," 2006. [Online]. Available: [https://www.ki-portal.de/wp-content/uploads/featured%7B%5C\\_%7Dimage/478%7B%5C\\_%7D83%7B%5C\\_%7Dnoeres.pdf](https://www.ki-portal.de/wp-content/uploads/featured%7B%5C_%7Dimage/478%7B%5C_%7D83%7B%5C_%7Dnoeres.pdf)
- [47] L. Fang, "Exploring active heat exchanger technology applied in substations of district heating systems for energy conservation," Denmark, 2018.
- [48] F. Sun, B. Hao, and X. Chen, "Screening refrigerant for a new enhanced ejector heat exchanger used in district heating system based on industrial waste heat," in *E3S Web of Conferences*, S. Trukhanov and C.-W. Chow, Eds., May 2021, p. 01002. doi: 10.1051/e3sconf/202126001002.
- [49] C. K. Izuba, "Modellierung und Optimierung von Ein- und Zweiphasen-Strahlverdichtern im Stationären Betrieb," Dissertationsschrift, Universität Stuttgart, 2003. [Online]. Available: <https://elib.uni-stuttgart.de/bitstream/11682/1629/1/diss.pdf>
- [50] O. Frenzl, "Der Heißwasserejektor als Hilfsmittel für die Umweltverbesserung," *VDI-Z114*, no. 4 S 239, p. 44, 1972.
- [51] V. Verda and S. Fausone, "Exergoeconomic Analysis of District Heating Systems," in *ASME 2009 3rd International Conference on Energy Sustainability, Volume 1*, ASMEDC, Jan. 2009, pp. 377–383. doi: 10.1115/ES2009-90351.
- [52] Z. Wu *et al.*, "Thermo-economic analysis of composite district heating substation with absorption heat pump," *Appl Therm Eng*, vol. 166, p. 114659, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114659.

- [53] H. Martínez and W. Rivera, "Energy and exergy analysis of a double absorption heat transformer operating with water/lithium bromide," *Int J Energy Res*, vol. 33, no. 7, pp. 662–674, Jun. 2009, doi: 10.1002/er.1502.
- [54] B. Kumar, I. Selvarasan, G. Annadurai, and S. Ramalingam, "Thermodynamic analysis of a single effect lithium bromide water absorption system using waste heat in sugar industry," *Thermal Science*, vol. 22, no. 1 Part B, pp. 507–517, 2018, doi: 10.2298/TSCI151013285B.
- [55] A. K. S. Al-Sayyab, J. Navarro-Esbrí, and A. Mota-Babiloni, "Energy, exergy, and environmental (3E) analysis of a compound ejector-heat pump with low GWP refrigerants for simultaneous data center cooling and district heating," *International Journal of Refrigeration*, vol. 133, pp. 61–72, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.09.036.
- [56] K. Sindhya, "An Introduction to Multiobjective Optimization," 2016. [Online]. Available: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:53603840>
- [57] K. Farzane and D. Alireza B, "A review and evaluation of multi and many-objective optimization: Methods and algorithms," *Global Journal of Ecology*, vol. 7, no. 2, pp. 104–119, Nov. 2022, doi: 10.17352/gje.000070.
- [58] N. Xie, Z. Liu, Z. Luo, J. Ren, C. Deng, and S. Yang, "Multi-objective optimization and life cycle assessment of an integrated system combining LiBr/H<sub>2</sub>O absorption chiller and Kalina cycle," *Energy Convers Manag*, vol. 225, p. 113448, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113448.
- [59] M. Abbaspour and A. R. Saraei, "Thermoeconomic Analysis and Multi-Objective Optimization of a LiBr-Water Absorption Refrigeration System," *Int J Environ Res*, vol. 9, no. 1, pp. 61–68, 2015, doi: 10.22059/ijer.2015.874.
- [60] P. Ahmadi, A. Almasi, M. Shahriyari, and I. Dincer, "Multi-objective optimization of a combined heat and power (CHP) system for heating purpose in a paper mill using evolutionary algorithm," *Int J Energy Res*, vol. 36, no. 1, pp. 46–63, Jan. 2012, doi: 10.1002/er.1781.
- [61] I. Dincer, M. A. Rosen, and P. Ahmadi, "Modeling and Optimization of Refrigeration Systems," in *Optimization of Energy Systems*, Wiley, 2017, pp. 133–182. doi: 10.1002/9781118894484.ch5.
- [62] F. Bittner, "Typische Wärme- und Kältelastgänge urbaner Abnehmer," Masterarbeit, Fachhochschule Burgenland GmbH, 7423 Pinkafeld, Steinamangerstraße 21, 2022.
- [63] E. Calikus, S. Nowaczyk, A. Sant'Anna, H. Gadd, and S. Werner, "A data-driven approach for discovering heat load patterns in district heating," *Appl Energy*, vol. 252, p. 113409, Oct. 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113409.
- [64] J. Cohen, *Statistical Power Analysis for the Behavioral Sciences*, 2nd ed., vol. 1. New York: LAWRENCE ERLBAUM ASSOCIATES, 1988.
- [65] D. E. Hinkle, W. Wiersma, and S. G. Jurs, *Applied statistics for the Behavioral Sciences*, vol. 5. 203AD.
- [66] D. Nettleton, "Selection of Variables and Factor Derivation," in *Commercial Data Mining*, Elsevier, 2014, pp. 79–104. doi: 10.1016/B978-0-12-416602-8.00006-6.
- [67] M. Wirtz, L. Kivilip, P. Remmen, and D. Müller, "Quantifying Demand Balancing in Bidirectional Low Temperature Networks," *Energy Build*, vol. 224, p. 110245, Oct. 2020, doi: 10.1016/j.enbuild.2020.110245.
- [68] M. Wirtz, L. Kivilip, P. Remmen, and D. Müller, "Quantifying Demand Balancing in Bidirectional Low Temperature Networks," *Energy Build*, vol. 224, p. 110245, Oct. 2020, doi: 10.1016/j.enbuild.2020.110245.
- [69] G. Beckmann, "Verfahren und Einrichtung zur Erzeugung von Kälte und/oder Nutzwärme sowie mechanischer bzw. elektrischer Energie mittels eines Absorptionskreislaufes," AT5118231B1, 2012
- [70] S. Rönsch, *Anlagenbilanzierung in der Energietechnik*. 2015. doi: 10.1007/978-3-658-07824-9.
- [71] H. D. Baehr and K. Stephan, *Wärme- und Stoffübertragung*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013. doi: 10.1007/978-3-642-36558-4.
- [72] *VDI-Wärmeatlas*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013. doi: 10.1007/978-3-642-19981-3.

- [73] R. K. Shah and D. P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Hoboken, New Jersey, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [74] T. Pröll and H. Hofbauer, "Development and Application of a Simulation Tool for Biomass Gasification Based Processes," *International Journal of Chemical Reactor Engineering*, vol. 6, no. 1, Oct. 2008, doi: 10.2202/1542-6580.1769.
- [75] Y. Liu, M. Yu, and J. Yu, "An improved 1-D thermodynamic modeling of small two-phase ejector for performance prediction and design," *Appl Therm Eng*, vol. 204, p. 118006, Mar. 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.118006.
- [76] M. Purjam, K. Thu, and T. Miyazaki, "Thermodynamic modeling of an improved transcritical carbon dioxide cycle with ejector: Aiming low-temperature refrigeration," *Appl Therm Eng*, vol. 188, p. 116531, Apr. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116531.
- [77] H. Ma, H. Zhao, L. Wang, Z. Yu, and X. Mao, "Modeling and investigation of a steam-water injector," *Energy Convers Manag*, vol. 151, pp. 170–178, Nov. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.08.068.
- [78] D. L. Nguyen, E. R. F. Winter, and M. Greiner, "Sonic velocity in two-phase systems," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 7, no. 3, pp. 311–320, Jun. 1981, doi: 10.1016/0301-9322(81)90024-0.
- [79] I. W. Eames, S. Aphornratana, and H. Haider, "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator," *International Journal of Refrigeration*, vol. 18, no. 6, Jul. 1995, doi: 10.1016/0140-7007(95)98160-M.
- [80] Y. Wang, T. Chen, Y. Liang, H. Sun, and Y. Zhu, "A novel cooling and power cycle based on the absorption power cycle and booster-assisted ejector refrigeration cycle driven by a low-grade heat source: Energy, exergy and exergoeconomic analysis," *Energy Convers Manag*, vol. 204, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112321.
- [81] D. Sioud and A. Bellagi, "Analysis of Hybrid Ejector Absorption Cooling System," *Journal of Engineering*, vol. 2019, Sep. 2019, doi: 10.1155/2019/1862917.
- [82] J. Yu and Y. Li, "A theoretical study of a novel regenerative ejector refrigeration cycle," *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, no. 3, pp. 464–470, May 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.08.011.
- [83] J. Yu, Y. Ren, H. Chen, and Y. Li, "Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance," *Energy Convers Manag*, vol. 48, no. 4, pp. 1193–1199, Apr. 2007, doi: 10.1016/j.enconman.2006.10.009.
- [84] R. Yapıcı and H. K. Ersoy, "Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model," *Energy Convers Manag*, vol. 46, no. 18–19, pp. 3117–3135, Nov. 2005, doi: 10.1016/j.enconman.2005.01.010.
- [85] F. E. Manjili and M. A. Yavari, "Performance of a new two-stage multi-intercooling transcritical CO<sub>2</sub> ejector refrigeration cycle," *Appl Therm Eng*, vol. 40, pp. 202–209, Jul. 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.02.014.
- [86] L. Garousi Farshi, A. H. Mosaffa, C. A. Infante Ferreira, and M. A. Rosen, "Thermodynamic analysis and comparison of combined ejector–absorption and single effect absorption refrigeration systems," *Appl Energy*, vol. 133, Nov. 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.07.102.
- [87] C. Vereda, R. Ventas, A. Lecuona, and M. Venegas, "Study of an ejector-absorption refrigeration cycle with an adaptable ejector nozzle for different working conditions," *Appl Energy*, vol. 97, Sep. 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.12.070.
- [88] Wien Energie GmbH, "Fernwärme | Wien Energie ." Accessed: Feb. 17, 2024. [Online]. Available: <https://www.wienenergie.at/privat/produkte/waerme/fernwaerme/>
- [89] Wien Energie GmbH, "Strom | Wien Energie." Accessed: Aug. 10, 2024. [Online]. Available: <https://www.wienenergie.at/privat/produkte/strom/>
- [90] Wien Energie GmbH, "Technische Richtlinie | Technische Auslegungsbedingungen (TR-TAB)," Thomas-Klestil-Platz 14 A-1030 Wien, Aug. 2013.
- [91] R. Marek and K. Nitsche, *Praxis der Wärmeübertragung | Grundlagen-anwendungen-Übungsaufgaben*, vol. 4. 94469 Deggendorf: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2015.

- [92] Alfa Laval, "Geschraubte Plattenwärmeübertrager | Katalog für die Heizungstechnik," Industrie Zentrum-NO-Süd, Str. 2/M7/1, A-2355 Wiener Neudorf, 2004. Accessed: Jul. 19, 2023. [Online]. Available: <https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/local/germany/products/gedichtete-plattenwarmetauscher-produkt-broschure.pdf>
- [93] M. Yamada, N. Kobayashi, K. Marumo, and Y. Itaya, "Heat Transfer of an Absorption Liquid Film Flowing Down on Inside Wall of a Single Tube during Heating-up Mode in LiBr/Water Absorption Heat Pump System," in *International Conference on Power Engineering-15*, Yokohama, Japan: The Japan Society of Mechanical Engineers, 2015, pp. 1–9. Accessed: Jul. 24, 2023. [Online]. Available: [https://www.jstage.jst.go.jp/article/jsmeicope/2015.12/0/2015.12\\_\\_ICOPE-15-\\_17/\\_pdf](https://www.jstage.jst.go.jp/article/jsmeicope/2015.12/0/2015.12__ICOPE-15-_17/_pdf)
- [94] M. de Vega, J. A. Almendros-Ibañez, and G. Ruiz, "Performance of a LiBr–water absorption chiller operating with plate heat exchangers," *Energy Convers Manag*, vol. 47, no. 18–19, pp. 3393–3407, Nov. 2006, doi: 10.1016/j.enconman.2006.01.005.
- [95] A. C. Dimian and C. S. Bildea, *Chemical Process Design | Computer-Aided Case Studies*, vol. 1. Boschstraße 12, 69451 Weinheim, Deutschland: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2008.
- [96] A. Bejan and E. Mamut, *Thermodynamic Optimization of Complex Energy Systems*, vol. 69. 1999.
- [97] H. D. Baehr and S. Kabelac, *Thermodynamik*. 2016. doi: 10.1007/978-3-662-49568-1.
- [98] A. M. Blanco-Marigorta and J. D. Marcos, "Key issues on the exergetic analysis of H<sub>2</sub>O/LiBr absorption cooling systems," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 28, p. 101568, Dec. 2021, doi: 10.1016/j.csite.2021.101568.
- [99] A. Arora and S. C. Kaushik, "Theoretical analysis of LiBr/H<sub>2</sub>O absorption refrigeration systems," *Int J Energy Res*, vol. 33, no. 15, pp. 1321–1340, Dec. 2009, doi: 10.1002/er.1542.
- [100] S. Bilgen, "Calculation and Interpretation of the Standard Chemical Exergies of Elements Using the Chemical Reference Species," *Acta Physico-Chimica Sinica*, vol. 25, no. 08, pp. 1645–1649, 2009, doi: 10.3866/PKU.WHXB20090806.
- [101] A. M. Blanco-Marigorta and J. D. Marcos, "Key issues on the exergetic analysis of H<sub>2</sub>O/LiBr absorption cooling systems," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 28, p. 101568, Dec. 2021, doi: 10.1016/j.csite.2021.101568.
- [102] R. Palacios-Bereche, R. Gonzales, and S. A. Nebra, "Exergy calculation of lithium bromide-water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H<sub>2</sub>O," *Int J Energy Res*, vol. 36, no. 2, Feb. 2012, doi: 10.1002/er.1790.
- [103] J. Szargut, D. R. Morris, and F. R. Steward, *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*. New York, US: Hemisphere Publishing Corporation, 1988.
- [104] A. Nasehzadeh, E. Noroozian, and H. Omrani, "Experimental and theoretical studies of thermodynamics of lithium halide solutions – ethanol mixtures," *J Chem Thermodyn*, vol. 36, no. 3, pp. 245–252, Mar. 2004, doi: 10.1016/j.jct.2003.12.002.
- [105] D. S. Kim and C. A. Infante Ferreira, "A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions," *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, no. 1, Jan. 2006, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.05.006.
- [106] R. E. Balzhiser, J. D. Eliassen, M. R. Samuels, and J. L. H. Sanchez, *Termodinámica química para ingeniero*. Dossat, 1980.
- [107] E. P. Gyftopoulos *et al.*, *Thermodynamic Optimization of Complex Energy Systems*, 3rd ed., vol. 69. Dordrecht: Springer Netherlands, 1999. doi: 10.1007/978-94-011-4685-2.
- [108] J. K. Jensen, W. B. Markussen, L. Reinholdt, and B. Elmegaard, "Exergoeconomic optimization of an ammonia–water hybrid absorption–compression heat pump for heat supply in a spray-drying facility," *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, vol. 6, no. 2, pp. 195–211, Jun. 2015, doi: 10.1007/s40095-015-0166-0.
- [109] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. Moran, *Thermal Design and Optimization*. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1996.
- [110] I. Dincer, M. A. Rosen, and P. Ahmadi, *Optimization of Energy Systems*. Wiley, 2017. doi: 10.1002/9781118894484.

- [111] P. Ahmadi, I. Dincer, and M. A. Rosen, "Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants," *Energy*, vol. 36, no. 10, pp. 5886–5898, Oct. 2011, doi: 10.1016/j.energy.2011.08.034.
- [112] J. Wöltje, *Investition und Finanzierung*, vol. 3. 79111 Freiburg, Deutschland: Haufe-Lexware GmbH & Co. KG, 2022.
- [113] E. Boeker and R. van Grondelle, *Physik und Umwelt*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 1997. doi: 10.1007/978-3-322-83129-3.
- [114] M. Zoghi, H. Habibi, A. Chitsaz, K. Javaherdeh, and M. Ayazpour, "Exergoeconomic analysis of a novel trigeneration system based on organic quadrilateral cycle integrated with cascade absorption-compression system for waste heat recovery," *Energy Convers Manag*, vol. 198, p. 111818, Oct. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.111818.
- [115] B. Wang, J. J. Klemeš, P. S. Varbanov, and M. Zeng, "An Extended Grid Diagram for Heat Exchanger Network Retrofit Considering Heat Exchanger Types," *Energies (Basel)*, vol. 13, no. 10, p. 2656, May 2020, doi: 10.3390/en13102656.
- [116] I. Dincer, M. A. Rosen, and P. Ahmadi, *Optimization of Energy Systems*. Wiley, 2017. doi: 10.1002/9781118894484.
- [117] S. Lemmens, "Cost Engineering Techniques and Their Applicability for Cost Estimation of Organic Rankine Cycle Systems," *Energies (Basel)*, vol. 9, no. 7, p. 485, Jun. 2016, doi: 10.3390/en9070485.
- [118] K. Miettinen, *Nonlinear Multiobjective Optimization*, vol. 12. Boston, MA: Springer US, 1998. doi: 10.1007/978-1-4615-5563-6.
- [119] M. Jankowski, A. Borsukiewicz, and K. Hooman, "Development of Decision-Making Tool and Pareto Set Analysis for Bi-Objective Optimization of an ORC Power Plant," *Energies (Basel)*, vol. 13, no. 20, p. 5280, Oct. 2020, doi: 10.3390/en13205280.
- [120] M. Jankowski, A. Borsukiewicz, S. Wiśniewski, and K. Hooman, "Multi-objective analysis of an influence of a geothermal water salinity on optimal operating parameters in low-temperature ORC power plant," *Energy*, vol. 202, p. 117666, Jul. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117666.
- [121] S. Chakraborty, "TOPSIS and Modified TOPSIS: A comparative analysis," *Decision Analytics Journal*, vol. 2, p. 100021, Mar. 2022, doi: 10.1016/j.dajour.2021.100021.
- [122] A. B. Heinrich, "Ökobilanz (LCA) – Ein Leitfaden für Ausbildung und Beruf von Walter Klöpffer und Birgit Grahl," *Environ Sci Eur*, vol. 21, no. 6, pp. 580–583, Dec. 2009, doi: 10.1007/s12302-009-0084-y.
- [123] G. Beckmann, F. Schittl, G. Piringer, D. Rixrath, R. Krottil, and J. Krail, "TeTra - Thermische Energietransformation zur Wärme- und Kälteauskopplung sowie Effizienzsteigerung in Nah- und Fernwärmenetzen," 7423 Pinkafeld, 2019.
- [124] G. Wernet, C. Bauer, B. Steubing, J. Reinhard, E. Moreno-Ruiz, and B. Weidema, "The ecoinvent database version 3 (part I): overview and methodology," *Int J Life Cycle Assess*, vol. 21, no. 9, pp. 1218–1230, Sep. 2016, doi: 10.1007/s11367-016-1087-8.
- [125] Electricity Maps, "Electricity Maps | Austria, Germany, Czechia, 2019," Electricity Maps (2024). Austria, Germany, Czechia, 2019, Electricity Maps Data Portal.
- [126] C. Heinrich *et al.*, "CLIMATE CHANGE 25/2014 | Nachhaltige Kälteversorgung in Deutschland an den Beispielen Gebäudeklimatisierung und Industrie," Bertolt-Brecht-Alle20, 01309 Dresden, 2014. Accessed: Dec. 02, 2024. [Online]. Available: [https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/378/publikationen/climate\\_change\\_25\\_2014\\_nachhaltige\\_kaelteversorgung\\_in\\_deutschland\\_1.pdf](https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/378/publikationen/climate_change_25_2014_nachhaltige_kaelteversorgung_in_deutschland_1.pdf)
- [127] Wien Energie GmbH, "Unveröffentlichte Technische Unterlagen und Monitoringdaten der Wien Energie GmbH," Thomas-Klestil-Platz 14, 1030 Wien, 2022.

## Abkürzungsverzeichnis

ABS	Absorber	KKM	Kompressionskältemaschine
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid	KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
CON	Kondensator (Condenser)	LCA	Life Cycle Assessment
COP	Coefficient of Performance	LP	Low Pressure
COPC	Coefficient of Performance Kühlfall	LiBr-H <sub>2</sub> O	Lithiumbromid-Wasser
COPH	Coefficient of Performance Heizfall	M	Motor
COMP	Kompressor (Compressor)	P	Pumpe
CRF	Capital Recovery Factor	PDH	Primary District Heating Network
DC	District Cooling	PHEX	Primärer Wärmetauscher
DCN	District Cooling Network	REF	Referenzsystem
DES	Desorber	RL	Rücklauf
DH	District Heating	RVAL	Expansionsventil Kältemittel
DOC	Demand Overlap Coefficient	SDH	Secondary District Heating Network
DSC	Demand Shift Coefficient	SEP	Separator
EER	Energy Efficiency Ratio	SHEX	Wärmetauscher Lösungsmittel
EJE	Ejektor	SVAL	Expansionsventil Lösungsmittel
EVA	Verdampfer (Evaporator)	VL	Vorlauf
HP	High Pressure	WHN	Waste Heat Network

## Nomenklatur

### Lateinische Symbole

$A$	m <sup>2</sup>	Fläche	$N$	h	Betriebsstunden
$A^{+/-}$	-	Positive/Negative Ideallösungen	$p$	Pa	Druck
$a$	-	Aktivitätskoeffizient	$\dot{Q}$	kW	Wärmestrom
$b$	mol/kg	Molalität	$R$	kJ/(kmol·K)	universelle Gaskonstante
$c$	m/s	Schallgeschwindigkeit	$r$	-	relative Kostendifferenz
$c_{tot,kWh}$	[¢/kWh]	Spezifische Kosten pro Kilowattstunde	$r_{ij}$	-	Normalisiertes Entscheidungsmatrix Element
$\dot{C}$	€/h	Kostenrate	$S^{+/-}$	-	Maß für den Abstand (euklidische Abstände)
$\dot{C}_D$	€/h	Kostenrate Exergievernichtung	$s$	kJ/(kg·K)	spez. Entropie

$\dot{C}_L$	€/h	Kostenrate Exergieverlust	$s$	m	Schichtdicke
$d$	-	Ableitung	$T$	K	Temperatur
$\dot{E}$	kW	Exergiefluss	$U$	kJ	Innere Energie
$E_a$	kJ	Äußere Energie	$u$	m/s	Austrittsgeschwindigkeit
$e$	kJ/kg	spez. Exergie	$v_{ij}$	-	Gewichtete Elemente der Entscheidungsmatrix
$e_a$	kJ	spez. äußere Energie	$\dot{W}_{el}$	kW	Arbeit / Elektrische Leistung
$f()$	-	Funktion	$w_j$	-	Gewichtungsfaktor
$f$	-	Exergie-wirtschaftlicher Faktor	$x$	-	Variable / Dampfziffer
$g$	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung	$x_{ij}$		Elemente der Entscheidungsmatrix
$h$	kJ/kg	spez. Enthalpie	$y$	-	Stoffmengenanteil
$i$	-	Zinssatz	$y_D$	%	Exergievernichtungsverhältnis
$J$	-	Jacobi	$y_D^*$	%	Exergievernichtungsverhältnis
$k$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Wärmedurchgangs Koeffizient	$y_L$	%	Exergieverlustverhältnis
$M$	g/mol	molare Masse	$Z$	€	Anschaffungskosten
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom	$\dot{Z}_{sys,tot}$	€/h	Kostrate inkl. Investmentkosten, Betriebs- und Wartungskosten

### Griechische Symbole

$\alpha$	W/m <sup>2</sup> ·K	Wärmeübergangskoeffizient	$\mu$	-	Entrainment Ratio
$\alpha_{ij}$	-	Koeffizienten-Matrix	$\nu$	-	Dissoziationszahl
$\beta_{ij}$	-	Koeffizienten-Matrix	$\xi$	kg/kg	Entgasungsbreite
$\delta$	m	Schichtdicke	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\Delta$	-	Differenz	$\tau$	a	Lebensdauer, Jahre
$\tilde{\epsilon}$		Chemische Standardexergie	$\phi$	-	Osmotischer Koeffizient
$\eta$	-	Wirkungsgrad	$\varphi$	-	Instandhaltungsfaktor
$\eta_{ex}$	-	Exergetischer Wirkungsgrad	$\zeta$	-	Wärmeverhältnis
$\lambda$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit			

## Indizes

<i>0</i>	-	Standard- bzw. Referenzbedingungen	<i>k</i>	-	Index Komponente
<i>1,2</i>	-	Index	<i>L</i>	-	Verlust (Loss)
<i>a</i>	-	außen	<i>l</i>	-	Flüssig
<i>c</i>	-	Condenser	<i>LP</i>	-	Niedriger Druck
<i>D</i>	-	Zerstörung (Destruction)	<i>m</i>	-	Mechanisch/Mittelwert/Mischung
<i>d</i>	-	Diffusor	<i>out</i>	-	Auslass
<i>el</i>	-	Elektrisch	<i>P</i>	-	Product (Production)
<i>ex</i>	-	Exergie	<i>pri</i>	-	Primär
<i>ext</i>	-	Extern	<i>RL</i>	-	Rücklauf
<i>F</i>	-	Fuel	<i>sek</i>	-	Sekundär
<i>h</i>	-	Stunden	<i>sh</i>	-	Shock
<i>HP</i>	-	Hoher Druck	<i>sys</i>	-	System
<i>i</i>	-	Index Spezie	<i>tot</i>	-	Total
<i>in</i>	-	Einlass	<i>th</i>	-	thermisch
<i>int</i>	-	Intern	<i>v</i>	-	Gasförmig
<i>is</i>	-	Iisentrop	<i>VL</i>	-	Vorlauf
<i>j</i>	-	Index Strom			

## Hochgestellte Zahlen

<i>+</i>	-	Idealer Zustand
<i>-</i>	-	Nicht idealer Zustand
<i>ch</i>	-	chemisch
<i>init</i>	-	Initialisierung
<i>L</i>	-	Untere Grenze
<i>ph</i>	-	physikalisch
<i>U</i>	-	Obere Grenze

