

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

26/05/2025

Projekttitel:

TeTra - Thermische Energietransformation zur
Wärme- und Kälteauskopplung sowie Effizienz-
steigerung in Nah- und Fernwärmenetzen

Projektnummer: 865.023

Energieforschungsprogramm - 4. Ausschreibung

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

Ausschreibung	4. Ausschreibung Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/04/2018
Projektende	30/09/2019
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	18 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	Forschung Burgenland GmbH
Ansprechpartner	Jürgen Krail
Postadresse	Steinamangerstraße 21, A-7423 Pinkafeld
Telefon	+43 (5) 7705 - 4145
Fax	+43 (5) 7705 - 1299
E-mail	juergen.krail@fh-burgenland.at
Website	www.forschung-burgenland.at
Literaturverweis	G. Beckmann, F. Schittl, G. Piringer, D. Rixrath, R. Krottil, J. Krail: TeTra - Thermische Energietransformation zur Wärme- und Kälteauskopplung sowie Effizienzsteigerung in Nah- und Fernwärmenetzen. Klima- und Energiefonds, 4. Ausschreibung Energieforschungsprogramm – Publizierbarer Endbericht. Pinkafeld, 2019.

TeTra

Thermische Energietransformation zur Wärme- und Kälteauskopplung sowie Effizienzsteigerung in Nah- und Fernwärmenetzen

ProjektpartnerInnen:

Forschung Burgenland GmbH
Doris Rixrath
Florian Schittl

Fachhochschule Burgenland GmbH
Jürgen Krail
Richard Krottil
Gerhard Piringer

Technisches Büro für Maschinenbau und Energietechnik Dr. Beckmann
Georg Beckmann

Wien Energie GmbH
Stefan Buchner
Georg Geißegger
Marcus Kuhn
Maximilian Wukovits

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Zielsetzung des Projektes TeTra	6
2	Grundlegendes zu Wärmenetzen	7
2.1	Entwicklung von Wärmenetzen	7
2.2	Aufbau und Funktion von Wärmenetzen.....	10
2.2.1	Erzeugerseite (Primärseite).....	10
2.2.2	Netzaufbau- bzw. Netztopologie.....	11
2.2.3	Verbraucherseite (Sekundärseite)	14
2.3	Potenzial von Wärmenetzen.....	16
2.4	Verluste in Nah- und Fernwärmenetzen	17
2.4.1	Wärmeverluste	17
2.4.2	Pumpleistung	19
2.4.3	Ökonomische Auswirkungen	21
2.5	Effizienzkennzahlen	23
2.5.1	Performanceziffern	23
2.5.2	Exergetische Bewertung	25
3	Der TeTra-Prozess	28
3.1	Problemstellung und Bedarf	28
3.2	Zielsetzung.....	29
3.3	Grundprinzip und Funktionsweise	31
3.3.1	Grundschtaltung des TeTra-Prozesses	31
3.3.2	Prozessspezifische Komponentenbeschreibung	32
3.3.3	Wahl des Arbeitsmediums.....	33
3.4	Verschaltungsvarianten	34
3.4.1	Kältebereitstellung ohne Heizwärmebedarf - Fall a.....	34
3.4.2	Wärme- und Kältebereitstellung - Fall b.....	35
3.4.3	Wärmebereitstellung mit Rücklauftemperaturabsenkung - Fall c	36
3.4.4	Zusätzliche elektrische Energiebereitstellung - Fall d	37
3.5	Anwendungsmöglichkeiten.....	37
3.6	Zusammenfassung der Patentrecherche.....	38
3.6.1	Patentrecherche zu Projektbeginn.....	39
3.6.2	Update der Patentrecherche zu Projektende	39
3.6.3	Fazit	39
4	Thermodynamische Untersuchung.....	40
4.1	Einleitung und Methodik	40
4.2	Messdatenauswertung von Referenzanlagen.....	41
4.2.1	Absorptionskältemaschine.....	41
4.2.2	Fernwärmeübergabestation.....	44
4.3	Vergleichsprozesse	47
4.3.1	Referenzprozess für die Heiz- und Kühlenergiebereitstellung - Fall b.....	47
4.3.2	Referenzprozess für die Heizenergiebereitstellung - Fall c.....	48

4.4	Randbedingungen	50
4.4.1	Festlegung auf Komponentenebene auf Basis einer Absorptionskältemaschine	50
4.4.2	Randbedingungen des TeTra-Prozesses für den Fall b	52
4.4.3	Randbedingungen des TeTra-Prozesses sowie des Gebietsumformers für den Fall c	53
4.4.4	Festlegung von Lastprofilen	55
4.4.5	Randbedingungen der Müllverbrennungsanlage	57
4.5	Numerische Prozesssimulation	58
4.5.1	Absorptionskältemaschine - Fall a	58
4.5.2	Heiz- und Kühlenergiebereitstellung - Fall b	68
4.5.3	Heizenergiebereitstellung mit Rücklauf Temperaturabsenkung - Fall c	71
4.5.4	Zusätzliche elektrische Energiebereitstellung - Fall d	81
4.5.5	Zusammenfassung der Performance-Ziffern	82
5	Ökonomische Untersuchung	84
5.1	Wirtschaftliche Bewertung der Basisfälle	84
5.2	Sensitivitätsanalyse	87
5.2.1	Sensitivität auf die Investitionskosten	88
5.2.2	Sensitivität auf die Volllaststunden	89
5.2.3	Sensitivität auf den Fernwärmepreis	90
5.2.4	Sensitivität auf den Heizwärmepreis	91
5.2.5	Sensitivität auf den Kältepreis	92
5.2.6	Sensitivität auf die Netzverluste	93
5.2.7	Sensitivität auf die Verlustverringerung durch Rücklauf Temperaturabsenkung	94
6	Ökologische Prozessbewertung	96
6.1	Allgemeines	96
6.2	LCA Methodik	97
6.3	LCA Ergebnisse und Schlussfolgerungen	101
7	Zusammenfassung und Ausblick	105
8	Verzeichnisse	108
8.1	Literaturverzeichnis	108
8.2	Abbildungsverzeichnis	112
8.3	Tabellenverzeichnis	115
A	Verfahrenstechnische Patentrecherche	118
A.1	Detaillierte Patentrecherche zu Projektbeginn	118
A.1.1	Allgemeines	118
A.1.2	Erteilte Patente und offengelegte Anmeldungen	119
A.1.3	Erteiltes Patent zum TeTra-Prozess	122
A.1.4	Fazit	123
A.2	Detaillierte Patentrecherche zu Projektende	124
A.2.1	Allgemeines	124
A.2.2	Erteilte Patente und offengelegte Anmeldungen	124
A.2.3	Fazit	125

1 Einleitung und Zielsetzung des Projektes TeTra

Die Ausgangssituation im Projekt TeTra sind bestehende, zu erweiternde oder neu zu errichtende Fernwärmesysteme, mit üblichen Vorlauftemperaturen, und das Ziel, mit neuartigen Übergabestationen primärseitig die Fernwärmerücklauftemperatur abzusenken und/oder sekundärseitig nicht nur Heizwärme, sondern auch Kälte und gegebenenfalls auch Strom (Kraft) als Energieserviceleistung bereitzustellen. Herkömmliche, nach dem Prinzip der Wärmeübertragung arbeitende, Übergabestationen sind dazu jedoch nicht im Stande. Dieses Projektziel wird verstärkt durch das Bestreben, biomassegefeuerte Kraft-Wärme-Kopplungs-(KWK-) Anlagen, und auch weitere (nachhaltige) Low-Exergy Quellen primärseitig einzubinden bzw. die geringe jährliche Ausnutzung von Fernwärmeleitungen durch die breitere Energieserviceleistung saisonüberspannend zu erhöhen.

Das vorgeschlagene, in wesentlichen Merkmalen patentierte Konzept [1] setzt bei der Übergabestation an, und mutet dieser Übergabestation neben den herkömmlichen Aufgaben der hydraulischen Trennung und des Meterings zusätzliche Aufgaben mit folgenden Zielanforderungen zu. Einerseits wird eine effiziente Nutzung der Wärme aus der Fernwärmeleitung (zwischen Vorlauf und Rücklauf) angestrebt, andererseits soll die gekoppelte Bereitstellung von Heizwärme und Kälte (gegebenenfalls auch elektrische Energie), welche lediglich kleine elektrische Energiemengen als Hilfsenergie benötigt, realisiert werden. Zudem soll die Anpassungsfähigkeit an Schwankungen des Bedarfs und der Saison gesteigert sowie eine einheitliche Technologie, mit optimaler Kosteneffizienz durch Energieeffizienz, umgesetzt werden. Der Innovationsgehalt des vorgeschlagenen „Exergietrafos“, welcher nachfolgend auch TeTra- Prozess bezeichnet wird, ist dadurch gekennzeichnet, dass der Temperatur- und Exergieüberschuss zwischen der Primär- und der Sekundärseite einen Absorptionskreislauf antreibt, gegebenenfalls mit regelbaren und variablen Kältemittelkonzentrationen, Umschaltmöglichkeiten und wesentlichen Verbesserungen der Schaltungen, damit dieser neuartige Absorptionskreislauf Heizwärme, Kälte und gegebenenfalls auch Kraft erzeugt bzw. im reinen Heizmodus den Fernwärmerücklauf abkühlt.

Das Sondierungsprojekt wird im Konsortium aus einer Forschungseinrichtung, einem Fernwärmebetreiber und einem KMU abgearbeitet, und soll nach Variationen, Simulationen und Optimierungen der vorgeschlagenen Technologie und des Netzes das vorgeschlagene Grundprinzip (Startwert: Technology Readiness Level TRL 1) zur einer Bestätigung des Konzeptes auf Basis von Simulationen führen (TRL 2 bis 3). Vom Exergietrafo wird im Koppelbetrieb eine Effizienz von 115 % oder eine Rücklauftemperaturabsenkung um z. B. 15 K erwartet, begleitet von einer signifikanten und quantifizierbaren Reduzierung des Netzverlustes. Aussagen über die Anpassungsfähigkeit, den Betrieb und die Ausnützung des Netzes sowie die Betriebsweisen werden erwartet. Der Exergietrafo ist ein neuer Baustein, nicht nur für energietechnische, sondern auch für verfahrenstechnische Prozesse, mit einem weiten Anwendungsfeld.

2 Grundlegendes zu Wärmenetzen

2.1 Entwicklung von Wärmenetzen

Als Fern- bzw. Nahwärme bezeichnet man jene Methode der zentralen Wärmeversorgung, in der für das Haupttransport- und Verteilnetz öffentlicher Boden beansprucht wird und die transportierte Wärme einen Endkunden verkauft wird. Diese Netze dienen somit dem Transport thermischer Energie welche anschließend vom Kunden z. B. für die Raumkonditionierung, Brauchwassererwärmung oder auch als Prozesswärme genutzt wird. Als Transportmedium wird üblicherweise Heißwasser (manchmal aber auch Dampf) verwendet, welches nach der Wärmezufuhr im Wärmeerzeugungssystem durch Pumpstationen über ein Rohrnetz zu einer Übergabestation bzw. einen Gebietsumformer befördert wird [2]. Für den wesentlichen Aufbau eines Fernwärmeversorgungssystems sind somit folgende Hauptkomponenten erforderlich [3]:

- Anlage für die Wärmeerzeugung
- Pumpstation und Druckhaltungsanlage
- Verteilnetz bestehend aus Rohrleitungen
- Verbraucheranschluss (Übergabestation inkl. Regelgruppe)

Zur Charakterisierung von Wärmenetzen können unterschiedliche Merkmale, wie beispielsweise Temperaturniveau oder Größe des Netzes, herangezogen werden [4]. Da Fernwärmesysteme teilweise jedoch sehr spezifisch bzw. an den vorliegenden Gegebenheiten angepasst ausgeführt werden, wird häufig die verwendete Technologie als Charakteristikum betrachtet. Für die thermodynamische Kennzeichnung von Wärmenetzen wird somit der übergeordnete Begriff der Generation (Tabelle 2-1) eingeführt. [5]–[7]

Bei der 1. Generation von Fernwärmeversorgungssystemen, welche Ende des 19. Jahrhunderts vorwiegend in den USA verbreitet war, handelte es sich um ein mit Dampf betriebenes zentrales Wärmebereitstellungssystem. Der Dampf wurde hauptsächlich über mit Kohle befeuerte Kessel erzeugt und über vor Ort isolierte Stahlrohre zu den Verbrauchern transportiert. In den Gebäuden wurden anschließend Hochtemperaturradiatoren sowie direkt oder indirekt beheizte Warmwasserspeicher mit Dampf versorgt. Neben einer schlechten Energieeffizienz aufgrund der hohen Netzwärmeverluste zeichnete sich dieses System auch durch Sicherheitsrisiken (z. B. Kesselexplosion) aus. Ab den 1930er Jahren wurden vermehrt Netze der 2. Generation, welche unter Druck stehendes Heißwasser als Wärmeträger nutzten, gebaut. Im Gegensatz zur 1. Generation wird hier die Förderung des Transportmediums durch zentrale Pumpstationen bewerkstelligt. Neben der Minimierung von Sicherheitsrisiken bestand außerdem ein wesentlicher Fortschritt in der gekoppelten Energiebereitstellung sowie der Einsparung von Primärenergie. Die darauffolgende Generation (3. Generation), welche auch heute noch als Stand der Technik angesehen wird, nutzt ebenfalls Heißwasser, wobei die Temperaturen meist unter 100 °C liegen. Ein weiterer Fortschritt bestand in der Komponentenentwicklung (z. B. kompakte und hocheffiziente Wärmeübertrager) sowie in der Fertigung (z. B. vorisolierte Rohre). Zudem macht sich auch die Digitalisierung bei der verwendeten Messtechnik bemerkbar. Im Gegensatz zu den vorherigen Generationen werden zunehmend internetbasierte Messinstrumente verwendet, wodurch nicht nur die Datenaufzeichnung –bzw. Analyse automatisiert wird, sondern auch die Abtastintervalle verkürzt werden. Parallel dazu änderten sich auch die Rahmenbedingungen bei den Verbrauchern, welche zumeist aus Niedertemperaturheizsystemen (z. B. Fußbodenheizung) mit niedrigen Vorlauftemperaturen sowie unterstützten Warmwasserbereitungen bestehen.

Derzeitige Forschungsvorhaben beschäftigen sich nun mit der 4. Generation von Fernwärmesystemen, welche etwa ab 2020 flächendeckend zum Einsatz kommen soll [5]. Wie auch schon bei Netzen der 3. Generation ersichtlich wird, setzt sich der Trend zu niedrigen Netztemperaturen (30 bis 70 °C) weiter fort, mit dem Ziel, die Netzwärmeverluste weiter zu reduzieren. Ermöglicht wird dies im Wesentlichen durch die Erhöhung der Baustandards und dem damit verbundenen Wärmebedarf, welcher bei Neubauten durchschnittlich 25 kWh/m² a beträgt und somit einen Bruchteil des Wärmebedarfs von Bestandsgebäuden ausmacht. Außerdem soll durch die niedrigen Systemtemperaturen in Kombination mit Niedertemperaturheizsystemen die Gesamteffizienz des Systems verbessert werden. Weiters vorgeschlagene Fernwärmesysteme der 4. Generationen setzen den Trend zu noch niedrigen Netztemperaturen fort. Allerdings bringt die Verminderung der verfügbaren Temperaturspanne des Transportmediums eine Erhöhung des Durchsatzes, des Rohrdurchmessers und der Pumpleistung, und ob ein derartiger Systemvorschlag für „Long Distant“-Fernwärmeleitungen für vorhandene und zukünftige Mega-Citys oder bereits vorhandenen Fernwärmenetze einen Beitrag zur Erreichung der Ziele des Klimaschutzes sowie der Energiewende erbringen ist offen. Bei derartigen Systemen soll neben der Verwendung von zentralen Pumpstationen auch eine dezentrale Förderung des Wärmeträgermediums erfolgen. Dies steigert die Flexibilität der Netze, erfordert jedoch umfangreiche hydraulische Betrachtungen sowie sorgfältig ausgewählte Netzstrukturen. Eine der größten Herausforderung besteht in der Weiterentwicklung und der Integration von erneuerbaren Energiesystemen in neue bzw. bestehende Wärmenetze [7].

Die Nutzung von Abwärme aus industriellen oder sonstigen Prozessen stellt eine Möglichkeit klimaschonenden Wärmebereitstellung in Wärmenetzen dar. Ein wesentlicher Vorteil bei der Einbindung von Abwärmequellen ist, dass auch vermeintlich niedrige Temperaturen (< 100 °C), welche in der Regel nur mit eher geringen Wirkungsgraden verstromt werden können, direkt genutzt werden. Des Weiteren fallen diese meist kontinuierlich an und sind somit über das ganze Jahr verfügbar ([8], [9]). Neben der direkten Nutzung derartiger Wärmeströme gewinnt auch die Verwendung von Wärmepumpen immer mehr an Bedeutung, wie dies z. B. in [10]–[12] aufgezeigt wird. Durch die Anwendung des thermodynamischen Prinzips der Wärmepumpe kann eine im Netz dargebotene Wärme zu einer Heizwärme aufwertet sowie auch eine Abwärme aus einer Kälteerzeugung in das Netz rückgespeist werden. Im letztgenannten Fall ist der Verbraucher ein Produzent von Wärme (Pro-Consumer), wobei sich auch die Frage der Belohnung für die zur Verfügung gestellten Wärme stellt. Dadurch wird eine Kopplung der thermischen Netze zum elektrischen Energiesektor geschaffen, wodurch die schwankenden, wetterabhängigen Energieerträge (z. B. durch Wind-oder Solarenergie) stromseitig ausgeglichen und somit Energiesysteme mit einem hohen Anteil an erneuerbaren Energieträgern mit mehr Flexibilität versehen werden [13].

Das gegenständliche Vorhaben setzt statt auf elektrisch angetriebene Wärmepumpen auf das Wärmepumpenpotential auf Basis der Absorptionstechnologie, um die Service-Leistungen Heizwärme, Kälte und Klimatisierungsbedarf sowie Rücklauf-Temperatur-Absenkung bereitzustellen. Diese Technologie kommt mit geringen Strombedarf aus, benötigt aber Vorlauf-Temperaturen, die in der 3. Generation angesiedelt sind. Damit besteht nach wie vor die bekannte Möglichkeit, dass KWK-Anlagen zur Sektorenkopplung eingesetzt werden. In diesem Fall wird z. B. die Abwärme einer Biomasse-KWK-Anlage oder einer Müllverbrennungsanlage in das Wärmenetz eingespeist und ermöglicht somit eine effizientere Wärmebereitstellung. Kraft und Wärme bzw. Bedarf und Erzeugung verlaufen nicht immer synchron, jedoch können Speicher, insbesondere Wärmespeicher im thermischen Netzen hilfreich sein [14].

Tabelle 2-1: Übersicht der einzelnen Generationen von Fernwärmeversorgungssystemen [5]

	1. Generation	2. Generation	3. Generation	4. Generation
Zeitraum	1880-1930	1930-1980	1980-2020	2020-2050
Transportmedium	Dampf	Heißwasser (> 100 °C)	Heißwasser (häufig < 100 °C)	Niedertemperatur (30-70 °C)
Rohrsystem	vor Ort gedämmte Stahlrohre	vor Ort gedämmte Stahlrohre	vorisolierte Stahlrohre	vorisolierte flexible Rohre
Zirkulationssystem	Dampfdruck	zentrale Pumpstationen	zentrale Pumpstationen	zentrale und dezentrale Pumpstationen
Einsatz von Gebietsumformern sowie Subnetze	nein	Rohrbündelwärmetauscher	ohne oder mit Plattenwärmetauscher	häufig mit Plattenwärmetauscher; Wohnungsstationen für dezentrale Versorgung
Gebäude	Wohnbauten sowie Großgebäude im städtischen Bereich	Wohn- und öffentliche Gebäude (200-300 kWh/m²)	Wohn- und öffentliche Gebäude (200-300 kWh/m²a) sowie Einfamilienhäuser	Neubauten (< 25 kWh/m²a) sowie Bestandsgebäude (50-150 kWh/m²a)
Mess- und Zählrichtungen	Kondensatniveau-Messung zur Bestimmung der benötigten Dampfmenge	Volumenstrom-Messung in Gebietsumformern, welche später durch Wärmemengenzähler ersetzt wurden; jährliche bzw. monatlich Ablesung	Wärmemengen-sowie zusätzliche Volumenstrom-Messung zur Kompensation hoher Rücklauftemperaturen; häufigere Ablesung (WLAN)	wie bei der 3. Generation, wobei eine kontinuierliche Aufzeichnung umgesetzt wird
Heizungssystem	Hochtemperaturradiatoren (> 90 °C) für Dampf und Wasser	Hochtemperaturradiatoren (> 90 °C), welche das Heißwasser direkt oder indirekt nutzen	Mitteltemperaturradiatoren (70 °C), welche das Heißwasser direkt oder indirekt nutzen; Fußbodenheizungssysteme	Niedertemperaturradiatoren (50 °C), welche das Heißwasser indirekt nutzen; Fußbodenheizungssysteme
Warmwasser	Warmwasserspeicher, welche mit Dampf oder einen sekundären Wasserkreislauf beheizt werden	Warmwasserspeicher beheizt auf 60 °C; falls notwendig Zirkulation ab 55 °C	beheizte Brauchwasser-Wärmetauscher (50 °C) mit Warmwasserspeichern (60 °C); falls notwendig Zirkulation ab 55 °C	lokal beheizte Brauchwasser-Wärmetauscher (40-50 °C); bei Niedertemperaturnetzen erfolgt der Temperaturhub z. B. durch Wärmepumpen

2.2 Aufbau und Funktion von Wärmenetzen

2.2.1 Erzeugerseite (Primärseite)

Für die Erzeugung der Fernwärme steht ein Bündel von Technologien zur Verfügung, welche größtenteils zum Stand der Technik gehören (Niedertemperatur-Systeme der 4. Generation werden ausgenommen). Nachfolgend wird ein Überblick über die Technologien, ihren Brennstoffen, ihre Kreislauftechnologien sowie über ihre Betriebsweisen gegeben, wobei vor allem die Effekte einer abgesenkten Rücklauf- und Vorlauf-Temperatur auf den Betrieb und die Effizienz angeführt werden.

Müllverbrennungsanlagen mit Kraft-Wärme-Auskopplung: Im Kapitel 4.4.5 wird die der gegenständlichen Sondierung zu Grunde gelegte Anlage detaillierter beschrieben. Derartige Anlagen verarbeiten Müll und Abfall üblicherweise auf Rostfeuerungen [15], der Dampfkreislauf mit mäßig überhitztem Frischdampf (die Möglichkeit der Hochtemperatur Korrosion beachtend [16]) treibt die Gegendruckturbine zur Stromerzeugung an und die Wärme wird über den Heizkondensator ausgekoppelt. Eine rauchgasbeheizte Zwischenüberhitzung des Dampfes ist nicht und eine mäßige Verbrennungsluftvorwärmung ist gegebenenfalls vorgesehen. Derartige Anlagen werden Brennstoffmengen-geführt gefahren, wobei Strom und Wärme in einem fixen Verhältnis anfallen. Wie die durchgeführten Simulationen zeigte beeinflusst eine niedrigere Rücklauftemperatur die Strom- und Wärme-Erzeugung kaum. Bei aufwändigeren Anlagen mit einer zweistufigen Heizkondensation würde der Stromanteil, wie erwartet, mit sinkender Rücklauftemperatur steigen. Eine Absenkung der Vorlauftemperatur steigert generell den Stromanteil, sei es auch auf Kosten des Wärmeanteils. Sinngemäßes gilt auch für die Klärschlammverbrennung, wenngleich diese von der Wirbelschichttechnologie Gebrauch macht.

Heizwerke, auf Basis fossil- oder Biomasse-gefeuerten Kesseln, welche in der Regel wärmegeführt betrieben werden. Bei mäßig variierten Vor- sowie Rücklauftemperaturen ändert sich die Effizienz nicht grundlegend.

Mit Hilfe von Rauchgaskondensationsanlagen kann aus den feuchten Rauchgasen aus Erdgas- oder Biomasse-gefeuerten Kesseln die latente Kondensationswärme gewonnen werden, wenn die Rauchgase unterhalb ihres Wassertaupunktes abgekühlt werden. Mit gesichert tiefen Rücklauftemperaturen ließe sich dies bewerkstelligen. Zukunftsnahe und realistischer ist die Anwendung des Exergietrafos in Anlagen mit Kesseln, verbunden mit einer wesentlichen Effizienzsteigerung [17]. Feuerungen mit einem hohen Luftüberschuss, z. B. in Gasturbinen, sind von dieser Möglichkeit des signifikanten Effizienz-Anstieges ausgeschlossen.

Sogenannte Gegendruck-Dampfturbinen-Anlagen (unabhängig vom verfeuerten Brennstoff), welche zu den KWK-Anlagen zählen, werden wärmegeführt betrieben, wobei eine Stromerzeugung ohne gleichzeitiger Wärmeabnahme nicht möglich ist. Strom und Wärme fallen in einem fixen Verhältnis an. Eine niedrigere Rücklauftemperatur beeinflusst die Strom- und Wärme-Erzeugung kaum. Beim Kondensations-Dampfturbinen-Kraftwerk (unabhängig vom verfeuerten Brennstoff) wird bei einer Wärmeentnahme (von Null bis Wärmenennlast) die elektrische Minderleistung durch eine niedrigere Rücklauftemperatur vermindert. Im Gegensatz zu den Gegendruck-Dampfturbinen ist die Wärmeentnahme flexibel, allerdings ist eine eigene Wärmesenke erforderlich. Bei Kombi-Kraftwerk (GT & DT-Kraftwerk), welche überwiegend mit Erdgas befeuert werden, kann der Dampfteil als Gegendruck- oder Kondensations-Dampfprozess ausgeführt werden.

Eine weitere Möglichkeit der Wärmebereitstellung in Wärmenetzen sind sogenannte Single Cycle Gasturbine mit Abhitzeessel. Dabei fallen Strom und Wärme in einem fixen Verhältnis an. Im Gegensatz zu Gegendruck-Anlagen ist die Stromerzeugung auch ohne Wärmeabnahme möglich, indem die heißen Abgase der Gasturbine über einen Bypass an die Umgebung abgegeben werden können. Sinngemäßes gilt auch für Blockheizkraftwerke (BHKWs), wo anstatt einer Gasturbine eine Verbrennungskraftmaschine tätig ist; hier kann eine Abgaskondensation sinnvoll sein, besonders für klärgasbetriebene und luftknapp verbrennende Motoren.

Das Potential von Abwärmequellen sowie solarthermischer Wärmeerzeugung wird durch eine niedrige Vorlauftemperatur erweitert. Die Last richtet sich nach dem zeitlich variierenden Anfall der Abwärme. Jährlich wird von den thermischen Kraftwerken in der Europäischen Union mehr Abwärme ungenutzt an die Umgebung abgegeben, als für die Deckung des privaten und gewerblichen Heizungs- und Warmwasserwärmebedarfs benötigt wird. Würden diese Ressourcen sinnvoll genutzt werden, beispielsweise durch die Einbindung derartiger Wärmequellen in ein Wärmenetz, könnte der Einsatz von fossilen Energieträgern und folglich auch die Treibhausgasemissionen deutlich reduziert werden [18]. Ein Großteil der produzierten Wärme in der Industrie wird als Prozesswärme, beispielsweise für das Erzeugen von Dampf oder Heißgas, verwendet. Neben diesen Hochtemperaturwärmequellen können auch Niedertemperaturquellen, wie beispielsweise die Abwärme von Klimatisierungsgeräten, in Wärmenetzen genutzt werden. Trotz voranschreitender Technologieentwicklung und Prozessoptimierung entsteht bei derartigen Prozessen immer ein Teil Abwärme, der oft als Verlustwärme über Rückkühleinrichtungen an die Umgebung abgegeben wird. Unterschiedliche Anforderungen an den Wärmebedarf von Prozessen ergibt eine Verteilung der Temperaturniveaus über die einzelnen Zweige der Industrie wie sie z. B. in [19], [20] beschrieben wird. Zudem kann mit Hilfe von Wärmespeicherung, welche strenggenommen keine Erzeugungsanlage darstellt [21], [22], die Diskrepanz zwischen dem Bedarf und der Erzeugung bzw. dem Anfall von Wärme decken sowie das Potential von Abwärme und der Solarthermie nutzen. Wie man am Beispiel des klassischen Verdrängungs-Speichers sehen kann vermindert generell eine Erhöhung der Temperaturspreizung zwischen Vorlauf und Rücklauf die Größe und die Kosten der Wärmespeicherung.

2.2.2 Netzaufbau- bzw. Netztopologie

Ausgehend von der Wärmeerzeugungsanlage wird anschließend das aufgeheizte Wärmeträgermedium mit Hilfe von Pumpstationen durch ein Verteilnetz zu den Abnehmern transportiert. Diese Pumpstationen setzen sich Großteils aus mehreren Kreispumpen zusammen, wobei bei größeren Wärmenetzen überwiegend Trockenläuferpumpen (Sockel- oder Inlinepumpe) zum Einsatz kommen, während kleinere Fernwärmenetze sowie in den gebäudetechnischen Anlagen Nassläuferpumpen verwendet werden. Je nach Voraussetzung werden dabei unterschiedliche Verschaltungsvarianten der einzelnen Pumpen gewählt. Je nachdem ob ein geforderter Volumenstrom oder eine bestimmte Förderhöhe erreicht werden muss, werden die Pumpen parallel oder seriell angeordnet. Meistens findet man jedoch mehrere parallel verschaltete Netzpumpen vor, wobei nicht alle Pumpen gleichzeitig betrieben werden. Die verbleibenden Pumpen dienen als Reserven und schaffen somit eine Redundanz. Empfohlene Werte für die Betriebssicherheit der Wärmenetze hinsichtlich Pumpleistung können beispielsweise aus [2] entnommen werden. Darin wird eine Redundanzstellung von 2 mal 100 % Nennleistung, 3 mal 50 % Nennleistung oder 4 mal 33 % Nennleistung empfohlen. Bei größeren Netzen werden jedoch aus wirtschaftlichen sowie Wartungsgründen eher 3

mal 50 % bzw. 4 mal 33 % Nennleistung gewählt. Die Regelung der Pumpen basiert heute nach dem Stand der Technik nahezu ausschließlich auf dem Prinzip der Drehzahlregelung. [2], [3]

Das Wärmenetz selbst fungiert als Bindeglied zwischen der Wärmebereitstellungsanlage inklusive Pumpstation und den Verbrauchern. Die Struktur, Verlegeart sowie Führung der Rohrtrassen hängt dabei von zahlreichen Faktoren ab. Grundsätzlich wird die Rohrführung eines Wärmenetzes jedoch in Haupt-, Verteil- und Anschlussleitungen unterteilt. Die Hauptleitungen, welche oft auch als Transportleitungen bezeichnet werden, haben den Ausgangspunkt beim Wärmeerzeuger. Von diesen Leitungen zweigen die Verteilleitungen in die jeweiligen Versorgungsgebiete ab, wo sich diese wiederum in die einzelnen Hausanschlussleitungen aufteilen. Die Ausführung der Verrohrung in einem Wärmenetz kann im Wesentlichen in folgende Fälle unterschieden werden,

- Zweileiter-Systeme
- Dreileiter-Systeme
- Vierleiter-Systeme,

wobei in modernen Wärmenetzen vorwiegend Zweileiter-System umgesetzt werden. Diese besitzen je eine Vor- und Rücklaufleitung. Ein Dreileiter-Netz besteht hingegen aus zwei Vorlauf- und einer Rücklaufleitung bzw. umgekehrt. Bei dieser Variante kann z. B. eine Vorlaufleitung, welche die Heizungsanlagen der Haushalte versorgt, mit einer gleitenden Vorlauftemperatur in Abhängigkeit der Außentemperatur betrieben werden, während die zweite Leitung mit einer konstanten Vorlauftemperatur versorgt wird. Der zweite Leitungsabschnitt versorgt Sonderkunden (wie z. B. Absorptionskältemaschinen), welche unabhängig von der Außentemperatur meist höhere Vorlauftemperaturen benötigen. Neben den Vorteilen wie beispielsweise geringere Wärmeverluste oder bessere Regelbarkeit zeichnet sich diese Variante jedoch durch hohe Investitionskosten aus. Des Weiteren verursachen die unregelmäßigen Entnahmen der beiden Vorlaufleitungen Schwankungen des Durchflusses in der Rücklaufleitung, was wiederum zu einer Verschiebung des Betriebspunktes der Anlage führt. Die Erweiterung eines Dreileiter-Netzes besteht aus zwei separaten Zweileiter-Systemen und wird als Vierleiter-System bezeichnet. Durch diese Modifizierung der Netzstruktur lässt sich sowohl eine bedarfsgerechte Regelung besser umsetzen als auch die Wärmeverluste reduzieren. Aufgrund der noch höheren Investitionskosten wird diese Variante jedoch nur dann verwendet, wenn die beiden Teilnetze unterschiedliche Betriebsdrücke, Temperaturniveaus oder unterschiedliche Wärmeträger vorweisen. Unabhängig von den oben erläuterten Systemen wird ein Wärmenetz in unterschiedlichen Topologien, welche schematisch in Abbildung 2-1 veranschaulicht werden, aufgebaut. Dabei unterscheidet man im Allgemeinen zwischen Ring-, Strahl- (bzw. Stern-) und Maschennetzen. In der Nähe des Kraftwerks werden hauptsächlich gleich dimensionierte Vor- und Rücklaufleitungen in Form eines Strahlnetzes gebaut. Bei dieser klassischen Bauweise führen zunächst die Haupttransportleitungen linienförmig vom Wärmeerzeuger weg, ehe anschließend die Verteil- bzw. Anschlussleitungen abzweigen. Im Gegensatz zu den Sternnetzen besitzen ringförmige Wärmenetze keinen definierten Anfangs- bzw. Endpunkt. Diese Form des Leitungsbaus ist durch die geschlossene Hauptleitung charakterisiert, von der anschließend wiederum die einzelnen Leitungsäste abzweigen. Eine spezielle Form des Ringnetzes ist das sogenannte Maschennetz. Diese Bauform entsteht durch das Wachstum des Wärmebedarfs sowie den Verbund mehrerer Wärmenetze. Ein großer Vorteil dieser Netztopologie ist die hohe Versorgungssicherheit, da Verbraucher über mehrere Wege versorgt werden können und oftmals mehrere Wärmeerzeugungsanlagen in einem Netz installiert sind. [2]

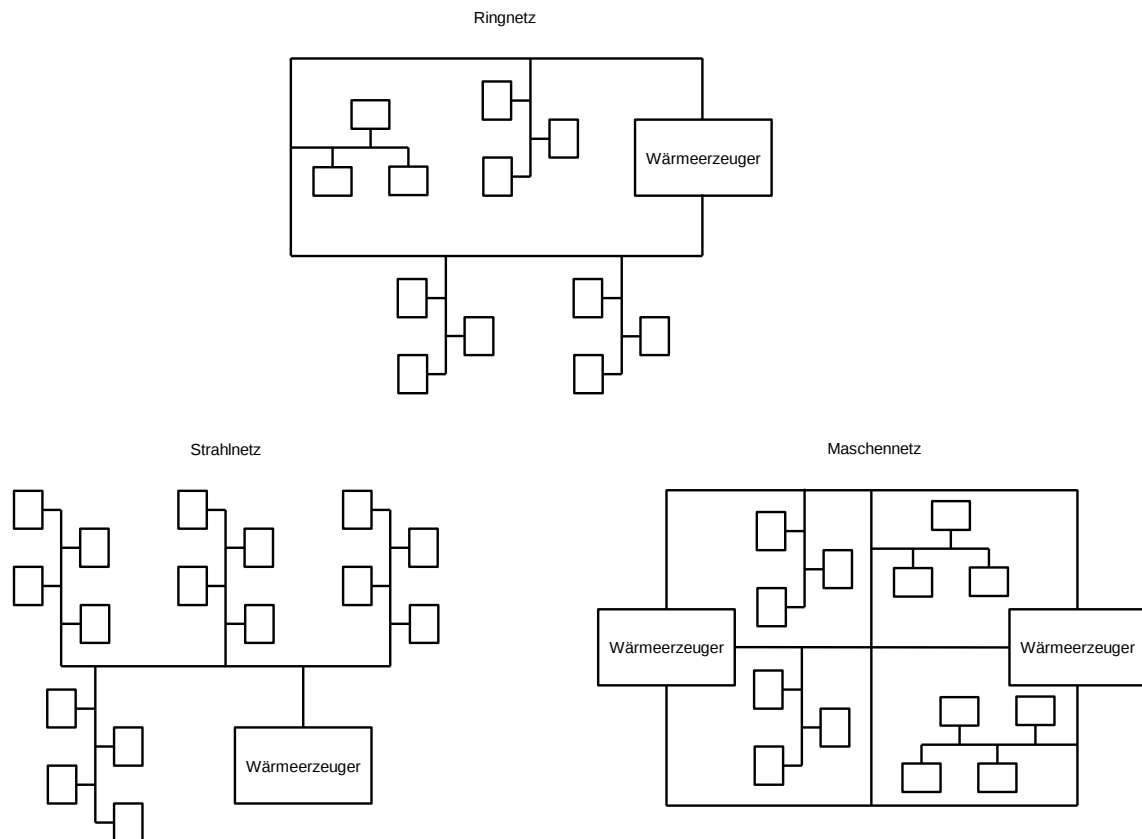


Abbildung 2-1: Schematische Darstellung der unterschiedlichen Netztopologien in Wärmenetzen

Unabhängig von der Netztopologie werden unterschiedliche Betriebs- bzw. die Fahrweisen eines Wärmenetzes realisiert, wobei dies grundsätzlich durch die Regelung der primären Vorlauftemperatur t_{VL} realisiert wird. Nach welchen Kriterien diese Anpassung der Vorlauftemperatur durchgeführt wird ist von den entsprechenden Energieversorgungsunternehmen abhängig und meist in den technischen Anschlussbedingungen [23] dargelegt. Grundsätzlich unterscheidet man zwischen konstanter, gleitender und konstant-gleitender Fahrweise. In Abbildung 2-2 sind die unterschiedlichen Fernwärmeverlauftemperaturregelungsstrategien sowie die gängigen Rücklauftemperaturen für typische Verbraucher in einem Primärnetz (links) und einem Sekundärnetz (rechts) in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur t_{AUL} dargestellt. Wie aus dem Diagramm ersichtlich ist, wird die konstante Fahrweise, bei der die Vorlauftemperatur unabhängig von der Außenlufttemperatur vorgegeben wird, hauptsächlich in Primärnetzteilen (in der Nähe der Wärmeerzeuger) umgesetzt. Dennoch können auch in diesen Teilnetzen Verbraucher angeschlossen werden, sofern die vorliegende Vorlauftemperatur für den Verwendungszweck ausreichend ist. Kunden die vom Primärnetz Wärme beziehen benötigen diese meist in Form von Prozesswärme oder zur Antreibung von Sorptionskältemaschinen. Ein großer Nachteil dieser Betriebsweise sind jedoch die hohen Wärmeverluste, welche durch die hohen Netztemperaturen verschuldet werden. Bei der gleitenden Fahrweise wird die Vorlauftemperatur ab einer bestimmten Außentemperatur (z. B. $\vartheta_{AUL} = 12,0 \text{ °C}$) gleitend bis zum Maximalwert erhöht. Bei Erreichen der Heizgrenze wird die Vorlauftemperatur konstant (z. B. auf $t_{VL} = 80,0 \text{ °C}$) gehalten. Da diese Regelung für witterungsunabhängige Verbraucher nicht geeignet ist, kommt diese Fahrweise überwiegend bei Verbrauchern zur Deckung des Raumwärmebedarfs zum Einsatz. Wird zusätzlich zur unteren Heizgrenze ein oberer Grenzwert definiert, so spricht man von einer gleitend-kon-

stanten Betriebsweise. Demnach wird hier bei sinkender Lufttemperatur die Vorlauftemperatur des Fernwärmemediums bis zu einem Höchstwert, beispielsweise von $t_{VL} = 120,0 \text{ °C}$ angehoben, während diese bei steigender Außenlufttemperatur auf einen Minimalwert (z. B. von $t_{VL} = 95,0 \text{ °C}$) abgesenkt wird. Dieser untere Grenzwert wird meist durch die Angabe einer mindestens einzuhaltenden Vorlauftemperatur des Verbrauchers (z. B. für die Bereitstellung von Warmwasser oder hygienischen Gründen) bestimmt. Diese Betriebsweise zählt in Sekundärnetzen zu den gebräuchlichsten, da neben der Deckung des Raumwärme- bzw. Warmwasserwärmebedarfs auch eine gleichzeitige Bereitstellung von Prozesswärme erfolgen kann. [2]

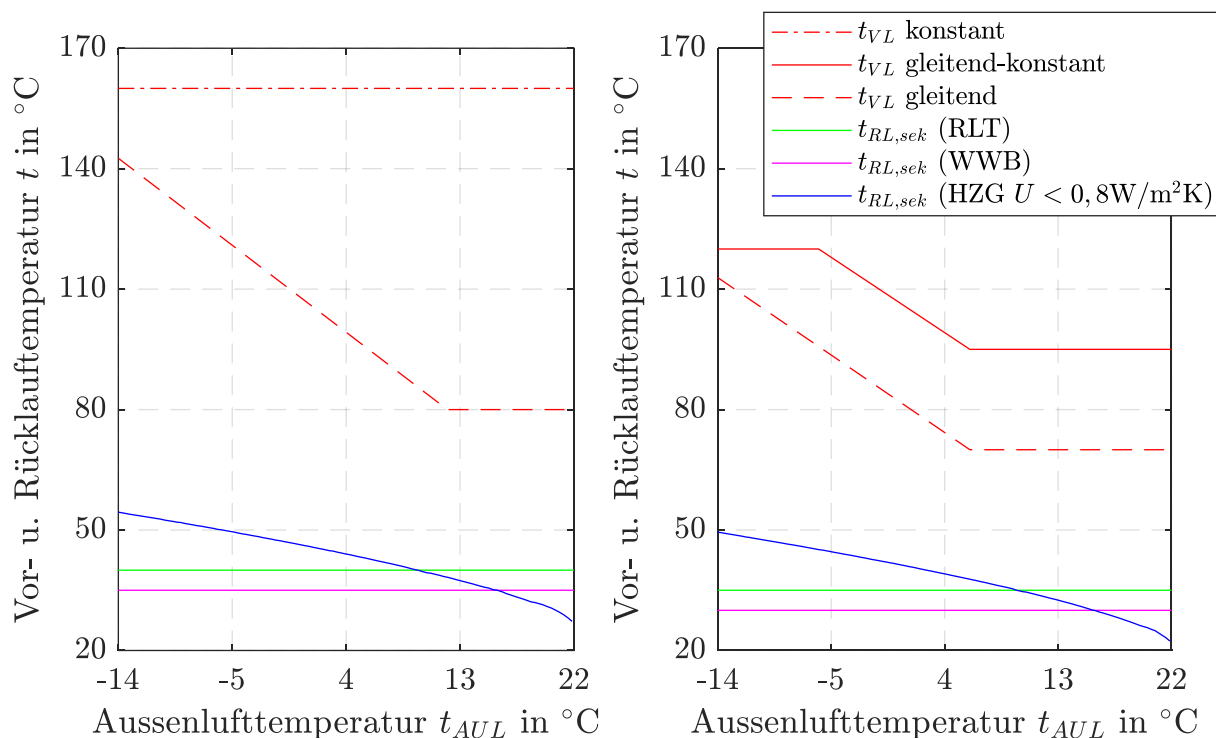


Abbildung 2-2: Unterschiedliche Betriebsweisen von Wärmenetzen sowie Rücklauftemperaturen für unterschiedliche Verbraucher, Werte nach [23]. Links: Primärnetz ohne Gebietsumformer, rechts: Sekundärnetz nach Gebietsumformer. RLT...Raumluftheizung, WWB...Warmwasserbereitung, HZG...Heizung bei mittlerer U-Wert $< 0,8 \text{ W/m}^2\text{K}$, t_{VL} ...Vorlauftemperatur, $t_{RL,sek}$...Rücklauftemperatur der Verbraucherseite

2.2.3 Verbraucherseite (Sekundärseite)

Über die Transportleitungen, bestehend aus Haupt- und Verteilleitung, wird das in der Wärmebereitstellungsanlage aufgeheizte Wärmeträgermedium schlussendlich zu den Verbrauchern befördert. Für die Anbindung dieser Verbraucher sind grundsätzlich zwei Möglichkeiten bekannt. Zum einen werden die Verbraucher direkt, wie es in Abbildung 2-3 veranschaulicht wird, in das Wärmenetz integriert und somit auch mit dem Wärmeträgermedium des Fernwärmenetzes durchströmt. Wesentliche Nachteile dieser Anschlussmethodik sind einerseits die Einhaltung der Wasserqualität in der Hausanlage (Vorbeugung von Korrosion im Wärmenetz), andererseits aber auch die Druckregulierung, da der maximale Druck im Netz nicht jenen der Heizungsanlage überschreiten darf. Für die Wärmemengenregulierung wird kaltes Rücklaufwasser dem Vorlauf beigemischt. Im Gegensatz zum direkten Anschluss wird bei einer indirekten Integration das Wärmenetz vom sekundären Verbrauchernetz durch einen zusätzlichen Wärmetauscher getrennt (vgl. Abbildung 2-4). Durch diese hydraulische Entkopplung der beiden Kreise können sowohl die Parameter

(z. B. Druck und Temperatur) der Heizungsanlage als auch die verwendeten Werkstoffe frei bestimmt werden. Trotz der zusätzlichen Wärmeverluste, welche durch die Grädigkeit des Wärmeübertrager verursacht werden, findet man diesen Anschluss häufiger vor. Die Regelung der benötigten Vorlauftemperatur wird durch eine extra Regelgruppe nach dem Wärmetauscher (oft Einspritzschaltung) bewerkstelligt. [2]

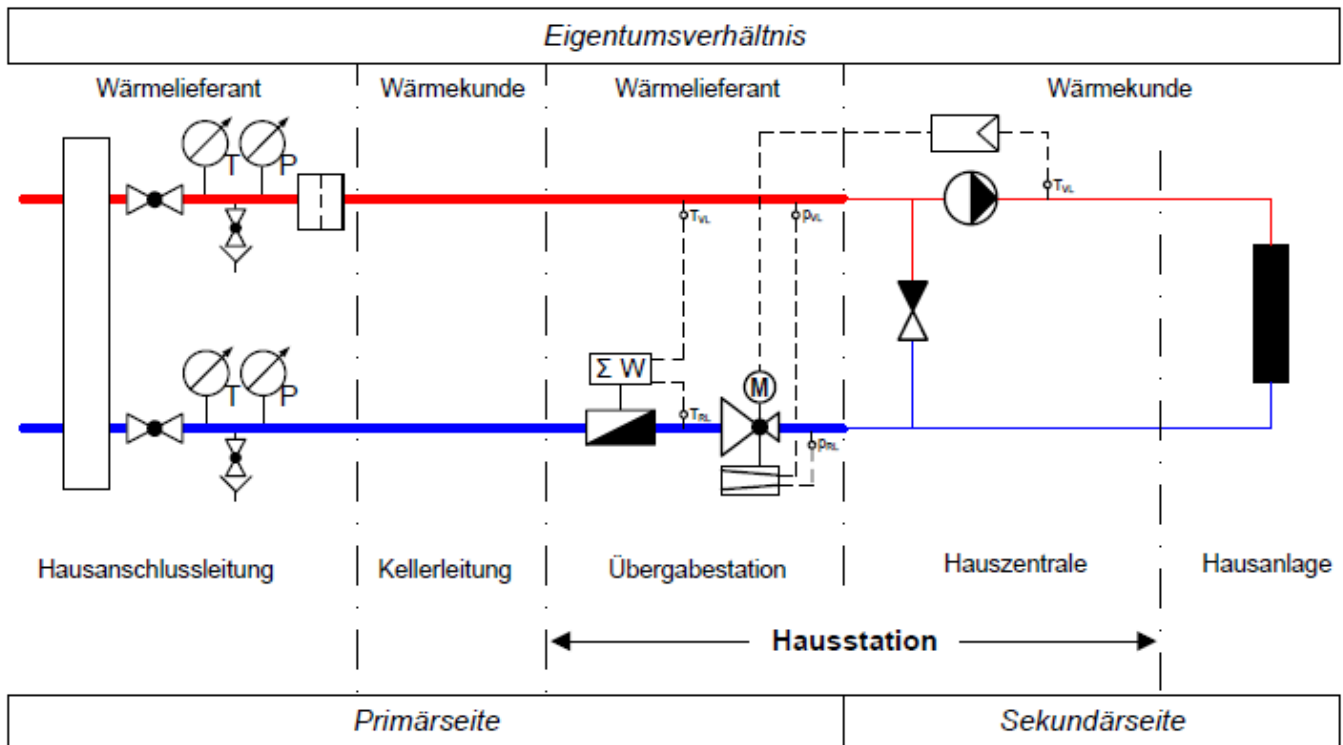


Abbildung 2-3: Direkter Anschluss eines Verbrauchers an ein Wärmenetz nach [2]

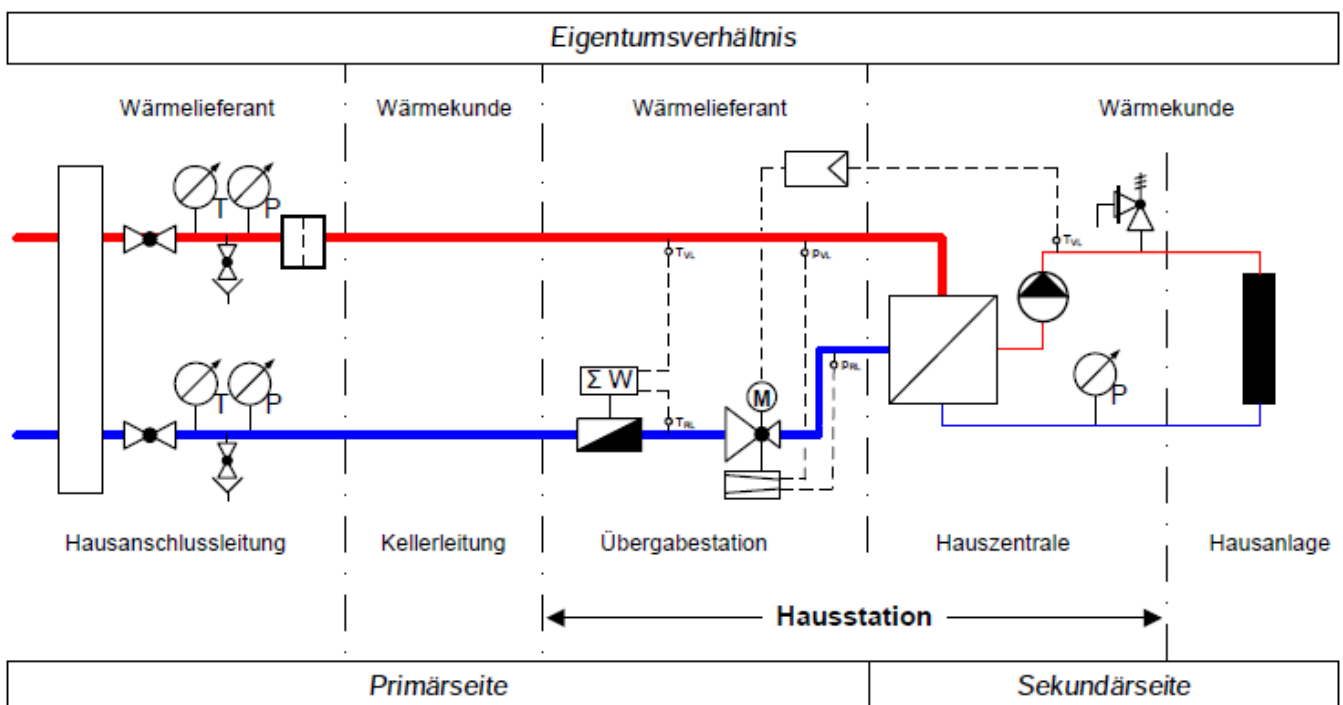


Abbildung 2-4: Indirekter Anschluss eines Verbrauchers an ein Wärmenetz in Form einer Kompaktstation nach [2]

2.3 Potenzial von Wärmenetzen

Laut einer Studie der Statistik Austria [24] verzeichnete der österreichische Endenergieverbrauch an Fernwärme in den letzten 19 Jahren eine Steigerung um knapp 75,0 %. Der Umwandlungsausstoß an Fernwärme betrug demnach im Jahr 2017 etwa 24,7 TWh, wobei rund 41,8 % durch konventionelle Heizkraftwerke (meist mit biogenen Brennstoffen befeuert) und circa 58,2 % durch Kraft-Wärme-Kopplungs- (KW) Anlagen bereitgestellt wurden. Zusätzlich zeigen Aufzeichnungen von des Fachverbands für Gas- und Fernwärme [25], dass derzeit bereits 26,0 % aller Wohnungen in Österreich mit Nah- bzw. Fernwärme versorgt werden. Dies entspricht rund 46,0 % (inkl. landwirtschaftlicher Betriebe) des gesamten Fernwärmeverkaufs in Österreich. Die verbleibenden 54,0 % teilen sich auf den Sektor der öffentlichen und privaten Dienstleistungen (circa 39,0 %) sowie auf die Industriekunden (circa 15,0 %) auf. Die Wärmebereitstellung für die thermischen Netze setzt sich dabei hauptsächlich aus biogenen Brennstoffen (rund 46,0 %) und Erdgas (circa 36,4 %) zusammen. Etwa 16,9 % der eingesetzten Energieträger für die Produktion von Fernwärme sind auf fossile Energieträger (wie z. B. Öl und Kohle bzw. Kohlegase) sowie brennbare Abfälle zurückzuführen. Die verbleibenden 0,7 % werden durch erneuerbare Energiequellen wie beispielsweise Photovoltaik, Solarthermie und Geothermie bereitgestellt. Außerdem werden zu dieser Gruppierung auch der Einsatz von elektrischer Energie sowie Wärmepumpentechnologien hinzugezählt [24]. Grundsätzlich kann also festgehalten werden, dass in den letzten 30 Jahren der Einsatz von fossilen Primärenergieträgern tendenziell sinkt und somit auch die Fernwärme als ein wesentlicher Baustein der Energiewende angesehen werden kann (vgl. Abbildung 2-5). [26], [27]

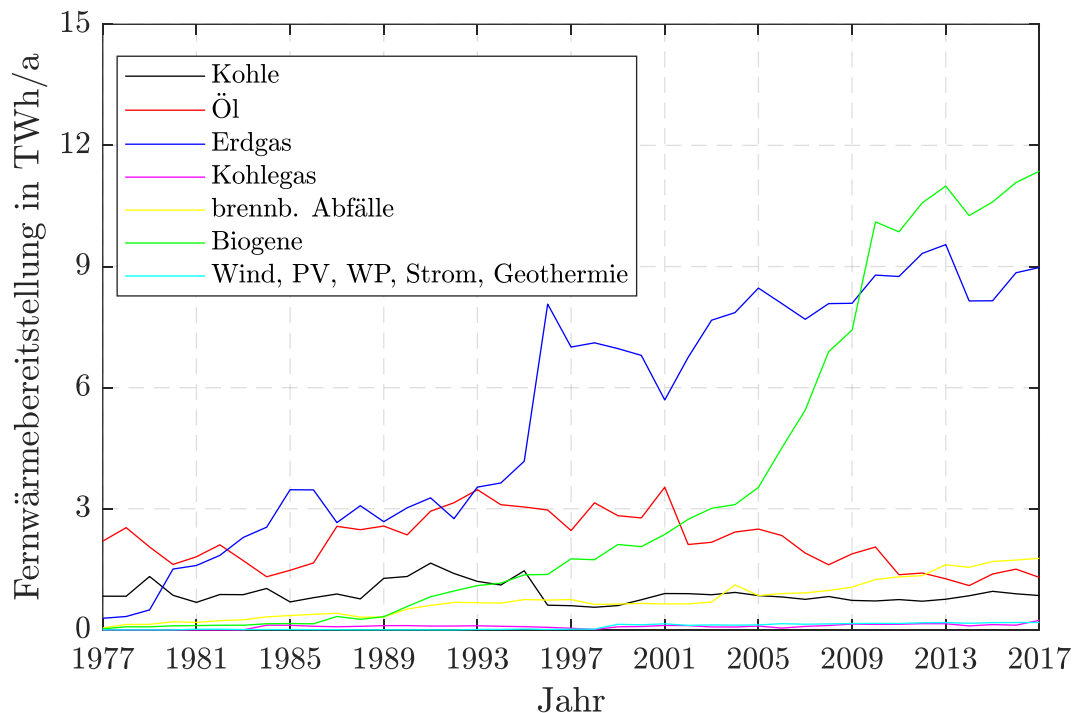


Abbildung 2-5: Verteilungskurven der eingesetzten Energieträger für die Fernwärmebereitstellung in Österreich in den letzten 30 Jahren. Werte nach [24]

2.4 Verluste in Nah- und Fernwärmenetzen

2.4.1 Wärmeverluste

Ein Großteil der Wärmeverluste von Nah- und Fernwärmenetzen ist dem Rohrsystemverteilungssystem, welches im Wesentlichen aus dem Rohrmaterial, der Wärmedämmung sowie dem Mantelrohr besteht, geschuldet. Das Ausmaß der Wärmeverlustleistung $\dot{Q}_{R,ver}$ hängt neben den betriebsbedingten Parametern (z. B. Temperaturniveau, Temperaturspreizung, Betriebsregime, usw.) auch noch von der Netzgeometrie (Dimension, Dämmdicke, Materialien) bzw. der Art der Verlegung (oberirdisch oder im Erdreich) ab. [2]

Für die Evaluierung der Wärmenetzeffizienz wird häufig der relative Wärmeverlust, welcher aus dem Verhältnis von verlorener Wärme und erzeugter Wärme des Kraftwerks gebildet wird, herangezogen. Neben diesen Relativwerten werden zusätzlich noch durchschnittliche Wärmedurchgangswiderstände (k -Faktor), welche oft als Funktion des mittleren Netzdurchmessers angegeben werden, angeführt. Die durchgeführten Untersuchungen von [27] zeigen, dass ein Großteil der betrachteten thermischen Netze (unterschiedliche Geometrien) hohe Wärmedurchgangskoeffizient (bis zu 2,5 W/m²K) aufweisen. Außerdem wird ersichtlich, dass kleinere Netze ($\bar{d}$ zwischen 0,073 und 0,088 m) tendenziell höhere k -Faktoren aufweisen. Des Weiteren sind die Verluste auch von der Tageszeit abhängig, wie es beispielsweise in [28] erläutert wird. Die Ergebnisse zeigen, dass die Netzwärmeverluste tagsüber rund 1,0 bis 2,0 % betragen, während diese in der Nacht auf bis zu 8,0 bis 12,0 % ansteigen. Eine Möglichkeit zur Reduktion der Netzverluste sowie der Einbindung von zukünftigen erneuerbaren Energiesystemen ist die Senkung des Temperaturniveaus im Netz.

Für die Ermittlung der Verluste eines Wärmenetzes stehen grundsätzlich zwei unterschiedliche Methodiken zur Verfügung. Zum einen kann die Verlustleistung anhand von Wärmemengenzählerdaten (bestehend aus Massenstrom- und Temperaturwerten) messtechnisch erfasst werden, wobei hier auch Verluste durch Strahlung bzw. Konvektion von Pumpen, Armaturen und Wärmetauscher mitberücksichtigt werden. Da bei dieser Methode jedoch die vom Wärmeerzeuger eingespeiste Leistung mit jener der Wärmeabnehmer verglichen wird ist dieser Ansatz lediglich während des Betriebs möglich.

Um prädiktive Aussagen bzw. Abschätzungen über die Wärmeverluste treffen zu können werden häufig Simulationen eingesetzt. Für diese Berechnungen sind ebenfalls Planunterlagen in Form von Geometrie und Materialdaten erforderlich, um die hydraulischen und thermodynamischen Phänomene korrekt abbilden zu können. Um die Modelle einfach zu halten werden bei wärmetechnischen Untersuchungen von Wärmenetzen häufig eindimensionale Berechnungsansätze herangezogen. Die Systemgrenze bildet hier der jeweilige Rohrabschnitt, welcher bei genaueren Betrachtungen auch in mehrere Rohrsegmente unterteilt werden kann. Die Verlustleistung des Wärmeträgers an die Umgebung (Luft oder Erdreich) wird anschließend in Abhängigkeit der Geometrie sowie des vorliegenden Temperaturgradienten nach Gleichung (2-1) beschrieben.

$$\dot{Q}_{R,ver} = \frac{2 \cdot L \cdot \pi \cdot (t_f - \vartheta_{ground})}{\frac{1}{\alpha_{in} \cdot r_{in}} + \sum_{i=1}^N \frac{1}{\lambda_i \cdot \ln(r_{i+1}/r_i)} + \frac{1}{\alpha_{out} \cdot r_{out}}} \quad (2-1)$$

Für die Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten der Wärmeträgerströmung α_{in} können folgende Nusselt-Korrelationen herangezogen werden.

$$Nu_{in} = \begin{cases} \left(3,66^3 + 1,61^3 \cdot Re_{in} \cdot Pr_{in} \cdot \frac{d_{in}}{L}\right)^{1/3} & \text{für } Re < 2300; \frac{L}{d_{in}} \leq 0,0425 \cdot Re_{in} \cdot Pr_{in} \\ 4,364 & \text{für } Re < 2300; \frac{L}{d_{in}} > 0,0425 \cdot Re_{in} \cdot Pr_{in} \\ 0,0214 \cdot (Re_{in}^{0,8} - 100) \cdot Pr_{in}^{0,4} & \text{für } Re > 2300; Pr_{in} \leq 1,5 \\ 0,012 \cdot (Re_{in}^{0,87} - 280) \cdot Pr_{in}^{0,4} & \text{für } Re > 2300; Pr_{in} > 1,5 \end{cases} \quad (2-2)$$

In den nachfolgenden Untersuchungen werden ausschließlich erdverlegte Rohrnetze untersucht. Somit entfällt der zusätzliche Wärmeeintrag aufgrund von Solarstrahlung. Des Weiteren kann die freie sowie die erzwungene Konvektion der Luftströmung vernachlässigt werden. Diese kann optional nach den Berechnungsalgorithmen von Churchill und Bernstein [29], [30] implementiert werden.

Für die Beschreibung des vorherrschenden Klimas am Standort wird die zeitlich aufgezeichnete Außenlufttemperatur herangezogen. Da die Rohrleitungen jedoch im Erdreich verlegt sind, wird für die Berechnung der Wärmeverluste nicht die Außenluft- sondern die Erdtemperatur benötigt. Diese Temperatur ist von der Eindringtiefe s abhängig und weist zusätzlich noch eine Phasenverschiebung zum zeitlichen Verlauf der Außenlufttemperatur auf. Die Erdtemperatur ϑ_{ground} kann anschließend auf Basis der Untersuchungen von Kusuda und Achenbach [31] in Abhängigkeit der Zeit t , der Tiefe s und der thermischen Eigenschaften des Bodens (Temperaturleitfähigkeit a) nach Gleichung (2-3) ermittelt werden.

$$\vartheta_{ground}(s, t) = \vartheta_{surf} - \vartheta_{amp} \cdot \exp\left[-s \cdot \left(\frac{\pi}{365 \cdot a}\right)^{0,5}\right] \cdot \cos\left\{\frac{2 \cdot \pi}{365} \left[t - t_{shift} - \frac{s}{2} \cdot \left(\frac{365}{\pi \cdot a}\right)^{0,5}\right]\right\} \quad (2-3)$$

Da für die mittlere Oberflächentemperatur ϑ_{surf} keine Messdaten zur Verfügung stehen kann diese näherungsweise über eine Mittelwertbildung der Außenlufttemperatur über ein ganzes Jahr bestimmt werden. Die beiden verbleibenden Parameter ϑ_{amp} und t_{shift} können anhand der Monatsmittelwerte der Außenlufttemperatur bestimmt werden. Die Startwerte der beiden Parameter für den nachfolgenden Regressionsalgorithmus werden wie folgt ermittelt. Der Initialwert der Amplitude der jährlichen Temperaturschwankung ϑ_{amp} von 9,68 °C wird aus der Differenz zwischen dem höchsten bzw. niedrigsten auftretenden Temperaturwert (22,62 bzw. -3,26 °C) berechnet. Anhand dieser drei Parameter wird nun mittels dem in Matlab® integrierten „Trusted-Region“-Algorithmus die Summe der Fehlerquadrate zur Sinusfunktion der Form (2-4) minimiert, welche anschließend den Jahrestemperaturverlauf ausreichend genau beschreiben soll.

$$\vartheta_{AUL}(t) = \vartheta_{surf} + \vartheta_{amp} \cdot \sin(t - \varphi) \quad (2-4)$$

In Abbildung 2-6 sind neben dem zeitlichen Verlauf der Außenlufttemperatur ϑ_{AUL} auch noch die mittleren Monatstemperaturen sowie die Erdtemperatur für eine Tiefe von $s = 1,0$ m gekennzeichnet. Die Ausgleichsrechnung ergibt für die oben gezeigte Funktion eine Amplitude der Außentemperatur ϑ_{amp} von 12,94 °C, eine mittlere Oberflächentemperatur ϑ_{surf} von 11,59 °C und eine Phasenverschiebung t_{shift}

von 338,5 h. Die Phasenverschiebung entspricht jener Zeitdifferenz zwischen Jahresbeginn und dem ersten Temperaturminimum (ca. -3,26 °C).

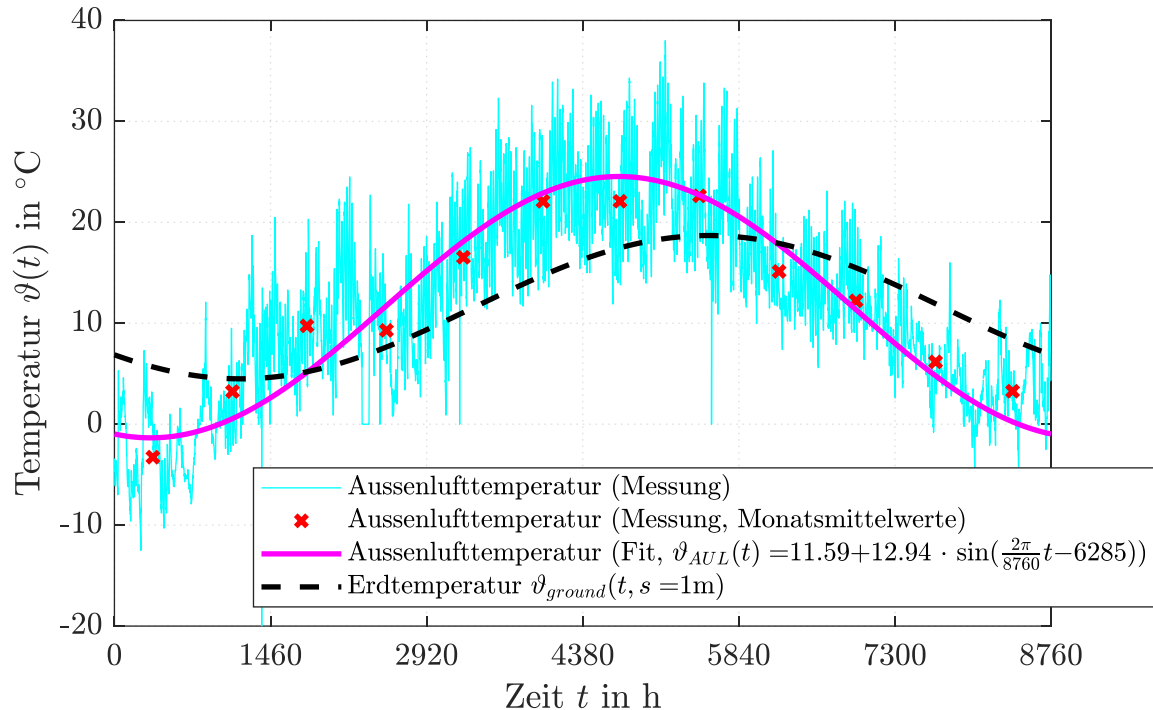


Abbildung 2-6: Zeitlicher Verlauf der Außenlufttemperatur für den Standort Wien sowie die mittleren Monatstemperaturen. Die Ausgleichsfunktion mit zugehörigen Koeffizienten ist im Diagramm ersichtlich.

Neben den klimatischen Rahmenbedingungen fließen in die Ermittlung der Erdtemperatur, und somit in weiterer Folge auch in die Berechnung des Wärmetransports, auch die thermischen Eigenschaften des Bodens mit ein. Hierzu zählen im Wesentlichen die Dichte ρ , die spezifische Wärmekapazität c_p und die Wärmeleitfähigkeit λ , welche in Tabelle 2-2 für unterschiedliche Bodenbestandteile aufgelistet sind.

Tabelle 2-2: Thermische Eigenschaften unterschiedlicher Bodenbestandteile [32]

Bodenart	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/kgK]	λ [W/mK]
Quarz	2.660	0,79	8,80
Tonminerale	2.650	0,75	2,92
Organische Substanz	1.300	1,93	0,25
Wasser	1.000	4,19	0,57
Eis	920	2,04	2,18
Luft	1,25	1,008	0,025
Torf	-	-	0,2 bis 0,7

2.4.2 Pumpleistung

Die für die Zirkulation des Wärmeträgermediums erforderliche Leistung, welche oft auch als hydraulische oder Pumpleistung $\dot{W}_{hyd}$ bezeichnet wird, trägt neben den Wärmeverlusten ebenfalls zu der Gesamteffizienz eines Wärmenetzes bei. Je höher die spezifischen Druckverluste sind, desto mehr Energie wird für

die Umwälzung des Fluids benötigt. Diese sind einerseits von der Rohrgeometrie, der Rohroberflächenbeschaffenheit sowie den vorliegenden Durchsatz abhängig, andererseits wirkt sich allerdings auch die Effizienz der Pumpstationen auf die benötigte Pumpleistung aus. Dies wird durch die Angabe unterschiedliche Wirkungsgrade (z. B. mechanischer bzw. Pumpenwirkungsgrad η_m bzw. η_p) bei der Ermittlung der erforderlichen Pumpleistung (siehe Gleichung (2-5)) berücksichtigt.

$$W_{hyd} = \frac{1}{\eta_m \cdot \eta_p} \int \frac{\dot{m}}{\rho} dp \quad (2-5)$$

Ein wesentlicher Bestandteil bei der Modellierung hydraulischer Systeme ist somit die Beschreibung der vorliegenden Strömungsverhältnisse sowie den Druckverlusten, welcher sich aus Summe der in Gleichung (2-6) genannten Einzeldruckverluste zusammensetzt.

$$\Delta p = \left(\frac{L}{d} \cdot \lambda + \sum_{i=1}^N \zeta \right) \frac{\rho}{2} u^2 \quad (2-6)$$

Im Wesentlichen handelt es sich hierbei um Reibungsverluste, wobei auch Verluste durch Einschnürungen, wie z. B. bei scharfkantigen Querschnittsverringerungen, auftreten können. Die Druckverluste in Rohrleitungen hängen in komplexer Weise von mehreren Einflussgrößen ab und lassen sich nicht durch einfache Zusammenhänge beschreiben. Üblicherweise wird der längenbezogene Druckabfall oder auch das Druckgefälle R in Abhängigkeit von Massenstrom $\dot{m}$ und Rohrwerkstoff aus Tabellen oder Diagrammen ermittelt. Durch Multiplikation mit der Länge des Rohrabschnitts L kann anschließend der Druckverlust Δp errechnet werden. Um das Druckgefälle R zu bestimmen wird zunächst die Rohrreibungszahl λ ermittelt. Diese hängt grundsätzlich von den Strömungsbedingungen in den Rohrleitungen sowie deren Beschaffenheit (z. B. glatt oder rau) ab. Im Allgemeinen unterscheidet man zwischen laminarer Strömung in glatten oder rauen Rohren, turbulenter Strömung in rauen Rohren (Übergangsbereich) und der vollständig rauen Strömung. Für die nachfolgenden Betrachtungen wurden die bekannten Ansätze nach Gleichung (2-7) verwendet.

$$\lambda = \begin{cases} \frac{64}{Re} & \text{für } Re \leq 2320 \\ \frac{0,316}{Re^{0,25}} & \text{für } 2320 < Re \leq 10^5 \\ 0,0032 + 0,221 \cdot Re^{-0,237} & \text{für } 10^5 < Re \leq 5 \cdot 10^6 \\ [2 \cdot \log_{10}(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,8]^{-2} & \text{für } Re > 10^6 \end{cases} \quad (2-7)$$

Neben den Druckverlusten in den geraden Rohrleitungen entstehen auch Verluste durch Einbauteile, wie beispielsweise Armaturen oder Formstücke. Der Widerstand, der durch diese Bauteile hervorgerufen wird, ist für die Flüssigkeitsströmung als zu überwindendes Hindernis zu betrachten. Der Druckabfall solcher Einzelwiderstände im Rohrnetz kann nun durch mehrere Möglichkeiten beschrieben werden. Zum einen

können die Druckverluste über sogenannte ζ -Werte (Widerstandsbeiwerte), welche häufig bei Formstücken zu finden sind, beschrieben werden. Gängige ζ -Werte, welche auch für die Simulationen herangezogen wurden, können einschlägiger Fachliteratur wie z. B. [33]–[35] entnommen werden.

2.4.3 Ökonomische Auswirkungen

Wie in den oben angeführten Abschnitten bereits kurz erläutert wurde, kann die Effizienz eines Wärmenetzes, welche in weiterer Folge auch Aussagen über die Wirtschaftlichkeit des Systems erlaubt, von mehreren Faktoren beeinflusst werden. Bei gegebenen Anschlussleistungen sowie fester Netztvorlauftemperatur können die ökonomischen Auswirkungen, wie beispielsweise einleitend in [2] erwähnt wird, anhand folgender Faktoren beschrieben werden.

- Wärmeverluste (vgl. Abschnitt 2.4.1): der Wärmeverlust des heißen Transportmediums an die Umgebung (Erdreich oder Außenluft) verursacht einen zusätzlichen Wärmebedarf der Wärmebereitstellung. Werden z. B. Heizkraftwerke als Erzeuger betrachtet, so wirken sich erhöhte Wärmeverluste negativ auf die Brennstoffkosten aus. Maßnahmen zur Senkung der Wärmeverluste können einerseits die Reduktion der Netztemperaturen sein, andererseits aber auch eine Erhöhung der Dämmstärke.
- Rohrdurchmesser: Grundsätzlich wird durch eine Verkleinerung des Rohrdurchmessers, aufgrund der geringeren Oberfläche, der Verlustwärmestrom reduziert. Zusätzlich können niedrige Kapital- bzw. Brennstoffkosten erwartet werden. Gleichzeitig nehmen jedoch die Druckverluste des Rohrnetzes zu, was sich in höheren Betriebskosten durch die gesteigerte Leistungsaufnahme der Pumpen widerspiegelt (siehe Abschnitt 2.4.2).
- Systemtemperaturen: Wie bereits aus den ersten beiden Punkten ersichtlich wird, hat die Differenz zwischen Vor- und Rücklauftemperatur einen wesentlichen Einfluss auf die Betriebsweise eines Wärmenetzes. Diese bestimmt neben dem Volumenstrom auch die transportierte Leistung sowie jene Leistung die aufgrund eines Temperaturgefälles als Verluste deklariert werden. Des Weiteren kann auch die Effizienz des Wärmeerzeugers (z. B. Gas-Brennwertkessel) durch die Wahl der Systemtemperaturen beeinflusst werden.
- Fernwärmeübergabestation: Der Wärmeübertrager, welcher häufig als Plattenwärmetauscher ausgeführt ist und bei einem indirekten Anschluss die Wärme an das Sekundärnetz transferiert, beeinflusst ebenfalls die Netzeffizienz. Wesentliche Einflussgrößen sind hierbei die Grädigkeit sowie die Wärmetauscherfläche, welche die Auskühlung des Wärmeträgermediums bestimmen.

Für die Untersuchung der Wirtschaftlichkeit von Wärmenetzen abhängig von den eben genannten Parametern sei an dieser Stelle die Arbeit von [36] angeführt. Aus den Ergebnissen wird deutlich, dass zur Optimierung der Wärmeverteilungskosten – bei konstanten Systemtemperaturen und konstanter Anschlussleistung – die kleinste, technisch zulässige Rohrdimension gewählt werden muss. Zu Veranschaulichungszwecken werden die Kostenverteilungen¹ (siehe Abbildung 2-7) für ein ganzjährig betriebenes Netz (Verbraucher circa 2.000 Volllaststunden/Jahr) mit 1,0 MW Anschlussleistung sowie 1.000 m Trassenlänge betrachtet. Die entsprechende Vorlauftemperatur beträgt dabei 80,0 °C, wobei die Spreizung mit 30,0 K

¹ Annuität wurden 5,1 % p. a. angesetzt (30 Jahre, 3 % p. a.); Wärmekosten am Netzeingang 8,8 c/kWh; maximal zulässiges Druckgefälle etwa $R = 200 \text{ Pa/m}$ [2], [36]

angenommen wird. Wie aus dem Diagramm zu erkennen ist, weisen die spezifischen Wärmeverteilungskosten ein Minimum von knapp über 2 ct/kWh bei der kleinsten, zulässigen Nennweite auf. Legt man nun die Nennweite um eine Dimension darüber fest, so steigen die Wärmeverteilungskosten um rund 9,0 %, bei zwei Dimensionen größer sogar um 30,0 %. Außerdem wird ersichtlich, dass auch die Kapitalkosten durch erhöhte Nennweiten (z. B. durch Material- oder Verarbeitungskosten) deutlich ansteigen. Geht man von einer Nennweite DN 80 als Referenzfall aus, so steigen die Kapitalkosten bei der nächst größeren Rohrdimension ebenfalls um circa 28,6 % an. Umgekehrt proportional zur Nennweite verhalten sich die Kosten für die elektrische Energie, welche für die Förderung des Mediums benötigt wird. Hier gilt es, in Abhängigkeit der Geschwindigkeit und in weiterer Folge des Druckgefälles, einen Kompromiss zwischen Pump- und Wärmeverteilungskosten zu finden. Lediglich die Brennstoffkosten zeigen eine eher geringe Empfindlichkeit hinsichtlich der Nennweitenabhängigkeit.

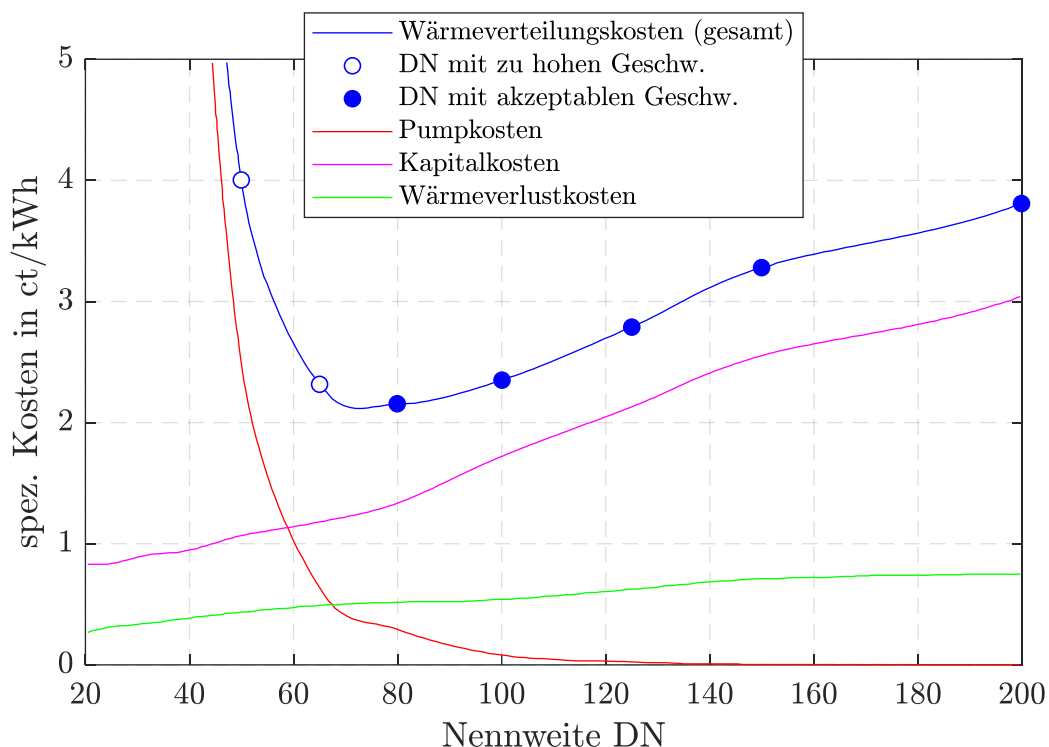


Abbildung 2-7: Spezifische Wärmeverteilungs-, Elektrizitäts-(Pumpenergie), Kapital- und Wärmeverlustkosten in Abhängigkeit der Nennweite nach den Werten von [36] (bezogen auf die Wärmeabnahme am Verbraucher)

Eine mögliche Kostenoptimierung stellt die Senkung der Netz-Systemtemperaturen dar. Dies wurde beispielsweise anhand des Fernwärmeausbau in Dänemark für drei unterschiedlicher Temperaturniveaus (55/25 °C, 45/25 °C mit Elektrozusatzheizung sowie 35/20 °C mit Wärmepumpenunterstützung) von [37] untersucht. Unter der Annahme, dass die Rücklauftemperatur auf 25 °C gesenkt wird können die sozio-ökonomischen Kosten für die dänischen Fernwärmesysteme um rund 50 M€/a reduziert werden. Senkt man zusätzlich auch die Vorlauftemperatur auf z. B. 55 °C ab, sodass der Einsatz von Elektroheizgeräten für die Warmwasserbereitung notwendig wird, können die jährlichen Kosten sogar um etwa 100 M€ reduziert werden.

2.5 Effizienzkennzahlen

2.5.1 Performanceziffern

Die allgemeine Definition des Wirkungsgrades leitet sich aus dem Verhältnis aus der einem Prozess entnommenen Arbeit (Nutzen) und jener Energie die dem Prozess zugeführt (Aufwand) wird ab. Demnach kann der Carnot-Wirkungsgrad η_C , als bestmöglicher Wirkungsgrad, nach Gleichung (2-8) berechnet werden. Aufgrund der isentropen Zustandsänderungen des idealisierten Vergleichsprozesses (Carnot-Prozess) kann der Carnot-Wirkungsgrad η_C als Temperaturverhältnis der oberen und unteren Grenztemperatur des Prozesses T_{max} bzw. T_{min} ausgedrückt werden. Betrachtet man Gleichung (2-8) so stellt man fest, dass der Carnot-Wirkungsgrad ansteigt, je höher die obere Prozesstemperatur T_{max} ist. Während bei Dampfprozessen auf Wasserbasis die Temperatur beim Verdampfen annähernd konstant bleibt, ändert sich diese bei anderen Prozessen, wie beispielsweise bei ORC- Prozessen mit zeotropen Fluidgemischen, was einen einheitlichen Vergleich untereinander erschwert.

$$\eta_C = \frac{\dot{Q}_{Nutz} + \dot{W}_{Nutz}}{\dot{Q}_{zu} + \dot{W}_{zu}} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (2-8)$$

Um die unterschiedlichen Kreisprozesse und deren Variationen einheitlich beurteilen und vergleichen zu können werden charakteristische Kennzahlen eingeführt. Sowohl in kalorischen Kraftwerken als auch in Wärmeauskopplungsanlagen wird oft der thermische Wirkungsgrad η_{th} für die Charakterisierung des Prozesses herangezogen. Dieser wird nach Gleichung (2-9) berechnet und ist definiert als das Verhältnis von gewonnener Nutzarbeit $\dot{W}_{Nutz}$ und zugeführter thermischer Energie $\dot{Q}_{zu}$.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{Nutz}}{\dot{Q}_{zu}} \quad (2-9)$$

Der thermische Wirkungsgrad η_{th} einer Wärmekraftmaschine berücksichtigt nicht die Grenzen welche durch äußere Umgebungsbedingungen (z. B. bei einer bestimmten Umgebungstemperatur T_{amb}) vorliegen und die Umwandlung von thermischer Energie in elektrische Leistung wesentlich beeinflussen. Es lässt sich daher weder die Güte des Prozesses noch die der Anlage direkt bestimmen. Somit kann die Qualität nur durch einen Vergleich der thermischen Wirkungsgrade mit anderen Anlagen bestimmt werden. Um direkte Information über die Güte des Prozesses zu erlangen, bezieht man die abgegebene elektrische Leistung auf die bei untersten Umgebungsbedingungen maximal erzielbare Leistung, welche auch als Exergie zu $\dot{E}_{zu}$ bezeichnet wird. Diese Verhältnisangaben die auch in Gleichung (2-10) ersichtlich ist, nennt man auch den exergetischen Wirkungsgrad η_{ex} .

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{Nutz}}{\dot{E}_{zu}} \quad (2-10)$$

Läuft der Prozess reversibel ab (d. h. $dS = 0$), so erreicht der exergetische Wirkungsgrad sein Maximum bei 1,0. Dies ist der Fall, wenn keine Exergieverluste bei der Wärmeübertragung auftreten. Für eine genauere Erläuterung der exergetischen Bewertung, hinsichtlich des TeTra-Prozesses, wird auf Abschnitt 2.5.2 und 4.5.5 verwiesen.

Während die oben genannten Kennzahlen einen allgemeinen Zugang zur Prozesstechnik haben, werden zusätzliche für KWK- bzw. KWKK-Anlagen spezifische Kenngrößen für die Bewertung herangezogen. Üblicherweise wird zur Bewertung von Heizkraftwerken inklusive der Möglichkeit zur Stromerzeugung ein Wirkungsgrad, wie dieser schon in Gleichung (2-9) definiert ist, herangezogen. Für die zugeführte Wärmeleistung wird im Falle eines Heizkraftwerkes die Brennstoffwärmeleistung $\dot{m}_{Br} \cdot H_u$ eingesetzt. Die Umwandlung dieser zugeführten Brennstoffenergie in Heizwärme zu $\dot{Q}_{Nutz}$ kann mittels der in Gleichung (2-11) definierten Wärmeausbeute α angegeben werden. Während der Wirkungsgrad stets Werte unter 1 annimmt kann die Wärmeausbeute auch höhere Werte (z. B. bei einer Versorgung mit Wärmepumpen) erreichen. Analog zur Wärmeausbeute α kann die Stromausbeute β nach Gleichung (2-12) angeschrieben werden.

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{m}_{Br} \cdot H_u} \quad (2-11)$$

$$\beta = \frac{\dot{W}_{Nutz}}{\dot{m}_{Br} \cdot H_u} \quad (2-12)$$

Da bei den eben genannten Größen die Problematik der Allokation der entsprechenden Brennstoffwärmeleistung im Input zur produzierten elektrischen und thermischen Energie gegeben ist, greift man häufig auf den Brennstoffnutzungsgrad ω einer KWK-Anlage zurück. Dieser betrachtet beide Nutzenergieformen (Wärme und Strom) gleichzeitig im Bezug zur eingesetzten Brennstoffwärmeleistung und kann nach Gleichung (2-13) berechnet werden.

$$\omega = \frac{\dot{Q}_{Nutz} + \dot{W}_{Nutz}}{\dot{m}_{Br} \cdot H_u} = \alpha + \beta \quad (2-13)$$

Eine weitere Kenngröße wird mit der Stromkennzahl σ eingeführt. Sie ist definiert als das Verhältnis aus elektrischer Nutzenergie $\dot{W}_{Nutz}$ und thermischer Nutzenergie $\dot{Q}_{Nutz}$. Diese thermische Nutzleistung liegt dann vor, wenn ein Teil der vom Kondensator abgegebenen Wärmemenge $\dot{Q}_K$ für anderweitige Zwecke genutzt wird. Häufig findet man diese Kennzahlen bei KWK-Anlagen mit Fernwärmeauskopplung. Bestimmt wird die Stromkennzahl nach Gleichung (2-14).

$$\sigma = \frac{\dot{W}_{Nutz}}{\dot{Q}_{Nutz}} \quad (2-14)$$

Eine Zusammenstellung von Erfahrungswerten für die gängigsten Effizienzkennzahlen für unterschiedliche Kraftwerkstypen in Kombination mit Wärmenetzen kann laut [3] aus Tabelle 2-3² entnommen werden. Darin bezeichnet $\dot{W}_{Nutz}$ die elektrische Nutzleistung, η_{ges} den Gesamtwirkungsgrad und σ die Stromkennzahl. Die Größe S wird als sogenannte Stromverlust-Kennziffer beschrieben und ist als Quotient der durch die Wärmeauskopplung verursachten Stromeinbuße (gegenüber Kondensationsbetrieb) und der ausgekoppelten Wärmemenge definiert.

² Dabei ist anzumerken, dass die Angaben der Gasturbinen-HKW für die Normbedingungen nach DIN 4341 (Temperatur 15,0 °C, Druck 1,013 bar und relative Feuchtigkeit 60,0 %) gelten. Die Kennzahlen für Dampf- sowie GuD-Kraftwerke sind von der Prozessführung und Turbineneintrittszustand abhängig.

Tabelle 2-3: Erfahrungswerte verschiedener Effizienzkennzahlen für unterschiedliche Fernwärmebereitstellungssysteme nach [3]

Anlagentyp	$\dot{W}_{Nutz}$ [kW]	Medium	η_{ges} [%]	σ [-]	S [-]
BHKW	250	Heißwasser (90 °C)	88,0	0,74	-
	600	Heißwasser (90 °C)	87,8	0,92	-
	1.132	Heißwasser (90 °C)	87,0	0,86	-
Gasturbinen-HKW	4.427	Dampf (10 bar)	80,8	0,61	-
	10.313	Dampf (10 bar)	82,2	0,66	-
	24.170	Dampf (10 bar)	83,5	0,67	-
Dampfturbinen-HKW	600.000	Dampf (23 bar)	82,0	0,24	0,45
		Dampf (6 bar)	83,0	0,45	0,26
		Dampf (3 bar)	83,0	0,53	0,23
		Dampf (14 bar)	84,5	1,23	0,32
Gas- und Dampfturbinen-HKW	457.000	Dampf (5 bar)	84,5	1,18	0,22
		Dampf (1 bar)	n.a.	n.a.	n.a.

Des Weiteren ist für einen thermodynamischen Vergleich von Kompressionsanlagen und Absorptionsaggregaten ist die übliche COP-Definition (siehe Gleichung (2-15)), welche aus dem Verhältnis der nutzbaren Wärme- bzw. Kälteleistung $\dot{Q}_{Nutz}$ und der Summe der elektrischen bzw. thermischen Antriebsleistung $\dot{W}_{el} + \dot{Q}_{th}$ gebildet wird, wenig geeignet. Aus diesem Grund bewertet man die Antriebsleistung für beide Vergleichsfälle exergetisch. Dadurch ergibt sich die Definition des exergetischen COP_{ex} 's aus dem Quotienten der thermischen Nutzleistung $\dot{Q}_{Nutz}$ und der zugeführten Exergie, bestehend aus Pumpstrom $\dot{W}_{el}$ und Exergiestrom der thermisch zugeführten Antriebsleistung $\dot{E}_{th}$.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{W}_{el} + \dot{Q}_{th}} \quad (2-15)$$

$$COP_{ex} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{W}_{el} + \dot{E}_{th}} \quad (2-16)$$

2.5.2 Exergetische Bewertung

Die exergetische Bewertung berücksichtigt nur jenen Anteil der Energie im Gesamtsystem, welcher - idealerweise – in (mechanische) Arbeit umwandelbar wäre, wenn das System in das thermodynamische Gleichgewicht mit seiner Umgebung gebracht wird (dieser Anteil wird Anergie genannt). Die zahlenmäßige Bewertung ist auch vom Umgebungszustand, und dessen Festlegung, insbesondere dessen Temperatur T_{amb} abhängig. Bei Gesamtsystemen, die eine reine Kälteerzeugung zur Klimatisierung zum Ziel haben, ist die Frage berechtigt, ob die exergetische Betrachtungsweise angemessen ist oder zur Überbewertung Anlass geben könnte, da die Serviceleistung des Klimatisierens naturgemäß bei Temperaturen nahe der Umgebung erfolgt und ihre Exergiewerte gering ausfallen. Andererseits ermöglicht der Exergiebegriff im Sinne einer einwechselbaren Währung, eine einheitliche Bewertung, quer über die Anwendungsmöglichkeiten (des Exergietrafos), und die exergetische Betrachtung kann Ansatzpunkte zur Effizienzsteigerungs-

maßnahmen liefern, insbesondere, wenn Wärme gepumpt, erzeugt oder gar Strom erzeugt wird. Zur exergetischen Bewertung werden die Energieströme der einzelnen Kreise an der Systemgrenze des Exergietrafos, jeweils mit seinem Vor- und Rücklauf, betrachtet. Die Kreise sind:

- der Fernwärmekreis
- ggf. ein Heizkreis
- ggf. ein Abwärmekreis
- ggf. ein Kühlwasserkreis
- ggf. ein Kaltwasserkreis

Für die nachfolgenden Betrachtungen wird die allgemeine Vorzeichenkonvention herangezogen. Demnach erhalten dem Gesamtsystem zugeführte Energieströme ein positives Vorzeichen, während abgeführte Energieströme ein negatives Vorzeichen erhalten. Für den Massenstrom in einen Kreis gilt, gemäß der Massenerhaltung in einem System, Gleichung (2-17).

$$\sum_{i=1}^N \frac{d\dot{m}_i}{dt} = 0 \quad (2-17)$$

Die an der Systemgrenze i vorliegenden Wärme- bzw. Exergieflüsse $\Delta\dot{Q}_i$ bzw. $\Delta\dot{E}_i$ können nach Gleichung (2-18) und (2-19) berechnet werden.

$$\Delta\dot{Q}_i = \dot{m}_i(h_{ein,i} - h_{aus,i}) \quad (2-18)$$

$$\Delta\dot{E}_i = \Delta\dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_m}\right) \quad (2-19)$$

Darin kennzeichnet T_m die mittlere Temperatur des Massenstromes $\dot{m}$ während der Wärmeübertragung. Sofern der Temperaturverlauf während der Wärmeübertragung linear ist, was bei einphasigen Fluiden mit einer konstanten spezifischen Wärmekapazität c_p näherungsweise gegeben ist, gilt Gleichung (2-20) zur Bestimmung der mittleren Temperatur T_m .

$$T_m = T_{log0} = \frac{T_{ein} - T_{aus}}{\ln\left(\frac{T_{ein}}{T_{aus}}\right)} \quad (2-20)$$

Die Temperatur T_{log0} kann als mittlerer logarithmischer Temperaturabstand zu 0 K interpretiert werden (bei geringen Temperaturunterschieden zwischen dem Eintritt und dem Austritt ist rechnerisch das arithmetische Mittel zwischen diesen anzuwenden) [14].

Der Term $1 - T_{amb}/T_m$ gleicht dabei formal einem Carnot-Wirkungsgrad, wobei T_m kein konstanter, oberer Wert, sondern ein Mittelwert ist und auch negative Werte annehmen kann. Dies ist genau dann der Fall, wenn $T_m < T_{amb}$ ist, was bei Kälteanlagen den Regelfall darstellt. Ein negatives Vorzeichen spiegelt das paradoxe Verhalten von Kältemaschinen wieder, wonach eine Kälteleistung eine Exergieabfuhr bei einer Wärmezufuhr über dem Kaltwasserkreislauf bedeutet. Sinnvollerweise wählt man als Umgebungstemperatur T_{amb} die mittlere logarithmische Kühlwassertemperatur (z. B. bei Kaltwassersystemtemperaturen von 17,9/28,7 °C ist $T_{amb} = 296,4$ K bzw. 23,3 °C). Der exergetische Wirkungsgrad η_{ex} des Gesamtsystems lautet somit:

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta \dot{E}_{aus}}{\Delta \dot{E}_{ein}} \quad (2-21)$$

Bei den Simulationen wird begleitend und unterstützend der exergetische Wirkungsgrad ermittelt, um – neben den trivialen Einflussfaktoren der Pinch-Punkte der Hauptkomponenten – herauszufinden, inwiefern die Morphologie und die Verwendungsmöglichkeit des Gesamtprozesses auf die thermodynamische Güte Einfluss hat, und - vor allem - wo die thermodynamischen Grenzen liegen. Dergestalt erlaubt der exergetische Wirkungsgrad eine Abschätzung der erwarteten Performance im Zuge einer Exergiebilanz-Betrachtung, (z. B. auf Basis einer Tabellenkalkulation), ohne zunächst auf die interne Ausgestaltung des Kreislaufes detailliert eingehen zu müssen. In dieser Methodik ist ein Fortschritt gegenüber bekannten Auslegungsprognosen zu sehen, wobei letztlich die Simulation, um detaillierte und belastbare Daten zum Kreislauf zu erhalten, nicht zu ersetzen ist.

3 Der TeTra-Prozess

3.1 Problemstellung und Bedarf

Bezugnehmend auf den F&E-Fahrplan Fernwärme und Fernkälte des Klima- und Energiefonds werden neuartige und unkonventionelle Lösungswege gesucht, um die zukünftigen Herausforderungen der Fernwärme und Fernkältebereitstellung zu meistern. Die Wettbewerbsfähigkeit österreichischer Technologieanbieter soll dabei gesteigert werden. Dies ist im vorliegenden Vorhaben durch die Neu- und Weiterentwicklung von Technologien, welche dem Gesamtsystem der Fernwärmebereitstellung neue Chancen ermöglichen und die Effizienz verbessern, gegeben. Es handelt sich hier um eine Innovation aus Österreich, die den Themenschwerpunkt technologische Entwicklung auf der Seite der Technologielieferanten hat.

Der F&E-Fahrplan gibt verschiedene Handlungsempfehlungen vor, unter anderem sind Nachhaltigkeit und ökonomische Effizienz unerlässlich. Beide Kriterien, nämlich eine nachhaltige und leistbare Wärme- und Kälteversorgung, können mit der vorgestellten Technologie erreicht werden. Es besteht die Möglichkeit alternative Wärmequellen zu nutzen, wie Niedertemperaturwärme, z. B. in Form von Abwärme oder auch Solarenergie, was der Nachhaltigkeit zuträglich ist. Außerdem kann die Effizienz der Wärmebereitstellungssysteme durch eine mögliche Rücklauftemperaturabsenkung gesteigert werden, was geringere Wärmeverluste der Transportleitungen sowie reduzierte Pumpenergie zur Folge hat und eine wirtschaftliche Verbesserung mit sich bringt.

Die vorliegende Technologie soll außerdem auch einen wesentlichen Beitrag zur Verbesserung der vorhandenen Netzarchitektur liefern. Diese wird am Ende der Bereitstellungskette angesetzt, die Netzeffizienz kann aufgrund folgender Vorteile gesteigert werden:

- Rücklauftemperatur absenken – erhöht die Gesamteffizienz des Systems
- unterstützt alternative Fernwärmebereitstellungstechnologien wie beispielsweise Solarwärme oder Niedertemperaturabwärme, welche niedrigere Rücklauftemperaturen benötigen
- Bereitstellung von Kälte aus Wärme – das erhöht die jährliche Ausnutzungsdauer der Anlagen, da auch in den warmen Sommermonaten Wärmeenergie für die Produktion von Kälte abgenommen wird – erhöht die Gesamteffizienz des Systems
- wo keine Fernkälte vorhanden ist, kann diese dennoch beim Kunden produziert werden, wodurch eventuell auch zusätzliche Kunden für Fernwärmeunternehmen gewonnen werden können (erspart die Netzverluste von Kältenetzen)

Für den energetisch sinnvollen KWK-Betrieb sind weitere Wärmeversorgungsmöglichkeiten zielführend, alternative Wärmebereitsteller werden gebraucht. Das Vorhaben soll eine Übergabestation bzw. einen Apparat auf Basis der Absorptionstechnologie mit dem Arbeitsstoffpaar $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ (oder auch $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) kreieren und simulieren, welcher folgenden Anforderungen genügen soll:

- thermischer Antrieb durch eine leitungsgebundene Fernwärme zwischen dem Vorlauf und dem Rücklauf als Wärmequelle
- elektrischer Verbrauch nur für Pumpen, Steuerung und Regelung
- Auskopplung von Heizwärme (mit dem erforderlichen Temperaturniveau), von einem Kühl- bzw. Klimatisierungs-Bedarf, gegebenenfalls von Strom

- Rücklauftemperaturabsenkung
- maximale Flexibilität, um den saisonal schwankenden Bedarf an Wärme und Kälte und im Koppelbetrieb effizient decken zu können
- dezentraler, aber an einer Fernwärmeschiene hängender Apparat für die Deckung des Bedarfs an Wärme und Kälte

In konventioneller Weise wird die technische Frage, wie dieser Bedarf zu decken ist, z. B. mit einem Mix an Technologien (Wärme aus der Fernwärmeleitung, Kälte aus Kompressionskältemaschinen) beantwortet. Des Weiteren werden zwar technologisch einheitliche Kreisprozesse vorgeschlagen, welche aber vorzugsweise nur den oberen Teil einer dargebotenen Wärmequelle nutzen. Es besteht also ein wissenschaftlich / technischer Bedarf für eine technologisch einheitliche und innovative Problemlösung, welche nicht nur mit der gegebenen Vorlauftemperatur auskommt, sondern auch im Stande ist, die angebotene Wärmequelle durch eine spürbare Temperaturabsenkung - einen signifikanten Temperaturhub - (auf ein Rücklauftemperaturniveau) zu nutzen.

3.2 Zielsetzung

Anerkanntermaßen ist die Fernwärme, ökologisch gesehen, eine effiziente Maßnahme, um Emissionen zu reduzieren [21] und eine energieeffiziente Maßnahme, sofern die Verteilungsverluste nicht zu hoch sind.

Das Hauptziel des Projektes ist es die Rücklauftemperatur im Fernwärmenetzen zu senken. Dies müsste möglich sein, da der Exergietrafo, anders als eine herkömmliche Übergabestation mit Wärmeübertragung, die Fähigkeit besitzt, den primärseitigen Fernwärmerücklauf unterhalb des sekundärseitigen (Verbraucher-) Rücklaufs zu kühlen, wie dies die T - $\dot{Q}$ -Diagramme in der Abbildung 3-1 zeigen. Dies führt zu signifikanten, positiven Effekten welche anhand einer Erstabschätzung für unterschiedliche Rücklauftemperaturniveaus in der Tabelle 3-1 quantifiziert werden. Bei dieser Erstabschätzung wurden folgende Rahmenbedingungen festgelegt:

- primäre Fernwärmeverlauftemperatur von 120 °C
- Systemtemperaturen auf der Sekundär (Verbraucher) -seite von 65 °C / 50 °C
- Umgebungstemperatur von 10 °C

Statt einer primären Fernwärmerücklauftemperatur (konventionell) von 55 °C kann durch Einsatz von einem sogenannten Exergietrafos nach ersten Simulationen eine reduzierte Rücklauftemperatur von ca. 40 °C erreicht werden. Aus dieser reduzierten Rücklauftemperatur ergeben sich nach erster Abschätzung rund 6 % geringere Wärmeverluste und ein Down-Sizing-Faktor von 0,9 (d. h., dass der erforderliche Durchmesser der Fernwärmeleitung nur das 0,9-fache des ursprünglichen Durchmessers beträgt). Geht man von höheren Rücklauftemperaturen des Fernwärmenetzes aus (z. B. 70 °C), wie dies beispielsweise bei der betrachteten Anlage der Fall ist, so können die Wärmeverluste um bis zu 14 % verringert werden. Der Down-Sizing-Faktor würde ebenfalls auf rund 0,8 absinken. Des Weiteren wird ersichtlich, dass auch die prozentuelle übertragene Wärmeleistung im Vergleich zum Referenzfall von 55 °C um knapp 23 %, und verglichen mit den Rücklauftemperaturen von 70 °C sogar um 46 % ansteigt.

Tabelle 3-1: Effizienz eines Fernwärmenetzes mit konventioneller Fernwärmeübergabestation und Exergietrafo für unterschiedliche Rücklauftemperaturen, als Zielwerte bei Projektbeginn

Größe	Einheit	konventionelle ÜS		Exergietrafo		
prim. Fernwärmerücklauftemperatur	°C	70	55	40	20	10
Wärmewirkungsgrad	%	nahezu 100 %		nahezu 100 %		
übertragene Wärmeleistung	%	77	100	123	154	169
Wärmeverluste	%	7-43	5-30	4-22	2,5-15	2-12
Down-Sizing-Faktor d/d_{ref}	-	1,14	1,00	0,90	0,81	0,77
Wärmeverluste bei Down-Sizing	%	6-38	5-30 ³	4-24	3-19	2,5-16

Dies hat zur Folge, dass das Fernwärmesystem bei bereits bestehenden Leitungen eine höhere Wärmeenergie übertragen kann. Des Weiteren können neu zu errichtende Leitungen mit einer kleineren Dimensionierung (Down-Sizing) ausgeführt werden, zu geringeren Wärmeverlusten führt. In jedem Fall werden die Wärmeverluste verringert. Neben dieser dargestellten Rücklauftemperaturabsenkung kann durch Verschaltungsvarianten des gleichen Prinzips zusätzliche Energieserviceleistungen geleistet werden, wie im Fall a - Kältebereitstellung, b – Wärme- und Kältebereitstellung und d – zusätzliche Bereitstellung von elektrischer Energie, in Kapitel 3.4 dargestellt ist.

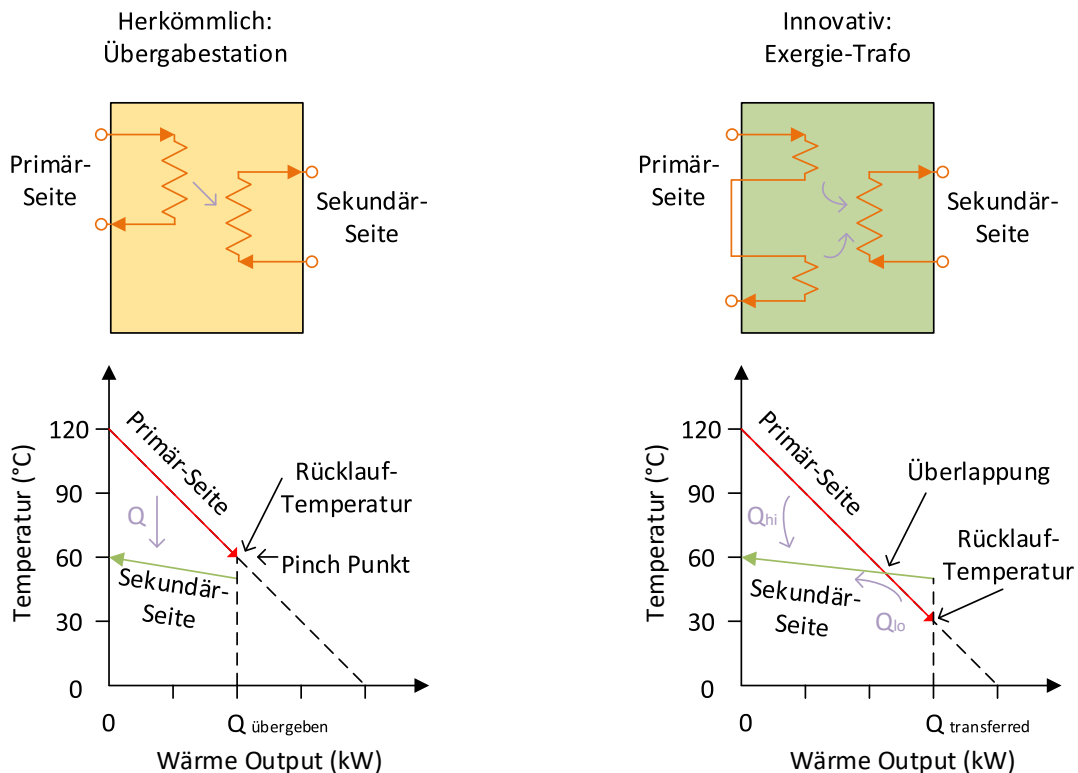


Abbildung 3-1: T-Q-Diagramm einer konventionellen Fernwärmeübergabestation (links) und des Exergietrafos zur Rücklauftemperaturabsenkung (rechts)

³ Private Mitteilung P. Brask: Durchschnittliche Wärmeverluste, Dänemark, 2017; hohe, auch Standort-bedingte, Streuungen, der geometrische Mittelwert liegt demnach bei 12 %, wobei generell Werte unter 10 %, z. B. von 9 % angestrebt werden.

3.3 Grundprinzip und Funktionsweise

3.3.1 Grundschtaltung des TeTra-Prozesses

Das erteilte Patent [1] zeigt eine Einrichtung zur Erzeugung von Kälte- und bzw. oder Nutzwärme sowie zusätzlich von mechanischer Energie unter der Verwendung eines Absorptionskreislaufes, welcher aus den in Abbildung 3-2 (links) ersichtlichen Hauptkomponenten (Absorber, Desorber, Turbine, Kondensator, Verdampfer, Expansionsventil) besteht. Während der Verdampfer für die Kälteerzeugung genutzt wird, können Kondensator sowie der Absorber für die Bereitstellung von Wärme herangezogen werden. Die Speicherung von Produktströmen unterschiedlicher Kältemittelkonzentrationen, ausgeführt z. B. in einem vorteilhaften Schichtspeicher, welcher ein Kondensatvolumen, ein Speiseflüssigkeitsvolumen sowie das Lösungsmittelrücklaufvolumen, unter der Ausbildung von Trennschichten, aufnimmt, ermöglicht die Anpassung an wechselnde thermische Gegebenheiten der Wärmequelle und der Verbraucher. Die optionale Erzeugung von mechanischer / elektrischer Energie („Kraft“) ist an eine Fülle von Voraussetzungen gebunden, unter anderem ob die Expansionsmaschine marktvorgänglich ist, sodass nachfolgend die Anwendung auf Wärme- und Kälteströme fokussiert wird⁴. Die Anpassungsfähigkeit an wechselnde thermische Gegebenheiten der Wärmequelle und der Verbraucher durch die Beeinflussung der Konzentration ξ im Kreislauf mittels der innovativen Speicherung soll an Hand des logarithmischen p - $1/T$ -Diagramms erläutert werden (siehe Abbildung 3-2, rechts). Durch das Verschieben des Druckniveaus sowie der Konzentration können in den Komponenten (Verdampfer, Absorber, Desorber und Kondensator) die gewünschten Temperaturen eingestellt werden. Der Prozess kann sich also in einem weiten Bereich der gewünschten Temperaturen anpassen. In Kreisläufen mit einheitlichen Arbeitsmedien (azeotropes organisches Betriebsmedium, nur ein Kältemittel, Wasser/Dampf) wäre eine derartige Anpassungsfähigkeit nicht zu erreichen.

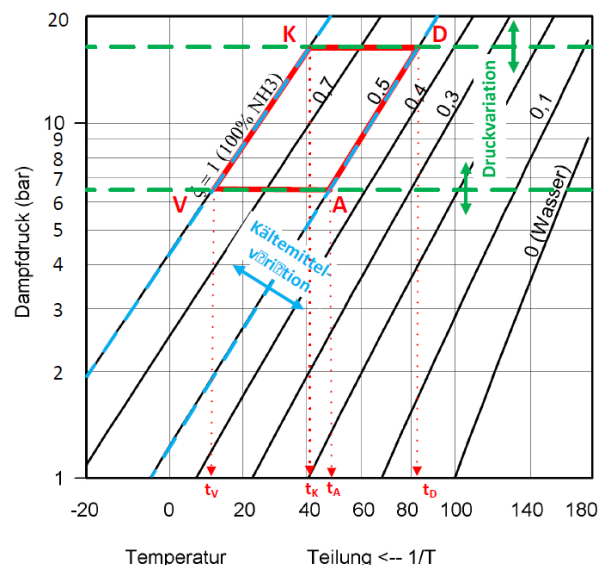
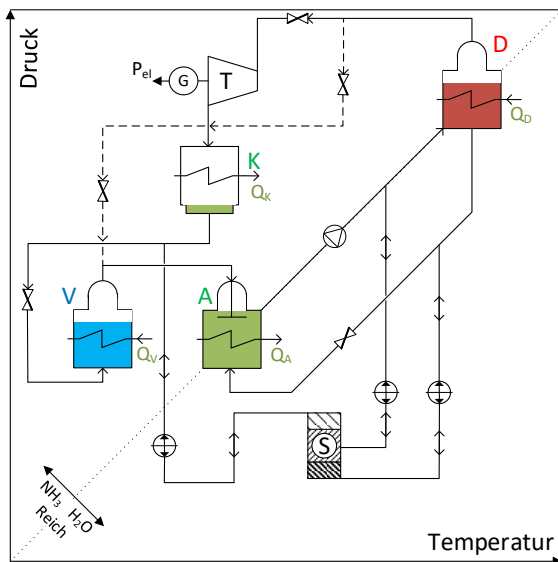


Abbildung 3-2: Vereinfachtes Verfahrensschaltbild des TeTra-Prozesses zur Kraft-, Wärme- und Kältebereitstellung in Anlehnung an [1] (links) sowie das zugehörige logarithmische Druck-Temperatur-Diagramm am Beispiel des Arbeitsstoffpaares $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (rechts)

⁴ Die im Schaltbild gezeigte (strichlierte) Bypassleitung dient zur Umgehung der Expansionsmaschine. Im Folgenden sollen demnach auch nur die Auswirkungen, welche durch die thermischen Betriebsweisen des Prozesses hervorgerufen werden, analysiert werden.

3.3.2 Prozessspezifische Komponentenbeschreibung

Die Komponenten des TeTra-Prozesses gehen gemäß der Projektidee von den an sich bekannten verfahrenstechnischen Komponenten einer Absorptionskältemaschine (AKM), auf Basis des Arbeitsstoffpaares $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, aus, auch wenn diese Komponenten bei verschobenen verfahrenstechnischen Parametern arbeiten und einige zusätzliche Einrichtungen erforderlich sind. Naturgemäß ist die verfahrenstechnische Ausbildung dieser Komponenten hersteller- und baureihenspezifisch. Als Ausgangsbasis wurde eine Absorptionskältemaschine mit einer Nennkühlleistung von 5.000 kW herangezogen. Die verfahrenstechnischen Hauptkomponenten haben dabei die folgenden Merkmale und sie werden wie angeführt simulationstechnisch behandelt. Die genannten wärmetauschenden Apparate sind in einem gemeinsamen, liegenden zylindrischen Druckbehälter untergebracht. Der Kreislauf wird hermetisch betrieben. Anlagenteile, wie Flansche, Armaturen, Pumpen, Dichtungen, etc. sind ebenfalls hermetisch dicht ausgeführt.

- Hauptkomponente: Desorber
 - o horizontaler, waagrechter Rohrbündel-Apparat, zweizügig
 - o Rohrseitig: Fernwärmebeheizung, zweizügig, aufsteigend
 - o Mantelseitig: Desorption der Lösung, fallender Rieselfilm
 - o Simulationstechnische Behandlung: (näherungsweise) als Gegenströmer⁵
- Hauptkomponente: Kondensator
 - o horizontaler, waagrechter Rohrbündel-Apparat, einzügig
 - o Mantelseitig: Kondensation der Kältemittel (H_2O), Kreuzstrom
 - o Rohrseitig: Wärmeauskopplung (Kühlwasser bei der AKM, Heizwärme bei TeTra), einzügig
 - o Simulationstechnische Behandlung: als Kondensator (Kreuzstrom)
- Hauptkomponente: Verdampfer
 - o horizontaler, waagrechter Rohrbündel-Apparat, zweizügig
 - o Mantelseitig: Verdampfung des Kältemittels (H_2O), Rieselfilm mit Umlauf
 - o Rohrseitig: Kälteauskopplung
 - o Simulationstechnische Behandlung: thermodynamisch gleichwertig als Gegenstrom-Durchlaufverdampfer mit $\Delta p = 0$ bar
- Hauptkomponente: Absorber
 - o horizontaler, waagrechter Rohrbündel-Apparat, zweizügig
 - o Mantelseitig: Absorption des Kältemittels (H_2O), Fallfilm
 - o Rohrseitig: Wärmeauskopplung (Kühlwasser bei der AKM, Heizwärme bei TeTra)
 - o Simulationstechnische Behandlung: (näherungsweise) als Gegenströmer
- Lösungs-Wärmetauscher
 - o Verbesserung der Energieeffizienz

⁵ Im Simulationsprogramm sind für diese Komponenten die folgenden Stromführungen verfügbar: der Gegenstrom, der Gleichstrom, und für den Desorber zusätzlich auch der Rührkessel („complete_mixing“). Insbesondere für Apparate mit einer Berieselung hat man also jene verfügbare Stromführung zu wählen, welche der verfahrenstechnischen Realität am nächsten kommt.

- Simulationstechnische Behandlung: als Gegenströmer
- Lösungs-Speicher
 - Komponente dient im TeTra-Prozess zur Anpassung an verschiedene Lastzustände und Betriebsfälle
 - Verdrängungsspeicher, stehend angeordnet; obere Schicht: leichte, LiBr-arme Lösung, untere Schicht: schwere, LiBr-reiche Lösung; im Wesentlichen isotherm
 - Simulationstechnische Behandlung durch entsprechende Quellen und Senken

3.3.3 Wahl des Arbeitsmediums

Wie im oberen Abschnitt bereits erwähnt wurde, nehmen an einem Absorptionsprozess zumindest zwei unterschiedliche Stoffe teil, welche unterschiedliche Dampfdrücke aufweisen. Jene Stoffkomponente mit dem geringeren Dampfdruck wird als Kältemittel bezeichnet, jene mit dem höheren Dampfdruck als Lösungsmittel. Nach dem Absorptionsvorgang liegt ein binäres Gemisch dieser einzelnen Komponenten vor, welches oft auch als reiche Lösung bezeichnet wird. Ob ein Stoffpaar für den Einsatz in Absorptionsanlagen geeignet ist, wird somit nicht nur von den Eigenschaften des Kältemittels, sondern jenen des Absorptionsmittels bestimmt. Die beiden häufigsten verwendeten Arbeitsstoffpaare bei Absorptionsanlagen sind Ammoniak-Wasser ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) und Wasser-Lithiumbromid ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) und gelten somit als Stand der Technik.

Bei Tiefkühlanwendungen und Industriekälte ($< 0\text{ °C}$) wird vorwiegend $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ als Stoffpaarung aufgrund der niedrigen Verdampfungstemperaturen des Kältemittels eingesetzt. Aufgrund dieser Eigenschaft und den damit verbundenen Dampfdruck, welche im Allgemeinen weit über dem Umgebungsdruck liegt, hat sich diese Stoffpaarung bei Tieftemperaturkühlung durchgesetzt. Neben den hohen auftretenden Druckdifferenzen bei $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Paarungen sind der geringe Siedepunktabstand der einzelnen Komponenten ein wesentlicher Nachteil. Die daraus erforderliche Rektifikation des desorbierten Kältemitteldampfes führt zu einer Reduktion des Wärmeverhältnisses. Das zweite Stoffpaar, welches sich vor allem bei Kälteanwendungen in der Klimatechnik durchgesetzt hat, ist $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$. Die günstigen Eigenschaften des Wassers wie z. B. die hohe Verdampfungsenthalpie oder die sicherheitstechnischen Aspekte stellen die wesentlichen Vorteile des Gemisches dar. Der größte Nachteil bei Stoffpaarungen mit Wasser als Kältemittel ist die hohe Verdampfungstemperatur ($> 0\text{ °C}$).

Neben den oben genannten Stoffpaarungen können eine Vielzahl von Stoffkombinationen in Absorptionskreisläufe eingesetzt werden [38]. Umfangreiche Studien [39]–[41] befassen sich mit auch alternativen Arbeitsstoffpaarungen. Ziel dieser Untersuchungen ist die Steigerung der Effizienz von Absorptionskälteanlagen. Eine gängige Performance-Ziffer für Kälteanlagen ist der Coefficient of Performance ($\text{COP} = \text{Kälteleistung/elektrische bzw. thermische Antriebsleistung}$). Die unter anderem in [40] erzielten Ergebnisse (vgl. Tabelle 3-2) zeigen, dass vor allem bei Stoffpaarungen mit Ammoniak ein deutliches Potential zur Steigerung des COP's (etwa 0,18) vorliegt, während jene Prozesse mit Wasser als Kältemittel deutlich geringe Effizienzsteigerungen erzielen.

Mathematisch können die unterschiedlichen Stoffgemische über Zustandsgleichungen beschrieben werden. Für das Stoffpaar $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ wurde dabei auf die ASHRAE Datenbank [42] zurückgegriffen, während die Zustandsgleichung für $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemische auf [43] basiert. In den letzten Jahrzehnten wurden jedoch neue genauere Korrelationen zur Beschreibung der Stoffgemische aufgestellt. Für $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ wird an dieser

Stelle auf die in [44] publizierten Daten verwiesen, während für H₂O/LiBr als Arbeitsstoffpaar auf die Arbeiten von [45] und [46] zurückgegriffen werden kann. Für die nachfolgenden Simulationen wurden für H₂O/ LiBr-Gemische die Stoffdaten basierend auf den Untersuchungen von [47] herangezogen. Für die Betrachtungen mit NH₃/H₂O-Stoffverbindungen wurden die thermophysikalischen Daten basierend auf der Arbeit von [48] herangezogen.

Tabelle 3-2: Maximale Leistungszahl unterschiedlicher Arbeitsstoffpaare sowie deren thermodynamische Eigenschaften in Anlehnung an [40]

Stoffpaar	COP	T	ξ^6	ρ	η
	[-]	[°C]	[%]	[kg/m ³]	[kg/m s]
H ₂ O/LiCl	0,83	85,0	49,5	1.368	0,35
H ₂ O/LiBr	0,81	85,0	39,6	1.682	4,60
H ₂ O/CaCl ₂	0,79	89,4	54,7	1.464	0,15
NH ₃ /LiNO ₃	0,71	91,1	45,4	1.027	1,31
NH ₃ /NaSCN	0,63	105,0	39,9	1.006	1,11
NH ₃ / H ₂ O	0,53	120,0	31,2	642	0,17

3.4 Verschaltungsvarianten

Je nach der anvisierten Anwendungsmöglichkeit kann das Konzept des Exergietrafos in unterschiedlichen Schaltungen realisiert werden, welche in den anschließenden Abschnitten näher erläutert werden. Um diese besser zu veranschaulichen werden die Schaltungen schematisch vereinfacht, indem nur jene Komponenten dargestellt werden, welche peripher Wärme übertragen, wobei auf der Abszisse die Temperaturen aufgetragen werden. Während sich oben die Wärmezufuhren zum Trafo befindet, wird unten die Wärmeabfuhren dargestellt. Dazwischen gibt es zwei Ebenen in denen der Wärmeaustausch sowie der Kreislauf (Druck- und Saugseite) dargestellt ist.

3.4.1 Kältebereitstellung ohne Heizwärmebedarf - Fall a

Der Absorptionskälteprozess in der Abbildung 3-3 veranschaulicht wie dieser zu reinen Kühlzwecken, ohne zusätzliche Abnahme von Heizwärme, als Stand der Technik eingesetzt wird. Die anfallende Abwärme, welche sich aus der Kondensationswärme des Kältemitteldampfes und der freiwerdenden Wärme bei der Absorption zusammensetzt, muss in diesem Fall an die Umgebung, z. B. über Rückkühler, im Fall der durchgeführten Evaluation („worked example“) ist dies standortbezogen der Donaukanal, abgeführt werden. Da bei dieser Variante nur eine Energieform und kein Koppelprodukt erzeugt wird, ist hier erwartungsgemäß die thermodynamische Effizienz bescheiden. Der Prozess wird hier als reiner Absorptionskältekreislauf betrieben, wobei die Antriebsenergie aus der Fernwärme ausgekoppelt wird und somit zumindest eine bessere Auslastung des Netzes im Sommerbetrieb zustande kommt. Diese dem Stand der Technik entsprechende Technologie ist in zweifacher Hinsicht Basis und Benchmark: zu einem, da Kom-

⁶ Als Konzentration ξ wird im Folgenden das Massenverhältnis von Kältemittel zu Lösungsmittel bezeichnet. Es gilt somit $\xi = m_{\text{Kältemittel}}/m_{\text{Lösungsmittel}}$.

ponenten der Absorptionskältemaschine (Desorber, Kondensator, Verdampfer, Absorber, Wärmetauscher) als Bausteine des Exergietrafos dienen, sei es nun in einer neuartigen Verschaltung, und zum zweiten, wenn im Exergietrafo Kälte, sei es nur als Koppelprodukt, erzeugt wird.

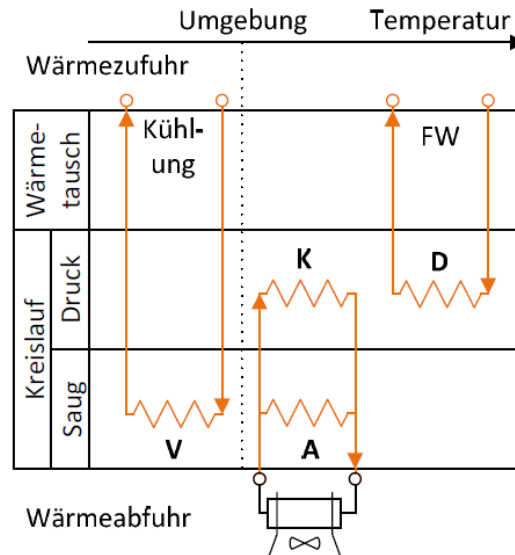


Abbildung 3-3: Vereinfachte Schaltung des Absorptionskälteprozesses zur Kältebereitstellung gemäß dem Stand der Technik

3.4.2 Wärme- und Kältebereitstellung - Fall b

Mit der in Abbildung 3-4 dargestellten Verschaltung des TeTra-Prozesses wird neben der Heizenergie auch thermische Energie auf einem niedrigen Temperaturniveau zu Kühlzwecken zur Verfügung gestellt; es handelt sich also im Gegensatz zum Fall a um eine Energiebereitstellung mit unterschiedlichen Qualitäten, welche nach den in [1] durchgeführten überschlägigen Überlegungen eine wesentliche Verbesserung der Effizienz eines Absorptionsprozesses erwarten lässt.

Fall b1 (Co-Generation von Heizwärme und Kälte): Dazu wurden einige Modifikationen, Verschaltungen und Verschiebungen bereits vorgenommen, siehe Abbildung 3-4 linke Seite. Der Kondensator (K) wird zu höheren Prozessdrücken hin verschoben, sodass er zum Heizkondensator wird und nutzvoll Wärme als Heizenergie liefert. Die Kältebereitstellung unterhalb der Umgebungstemperatur ist nach wie vor möglich, indem der Absorber (A) nach wie vor seine Wärme an die Umgebung abgibt, wenngleich die Quantität der nutzlosen Abwärme gegenüber dem Fall a drastisch reduziert ist. Des Weiteren wird zusätzlich Heizwärme über den Wärmetauscher (WT) aus dem Fernwärmestrom (FW) ausgekoppelt.

Fall b2 (Erzeugung von Heizwärme aus Fernwärme und aus Low-Exergy-Abwärme): Wird hingegen eine Kühlung eines Wärmestroms (nur knapp) oberhalb der Umgebungstemperatur (Low-Exergy-Wärmestrom) gefordert, so kann der Fall eintreten, dass überhaupt keine Abwärmeabgabe an die Umgebung erforderlich wäre, siehe Abbildung 3-4 rechte Seite; man kann diesen Fall als Sonderfall von b1 betrachten. Die Frage ist, ab welchem Temperaturniveau des Low-Energy-Wärmestroms (angedacht ist ein Bereich von 30 bis 60 °C) eine derartige Betriebsweise möglich ist. Dann kann, z. B. mittels einer Verschaltung durch das serielle Durchströmen der beiden Komponenten Absorber (A) und Kondensator (K) Nutzwärme lukriert werden. Der Low-Exergy-Wärmestrom kann zur Heizwärme hochgepumpt werden. Die Steigerung der Effizienz ist drastisch. Ein Entfall einer Rückkühlung, sofern betrieblich möglich, also die abwärmelose

Transformator thermischer Energien („Exergietrafo“) wäre ein wesentlicher Fortschritt zum Stand der Technik.

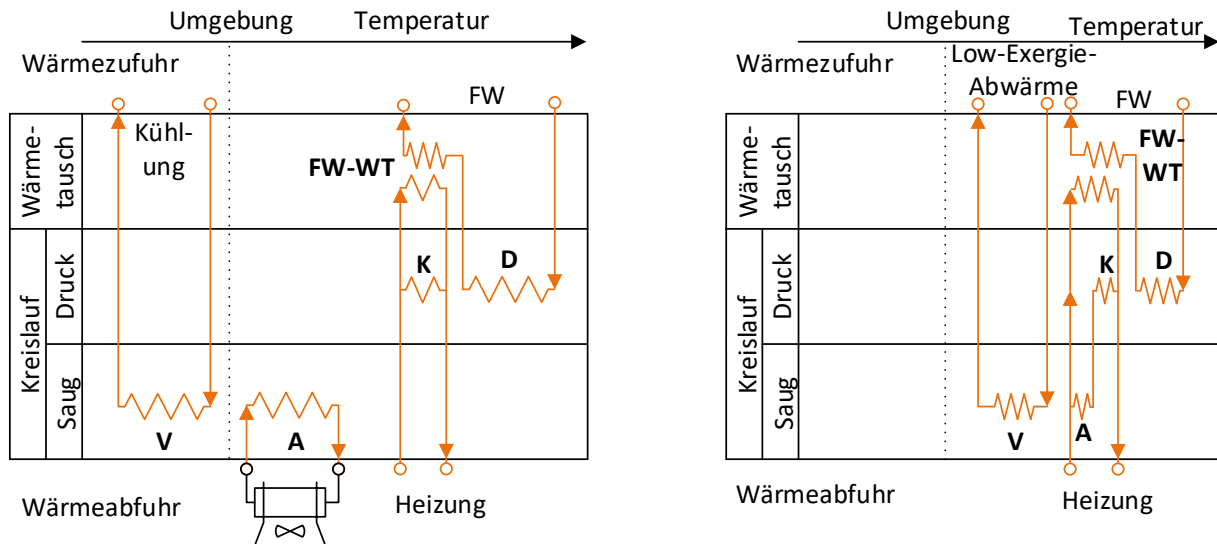


Abbildung 3-4: Vereinfachte Schaltung des TeTra-Prozesses zur gekoppelten Wärme- und Kältebereitstellung in Anlehnung an [1]; links: Co-Generation von Wärme und Kälte (Fall b1), rechts: Wärmepumpen einer Low-Exergie-Abwärmequelle für Heizzwecke (Fall b2)

3.4.3 Wärmebereitstellung mit Rücklauftemperaturabsenkung - Fall c

Ausgehend vom Fall b2 besteht eine Anwendungsmöglichkeit darin, den Prozess ausschließlich zur Deckung des Wärmebedarfs zu nutzen. Hierfür wird die in der unten angeführten Abbildung 3-5 dargestellte Verschaltung der einzelnen Komponenten herangezogen. Wie aus dem Schaltbild ersichtlich ist, wird hier der Verdampfer (V) zur weiteren Abkühlung des Fernwärmestromes genutzt, wobei hier der Verdampfungsdruck deutlich höher liegt als bei der konventionellen Nutzung. Der Prozess arbeitet abwärmelos und enthält auch keine Einrichtung zur Rückkühlung. Neben der Heizwärmebereitstellung steht bei dieser Variante somit die Absenkung der Rücklauftemperatur und in weiterer Folge die Reduzierung der Wärmeverluste des Netzes im Vordergrund.

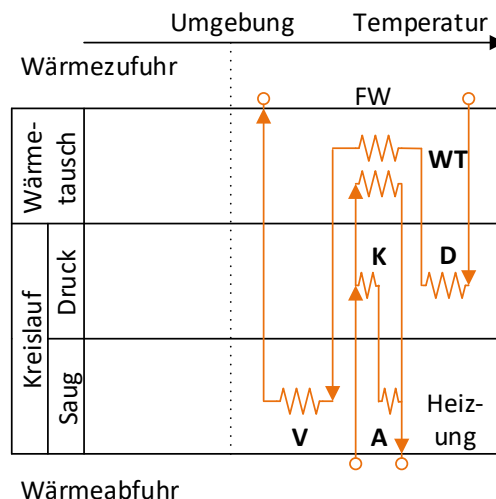


Abbildung 3-5: Vereinfachte Schaltung des TeTra-Prozesses zur Wärmebereitstellung mit Rücklauftemperaturabsenkung (Fall c) in Anlehnung an [1]

3.4.4 Zusätzliche elektrische Energiebereitstellung - Fall d

Das Grundprinzip des TeTra-Prozesses (siehe Abschnitt 3.3.1, Abbildung 3-2) sieht bereits eine zusätzliche Erzeugung von elektrischer Energie („Kraft“) vor, indem kältemittelseitig ein etwaiger Überschuss von Temperatur und Druck im Desorber in einer Turbine expandiert und verstromt und dann erst zum Kondensator gelangt. Die nachfolgende Prozessführung kann den Bereitstellungs-Fällen a, b oder c folgen. Neben den thermodynamischen Aspekten, welche durch Simulationen quantifizierbar sind, verbleibt natürlich Frage, ob eine derartige Expansionsmaschine derzeit verfügbar ist.

Diese optionale Prozessführung kann auf die Bereitstellungsfälle a (nur Kälte), b (Kälte und Wärme als Co-Generation bzw. Wärmepumpenbetrieb) oder c (Heizwärme mit Fernwärmerücklauftemperatur-Absenkung) aufsetzen.

3.5 Anwendungsmöglichkeiten

Zusammenfassend werden die Anwendungsfälle von Absorptionsprozessen in Fernwärmenetzen stichwortartig wiedergegeben; in jedem Fall wird der Desorber über den Vorlauf der Fernwärme beheizt:

- Fall a - Absorptionskältemaschine: Kühlleistung am Verdampfer, Kondensator und Absorber geben Anwärme ab. Ausgangspunkt, Base Case, Stand der Technik
- Fall b1 - Wärme- und Kältekopplung: Kühlleistung am Verdampfer, Kondensator gibt Nutzwärme ab; Absorber gibt Abwärme ab
- Fall b2 - Sonderfall von Fall b1; Wärmepumpe für Low-Exergy Abwärmen: die Low-Exergy Abwärme wird auf das Niveau der Heizwärme hochgepumpt, Kondensator und Absorber geben Nutzwärme ab; ohne Abwärmeabgabe
- Fall c - Sonderfall von Fall b2: Kondensator und Absorber geben Nutzwärme ab, Verdampfer kühlt Wärmequelle weiter ab und senkt die Rücklauftemperaturabsenkung der Fernwärme
- Fall d1: mit einer zusätzlichen Stromerzeugung mit einer Expansionsmaschine und einer nachfolgenden Energiebereitstellung nach den Fällen a bis c
- Fall d2: mit einer reinen Stromerzeugung, mit Expansionsmaschine und ohne Verdampfer; dies ist eigentlich ein Kraftwerksprozess mit einem binären Arbeitsmedium

Analoge Anwendungsfälle für die Absorptionstechnologie befinden sich in der Verfahrenstechnik, wobei ohne Anspruch auf Vollständigkeit folgende genannt werden sollen:

- Biomasseheizkraftwerke, BHKWs - Fall b2: Die Rauchgasabkühlung liefert Wärme für den Desorber, Kondensator und Absorber geben Heizwärme ab, Verdampfer kühlt das Rauchgas weiter, was zu einer (partiellen) Rauchgaskondensation, mit Gesamtwirkungsgraden über 100 %, führen kann. Diese Effekte sind bei feuchten Rauchgasen aus der Verfeuerung feuchter Klärschlämme und Biomassen, Biogasen und Erdgasen besonders ausgeprägt. Derartige Absorptionswärmepumpen werden bereits in Biomasseheizkraftwerken, z. B. in Klagenfurt und Hallein, angewendet [17].
- Biomasseheizkraftwerke, BHKWs - Fall b1: Co-Generation von Heizwärme und Kälte, ggf. mit einer Abgabe von Abwärme

- BHKWs mit Ladeluftkühlung - Fall b2: Das Abgas beheizt (indirekt) den Desorber, Kondensator und Absorber geben Nutzwärme ab, Verdampfer kühlt die Ladeluft (Leistungssteigerung, Wirkungsgradsteigerung, Down-Sizings, allerdings verbunden mit Eingriffen in die Motorentchnik)
- Abwasser-Wärmenutzung von Kläranlagen für Heizwerke, z. B. nach Fall b2, mit der Wärmequelle der Schlammverbrennung
- Trocknungstechnik: Wärmequellen haben oft ein höheres Temperaturniveau als der Trocknungsprozess verträgt (z. B. Getreidetrocknung, Hackschnitzeltrocknung). Abkühlung und Brudenwärmerückgewinn aus der Trocknerabluft; Kühlung und Entwasung des getrockneten Gutes (kühl und trocken - zur Lagerung, zum Silieren). Eine Anwendung gemäß dem Fall b2
- Brennstoffvortrocknung zur Wirkungsgradsteigerung in Biomasse-Kraftwerken, als eine spezielle Anwendung in der Trocknungstechnik
- In der Trocknungstechnik - und auch allgemein - steht die Anwendung der Absorptionswärmepumpe in Konkurrenz zur Kompressions-Wärmepumpe, welche in Trocknungs-Prozessen vorgeschlagen wurden

Die Auflistung zeigt die Vielfalt der Anwendung der innovativen Absorptionstechnologie, vor allem der Betriebsfall zur Co-Generation und zur der Wärmepumpe (Fall b1 und Fall b2), wobei der Fall c eher eine Besonderheit innerhalb des Sektors der Fernwärmesysteme ist.

3.6 Zusammenfassung der Patentrecherche

Veröffentlichte Patenschriften sind ein Beitrag zum Stand des Wissens. Zudem kann die Recherche aufzeigen, welche Merkmale von Anderen in Form eines erteilten Patentbesitzes bereits patentmäßig geschützt sind; daraus ergibt sich, ob für das gegenständliche Sondierungsprojekt ein Freiraum für Aktionen und Operationen („freedom to operate“) vorhanden ist oder ob dieser Freiraum eingeschränkt ist. Weiteres kann die Patentrecherche einen Beitrag für die Beurteilung leisten, ob eigene Verfahrensideen noch einen Innovations-Fortschritt aufweisen. Die nachfolgende, verfahrenstechnische Patentrecherche gibt die patentrechtliche Situation zum Projektthema, zu Projektbeginn, mit Stand Anfang Mai 2018 und gegen Projektende, mit Stand August 2019, wieder.

Es wurde eine Einstiegsrecherche unter Verwendung der Datenbank der AT- u. DE- Patentämter durchgeführt, und zwar mit Hilfe der Suchkriterien, ob die Stichworte: „Absorptionskältemaschine, Absorptionswärmepumpe, Absorptionskälte, Absorptionskälteanlage, Wärmetransformation oder Wärmetransformator“ im Volltext der gesamten Patentanmeldung bzw. des Patentbesitzes vorkommen. Die hohe Anzahl der Treffer machte eine Einschränkung auf österreichische Anmeldungen und Patente erforderlich. Zudem wurden intermittierend arbeitende Absorptionskältemaschinen und Vorschläge zum Eliminieren oder Gestalten der Lösungsmittelpumpe nicht betrachtet. Für die Patentschrift sind folgende Merkmale von Belang:

- Der Oberbegriff (das ist der Begriff, der vor dem „dadurch gekennzeichnet, dass“ im Hauptanspruch steht), welcher angibt, ob die Patentschrift relevante Themenkreise des vorliegenden Sondierungsvorhabens behandelt oder nicht.
- Die kennzeichnenden Merkmale (diese stehen in den Ansprüchen nach dem „dadurch gekennzeichnet, dass“), welche die Neuheit ansprechen.

- Der Status, welcher entscheidet, ob ein patentmäßiger Schutz Anderer vorliegt und in Kraft ist oder ob die Patentschrift (zurückgezogen oder abgelaufen) nur ein Beitrag zum Stand des Wissens darstellt.

Wegen des Umfanges der Recherche ist die detaillierte Recherche im Kapitel A wiedergegeben und die nachfolgenden Paragraphen geben die Zusammenfassung und die Schlussfolgerung wieder.

3.6.1 Patentrecherche zu Projektbeginn

Ein zwischenzeitlich gelöscht Patent spricht eine Absorptionskältemaschine mit drei Druckniveaus an [49]. Vom Oberbegriff trifft dieses Patent den vorgeschlagenen Projektgegenstand nicht voll und ein Dreidruckprozess ist eine gängige Methode zur Effizienzsteigerung.

Das Patent [50] hat im Oberbegriff einen Dampfkreislauf, was nicht deckungsgleich mit dem Anliegen des Sondierungsprojektes ist. Zumindest stellt dieses Patent einen Beitrag zur Verbreiterung der Anwendung der Absorptionstechnologie. Ein Patent [51] spricht im Oberbegriff die Absorptionswärmepumpe zur Rauchgaskondensator in einer Anlage mit einem Brenner an. Die Anwendung der Absorptionstechnik zur Rauchgaskondensation, sei es hinter Verbrennungsanlagen oder Trocknungsanlagen, ist zweifellos interessant. Das bereits erwähnte Patent [1] zeigt das Prinzip des Exergietrafos und wurde der Sondierung zugrunde gelegt.

3.6.2 Update der Patentrecherche zu Projektende

Der auf dem Stand Ende August 2019 erweiterte Beobachtungsprozess ergab zunächst keine zusätzlichen Treffer, jedoch sind nun Patentschriften in Form ihrer Gesamtdokumente durch die Datenbank der Patentämter verfügbar, sodass diese nun auch evaluierbar sind.

Das Patent [52] stellt ein Absorptionskälte- und Heizsystem dar und verwendet zwei miteinander über einen Wärmetausch verkoppelte Absorptionskreislauf-Untersysteme, eventuell mit unterschiedlichen Arbeitsstoffpaaren (z. B. $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ für das Höherentemperatur-Untersystem und $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ für das Niedrigtemperatursystem). Dieses bereits abgelaufenen Patent ist also von der Problemstellung dem vorliegenden Projektvorschlag ähnlich, jedoch wird die Problemlösung mit anderen Mitteln, mit zwei kaskadisch zusammenhängenden Subsystemen, erreicht. Bei einer etwaigen Weiterentwicklung und Erweiterung des vorliegenden Projektvorschlages ist das abgelaufene Patent als Stand des Wissens im Auge zu behalten, zumal das Cascading eine gängige Methode zur thermodynamischen Verbesserung von Kreisprozessen ist.

3.6.3 Fazit

Grundsatzpatente zum Absorptionskältekreislauf liegen weit zurück und sind in der Zwischenzeit zum Teil Allgemeingut. Die Patentrecherche zeigt beachtenswerte Anwendungsvorschläge der Absorptionskälte-technologie für spezielle Anwendungsfälle (z. B. für Dampfkraftwerke und brennerbetriebene Wärmepumpen), ohne jedoch die leitungsgebundenen Wärmeenergien zu fokussieren. Ebenfalls unbeachtet bleibt die Adaption an den verbraucherseitigen, saisonalen und tageszeitlichen Energiebedarf.

Insgesamt gibt es für den innovativen Ansatz des Forschungsvorhabens kein Stoppsignal, aber wohl die Notwendigkeit, andere Aktivitäten durch eine fortgeschriebene Patentrecherche weiter zu beobachten.

4 Thermodynamische Untersuchung

In diesem Kapitel werden Randbedingungen, die Auslegungsbedingungen sowie die komponentenspezifischen Daten, welche für die einzelnen Verschaltungsvarianten benötigt werden, näher erläutert. Des Weiteren werden die erstellten Modelle, welche für durchgeführten Prozesssimulationen verwendet wurden, näher beschrieben und die Ergebnisse der einzelnen Varianten dargestellt.

4.1 Einleitung und Methodik

In Anbetracht der stetig steigenden Anforderungen bezüglich Energieeffizienz und Umweltschutz gewinnt eine detaillierte Planung verfahrens- und energietechnischer Anlagen immer mehr an Bedeutung. Vor allem wirtschaftliche und ökologische Aspekte werden bei der Errichtung und Optimierung derartiger Anlagen genauer betrachtet, mit dem Ziel die optimalen Rahmenbedingungen für den Betrieb zu ermitteln und die Prozesse dementsprechend zu adaptieren. Durch den Ausbau sogenannter Smart Grids, welche die kommunikative Vernetzung der einzelnen Teilnehmer anstreben, steigen auch die Anforderungen bezüglich der Flexibilität der Energieversorgungsanlagen. Zusätzlich zur Planungsphase, welche den Nennbetrieb der Anlage betrachtet, sind zukünftig sowohl Kenntnisse über den Lebenszyklus des Systems (z. B. Inbetriebnahme, Wartung und Entsorgung) als auch Informationen über dessen Teillastverhalten erforderlich. Sowohl für die herkömmliche Anlagenbilanzierung als auch für die Prozesssimulation unter instationären Randbedingungen wurden im Laufe der letzten Jahrzehnte unterschiedliche Programme, welche im Allgemeinen auch als Fließschemasimulationsprogramme bezeichnet werden, entwickelt. Die Lösungsmethodik einer solchen Software ist entweder gleichungsorientiert oder sequentiell arbeitend. Während bei einer sequentiell arbeitenden Software für jede Teilkomponente der Anlage ein eigenes Gleichungssystem aufgestellt und gelöst wird, sucht ein gleichungsorientierter Solver die Lösungen eines umfassenden Gleichungssystems, welches alle Komponentenmodelle enthält. Trotz des größeren zu lösenden Gleichungssystems benötigen gleichungsbasierte Programme weniger Rechenzeit als Programme mit sequentiell arbeitenden Lösungsmethoden. Dennoch können bei gleichungsbasierten Lösern Probleme in Form von Rückführungen auftreten, welche die Konvergenz der Methode maßgeblich beeinflussen. Diese Schwierigkeiten können jedoch durch geeignete Anfangswerte weitgehend vermieden werden, während sequentiell arbeitende Programme diese Rückführungen iterativ problemlos lösen. [53]

Für die in diesem Projekt folgenden Simulationen werden ausschließlich gleichungsorientierte Lösungsmethoden in Betracht gezogen. Zum einen bedient man sich der weit verbreiteten Software EES® [54]. Der Engineering Equation Solver zeichnet sich durch sein weites Anwendungsgebiet und der umfangreichen Stoffdatenbank aus. Des Weiteren sind vordefinierte Modelle für Standardbauteile wie zum Beispiel Wärmetauscher und Turbinen integriert. Für den Großteil der Simulationen wird die kommerzielle Software IPSEpro® [55] herangezogen. Diese besitzt zusätzlich zu der großen Palette an Komponentenmodellen, wie auch EES, eine freie Programmiererebene. Hier können gegebenenfalls bestehende Modelle erweitert werden und für neue Anlagenbestandteile Modelle hinzugefügt werden. Des Weiteren kann mit Hilfe von aufgezeichneten Messdaten, welche dem Simulationsmodell in bestimmten Zeitintervallen als Randbedingungen aufgeprägt werden, das quasistationäre Verhalten des bestehenden Referenzprozesses sowie des neu entwickelten TeTra-Prozesses verglichen und deren Vor- bzw. Nachteile im Betrieb analysiert werden.

4.2 Messdatenauswertung von Referenzanlagen

4.2.1 Absorptionskältemaschine

In diesem Abschnitt werden die von der Wien Energie GmbH zur Verfügung gestellten Messdaten der betrachteten Versuchsanlage analysiert und dargestellt. Bei dem Versuchsobjekt handelt es sich um einen einstufigen Absorptionskältekreislauf, welcher auf Basis des weitverbreiteten Stoffpaares $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ basiert. Die benötigte Heizleistung für die Austreibung des Lösungsmittels wird dem Desorber, welcher als Rieselapparat mit horizontalem Rohrbündelwärmeübertrager ausgeführt ist, über eine Anbindung an die örtliche Fernwärmeversorgung zugeführt. Das dabei benötigte Temperaturniveau des Fernwärmever- und rücklaufs liegt bei circa 150 bzw. 60 °C. Die Nennleistung des Desorbers beträgt rund 7,0 MW. Die Kondensationswärme (Nennbetrieb 5,0 MW) des Kältemittels wird über den Verflüssiger, bestehend aus einem horizontalen Rohrbündel mit zwei festen Köpfen, abgegeben. Dabei kondensiert der vom Desorber kommende Dampf auf der Außenseite der Rohre, während die Rohre selbst mit Flusswasser mit einem durchschnittlichen Temperaturniveau von ungefähr 23 °C durchströmt werden. Der verflüssigte Wasserdampf wird anschließend dem Verdampfer (Nennleistung 7,0 MW) zugeführt. Dort rieselt es außen über die Rohrbündel und verdampft unter isobaren Verhältnissen. Die dafür benötigte Wärmeleistung beträgt im Nennbetrieb rund 7,0 MW und wird dem zu kühlenden Medium (Kaltwassersatz mit Nenn-Systemtemperaturen von 3 bzw. 10 °C) entzogen. Zusätzlich befindet sich unterhalb der Verdampfer-Rohrbündel eine Auffangtasse für das überschüssige Kältemittel. Bei zu hohen Konzentrationen der LiBr-Lösung und in weiterer Folge zu hohen Kältemittelstand läuft das überschüssige Wasser in den Absorber über und verdünnt somit die Lösung. Der Wasserdampf wird anschließend im Absorber vom herab rieselnden Lösungsmittel absorbiert. Die dabei freiwerdende Absorptionsenthalpie wird ebenfalls über Rohrbündel, welche mit Flusswasser (rund 17 °C) durchströmt werden, abgeführt. Das Gemisch aus Lösungsmittel und Wasser wird danach von Lösungsmittelpumpe angesaugt und durchströmt anschließend einen internen Lösungsmittelwärmetauscher, welcher für etwa 2,2 MW dimensioniert wurde. Dort findet ein Wärmeaustausch zwischen reicher (vom Desorber kommend) und armer Lösung (vom Absorber kommend) statt. Die nachfolgende Abbildung 4-1 zeigt den monatlich bilanzierten Wärme- bzw. Kälteenergiebedarf der eben erläuterten Absorptionskältemaschine vom Zeitraum Jänner 2015 bis Juli 2018. Um den Energiebedarf besser zu analysieren werden zusätzlich noch die monatlichen Mittelwerte der Außenlufttemperatur dargestellt. Diese schwanken für die betrachteten Jahre zwischen 3 und 23 °C. Wie aus der Bedarfsanalyse hervorgeht, beschränken sich die monatlichen Höchstlasten von rund 3,6 MWh desorberseitig und 2,5 MWh verdampferseitig auf die Sommermonate. Der maximale Wärmeenergiebedarf des Desorbers würde bei 100 %-iger Auslastung (24 h täglich) etwa 5.208 MWh betragen. Analog zum Austreiber beträgt die maximale Abgabe von Kälteenergie rund 3.720 MWh. Mit Hilfe dieser Werte sowie der monatlichen Verteilung kann die durchschnittliche Auslastung⁷ des Desorbers (vom Zeitraum Mai bis September) mit etwa 61,8 % beziffert werden. Die mittlere Auslastung des Verdampfers beträgt ungefähr 56,3 % und ist somit etwas geringer als jene des Desorbers. Neben den saisonalen Temperaturschwankungen der Außenluft, welche den Kältebedarf wesentlich beeinflussen, ist die redundante Ausführung der Gesamtan-

⁷ Die Auslastung wird als das Verhältnis von tatsächlich benötigter bzw. abgegebener Wärmemenge zur maximal möglichen Wärmemenge in einem bestimmten Zeitraum definiert.

lage maßgeblich für die geringen Auslastungen verantwortlich. Zusätzlich zur betrachteten Absorptionsanlage ist noch eine zweite baugleiche Anlage am Standort vorhanden. Des Weiteren ist ein Kaltdampfkompressionsprozess mit einer Nennkälteleistung von 7,0 MW vorhanden. Diese Anlage dient zur Abdeckung der Spitzenlasten.

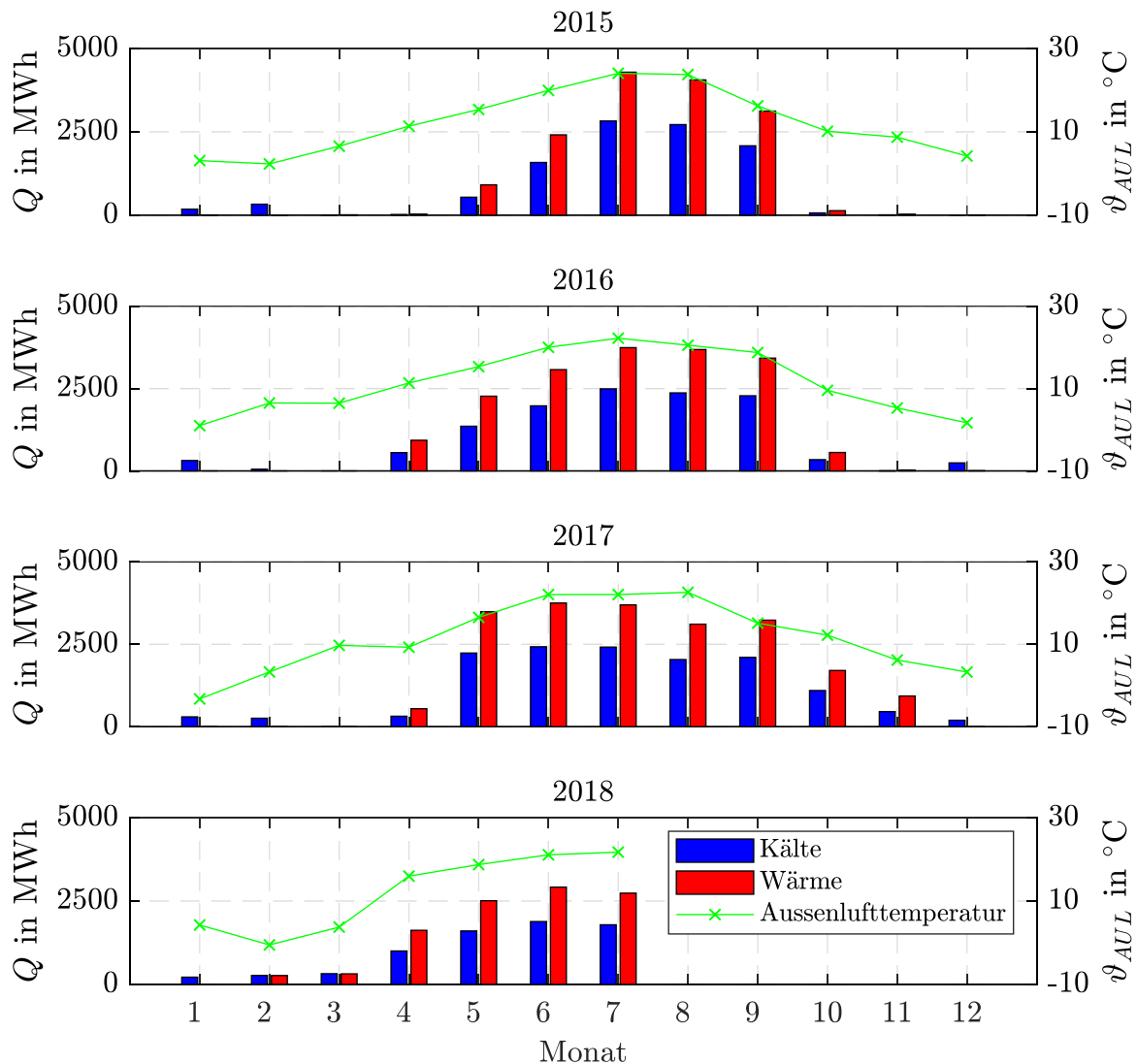


Abbildung 4-1: Monatliche Bilanzierung der zugeführte Wärme- bzw. abgeführte Kälteenergie für den betrachteten Absorptionskreislauf (2015 bis Juli 2018)

Da bei der Prozesssimulation jedoch diskrete Zeitschritte betrachtet werden ist sind die eben erläuterten Energiebilanzen für die Wärmez- bzw. abfuhr nicht als Randbedingungen geeignet. Diese dienen somit ausschließlich zur Anlagencharakterisierung und liefern einen Überblick über mögliche Lastprofile. Die Analyse der jeweiligen Wärmetauscherleistung erweist sich somit als deutlich besserer Ansatz zur Beschreibung der saisonalen Bedarfsschwankungen. Einen ersten Eindruck über die bezogenen Leistungen der Anlage stellt Abbildung 4-2 dar. Die hier gewählte Darstellungsform entspricht der einer geordneten Jahresdauerlinie (exklusive etwaiger Messfehler bzw. Ausfall der Messdatenaufzeichnung) und zeigt somit wie viele Stunden im Jahr eine bestimmte Leistung bezogen wird. Aus den Daten wird ersichtlich, dass

die Desorberleistung circa 1.400 h im Jahr (entspricht etwa 2 Monate) mit weniger als 6,0 MW beziffert werden kann. Ähnliches zeigt sich auch bei der Kälteleistung da diese entsprechend der Anlagenkonfiguration miteinander gekoppelt sind. Hier beträgt die maximale Leistung rund 4,2 MW. Bezieht man nun beide Leistungen auf die Auslegungsdaten, so erhält man einen Teillastbetrieb von etwa 85 %. Die restlichen Jahresstunden, welche abhängig von der jeweiligen Außentemperatur sind (siehe Abbildung 4-1), wird die Anlage in Teillastphasen unter 60 % betrieben.

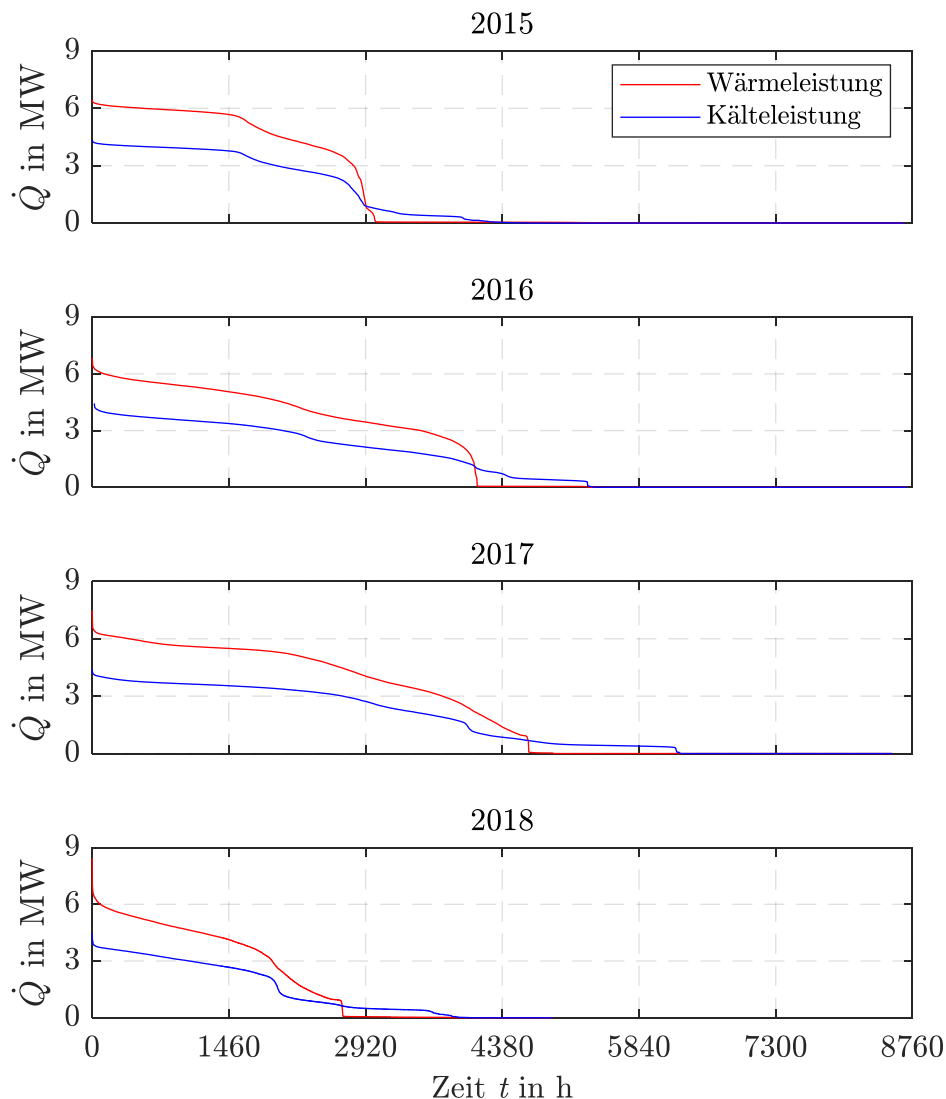


Abbildung 4-2: Geordnete Jahresdauerlinie der zugeführten Wärmeleistung (Desorber) sowie der abgeführten Kälteleistung (Verdampfer) für den betrachteten Absorptionskreislauf (2015 bis Juli 2018)

Wie sich nun dieser Teillastbetrieb des Absorptionsprozesses auf die Anlageneffizienz sowie auf die Fernwärmerücklauftemperatur auswirkt ist in Abbildung 4-3 dargestellt. Die Diagramme zeigen den COP bzw. die zugehörige Rücklauftemperatur der Fernwärmeanbindung in Abhängigkeit der abgegebenen Kälteleistung des Verdampfers. Wie aus den Diagrammen hervorgeht, liegt der COP für Kälteleistungen größer 2,5 MW bei rund 0,7. Dies entspricht einem Teillastpunkt von rund 50 %. Fällt die Verdampferleistung jedoch weiter ab, wie dies auch in der Jahresdauerlinie ersichtlich ist, so sinkt der COP weiter auf bis zu 0,4 ab. Ähnliches Verhalten kann auch bei der Fernwärmerücklauftemperatur beobachtet werden, wobei

sich eine niedrige Rücklauftemperatur positiv auf die Netzeffizienz auswirkt, da sich die Temperaturdifferenz von Wärmeträgermedium zum Erdreich verringert. Dies ist jedoch lediglich bei kleinen Kälteleistungen der Fall, wo wiederum die Anlageneffizienz ein Minimum besitzt. Dadurch entsteht eine gegenläufige Anlagenoptimierung, da das Energieversorgungsunternehmen stets bemüht ist die Rücklauftemperatur niedrig zu halten, während der Anlagenbetreiber versucht die Prozesseffizienz zu verbessern. Dieses Verhalten soll beispielsweise durch den TeTra-Prozess optimiert werden, welcher sowohl tiefe Rücklauftemperaturen als auch eine verbesserte Prozesseffizienz zum Ziel hat.

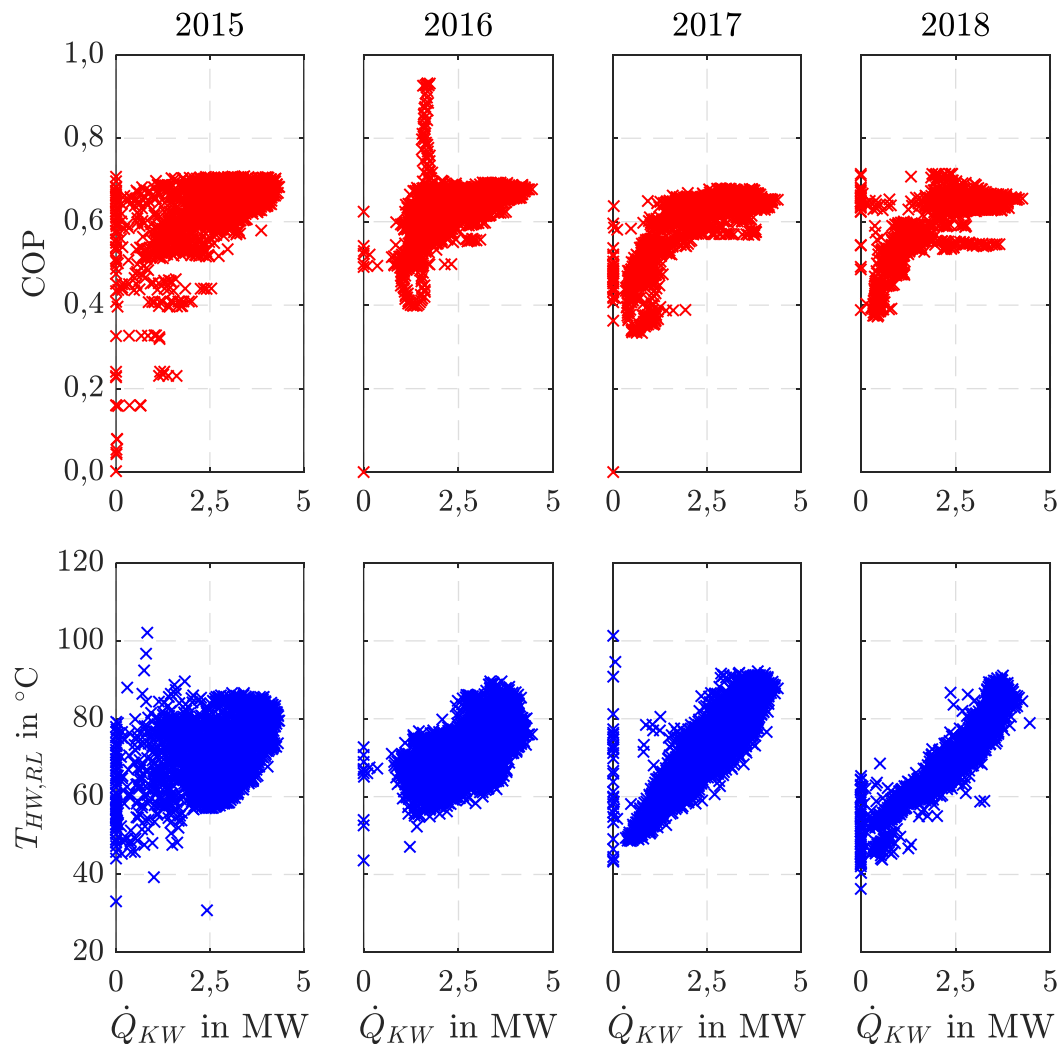


Abbildung 4-3: Wärmeverhältnis (oben) sowie Fernwärmerücklauftemperaturen (unten) in Abhängigkeit der abgegebenen Kälteleistung für den betrachteten Absorptionskreislauf (2015 bis Juli 2018)

4.2.2 Fernwärmeübergabestation

Analog zum oberen Abschnitt wird auch für das zweite Versuchsobjekt, bei der es sich im Wesentlichen um eine konventionale Wärmeübergabestation eines Fernwärmeunternehmens handelt, eine Datenanalyse basierend auf den erfassten Messdaten durchgeführt. Die betrachtete Anlage setzt sich grundsätzlich aus drei baugleichen, parallel verschalteten Wärmeübertragern (Nennleistung von 5,0 MW) zusammen, wobei jeder Wärmeübertrager für einen primären Nennvolumenstrom von 47,8 m³/h und einer Spreizung von 90 K (entspricht Nenn-Systemtemperaturen von 145 bzw. 55 °C) bemessen wurde. Diese Anlagengröße ergibt sich aus einer Clusterung der im Wärmenetz der Wien Energie GmbH befindlichen Umformer

und repräsentiert den Basisfall hinsichtlich Wärmeübergabestationen. Die jeweiligen Anbindeleitungen der Umformer (DN 125), welche netzseitig zu einer DN 250 Leitung zusammengefasst werden, sind primärseitig mit unterschiedlichen Absperrorganen, Schmutzfänger, Messeinrichtungen sowie einer Drosselregelung zur Leistungsregulierung versehen. Die anfallende Wärmeleistung wird auf ein Sekundärnetz mit einem Nennvolumenstrom von 107,5 m³/h sowie Vor- bzw. Rücklauftemperaturen von 90 bzw. 50 °C übertragen. Die drei Wärmetauscherzu- bzw. rückleitungen (jeweils DN 200) werden wiederum über eine Rohrleitung mit einer Nennweite von DN 300 zusammengefasst und anschließend über eine Pumpengruppe zum Verbraucher gefördert. Abbildung 4-4 stellt die monatlichen Wärmemengenbilanzen der einzelnen Wärmetauscher (links) sowie den Gesamtwärmebedarf (rechts) dar. Wie aus der Auswertung hervorgeht, werden die drei Apparate Großteils gleichermaßen belastet und übertragen durchschnittlich ca. 1.600 (Winter) bis 400 MWh (Sommer). In Folge dessen ergibt sich ein Jahresprofil mit einer maximalen monatlichen Wärmeabnahme von ca. 5.200 MWh sowie einer sommerlichen Grundabnahme von ca. 900 MWh.

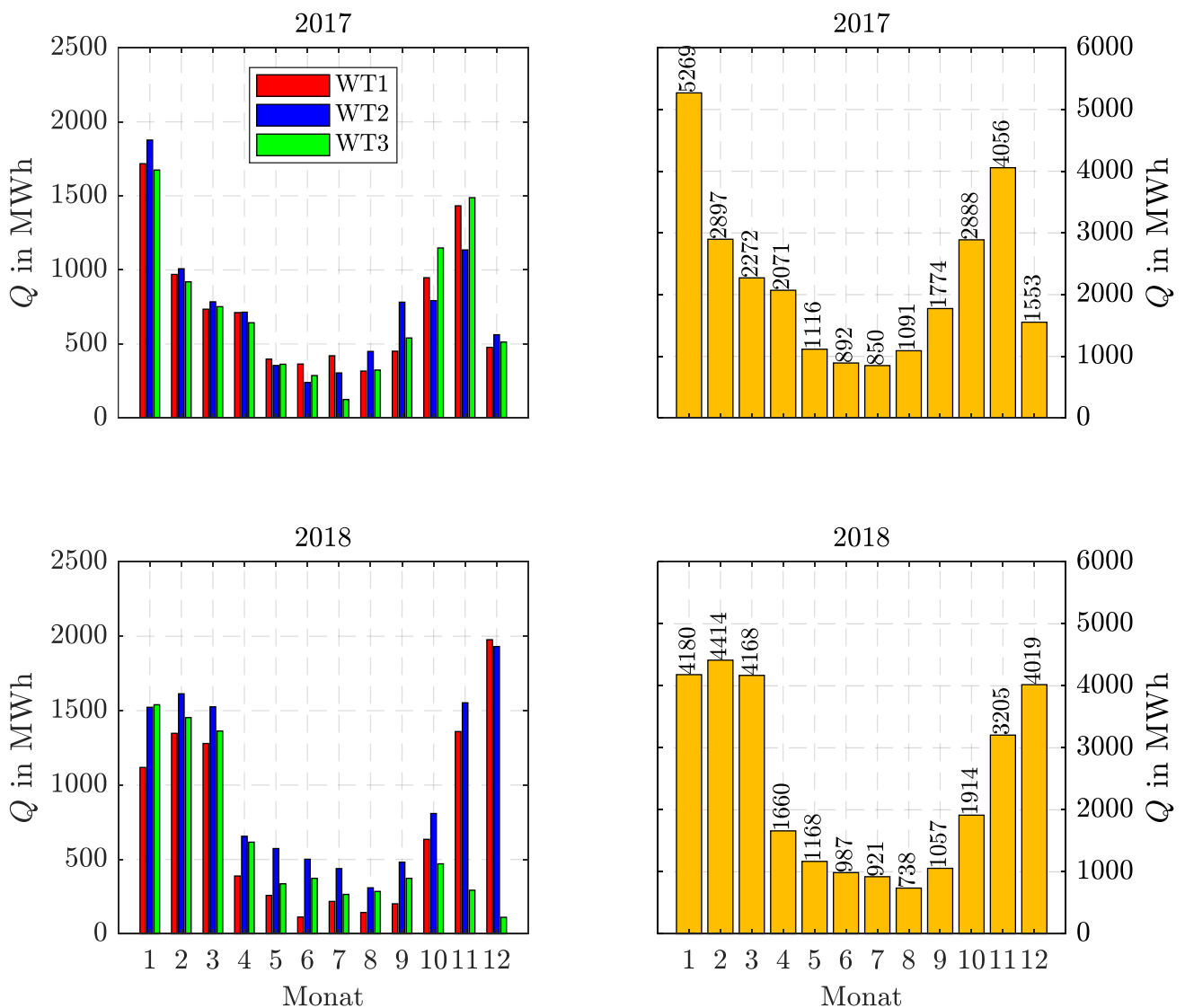


Abbildung 4-4: Monatliche Bilanzierung der bereitgestellten Wärmeenergie für die betrachtete Fernwärmeübergabestation, Wärmemenge der einzelnen WT eines Gebietsumformers (links) und Wärmemenge des Gebietsumformers (rechts) (2017 bis 2018)

Ausgehend von der Nennleistung von 5,0 MW liegt der maximal mögliche Wärmebedarf eines einzelnen Wärmetauschers bei ungefähr 3.720 MWh. Betrachtet man wiederum das Verhältnis vom tatsächlichen zum maximalen Wärmebedarf eines einzelnen Wärmetauschers, so erhält man Auslastungen zwischen 43 % im Winter und 24 % im Sommer. Da hier lediglich Wärmetransportvorgänge vorliegen und der Begriff der Auslastung somit nicht so stark zu Tragen kommt wie bei einem thermodynamischen Kreisprozess, sind diese Zahlen mit Vorsicht zu genießen. Dennoch kann bei diesen Teillastfällen im Zusammenspiel mit einer ungünstigen Auslegung der Apparate sowie der zugehörigen Regelungen eine wesentliche und nicht vernachlässigbare Systembeeinflussung hervorgerufen werden.

Wie auch zuvor bei der Absorptionskältemaschine dienen die Analysen des Wärmebedarfs ausschließlich zur Orientierung da diese auch bei diesem Versuchsobjekt nicht als Randbedingungen für eine Simulation geeignet sind. Aus diesem Grund wird auch hier in weiterer Folge die Leistung der einzelnen Komponenten in einer geordneten Jahresdauerlinie (siehe Abbildung 4-5) dargestellt. Die Messdaten zeigen, dass die Wärmeübertrager nur wenige Stunden im Jahr mit einer Spitzenleistung von rund 3,0 MW (entspricht einem Lastfall von 60 %) oder höher betrieben werden. Einen Großteil der jährlichen Betriebsphase von etwa 6.300 h liegt die übertragene Leistung zwischen 0,9 und 3,0 MW.

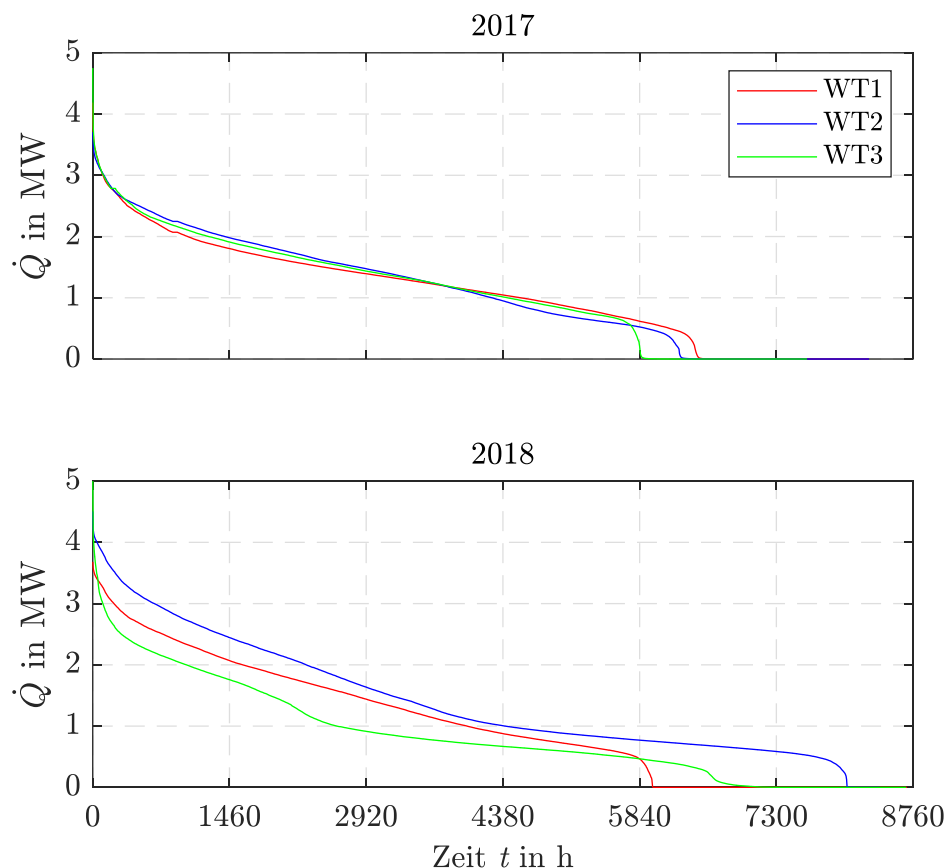


Abbildung 4-5: Geordnete Jahresdauerlinie der bereitgestellten Wärmeleistung für die betrachtete Fernwärmeübergabestation (2017 bis Juli 2018)

4.3 Vergleichsprozesse

4.3.1 Referenzprozess für die Heiz- und Kühlenergiebereitstellung - Fall b

Eine gekoppelte Energiebereitstellung, welche oft auch als KWK (Kraft-Wärme-Kopplung) bezeichnet wird, zeichnet sich zumeist durch hohe Gesamtwirkungsgrade sowie einen schonenden Umgang mit den vorliegenden Ressourcen aus und findet insbesondere im Bereich der Nah- und Fernwärmetechnik Anwendung. Wird durch die selbe Anlage zusätzlich zur Wärme sowie der elektrischen Energie noch Kälte, beispielsweise in Form eines Fernkältenetzes oder eines Kaltwassersatzes vor Ort, zur Verfügung gestellt, so bezeichnet man diese als Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK). Die über die Systemgrenzen zugeführte Energiemenge (z. B. Brennstoffenergie oder Abwärme) und die Antriebsenergie für Pumpen, Ventilatoren oder andere Peripherie stellt dabei den Aufwand der Anlage dar. Durch chemisch-physikalische Umwandlungsprozesse werden anschließend mechanische Arbeit, welche anschließend in elektrische Energie umgeformt wird, als auch die Wärmemenge von der Anlage abgegeben. Ein Teil der thermisch abgegebenen Energie kann nachfolgend in Kälteenergie, beispielsweise über einen Sorptionsprozess, umgewandelt werden. Eine weitere Nutzungsmöglichkeit der abgegebenen Wärme ist die Versorgung eines Heizkondensators, welcher anschließend in ein Fern- oder Nahwärmenetz einspeist. Ob der Fokus nun auf der Erzeugung von elektrischer Energie oder der Versorgung von Wärmenetzen liegt, wird in der Betriebsweise des Prozesses festgelegt.

Eine weitverbreitete Möglichkeit der gemeinsamen Wärme- und Kältebereitstellung ist die Kombination eines herkömmlichen Absorptionskältekreislaufs mit einer fernwärmebasierten Wärmebereitstellung, wie dies beispielsweise anhand eines einstufigen LiBr-H₂O-Kreislaufs sowie einer Fernwärmeübergabestation in Abbildung 4-6 gezeigt wird. Bei dieser Art der Anlagenkonfiguration wird die über das Netz transportierte Wärmeenergie einerseits direkt über eine Fernwärmeübergabestation in Nutzwärme umgeformt, andererseits dient diese auch als Antriebsenergie für einen Absorptionskältekreislauf. Die ausgekoppelte Fernwärme steht nun dem Absorptionskreislauf zur Verfügung und dient als Heizenergie für die Desorption des Kältemitteldampfes. Während dieser Kältemitteldampf anschließend im Verflüssiger kondensiert, wird das Lösungsmittel über einen internen Wärmeübertrager, welcher die reiche Lösung abkühlt und die arme Lösung vorerwärmt, sowie über eine Drossel zum Absorber geführt. Dort wird nun wieder der vom Verdampfer kommende Kältemitteldampf unter Wärmeabgabe an das Lösungsmittel gebunden. Die für die Kältemittelverdampfung erforderliche Wärmemenge stammt von dem zu kühlenden Medium (meistens Wasser) und steht als Nutzkälte zur Verfügung.

Die Einbindung unterschiedlicher Sorptionsprozesse in Nah- und Fernwärmesysteme kann aus mehreren Gründen forciert werden. Beispielsweise können die in den Sommermonaten überwiegend schwach ausgelasteten Wärmenetze durch den Einsatz von Absorptionsanlagen und der damit verbundenen Deckung des Klimatisierungsbedarfs sowie der Bereitstellung von Industriekälte wirtschaftlicher betrieben werden [56]. Die Integration solcher zusätzlichen Wärmeverbraucher und die damit verbundenen Auswirkungen auf das Netz sollen dabei so gut als möglich abgeschätzt werden. Derartige Untersuchungen für unterschiedliche Netztopologien wurden beispielsweise von [57] durchgeführt. Trotz der vergleichsweise hohen Rücklauftemperatur des Absorptionsprozesses liegen die spezifischen Netzverluste knapp unter jener der konventionellen Verbraucher. In Bezug auf die spezifische Pumpenergie zeigen die Ergebnisse jedoch, dass beim Einsatz von Absorptionskältemaschinen geringfügig höhere Werte als bei den Durchschnittsverbrauchern zu erwarten sind. Vorangegangene numerische Untersuchungen anhand des Wärmenetzes

in Göteborg [58] zeigen, dass in den Sommermonaten (Juni bis August) der Wärmebedarf um bis zu 30 % durch den Einsatz von Absorptionsanlagen gesteigert werden kann. In weiterer Folge können die spezifischen CO₂-Emissionen, je nach Verfügbarkeit von Wärmequellen sowie unterschiedlichen Ausbaukapazitäten (0 bis 60 %), deutlich reduziert werden. Die Ergebnisse zeigen, dass verglichen mit dem Referenzfall (kein Ausbau von Absorptionskältemaschinen), bei der Nutzung von Industrieabwärme eine jährliche Reduktion der CO₂-Emissionen von rund 20 bis 50 kg/MWh möglich ist. Bei biomassebasierten Netzen kann der Ausstoß von Kohlenstoffdioxid um etwa 100 bis 270 kg/MWh verringert werden. Neben den umwelttechnischen Aspekten kann auch die Kosten für den Kühlbedarf um bis zu 20 €/MWh gesenkt werden.

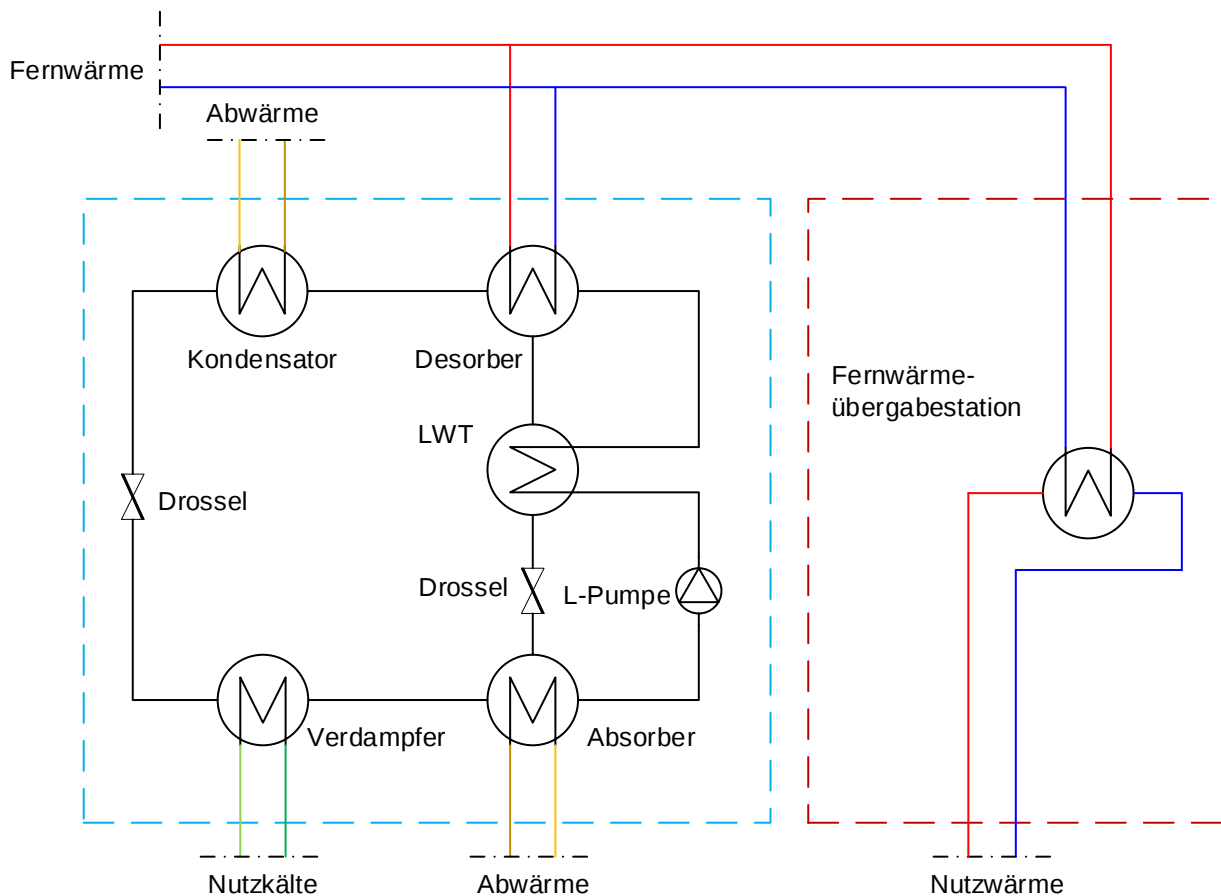


Abbildung 4-6: Schematische Darstellung des Referenzprozesses für eine kombinierte Heiz- und Kühlenergiebereitstellung, bestehend aus einer fernwärmeangetriebenen Absorptionskältemaschine (links) sowie einer konventionellen Fernwärmeübergabestation (rechts)

4.3.2 Referenzprozess für die Heizenergiebereitstellung - Fall c

Sofern sich der Zweck einer Anlage ausschließlich für die Bereitstellung von Nutzwärme, beispielsweise für die Brauchwassererwärmung oder zur Beheizung von Räumlichkeiten, beschränkt, spricht man häufig von sogenannten Wärmeübergabestationen (siehe Abbildung 4-6, rechts). Diese fungieren, je nach Situierung im Wärmenetz, entweder als Bindeglied zu anderen Subnetzen (Gebietsumformerstationen) oder zu gebäudeinternen Wärmeversorgung (Hausübergabestation). Die Aufgabe dieser Apparate besteht somit darin, die entsprechende Wärmeleistung bestimmungsgemäß hinsichtlich Druck, Volumenstrom und Temperatur an das Wärmeträgermedium der Sekundärseite zu transferieren. Bei der konventionellen Um-

setzung von Fernwärmeversorgungsnetzen kommt vor allem der Rücklauftemperatur eine große Bedeutung zu, da diese nicht nur die Effizienz der Wärmebereitstellungsanlage, sondern auch die Effizienz des Heizungs- bzw. Warmwasserbereitstellungssystems des Kunden wesentlich beeinflusst. Demzufolge schreiben die meisten technischen Anschlussvorschriften der Fernwärmeversorgungsunternehmen die Einhaltung maximaler Grenzwerte hinsichtlich der Rücklauftemperatur vor (vgl. [59]–[61]), wobei nach Möglichkeit tiefere Werte anzustreben sind. Je kleinere Werte die Temperatur des Wärmeträgermediums annimmt, desto mehr Wärme kann aus den zur Verfügung stehenden Reservoirs ausgekoppelt bzw. genutzt werden. Der Prozess der Wärmeauskopplung mit Hilfe von Rauchgaskondensationsanlagen [62]–[65] wird zum Beispiel durch niedrige Netzzücklauftemperaturen begünstigt, da, abhängig vom Feuchtegehalt und Temperaturniveau des Rauchgases ein größerer Anteil der Kondensationswärme genutzt werden kann. Dies führt in der Regel zu höheren Anlagenwirkungsgraden sowie Brennstoffeinsparungen, was sich wiederum in reduzierten Treibhausgasemissionen sowie einer Steigerung des wirtschaftlichen Potentials widerspiegelt. Die Wärmebereitstellung basierend auf solarthermischen Anlagen [66]–[68] profitiert ebenso von niedrigen Rücklauftemperaturen, da sich die Senkung der mittleren Absorbertemperatur positiv auf den Kollektorwirkungsgrad auswirkt. Netzseitig ergeben sich die Vorteile in Form von reduzierten Pumpstromkosten bzw. Wärmeverlustkosten, einer erhöhten Netzwerkkapazität, geringeren Materialkosten hinsichtlich der Dimensionierung der Transportleitungen sowie die Potentialerhöhung für die Integration alternativer Wärmebereitstellungssysteme [69].

Eine weitere Möglichkeit der Rücklauftemperaturabsenkung in einem Fernwärmenetz wird in einer erst kürzlich publizierten Veröffentlichung von Mirl et al. [70] aufgezeigt. Das Grundprinzip dieser Arbeit stützt sich ebenfalls auf die Absorptionstechnologie, wobei bei den Untersuchungen das Arbeitsstoffpaar $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ herangezogen wurde. Das Medium im Fernwärmenetz wird zunächst über den Austreiber geführt wo die erforderliche Energie für den Desorptionsprozess bereitgestellt wird. Im Anschluss wird über einen Hauptwärmetauscher bzw. einen Verdampfer die Nutzwärme ausgekoppelt, während das Wärmeträgerfluid weiter abgekühlt wird. Die Verschaltung wurde numerisch untersucht und anschließend anhand von Kennzahlen analysiert. Im Vergleich zu jener Variante ohne Absorptionskreislauf konnte der exergetische Wirkungsgrad um rund 8,0 % auf etwa 69,1 % erhöht werden. Die Auswirkungen auf die Rücklauftemperatur wurde in Abhängigkeit der Fernwärmeverlauftemperatur sowie unterschiedlicher Wärmetauschergängigkeiten untersucht. Die minimale Rücklauftemperatur von 18,0 °C wurde bei einer Vorlauftemperatur von 120,0 °C ermittelt. Mit einer Steigerung der Vorlauftemperatur auf 80,0 °C erhöht sich ebenfalls die Rücklauftemperatur auf etwa 32 °C. Hu et al. [71] präsentiert die Integration eines Absorptionskreislaufs in ein Wärmenetz und analysiert die Auswirkungen auf unterschiedliche Kraftwerkstypen. Die Ergebnisse zeigen, dass sowohl bei niedrigen als auch bei hohen sekundären Systemtemperaturen die primäre Fernwärmerücklauftemperatur auf bis zu 30,0 °C abgesenkt werden kann. In weiterer Folge können auch die Transportkosten sowie die Wärmeverluste im Netz reduziert werden. Zudem lassen sich anfallende Niedertemperaturquellen in den Kraftwerken leichter in die Fernwärmebereitstellung implementieren, was sich wiederum in verringerte Brennstoffkosten widerspiegelt.

4.4 Randbedingungen

4.4.1 Festlegung auf Komponentenebene auf Basis einer Absorptionskältemaschine

Für die im Folgekapitel (4.5) durchgeführten numerischen Untersuchungen der einzelnen Prozessverschaltungen wird zunächst eine herkömmliche Absorptionskältemaschine (siehe Abschnitt 4.2.1) in einem ähnlichen Leistungsbereich wie der in Abschnitt 4.2.2 beschriebene Umformer betrachtet. Diese Anlagenkonfiguration entspricht gleichzeitig der Grundverschaltung des TeTra-Prozesses (3.4.1) und dient somit ausschließlich zur Bereitstellung von Nutzkälte auf einem Temperaturniveau zwischen 3,0 und 10,0 °C. Die für die Modellierung erforderlichen Randbedingungen, welche in Tabelle 4-1⁸ zusammengefasst sind, wurden aus zeitlich aufgelösten Messdaten generiert. Insgesamt wurden vier verschiedene Lastzustände (jeweils bezogen auf die Kälteleistung $\dot{Q}_{KW}$) herangezogen, um entsprechende Teillastmodelle der einzelnen Komponenten ableiten zu können. Da das in Abschnitt 4.5.1 erläuterte Prozessmodell lediglich stationäre Zustände abbilden kann, werden jeweils die arithmetischen Mittelwerte über einen Zeitraum von mehreren Stunden berechnet um einen stationären Anlagenbetriebszustand sicherstellen zu können. Wie aus der Tabelle ersichtlich wird, variiert die mittlere Kälteleistung zwischen 0,82 und 3,92 MW, was einem Lastzustand von 16,6 bzw. 78,4 % entspricht. Bei aufgeprägten Größen handelt es sich einerseits um externe Parameter, wie beispielsweise Kalt- und Heißwassermassenströme bzw. Temperaturen, andererseits um interne Prozessgrößen welche den Zustand des Absorptionskreislaufs charakterisieren. Diese werden hauptsächlich in Form von Temperaturen des Lösungsmittel- bzw. Kältemittelkreislaufs berücksichtigt. Gewisse Größe ändern sich kaum in Abhängigkeit des Lastzustandes. Dabei handelt es sich hauptsächlich um die Systemtemperaturen des Kaltwasserkreislaufs $t_{KW, \text{ein}}$ bzw. $t_{KW, \text{aus}}$, vor allem um die Verdampfeintrittstemperatur (circa 3,0 bis 4,0 C), die vom Netz zur Verfügung gestellte Vorlauftemperatur $t_{HW, \text{ein}}$ (etwa 150,0 °C) sowie die Temperatur des Kältemittels am Austritt des Verdampfers $T_{V, \text{aus}}$. Die Temperatur des Kühlwassers, welches die Absorptions- bzw. Kondensationsenergie abführt, kann ebenfalls mit rund 19,0 °C als konstant betrachtet werden. Deutlich zu erkennen ist, der Anstieg der jeweiligen Massenströme in Abhängigkeit der Kälteleistung $\dot{Q}_{KW}$. Für eine mittlere Kälteleistung von etwa 820 kW werden ungefähr 3,85 kg/s Heißwasser mit einer Temperatur von 150,0 °C benötigt. Für 80 % der Kälteleistung werden wiederum rund 20,0 kg/s Heißwasser für den Betrieb der Absorptionskältemaschine benötigt. Des Weiteren wird ersichtlich, dass die Austrittstemperatur des Heißwasser $t_{HW, \text{aus}}$, welches in weiterer Folge zurück in das Fernwärmenetz fließt, mit zunehmender Kälteleistung tendenziell ansteigt. Verglichen mit dem Lastfall MP1 erhöht sich die Fernwärmerücklauftemperatur bei einer Kältelast von 3.920 kW um knapp 30,0 °C. Dieses Verhalten konnte bereits bei der Messdatenanalyse (siehe Abschnitt 4.2.1, Abbildung 4-3) beobachtet werden. Das Wärmeverhältnis bzw. der COP sinkt im Gegensatz zur Rücklauftemperatur, was wiederum Effizienzeinbußen der Anlage bedeutet. Hinzukommen, wie bereits in den Kapiteln davor erläutert wurde, die Netzauswirkung in Bezug auf die erhöhte Fernwärmerücklauftemperatur. Des Weiteren ist bei geringen Kälteanforderungen eine deutliche Senkung der Lösungsmitteltemperatur am Desorbereintritt $T_{D, \text{ein}}$ festzustellen. Dies weist auf eine schlechtere Effizienz des Lösungsmittelwärmetauschers (LWT) hin.

⁸ Als fünfter Messpunkt für die Charakterisierung der Systemkomponenten werden die Auslegungswerten gemäß herangezogen.

Tabelle 4-1: Randbedingung zur Systemidentifikation der betrachteten Absorptionskältemaschine (lt. 4.2.1) für unterschiedliche Lastzustände (bemessen an der durchschnittlichen Kälteleistung, MP...Messpunkt eines charakteristischen Betriebszustandes im Teillastbetrieb)

Größe	Einheit	MP1	MP2	MP3	MP4	Auslegung
durchschnittliche Kälteleistung $\dot{Q}_{KW}$	MW	0,82	1,83	2,81	3,92	5,0
Lösungsmitteltemperatur Absorberraustritt $T_{A,aus}$	°C	24,5	31,4	24,3	30,2	25,7
Lösungsmitteltemperatur Desorbereintritt $T_{D,ein}$	°C	53,8	71,4	65,9	89,2	53,1
Kältemitteltemperatur Kondensatoraustritt $T_{K,aus}$	°C	25,3	27,7	29,8	39,5	30,8
Kältemitteltemperatur Verdampferaustritt $T_{V,aus}$	°C	2,5	3,0	1,5	2,0	1,5
Kühlwassereintrittstemperatur $t_{KH,ein}$	°C	19,9	18,0	17,4	20,3	17,9
Kühlwasseraustrittstemperatur $t_{KH,aus}$	°C	24,7	26,0	26,4	31,4	28,7
Kaltwassermassenstrom $\dot{m}_{KW}$	kg/s	73,9	77,1	91,4	153,8	175,5
Kaltwassereintrittstemperatur $t_{KW,ein}$	°C	5,7	9,7	10,8	11,0	9,9
Kaltwasseraustrittstemperatur $t_{KW,aus}$	°C	3,0	3,9	3,3	4,8	3,1
Heißwassermassenstrom $\dot{m}_{HW}$	kg/s	3,9	8,7	11,3	20,1	20,9
Heißwassereintrittstemperatur $t_{HW,ein}$	°C	152,1	152,9	150,1	153,6	148,7
Heißwasseraustrittstemperatur $t_{HW,aus}$	°C	52,2	66,6	60,6	81,7	61,2

Neben den oben beschriebenen Randbedingungen, ermittelt aus unterschiedlichen Lastzuständen, wurden komponentenspezifische Festlegung getroffen. Dabei handelt es sich im Wesentlichen um Druckverluste bei Wärmeübertrager bzw. Wirkungsgrade von Pumpen und mechanischen Antrieben. Die Werte zu den jeweiligen Größen sind in Tabelle 4-2 zusammengefasst.

Tabelle 4-2: Komponentenspezifische Randbedingung zur Systemidentifikation der betrachteten Absorptionskältemaschine

Größe	Einheit	Wert
Druckverlust Desorber (heißwasserseitig) Δp_{HW}	bar	0,1
Druckverlust Desorber (Absorptionskreislauf) Δp_D	bar	0
Druckverlust Kondensator (kühlwasserseitig) Δp_{KH}	bar	0,25
Druckverlust Kondensator (Absorptionskreislauf) Δp_K	bar	0
Unterkühlung Kondensator $\Delta T_{sub,K}$	°C	0,1
Druckverlust Verdampfer (kaltwasserseitig) Δp_{KW}	bar	0,3
Druckverlust Verdampfer (Absorptionskreislauf) Δp_V	bar	0,01
Druckverlust Absorber (kühlwasserseitig) Δp_{KH}	bar	0,25
Druckverlust Absorber (Absorptionskreislauf) Δp_A	bar	0,1
Druckverlust LWT (arme Lösung) $\Delta p_{WT,1}$	bar	0,01
Druckverlust LWT (reiche Lösung) $\Delta p_{WT,2}$	bar	0,1
Pumpenwirkungsgrad η_p	%	70,0
mechanischer Wirkungsgrad η_m	%	90,0

4.4.2 Randbedingungen des TeTra-Prozesses für den Fall b

Im Falle einer gekoppelten Energiebereitstellung, wie es beispielsweise durch die in Abschnitt 3.4.2 beschriebene Verschaltungsvariante des TeTra-Prozesses möglich ist, wird neben der Nutzwärme $\dot{Q}_{HW}$ auch Kälteenergie $\dot{Q}_{KW}$ zur Verfügung gestellt. Der hierfür herangezogene Vergleichsprozess setzt sich aus einer einstufigen Absorptionskältemaschine und einer Fernwärmeübergabestation (vgl. Abschnitt 4.3.1) zusammen. Dabei soll jeweils ein Verbraucher mit einer Nennkälteleistung von $\dot{Q}_{KW} = 5,0$ MW sowie ein er Nennwärmeleistung von $\dot{Q}_{HW} = 15,0$ MW versorgt werden. Diese Leistungsklassen entsprechen jener Anlagen aus Abschnitt 4.2.1 bzw. 4.2.2. Die Systemtemperaturen auf denen diese Leistungen anfallen wurden ebenfalls auf den Normalanlagenbetrieb der jeweiligen Anlage abgestimmt und betragen 90,0 bzw. 50,0 °C für die Wärmebereitstellung und 3,1 bzw. 9,9 °C für die Kälteversorgung. Für die Versorgung der Apparate wird jeweils ein Fernwärmestrom mit einer primären Vorlauftemperatur von $t_{VL,pri} = 150,0$ °C angenommen. Da sowohl beim Absorptionskältekreislauf als auch beim TeTra-Prozess Abwärme durch die Kondensation bzw. die Absorption des Kältemittels abgeführt werden muss, wird auch ein Kühlmittel-massenstrom, welcher jedoch je nach Bedarf variiert, angenommen. Das Temperaturniveau des Kühlmittelreservoirs lehnt sich an den Temperaturen der Kühlwasserversorgung der Absorptionsanlage an. Demnach beträgt die Eintrittstemperatur des Kühlwassers circa 17,9 °C. Die Austrittstemperaturen der beiden Kreisläufe unterscheiden sich geringfügig, da bei der Absorptionskältemaschine zusätzlich zum Absorber auch noch der Kondensator mit Kühlwasser durchströmt wird. Dieser übernimmt beim TeTra-Prozess bekanntlich die Wärmebereitstellung.

Da bei der Betrachtung dieser Verschaltungsvariante keine zeitlich aufgelösten Simulationen durchgeführt werden, beschränken sich auch die Randbedingungen auf stationäre Werte. Eine Auflistung der herangezogenen komponentenspezifischen Randbedingungen ist in Tabelle 4-3 dargestellt. Hier werden gezielt Grädigkeiten Δt_{in} bzw. Δt_{out} angenommen, um die Anlagen skalierbar darzustellen. Die restlichen Spezifikation der Komponenten wie z. B. Druckverluste Δp , Unterkühlungstemperatur oder Wirkungsgrade η sind identisch mit den Werten aus Tabelle 4-2.

Tabelle 4-3: Abgeleitete Randbedingung für die numerische Untersuchung des TeTra-Prozesses sowie einer konventionellen Fernwärmeübergabestation und einer Absorptionskältemaschine für eine gekoppelte Energiebereitstellung

Größe	Einheit	Umformer bzw. AKM	TeTra-Prozess
Grädigkeit Übergabestation Δt_{in}	°C	5,0	-
Grädigkeit Desorber Δt_{in}	°C	7,0	7,0
Grädigkeit Absorber Δt_{out}	°C	7,0	7,0
log. Temperaturdifferenz LWT ΔT_{LWT}	°C	12,2	12,2
Grädigkeit Verdampfer Δt_{in}	°C	3,0	3,0
Grädigkeit Kondensator Δt_{out}	°C	5,0	5,0

4.4.3 Randbedingungen des TeTra-Prozesses sowie des Gebietsumformers für den Fall c

Für die numerische Abbildung sowie den anschließendem Vergleich einer konventionellen Fernwärmeübertragungsstation und den Fall c des TeTra-Prozesses (ausschließlich für die Heizenergiebereitstellung, siehe Abschnitt 3.4.3) werden zunächst die hierfür notwendigen komponentenspezifischen Randbedingungen ermittelt. Diese werden hauptsächlich in der Form von Wärmetauscherkennwerten $(k \cdot A)_x$ und mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen ΔT_x bestimmt, wobei für erweiterte Komponenten, wie z. B. dem zusätzlichen Wärmetauscher zur Wärmeauskopplung beim TeTra-Prozess, Grädigkeiten Δt_{in} bzw. Δt_{out} angesetzt werden. Die hierbei durchgeführte Auslegungsrechnung stützt sich auf die in Tabelle 4-4 ersichtlichen Größen bzw. Werte. Demnach sollen die beiden Apparate in der Lage sein, eine Nennnutzwärmeleistung von $\dot{Q}_{sek} = 15,0$ MW bei Systemtemperaturen von $t_{VL,sek} = 90,0$ °C bzw. $t_{RL,sek} = 50,0$ °C bereitzustellen. Zur Verfügung steht dabei ein Fernwärmemassenstrom mit einer Nennvorlauftemperatur $t_{VL,pri}$ von etwa 145,0 °C. Diese Anlage entspricht jener aus Abschnitt 4.2.2.

Tabelle 4-4: Randbedingung für die Auslegungsrechnung des TeTra-Prozesses und der konventionellen Umformerstation für den Fall c

Größe	Einheit	Wert
primäre Fernwärmeverlauftemperatur $t_{VL,pri}$	°C	145,0
sekundäre Heizungsvorlauftemperatur $t_{VL,sek}$	°C	90,0
sekundäre Heizungsrücklauftemperatur $t_{RL,sek}$	°C	50,0
Nennwärmeleistung am Verbraucher $\dot{Q}_{sek}$	MW	15,0

Aus dieser durchgeführten Auslegungsrechnung lassen sich nun folgenden komponentenspezifische Randbedingungen für die nachfolgenden Simulationen ableiten (vgl. Tabelle 4-5). Zusätzlich zu diesen Werten werden die unter Abschnitt 4.5.1 (Abbildung 4-12) generierten Korrelationen für die Beschreibung des Teillastverhaltens herangezogen. Neben diesen Randbedingungen, welche im Wesentlichen den Wärmeübergang im Bauteil bzw. Fluid charakterisieren, werden des Weiteren Druckverluste Δp , Wirkungsgrade η sowie Unterkühlungstemperaturen bei der Kondensation des Fluids angenommen. Diese sind identisch mit jenen aus Tabelle 4-2.

Tabelle 4-5: Abgeleitete Randbedingung für die numerische Untersuchung des TeTra-Prozesses und der konventionellen Umformerstation

Größe	Einheit	Umformer	TeTra-Prozess
(kA)-Wert Wärmetauscher für Wärmeauskopplung	kW/K	390,0	-
Grädigkeiten zus. Wärmetauscher Δt_{in} bzw. Δt_{out}	°C	-	5,0
(kA) _D -Wert Desorber	kW/K	-	240,0
(kA) _A -Wert Absorber	kW/K	-	235,0
(kA) _V -Wert Verdampfer	kW/K	-	150,0
log. Temperaturdifferenz LWT ΔT_{LWT}	°C	-	9,5
log. Temperaturdifferenz Kondensator ΔT_K	°C	-	7,6

Neben den prozessspezifischen Randbedingungen, wie beispielsweise Wärmetauscherkennwerte, werden des Weiteren Rahmenbedingungen für die Untersuchung bzw. den Auswirkungen auf das thermische Netz festgelegt. Hierbei handelt es sich im Wesentlichen um folgende Parameter:

- standardisierte Rohrlänge
- Rohrdimension
- Dämmstärke
- Rohr- und Dämmmaterial
- Verlegungsart

Die nachfolgenden Auswertungen der Kennwerte wie z. B. Pumpleistung der Netzpumpe oder Wärmeverluste) werden auf eine standardisierte Länge des Rohrnetzes, welche mit $L = 1.000$ m festgelegt wird, bezogen. Somit ergeben sich, je nach Größe, längenspezifische Einheiten (wie z. B. kW/km). Die Bestimmung der Rohrnennweite erfolgt anhand der Anschlussleistung der versorgten Verbraucher (je 15 MW) sowie einer Spreizung bei Nennbedingungen, welche bei primären Systemtemperaturen von 145/55 °C mit 90,0 °C festgelegt wird. Als Richtwerte für die Rohrbemessung werden die Fließgeschwindigkeit u (circa 1,5 m/s) sowie das Rohrreibungsdruckgefälle R (max. 200,0 Pa/m) herangezogen [2], [3]. Des Weiteren ist hinzuzufügen, dass bei beiden Fällen (sowohl TeTra-Prozess als auch Übergabestation) die gleichen Nennweite angenommen wird, aus dem Grund, dass eine mögliche Steigerung der Netzkapazität analysiert wird. Als Rohrwerkstoff werden herkömmliche Stahl-Rohre mit einer Wärmeleitfähigkeit λ_R von 42,0 W/mK betrachtet. Für die Wärmeleitfähigkeit λ_{WD} sowie die Dicke s_{WD} des Dämmmaterials wird ein Wert von 0,04 W/mK bzw. 62,0 mm gemäß [72] angenommen. Die Daten der Rohr- bzw. Dämmsystems sind in Tabelle 4-6 zusammengefasst.

Tabelle 4-6: Komponentenspezifische Randbedingung für die numerische Untersuchung der Netzauswirkungen bei Verwendung des TeTra-Prozesses sowie der konventionellen Umformerstation

Größe	Einheit	Wert
Rohrdimension ($d_i \times s$) _R	mm	210,1 x 5,0
Wärmeleitfähigkeit Rohrmaterial λ_R	W/mK	42,0
Dicke Wärmedämmung s_{WD}	mm	62,0
Wärmeleitfähigkeit Wärmedämmung λ_{WD}	W/mK	0,04

Des Weiteren wird angenommen, dass die Rohrleitungen erdverlegt, in etwa 1,0 m Tiefe sind. Die thermophysikalischen Eigenschaften des Erdbodens, welche auch Einfluss auf den Wärmeverlust des Netzes haben, werden als konstant angesehen. Für die Stoffwerte des Erdmaterials werden folgende Werte angenommen:

- Dichte $\rho = 3.200$ kg/m³
- spez. Wärmekapazität $c_p = 0,84$ kJ/kgK
- Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 2,42$ W/mK
- Temperaturleitfähigkeit $a = 0,74$ m²/h

4.4.4 Festlegung von Lastprofilen

Neben den stationären, konstanten Randbedingungen (wie z. B. Wärmetauscherkennwert oder logarithmische Temperaturdifferenz) werden für transiente Simulationen noch zeitlich abhängige Randbedingungen benötigt. Diese Funktionen $f(t)$ können einerseits aus synthetisch generierten Daten (z. B. klimatisches Referenzjahr oder Lastprofil), andererseits aber auch aus Messdaten ermittelt werden. Die in dieser Studie herangezogene Ansatz basiert auf Messdaten von einer realen Absorptionskälteanlage bzw. Umformerstation, welche bereits unter Abschnitt 4.2.1 und 4.2.2 erläutert wurden. Da jedoch Messdaten oft verrauscht sind bzw. mit Aussetzern des Datenerfassungssystems behaftet sind, ist eine kontinuierliche Aufprägung dieser Werte oft nicht möglich. Des Weiteren kommt hinzu, dass derartige Simulationsmodelle meist empfindlich auf hohe Gradienten, welche durch stark schwankende Messsignale hervorgerufen werden, reagieren. Aus diesem Grund werden die funktionalen Zusammenhänge zwischen den Mess- bzw. Inputgrößen und der Zeit t durch Fit-Funktionen, welche anhand der Messreihen entworfen werden, angenähert. In diesem Fall werden drei unterschiedliche Fit-Ansätze herangezogen, welche in Gleichung (4-1) bis (4-3) in deren mathematischer Grundform dargestellt sind. Bei den ersten beiden Ansätzen handelt es sich um Gauss-Modelle 1. bzw. 2. Ordnung. Diese sind in der Lage, Hoch- und Tiefpunkte zu reproduzieren und eignen sich somit für stark schwankende Größen (z. B. Wärmebedarf). Als dritte Methode wird ein herkömmlicher Polynom-Ansatz (2. Ordnung) herangezogen.

$$f(t) = a_1 \cdot \exp \left[- \left(\frac{t - b_1}{c_1} \right)^2 \right] \quad (4-1)$$

$$f(t) = a_1 \cdot \exp \left[- \left(\frac{t - b_1}{c_1} \right)^2 \right] + a_2 \cdot \exp \left[- \left(\frac{t - b_2}{c_2} \right)^2 \right] \quad (4-2)$$

$$f(t) = a_1 \cdot t^2 + b_1 \cdot t + c_1 \quad (4-3)$$

Bei den nachfolgenden Simulationen (falls instationär) handelt es sich um Jahressimulationen, bei der die unterschiedlichen Werte für eine Größe in äquidistanten Zeitschritten dem Simulationsmodell zugeführt werden. Diese Betrachtungsweise erlaubt die Untersuchung der Prozesse unter den Einfluss von nutzerspezifischen sowie klimatischen Aspekten. Demzufolge werden neben Größen, wie beispielsweise Außenlufttemperatur, auch jene Größen, welche den Leistungsbedarf an Heizenergie des Nutzers repräsentieren (thermische Leistung $\dot{Q}$, Massenstrom $\dot{m}$ und Netzvorlauftemperatur t_{VL}), variiert.

Tabelle 4-7: Koeffizienten der herangezogenen Fit-Funktionen für die unterschiedlichen instationären Randbedingungen für transiente Simulationen

Größe	Glg.	a_1 [-]	b_1 [-]	c_1 [-]	a_2 [-]	b_2 [-]	c_2 [-]
Außentemperatur	(4-1)	23,29	4728,00	2557,00	-	-	-
Leistung GUFO	(4-2)	1,02e+12	1,04e+05	2,05e+04	2,05e+04	5,64	1959,00
Vorlauftemperatur GUFO	(4-3)	2,52e-06	2,19e-02	148,10	-	-	-
Massenstrom GUFO	(4-2)	120,70	4234,00	6478,00	63,74	7829,00	2174,00

Der entsprechende Ansatz, welcher für die jeweilige Größe herangezogen wurde, sowie die daraus resultierenden Koeffizienten können Tabelle 4-7 entnommen werden. Die grafische Darstellung der Messdaten mit den zugehörigen Fit-Funktionen ist in Abbildung 4-7 ersichtlich. Wie aus den Diagrammen hervorgeht, werden sowohl der Massenstrom $\dot{m}$ als auch die thermische Leistung $\dot{Q}$ auf der Verbraucherseite durch eine Gauss-Funktion 2. Ordnung approximiert. Dadurch können die Hoch- und Tiefpunkte des Bedarfs gut nachgebildet werden. Die Ähnlichkeit der beiden Kurven stammt daher, dass aus Mangel an Informationen konstante Systemtemperaturen angenommen wurden (50,0 bzw. 90,0 °C) und somit lediglich ein Faktor, bestehend aus Wärmekapazität c_p und Spreizung $\Delta t = t_{VL} - t_{RL}$, die beiden Kurven unterscheidet. Die Vorlauftemperatur des Fernwärmemassenstroms t_{VL} wird, aufgrund der Außentemperaturregelung und dem damit verbunden Tiefpunkt im Sommer, durch eine nach oben geöffnete Parabel beschrieben. Für die Reproduzierung der Außenlufttemperatur t_{AUL} wird, aufgrund der Abflachung gegen Jahresende bzw. -beginn, ein Gauss-Modell 1. Ordnung empfohlen.

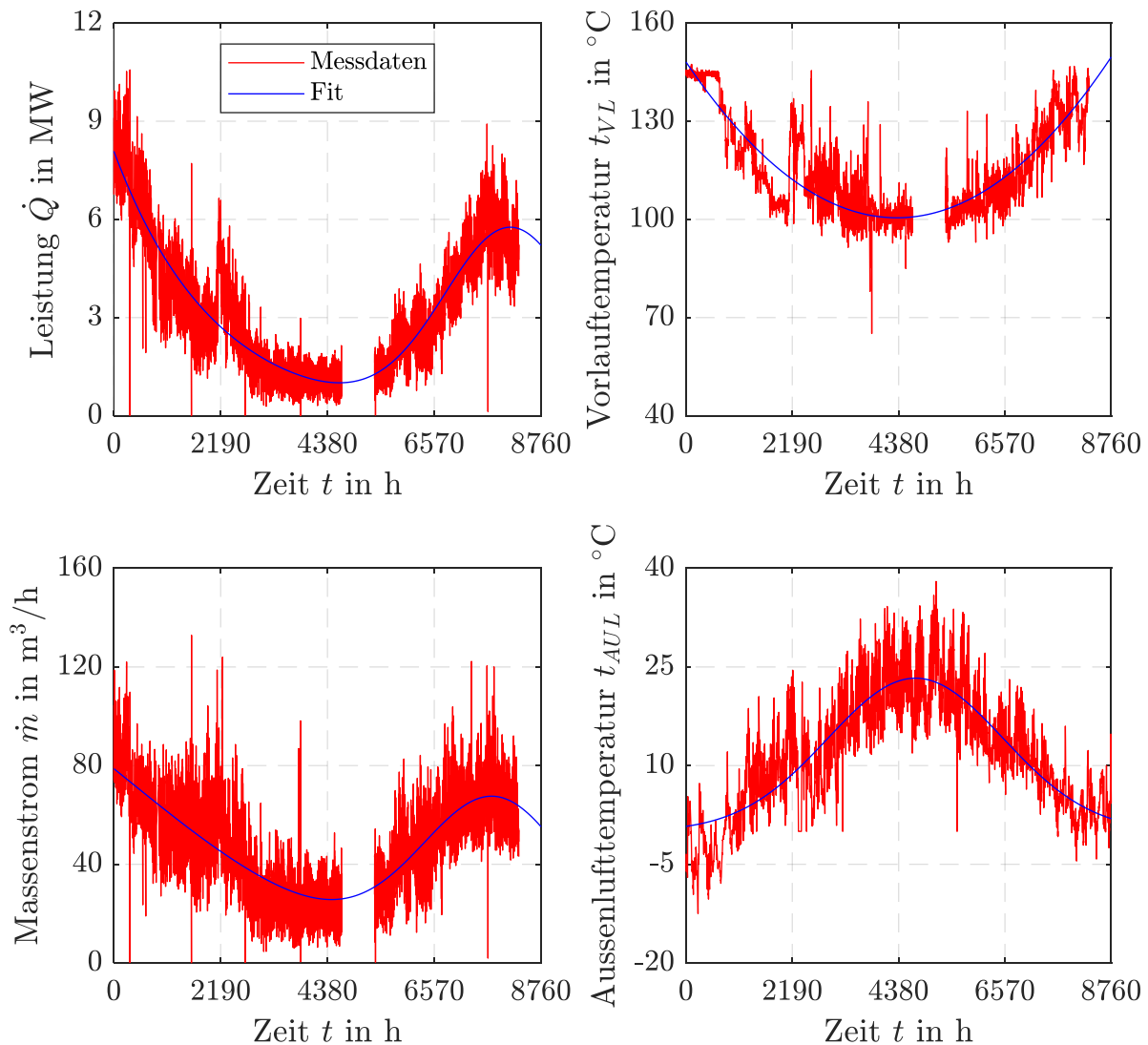


Abbildung 4-7: Zeitlicher Verlauf inklusive der angenäherten Fit-Funktionen für die quasistationäre Jahressimulation für den Fall c (siehe 4.5.3)

4.4.5 Randbedingungen der Müllverbrennungsanlage

Neben den Netzauswirkungen des TeTra-Prozesses mit Rücklaufftemperaturabsenkung werden im Abschnitt 4.5.3 noch die Auswirkungen auf ein Wärmebereitstellungssystem, welches das Fernwärmenetz mit Heißwasser versorgt, untersucht. Bei der betrachteten Anlage handelt es sich um eine Müllverbrennungsanlage [73], welche einen Wasserdampfprozess mit einer elektrischen Nennleistung von rund 13,9 MW sowie einer Wärmeauskopplung von rund 60,0 MW betreibt. Dabei wird eine Brennstoffwärmeleistung von etwa 88,8 MW in Form von Abfall zugeführt und unter Regelung des Restsauerstoffs auf 8,0 Vol. %_{tr} verbrannt. Der nachgeschaltete Wasserdampfkreislauf nimmt diese Wärme auf und wird dadurch auf einen Turbineneintrittszustand von bis zu 40,0 bar bzw. 400,0 °C gebracht. Der überhitzte Dampf wird anschließend in einer Expansionsmaschine unter der Abgabe von mechanischer und weiterer Folge elektrischer Energie auf etwa 4,5 bar Gegendruck entspannt. Anschließend wird der Wasserdampf im Kondensator verflüssigt und im Kondensatkühler auf etwa 117,0 °C unterkühlt. Das Fernwärmemedium wird im Gegenstromprinzip durch die Kondensations- bzw. Unterkühlungsenergie von 80,0 auf 150,0 °C aufgeheizt. Ausgehend von diesen Spezifikationen wurde das Kraftwerk hinsichtlich der nachfolgenden ökologischen Bewertung auf die Dimension des Betrachtungsfalls (4.5.3) runterskaliert. Somit beträgt der ins Kraftwerk eintretende Fernwärme-Nennmassenstrom $\dot{m}$, welcher sich aus jenen des TeTra-Prozesses und jenen der Umformerstation zusammensetzt, ungefähr 35,6 kg/s. Der skalierte Kraftwerksprozess steht somit ungefähr in einem Verhältnis von 1/6 zu dem tatsächlichen Prozess. Dementsprechend sinken die Wärmeauskopplung bzw. die elektrische Leistung auf 10,6 bzw. 1,99 MW. Die Brennstoffwärmeleistung beträgt nur noch 14,8 MW. Für die Zusammensetzung des Brennstoffs wird normaler Restmüll angenommen auf [74] verwiesen.

Tabelle 4-8: Abgeleitete Randbedingung für die numerische Untersuchung der Müllverbrennungsanlage sowie der Auswirkungen des TeTra-Prozesses und der konventionellen Umformerstation auf den Kraftwerksprozess

Größe	Einheit	Wert
Temperatur des Frischdampfes (Turbineneintritt) T	°C	400,0
Druck des Frischdampfes (Turbineneintritt) p	bar	40,0
Restsauerstoff Abgasvolumenstrom y_{O_2}	Vol. % _{tr}	8,0
$(kA)_V$ -Wert Verdampfer	kW/K	11,5
Umlaufverhältnis Dampftrommel f_{zirk}	-	5,0
$(kA)_{\ddot{U}}$ -Wert Überhitzer	kW/K	6,9
$(kA)_{ECO}$ -Wert Speisewasservorerwärmung	kW/K	12,2
$(kA)_{LuvO}$ -Wert Verbrennungsluftvorerwärmung	kW/K	9,5
$(kA)_K$ -Wert Kondensator	kW/K	440,1
$(kA)_{KK}$ -Wert Kondensatkühler	kW/K	9,5
Summe Druckverluste Dampfkreislauf $\Delta p_{Dampf,ges}$	bar	10,0
mechanischer Wirkungsgrad η_m	%	98,0
elektrischer Wirkungsgrad η_{el}	%	99,0
Turbinenwirkungsgrad η_T	%	89,0
Verdichterwirkungsgrad η_V	%	85,0

4.5 Numerische Prozesssimulation

4.5.1 Absorptionskältemaschine - Fall a

Wie in den vorherigen Abschnitten bereits erwähnt, dient das hier erläuterte Simulationsmodell (siehe Abbildung 4-8) lediglich zur Charakterisierung des Wärmeübertragungsverhaltens der einzelnen Komponenten. Die daraus abgeleiteten bzw. bestimmten Modellkonstanten werden für die nachfolgenden Simulationen (Abschnitt 4.5.2 bis 4.5.3.2) zur Modellierung des Teillastverhaltens herangezogen.

Da der Absorber eine wesentliche Komponente der unterschiedlichen Verschaltungen des TeTra-Prozesses darstellt wird hier eine Variante zur Beschreibung dessen Betriebsverhaltens bei variierenden Randbedingungen (z. B. Volumenströme und Temperaturen) vorgestellt. Diese Berechnungsvorschrift wird häufig auch als „Methode der charakteristischen Gleichung“ bezeichnet und weist im Gegensatz zu anderen numerischen Berechnungsvorschriften (z. B. Finite Volumen Methode oder Moving Boundary Methode, vgl. [75]) einen deutlich geringeren Rechenaufwand auf. Das Berechnungsverfahren wurde erstmals von [76]–[78] auf einstufige Prozesse angewendet und anschließend von [79]–[81] für bestimmte mehrstufige Kreisläufe erweitert. In diesem Abschnitt wird ein verallgemeinertes Verfahren [82], welches für unterschiedlichste Ab- bzw. Adsorptionsprozesse gilt vorgestellt. Diese Methode der charakteristischen Gleichung stützt sich auf die Behauptung, dass die Leistung von Sorptionsanlagen lediglich von den treibenden Temperaturdifferenzen an den Wärmeübertragern beeinflusst wird. Dies ermöglicht die funktionale Darstellung der Kälteleistung $\dot{Q}_V$ im Teillastverhalten anhand der externen Temperaturen t^9 und des Kältemittelmassenstromes $\dot{m}_{H_2O}$, welcher in diesem Fall den Massenstrom des Wassers entspricht (siehe Gleichung (4-4)).

$$\dot{Q}_V = f(t_V, t_K, t_A, t_D, \dot{m}_{H_2O}) \quad (4-4)$$

Die Wärmeübertragungsmechanismen können sowohl über die ein- bzw. austretenden Enthalpieströme $\dot{H}$ des Kältemittels bzw. Lösungsmittels als auch über die treibenden Temperaturdifferenzen $\Delta T = t - T$ beschrieben werden. Gleichung (4-5) zeigt diesen Zusammenhang, wobei U die Wärmetauscherkennzahl darstellt und aus dem Produkt zwischen Wärmetauscherfläche A und Wärmeübergangskoeffizient k gebildet wird. Der Index X steht für die vier Komponenten Verdampfer (V), Absorber (A), Desorber (D) und Kondensator (K).

$$\dot{Q}_X = U_X \cdot \Delta T_X = \sum \dot{m}_X \cdot h_X \quad (4-5)$$

Setzt man nun für jede Komponente die beiden Formeln für die Wärmeübertragung gleich (siehe Gleichung (4-5)) und ersetzt den Kältemittelmassenstrom $\dot{m}_{H_2O}$ durch den Ausdruck $\dot{Q}_V / (h_{V,aus} - h_{V,ein})$, so erhält man die Leistung der jeweiligen Komponente $\dot{Q}_X$ in Abhängigkeit von $\dot{Q}_V$ und eines Koeffizienten X . Dieser Koeffizient setzt sich aus spezifische Enthalpiedifferenzen zusammen und kann in guter Näherung als konstant betrachtet werden. Für den Ab- bzw. Desorber wird noch ein zusätzlicher Korrekturwert $\dot{Q}'_X$ bzw. $\dot{Q}''_X$ eingeführt, welcher sich aus den Enthalpiedifferenzen des Lösungsmittelkreislaufs zusammensetzt.

⁹ Im Folgenden werden externe Temperaturen bzw. Temperaturdifferenzen (Heiß-, Kühl- bzw. Kaltwasser) mit t und interne Temperaturen bzw. Temperaturdifferenzen (Kälte- bzw. Lösungsmittel) mit T bezeichnet.

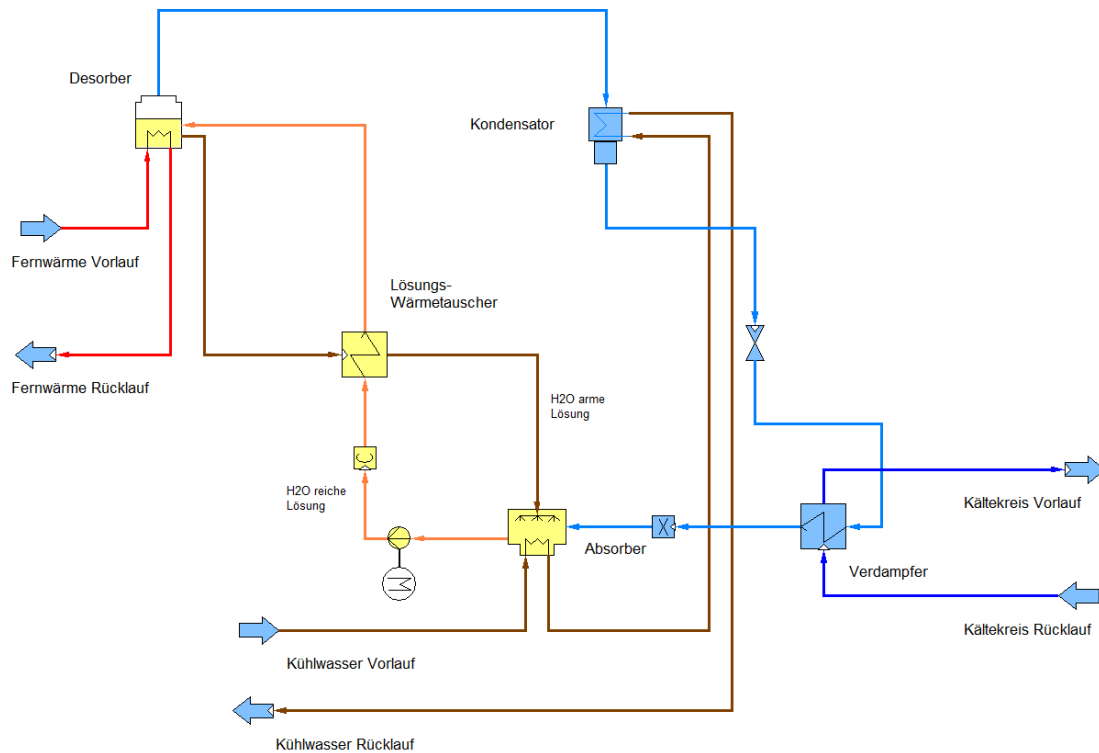


Abbildung 4-8: Das in IpsePro [55] entwickelte Simulationsmodell zur Untersuchung des einstufigen Absorptionskreislaufs

Tabelle 4-9 zeigt eine Übersicht der Bilanzgleichungen der einzelnen Komponenten sowie deren zugehörige Koeffizienten. Durch Ersetzen der jeweiligen Komponentenleistung $\dot{Q}_X$ durch den Näherungsterm aus Tabelle 4-9 erhält man schließlich exemplarisch für den Absorber die Form nach Gleichung (4-6).

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_V \cdot A + \dot{Q}'_X = U_A(T_A - t_A) \quad (4-6)$$

Die unbekannte Verdampferleistung $\dot{Q}_V$ kann anschließend im Wesentlichen durch die Vorgabe der äußeren Temperaturen t (z. B. Regelung) bestimmt werden, da die internen Temperaturen T an das Lösungsmittelfeld gebunden sind und sich frei einstellen. Nach Dühring [83] können die internen Temperaturen des Lösungsmittelgemischs mit jenen des reinen Kältemittels über den sogenannten Dühring-Koeffizienten $B(\xi_m)$ verknüpft werden (siehe Gleichung (4-7)). Dieser Faktor ist grundsätzlich von der mittleren Konzentration ξ_m abhängig und beträgt in den meisten Fällen zwischen 1,1 bzw. 1,2.

$$B(\xi_m) = \frac{T_D - T_A}{T_K - T_V} \quad (4-7)$$

Werden nun die genäherten Bilanzgleichungen (exemplarisch Gleichung (4-6)) nach den internen Temperaturen T aufgelöst und in die Dühring'sche Gleichung (4-7) eingesetzt so erhält man folgende Form (4-8). Definiert man nun die charakteristische Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t$ nach Gleichung (4-9), welche für jeden Sorptionsprozess unterschiedlich ist, ergibt sich eine Geradengleichung (4-10) für die Kälteleistung $\dot{Q}_V$. Diese ist lediglich von den charakteristischen Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t$ abhängig.

$$\left[t_K - t_V + \dot{Q}_V \left(\frac{K}{U_K} + \frac{1}{U_V} \right) \right] B(\xi_m) = \left[t_D - t_A - \dot{Q}_V \left(\frac{D}{U_D} + \frac{A}{U_A} \right) - \frac{\dot{Q}'_X}{U_D} - \frac{\dot{Q}_X}{U_A} \right] \quad (4-8)$$

$$\Delta\Delta t = (t_D - t_A) - B(\xi_m)(t_K - t_V) \quad (4-9)$$

$$\dot{Q}_V = \frac{\Delta\Delta t}{u} - \frac{x}{u} = \frac{1}{u}(\Delta\Delta t - x) \quad (4-10)$$

Darin bezeichnen u bzw. x konstante Faktoren, welche sich im Wesentlichen aus den spezifischen Enthaltpiekoeffizienten der Komponenten sowie der Wärmetauschergeometrie zusammensetzen und nach Gleichung (4-11) bzw. (4-12) berechnet werden können.

$$u = B(\xi_m) \left(\frac{K}{U_K} + \frac{1}{U_V} \right) + \left(\frac{D}{U_D} + \frac{A}{U_A} \right) \quad (4-11)$$

$$x = \frac{\dot{Q}_X}{U_A} + \frac{\dot{Q}'_X}{U_D} \quad (4-12)$$

Tabelle 4-9: Zusammenfassung der Bilanzgleichungen sowie deren Koeffizienten für die einzelnen Komponenten eines Absorptionskreislaufs nach Ziegler [82]¹⁰

Komponente	Bilanzgleichung [kW]	Näherung [kW]	Koeffizienten [-] bzw. [kW]
Verdampfer	$\dot{Q}_V = U_V(t_V - T_V)$ $\dot{Q}_V = \dot{m}_{H_2O}(h_{V,aus} - h_{V,ein})$	- -	- -
Kondensator	$\dot{Q}_K = U_K(t_K - T_K)$ $\dot{Q}_K = \dot{m}_{H_2O}(h_{K,aus} - h_{K,ein})$	$\dot{Q}_K = \dot{Q}_V K$	$K = \frac{h_{K,ein} - h_{K,aus}}{h_{V,aus} - h_{V,ein}}$
Absorber	$\dot{Q}_A = U_A(t_A - T_A)$ $\dot{Q}_A = \dot{m}_{H_2O} \cdot h_{A,H_2O,ein} - \dot{m}_r \cdot h_{A,r,aus} + (\dot{m}_r - \dot{m}_{H_2O})h_{A,a,ein}$	$\dot{Q}_A = \dot{Q}_V A + \dot{Q}_X$	$A = \frac{h_{A,H_2O,ein} - h_{A,a,ein}}{h_{V,aus} - h_{V,ein}}$ $\dot{Q}_X = \dot{m}_r(h_{A,a,ein} - h_{A,r,aus})$
Desorber	$\dot{Q}_D = U_D(t_D - T_D)$ $\dot{Q}_D = \dot{m}_{H_2O} \cdot h_{D,H_2O,aus} - \dot{m}_r \cdot h_{D,r,ein} + (\dot{m}_r - \dot{m}_{H_2O})h_{D,a,aus}$	$\dot{Q}_D = \dot{Q}_V D + \dot{Q}'_X$	$D = \frac{h_{D,H_2O,aus} - h_{D,a,aus}}{h_{V,aus} - h_{V,ein}}$ $\dot{Q}'_X = \dot{m}_r(h_{D,a,aus} - h_{D,r,ein})$

Da die eben erläuterte Methode der charakteristischen Gleichung nach Ziegler [82] auf konstante Volumenströme des Heiz-, Kühl- und Kaltwassers basiert, wird in [84], [85] eine Erweiterung dieser Methode auf variable Volumenströme vorgestellt. Wie zuvor schon erwähnt kann die Verdampferleistung $\dot{Q}_V$ unter folgenden Voraussetzungen als eine Gerade in Abhängigkeit der Steigungsparameter u und x geschrieben werden.

¹⁰ Die in der Tabelle 4-9 verwendete Nomenklatur lautet wie folgt: *aus* (abgeführt), *ein* (zugeführt), *a* (arme Lösung), *r* (reiche Lösung).

- konstante Enthalpiekoeffizienten A , D und K
- konstante Wärmetransmission
- konstantes Verhältnis zwischen interner und externer Temperatur

Da sowohl die Enthalpiekoeffizienten als auch das Temperaturverhältnis häufig nahe dem Wert 1,0 liegen, wird hauptsächlich der Wärmeübertrager, welcher im Wesentlichen von der Fläche A und dem Wärmedurchgangskoeffizienten k abhängt, betrachtet. Durch variable Volumenströme ändern sich die Wärmeübergangskoeffizienten α und folglich auch die Wärmetransmission. Dies hat zur Folge, dass die Steigungsparameter der charakteristischen Gleichung nicht mehr als konstant zu betrachten sind und diese somit für variable Volumenströme nicht mehr gültig ist.

Das nun gezeigte Verfahren, welches auch häufig zur Beschreibung des Teillastverhaltens von Luftkühlern eingesetzt wird, soll die Wärmeübertragungsmechanismen für abweichende Volumenströme ausreichend genau beschreiben. Hierzu wird die Größe σ_X definiert welche die tatsächliche und die im Auslegungsfall errechneten Wärmetransmission ins Verhältnis stellt.

$$\sigma_X = \frac{(k \cdot A)_X}{(k \cdot A)_{X,Design}} \quad (4-13)$$

Werden die Wärmeleitwiderstände der Wärmetauscherwand vernachlässigt, so hängt der Wärmedurchgangskoeffizient lediglich von den internen und externen Wärmeübergangskoeffizienten α_{int} bzw. α_{ext} ab. Diese können anschließend, beispielsweise über die Dittus-Boelter-Gleichung¹¹ (4-14) bestimmt werden.

$$\alpha_{X,ext} = 0,023 \cdot Re_{X,ext}^{0,8} \cdot Pr_{X,ext}^{0,4} \cdot \frac{\lambda_{X,ext}}{L_C} \quad (4-14)$$

Geht man nun von konstanten Stoffeigenschaften aus ($Pr = \text{konst.}$) aus lässt sich die Änderung des externen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{X,ext}$ in Abhängigkeit der Volumenstromänderung $\gamma_{X,ext} = \dot{V}_{X,ext}/\dot{V}_{X,Design,ext}$ wie folgt nach Gleichung (4-15) schreiben.

$$\frac{\alpha_{X,ext}}{\alpha_{X,Design,ext}} \approx \frac{Re_{X,ext}^{0,8}}{Re_{X,Design,ext}^{0,8}} \approx \gamma_{X,ext}^{0,8} \quad (4-15)$$

Stellt man anschließend die externen und internen Wärmeübergangskoeffizienten ins Verhältnis ($a_X = \alpha_{X,ext}/\alpha_{X,int}$) so kann Gleichung (4-16) auch wie folgt angeschrieben werden.

$$\sigma_X = \frac{1 + a_X}{\gamma_{X,ext}^{-0,8} + a_X} \quad (4-16)$$

Da beim Verdampfen und Kondensieren die internen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{X,int}$ sehr hoch sind, wird vor allem bei diesen beiden Komponenten die Wärmeübertragung von den externen α -Werten beeinflusst. Es ist somit eine gute Abschätzung des a -Wertes erforderlich, da σ_X sehr stark von dieser Größe

¹¹ Es wird hier von einer ausgeprägten turbulenten Rohrströmung ausgegangen. Ein Umschlag in den laminaren Bereich durch weitere Reduktion des Volumenstromes wird hier nicht betrachtet.

beeinflusst wird. Die Änderung des Steigungsparameters k_u lässt sich dabei wie folgt nach Gleichung (4-17) berechnen. Neben Kondensator und Verdampfer wird auch der Verlustparameter x wesentlich von den externen Volumenströmen beeinflusst, da geringere Wärmeübergangskoeffizienten zu anderen Wärmeströmen $\dot{Q}_X$ und $\dot{Q}'_X$ führen. Die Änderung des Verlustparameters k_x lässt sich anschließend, unter der Annahme, dass die beiden Wärmeströme $\dot{Q}_X$ und $\dot{Q}'_X$ annähernd gleich sind, nach Gleichung (4-18) bestimmen.

$$k_u = \frac{\left[\frac{D}{\sigma_D(k \cdot A)_{D,Design}} + \frac{A}{\sigma_A(k \cdot A)_{A,Design}} + B(\xi_m) \left(\frac{K}{\sigma_K(k \cdot A)_{K,Design}} + \frac{1}{\sigma_V(k \cdot A)_{V,Design}} \right) \right]}{\left[\frac{D}{(k \cdot A)_{D,Design}} + \frac{A}{(k \cdot A)_{A,Design}} + B(\xi_m) \left(\frac{K}{(k \cdot A)_{K,Design}} + \frac{1}{(k \cdot A)_{V,Design}} \right) \right]} \quad (4-17)$$

$$k_x = \frac{\frac{1}{\sigma_D} + \frac{1}{\sigma_A} \cdot \frac{(k \cdot A)_{D,Design}}{(k \cdot A)_{A,Design}}}{1 + \frac{(k \cdot A)_{D,Design}}{(k \cdot A)_{A,Design}}} \quad (4-18)$$

Neben den Enthalpiekoeffizienten A , D bzw. K und den Wärmetransmissionswerten $(k \cdot A)_X$ aus der klassischen charakteristischen Gleichung sind die Änderungen des Verlust- bzw. Steigungsparameters k_x bzw. k_u zusätzlich noch von den σ_X -Werten an den vier Wärmetauschern abhängig. Die erweiterte charakteristische Gleichung, welche nun auch für variable externe Volumenströme gilt, lautet nun unter Berücksichtigung der neuen Korrekturfaktoren wie folgt.

$$\dot{Q}_V = k_u \frac{\Delta\Delta t}{u} - k_x \frac{x}{u} = \frac{k_u}{u} (\Delta\Delta t - k_x \cdot x) \quad (4-19)$$

Die Praxistauglichkeit dieser erweiterten Methode wurde anhand von zwei baugleichen einstufigen H₂O-LiBr-Absorptionskältemaschinen untersucht [86]. Die Ergebnisse zeigen, dass bei unterschiedlichen Volumenströmen auch unterschiedliche Steigungs- bzw. Verlustparameter auftreten und somit sich auch eine abweichende Regressionsgerade einstellt. Des Weiteren wurde aufgezeigt, dass sinkende externe Volumenströme eine niedrigere effektive Wärmetransmissionströme $(k \cdot A)_{eff}$ der Wärmeübertrager zur Folge hat. So benötigt z. B. die zweite Kältemaschine eine um etwa 10 K höhere charakteristische Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t$ um dieselbe Kälteleistung wie die erste Maschine zu erreichen.

Da jedoch aufgrund von zusätzlichen Einflussfaktoren, wie beispielsweise Fouling-Effekte, nicht bei allen Komponenten eine Regression nach der Methode von Ziegler durchgeführt werden konnte, muss zusätzlich ein weiterer Modellierungsansatz erarbeitet werden. Dabei handelt es sich um einen gewöhnlichen Potenzansatz. Nach diesem Ansatz, welcher in Gleichung (4-20) angegeben wird, korreliert die Änderung der Wärmetransmission σ_X einer Komponente mit der relativen Wärmeleistung $\dot{Q}_X/\dot{Q}_{X,Design}$ bzw. den relativen Massenstrom $\dot{m}_X/\dot{m}_{X,Design}$. Die Exponenten n_Q bzw. n_m werden, wie auch schon beim Ansatz nach Ziegler, anhand der Messdaten empirisch ermittelt.

$$\sigma_X = \frac{(k \cdot A)_X}{(k \cdot A)_{X,Design}} = \left(\frac{\dot{Q}_X}{\dot{Q}_{X,Design}} \right)^{n_Q} \quad \text{bzw.} \quad \left(\frac{\dot{m}_X}{\dot{m}_{X,Design}} \right)^{n_m} \quad (4-20)$$

Eine erste Übersicht der Ergebnisse für die vier unterschiedlichen Lastpunkte aus Tabelle 4-1 ist in Abbildung 4-9 dargestellt. Das linke Diagramm zeigt den Absorptionskreisprozess im $\log_{10}(p)$ - T -Diagramm. Wie aus der Abbildung ersichtlich wird, befinden sich die Druckniveaus in den Behältern zwischen 8,0 bzw. 50,0 mbar. Die Temperaturen im Austreiber befinden sich meist zwischen 50,0 und 70,0 °C, wobei mit ansteigender Kälteleistung die Werte ansteigen. Auffällig ist dabei, dass bei der höchst betrachteten Laststufe von rund $\dot{Q}_{KW} = 3,94$ MW (ausgenommen dem Auslegungsfall von 5,0 MW) deutlich höhere Druck- und Temperaturniveaus erreicht werden. Hier steigt die Temperatur bei der die Desorption des Kältemittels stattfindet auf über 70,0 °C an, wodurch auch die Konzentrationen ξ im Kreislauf in Richtung der Kristallisationsgrenze wandern. Für die mit LiBr angereicherte Lösung ergibt sich eine Konzentration von etwa $\xi = 63,0\%$. Des Weiteren ist hinzuzufügen, dass sogar der Auslegungsfall hinsichtlich des Druck-, Temperatur- bzw. Konzentrationsniveaus unter dem vierten Lastzustand liegt. Dies deutet auf eine Beeinflussung der Wärmeübertragung (z. B. durch Fouling) hin und wirkt sich in weiterer Folge auf die Effizienz des Kreisprozesses aus. Diese wird in Form des COP (äquivalent zum Wärmeverhältnis) im rechten Diagramm in Abhängigkeit der zugehörigen Fernwärmerücklauftemperatur t_{RL} dargestellt. Aus dem Diagramm geht hervor, dass bei der Effizienz vom Auslegungsfall von etwa 0,72 die Temperatur des Fernwärmemediums auf circa 60,0 °C abgekühlt wird. Vergleicht man dies mit dem Lastfall, wo die Kälteleistung 3,94 MW beträgt, so stellt man fest, dass zwar die Effizienz nicht wesentlich verringert wird (COP = 0,65), die Ausgangstemperatur am Desorber jedoch um circa 20,0 °C höher ist. Dies wirkt sich in weiterer Folge auf die Wärmeverluste im Fernwärmenetz sowie auf den erforderlichen Pumpstrom aus. Außerdem fällt auf, dass mit abnehmender Kälteleistung $\dot{Q}_{KW}$ sowohl der COP als auch die Rücklauftemperatur des Fernwärmeanschlusses sinkt. Somit entsteht ein Optimierungsproblem zwischen Rücklauftemperatur und Effizienz des Kreislaufs.

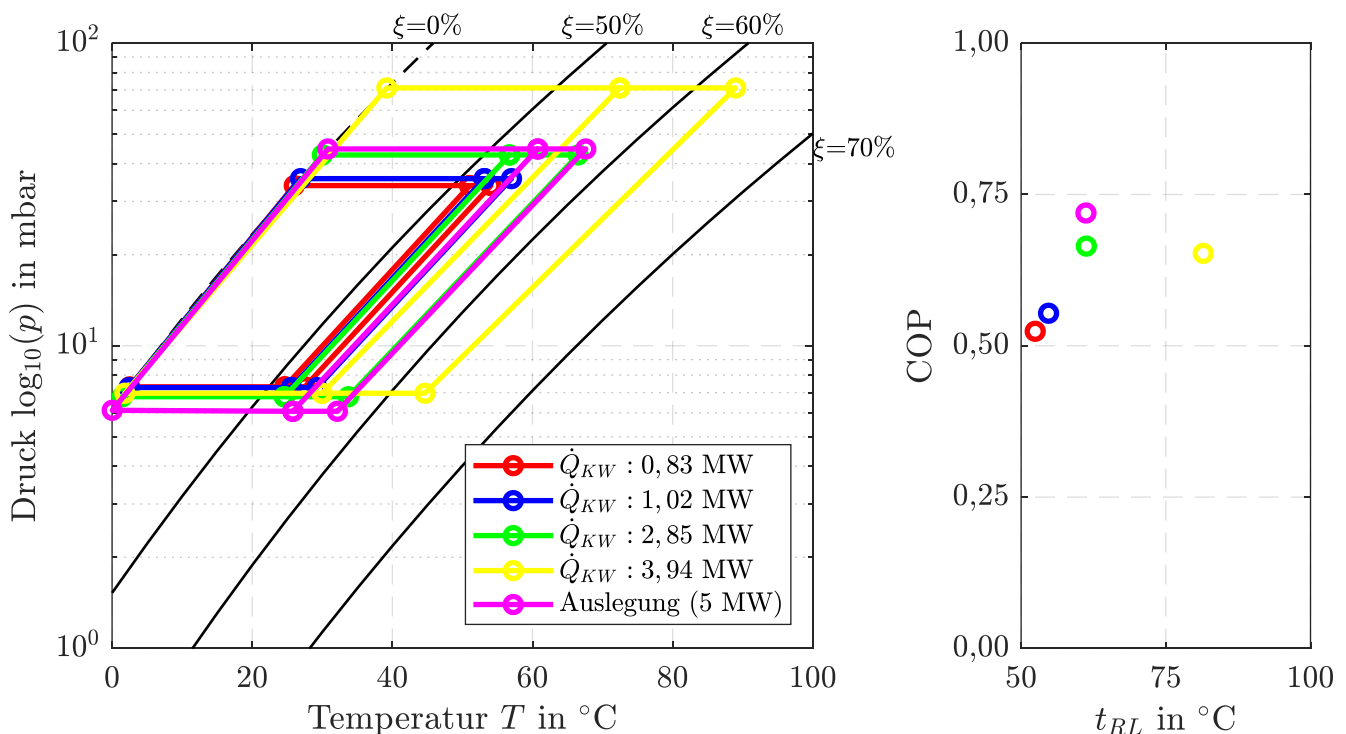


Abbildung 4-9: $\log_{10}(p)$ - T -Diagramm für unterschiedliche Lastzustände (links) bzw. COP (rechts) des betrachteten Absorptionskreislaufs

Die Analyse der Wärmeübertragercharakteristik der einzelnen Wärmetauscher wird in Form des Produktes aus Übertragungsfläche A_X und die Summe der Wärmedurchgangskoeffizienten k_X durchgeführt. Wie aus Abbildung 4-10 ersichtlich wird, können die Kurven durch eine Potenzfunktion in Abhängigkeit der relativ übertragenen Wärmeleistung des entsprechenden Bauteils $\dot{Q}_X/\dot{Q}_{X,Design}$ beschrieben werden. Zum Vergleich dazu sind die Auslegungswerte des $(k \cdot A)_X$ -Wertes für die jeweiligen Komponenten für $\dot{Q}_X/\dot{Q}_{X,Design} = 1,0$ (ausgefüllte Kreise) aufgetragen. Aus dem Diagramm geht außerdem hervor, dass alle Wärmetauscher, sofern man dessen Kurven bis auf $\dot{Q}_X/\dot{Q}_{X,Design} = 1,0$ verlängert, unter den jeweiligen Auslegungswerten liegen. Starke Abweichung sind vor allem bei Kondensator und Lösungsmittelwärmetauscher ersichtlich. Während diese für die Auslegungsrechnung mit etwa 1.322 bzw. 164 kW/K beziffert werden können, werden bei den Simulationen basierend auf aktuellen Messdaten nur mehr maximal 600 bzw. 2,3 kW/K erreicht. Beim Lösungsmittelwärmetauscher, welcher nur mehr ein Zehntel der Auslegungsleistung transferiert, kann die Ursache für die geringen $(k \cdot A)_X$ -Werte auf den niedrigen Durchfluss zurückgeführt werden. Verglichen mit dem letzten Messpunkt ist dieser bei der Auslegung im Durchschnitt um circa 22,0 kg/s höher, was entweder durch eine ungünstige Wahl des Arbeitspunkts oder eine Verringerung des Strömungsquerschnittes (z. B. durch Anlagerung an den Rohrwänden) hervorgerufen wird. Der Durchfluss des Kühlwassers, welches den Absorber und anschließend den Kondensator durchströmt, verringert sich um knapp 46 kg/s auf 219 kg/s, was sich wiederum in einer Senkung des $(k \cdot A)_X$ -Wertes von über 50,0 % auswirkt. Die Senkung des Wärmeübertragungsvermögens des Desorbers, welche knapp unter 50,0 % liegt, ist nicht auf die Änderung des Massenstromes zurückzuführen, da diese bei einer Kälteleistung von 3,94 MW, verglichen dem Vollastfall lediglich um 6,0 % voneinander abweichen. Der über den Verdampfer geführte Kaltwassermassenstrom verringert sich nicht ganz um 13,0 %, wobei bei diesem Bauteil keine wesentlichen Einbußen hinsichtlich des Wärmeübergangs zu verzeichnen sind.

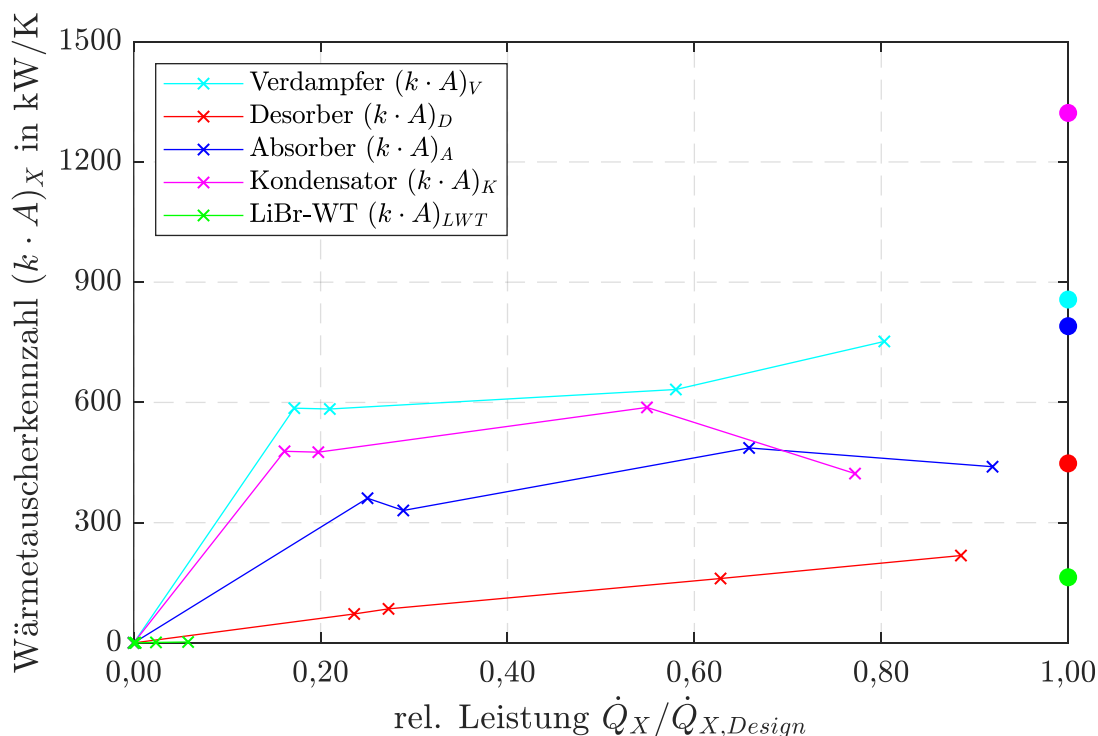


Abbildung 4-10: Wärmetauscherkennzahl der fünf Hauptkomponenten des betrachteten Absorptionskreislaufs in Abhängigkeit der relativen Wärmeleistung sowie unterschiedlicher Lastzustände

Die Folgen der Reduzierung des Wärmetauscherkennwertes $(k \cdot A)_X$ sind in Abbildung 4-11 dargestellt. Das Diagramm zeigt die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_X in Abhängigkeit der relativ übertragenen Wärmeleistung des jeweiligen Bauteils $\dot{Q}_X/\dot{Q}_{X,Design}$ (die ausgefüllten Kreise kennzeichnen wie zuvor in Abbildung 4-10 die Auslegungswerte). Betrachtet man die Gleichung (4-5) zur Berechnung des Wärmetransports in einem Wärmeübertrager, so muss bei sinkendem Wärmdurchgangskoeffizienten $U_X = (k \cdot A)_X$ die mittlere Temperaturdifferenz der ein- bzw. ausströmenden Medien ΔT_X ansteigen. Diese Schlussfolgerung wird im unten angeführten Diagramm nochmals verdeutlicht. Wie zu sehen ist steigt die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_X aller Komponenten, bis auf den Verdampfer, welcher auch bei die kleinste Änderung des $(k \cdot A)_X$ -Wertes verzeichnet, über deren Auslegungswerte an. Während sich ΔT_X beim Desorber von 15,5 K auf 28,2 K nahezu verdoppelt, erfährt der Absorber mit einem Anstieg von rund 5,0 K einen etwas geringeren Anstieg. Ähnliches Verhalten kann beim Kondensator, welcher ebenfalls eine relative Änderung von circa 50,0 % erfährt, beobachtet werden. Den Extremfall stellt, wie auch oben bereits beschrieben, der interne Lösungsmittelwärmetauscher des Absorptionskreislaufs dar, welcher durch den Rückgang des Wärmetauscherkennwertes logarithmische Temperaturdifferenzen von bis zu 55,0 K verzeichnet. Gemäß der Anlagendimensionierung ergibt sich eine logarithmische Temperaturdifferenz über den Lösungsmittelwärmetauscher von 12,9 K, was einer relativen Änderung von ungefähr 322,0 % entspricht. Dieses Verhalten deutet auf eine enorme Ineffizienz dieses Bauteils hin, was auch die hohen Grädigkeiten des Lösungsmittelkreislaufs erklären. Im Gegensatz zur Auslegung, wo Grädigkeiten zwischen 11,0 und 14,0 K erreicht werden, betragen diese beim letzten betrachteten Messpunkt ($\dot{Q}_{KW} = 3,94$ MW) bereits deutlich über 50,0 K. Folglich erhöhen sich auch die Rücklauftemperaturen des Fernwärmemassenstroms t_{RL} auf über 80,0 °C, während diese ursprünglich mit knapp 60,0 °C bemessen wurden.

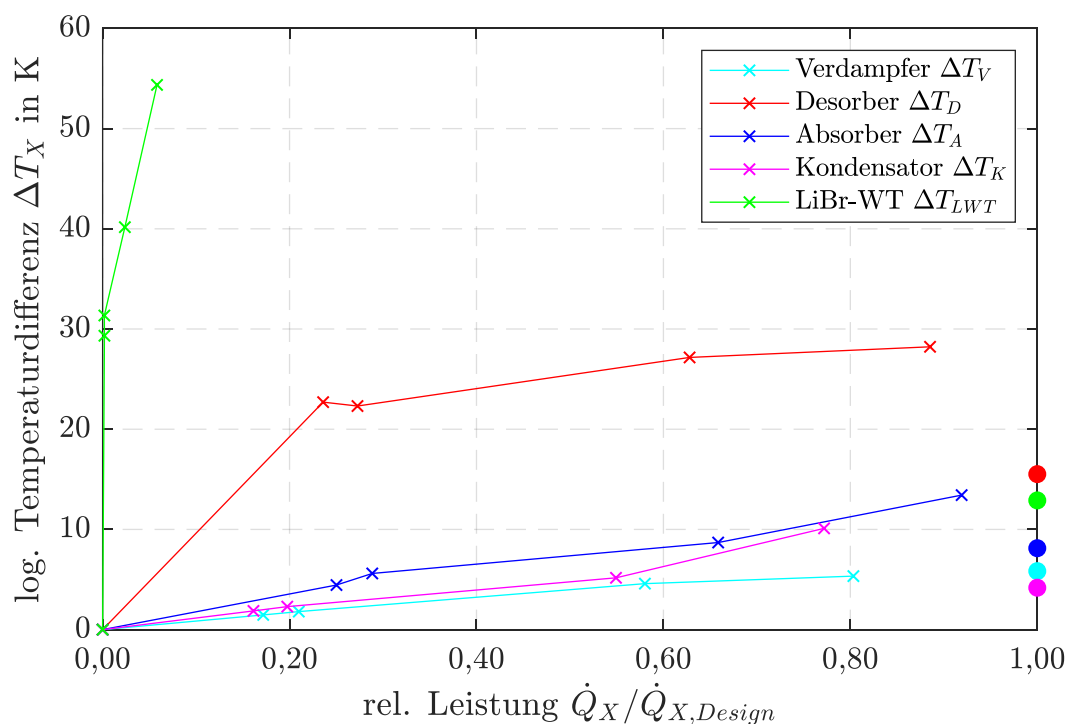


Abbildung 4-11: Logarithmische Temperaturdifferenz der fünf Hauptkomponenten des betrachteten Absorptionskreislaufs in Abhängigkeit der relativen Wärmeleistung sowie unterschiedlicher Lastzustände

Anhand der oben erläuterten Ergebnisse (vgl. Abbildung 4-10 bzw. Abbildung 4-11) für die vier verschiedenen Betriebslastzustände (MP1 bis MP4) werden nun funktionale Zusammenhänge zur Beschreibung des Wärmetransports im Teillastbetrieb der einzelnen Komponenten ermittelt. Wie bereits erwähnt werden hierfür zwei unterschiedliche Modellansätze verwendet:

- charakteristische Gleichung nach Ziegler
- Potenzansatz

Je nach Modellansatz erhält man eine empirisch ermittelte Konstante (a_X oder n_X), welche in Kombination mit einem Maximal- bzw. Auslegungswert der zu beschreibenden Größe den Wärmetransport der Komponente bestimmt. Wird der Ansatz der charakteristischen Gleichung gewählt, so wird der Koeffizient mit a_X bezeichnet, während im Falle des Potenzansatzes dieser mit n_X bezeichnet wird. Bei den herangezogenen Größen zur Beschreibung des Wärmetransports wird entweder die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_X oder das Produkt aus Wärmetauscherfläche A_X und Wärmedurchgangswiderstand k_X gewählt. Der für die jeweilige Komponente herangezogene Fit-Ansatz, die zugehörigen Maximalwerte $(k \cdot A)_X$ bzw. $\Delta T_{X,max}$ sowie die ermittelten Koeffizienten können Tabelle 4-10 entnommen werden.

Tabelle 4-10: Modellansätze sowie die daraus errechneten Exponenten zur Beschreibung des Teillastverhaltens der einzelnen Komponenten des betrachteten Absorptionskreislaufs

Komponente	Modellansatz	$(k \cdot A)_{X,max}$ [kW/K]	$\Delta T_{X,max}$ [K]	a_X bzw. n_X [-]
Verdampfer	Ziegler	857,0	-	1,83
Kondensator	Potenzansatz	-	4,18	3,72
Absorber	Ziegler	790,2	-	1,35
Desorber	Ziegler	448,0	-	0,41
Lösungsmittelwärmetauscher	Potenzansatz	-	12,9	4,20

Abbildung 4-12 zeigt den funktionalen Zusammenhang zwischen der relativen Wärmeübertragungscharakteristik in Form von $(k \cdot A)_X / (k \cdot A)_{X,max}$ bzw. $\Delta T_X / \Delta T_{X,max}$ und dem dazugehörigen Massenstromverhältnis $\dot{m}_X / \dot{m}_{X,max}$ des externen Fluidstromes (bis auf den Lösungsmittelwärmetauscher) für die einzelnen Komponenten. Die roten Punkte in den Diagrammen kennzeichnen die Ergebnisse der Simulationen auf Basis der aufgezeichneten Messwerte, während die blauen Linien die gefitteten Kurven darstellen. Im Gegensatz zum Verdampfer, wo der Ziegler-Ansatz zur Bestimmung des $(k \cdot A)_X$ -Wertes herangezogen wurde, bedient man sich beim Kondensator zur Ermittlung der logarithmischen Temperaturdifferenz ΔT_X dem Potenzansatz. Für die beiden Behälter, in denen der Kältemitteldampf ab- bzw. desorbiert wird, wird jeweils der Ziegler-Ansatz in Kombination mit dem Wärmetauscherkennwert angenommen, während hingegen für den internen Lösungsmittelwärmetauscher derselbe Modellansatz wie für den Kondensator herangezogen wurde. Die Ergebnisse für die Koeffizienten a_X liegen erwartungsgemäß zwischen 0 und 10. Des Weiteren kann das aus den Simulationen abgeleitete Teillastverhalten, vor allem bei dem Verdampfer und dem Desorber, gut durch den gewählten Modellansatz beschrieben werden. Vergleicht man die Kurven von Ab- und Desorber, so stellt man fest, dass jene des Absorbers etwas stärker nach oben gekrümmt ist. Die Nachbildung des Kondensator- bzw. LiBr-WT-Verhaltens erweist sich aufgrund der großen Abweichungen zum Auslegungsfall als schwierig, kann jedoch im Durchschnitt mit Hilfe des Potenzansatzes ausreichend genau beschrieben werden. Die Koeffizienten n_X liegen hier zwischen 3,72 und 4,20.

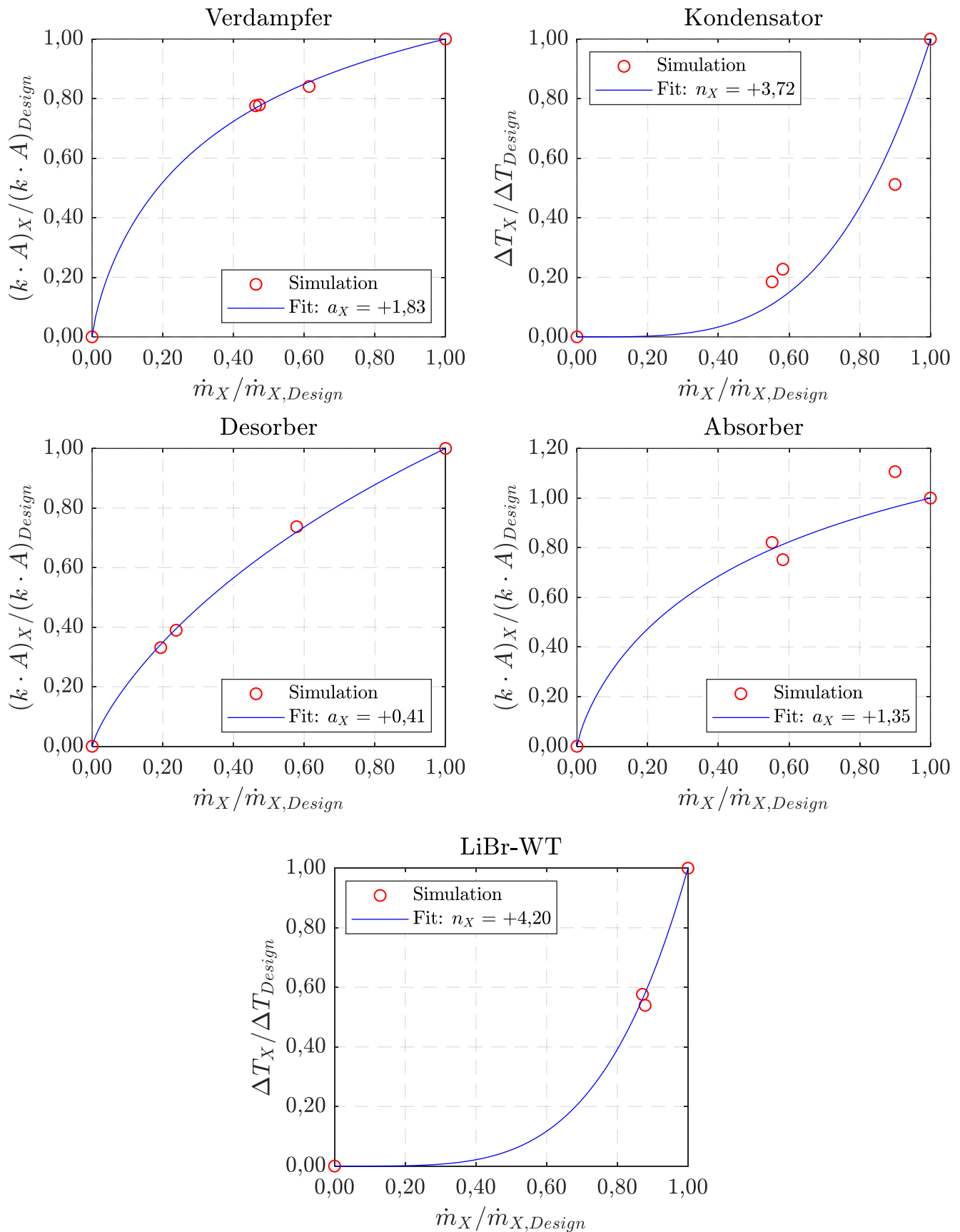


Abbildung 4-12: Fit-Funktionen für die Beschreibung des Wärmeübertragungsverhaltens der fünf Hauptkomponenten des betrachteten Absorptionskreislaufs

4.5.2 Heiz- und Kühlenergiebereitstellung - Fall b

Der Hauptanwendungsfall des TeTra-Prozesses mit der Schaltungsvariante b liegt in einer gekoppelten Bereitstellung von Wärme- und Kälteenergie. Durch diese geringe Modifikation, wie sie bereits unter Abschnitt 3.4.2 erläutert wurde, kann eine solche Versorgung umgesetzt werden. Als Referenz dient hierbei eine separate Versorgung von Wärme und Kälte durch eine einstufige Absorptionskältemaschine sowie eine Fernwärmeübergabestation. Das Verhältnis von Wärme- und Kältebedarf lehnt sich an den Werten der Kältemaschine bzw. der Umformerstation an und beträgt somit 3:1. Wie bereits unter Abschnitt 4.3.1 erwähnt, wurden bei dieser Simulation lediglich statische sowie größenunabhängige Randbedingungen gesetzt, um eine Abschätzung über unterschiedliche Leistungsbereiche der jeweiligen Anlagen treffen zu können. Hierzu werden Variationsrechnungen unterschiedlicher Anlagenparameter anhand des Warmwasser- bzw. Kaltwassermassenstromes $\dot{m}_{HW}$ (entspricht 6,7 bis 15,0 MW) bzw. $\dot{m}_{KW}$ (entspricht 4,0 bis 5,0 MW) durchgeführt, welche im Wesentlichen den Wärme- und Kältebedarf charakterisieren. Die aus dem in Abbildung 4-13 ersichtlichen Modell generierten Daten erlauben eine Analyse in welchen Leistungsbereichen (ausgehend von den Nenndaten der Anlagen) bzw. Leistungsverhältnissen die beiden Anlagenkonfigurationen sinnvoll betrieben werden können. Des Weiteren wird die Effizienz der beiden Anlagen anhand eines Gesamtwirkungsgrades η_{ges} , sowie der notwendige Primärfernwärmebedarf $\dot{Q}_{pri}$ evaluiert. Zusätzlich wird mit Hilfe des in IpsePro implementierten Optimierungsalgorithmus der bestmögliche Betriebspunkt hinsichtlich Leistungsverhältnis für den TeTra-Prozess bestimmt. Im Anschluss werden etwaige Auswirkung auf das Fernwärmenetz anhand spezifischer Kennwerte charakterisiert, beurteilt und mit den Werten des Referenzprozesses verglichen.

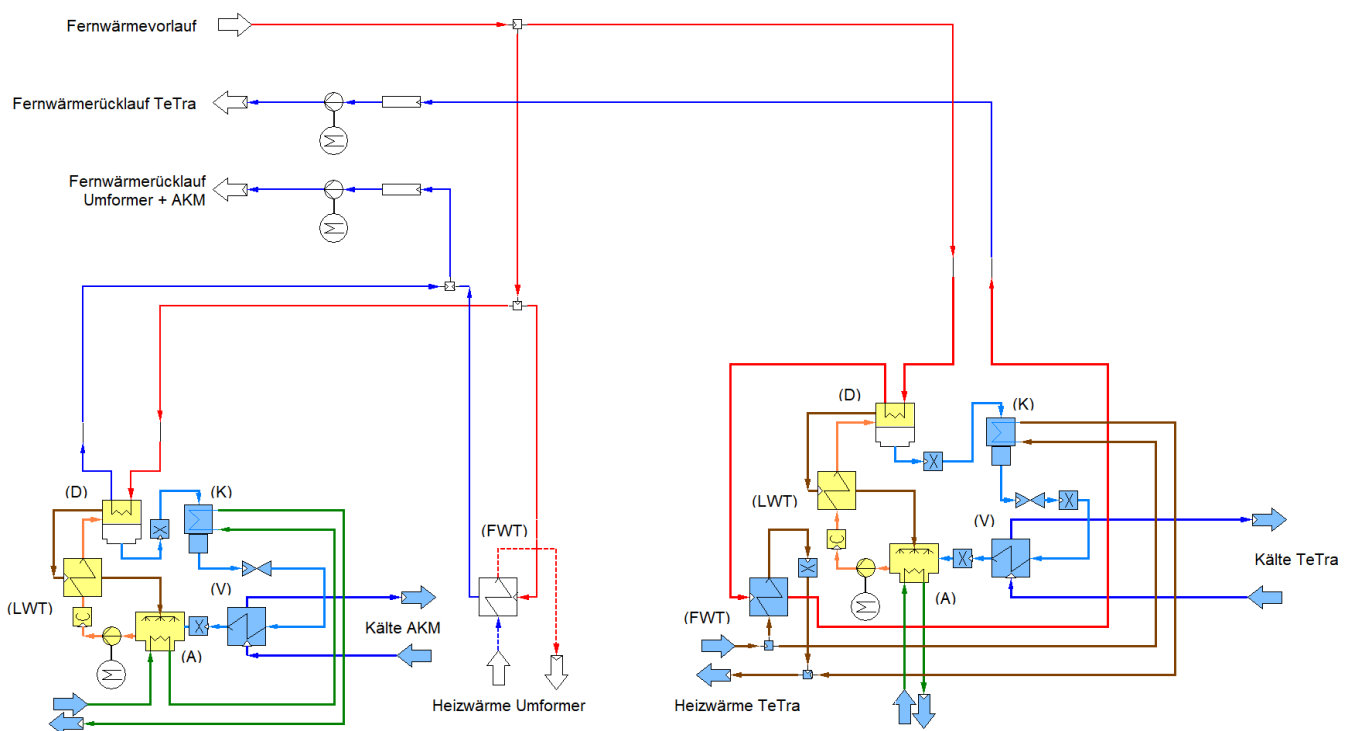


Abbildung 4-13: Das in IpsePro [55] entwickelte Simulationsmodell zur Untersuchung der Netzauswirkungen bei der Einbindung des TeTra-Prozesses (rechts) sowie einer konventionellen Umformerstation und Absorptionskältemaschine für die Heiz- und Kälteenergiebereitstellung (links)

Abbildung 4-14 zeigt den Gesamtwirkungsgrad η_{ges} der Referenzanlage, bestehend aus Kältemaschine und Fernwärmeübergabestation, und des TeTra-Prozesses für eine gekoppelte Wärme- und Kälteversorgung in Abhängigkeit des Heißwasser- und des Kaltwassermassenstromes $\dot{m}_{HW}$ bzw. $\dot{m}_{KW}$. Der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} setzt sich gemäß der Definition aus $\eta_{ges} = (\dot{Q}_{HW} + \dot{Q}_{KW})/(\dot{Q}_{pri} + \dot{W}_{el})$ zusammen, wobei $\dot{W}_{el}$ die Pumpenergie des Absorptionskreislaufs repräsentiert. Die Anlagenkombination aus Absorptionskältemaschine und Fernwärmeübergabestation erreicht im betrachteten Leistungsspektrum einen maximalen Gesamtwirkungsgrad von etwa 53,7 %, während jener des TeTra-Prozesses bei ungefähr 103,6 % sein Maximum besitzt. Wie aus den Diagrammen ersichtlich wird, weisen die beiden Prozesse gegenläufige Verteilungen auf. Im Gegensatz zum TeTra-Prozess, welcher sein Effizienzmaximum bei geringen Wärmeleistungen und hohen Kälteleistungen besitzt, erreicht die konventionelle Anlagenkonfiguration bei eher höheren Heißwasserbedarf bzw. niedrigeren Kältebedarf ihr Maximum an Effizienz. Geht man vom schlechtesten Wirkungsgrad des TeTra-Prozesses aus, welcher sich bei maximalen Wärme- bzw. minimalen Kältebedarf einstellt, so ist dieser lediglich um 3,8 % geringer als der Höchstwert des Vergleichsprozesses. Somit kann durch die gemeinsame Versorgung eines Nutzers durch den TeTra-Prozess eine deutliche Steigerung der Effizienz verzeichnet werden. Dies spiegelt sich auch in den Mittelwerten des Gesamtwirkungsgrades wieder. Hier erreicht die konventionelle Wärme- und Kältebereitstellung einen Mittelwert von ungefähr 38,9 %. Im Vergleich dazu erreicht der TeTra-Prozess einen mittleren Gesamtwirkungsgrad von circa 72,3 % und ist somit fast doppelt so hoch. Vergleicht man die Effizienz direkt auf den einzelnen Gitterpunkten, so liegt bei insgesamt 168 Wertepaaren der Wirkungsgrad der Absorptionskältemaschine bzw. Übergabestation lediglich 3-mal über jenen des TeTra-Prozesses. Dies zeigt auf, dass bei fast allen Wärme-zu Kältebedarfsverhältnissen (in den betrachteten Leistungsbereich) der TeTra-Prozess ein deutlich effizienteres Energiebereitstellungssystem darstellt als die bisher umgesetzte Variante. Zudem stellen starke Schwankungen der jeweiligen Bedarfsgröße geringere Probleme dar.

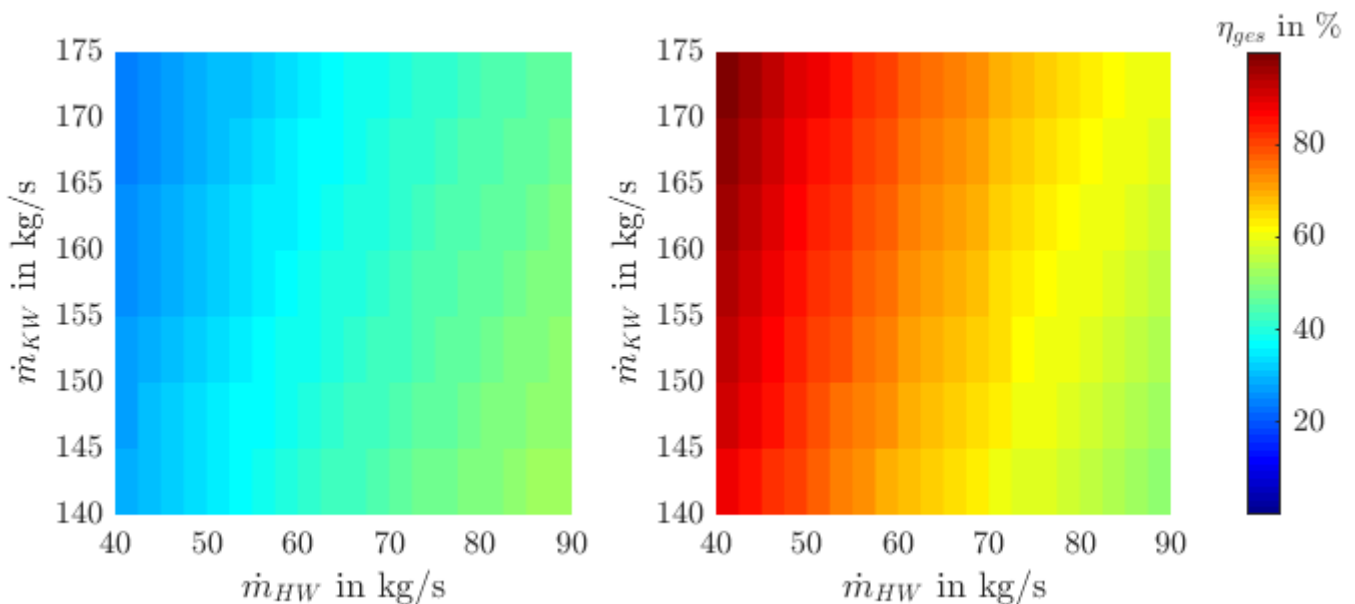


Abbildung 4-14: Vergleich des Gesamtwirkungsgrads für die Wärme- und Kältebereitstellung des Referenzprozesses (bestehend aus Absorptionskältemaschine inkl. Fernwärmeübergabestation) (links) sowie des TeTra-Prozesses (rechts) in Abhängigkeit des Kalt- und Heißwassermassenstromes

Ausgehend von den deklarierten Randbedingungen wurde eine Optimierungsrechnung hinsichtlich der Wärmeleistung $\dot{Q}_{HW}$ bzw. der Kälteleistung $\dot{Q}_{KW}$ durchgeführt, wobei die Wertebereiche von 0 bis 15,0 MW (Wärme) sowie 0 bis 5,0 MW (Kälte) zugelassen wurden. Die durchgeführte Simulation zeigt, dass innerhalb dieser definierten Leistungsklasse ein maximaler Gesamtwirkungsgrad η_{ges} von 142,0 % für die gekoppelte Wärme- und Kältebereitstellung erreicht werden kann. Bei konstanten Systemtemperaturen liegt die dabei generierte Wärmeleistung bei circa 4,4 MW, während die Kälteleistung rund 3,9 MW beträgt. Die höchste Effizienz des TeTra-Prozesses tritt somit bei einem Leistungsverhältnis von Wärme zu Kälte bei etwa 1,15 auf. Die hierbei über das Fernwärmenetz zugeführte Primärenergie liegt bei 5,92 MW. Diese erforderliche Primärleistung kann im Wesentlichen über den Fernwärmemassenstrom und die dabei auftretenden Enthalpiedifferenzen, $\dot{Q}_{pri} = \dot{m}_{FW} \cdot (h_{FW,VL} - h_{FW,RL})$, ermittelt werden. Betrachtet man nun diesen Primärenergieeinsatz als Verteilung über den Heiß- bzw. Kaltwassermassenstrom $\dot{m}_{HW}$ bzw. $\dot{m}_{KW}$, so erhält man die in Abbildung 4-15 dargestellten Ergebnisse. Hier wird ersichtlich, dass die konventionelle Lösung bestehend aus Kältemaschine und Fernwärmeübergabestation einen deutlich höheren Primärenergieeinsatz benötigt. Besonders ausgeprägt zeigt sich dieses Verhalten bei einem hohen Wärme- und Kältebedarf, welches auch gleichzeitig den Extremfall darstellt, wo die zuzuführende Fernwärmeenergie $\dot{Q}_{pri}$ um fast 30,0 % höher ist als beim TeTra-Prozess. Der geringste Primärenergieeinsatz des TeTra-Prozesses wird bei den niedrigsten Leistungsanforderungen (sowohl Wärme als auch Kälte) erreicht und liegt bei ungefähr 790,0 kW. Beim Vergleichsprozess beträgt dieser Werte hingegen 1,18 MW und ist somit um fast 50,0 % höher. Dies zeigt auf, dass diese Verschaltung des TeTra-Prozesses vor allem im Teillastbetrieb eine deutlich effizientere Betriebsweise ermöglicht. Zusätzlich ist zu erwähnen, dass beispielsweise durch einen Rückgang des Wärmebedarfs (z. B. im Sommer), weder der Wirkungsgrad sinkt, noch die notwendige Fernwärmeenergie ansteigt. Betrachtet man das gesamte Leistungsspektrum, so verringert sich durch die Verwendung des TeTra-Prozesses der notwendige Primärenergieeinsatz $\dot{Q}_{pri}$ im Durchschnitt um fast 440,0 kW, was etwa 36,1 % entspricht.

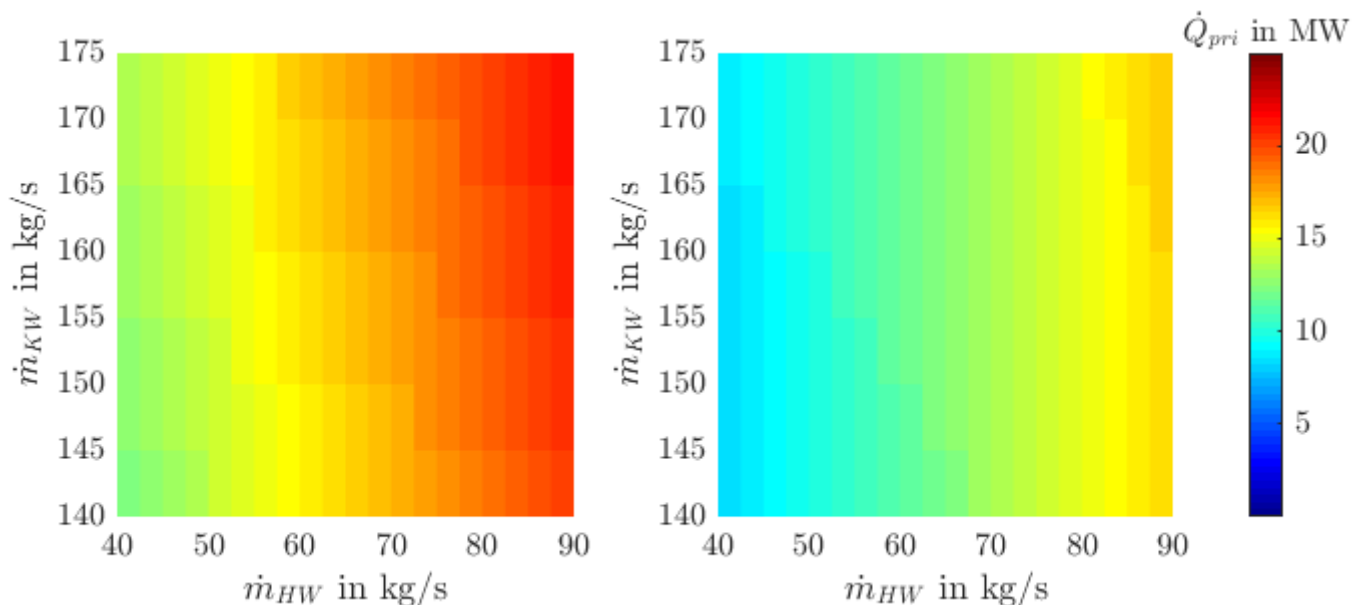


Abbildung 4-15: Vergleich des Primärfernwärmebedarfs für die Wärme- und Kältebereitstellung des Referenzprozesses (bestehend aus Absorptionskältemaschine inkl. Fernwärmeübergabestation) (links) sowie des TeTra-Prozesses (rechts) in Abhängigkeit des Kalt- und Heißwassermassenstromes

4.5.3 Heizenergiebereitstellung mit Rücklauftemperaturabsenkung - Fall c

Während die zuvor betrachtete Verschaltungsvariante (4.5.2) sowohl Heiz- als auch Kühlenergie bereitstellt, wird bei dieser Verschaltung lediglich Nutzwärme ausgekoppelt. Im Gegensatz zu den restlichen Anlagenkonfigurationen liegt der Vorteil dieser Schaltungsvariante in der Absenkung der Netz- vor allem der Fernwärmerücklauftemperatur (siehe Abschnitt 3.4.3). Für den Vergleich zu konventionellen marktreifen Technologien wird daher eine Fernwärmeübergabestation, welche im Wesentlichen aus einem Wärmeübertrager besteht, herangezogen. Das Leistungsniveau der thermisch ausgekoppelten Wärmeleistung lehnt sich, wie auch bereits im vorherigen Abschnitt, an den Referenzfall der Umformerstation an (vgl. 4.2.2). Die Randbedingungen der einzelnen Anlagenkomponenten sowie der Netzinfrastruktur werden in Abschnitt 4.4.3 erläutert. Während es sich bei den zuvor beschriebenen Simulationen um stationäre Betrachtungsweisen handelt, werden diese Berechnungen quasi-stationär durchgeführt. Hierfür wird das Simulationsprogramm IPSEpro [55] mit den zeitlich aufgelösten Messdaten über die Software Matlab gekoppelt. Die Randbedingungen hinsichtlich Leistungsabnahme werden mit Hilfe der in Abschnitt 4.4.4 beschriebenen Funktionen approximiert und somit in diskreten äquidistanten Zeitpunkten (Zeitschrittweite $\Delta t = 1,0$ h) aufgeprägt. Die durchgeführten Jahressimulationen werden anschließend einerseits hinsichtlich der Energieeinsparungen des Wärmenetzes (wie z. B. Netz-Pumpleistung $\dot{W}_{hyd}$ oder Wärmeverluste $\dot{Q}_{ver}$) analysiert (siehe Abschnitt 4.5.3.1), andererseits werden aber auch die Auswirkungen auf einen möglichen Wärmerzeuger (z. B. Müllverbrennungsanlage) in Abschnitt 4.5.3.2 näher betrachtet. Für die numerischen Untersuchungen wird das in Abbildung 4-16 entwickelte Simulationsmodell verwendet.

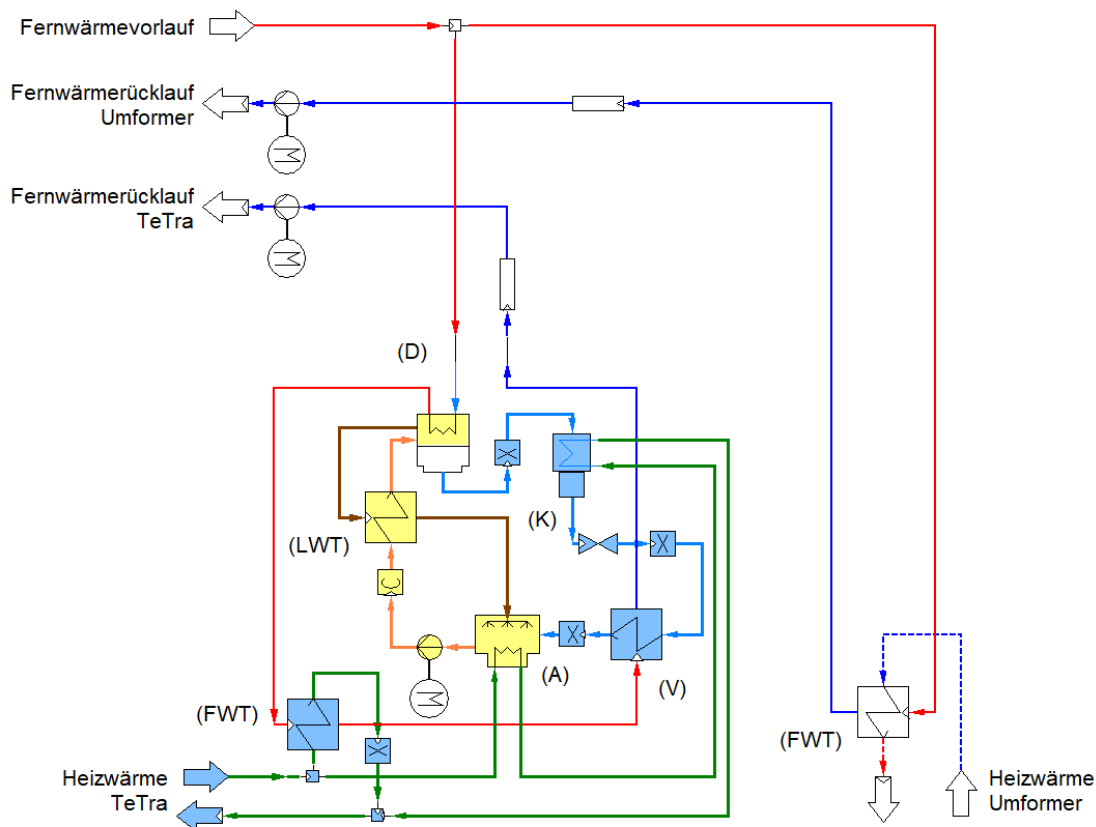


Abbildung 4-16: Das in IpsePro [55] entwickelte Simulationsmodell zur Untersuchung der Netzauswirkungen bei der Einbindung des TeTra-Prozesses (links) sowie einer konventionellen Umformerstation (rechts) für die Heizenergiebereitstellung

4.5.3.1 Auswirkungen auf das Netz

Zunächst werden die Netzauswirkungen, welche durch die Integration eines TeTra-Prozesses folgen, beschrieben. Zur Übersicht sei an dieser Stelle nochmals die normierte Wärmelast $\dot{Q}(t)/\dot{Q}_{Design}(t)$, die sowohl für den Exergietrafo als auch für die konventionelle Fernwärmeübergabestation als Randbedingung aufgeprägt wird. Wie aus Abbildung 4-17 (rechts) ersichtlich wird, befindet sich die betrachtete Anlage über einen Großteil vom Jahr im Teillastbetrieb. Die maximale relative Wärmeleistung liegt bei knapp über 53,0 %. Im Sommer erreicht diese ein Minimum von etwa 7,0 % der Nennwärmeleistung (15 MW), da in dieser Periode vorwiegend die Bereitstellung von Warmwasser erfolgt. Im Durchschnitt beträgt die Wärmeleistung ungefähr 3,3 MW bzw. 22,1 % der Nennwärmeleistung. Des Weiteren wird in Abbildung 4-17 (links) kurz auf das wesentliche Ziel dieser Untersuchung, welches im Wesentlichen die Senkung der Fernwärmerücklauftemperatur darstellt, eingegangen. Diese Kurven zeigen die Vorlauftemperatur $t_{HW,VL}$ (für beide Anlagen identisch) in Abhängigkeit der zugehörigen Rücklauftemperatur $t_{HW,RL}$ des Fernwärmedmediums und sind auf Basis der durchgeführten Jahressimulationen mit dem in Abbildung 4-16 dargestellten Modell generiert worden. Wie im Diagramm veranschaulicht wird, liegt bei der konventionellen Lösung in Form eines Gebietsumformers (Gufo) die Temperatur des ins Netz zurückfließenden Wärmeträgers zu jedem Zeitpunkt deutlich über jener des TeTra-Prozesses. Des Weiteren wird ersichtlich, dass die Rücklauftemperatur des Gufo's relativ geringen Schwankungen unterliegt (zwischen 55,0 und 60,0 °C) und im Mittel einen konstanten Wert von circa 56,0 °C einnimmt. Beim TeTra-Prozess hingegen variiert die Rücklauftemperatur deutlich mehr. Diese liegt, je nach gewählter Vorlauftemperatur bzw. abgenommener Wärmeleistung, zwischen 30,0 und 45,0 °C. Tendenziell kann jedoch bereits festgestellt werden, dass bei höheren Vorlauftemperaturen (d. h. Nennlastfall) geringere Rücklauftemperaturen vorliegen.

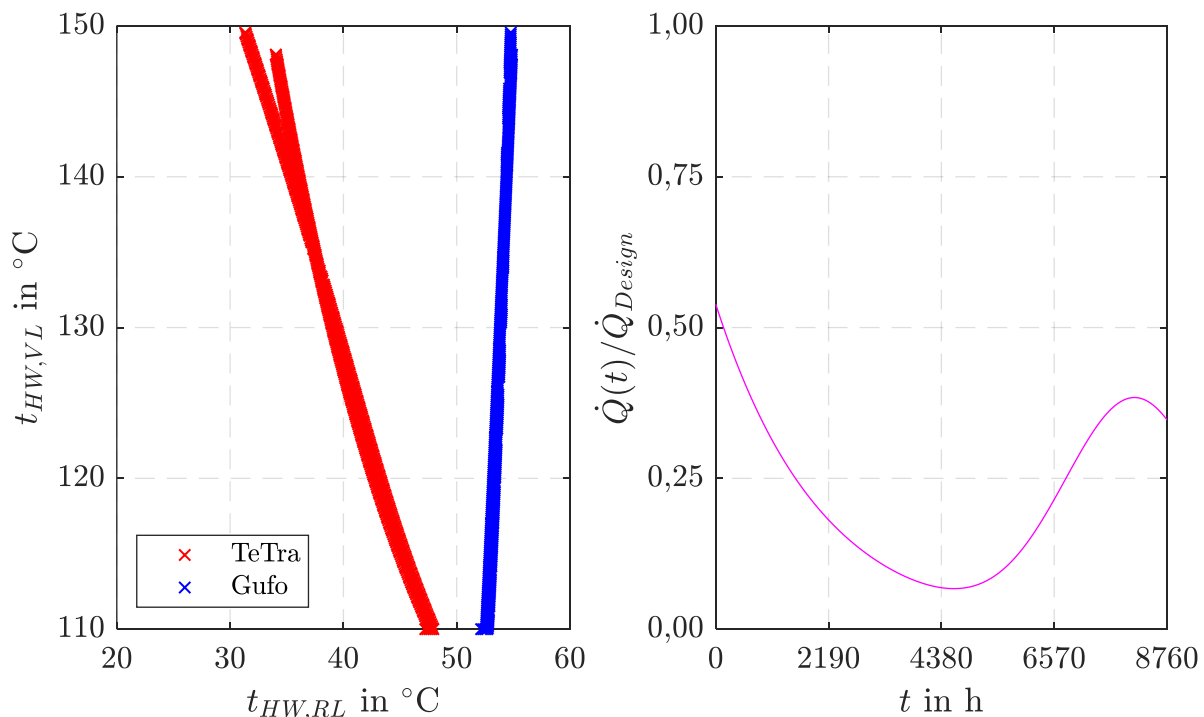


Abbildung 4-17: Vorlauftemperatur in Abhängigkeit der entsprechenden Rücklauftemperatur des TeTra-Prozesses und der konventionellen Umformerstation (links) sowie die zugehörige normierte Wärmeleistung (rechts) basierend auf den Simulationsergebnissen für ein Jahr

Analog zu den eben erwähnten Zusammenhängen wird noch der zeitliche Verlauf der beiden Rücklauf-temperaturen $t_{HW,RL}$ sowie der Fernwärmeverlauftemperatur $t_{HW,VL}$ in Abbildung 4-18 dargestellt. Je nach Leistungsabnahme der beiden Verbraucher variiert die Vorlauftemperatur zwischen 150,0 und 110,0 °C. Der untere Grenzwert dient zum Verbessern des Konvergenzverhalten bei der Simulation des Absorptionskreislaufs, da dieser bei sehr geringen Vorlauftemperaturen schnell instabil wird. Im Durchschnitt ist die Rücklauftemperatur des TeTra-Prozesses um ungefähr 10,0 °C geringer als jene der konventionellen Übergabestation. Außerdem wird deutlich, dass die größte Temperaturdifferenz der beiden Fernwärmemassenströme in den Wintermonaten vorliegt. Bei einer Wärmeabnahmeleistung von etwa 8,1 MW beträgt die Rücklauftemperatur des Exergietrafos etwa 31,3 °C, während diese bei der konventionellen Lösung mit 51,3 °C beziffert werden kann. Im Sommer, wo eine thermische Last von 1,0 MW vorliegt, beträgt der Unterschied der beiden Technologien knapp 5,0 °C.

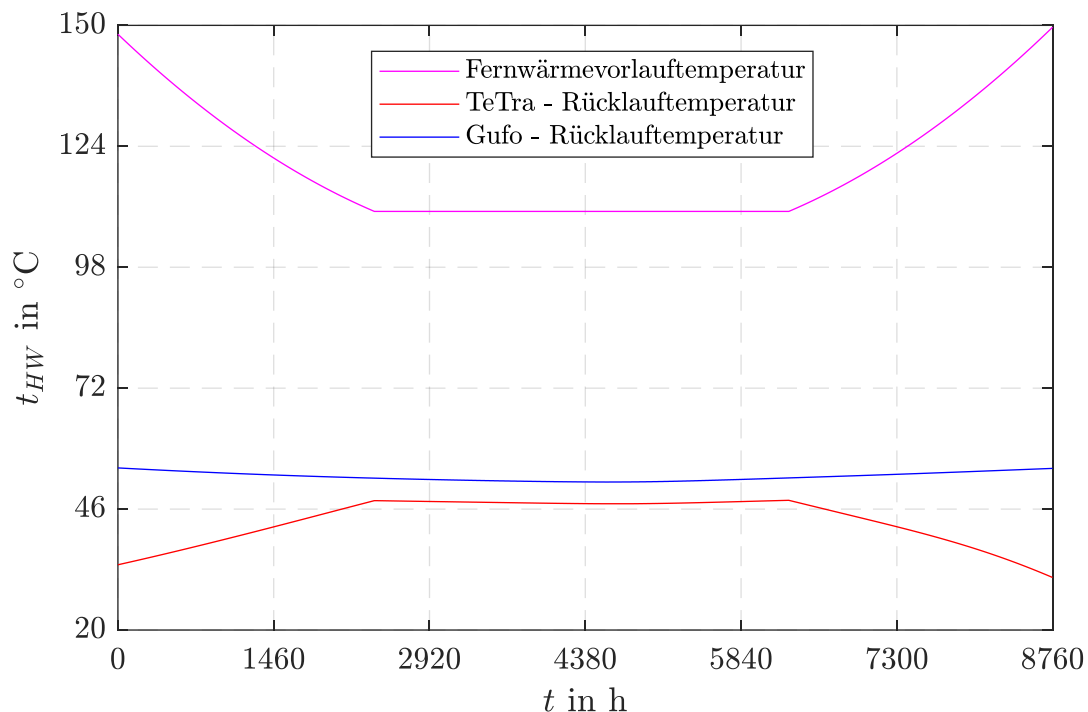


Abbildung 4-18: Zeitlicher Verlauf der Fernwärmeverlauftemperatur sowie der Fernwärmerücklauftemperatur des TeTra-Prozesses und der konventionellen Umformerstation basierend auf den Simulationsergebnissen für ein Jahr

Die Ergebnisse der Jahressimulation, bei denen die Vorlauftemperatur $t_{HW,VL}$ (inkl. Limiter), die Erdtemperatur ϑ_{ground} sowie die sekundärseitige Wärmeabnahme $\dot{Q}_{sek}$ in Abhängigkeit der Zeit variiert werden, sind in Abbildung 4-19, sowohl für den TeTra-Prozess (Fall c) als auch für die konventionelle Übergabestation, dargestellt. Als maßgebende Kennzahlen werden einerseits die spezifischen Wärmeverluste $\dot{Q}_{ver}$, andererseits die spezifische Pumpleistung $\dot{W}_{hyd}$ für die Umwälzung des Fernwärmemediums herangezogen. Es kann festgestellt werden, dass die Verlustwärmeleistung des Rohrnetzwerks bei den beiden Varianten in den Wintermonaten eine deutliche Differenz von etwa 11,3 kW/km aufweist und somit die Wärmeverluste bei der konventionellen Umformerstation um knapp 74,0 % höher ausfallen. Sinkt nun die Wärmeabnahme im sekundären Verbraucherkreis $\dot{Q}_{sek}$ auf beispielsweise 1,03 MW ab (z. B. im Sommer bei $t = 4380$ h), so steigt, wie bereits vorhin erläutert, die primäre Rücklauftemperatur $t_{HW,RL}$ des TeTra-

Prozesses auf 47,1 °C an, während jene der Umformerstation nahezu konstant bleibt. Da die Wärmeverluste nun direkt proportional zur primären Rücklauftemperatur sind, verringert sich die Differenz der spezifischen Verlustleistung der beiden Varianten auf etwa 2,7 kW/km. Betrachtet man den jährlichen Durchschnittswert der Wärmeverluste, so erhält man rund 17,5 kW/km für den TeTra-Prozess bzw. 22,6 kW/km für die konventionelle Lösung. Der mittlere Unterschied zwischen Anlagenkonfigurationen beträgt somit circa 5,2 kW/km, was eine durchschnittliche Reduktion der Netzwärmeverluste von 22,8 % (in Bezug auf die Wärmeverluste des Umformers) bedeutet.

Die zweite Kennzahl wird in Form der spezifischen hydraulischen Pumpleistung $\dot{W}_{hyd}$, welche im Wesentlichen von dem Druckverlust der einzelnen durchströmten Apparate bzw. Rohre Δp sowie vom primären Fernwärmedurchfluss $\dot{m}_{HW}$ abhängt, analysiert. Aus den Simulationsdaten geht hervor, dass dieser primäre Durchfluss bei der Umformerstation tendenziell höher ist als beim TeTra-Prozess. Anders als die Wärmeverluste variiert der Unterschied dieser Größe jedoch nicht so stark und beträgt im Jahresdurchschnitt etwa 1,54 kg/s. Aus diesen verringerten Massendurchsatz $\dot{m}_{HW}$ ergibt sich nun beim TeTra-Prozess eine deutlich geringere Pumpleistung $\dot{W}_{hyd}$. Des Weiteren wird bei der neuen Technologie die effizientere Umwälzung des Wärmerträgerfluids zusätzlich durch die niedrigeren Rücklauftemperaturen $t_{HW,RL}$ begünstigt, da eine niedrige Temperatur zu einer höheren Dichte ρ des Fluids und nach Gleichung (2-5) zu einem geringen Volumenstrom $\dot{V}$ bzw. hydraulischen Leistung $\dot{W}_{hyd}$ führt. Ähnlich zu den Wärmeverlusten weist auch die Leistungsaufnahme der Pumpe in den Wintermonaten die größten Differenzen zwischen den beiden Varianten auf. Demnach liegt der maximale Unterschied der spezifischen Pumpleistung bei $t = 1,0$ h und beträgt circa 0,57 kW/km.

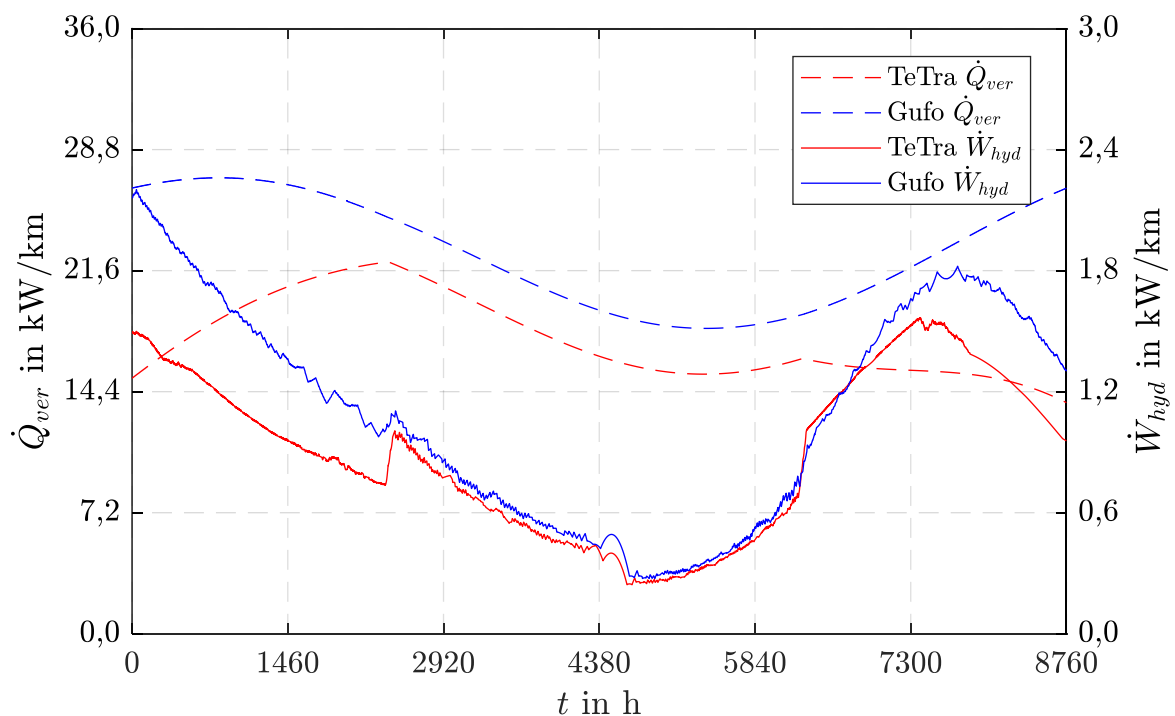


Abbildung 4-19: Zeitlicher Verlauf der spezifischen Wärmeverluste (linke Skala) bzw. der spezifischen Pumpleistung (rechte Skala) des TeTra-Prozesses sowie der konventionellen Wärmeübergabestation basierend auf den Simulationsergebnissen für ein Jahr

Mit fortschreitender Zeit der damit verbundenen Reduzierung der Wärmeabnahme im Sekundärkreis $\dot{Q}_{sek}$ bzw. der daraus resultierenden primären Vorlauftemperatur des Fernwärmemediums $t_{HW,VL}$ nähern sich die beiden Kurven an und verlaufen ab einem Zeitpunkt von etwa $t = 2.500$ h nahezu deckungsgleich. Grund dafür ist die Annäherung der Rücklauftemperatur des TeTra-Prozesses in den Sommermonaten, was bei gleicher Vorlauftemperatur eine Annäherung des primären Durchflusses der beiden Varianten führt. Gegen Jahresende driften die beiden Kurven wieder auseinander. Im Durchschnitt beträgt die spezifischen Pumpleistung ungefähr 0,9 kW/km für den TeTra-Prozess bzw. 1,1 kW/km für die konventionelle Umsetzung der Wärmeversorgung mittels Umformerstation. In Prozentangaben ausgedrückt bedeutet dies, dass durch die Implementierung der neuen Technologie über ein Betriebsjahr rund 18,6 % an elektrischer Leistung für die Förderung des Wärmeträgermediums eingespart werden können.

Neben den Jahressimulationen, welche für eine bestimmte Anlagenkonfiguration (basierend auf den Messdaten als Randbedingungen) gelten, werden für die Untersuchung der Technologie zusätzlich stationäre Variationsrechnungen durchgeführt. Bei diesen Parametervariationen wird der sekundäre Massenstrom $\dot{m}_{sek}$ mit rund 90,0 kg/s (Auslegungszustand) festgehalten, während die Fernwärmevorlauftemperatur $t_{HW,VL}$ sowie die sekundären Systemtemperaturen (Spreizung im Abnehmerkreis) variiert werden. Die Dämmklasse sowie die Rohrdimension wird ebenfalls gemäß der Dimensionierung für eine Nennwärmeleistung von $\dot{Q}_{sek} = 15,0$ MW (siehe Tabelle 4-6) angenommen. In Abbildung 4-20 sind die Ergebnisse der Simulationen dargestellt.

Aus den Simulationen geht hervor, dass die Fernwärmerücklauftemperatur $t_{HW,RL}$ des TeTra-Prozesses mit zunehmender Systemspreizung (d. h. mit zunehmender sekundären Vorlauftemperatur) ansteigt. So ergibt sich beispielsweise bei einer sekundären Vorlauftemperatur von 60,0 °C eine minimale Fernwärmerücklauftemperatur von etwa 21,5 °C, während bei Systemtemperaturen von 90/50 °C wesentlich höhere Temperaturen (circa 33,3 °C) ins Netz zurückfließen. Über das gängige Spektrum von Vorlauftemperaturen bei Wärmenetzen schwanken die Fernwärmerücklauftemperaturen bei der Implementierung des TeTra-Prozesses, je nach Wahl des sekundären Temperaturniveaus, zwischen 21,5 und 52,8 °C. Betrachtet man die Effizienz des Kreislaufs in Form des COP's, so stellt man fest, dass sich die verschiedenen Kurvenscharen bei einer Fernwärmevorlauftemperatur von ungefähr 120,0 °C schneiden und anschließend auseinanderdriften. Senkt man die Vorlauftemperatur des Wärmenetzes unter 120,0 °C ab (Sommerbetrieb), so erhält man für geringere Spreizungen im Verbraucherkreis einen höheren COP. Wird das Fernwärmenetz nun mit höheren Vorlauftemperaturen (> 120,0 °C) betrieben, wie es beispielsweise im Winter oder bei Sonderkunden (z. B. Absorptionskältemaschine) der Fall ist, so stellt man den umgekehrten Verlauf der Kurven fest. In diesem Bereich weisen Systeme mit höheren Temperaturniveaus einen höheren COP auf. Im Allgemeinen liegt der COP zwischen 0,49 und 1,8. Eine weitere Größe an der die Technologie bemessen werden soll sind die Wärmeverluste $\dot{Q}_{ver}$ des Fernwärmenetzes. Da diese Wärmeverluste direkt proportional zur Rücklauftemperatur sind, zeigen auch die Kurven einen ähnlichen Verlauf. Folglich gelten auch dieselben Zusammenhänge hinsichtlich der sekundären Systemtemperaturen sowie der Fernwärmevorlauftemperatur. Für eine Spreizung von 40,0 K sind die minimalen Wärmeverluste mit etwa 15,9 kW/km fast doppelt so hoch als bei Systemtemperaturen von 60/50 °C. Zuletzt wird noch die hydraulische Pumpleistung $\dot{W}_{hyd}$, welche für die Umwälzung des Fernwärmemediums im Netz benötigt wird, untersucht. Im Gegensatz zu den zuvor betrachteten Größen, welche nahezu durch lineare Zusammenhänge beschrieben werden können, verlaufen die Kurven für die Pumpleistung deutlich nichtlinear. Geht

man von sekundären Systemtemperaturen von 60/50 °C aus, wo die Pumpleistung bei einer Fernwärmeverlauftemperatur von 105,0 °C ungefähr 3,8 kW beträgt, so erhöht sich diese um knapp 60,0 % bei einer Verdopplung der Spreizung. Erhöht man in weiterer Folge erneut die Spreizung auf 30,0 bzw. 40,0 K, so erhält man eine 3,8- bzw. 8,3-mal so hohe Pumpleistung verglichen mit den niedrigsten Systemtemperaturen. Grundsätzlich kann somit festgehalten werden, dass die Anwendung der Verschaltungsvariante c vom TeTra-Prozess vorwiegend für Niedertemperatursysteme bzw. auch Sanierungsbauten mit gesenkten Systemtemperaturen eignet.

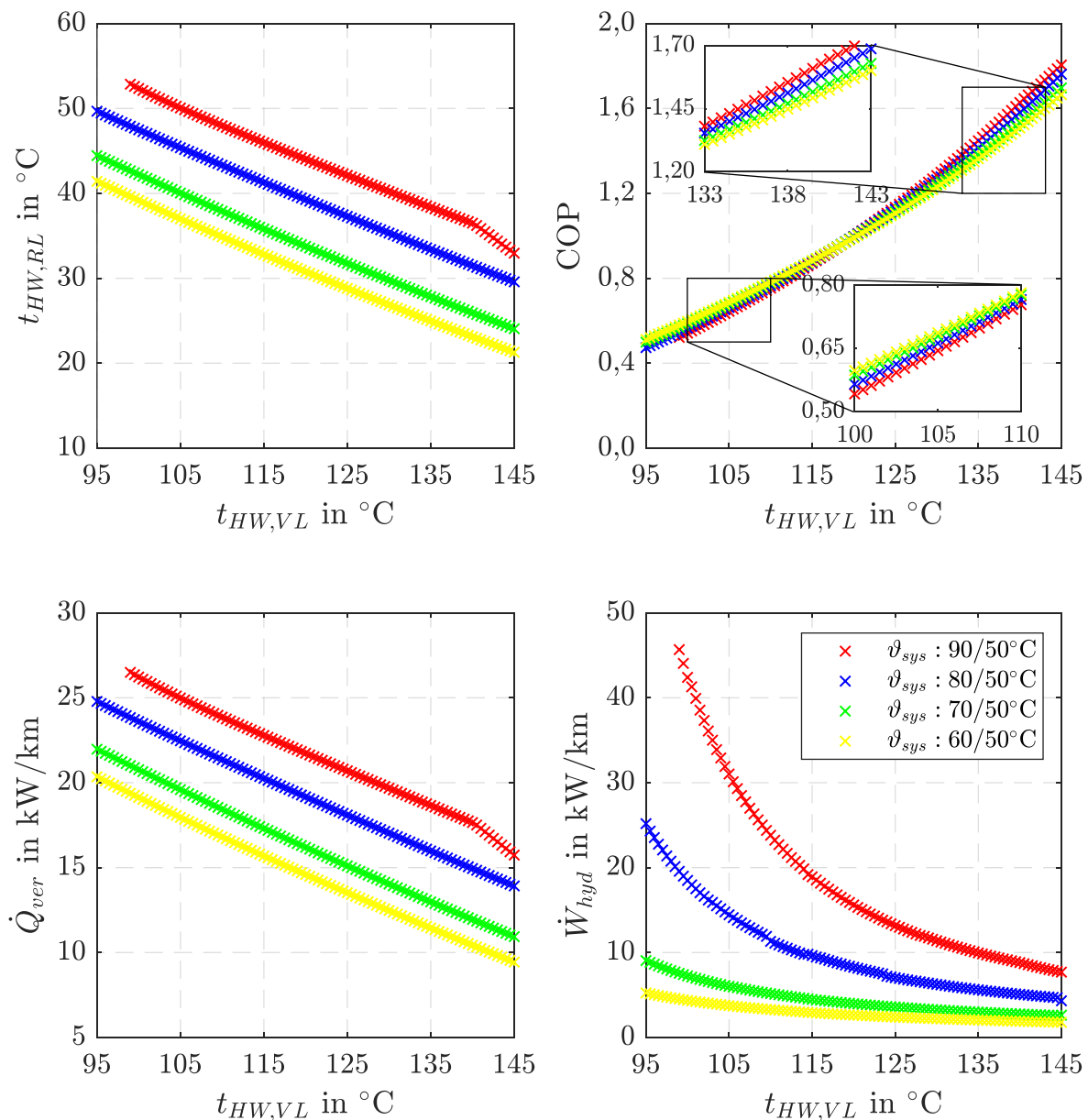


Abbildung 4-20: Rücklauftemperatur, COP, Wärmeverluste sowie hydraulische Pumpleistung des TeTra-Prozesses in Abhängigkeit der Fernwärmeverlauftemperatur für unterschiedliche sekundäre Systemtemperaturen

4.5.3.2 Auswirkungen auf die Wärmeerzeugung

Um neben den Netzauswirkungen auch die Einflüsse des TeTra-Prozesses auf einen Wärmeerzeuger bzw. ein Kraftwerk zu untersuchen wird das im obigen Abschnitt behandelte Simulationsmodell mit jenem Modell aus Abbildung 4-21, welches den Dampfturbinenprozess der Müllverbrennungsanlage abbildet, gekoppelt. Dabei liefert das Netzmodell die Ausgangsgrößen in Form von Heißwassermassenstrom $\dot{m}_{HW}$ und primärer Fernwärmerücklauftemperatur $t_{RL,pri}$, welche in weiterer Folge dem Kraftwerksmodell als Quellen zugeführt werden. Darüber hinaus kann das Verhältnis der vom Netz kommenden Massenströme variiert und somit der Einfluss der netzanteiligen TeTra-Prozesse abgeschätzt werden. Je nach Massenstromverhältnis ergibt sich eine resultierende Eintrittstemperatur in den Kondensatorkühler bzw. Kondensator, was sich wiederum auf den thermodynamischen Kreisprozess auswirkt. Die entsprechenden Randbedingungen des skalierten Kraftwerksmodells sind unter Abschnitt 4.4.5 angeführt. Dabei ist noch zu erwähnen, dass beim Kessel die Verdampferleistung als limitierende Größe und als konstant angenommen wurde. Daraus resultiert in Folge des Wirkungsgradunterschieds ein variierender Brennstoffeinsatz in den Sommer- bzw. Wintermonaten.

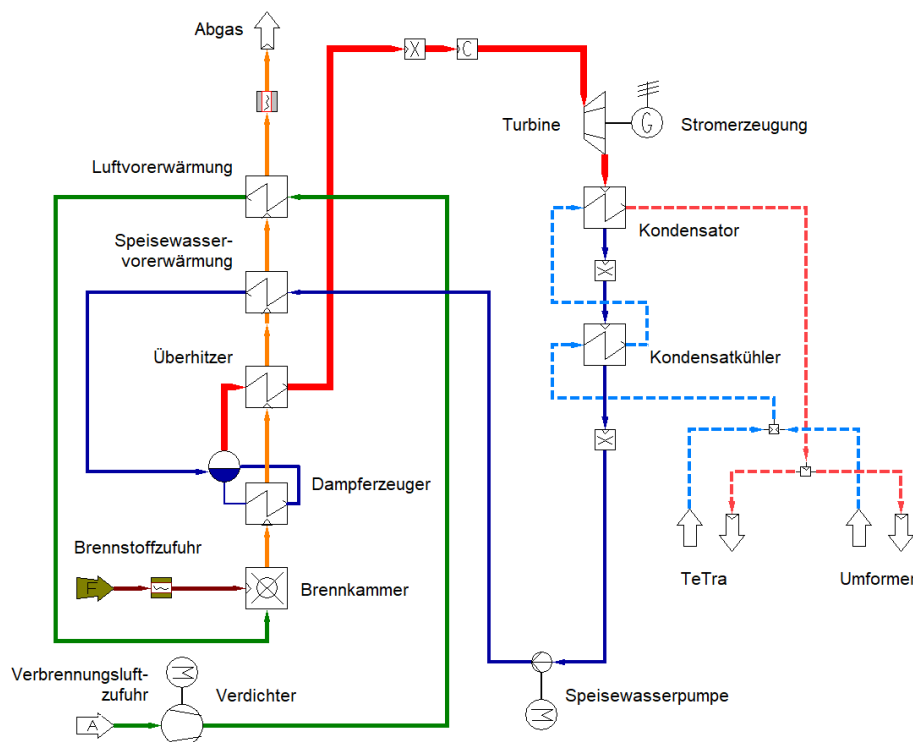


Abbildung 4-21: Das in IpsePro [55] entwickelte Simulationsmodell zur Untersuchung der Auswirkungen auf den Wärmeerzeuger bei der Einbindung eines TeTra-Prozesses sowie einer konventionellen Umformerstation

Neben den Netzauswirkungen ist des Weiteren zu klären, ob die MVA im Falle abgesenkter Fernwärmepertemperaturen (sowohl Vorlauf als auch Rücklauf), möglicherweise vorteilhaftere Leistungsdaten hinsichtlich der Strom- und Wärmeerzeugung aufweist als im Auslegungsfall bzw. den davor genannten Fall. Ein derartiger Betriebsfall, bei welchem die Temperaturspanne konstant gehalten wird, und daher keine Verminderung der Pumpleistung im Netz zu erwarten ist, wurde für die MVA simuliert und auch die Auswirkungen auf das Netz bezüglich der geringeren Wärmeverluste im Netz abgeschätzt. Die Tabelle 4-11 fasst die Ergebnisse der thermodynamischen Simulation der MVA zusammen (die Mengenangaben beziehen

sich auf das 1/6 der MVA, welche dem betrachteten Netz zugeordnet werden kann). Erwartungsgemäß erniedrigt sich für diesen Betriebsfall der Gegendruck am Heizkondensator, damit steigt das Gefälle an der Turbine und die Stromausbeute, um relative 14,0 %, aber auf Kosten einer geringeren Wärmeleistung um circa 3,0 %. Die etwas geringere Wärmeleistung der MVA mag durch einen geringeren Wärmeverlust kompensiert werden, sodass die Frage nach dem energetischen Vorteil näherungsweise darauf reduziert werden kann, ob die Zunahme an der Stromerzeugung in der MVA höher ist als die Abnahme der Pumpenleistung im Netz im vorigen Betriebsfall mit der abgesenkten Rücklauftemperatur und der erhöhten Temperaturspanne im Fernwärmesystem. Einschränkend ist erwähnenswert, dass es sich um thermodynamische und thermische Simulationen handelt, welche die betrieblichen, anlagebaumäßigen und kommerziellen Aspekte nicht vorwegnehmen kann.

Tabelle 4-11: Wärmeleistung und Stromerzeugung der anteiligen MVA für den Betriebsfall der abgesenkten Fernwärmerücklauftemperatur (Fall 1) sowie einer Vor –und Rücklauftemperaturabsenkung (Fall 2)

Größe	Einheit	Fall 1			Fall 2
Müllmassenstrom $\dot{m}_{Br}$	kg/s	1,81	1,81	1,81	1,81
Fernwärmeverlauftemperatur $t_{VL,pri}$	°C	150,0	150,0	150,0	125,0
Fernwärmerücklauftemperatur $t_{RL,pri}$	°C	80,0	55,0	25,0	30,0
Druck Heizkondensator p_K	bar	4,5	4,3	4,2	2,5
Abgastemperatur t_{Abg}	°C	180,0	180,6	181,1	181,3
Wärmeleistung $\dot{Q}_{HW}$	MW	11,47	11,47	11,50	11,13
relative Wärmeleistung	%	100,0	100,0	100,3	97,0
Stromerzeugung $\dot{W}_{Nutz}$	MW	2,16	2,15	2,12	2,47
relative Stromerzeugung	%	100,0	99,5	97,9	114,2

Zunächst werden die beiden Extremfälle, welche einerseits das konventionell aufgebaute Fernwärmenetz (Anteil TeTra-Prozesse 0 %), andererseits ein thermisches Netz ausschließlich bestehend aus TeTra-Prozessen (100 %) darstellen, untersucht. Abbildung 4-22 zeigt beispielsweise die monatlichen Mittelwerte der elektrischen Stromproduktion durch den Dampfturbinenkreislauf (links) sowie den emittierten Abgasvolumenstrom (rechts) dieser beiden Szenarien, welche in weiterer Folge auch für die ökologische Bewertung des TeTra-Prozesses (siehe Kapitel 6) herangezogen werden. Aus den linken Diagramm geht hervor, dass die aus dem Kreisprozess generierte elektrische Nutzleistung $\dot{W}_{Nutz}$ kaum von einer Einbindung des TeTra-Prozesses beeinflusst wird. Grund hierfür ist, dass im Sommer zwar durch die niedrigeren Fernwärmeverlauftemperaturen der Kondensationsdruck Δp_K , und somit auch das Enthalpiegefälle über der Expansionsmaschine Δh_T , entsprechend abgesenkt werden kann, im Winter aber dennoch die höheren Vorlauftemperaturen (aufgrund spezieller Kunden wie z. B. einer Absorptionskälteanlage) gefordert werden. Somit ergibt sich auf das Bild, dass im Sommer durch das TeTra-Netz um etwa 5,0 MWh mehr Strom produziert wird, während in den Wintermonaten tendenziell weniger elektrische Nutzleistung vom Kraftwerksprozess abgegeben wird. Ein etwas positiverer Effekt kann hingegen bei der Emissionsbilanz des Kraftwerks festgestellt werden. Wie im Diagramm (rechts) dargestellt wird, senkt sich durch die Integration

des TeTra-Prozesses in das Fernwärmenetz der mittlere Abgasvolumenstrom $\dot{V}_{Abg}$ der Müllverbrennungsanlage um durchschnittlich 309 m³/h ab. Grund hierfür sind der etwas geringere Primärenergieeinsatz der dem Kraftwerk zugeführt werden muss. Geht man nun von konstanten Abgaszusammensetzungen (mit einem CO₂-Gehalt von circa 0,17 kg/kg_{tr}) aus, die durch die Rücklauftemperatur des Netzes auch nicht signifikant beeinflusst werden, so erhält man eine jährliche Reduktion der CO₂-Emissionen um 7000 t.

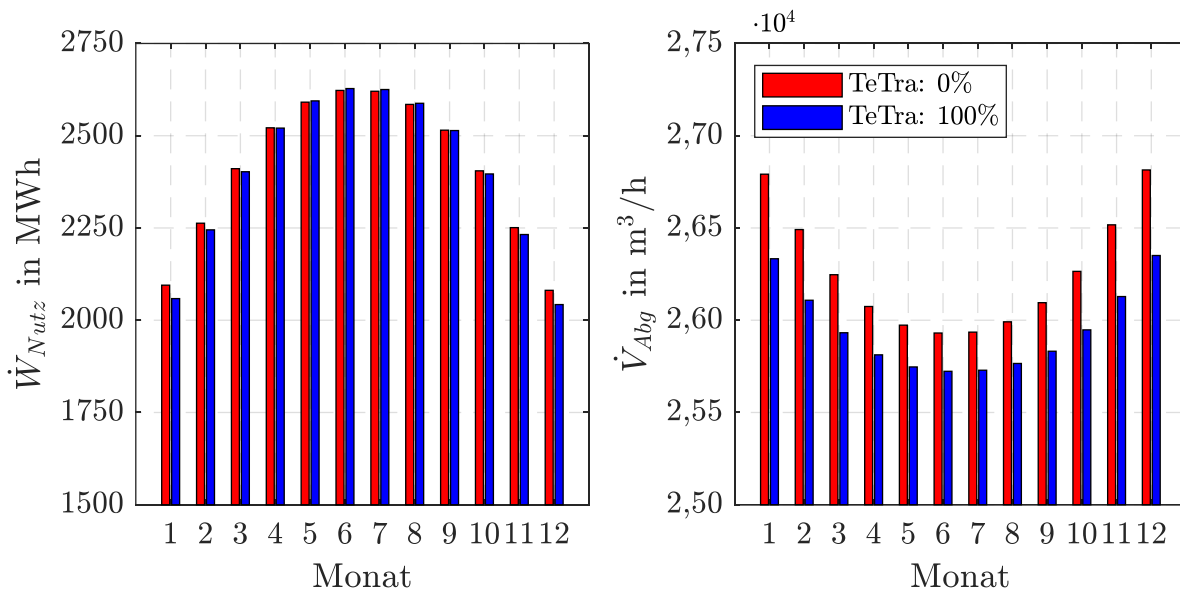


Abbildung 4-22: Auswirkungen der Einbindung des TeTra-Prozesses auf die monatliche Stromproduktion des Dampfkreislaufs (links) sowie auf den Abgasvolumenstrom (rechts) der Müllverbrennungsanlage

Betrachtet man nun nicht explizit die beiden Extremfälle (TeTra-Prozess-Anteil 0 bzw. 100 %), sondern steigert den Anteil der im Netz installierten TeTra-Anlagen, bei gleichzeitiger Verminderung der konventionellen Fernwärmeübergabestationen, so erhält man die in Abbildung 4-23 dargestellten Ergebnisse hinsichtlich der Effizienz des Kraftwerks. Diese Diagramme wurden ebenfalls über den Zeitraum von einem Jahr generiert, werden jedoch nicht auf die Zeit, sondern auf die jeweilige Kraftwerkseintrittstemperatur, welche sich aus den einzelnen Rücklaufteilströmen der TeTra-Prozesse sowie den Umformern zusammensetzt, skaliert. Eingangs kann noch festgehalten werden, dass mit zunehmenden TeTra-Anteil im Netz die Rücklauftemperatur $t_{RL,pri}$ wie erwartet sinkt, während die traditionellen Fernwärmeübergabestationen annähernd konstante Rücklauftemperaturen (bei den gesetzten Randbedingungen) von circa 60,0 °C liefern. Die ersten beiden Diagramme zeigen ähnliche Verläufe und repräsentieren die Ausbeute an elektrischer Energie, wobei einmal der elektrische Netto-Wirkungsgrad $\eta_{el,netto}$ (ident mit der sogenannten Stromausbeute β) und einmal die elektrische Netto-Leistung $\dot{W}_{Nutz}$ aufgetragen ist. Diese beiden Größen bewegen sich zwischen 13,8 und 19,0 % bzw. 2,0 und 2,6 MW. Die beiden nächsten Abbildungen charakterisieren die Wärmeausbeute, welche anschließend dem thermischen Netz zugeführt wird. Die Feuerung ist dabei ein wesentlicher Bestandteil, weswegen auch dessen Wirkungsgrad η_K analysiert wird. Wie ersichtlich wird, verzeichnet diese Größe mit zunehmender Anzahl der TeTra-Prozesse im Netz eine leichte Steigerung verglichen mit den konventionellen Wärmeübertragern. Des Weiteren kann gezeigt werden, dass dieser Wert nie unter 94,0 % abfällt. Die Wärmeausbeute α schwankt zwischen den Werten 67,5 und 72,0 % und erreicht bei der Einbindung des TeTra-Prozesses, vor allem bei niedrigeren Rücklauftemperaturen, deutlich höhere Werte. Die letzte Größe wird als sogenannter Gesamt-Wirkungsgrad η_{ges} bezeichnet erreicht sein Maximum bei etwa 86,5 % (bei 100 % TeTra) während dieser bei normalen

Fernwärmelösungen um ungefähr 1,8 % geringer ausfällt. Des Weiteren ist zu erwähnen, dass im Fall TeTra 100 % der Gesamt-Wirkungsgrad bei nahezu konstanten Rücklauftemperaturen variiert. Dies ist auf die unterschiedlichen Massenströme im Wärmenetz zurückzuführen.

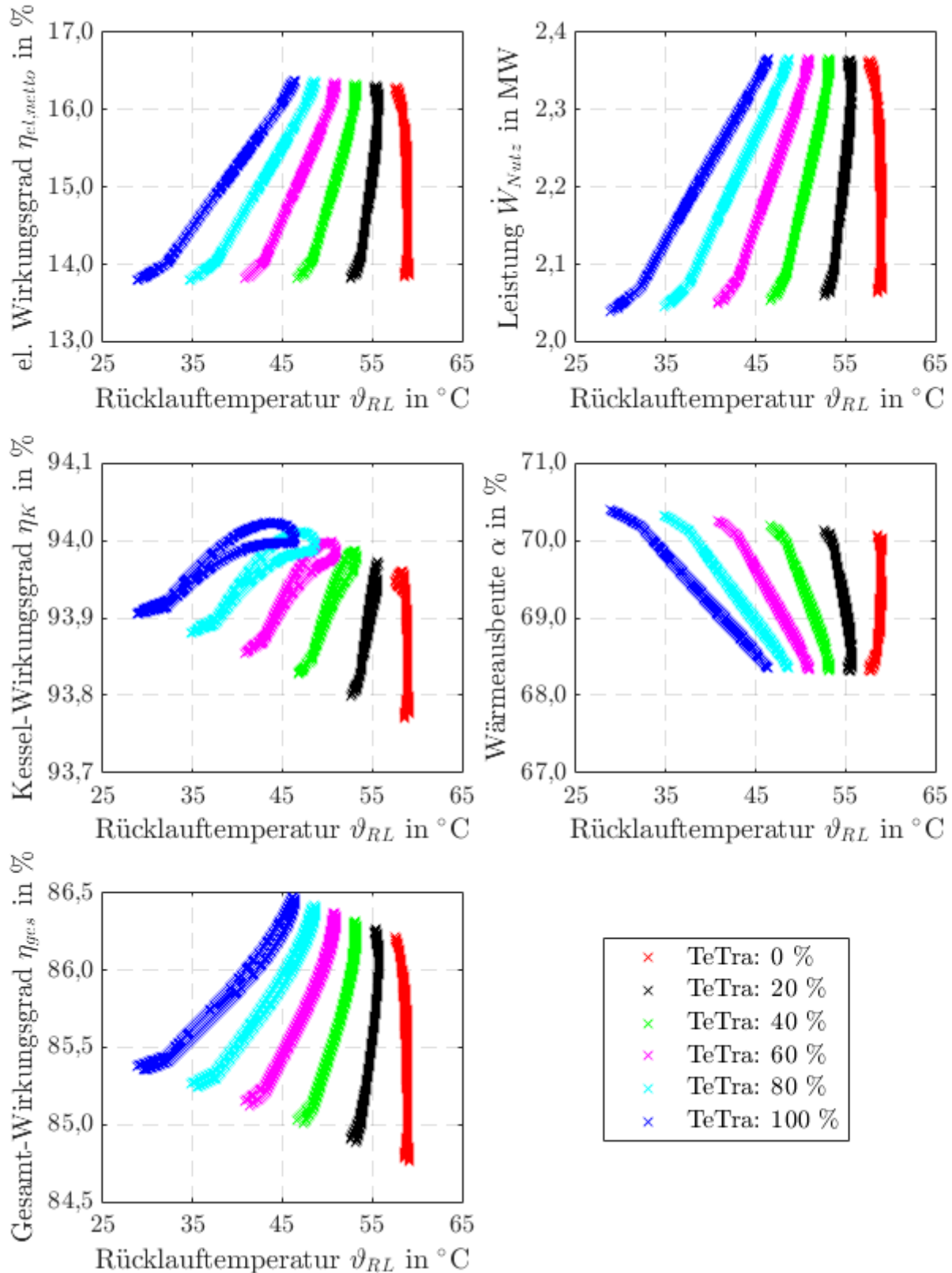


Abbildung 4-23: Auswirkungen der Einbindung des TeTra-Prozesses (0 bis 100 % Netzanteil) auf die unterschiedlichen Effizienzkennzahlen in Abhängigkeit der Fernwärmerücklauf­temperaturen der MVA

4.5.4 Zusätzliche elektrische Energiebereitstellung - Fall d

Die nachfolgende, thermodynamische Grobabschätzung bezieht sich auf den Basisfall a, bei welchem nur die Kälteproduktion vorgesehen ist und mit der eingangs erwähnten Prozessführung zusätzlich auch Strom erzeugt werden kann. Mit dieser Kombination wird auch jene Variante untersucht, bei welcher die zusätzliche Stromerzeugung ein Maximum darstellt, da der Kondensatordruck (unverändert) tief liegt. Von der Schaltung her gelangt man zur erwähnten Prozessführung dadurch, dass auf dem Wege vom Desorber zum Verdampfer nicht nur, wie im Fall a der reinen Absorptionskältemaschine, eine Rohrleitung und den Kondensator, sondern nun eine Turbine mit dem Kondensator vorsieht (siehe Abbildung 4-24); die angegebenen Werte gelten für ein Druckverhältnis an der Turbine $p_{T, \text{ein}}$ zu $p_{T, \text{aus}} = 3,0$.

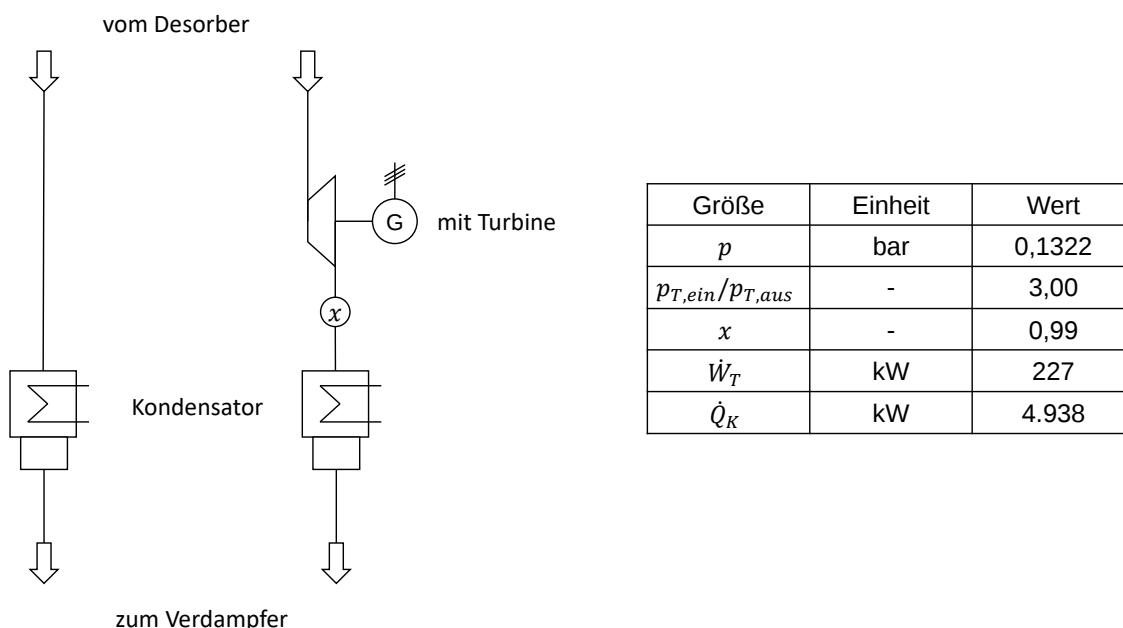


Abbildung 4-24: Vergleich zwischen dem klassischen Weg vom Desorber zum Verdampfer, wie z. B. im Fall a der reinen Absorptionskältemaschine (links), sowie jene Variante des Falls d (optionale Stromerzeugung) mit einer Turbine über dem Kondensator (rechts)

Die Ergebnisse der darauf aufbauenden Simulationen sind in der Tabelle 4-12 mit Zahlenwerten der Produktionsdaten wiedergegeben, zusätzlich mit den Hinweisen, welche Größen sich mit einer steigenden Stromerzeugung ändern würden. Für die Berechnungen wird ein Gesamtwirkungsgrad von 0,68 angenommen. Dieser setzt sich aus dem isentropen Turbinen- (0,75), mechanischen Turbinen- (0,98), elektrischen Generator- (0,95) sowie dem mechanischen Generatorwirkungsgrad (0,98) zusammen. Eine Stromerzeugung wird durch einen steigenden Druck am Desorber ermöglicht und einer steigenden Rücklauftemperatur erkauft. Bei circa 250 kW_{el}, basierend auf den Komponenten einer Absorptionskältemaschine mit 5000 kW Kälteleistung, scheint die Grenze zu liegen.

Tabelle 4-12: Leistungsdaten der optionalen Stromproduktion auf Basis der Absorptionskältemaschine (Fall a) für unterschiedliche Druckverhältnisse an der Turbine

Größe	Einheit	Fall a	Fall d mit Stromerzeugung				Änderung zu Fall a
Desorberleistung $\dot{Q}_D$	kW	6.381	6.461	6.580	6.619		leicht steigend
Fernwärmeverlauftemperatur $t_{HW,VL}$	°C	148,7	148,7	148,7	148,7		konstant
Fernwärmerücklauftemperatur $t_{HW,RL}$	°C	61,2	73,3	84,2	87,2		stark steigend
Fernwärme-Dampfdurchsatz	kg/s	2.109	2.074	2.051	2.044		ca. konstant
Desorberdruck p_D	bar	0,047	0,088	0,132	0,147		stark steigend
Druck vor Turbine $p_{T, \text{ein}}$	bar	0,047	0,088	0,132	0,147		steigend
Druck nach Turbine $p_{T, \text{aus}}$	bar	0,047	0,044	0,044	0,044		ca. konstant
Druckverhältnis	-	1,00	2,00	3,00	3,33		stark steigend
el. Leistung am Generator $\dot{W}_{\text{gen}}$	kW	-	145,5	227,1	247,6		steigend
Kühllast am Verdampfer $\dot{Q}_V$	kW	5.000	4.929	4.875	4.858		leicht fallend
COP	-	0,78	0,76	0,74	0,73		mäßig fallend

Neben den thermodynamischen Aspekten, welche durch diese Simulationen grob quantifizierbar sind, verbleibt natürlich Frage, ob wie eine derartige Expansionsmaschine beschaffen sein soll und ob eine adäquate Expansionsmaschine derzeit am Markt verfügbar ist. Zahlreiche Anforderungen an die Expansionsmaschine (z. B. der untere Leistungs-Bereich, die Druckverhältnisse, der Vakuumbetrieb) liegen außerhalb der Parameter gängiger Dampfturbinen. Einige Parameter könnten beim Übergang zu anderen Arbeitsmedien (z. B. die mit einem höheren Dampfdruck) verbessert werden, diese müssten aber für Absorptionstechnologien tauglich sein. Diese Einschätzungen besagen lediglich, dass in der derzeitigen Situation des Entwicklungsstandes und der Marktverfügbarkeit eine ökonomische Einschätzung der innovativen Technologie, für den Anwendungs-Fall der zusätzlichen Stromerzeugung verfrüht ist.

Nicht verfrüht ist es, Konzepte zu betrachten, wie man die Energiefragen beantwortet, wobei eine innovative Absorptions-Technologie einen Betrag und eine Bereicherung leisten könnten. Stromerzeugung aus Wärmen und Abwärmen war stets ein Thema und die Erzeugung von Kälte ist, wie Wirtschaftlichkeit-Betrachtungen zeigen (siehe Kapitel 5), von der Erlös-Seite attraktiv, sei es nun in Fernwärmesysteme oder auch in der Verwertung von (industriellen) Abwärmen.

4.5.5 Zusammenfassung der Performance-Ziffern

Die Tabelle 4-13 vergleicht die Performance-Ziffern für die verschiedenen Lastfälle der konventionellen Referenzprozesse (Fernwärmübergabestation und Absorptionskältemaschine bzw. a) sowie die Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1 bis c). Da die Ziffern-Werte von den jeweiligen Vorlauf- und Rücklauftemperaturen abhängen werden auch diese angegeben. Da in Fachkreisen häufig die Frage des COP-Wertes einer Technologie gestellt wird, ist prinzipiell folgendes festzuhalten. Die Definition des COP-Wertes bezieht sich, im ursprünglichen Sinn, auf die Leistungsfähigkeit von Kältemaschinen sowie Wärmepumpen und ist deshalb aus dem Verhältnis der Heiz- bzw. Kälteleistung und der zugeführten Antriebsleistung definiert. Die Antriebsleistung ist im Falle der Kompressionsaggregate die mechanische oder die

elektrische Antriebsleistung. Für den Zahlenwert der Antriebsleistung eines Absorptionsapparates wird üblicherweise die thermische Antriebsleistung (am Desorber) herangezogen.

Tabelle 4-13: Zusammenfassung der Systemtemperaturen sowie der Performancekennzahlen für den konventionellen Gebietsumformer bzw. die konventionelle Absorptionskältemaschine und den einzelnen Verschaltungsvarianten (b1 bis c) des TeTra-Prozesses

Größe	Einheit	GUFO	Fall a	Fall b1	Fall b2	Fall b3	Fall c
Fernwärmeverlauftemperatur $t_{VL,pri}$	°C	148,7	148,7	148,7	148,7	148,7	148,7
Fernwärmerücklauftemperatur $t_{RL,pri}$	°C	55,0	61,2	55,0	55,0	112,0	23,9
sek. Heizungsvorlauftemperatur $t_{VL,sek}$	°C	65,0	-	65,0	65,0	65,0	65,0
sek. Heizungsrücklauftemperatur $t_{RL,sek}$	°C	50,0	-	50,0	50,0	50,0	50,0
Kühlwassereintrittstemperatur $t_{KH,ein}$	°C	-	17,9	17,9	-	-	-
Kühlwasseraustrittstemperatur $t_{KH,aus}$	°C	-	28,7	28,7	-	-	-
Kaltwassereintrittstemperatur $t_{KW,ein}$	°C	-	9,9	9,9	40,0	40,0	-
Kaltwasseraustrittstemperatur $t_{KW,aus}$	°C	-	3,1	3,1	23,7	23,7	-
COP	-	-	0,78	1,29	1,33	1,70	1,00
COP _{ex}	-	-	3,65	6,26	6,44	6,42	5,99
Gesamtwirkungsgrad η_{ges}	%	100,0	78,4	128,5	132,5	170,0	100,0
Wärmeauskopplung $\dot{Q}_{ka}/\dot{Q}_{HW}$	-	-	-	0,47	-	-	-
Wärmeverhältnis $\dot{Q}_{FW}/\dot{Q}_{55}$	%	100,0	93,4	100,0	100,0	39,2	132,8
exergetische Wirkungsgrad η_{ex}	%	50,3	21,9	56,0	63,8	61,8	61,9

Diese COP_{ex}-Werte für Absorptionsaggregate wurden als Zeile in die Tabelle aufgenommen und es zeigt sich, dass man sich in ähnlichen Bereichen bewegt (von ca. 3,6 bis 6,4) wie sie bei Kompressions-Aggregaten geläufig sind. Obwohl nur für Kälte- und Wärmekreisläufe definiert lässt sich sinngemäß die Definition, kalorisch und exergetisch, auf Kreisläufe mit Koppel-Funktionen anwenden. In allen Fällen lässt sich, ohne einen größeren Interpretations-Spielraum zulassen zu müssen, der exergetische Wirkungsgrad angeben. Dieser steigt sich, ausgehend von der Wärmetauscher-Technologie für die Heizwärme-Produktion von 50 % und der Absorptionskältemaschine für die Kälteproduktion von 22 % durch die Anwendung der Co-Generation von Wärme und Kälte (Fall b1) auf 56 % und erreicht für die Produktion von Heizwärme, durch die Anwendung einer Wärmepumpentechnologie (Fälle b2, b3 und c) Werte von 62 bis 64 %. Der exergetische Wirkungsgrad gibt an, wie weit man von einem idealen Kreisprozess (100 %) entfernt ist, wobei der Absorptionsprozess zwei, ineinander verzahnte, Kreisprozesse beinhaltet und das Erreichen eines Wertes von $70 \times 80 = 56$ % als ehrgeizig anzusehen ist. Ein unmittelbares Ermitteln der einzelnen Leistungsfaktoren lässt der exergetische Wirkungsgrad hingegen nicht zu, wofür es erforderlich ist, alle anderen Performance-Ziffern zusätzlich zu berücksichtigen.

5 Ökonomische Untersuchung

5.1 Wirtschaftliche Bewertung der Basisfälle

Die Absorptionstechnologie hat ihren Preis und die Investitionskosten derartiger Anlagen übertrifft größenordnungsmäßig jene einer simplen Wärmeübertragung. Die ökonomische Bewertung soll ermitteln, ob der TeTra-Prozess einen Zusatznutzen gegenüber der simplen Wärmeübertragung erbringt und welche Betriebsweise (b1, b2, und c) am ehesten in die Nähe kommt, dass sie die erheblichen Investitionskosten erwirtschaftet.

Zur ökonomischen Bewertung des TeTra-Prozesses sind zunächst seine Investitionskosten, für die untersuchten Betriebsweisen, abzuschätzen. Die Komponenten des TeTra-Prozesses gehen gemäß der Projektidee von den an sich bekannten verfahrenstechnischen Komponenten einer Absorptionskältemaschine, auf Basis des Arbeitsstoffpaares $H_2O/LiBr$, aus, auch wenn diese Komponenten bei verschobenen verfahrenstechnischen Parametern arbeiten und einige zusätzliche Einrichtungen erforderlich sind. Daher reduziert sich die Frage der Investitionskosten zunächst auf die Frage der Investitionskosten der Absorptionskältemaschine, nach dem Stand der Technik. In einer Studie nach [87] werden für einen breiten Bereich an Kälteleistung, zwischen 15 und 4.917 kW, gemäß Tabelle 5-1 folgende Werte angegeben.

Tabelle 5-1: Technologieparameter und Investitionskosten von heißwasserbetriebenen Absorptionskältemaschinen gemäß dem Stand der Technik in Anlehnung an [87]

Technologie	Einheit	Wert
Heißwassertemperatur	°C	50-110
Kühlwassertemperatur	°C	27-45
Kaltwassertemperatur	°C	5-16
Kälteleistung (nominal)	kW	15-4.917
elektrische Leistungsaufnahme	kW	0,018-13,175
EER (Energy Efficiency Ratio)	-	0,38-1,23
Aufstellfläche	m ²	0,44-31,95
Heißwasserdurchfluss	m ³ /h	1,2-560
Kühlwasserdurchfluss	m ³ /h	1,5-1.398
Kaltwasserdurchfluss	m ³ /h	2,2-843,3
Leergewicht	kg	365-37.200
Investitionskosten (spezifisch)	€/kW	350-2.067
Investitionskosten	€	31.000-3.884.245

Die große Streuung in den spezifischen Investitionskosten ist zum Teil dem weiten betrachteten Bereich der Kälteleistung (um circa 2,5 Größenordnungen) geschuldet. Zwischen den Investitionskosten I von Anlagen unterschiedlicher Leistungen Q gilt der Regressionsansatz nach Gleichung (5-1),

$$\frac{I(P)}{I(P_0)} = \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^n \quad (5-1)$$

wobei n , der Kosten-Exponent < 1 , also z. B. 0,73 ist [88]. Aus der maximalen Kühlleistung und den maximalen Investitionskosten (vgl. Tabelle 5-2) ergeben sich die abgeleiteten Investitionskosten für die Ausgangsbasis der Absorptionskältemaschine mit einer Nennkühlleistung von 5.000 kW (Fall a); für die Fälle b1, b2 und c werden die Investitionskosten um 10,0 % aufgewertet, da die Schaltung, verglichen mit einer Absorptionskältemaschine, um einen Wärmetauschenden Apparat mehr (nämlich dem Wasser/Wasser-Wärmetauscher) aufweist.

Tabelle 5-2: Investitionskosten der unterschiedlichen Technologievarianten

Größe	Einheit	AKM [87]	Fall a	Fall b1 ¹²	Fall b2 ¹²	Fall c ¹²
Kälteleistung	kW	4.917	5.000	-	-	-
Investitionskosten	€	3.884.245	3.932.001	4.325.201	4.325.201	4.325.201
spez. Investitionskosten	€/kW	790	786,4	-	-	-

Die folgende Tabelle 5-3 zeigt eine Grobabschätzung der Wirtschaftlichkeit der verschiedenen zu vergleichenden Varianten.

- GUFO: nur mit Wärmeübertragung
- Fall a: Absorptionskältemaschine der Kühllastklasse 5.000 kW, nur für die Kälteerzeugung
- Fall b1: Co-Generation von Heizwärme und Kälte durch Absorptionstechnologie (TeTra)
- Fall b2: Heizwärme-Produktion, mit Einbindung einer Abwärmequelle
- Fall c: Heizwärme-Produktion, mit Rücklauf Temperaturabsenkung
- Fall d: zusätzliche Stromerzeugung; dieser Fall entzieht sich allerdings einer ökonomischen Bewertung, da wegen der Marktferne eine Schätzung der Investitionskosten nicht möglich ist.

Als Ausgangsbasis wurden die Fälle GUFO und a, gemäß dem Stand der Technik, gewählt. Bezüglich der Investitionskosten ist der GUFO bei gleichem Wärmeinput um gut eine Größenordnung billiger als bei der Absorptionskältemaschine (ein Wärmetauscher mit satten Temperaturdifferenzen, gegenüber einem Apparat mit fünf wärmeübertragenden Komponenten mit ausgereizt geringen Temperaturdifferenzen), so dass die vergleichsweise geringen Investitionskosten des GUFO's nicht berücksichtigt wurden. Annahmen über die Volllaststunden, die Preise der Energien sowie den Netzverlusten und seine Verringerung im Fall c wurden getroffen. Der Kältepreis ist in der Regel mindestens doppelt so hoch wie der Wärmepreis (z. B. [89]). Die thermischen Energieströme des Bedarfs und der Produktion wurden durch Simulationen bei nominellen Volllasten ermittelt. Die Ermittlung der Kosten- und der Erlöse wurden im Sinn einer Grobabschätzung auf die genannten Energieströme beschränkt. Für die erforderliche Wärmesenke im Fall a und b1 wurde eine Kühlung mit Flusswasser unterstellt und keine Pönale angesetzt (die Kosten für die Wärmesenke sind extrem standort- und projektabhängig und können die Wirtschaftlichkeit und das Projekt belasten). Ebenfalls nicht in Rechnung gestellt wurden die Verbräuche von Betriebsmitteln und Hilfsenergien (z. B. für den elektrischen Antrieb von Pumpen).

¹² Bei dieser Verschaltungsvariante wird durch den zusätzlichen Wärmeübertrager eine Investitionserhöhung von 10,0 % angenommen.

Tabelle 5-3: Wirtschaftliche Betrachtung der unterschiedlichen Technologievarianten

Größe	Einheit	Gufo	Fall a	Fall b1	Fall b2	Fall c
Investitionskosten <i>I</i>	€	sehr gering	3.932.001	4.325.201	4.325.201	4.325.201
Volllaststunden	h/a	3.000	3.000	3.000	3.000	3.000
Preise Fernwärme (150 °C)	€/MWh	88,00	88,00	88,00	88,00	88,00
Preise Abwärme (40/25 °C)	€/MWh	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Preise Heizwärme (65/50 °C)	€/MWh	88,00	88,00	88,00	88,00	88,00
Preise Kälte (10/3 °C) ¹³	€/MWh	179,00	179,00	179,00	179,00	179,00
Bedarf Fernwärme (150 °C)	kW	6.381	6.381	6.959	6.959	9.243
Bedarf Abwärme (40/25 °C)	kW	-	-	-	2.264	-
Produktion Heizwärme (65/50 °C)	kW	6.381	-	6.099	9.223	9.243
Produktion Kälte (10/3 °C)	kW	-	5.000	2.876	-	-
Wärmesenke	kW	-	11.381	3.736	-	-
Netzverlust (konventionell bez. auf FW)	%	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0
Verlustverringerung Netz	% _{rel.}	0,0	0,0	0,0	0,0	33,4
Verlustverringerung Netz (bez. auf FW)	% _{abs.}	0,0	0,0	0,0	0,0	4,0
Kosten Wartung und Instandhaltung (2 %/a)	€/a	77.685	78.640	86.504	86.504	86.504
Kosten Fernwärme (150 °C)	€/a	1.684.584	1.684.584	1.837.176	1.837.176	2.440.152
Kosten Abwärme (40/25 °C)	€/a	-	-	-	-	-
Erlös Heizwärme (65/50 °C)	€/a	1.684.584	-	1.610.136	2.434.872	2.440.152
Erlös Kälte (10/3 °C)	€/a	-	2.685.000	1.544.412	-	-
Bonus Verlustverringerung	€/a	-	-	-	-	97.596
Umsatz (Erlös-Kosten)	€/a	-77.685	921.776	1.230.868	511.192	11.092
Rentabilität (Umsatz/Investitionskosten)	%/a	-	23,44	28,46	11,82	0,26
Amortisationszeit (linear, 1/Rentabilität)	a	-	4,3	3,5	8,5	390

¹³ Der Kältepreis ist um den Faktor 2,03 (12,8/6,3) höher als der Wärmepreis. [89]

Für die Fälle b1, b2 und c ergeben sich, im Vergleich zum Fall a, entsprechend dem Stand der Technik, recht unterschiedliche Rentabilitäten, welche wie folgt interpretiert und kommentiert werden.

- Fall b1: Co-Generation von Heizwärme und Kälte durch Absorptionstechnologie (TeTra): Erwartungsgemäß hat eine Co-Generation (eine Kälte- und Wärmekopplung) eine höhere Effizienz und im vorliegenden Fall auch eine höhere Rentabilität als die monovalente Kälte-Produktion gemäß dem Fall a. Allerdings stehen Kälte und Wärme in einem fixen, also nicht flexiblen Verhältnis, was die Einsatzstrategie und die Ausnutzung (jährliche Volllaststunden) beschränkt.
- Fall b2: Heizwärme-Produktion, mit Einbindung einer Abwärmequelle: Obwohl die Abwärme als kostenlos verfügbar dargestellt wird und die thermische Effizienz gut ist, fällt die Rentabilität moderat aus. Das mag daran liegen, dass lediglich Heizwärme und nicht auch Kälte, als „Edelprodukt“, mit ihrem höheren Energiepreis erzeugt wird. Allerdings wird die Verwendung der Absorptionswärmepumpe für die Rauchgaskondensation – im Vergleich zu Kompressionswärmepumpen – als interessante Alternative gesehen. [17]
- Fall c: Heizwärme-Produktion, mit Rücklauftemperaturabsenkung: mit dem alleinigen Bonus aus der Verringerung der thermischen Verluste im Netz lässt sich mit den getroffenen Annahmen schwerlich eine Rentabilität erwirtschaften. Mit zusätzlichen, standort- und projektspezifischen günstigen Voraussetzungen (wie z. B. die Mehrleistung der KWK bei niedrigeren Rücklauftemperaturen, lange Fernwärmeleitungen, Verwertung von Niedertemperatur-Wärmequellen durch eine moderate Absenkung der Vorlauftemperaturen, Lieferbegrenzung durch vorhandene Rohrleitungen) kann sich die Ökonomie verbessern. Ob eine derartige Verbesserung wesentlich und ausreichend ist, müsste von Projektfall zu Projektfall eruiert werden.

5.2 Sensitivitätsanalyse

Für die Berechnung der Wirtschaftlichkeit wurden verschiedene Annahmen in Anlehnung an ähnliche Technologien bzw. Anwendungsweisen getroffen. Die Sensitivitätsanalyse hat zum Ziel diese Annahmen zu überprüfen und kritische Parameter zu evaluieren.

Auch die möglichen Streuungen der Werte der gewählten Kostenfaktoren für die Wirtschaftlichkeit macht eine Sensitivitätsanalyse sinnvoll. Tabelle 5-4 listet die Kostenfaktoren, mit den jeweiligen Bereich der evaluiert wurde auf. Der (zu erwartende) Basiswert ist ebenfalls angegeben. Diese Basiswerte wurden in der vorigen Tabelle 5-3 der Grobabschätzung der Wirtschaftlichkeit zu Grunde gelegt.

Es wird eine Unterscheidung zwischen Kosten für Fernwärme und Erlöse aus dem Verkauf von Heizwärme getroffen. Beides wird im vorliegenden Fall mit denselben Werten berechnet, da der TeTra-Prozess im Fernwärmenetz implementiert ist. Da es jedoch theoretisch möglich wäre, dass die Wärmequelle eine andere, kostengünstiger sein könnte (z.B. Abwärme) sollen mögliche Auswirkungen durch die getrennte Betrachtung veranschaulicht werden.

Tabelle 5-4: Grenz- sowie Mittelwerte der einzelnen Kostenfaktoren für die Sensitivitätsanalyse der wirtschaftlichen Betrachtung

Größe	Einheit	Basiswerte				Bereich		Abweichung	
		Fall a	Fall b1	Fall b2	Fall c	von	bis	von	bis
Investitionskosten	Mio.€	3,932	4,325	4,325	4,325	3,028	5,623	70 %	130 %
Volllaststunden	h/a	3.000	3.000	3.000	3.000	1.200	7.000	-	-
Fernwärmepreis ¹⁾	€/MWh	88,0	88,0	88,0	88,0	61,6	114,4	70 %	130 %
Heizwärmepreis ²⁾	€/MWh	88,0	88,0	88,0	88,0	61,6	114,4	70 %	130 %
Kältepreis	€/MWh	179,0	179,0	179,0	179,0	125,3	232,7	70 %	130 %
Netzverlust	%	12	12	12	12	5	30	-	-
Verlustverringerung durch RL-Absenkung	%	33,3	33,3	33,3	33,3	0	66,6	-	-

¹⁾ bezieht Kosten für die Fernwärme, die für den Betrieb des TeTra-Prozess notwendig sind

²⁾ bezieht Erlöse für den Verkauf von Wärme aus dem TeTra-Prozess

5.2.1 Sensitivität auf die Investitionskosten

Es wurde unterstellt, dass die Investitionskosten für die Absorptionstechnologie höher liegen als die Kosten der Wärmeübertrager, so wurde ein Basis-Preis festgelegt. Mit Hilfe einer Variation des für die Wirtschaftlichkeitsberechnung zugrundeliegenden Basiswertes soll der Einfluss der Investitionskosten auf die Amortisationszeit gezeigt werden. Die Variation erfolgt für eine Kostensteigerung um +10,0 %, +20,0 %, +30,0 % bzw. für eine Kostensenkung um -10,0 %, -20,0 %, -30,0 %. Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse hinsichtlich der Investitionskosten sind in Abbildung 5-1 ersichtlich.

Der Fall c, welcher für die Heizenergiebereitstellung sowie einer gleichzeitigen Rücklauftemperaturabsenkung vorgesehen wird, ist auch bei einer Reduzierung der Investitionskosten bei wesentlich höheren Amortisationszeiten als die anderen Fälle. Ab einer Investitionskostensteigerung um +20,0 % lassen sich keine jährlichen Erlöse mehr darstellen, da die laufenden Betriebskosten als Prozentsatz der Investitionskosten berechnet werden. Aus diesem Grund ist keine Amortisationszeit darstellbar.

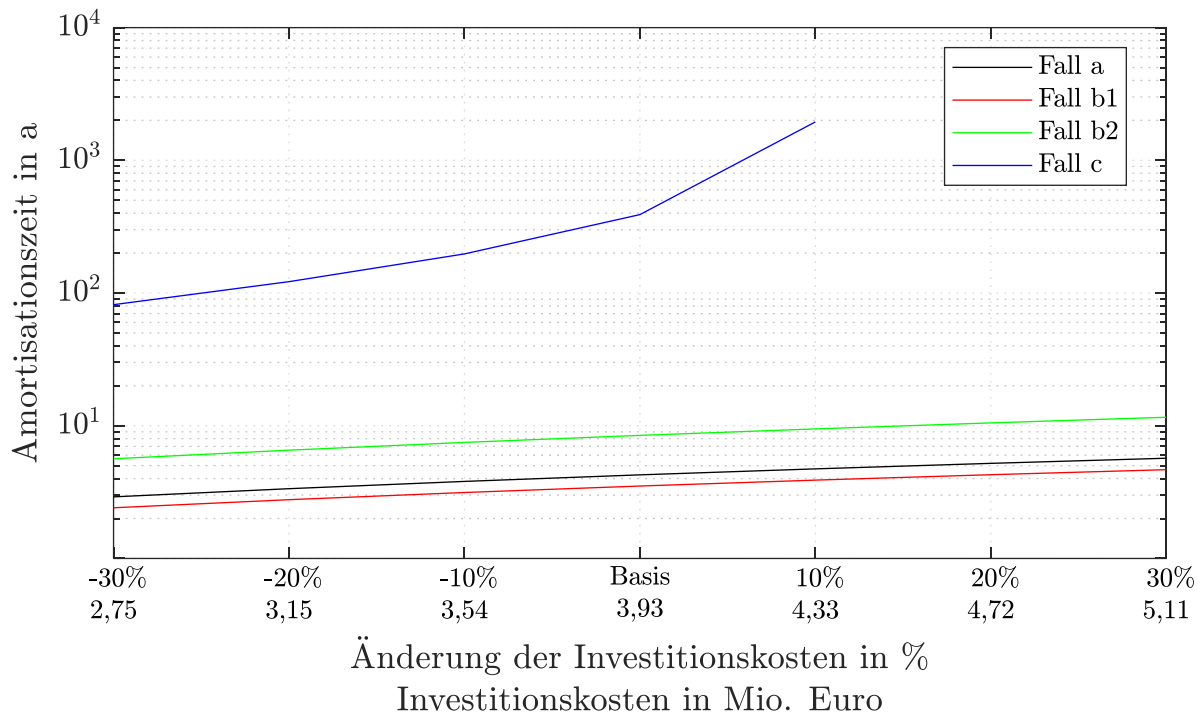


Abbildung 5-1: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit der Investitionskosten für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)

5.2.2 Sensitivität auf die Volllaststunden

Die Volllaststunden, die Anlagen im Betrieb sind haben einen wesentlichen Einfluss auf deren Wirtschaftlichkeit. Dies soll mit der Variation der Volllaststunden untersucht und veranschaulicht werden. Die Basis für die Wirtschaftlichkeitsrechnung im Kapitel 5.1 sind 3.000 h Volllaststunden je Jahr. Die nachfolgende Variation berechnet die Amortisationszeit für Volllaststunden von 1.250 h bis 7.000 h in 250 h-Schritten. Die Abbildung 5-2 zeigt, dass sich bei höheren Volllaststunden die Amortisationszeit deutlich verringern lässt. Sinken die Volllaststunden unter 2.500 h jährlich lassen im Fall c keine Erlöse darstellen, was eine Berechnung der Amortisationszeit nicht zulässt.

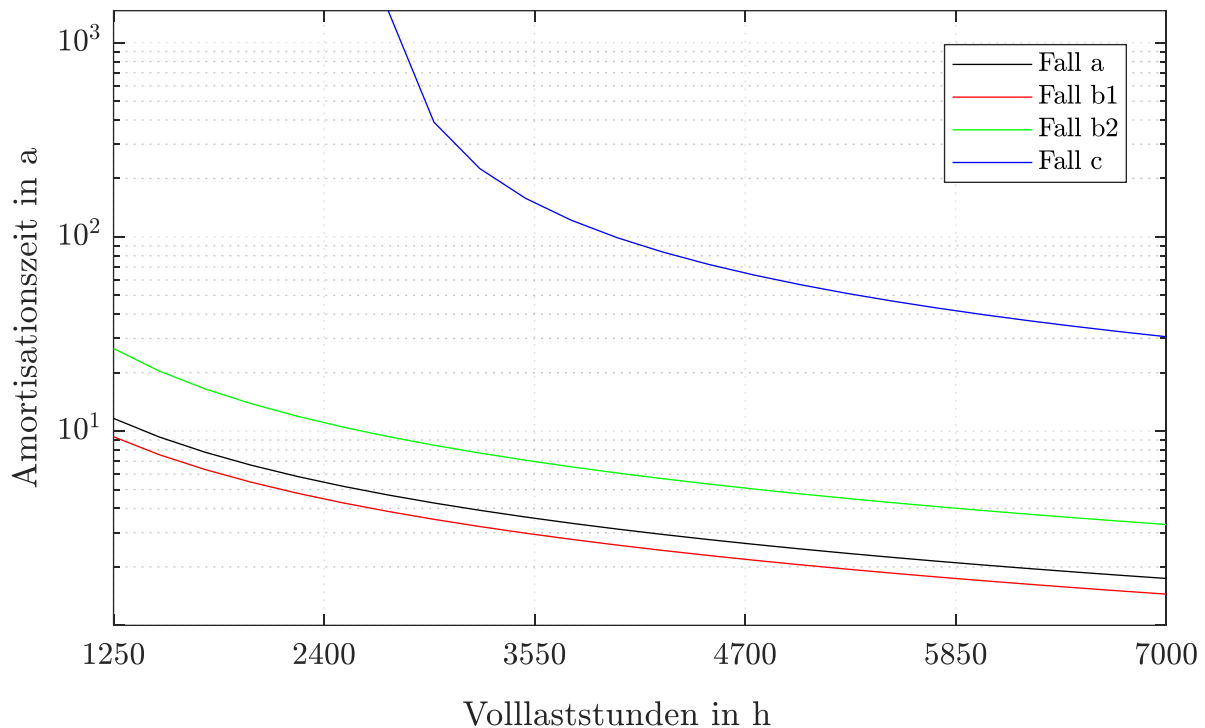


Abbildung 5-2: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit der Volllaststunden für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)

5.2.3 Sensitivität auf den Fernwärmepreis

Der für den Fernwärmepreis festgelegte Basiswert liegt bei 88,0 €/MWh. Mit Hilfe einer Variation des für die Wirtschaftlichkeitsberechnung zugrundeliegenden Basiswertes soll der Einfluss des Fernwärmepreises auf die Amortisationszeit gezeigt werden. Die Variation erfolgt für eine Preissteigerung bzw. Preissenkung +30,0 % bzw. -30,0 %, in 5,0 %-Schritten.

Der Fall c ist für den Basisfall des Fernwärmepreises mit einer wesentlich höheren Amortisationszeit als die anderen Fälle verbunden. Ab einer Preissenkung um -15,0 % und mehr, sind die Amortisationszeiten für alle Fälle kleiner 10 Jahre. Ab einer Preissteigerung von +5,0 % lassen sich für den Fall c schon keine jährlichen Erlöse mehr darstellen, warum auch keine Amortisationszeit darstellbar ist. (vgl. Abbildung 5-3)

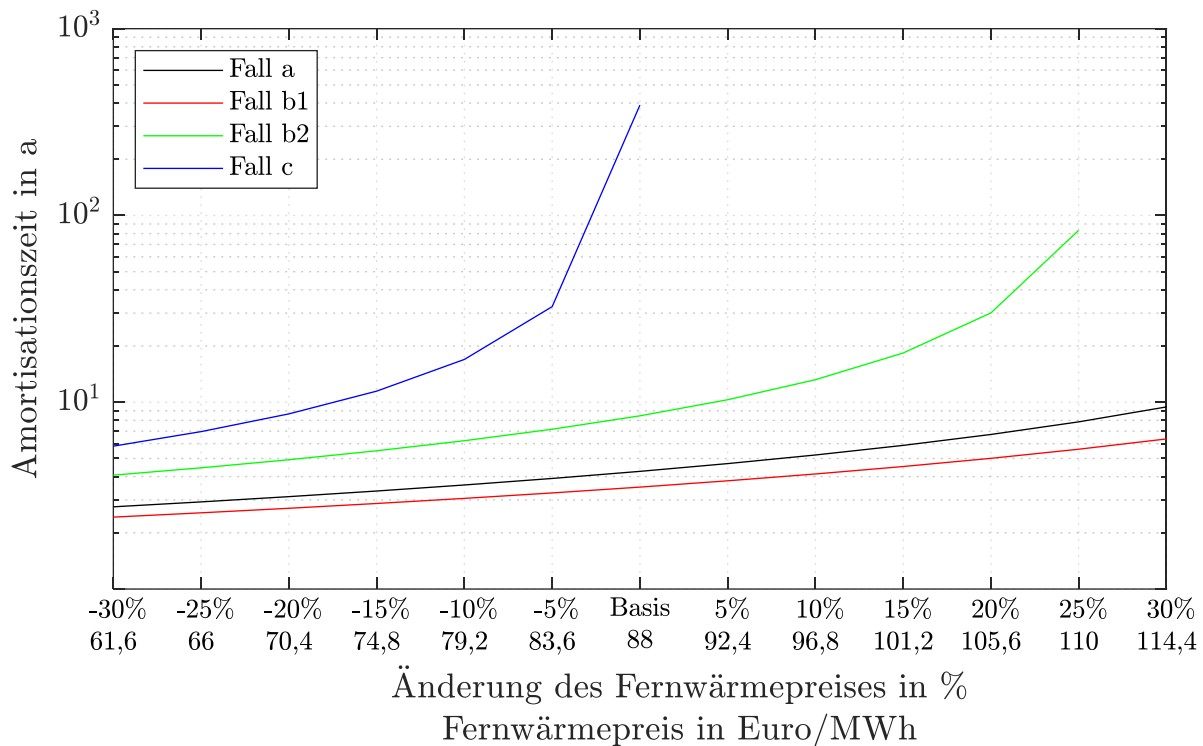


Abbildung 5-3: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit des Fernwärmepreises für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)

5.2.4 Sensitivität auf den Heizwärmepreis

Der für den Heizwärmepreis festgelegte Basiswert liegt bei 88,0 €/MWh. Mit Hilfe einer Variation des für die Wirtschaftlichkeitsberechnung zugrundeliegenden Basiswertes soll der Einfluss des Heizwärmepreises auf die Amortisationszeit gezeigt werden. Die Variation erfolgt für eine Preissteigerung bzw. Preissenkung +30,0 % bzw. -30,0 %, in 5,0 %-Schritten.

Fall b2 und Fall c haben wesentlich höhere Amortisationszeiten als Fall a und b1. Steigt der Heizwärmepreis um 20,0 % bewegt sich die Amortisationszeit auch für die Fälle b2 und c unter 10 Jahre. (vgl. Abbildung 5-4)

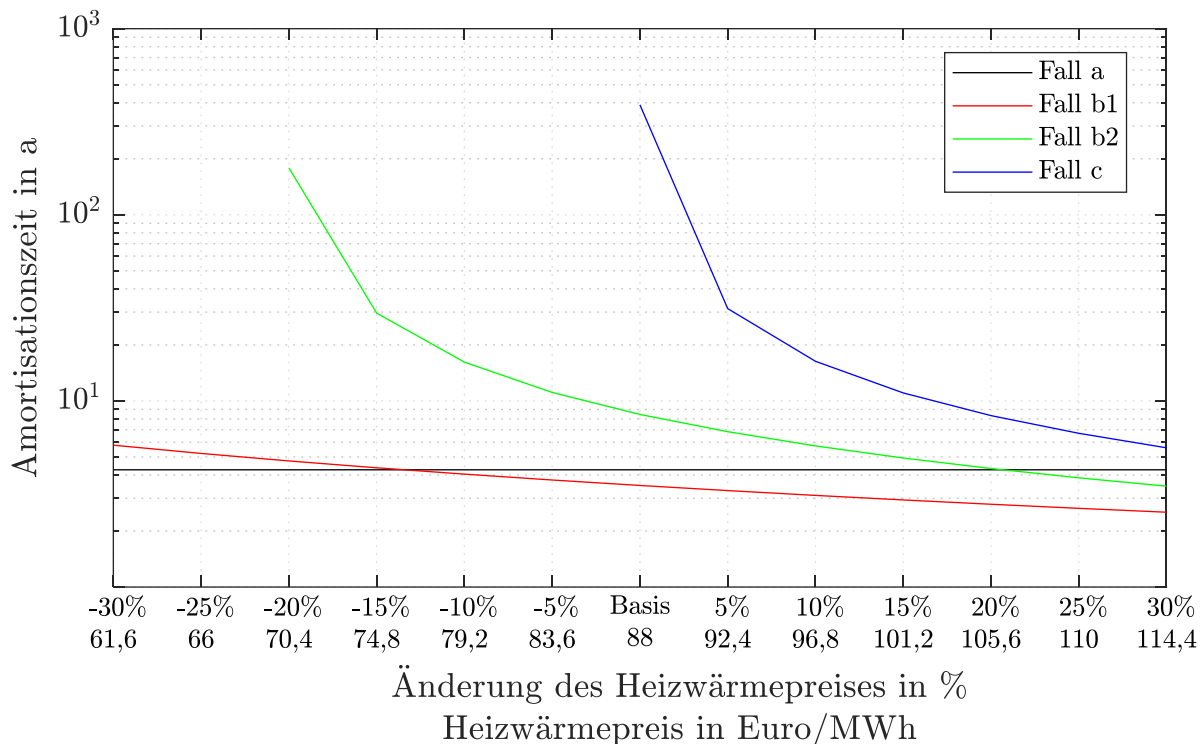


Abbildung 5-4: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit des Heizwärmepreises für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)

5.2.5 Sensitivität auf den Kältepreis

Der für den Kältepreis festgelegte Basiswert liegt bei 179,0 €/MWh. Mit Hilfe einer Variation des für die Wirtschaftlichkeitsberechnung zugrundeliegenden Basiswertes soll der Einfluss des Kältepreises auf die Amortisationszeit gezeigt werden. Die Variation erfolgt für eine Preissteigerung bzw. Preissenkung +30,0 % bzw. -30,0 %, in 5,0 %-Schritten.

Der Kältepreis hat auf Fall b2 und Fall c keinen Einfluss, da in diesen Fällen keine Kälte produziert wird. Steigt der Kältepreis, sinkt in Fall a und b1 die Amortisationszeit, da höhere Erlöse erwirtschaftet werden. (vgl. Abbildung 5-5)

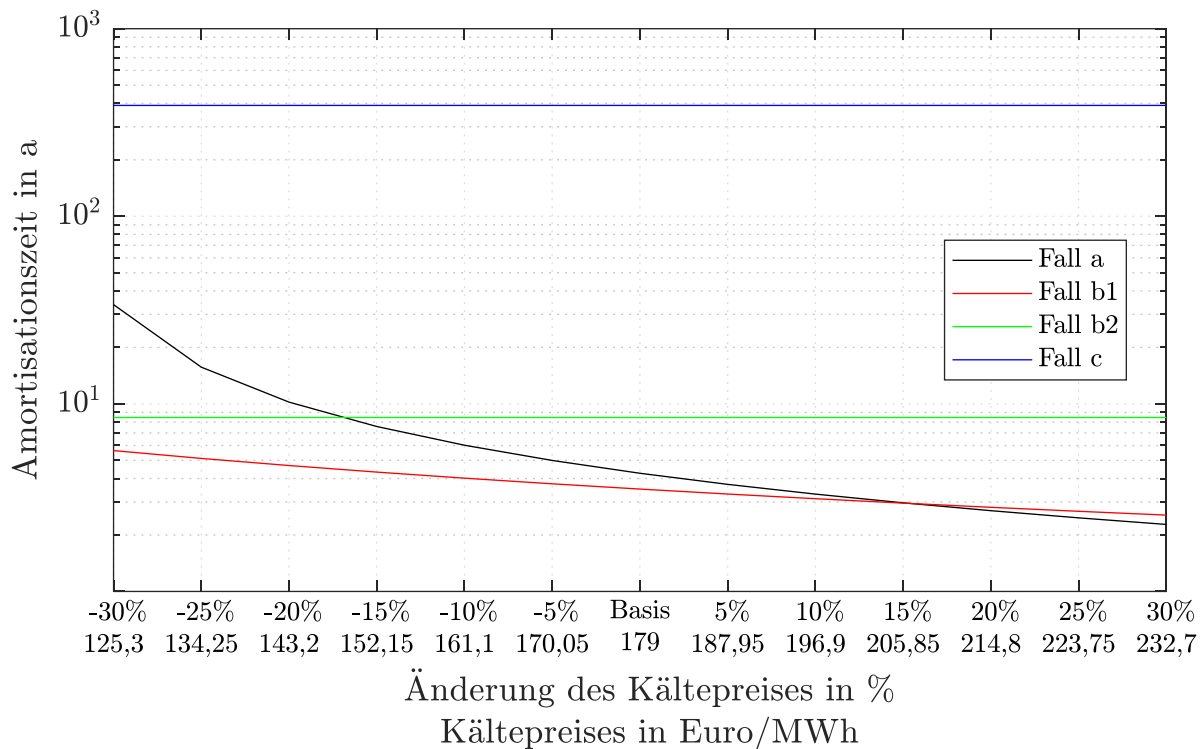


Abbildung 5-5: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit des Kältepreises für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)

5.2.6 Sensitivität auf die Netzverluste

Die Verluste im Fernwärmenetz haben einen Einfluss auf den Fall c, der eine Rücklauftemperaturabsenkung mit betrachtet und bewertet. Der Effekt der Rücklauftemperaturabsenkung ist bei verlustarmen Netzen weniger ausgeprägt. Die Netzverluste haben in der Wirtschaftlichkeitsberechnung einen direkten Einfluss auf die monetär bewertete Verlustverringerung, da diese ein Prozentsatz der Netzverluste ist. Das bedeutet, je höher die Netzverluste, desto höher die potentielle Verringerung. Daraus folgt, dass bei sehr hohen Netzverlusten das Potential diese zu verringern auch höher ist, wodurch eine Verbesserung der Amortisationszeit zu erwarten ist. (siehe Abbildung 5-6)

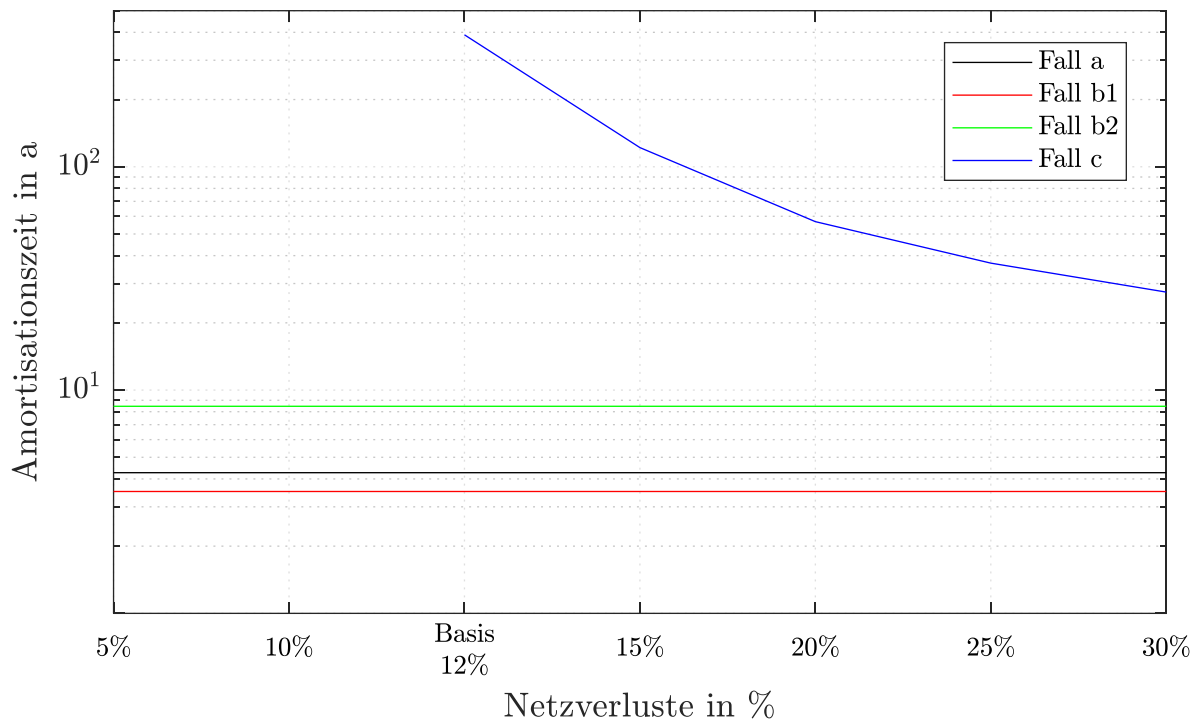


Abbildung 5-6: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit der Netzverluste für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)

5.2.7 Sensitivität auf die Verlustverringerung durch Rücklauftemperaturabsenkung

Der Fall c bewirkt eine Verlustverringerung durch Rücklauftemperaturabsenkung im Fernwärmenetz. Bei der Ausgangsbasis wird eine relative Absenkung der Netzverluste in der Höhe von 33,3% angenommen. Wie aus Abbildung 5-7 ersichtlich wird, bleibt selbst unter der beträchtlichen Absenkung um 66,7 % die Amortisationszeit bei 40 Jahren.

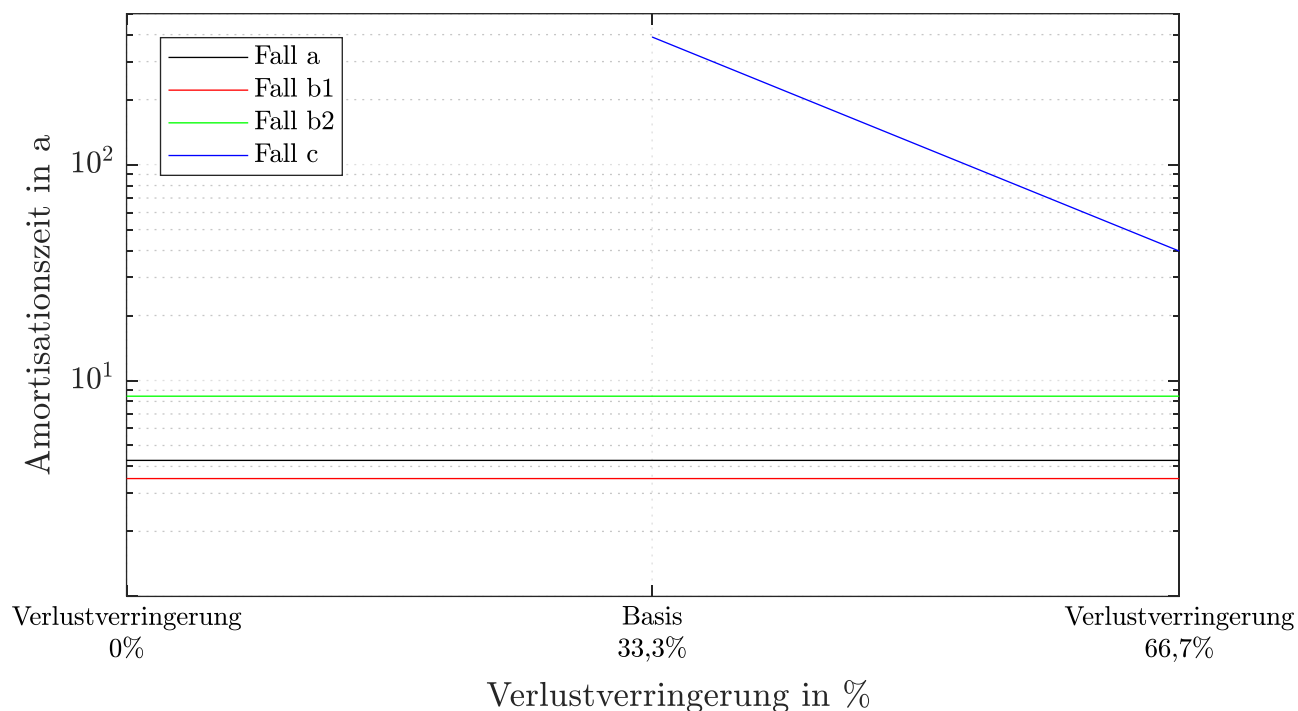


Abbildung 5-7: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit der Verlustverringerung durch Rücklauf­temperaturabsenkung für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)

6 Ökologische Prozessbewertung

Die Ökobilanzierung, welche oftmals auch als Life Cycle Assessment (LCA) bezeichnet wird, ist eine Methodik um den Ressourcenverbrauch und die möglichen Umweltauswirkungen über den Lebensweg eines Produktes zu evaluieren. Betrachtet wird der gesamte Lebenszyklus von der Rohmaterialbereitstellung und Nutzung bis hin zur Entsorgung (von der Wiege bis zur Bahre). Die ISO 14040 und ISO 14044 wurden entwickelt um die Herangehensweise, Begriffe und methodische Möglichkeiten zu vereinheitlichen und bereitzustellen. [90]

Die ökologische Bewertung des TeTra Prozesses wurde nur für den ökonomisch realistischen Fall b1 durchgeführt, also für die Co-Generation von Heizwärme und Kälte (vgl. Kapitel 3.4.2). Die ökonomische Untersuchung (Kapitel 5) zeigt ja, dass von den im vorliegenden Bericht untersuchten Fällen und unter den getroffenen Annahmen derzeit nur der Fall b1, ökonomisch günstig darstellbar ist.

6.1 Allgemeines

In der Energiebereitstellung ist die Prozessbewertung mithilfe von Ökobilanzen keine Seltenheit. Zumeist wird sie verwendet um die potentiellen Umweltauswirkungen, oft die Klimawirksamkeit (Emissionen von Treibhausgasen wie z. B. CO₂), von Energiesystemen zu evaluieren. In der LCA wird meist als aggregiertes Maß für die Klimawirksamkeit von Treibhausgasemissionen das Treibhauspotential mit einem Referenz-Zeithorizont von 100 Jahren betrachtet. Oft wird auch mit Hilfe von LCA-Studien der Primärenergiebedarf (CED, cumulative energy demand) ermittelt, üblicherweise geteilt in erneuerbaren und nicht erneuerbaren CED. Hier leistet die Ökobilanz einen Beitrag, die potenziellen Umweltauswirkungen von Prozessen besser zu verstehen und Verbesserungspotentiale zu erkennen. Ein anderes Themengebiet in LCA-Studien ist es den Einfluss der vergleichende Bewertung, z. B. die Verwendung von verschiedenen Primärenergieträgern zu evaluieren und zu vergleichen. Es führen zwei Wege zu einer Reduktion der Umweltauswirkungen: Der Einerseits über den Einsatz von alternativen Ressourcen und Technologien und andererseits über die Verbesserung des Gesamtsystems durch verbessertes Zusammenspiel der Komponenten. Das vorliegende Vorhaben zielt auf eine Verbesserung und Erweiterung der Energiebereitstellung, durch die Anwendung eines neuartigen Absorptionsprozesses ab. Dieser soll sowohl die Effizienz des Gesamtsystems verbessern und zusätzlich die Bereitstellung von Kälte ermöglichen. Diese Umstände führt an sich schon zu einer Verbesserung der Umweltleistung. Untersucht werden soll, inwieweit sich die die Umweltleistung ganzheitlich verbessern lässt, da es sich beim Absorptionsprozess um eine aufwändigere Technologie handelt.

Die Erhebung der Umweltauswirkungen aufgrund von Emissionen und Energieverbrauch bei der Fernwärmebereitstellung in Österreich zeigt, dass durchschnittlich 140 g CO₂-Emissionen pro kWh entstehen. Der Energieträger Erdgas nimmt mit einem Anteil von 45 % die dominante Rolle ein [91]. Um den Ressourcenverbrauch als gesamtes bewerten zu können, ist eine auf Energie basierende Wirkungsabschätzungsmethode notwendig. Einen Teil des Ressourcenverbrauchs deckt die Erhebung des kumulativen Energiebedarfs ab [92]. Die Ermittlung der „Energy Payback Time“ kann für die vorliegende Fragestellung einen nützlichen Indikatorwert darstellen. Für die Jahre 2003 und 2005 wurde mittels Ökobilanz die Fernwärmebereitstellung in Wien ökologisch bewertet [93], [94]. In der Studie wurden Treibhausgasemissionen und Luftschadstoffemissionen (SO₂, NO_x, Staub und CO) für die Fernwärme Wien berechnet. Ziel der Arbeiten

war die Aktualisierung der vorhandenen Datensätze in GEMIS-Österreich [95]. Aktuell finden sich derartige Informationen in der Umwelterklärung [96]. Da mit dem Einsatz des Absorptionsprozesses nicht nur Wärme, sondern auch Kälte bereitgestellt werden kann, ist das Thema „Allokation“ von Interesse. Eine Allokation der Umweltlasten muss zumindest überlegt und angestrebt werden, da der Prozess die Möglichkeit bietet mehrere Outputs (Wärme, Kälte) zu produzieren. Die zentrale Frage ist, auf Basis welcher Annahmen unter Verwendung welcher Methode die Verteilung der Umweltlasten erfolgen soll. Hinweise über Herangehensweisen finden sich beispielsweise in [90] und in [97]. Die zentrale Frage bei der Allokation ist allerdings, auf Basis welcher Annahmen unter Verwendung welcher Methode die Verteilung der Umweltlasten erfolgen soll. Diese Wahl der Allokationsmethode ist eine subjektive Entscheidung, die nicht von wissenschaftlich - technischen Erkenntnissen getragen sein kann. Die vorliegende Bewertung folgt daher der in der ISO 14040 festgelegten Vorgangsweise, die eine Vermeidung der Allokation präferiert [90].

Das Bewerten der einzelnen Komponenten des Energieerzeugers stellt eine Herausforderung dar. Es ist nötig die einzelnen Teile und die Materialien zu kennen aus denen die Module gefertigt werden. Um diese Daten zu erheben können entweder Herstellerangaben, Literaturdaten oder LCA Datenbanken verwendet werden. Die ecoinvent-Berichtsreihe 6 enthält Daten und Informationen zur Bewertung von Energiesystemen [98]. In den beiden Berichten 6-XIV Wärme-Kraft-Kopplung [96] und 20 Life Cycle Inventories of new CHP Systems [99] lassen sich erste Anhaltspunkte zur Verwertung der zugrunde liegenden Anlagen finden. Letzterer beinhaltet einen vollständigen LCA-Datensatz zu einer 100 kW Absorptionskältemaschine und einer 4 kW Absorptionswärmepumpe, allerdings wurde im vorliegenden Bericht eine grobe Abschätzung der Absorptionskältemaschine (AKM) als reine Stahlkonstruktion als ausreichend angenommen, weil dafür Primärdaten eines Herstellers vorliegen [100], und weil [101] für Wärmeübertrager (der Hauptbestandteil einer AKM) zeigen, dass die Energiebilanz anderer Teile vernachlässigt werden kann.

6.2 LCA Methodik

Die ökologische Bewertung der kombinierten Bereitstellung von Heizwärme und Kälte aus Fernwärme mit Hilfe des TeTra-Prozesses wird mit Hilfe einer vergleichenden Ökobilanz erreicht, welche die potenziellen Umweltauswirkungen des Falles b1 den Auswirkungen eines vergleichbaren Referenzfalles ohne TeTra gegenüberstellt und so die relativen Umweltvor- oder nachteile eines Einsatzes des TeTra-Prozesses darstellt. Der Referenzfall („REF“) produziert dabei Wärme und Kälte mit zwei getrennten herkömmlichen Apparaten – einem Wärmetauscher, wie er typisch in Gebietsumformerstationen eingesetzt wird, und einer Absorptionskältemaschine (AKM). Der Fall b1 („TeTra“) setzt dafür nur den innovativen TeTra Prozess ein (siehe Abbildung 6-1).

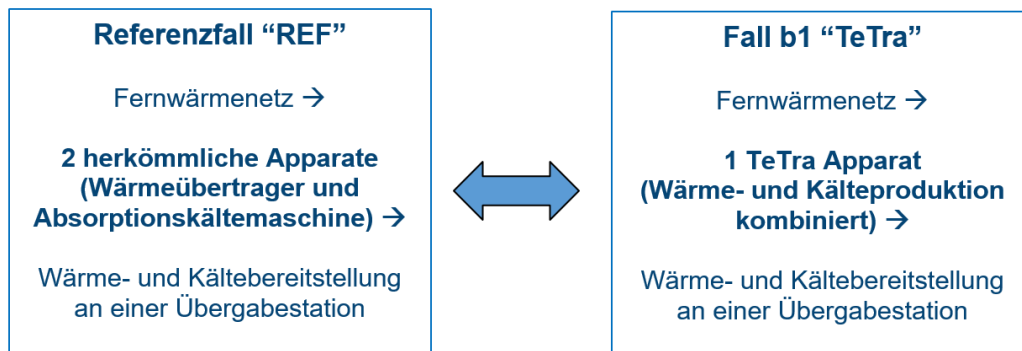


Abbildung 6-1: Die beiden Systeme der vergleichenden Ökobilanz für die kombinierte Wärme- und Kältebereitstellung durch den TeTra Prozess (Fall b1)

Die Systemgrenzen können bei einer vergleichenden Ökobilanz auf diejenigen Teile des Gesamtsystems reduziert werden, welche bei beiden Systemen unterschiedlich sind; die gleichbleibenden Teile sind für den Vergleich irrelevant und werden nicht berücksichtigt. Das heißt im vorliegenden Fall, dass sowohl die Müllverbrennungsanlage als Fernwärmequelle als auch das Fernwärmenetz selbst und etwaige nachgeschaltete Verteilung/Verbraucher außerhalb der Systemgrenzen liegen und daher nicht bilanziert werden (vgl. Abbildung 6-2).

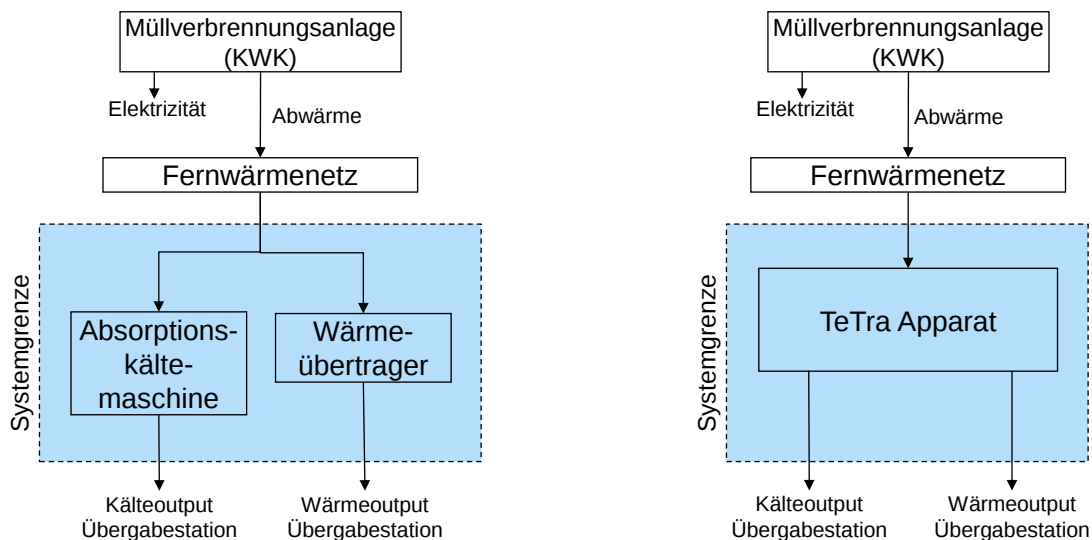


Abbildung 6-2: Systemgrenzen der vergleichenden Ökobilanz für das Referenzsystem (links) sowie der Verschaltungsvariante b1 des TeTra-Prozesses (rechts)

Wie schon im Kapitel 6.1 erwähnt, wird eine Aufteilung (Allokation) von Umweltwirkungen auf Wärme- bzw. Kälteoutputs vermieden, indem die Umweltwirkungen für das Gesamtsystem REF bzw. TeTra verglichen werden, und nicht getrennt auf Wärme- bzw. Kälteoutput bezogen werden. Um dabei einen sinnvollen Vergleich der beiden Systeme zu ermöglichen, müssen beide die gleiche Funktion erfüllen, also auch numerisch die gleichen Wärme- und Kälteoutputs aufweisen (in der LCA wird das als Herstellung funktioneller Äquivalenz bezeichnet [90]) Das ist ursprünglich nicht der Fall – wie aus Tabelle 5-3 hervorgeht, produziert das REF System (Gufo-Wärmeübertrager und AKM des Falles a) eine Heizwärmeleistung von 6.381 kW, und eine Kälteleistung von 5.000 kW, während die TeTra Anlage des Falles b1 6.099 kW Wärmeleistung, aber nur 2.876 kW Kälteleistung liefert. In mehreren Schritten werden daher die Fernwärme-Inputs und Wärme/Kälte-Outputs beider Systeme sukzessive angeglichen, ausgehend von Tabelle

5-3: Zunächst wird der TeTra Prozess auf die jährliche Kälteproduktion von 15,00 GWh/a (entspricht 5.000 kW Kälteleistung bei 3.000 Vollaststunden) des REF Systems aufskaliert. Weil aber beim TeTra Prozess das Verhältnis von Wärme- und Kälteleistung als fix angenommen werden kann, ergibt sich daraus eine aufskalierte jährliche Wärmeproduktion von 36,30 GWh/a, die auch der REF Prozess liefern muss, um den Systemvergleich sinnvoll zu machen. Für einen derartigen Wärmeoutput muss der Gufo-Wärmeübertrager ebenfalls aufskaliert werden, und der damit benötigte zusätzliche Fernwärme-Input muss extern bereitgestellt werden. Dafür wird das REF System um eine zusätzliche Fernwärmequelle erweitert. Im Fall des Wiener Fernwärmenetzes werden mehr als 55 % der Wärme aus der KWK-Anlage Simmering bezogen [96], und daher wird diese als Systemerweiterungs-Wärmequelle für das REF-System angenommen. Weil aber eine KWK-Anlage neben der Wärmequelle auch Elektrizität liefert, muss diese Funktion mit dem gleichen jährlichen Strom-Output auch im TeTra System aufscheinen. Dass das bedingt eine Erweiterung nun auch des TeTra Systems, und zwar durch eine generische Stromquelle mit den Eigenschaften des durchschnittlichen österreichischen Hochspannungs-Verbraucherstrommixes. Es ergeben sich am Ende dieses Angleichungs- und Erweiterungsprozesses die beiden funktionsgleichen erweiterten Systeme aus Abbildung 6-3, mit den jeweiligen jährlichen Fernwärmebedarfswerten und den jährlichen Produktionszahlen in Rot dargestellt.

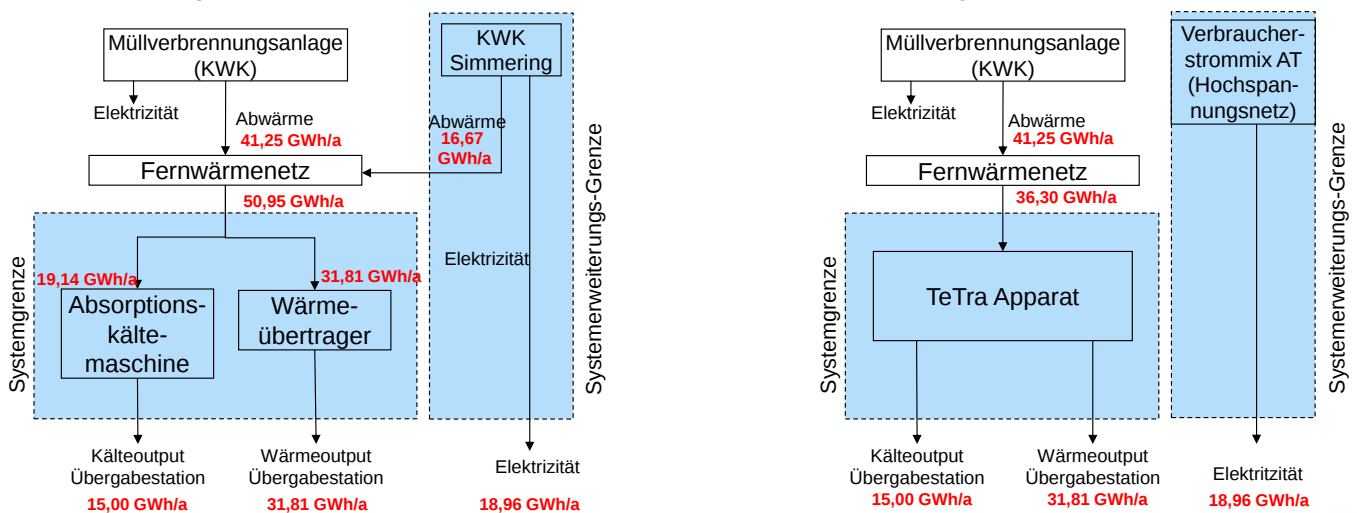


Abbildung 6-3: Erweiterte Systemgrenzen der vergleichenden Ökobilanz für den Referenzfall (links) sowie der Verschaltungsvariante b1 des TeTra-Prozesses (rechts) mit identischen jährlichen Output-Energien. Die Zahlen in Rot = Jährlicher Energie-Input bzw. -Output.

Der Bezugs-Output (die sogenannte funktionelle Einheit), auf den sich die unten angeführten potenziellen Umweltauswirkungen beziehen, wird mit der Jahresproduktion des jeweils bewerteten Systems festgelegt (also Kälte- und Wärme- und Elektrizitäts-Output laut Abbildung 6-3).

Für die einzelnen Prozesse der beiden Systeme wurden vereinfachende Annahmen getroffen, besonders was die Materialien betrifft, die bei der Herstellung der Apparate verwendet werden. Die Apparate wurden vereinfachend als Stahlrohre modelliert, alle Materialien außer Stahl und auch der Zusammenbau der Apparate wurden vernachlässigt (vgl. auch [101] für Wärmeübertrager); das LiBr Kältemittel wurde ebenfalls als relativ unschädliches Salz nicht berücksichtigt. Auch die Entsorgung der Apparate wird nicht bewertet – durch den fast ausschließlichen Gewichtsanteil des Werkstoffes Stahl kann ein Recycling vorausgesetzt werden, und die Verwendung von Recyclingstahl ist bei den Herstellungsprozessen bereits

berücksichtigt. Die wichtigsten Annahmen und Daten zur Prozessmodellierung sind in Tabelle 6-1 zusammengefasst.

Tabelle 6-1: Schlüsselannahmen und Parameter zu den einzelnen Prozessen der beiden Systeme

Prozess (System)	Annahme/Parameter
Wärmeübertrager (Referenz)	Rohrbündel-Wärmeübertrager zur Gänze aus Schwarzstahl; Leergewicht bei 5.000 kW Wärmeleistung und typischen Gufo-Temperaturen: 2.000 kg [102]. Lebensdauer 20 Jahre bei 3.000 Vollaststunden/a (eigene Schätzung). Betriebsstrom vernachlässigbar gering
Absorptionskältemaschine (Referenz)	Leergewicht bei 5.000 kW Kälteleistung: 50.000 kg [100], davon 50 Massen-% Chrom-Nickel Stahl, und 50 % Schwarzstahl. Lebensdauer 30 Jahre bei 3.000 Vollaststunden/a (eigene Schätzung). Jährlicher Betriebsstrombedarf bei einer worst-case Annahme von 10 m Rückkühl-Pumphöhe und einem Rückkühl-Massenstrom aus eigener Modellierung von 256,3 kg/s: 75,14 MWh, plus 0,73 MWh für die Lösemittelpumpe
Fernwärmequelle KWK Simmering (Referenz, Systemerweiterung)	3 KWK-Blöcke von insgesamt 1.050 MWth mit 2.649.365 MWhth und 3.016.273 MWhel jährlichem Output (Durchschnitt 2016-2018, [96]). Flüssige und biogene Brennstoffe vernachlässigt, 100 % Erdgasfeuerung vereinfachend angenommen. Daten zum Erdgas-Input und Emissionen von Luftschadstoffen (CO ₂ , NO ₂ , SO ₂ , Staub) aus [96]. Andere Daten aus der ecoinvent Datenbank v.3.5 [103]
TeTra kombinierter Wärme- und Kältegenerator (TeTra)	Modelliert als Absorptionskältemaschine mit 5.000 kW Kälteleistung wie oben, und zusätzlich noch ein Wärmeübertrager wie oben, linear skaliert auf 2.666 kW Wärmeleistung. Lebensdauer 30 Jahre bei 3.000 Vollaststunden/a (eigene Schätzung). Jährlicher Betriebsstrombedarf bei einer worst-case Annahme von 10 m Rückkühl-Pumphöhe und einem Rückkühl-Massenstrom aus eigener Modellierung von 256,3 kg/s: 44,12 MWh, plus 6,72 MWh für die Lösemittelpumpe
Zusätzliche Stromquelle (TeTra, Systemerweiterung)	Österreichischer Verbraucherstrommix, modelliert nach Daten aus 2014 aus der ecoinvent Datenbank v. 3.5 [104]. Inkludiert Stromimporte (hauptsächlich aus Deutschland und Tschechien), und alle Vorketten.

Die Modellierung der beiden Systeme inklusive der jeweiligen Sachbilanzen wurde mit der LCA software openLCA (GreenDelta GmbH, Berlin, Deutschland) version 1.9 durchgeführt. Primäre Daten waren für die Materialzusammensetzung der Apparate und für den Brennstoffbedarf und die Outputs (Jahresenergieproduktion und Emissionen) des KWK Simmering verfügbar (siehe Tabelle 6-1). Die restlichen Teile der

Sachbilanzen wurden durch sekundäre Daten befüllt, vor allem aus der ecoinvent Datenbank [105], Version 3.5. Die potenziellen Umweltwirkungen wurden durch die Wirkungsabschätzungsmethode ReCiPe (H), ergänzt durch den kumulativen Energieverbrauch (cumulative energy demand, CED) quantifiziert.

6.3 LCA Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Der Vergleich ausgewählter Umweltauswirkungen (siehe Tabelle 6-2) zwischen dem REF System und dem TeTra System zeigt ein differenziertes Bild: Das TeTra System weist bei den typisch „energierelevanten“ Wirkungskategorien Treibhauspotenzial und Kumulierter Energieaufwand (nicht erneuerbar) klar die geringeren Umweltauswirkungen auf (< 52 % der REF Auswirkungen). Vereinfachend lässt sich das mit der höheren Treibhausintensität erdgasbetriebener KWK-Anlagen im Vergleich zum österreichischen Strommix begründen, wegen dessen hohen Anteils an erneuerbaren Energien, die relativ geringere Treibhausgase verursachen (trotz emissionsintensiver Stromimporte aus Deutschland und Tschechien). Bei den restlichen Wirkungskategorien, die eher die Emissionsintensität von Schadstoffen bei Brennstoffnutzung und -abbau widerspiegeln, zeigt sich hingegen ein klarer Vorteil des REF Systems.

Tabelle 6-2: Ausgewählte Umweltauswirkungen der beiden Systeme im Vergleich. Wirkungsabschätzungsmethode ReCiPe(H) und CED

Umweltwirkungskategorie	Einheit	REF-System	TeTra-System (Fall b1)	Hauptbeiträge
Treibhauspotenzial (GWP 100)	t CO _{2eq}	11.570	5.865	CO ₂ aus dem KWK Simering (Ref) und dem österreichischen Verbraucherstrommix (TeTra)
kumulierter Energieaufwand nicht erneuerbar ¹⁴	GJ	172.339	90.464	Abbau/Förderung von Erdgas (Ref) und Produktion von Kohle/Rohöl/Erdgas (TeTra)
terrestrisches Versauerungspotenzial	kg SO _{2eq}	11.289	30.065	SO ₂ , NO _x , NH ₃ Emissionen aus dem KWK Simering (Ref) und dem österr. Verbraucherstrommix (TeTra)
Humantoxizität	t 1,4-DB _{eq}	151	4.579	Abbau von Metallen und Kohle (Ref, TeTra)
Metallverbrauch	t Fe _{eq}	82	107	Abbau von Eisen und anderen Metallen

¹⁴ fossil und nuklear

Energieforschungsprogramm - 4. Ausschreibung

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

Die Beitragsanalyse (typisch für das GWP in Abbildung 6-4 gezeigt), lässt auf einen ergebnisbestimmenden Einfluss der emissionsintensiven Anteile des österreichischen Verbraucherstrommixes schließen (> 99 % beim Versauerungspotenzial und der Humantoxizität, > 76 % beim Metallverbrauch), und dabei wiederum sind die weitaus größten Anteile auf Stromimporte aus Deutschland und Tschechien zurückzuführen (Braunkohleproduktion in beiden Ländern und Biogasproduktion in Deutschland).

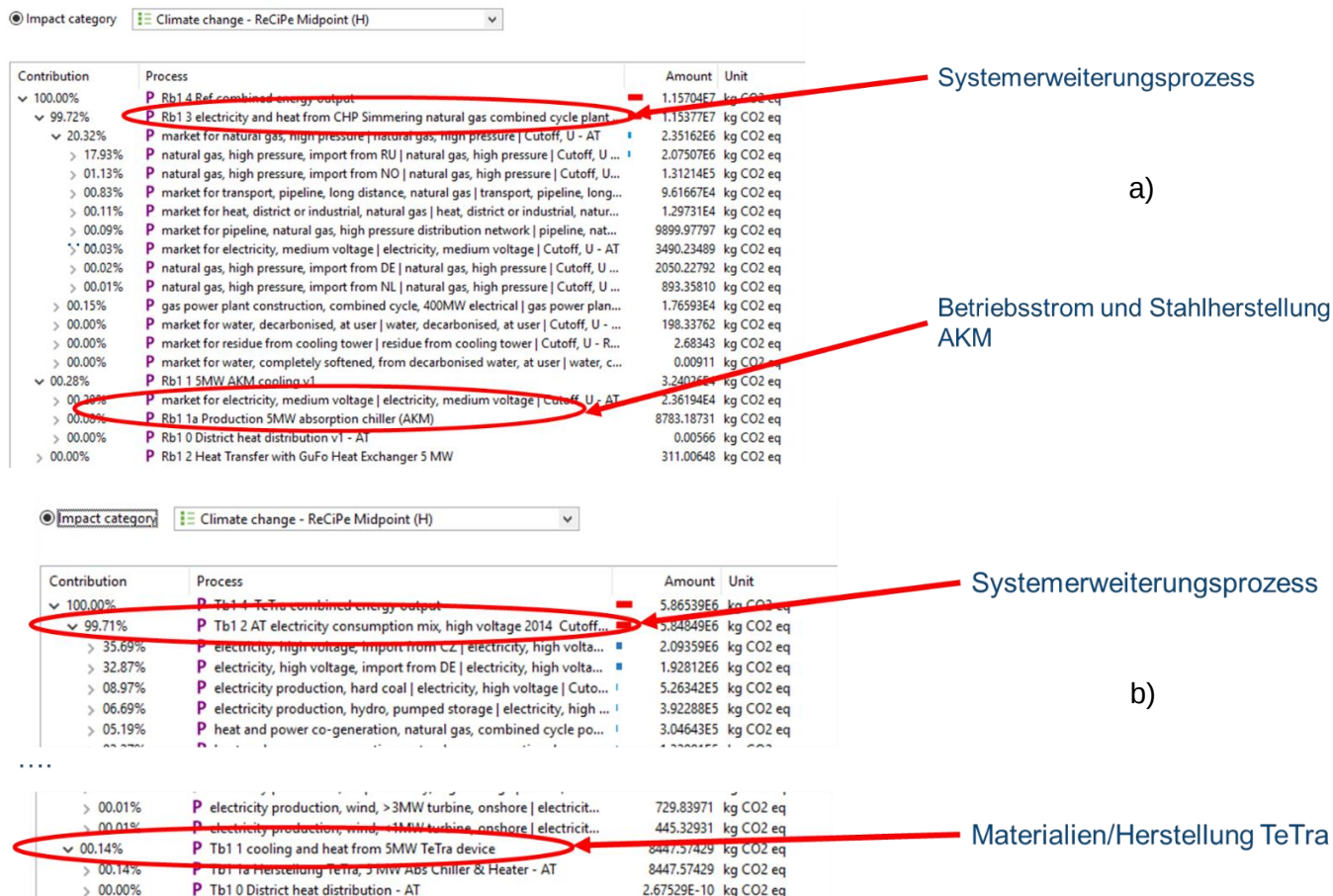


Abbildung 6-4: Beitragsanalyse, Kategorie Treibhauspotenzial GWP 100, Wirkungsabschätzungsmethode ReCiPe(H). a) REF System, b) Tetra Fall b1

Das Bild von unterschiedlichen Ergebnissen je nach betrachteter Umweltauswirkung wird auch bei der Betrachtung aller Wirkungskategorien bestätigt (Abbildung 6-5). Bei fünf der insgesamt 18 betrachteten Umweltauswirkungen, zeigt der TeTra-Prozess geringere Umweltauswirkungen, bei den anderen 13 Wirkungskategorien ist das Referenzsystem vorteilhafter. Die fünf Wirkungskategorien, bei denen der TeTra-Prozess besser abschneidet, sind allerdings von zentraler Wichtigkeit. Beim Klimawandel, beim kumulierten Energieaufwand, und beim fossilen Rohstoffverbrauch bringt der TeTra Prozess große Reduktionen, ebenso beim Abbau der schützenden troposphärischen Ozonschicht und bei der Bildung von bodennahem, atemwegsschädigendem Ozon. Letztere hängt natürlich sehr stark von den örtlichen und zeitlichen Gegebenheiten ab (Menge und Verhältnis der Ozonvorläufersubstanzen und Sonneneinstrahlung). Folgende Schlussfolgerungen lassen sich also aus der ökologischen Betrachtung des TeTra Prozesses im Fall der kombinierten Wärme- und Kälteproduktion ziehen:

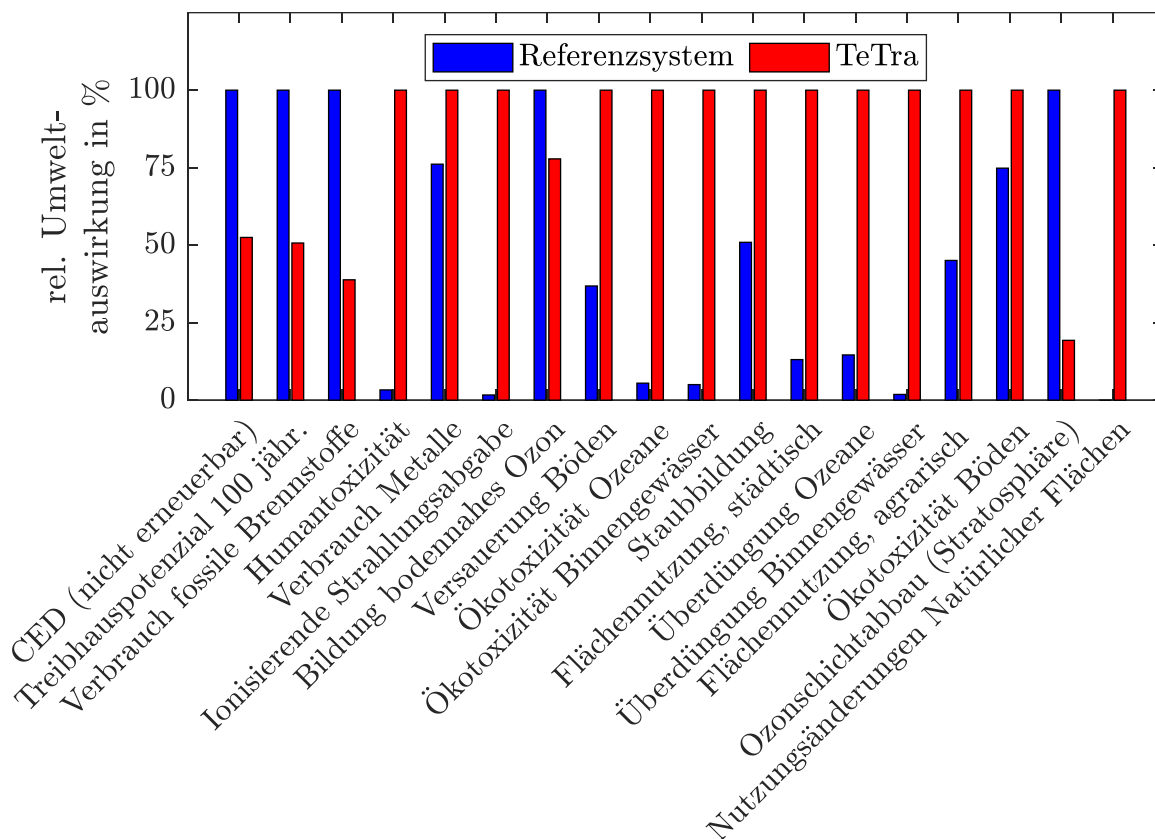


Abbildung 6-5: Relative Umweltauswirkungen der beiden Systeme im Vergleich. Wirkungsabschätzungsmethode ReCiPe(H) und kumulierter Energieaufwand (CED). Blau = Referenzsystem, Rot = Tetra-Prozess Fall b1

Verglichen mit der konventionellen Wärme- und Kältebereitstellung aus Fernwärme (Referenzsystem) hängt die ökologische Bewertung des nutzengleichen TeTra-Systems stark von der betrachteten potenziellen Umweltauswirkung ab. Für wichtige Umweltwirkungen hat der TeTra-Prozess geringere negative Effekte, konkret für die Auswirkungen auf den Klimawandel, den kumulierten Energieaufwand, und beim fossilen Rohstoffverbrauch, ebenso beim Abbau der schützenden troposphärischen Ozonschicht und bei der Bildung von bodennahem, atemwegsschädigendem Ozon. Die Mehrheit der betrachteten potenziellen Umweltauswirkungen zeigt allerdings geringere Auswirkungen des Referenzsystems als das TeTra-System. Das lässt sich damit erklären, dass das TeTra-System die Elektrizitätsproduktion des KWK Simmering im Referenzsystem mit einem durchschnittlichen österreichischen Verbraucherstrommix kompensieren muss. Dieser Strommix beinhaltet fossil erzeugte Stromimporte aus Deutschland und Tschechien, welche in diesen Kategorien das TeTra-System benachteiligen. Eine Verbesserung der Ökobilanz des TeTra-Systems hängt deshalb vor allem von verringerten Umweltauswirkungen des österreichischen Strommixes ab.

Weiterhin kann festgestellt werden, dass die jeweilige apparative Ausstattung der Systeme (Wärmeübertrager, AKM und TeTra-Anlage) eine vernachlässigbare Rolle bei den potenziellen Umweltauswirkungen spielt. Diese sind zum überwiegenden Teil von den Auswirkungen der Systemerweiterungsprozesse bestimmt, d. h. vom erdgasbetriebenen KWK Simmering im Referenzsystem und vom importierten Anteil des

Verbraucherstrommix im TeTra-System. Das gilt selbst für die Kategorie „metal depletion“, also Metallverbrauch, wo am ehesten noch der Einfluss der wärme- und kältegenerierenden Apparate zu erwarten wäre. Das Ausmaß der nötigen Systemerweiterungsprozesse zeigt an, wie effizient die beiden Systeme aus Fernwärme die nötige Wärme und Kälte bereitstellen, und aus ihrer Dominanz bei der ökologischen Bewertung folgt, dass für eine Effizienzsteigerung der Systeme auch ein erheblicher apparativer Aufwand ökologisch gerechtfertigt wäre.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Wärmenetze tragen zur Reduktion der Emissionen bei und leisten ein Beitrag in vielen Strategien zur Energiewende, insbesondere wenn es gelingt erneuerbare Energien und Abwärmequellen einzubinden. Beim Ausbau der Wärmenetze besteht der Trend hin zu Niedertemperatur-Netzen; diese versprechen eine höhere Effizienz sowie geringere Verluste, jedoch können sie die Versorgung von Kunden, welche höhere Vorlauftemperaturen benötigen, nicht oder nur über den Umweg elektrisch angetriebener Wärmepumpen bewerkstelligen. Aufgrund dieser Problematik wird eine Verbesserung der Effizienz bzw. eine Verringerung der Verluste von konventionellen Wärmenetzen (3. Generation) sowie eine Erweiterung der Energieserviceleistungen (nicht nur Wärmen, sondern auch Kühlen) durch die Integration unterschiedlicher Varianten eines neuen Kreisprozesses, welcher auf der Absorptionstechnologie beruht, vorgeschlagen.

Der Ausgangspunkt der Sondierung ist die fernwärmebetriebene Absorptionskältemaschine, auf Basis des Arbeitsstoffpaares $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, mit ihren Hauptkomponenten: Desorber, Kondensator, Verdampfer und Absorber, wie sie bereits zur Kälteerzeugung gemäß dem Stand der Technik eingesetzt wird (Basis-Fall a); ein Kühlkreislauf gibt die systembedingte Abwärme an die Umgebung ab.

Im ersten, methodischen Schritt wird der Kondensator vom Kühlkreislauf getrennt, zu höheren Arbeitsdrücken verschoben, sodass dieser Wärme in ein sekundäres Heiznetz liefern kann (Fall b1, siehe Abschnitt 3.4.2). Mit dieser gekoppelten Wärme- und Kältebereitstellung erhöht sich drastisch der Anteil der Nutzenergien, bei einer gleichzeitigen Verminderung der an die Umgebung abzugebenden Wärme.

In einem weiteren Schritt wird die Kältebereitstellung durch die Abkühlung einer (Low-Exergy-) Abwärmequelle ersetzt (Fall b2). Bei bestimmten Temperaturverhältnissen der Abwärmequelle kann auch der Absorber Heizwärme liefern, sodass der Kreislauf „abwärmelos“, d. h. ohne eine Abgabe von Abwärme an die Umgebung läuft. Die Kondensationswärme von Rauchgasen aus Biomassefeuerungen stellt eine typische, derart verwertbare Abwärme dar.

Das Hauptaugenmerk dieses Projektes liegt jedoch auf dem Anwendungsfall c (siehe Abschnitt 3.4.3), welcher eine signifikante Absenkung der Fernwärmerücklauftemperatur und somit auch der Wärme- bzw. Pumpverluste des Netzes zum Ziel hat; angepeilt wurde eine Rücklauftemperatur von unter 40°C , was auch erreicht wurde. Im Gegensatz zum Fall b2 wird der Verdampfer des Absorptionskreislaufs vom Fernwärmemedium durchflossen, wodurch die Temperatur des Fernwärmerücklaufs abgesenkt wird. Folglich dient diese Verschaltungsvariante ausschließlich der Wärmebereitstellung. Die Untersuchungen zeigen, dass bei geeigneter Wahl der sekundären Systemtemperaturen die Rücklauftemperatur im Wärmenetz auf bis zu 23°C abgesenkt werden kann. Verglichen mit einer konventionellen Umformerstation, wo sich Temperaturen von circa $55,0^\circ\text{C}$ ergeben, reduzieren sich die durchschnittlichen (über ein Jahr) spezifischen Wärmeverluste um ungefähr $5,2\text{ kW/km}$, was einer prozentuellen Änderung von $23,0\%$ (bezogen auf den Vergleichsprozess) entspricht. Die Erhöhung der Temperaturspanne erlaubt bei gleichem Wärmestrom einen geringeren Durchfluss, und dadurch wird eine Einsparung der spezifischen elektrischen Pumpleistung des Wärmenetzes von etwa $0,2\text{ kW/km}$ (entspricht einer Verringerung von circa $22,2\%$) erzielt. Die höhere Temperaturspanne zwischen dem Vorlauf und dem (abgekühlten) Rücklauf kann alternativ auch dazu genutzt werden, die Transportkapazität bestehender Wärmenetze zu erhöhen oder den Rohrdurchmesser zu planender Wärmenetze von vornherein kleiner auszuführen (down-sizing) – in beiden Fällen reduzieren sich die Wärmeverluste ebenfalls.

Als Option wurde auch – gemäß dem Grundprinzip des TeTra-Prozesses – die Variante mit einer zusätzlichen Erzeugung von elektrischer Energie thermodynamisch untersucht (Fall d, vgl. Abschnitt 3.4.4). Diese optionale Prozessführung kann auf die Bereitstellungsfälle a (nur Kälte), b (Kälte und Wärme als Co-Generation bzw. Wärmepumpenbetrieb) oder c (Heizwärme mit Fernwärme-Rücklauftemperaturabsenkung) aufsetzen. Die thermodynamische Grobabschätzung zeigt, dass diese Option möglich ist. Neben den thermodynamischen Aspekten verbleibt natürlich das Hemmnis, ob die dafür erforderliche Expansionsmaschine am Markt verfügbar ist und ob nicht ein anderes Arbeitsstoffpaar als $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ geeigneter wäre.

Die wirtschaftliche Bewertung der Anwendungsfälle b und c ergeben recht unterschiedliche Rentabilitäten. Der Fall b (Co-Generation von Heizwärme und Kälte) erzielt eine höhere Effizienz und im vorliegenden Fall auch eine bessere Rentabilität als die monovalente Kälte-Produktion gemäß dem Fall a. Allerdings stehen Kälte und Wärme in einem fixen, also nicht flexiblen Verhältnis, was die Einsatzstrategie und die Ausnutzung (jährliche Volllaststunden) beschränkt.

Im Fall c (Heizwärme-Produktion mit Rücklauftemperaturabsenkung) lässt sich mit dem alleinigen Bonus aus der Verringerung der thermischen Verluste im Netz sowie mit den getroffenen Annahmen schwerlich eine Rentabilität erwirtschaften. Eine Sensitivitätsanalyse zeigt welche Kostenfaktoren gewichtig sind. Mit zusätzlichen, standort- und projektspezifischen günstigeren Voraussetzungen (notwendige Transportkapazitätserhöhung bzw. geplantes down-sizing) kann sich aber die Ökonomie schlagartig verbessern.

Die ökologische Bewertung des TeTra-Prozesses beschränkt sich auf jenen Anwendungsfall, der sich in der wirtschaftlichen Bewertung als vorteilhaft erweist – die kombinierte Bereitstellung von Wärme und Kälte (Fall b1). Ziel des Kapitels 6 ist die ökologische Bewertung des TeTra-Anwendungsfalles b1 im Vergleich mit einer konventionellen Bereitstellung von Wärme und Kälte aus Fernwärme mit Hilfe einer vergleichenden Ökobilanz. Methodisch wurde eine Aufteilung von Umweltwirkungen auf Wärme- bzw. Kälte-Outputs vermieden, indem durch eine Systemerweiterung für beide Systeme die gleichen Energie-Outputs modelliert wurden. Das wurde durch Einbeziehung sogenannter Systemerweiterungsprozesse erreicht – des erdgasbetriebenen KWK Simmering im Referenzsystem und einer österreichischen Durchschnittsstromquelle (Verbraucherstrommix) im TeTra-System. Das Ausmaß dieser Systemerweiterungsprozesse ist durch die Effizienzunterschiede zwischen den Systemen bei der Bereitstellung von Wärme und Kälte aus Fernwärme gegeben. Systemelemente, die für beide Systeme identisch sind, wurden nicht berücksichtigt. Als funktionelle Einheit wird die Jahresproduktion von Wärme und Kälte des jeweils bewerteten Systems festgelegt. Implementiert wurde die Ökobilanz mit Hilfe der Software openLCA version 1.9, mit der Wirkungsabschätzungsmethode ReCiPe(H) und mit dem kumulierten Energieaufwand. Das Ergebnis der vergleichenden LCA zeigt ein differenziertes Bild – je nach betrachteter Umweltwirkung schneidet entweder das Referenz-System oder das TeTra System besser ab: Für die Auswirkungen auf den Klimawandel und den kumulierten Energieaufwand bringt der TeTra-Prozess aufgrund seiner höheren Effizienz große Reduktionen (im Vergleich zum Referenzsystem < 52 % der Referenz-Auswirkungen), ebenso beim Abbau der schützenden troposphärischen Ozonschicht, und bei der Bildung von bodennahem, atemschädlichen Ozon. Andere betrachtete potenzielle Umweltauswirkungen fallen aber zugunsten des Referenzsystems aus, weil der Systemerweiterungsprozess im TeTra-System größtenteils fossil erzeugte Stromimporte aus Deutschland und Tschechien mit entsprechenden negativen Schadstoffemissionen beinhaltet. Eine Verbesserung der Ökobilanz des TeTra-Systems würde deshalb vor allem von einer Emissionsreduzierung des österreichischen Strommixes profitieren. Der unterschiedliche apparative Aufwand

der beiden Systeme (Wärmeübertrager und Absorptionskältemaschine im Referenzsystem, und die TeTra-Anlage), spielt hingegen eine vernachlässigbare Rolle. Dominanz der Systemerweiterungsprozesse bei der ökologischen Bewertung zeigt, dass für eine Effizienzsteigerung bei der Wärme- und Kältebereitstellung durchaus auch ein erheblicher apparativer Aufwand ökologisch gerechtfertigt wäre.

Das Forschungsprojekt hat das Konzept des vorgeschlagenen Grundprinzips (Startwert: Technology Readiness Level TRL 1) auf Basis von Simulationen bestätigt (TRL 2 bis 3). Somit wurde ein Fundament für weitere Schritte in Richtung einer industriellen Forschung geschaffen. Anwendungsfälle in Wärmenetzen wurden behandelt und darüberhinausgehende Anwendungsfelder wurden angeführt. Bei einem ausreichenden Reifegrad könnte die vorgeschlagene Technologie zu einem wichtigen Bindeglied bei einer Sektorenkopplung und zur Drehscheibe bei vielfältigen Energieserviceleistungen werden.

8 Verzeichnisse

8.1 Literaturverzeichnis

- [1] G. Beckmann, "Verfahren und Einrichtung zur Erzeugung von Kälte und/oder Nutzwärme sowie mechanischer bzw. elektrischer Energie mittels eines Absorptionskreislaufes," AT5118231B1, 2012.
- [2] T. Nussbaumer, S. Thalmann, A. Jenni, and J. Ködel, *Planungshandbuch Fernwärme*, 1st ed. Bern: EnergieSchweiz, Bundesamt für Energie BFE, 2017.
- [3] P. Konstantin, *Praxisbuch der Fernwärmeversorgung*. Berlin: Springer Vieweg, 2018.
- [4] D. Rutz, C. Doczekal, R. Zweiler, M. Hofmeister, and L. Laurberg Jensen, *Modulare, erneuerbare Nahwärme-und Kältenetze*, 1st ed. München: WIP Renewable Energies, 2017.
- [5] Henrik Lund *et al.*, "4th Generation District Heating (4GDH). Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems.," *Energy*, vol. 68, pp. 1–11, 2014.
- [6] A. R. Mazhar, S. Liu, and A. Shukla, "A state of art review on the district heating systems," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 96, pp. 420–439, 2018.
- [7] A. Lake, B. Rezaie, and S. Beyerlein, "Review of district heating and cooling systems for a sustainable future," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 67, pp. 417–425, 2017.
- [8] F. Sun, L. Cheng, L. Fu, and J. Gao, "New low temperature industrial waste heat district heating system based on natural gas fired boilers with absorption heat exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 125, pp. 1437–1445, 2017.
- [9] E. Oró, P. Taddeo, and J. Salom, "Waste heat recovery from urban air cooled data centres to increase energy efficiency of district heating networks," *Sustain. Cities Soc.*, vol. 45, pp. 522–542, 2019.
- [10] K. Kontu, S. Rinne, and S. Junnila, "Introducing modern heat pumps to existing district heating systems – Global lessons from viable decarbonizing of district heating in Finland," *Energy*, pp. 862–870, 2019.
- [11] B. Hu, H. Liu, R. Z. Wang, H. Li, Z. Zhang, and S. Wang, "A high-efficient centrifugal heat pump with industrial waste heat recovery for district heating," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 125, pp. 359–365, 2017.
- [12] Z. Y. Xu, H. C. Mao, D. S. Liu, and R. Z. Wang, "Waste heat recovery of power plant with large scale serial absorption heat pumps," *Energy*, pp. 1097–1105, 2018.
- [13] M. A. Sayegh, P. Jadwiszczak, B. P. Axcell, E. Niemierka, K. Bryś, and H. Jouhara, "Heat pump placement, connection and operational modes in European district heating," *Energy and Buildings*, vol. 166. Elsevier Ltd, pp. 122–144, 01-May-2018.
- [14] G. Beckmann and P. V. Gilli, *Thermal Energy Storage*. New York, Wien: Springer Verlag, 1984.
- [15] D. O. Reimann, *Rostfeuerungen zur Abfallverbrennung*. Berlin: EF-Verlag für Energie und Umwelt GmbH, 1991.
- [16] A. Miltner, G. Beckmann, and A. Friedl, "Preventing the chlorine-induced high temperature corrosion in power boilers without loss of electrical efficiency in steam cycles," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 16, pp. 2005–2011, 2006.
- [17] E. Jaunegg, "Vergleich verschiedener Wärmepumpentechnologien für den Einsatz in Rauchgaskondensationsanlagen von Biomasseheizwerke," FH Burgenland, 2019.
- [18] A. Colmenar-Santos, D. Borge-Díez, and E. Rosales-Asensio, *District heating and cooling networks in the European Union*. Springer International Publishing AG, 2017.
- [19] M. Penth, J. Bödeker, M. Arens, E. Jochem, and F. Idrissova, "Die Nutzung industrieller Abwärme – technisch-wirtschaftliche Potenziale und energiepolitische Umsetzung," Heidelberg, Karlsruhe, 2010.
- [20] H. J. Wagner, T. Kattenstein, T. Drath, A. Ziolek, and H. Unger, "Validierung und kommunale Disaggregation des Expertensystems HERAKLES," Bochum, 2002.
- [21] P. V. Gilli and G. Beckmann, "Pollution in cities due to space heating (vergleiche auch den Beitrag bei der World Energy Conference 1988)," *ÖZE*, vol. 38/1985, pp. 112–114, 1985.
- [22] VDI, "Fachtagung 'Energiespeicher für Strom, Wärme und Kälte,'" in *Energiespeicher für Strom*,

Wärme und Kälte, 1994.

- [23] Wien Energie GmbH, "Technische Auslegungsbedingungen," Wien, 2013.
- [24] Statistik Austria, "Energiebilanzen Österreich 1970-2017," 2018. [Online]. Available: http://www.statistik.at/wcm/idc/idcplg?IdcService=GET_NATIVE_FILE&RevisionSelectionMethod=LatestReleased&dDocName=029955.
- [25] Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen, "Gas und Fernwärme in Österreich," Wien, 2018.
- [26] T. Esch et al., "Potenzialanalyse zum Aufbau von Wärmenetzen unter Auswertung siedlungsstruktureller Merkmale," Oberpfaffenhofen, 2011.
- [27] V. Masatin, E. Latõšev, and A. Volkova, "Evaluation Factor for District Heating Network Heat Loss with Respect to Network Geometry," *Energy Procedia*, vol. 95, pp. 279–285, 2016.
- [28] Y. Li, Y. Rezgui, and H. Zhu, "2016 IEEE Smart Energy Grid Engineering (SEGE)," in *Dynamic simulation of heat losses in a district heating system: A case study in Wales*, 2016, pp. 273–277.
- [29] S. W. Churchill and H. H. S. Chu, "Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 18, no. 9, pp. 1049–1053, 1975.
- [30] S. W. Churchill and M. Bernstein, "A Correlating Equation for Forced Convection From Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow," *J. Heat Transfer*, vol. 99, no. 2, pp. 300–306, 1977.
- [31] T. Kusuda and P. R. Achenbach, "Earth Temperature and Thermal Diffusivity at Selected Stations in the United States," 1965.
- [32] D. A. de Vries, "Heat Transfer in Soils," in *Heat and Mass Transfer in the Biosphere*, 1st ed., D. A. de Vries and N. H. Afgan, Eds. Washington DC: Scripta Book Co., 1975, pp. 5–28.
- [33] I. E. Idel'chick, *Handbook of Hydraulic Resistance*, 3rd ed. CRC Press, 1994.
- [34] H. Sigloch, *Technische Fluidmechanik*, 6th ed. Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [35] E. Truckenbrodt, *Fluidmechanik - Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide*, 4th ed. Springer Berlin Heidelberg, 1996.
- [36] T. Nussbaumer and S. Thalmann, "Influence of system design on heat distribution costs in district heating," *Energy*, vol. 101, pp. 496–505, 2016.
- [37] R. S. Lund, D. S. Østergaard, X. Yang, and B. Vad Mathiesen, "Comparison of Low-temperature District Heating Concepts in a Long-Term Energy System Perspective," *Int. J. Sustain. Energy Plan. Manag.*, vol. 12, pp. 5–18, 2017.
- [38] W. Niebergall, *Arbeitsstoffpaare für Absorptions-Kälteanlagen*. Mühlhausen/Thür: Fachverlag Richard Markewitz, 1949.
- [39] Z. Crepinsek, D. Goricanec, and J. Kroppe, "Comparison of the performances of working fluids for absorption refrigeration systems," in *Proceedings of the 3rd WSEAS International Conference on Energy Planning, Energy Saving, Environmental Education, EPESE '09, Renewable Energy Sources, RES '09, Waste Management, WWAI '09*, 2009, pp. 59–64.
- [40] V. Hugo, F. Flores, J. C. Román, and G. M. Alpírez, "Performance Analysis of Different Working Fluids for an Absorption Refrigeration Cycle," *Am. J. Environmental Eng.*, vol. 4, no. 4A, pp. 1–10, 2014.
- [41] J. Cerezo, R. Romero, J. Ibarra, A. Rodríguez, G. Montero, and A. Acuña, "Dynamic Simulation of an Absorption Cooling System with Different Working Mixtures," *Energies*, vol. 11, no. 2, p. 259, 2018.
- [42] ASHRAE, *ASHRAE Handbook, Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating & Air Conditioning Engineers, 1989.
- [43] O. M. Ibrahim and S. A. Klein, "Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures," in *ASHRAE Transactions: Symposia, CH-93-21-2*, 1495, 1993.
- [44] R. Tillner-Roth and D. G. Friend, "Survey and Assessment of Available Measurements on Thermodynamic Properties of the Mixture Water+Ammonia," *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 27, no. 3, pp. 45–61, 1998.
- [45] Z. Yuan and K. E. Herold, "Thermodynamic Properties of Aqueous Lithium Bromide Using a Multiproperty Free Energy Correlation," *HVAC&R Res.*, vol. 11, no. 3, pp. 377–393, 2005.
- [46] J. Patek and J. Klomfar, "A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range," *Int. J. Refrig.*, vol. 29, no. 4, pp. 566–5787, 2006.

- [47] G. Feuerecker, "Entropieanalyse für Wärmepumpensysteme: Methoden und Stoffdaten," Technische Universität München, 1994.
- [48] R. Tillner-Roth and D. G. Friend, "A Helmholtz Free Energy Formulation of the Thermodynamic Properties of the Mixture {Water + Ammonia}," *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 27, no. 1, pp. 63–77, 1998.
- [49] G. Kunze, "Absorptionskältemaschine," AT 506356B1, 2008.
- [50] R. Gutscher, "Dampfkraftwerk," AT 517535B1, 2013.
- [51] G. Zotter, "Absorptionswärmepumpe mit einem durch einen Brenner beheizten, an einen Rauchgasabzug angeschlossenen Desorber - Patent Nr.: AT516390B1," AT516390B1, 2015.
- [52] W. Wilkinson, "Absorptionskälte- und Wärmepumpensystem," AT E 43901B, 1984.
- [53] S. Rönsch, *Anlagenbilanzierung in der Energietechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [54] S. A. Klein, "Engineering Equation Solver." F-Chart Software, 2017.
- [55] SimTech GmbH, "IPSEpro." SimTech GmbH, Graz, 2017.
- [56] V. Schäfer and B. Negele, "Absorptionskältemaschinen – Anwendungsbeispiele," *KI Kälte, Luft, Klimatechnik*, no. Juli/August, pp. 26–31, 2008.
- [57] F. Panitz, V. Volmer, and K. Rühling, "Differential Impacts of Additional Consumers on DH-Systems - Analysis for Absorption Chillers," *Energy Procedia*, vol. 149, pp. 327–336, 2018.
- [58] E. Fahlén, L. Trygg, and E. O. Ahlgren, "Assessment of absorption cooling as a district heating system strategy - A case study," *Energy Convers. Manag.*, vol. 60, pp. 115–124, 2012.
- [59] Energie Graz GmbH & Co KG, "Technische Anschlussbedingungen Fernwärme," Graz, 2011.
- [60] Fernwärme St. Pölten GmbH, "Technische Anschlussbedingungen für den Anschluss an das Wärmenetz der FWS," St. Pölten, 2018.
- [61] WienEnergieGmbH, "Technische Richtlinien - Leitfaden allgemeingültige Bestimmungen," Wien, 2017.
- [62] A. Evald and H. H. Jakobsen, "Flue Gas Condensing Systems at Woodchip Fired Heating Plants — Practical Experiences in Denmark," *Adv. Thermochem. Biomass Convers.*, pp. 675–689, 1993.
- [63] D. Lu *et al.*, "Thermodynamic and economic analysis of a gas-fired absorption heat pump for district heating with cascade recovery of flue gas waste heat," *Energy Convers. Manag.*, vol. 185, pp. 87–100, Apr. 2019.
- [64] C. Hindsgaul, L. Tobiasen, and B. Kamuk, "WTE: Heat Recovery for District Heating," *Recover. Mater. Energy from Urban Wastes*, pp. 477–498, 2019.
- [65] X. Zhao, L. Fu, W. Yuan, F. Li, and Q. Li, "The Potential and Approach of Flue Gas Waste Heat Utilization of Natural Gas for Space Heating," *Procedia Eng.*, vol. 146, pp. 494–503, Jan. 2016.
- [66] C. Winterscheid, J.-O. Dalenbäck, and S. Holler, "Integration of solar thermal systems in existing district heating systems," *Energy*, vol. 137, pp. 579–585, Oct. 2017.
- [67] D. Bauer, R. Marx, and H. Drück, "Solar District Heating Systems for Small Districts with Medium Scale Seasonal Thermal Energy Stores," *Energy Procedia*, vol. 91, pp. 537–545, 2016.
- [68] H. Averfalk and S. Werner, "The 15th International Symposium on District Heating and Cooling," in *Essential improvements in future district heating systems*, 2016.
- [69] M. Köflinger *et al.*, "NextGenerationHeat - Niedertemperaturfernwärme am Beispiel unterschiedlicher Regionen Österreichs mit niedriger Wärmebedarfsdichte," 2015.
- [70] N. Mirl, F. Schmid, and K. Spindler, "Reduction of the return temperature in district heating systems with an ammonia-water absorption heat pump," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 12, pp. 817–822, 2018.
- [71] T. Hu, X. Xie, J. Yi, and A. Coronas, "ISEC - Renewable Heating and Cooling in Integrated Urban and Industrial Energy Systems," in *A novel district heating solution based on absorption heat exchanger (AHE) for different types of cogeneration plants*, 2018, pp. 312–318.
- [72] M. Miehe, "IKZ Heizungstechnik Nah- und Fernwärmenetze," *Dämmstandards von Fernwärmeleitungen - Ein Vergleich zwischen der Verlegepraxis von Fernwärmeleitungen und den Anforderungen der Energieeinsparverordnung an Rohrleitungen in Gebäuden*, pp. 50–54, 2014.
- [73] M. Bacher, "Berliner Abfallwirtschafts- und Energiekonferenz," in *Optimierung der Strom- und Fernwärmeproduktion im Zuge der Generalsanierung der MVA Wien-Spittelau*, 2017.
- [74] F. Lange, "Online-Identifikation von Brennstoffen und ihren kalorischen Eigenschaften beim Betrieb einer stationären Wirbelschichtfeuerungsanlage," Universität Rostock, 2007.

- [75] V. Lemort *et al.*, "Comparison of Moving Boundary and Finite-Volume Heat Exchanger Models in the Modelica Language," *Energies*, vol. 9, no. 5, p. 339, 2016.
- [76] S. Takata, "Absorption Refrigeration Machine," Tokyo, 1982.
- [77] T. Furukawa and E. Al, "Study on Characteristic Temperatures of Absorption Heat Pumps," in *Proc. 20th Japan Heat Transfer Conference (in japanischer Sprache)*, 1983, pp. 508–510.
- [78] P. Riesch, J. Scharfe, F. Ziegler, F. Völkl, and G. Alefeld, "Part-Load Behaviour of an Absorption Heat Transformer," in *Proceedings of the 3rd International Symposium on the Large Scale Applications of Heat Pumps*, 1987, pp. 155–160.
- [79] W. Kern, "Aufbau und Betrieb einer zweistufigen Absorptionswärmepumpe zum Heizen und Kühlen," TU München, 1991.
- [80] W. Kern, "Economic Criteria for Application of Single Stage or Double Stage Absorption Heat Transformers," in *Proceedings of the 3rd International Symposium on the Large Scale Applications of Heat Pumps*, 1987, pp. 149–154.
- [81] P. Riesch, "Absorptionswärmestransformator mit hohen Temperaturhub," Stuttgart, 1991.
- [82] F. Ziegler, "Sorptionswärmepumpen: Beschreibung des Betriebsverhaltens durch eine charakteristische Gleichung," Düsseldorf, 1998.
- [83] E. Dühring, "Wirkliches Gesetz der correspondierenden Siedetemperaturen anstelle des Dalton'schen Versuchs zu einem solchen," in *Neue Formelgesetze zur rationellen Physik und Chemie*, 1st ed., vol. 1. Folge, no. 3. Kapitel, Fues's Verlag Leipzig, 1878, pp. 70–98.
- [84] F. Ziegler and J. Albers, "Einfluss variabler Volumenströme auf charakteristische Gleichungen für Absorptionskälteanlagen," *KI Kälte, Luft, Klimatechnik*, no. April, pp. 18–22, 2009.
- [85] J. Albers, "Präzisierungen zur Methode der charakteristischen Gleichungen," in *Deutsche Kälte- und Klimatagung 2017 Bremen*, 2017.
- [86] T. Neumann, F., Urbaneck, T., Platzer, B., Uhlig, U., Göschel, "Vergleich von zwei baugleichen Absorptionskältemaschinen mithilfe der charakteristischen Gleichung," *Kälte Luft Klimatechnik*, vol. 65, no. April, pp. 32–35, 2011.
- [87] J. Krumböck, "Marktanalyse von Sorptionskältemaschinen," FH Burgenland, 2018.
- [88] D. Green and M. Z. Southard, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 9th ed. McGraw-Hill Education - Europe, 2018.
- [89] K. D. Schleißinger, "Energiebericht 2004," Ludwigshafen am Rhein, 2005.
- [90] W. Klöpffer and B. Grahl, *Ökobilanz (LCA): Ein Leitfaden für Ausbildung und Beruf*. Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2009.
- [91] Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft-Umwelt und Wasserwirtschaft, "klima:aktiv Fachinformation: Merkblatt Fernwärme," Wien, 2011.
- [92] M. A. Curran, *Life Cycle Assessment Handbook: A Guide for Environmentally Sustainable Products*, no. Cml. Cincinnati: John Wiley & Sons, Inc., 2012.
- [93] W. Pölz, "Emissionen der Fernwärme Wien 2005; Ökobilanz der Treibhausgas- und Luftschadstoffemissionen aus dem Anlagenpark der Fernwärme Wien GmbH," Wien, 2007.
- [94] W. Pölz and S. Böhmer, "Emissionen der Fernwärme Wien 2003 Ökobilanz der Treibhausgas- und Luftschadstoffemissionen aus dem Anlagenpark der Fernwärme Wien GmbH," Wien, 2005.
- [95] IINAS GmbH – Internationales Institut für Nachhaltigkeitsanalysen und -strategien, "GEMIS Modell und Datenbasis, Version 4.95 - Stand April 2017," Darmstadt, 2017.
- [96] Wien Energie GmbH, "Umwelterklärung 2019 der Strom- und Wärmeerzeugungsanlagen von Wien Energie," Wien, 2019.
- [97] S. Briem *et al.*, "Lebenszyklusanalysen ausgewählter zukünftiger Stromerzeugungstechniken," Stuttgart, 2004.
- [98] R. Dones *et al.*, "Sachbilanzen von Energiesystemen, ecoinvent report No. 6," Villigen und Uster, 2007.
- [99] A. Primas, "Life Cycle Inventories of new CHP systems, ecoinvent report No. 20," Dubendorf und Zürich, 2007.
- [100] INVEN Absorption GmbH, "INVEN," Erding, Deutschland, 2019.
- [101] M. Adolfsson and S. Rashid, "Life Cycle Assessment and Life Cycle Cost of Heat Exchangers - A Case for Inter Terminals Sweden AB Located in Port of Gothenburg," Chalmers University of Technology, 2016.

- [102] Schiffstern GmbH, "Schiffstern," Wien, Österreich, 2019.
- [103] K. Treyer, "ecoinvent database v3.5- electricity production, natural gas, combined cycle power plant, Cutoff." Zurich, Schweiz, 2007.
- [104] K. Treyer, "ecoinvent database v3.5 - electricity consumption mix, high voltage, AT." Zürich, Schweiz, 2018.
- [105] 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, 2016.
- [106] M. Rehberg, "Platten-Wärmeübertrager, insbesondere für Absorptionskälteanlagen," AT513177B1, 2013.

8.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Schematische Darstellung der unterschiedlichen Netztopologien in Wärmenetzen.....	13
Abbildung 2-2: Unterschiedliche Betriebsweisen von Wärmenetzen sowie Rücklauftemperaturen für unterschiedliche Verbraucher, Werte nach [23]. Links: Primärnetz ohne Gebietsumformer, rechts: Sekundärnetz nach Gebietsumformer. RLT...Raumluftechnik, WWB...Warmwasserbereitung, HZG...Heizung bei mittlerer U-Wert $< 0,8 \text{ W/m}^2\text{K}$, t_{VL} ...Vorlauftemperatur, $t_{RL,sek}$...Rücklauftemperatur der Verbraucherseite	14
Abbildung 2-3: Direkter Anschluss eines Verbrauchers an ein Wärmenetz nach [2]	15
Abbildung 2-4: Indirekter Anschluss eines Verbrauchers an ein Wärmenetz in Form einer Kompaktstation nach [2]	15
Abbildung 2-5: Verteilungskurven der eingesetzten Energieträger für die Fernwärmebereitstellung in Österreich in den letzten 30 Jahren. Werte nach [24]	16
Abbildung 2-6: Zeitlicher Verlauf der Außenlufttemperatur für den Standort Wien sowie die mittleren Monatstemperaturen. Die Ausgleichsfunktion mit zugehörigen Koeffizienten ist im Diagramm ersichtlich.	19
Abbildung 2-7: Spezifische Wärmeverteilungs-, Elektrizitäts-(Pumpenenergie), Kapital- und Wärmeverlustkosten in Abhängigkeit der Nennweite nach den Werten von [36] (bezogen auf die Wärmeabnahme am Verbraucher).....	22
Abbildung 3-1: T-Q-Diagramm einer konventionellen Fernwärmeübergabestation (links) und des Exergietrafos zur Rücklauftemperaturabsenkung (rechts)	30
Abbildung 3-2: Vereinfachtes Verfahrensschaltbild des TeTra-Prozesses zur Kraft-, Wärme- und Kältebereitstellung in Anlehnung an [1] (links) sowie das zugehörige logarithmische Druck-Temperatur-Diagramm am Beispiel des Arbeitsstoffpaares $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (rechts)	31
Abbildung 3-3: Vereinfachte Schaltung des Absorptionskälteprozesses zur Kältebereitstellung gemäß dem Stand der Technik	35
Abbildung 3-4: Vereinfachte Schaltung des TeTra-Prozesses zur gekoppelten Wärme- und Kältebereitstellung in Anlehnung an [1]; links: Co-Generation von Wärme und Kälte (Fall b1), rechts: Wärmepumpen einer Low-Exergy-Abwärmequelle für Heizzwecke (Fall b2)	36
Abbildung 3-5: Vereinfachte Schaltung des TeTra-Prozesses zur Wärmebereitstellung mit Rücklauftemperaturabsenkung (Fall c) in Anlehnung an [1].....	36
Abbildung 4-1: Monatliche Bilanzierung der zugeführte Wärme- bzw. abgeführte Kälteenergie für den betrachteten Absorptionskreislauf (2015 bis Juli 2018).....	42

Abbildung 4-2: Geordnete Jahresdauerlinie der zugeführten Wärmeleistung (Desorber) sowie der abgeführten Kälteleistung (Verdampfer) für den betrachteten Absorptionskreislauf (2015 bis Juli 2018).....	43
Abbildung 4-3: Wärmeverhältnis (oben) sowie Fernwärmerücklauftemperaturen (unten) in Abhängigkeit der abgegebenen Kälteleistung für den betrachteten Absorptionskreislauf (2015 bis Juli 2018).....	44
Abbildung 4-4: Monatliche Bilanzierung der bereitgestellten Wärmeenergie für die betrachtete Fernwärmeübergabestation, Wärmemenge der einzelnen WT eines Gebietsumformers (links) und Wärmemenge des Gebietsumformers (rechts) (2017 bis 2018).....	45
Abbildung 4-5: Geordnete Jahresdauerlinie der bereitgestellten Wärmeleistung für die betrachtete Fernwärmeübergabestation (2017 bis Juli 2018).....	46
Abbildung 4-6: Schematische Darstellung des Referenzprozesses für eine kombinierte Heiz- und Kühlenergiebereitstellung, bestehend aus einer fernwärmeangetriebenen Absorptionskältemaschine (links) sowie einer konventionellen Fernwärmeübergabestation (rechts).....	48
Abbildung 4-7: Zeitlicher Verlauf inklusive der angenäherten Fit-Funktionen für die quasistationäre Jahressimulation für den Fall c (siehe 4.5.3)	56
Abbildung 4-8: Das in IpsePro [55] entwickelte Simulationsmodell zur Untersuchung des einstufigen Absorptionskreislaufs	59
Abbildung 4-9: log10p-T-Diagramm für unterschiedliche Lastzustände (links) bzw. COP (rechts) des betrachteten Absorptionskreislaufs.....	63
Abbildung 4-10: Wärmetauscherkennzahl der fünf Hauptkomponenten des betrachteten Absorptionskreislaufs in Abhängigkeit der relativen Wärmeleistung sowie unterschiedlicher Lastzustände.....	64
Abbildung 4-11: Logarithmische Temperaturdifferenz der fünf Hauptkomponenten des betrachteten Absorptionskreislaufs in Abhängigkeit der relativen Wärmeleistung sowie unterschiedlicher Lastzustände.....	65
Abbildung 4-12: Fit-Funktionen für die Beschreibung des Wärmeübertragungsverhaltens der fünf Hauptkomponenten des betrachteten Absorptionskreislaufs	67
Abbildung 4-13: Das in IpsePro [55] entwickelte Simulationsmodell zur Untersuchung der Netzauswirkungen bei der Einbindung des TeTra-Prozesses (rechts) sowie einer konventionellen Umformerstation und Absorptionskältemaschine für die Heiz- und Kälteenergiebereitstellung (links).....	68
Abbildung 4-14: Vergleich des Gesamtwirkungsgrads für die Wärme- und Kältebereitstellung des Referenzprozesses (bestehend aus Absorptionskältemaschine inkl. Fernwärmeübergabestation) (links) sowie des TeTra-Prozesses (rechts) in Abhängigkeit des Kalt- und Heißwassermassenstromes	69
Abbildung 4-15: Vergleich des Primärfernwärmebedarfs für die Wärme- und Kältebereitstellung des Referenzprozesses (bestehend aus Absorptionskältemaschine inkl. Fernwärmeübergabestation) (links) sowie des TeTra-Prozesses (rechts) in Abhängigkeit des Kalt- und Heißwassermassenstromes	70

Abbildung 4-16: Das in IpsePro [55] entwickelte Simulationsmodell zur Untersuchung der Netzauswirkungen bei der Einbindung des TeTra-Prozesses (links) sowie einer konventionellen Umformerstation (rechts) für die Heizenergiebereitstellung	71
Abbildung 4-17: Vorlauftemperatur in Abhängigkeit der entsprechenden Rücklauftemperatur des TeTra-Prozesses und der konventionellen Umformerstation (links) sowie die zugehörige normierte Wärmeleistung (rechts) basierend auf den Simulationsergebnissen für ein Jahr	72
Abbildung 4-18: Zeitlicher Verlauf der Fernwärmevorlauftemperatur sowie der Fernwärmerücklauftemperatur des TeTra-Prozesses und der konventionellen Umformerstation basierend auf den Simulationsergebnissen für ein Jahr	73
Abbildung 4-19: Zeitlicher Verlauf der spezifischen Wärmeverluste (linke Skala) bzw. der spezifischen Pumpleistung (rechte Skala) des TeTra-Prozesses sowie der konventionellen Wärmeübergabestation basierend auf den Simulationsergebnissen für ein Jahr	74
Abbildung 4-20: Rücklauftemperatur, COP, Wärmeverluste sowie hydraulische Pumpleistung des TeTra-Prozesses in Abhängigkeit der Fernwärmevorlauftemperatur für unterschiedliche sekundäre Systemtemperaturen.....	76
Abbildung 4-21: Das in IpsePro [55] entwickelte Simulationsmodell zur Untersuchung der Auswirkungen auf den Wärmeerzeuger bei der Einbindung eines TeTra-Prozesses sowie einer konventionellen Umformerstation	77
Abbildung 4-22: Auswirkungen der Einbindung des TeTra-Prozesses auf die monatliche Stromproduktion des Dampfkreislaufs (links) sowie auf den Abgasvolumenstrom (rechts) der Müllverbrennungsanlage	79
Abbildung 4-23: Auswirkungen der Einbindung des TeTra-Prozesses (0 bis 100 % Netzanteil) auf die unterschiedlichen Effizienzkennzahlen in Abhängigkeit der Fernwärmerücklauftemperaturen der MVA.....	80
Abbildung 4-24: Vergleich zwischen dem klassischen Weg vom Desorber zum Verdampfer, wie z. B. im Fall a der reinen Absorptionskältemaschine (links), sowie jene Variante des Falls d (optionale Stromerzeugung) mit einer Turbine über dem Kondensator (rechts)	81
Abbildung 5-1: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit der Investitionskosten für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a).....	89
Abbildung 5-2: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit der Volllaststunden für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)	90
Abbildung 5-3: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit des Fernwärmepreises für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)	91
Abbildung 5-4: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit des Heizwärmepreises für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)	92
Abbildung 5-5: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit des Kältepreises für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)	93

Abbildung 5-6: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit der Netzverluste für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)	94
Abbildung 5-7: Sensitivitätsbetrachtung der Amortisationszeit in Abhängigkeit der Verlustverringerung durch Rücklauftemperaturabsenkung für die unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des TeTra-Prozesses (b1, b2 und c) sowie einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskältemaschine (a)	95
Abbildung 6-1: Die beiden Systeme der vergleichenden Ökobilanz für die kombinierte Wärme- und Kältebereitstellung durch den TeTra Prozess (Fall b1)	98
Abbildung 6-2: Systemgrenzen der vergleichenden Ökobilanz für das Referenzsystem (links) sowie der Verschaltungsvariante b1 des TeTra-Prozesses (rechts)	98
Abbildung 6-3: Erweiterte Systemgrenzen der vergleichenden Ökobilanz für den Referenzfall (links) sowie der Verschaltungsvariante b1 des TeTra-Prozesses (rechts) mit identischen jährlichen Output-Energien. Die Zahlen in Rot = Jährlicher Energie-Input bzw. –Output.	99
Abbildung 6-4: Beitragsanalyse, Kategorie Treibhauspotenzial GWP 100, Wirkungsabschätzungsmethode ReCiPe(H). a) REF System, b) Tetra Fall b1	102
Abbildung 6-5: Relative Umweltauswirkungen der beiden Systeme im Vergleich. Wirkungsabschätzungsmethode ReCiPe(H) und kumulierter Energieaufwand (CED). Blau = Referenzsystem, Rot = Tetra-Prozess Fall b1	103
Abbildung 8-1: Schematische Darstellung der erfindungsgemäßen Absorptionskältemaschine aus der Patentschrift [49]	120
Abbildung 8-2: Schematische Darstellung eines Dampfkraftwerks mit der integrierten Absorptionswärmepumpe; Fig. 4 aus der Patentschrift [50]	121
Abbildung 8-3: Schematische Darstellung der erfindungsgemäßen Absorptionswärmepumpe aus der Patentschrift [51]	122
Abbildung 8-4: Schematische Darstellung eines Kreislafs mit einem Arbeitsstoffpaar (z. B. NH ₃ /H ₂ O oder auch H ₂ O/LiBr) zur Erzeugung von Kraft, Nutzwärme und/oder Kälte aus Abwärme [1]	123
Abbildung 8-5: Schematische Darstellung des Absorptionskreislafs (links) sowie das zugehörige Druck-Temperatur-Diagramm (rechts) aus der Patentschrift [52]	124

8.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Übersicht der einzelnen Generationen von Fernwärmeversorgungssystemen [5]	9
Tabelle 2-2: Thermische Eigenschaften unterschiedlicher Bodenbestandteile [32]	19
Tabelle 2-3: Erfahrungswerte verschiedener Effizienzkennzahlen für unterschiedliche Fernwärmebereitstellungssysteme nach [3]	25
Tabelle 3-1: Effizienz eines Fernwärmenetzes mit konventioneller Fernwärmeübergabestation und Exergietrafo für unterschiedliche Rücklauftemperaturen, als Zielwerte bei Projektbeginn	30
Tabelle 3-2: Maximale Leistungszahl unterschiedlicher Arbeitsstoffpaare sowie deren thermodynamische Eigenschaften in Anlehnung an [40]	34
Tabelle 4-1: Randbedingung zur Systemidentifikation der betrachteten Absorptionskältemaschine (lt. 4.2.1) für unterschiedliche Lastzustände (bemessen an der durchschnittlichen	

Kälteleistung, MP...Messpunkt eines charakteristischen Betriebszustandes im Teillastbetrieb)	51
Tabelle 4-2: Komponentenspezifische Randbedingung zur Systemidentifikation der betrachteten Absorptionskältemaschine.....	51
Tabelle 4-3: Abgeleitete Randbedingung für die numerische Untersuchung des TeTra-Prozesses sowie einer konventionellen Fernwärmeübergabestation und einer Absorptionskältemaschine für eine gekoppelte Energiebereitstellung.....	52
Tabelle 4-4: Randbedingung für die Auslegungsrechnung des TeTra-Prozesses und der konventionellen Umformerstation für den Fall c.....	53
Tabelle 4-5: Abgeleitete Randbedingung für die numerische Untersuchung des TeTra-Prozesses und der konventionellen Umformerstation	53
Tabelle 4-6: Komponentenspezifische Randbedingung für die numerische Untersuchung der Netzauswirkungen bei Verwendung des TeTra-Prozesses sowie der konventionellen Umformerstation.....	54
Tabelle 4-7: Koeffizienten der herangezogenen Fit-Funktionen für die unterschiedlichen instationären Randbedingungen für transiente Simulationen.....	55
Tabelle 4-8: Abgeleitete Randbedingung für die numerische Untersuchung der Müllverbrennungsanlage sowie der Auswirkungen des TeTra-Prozesses und der konventionellen Umformerstation auf den Kraftwerksprozess.....	57
Tabelle 4-9: Zusammenfassung der Bilanzgleichungen sowie deren Koeffizienten für die einzelnen Komponenten eines Absorptionskreislaufts nach Ziegler [82].....	60
Tabelle 4-10: Modellansätze sowie die daraus errechneten Exponenten zur Beschreibung des Teillastverhaltens der einzelnen Komponenten des betrachteten Absorptionskreislaufts.....	66
Tabelle 4-11: Wärmeleistung und Stromerzeugung der anteiligen MVA für den Betriebsfall der abgesenkten Fernwärmerücklauftemperatur (Fall 1) sowie einer Vor –und Rücklauftemperaturabsenkung (Fall 2).....	78
Tabelle 4-12: Leistungsdaten der optionalen Stromproduktion auf Basis der Absorptionskältemaschine (Fall a) für unterschiedliche Druckverhältnisse an der Turbine	82
Tabelle 4-13: Zusammenfassung der Systemtemperaturen sowie der Performancekennzahlen für den konventionellen Gebietsumformer bzw. die konventionelle Absorptionskältemaschine und den einzelnen Verschaltungsvarianten (b1 bis c) des TeTra-Prozesses.....	83
Tabelle 5-1: Technologieparameter und Investitionskosten von heißwasserbetriebenen Absorptionskältemaschinen gemäß dem Stand der Technik in Anlehnung an [87]	84
Tabelle 5-2: Investitionskosten der unterschiedlichen Technologievarianten	85
Tabelle 5-3: Wirtschaftliche Betrachtung der unterschiedlichen Technologievarianten	86
Tabelle 5-4: Grenz- sowie Mittelwerte der einzelnen Kostenfaktoren für die Sensitivitätsanalyse der wirtschaftlichen Betrachtung.....	88
Tabelle 6-1: Schlüsselannahmen und Parameter zu den einzelnen Prozessen der beiden Systeme....	100
Tabelle 6-2: Ausgewählte Umweltauswirkungen der beiden Systeme im Vergleich. Wirkungsabschätzungsmethode ReCiPe(H) und CED	101

Kontaktdaten

Technisches Büro für Maschinenbau und Energietechnik Dr. Beckmann	Forschung Burgenland GmbH
Georg Beckmann	Jürgen Krail
Anton Baumgartner Str. 44/B7/016 A-1230 Wien	Steinamangerstraße 21 A-7423 Pinkafeld
Tel.: +43 (699) 19230160 Mail: georg.beckmann@chello.at	Tel.: +43 (5) 7705 – 5432 Mail: juergen.krail@fh-burgenland.at Web: www.forschung-burgenland.at

A Verfahrenstechnische Patentrecherche

A.1 Detaillierte Patentrecherche zu Projektbeginn

A.1.1 Allgemeines

- Die nachfolgende, verfahrenstechnische Patentrecherche gibt die patentrechtliche Situation zum Projektthema, zu Projektbeginn, mit Stand Anfang Mai 2018, wieder. Als Vorarbeit zur Projekteinreichung wurde bereits ein Patentüberblick, mit dem Stand Juli 2016, erarbeitet. Die nun vorliegende Patentrecherche baut methodisch auf bereits Erarbeitetes auf. Die verfahrenstechnische Patentrecherche ist mit einer Amtlichen Patentrecherche nicht deckungsgleich, da die letztgenannte vorrangig die Patentfähigkeit, die Neuheit und die Erfindungshöhe, vor dem Hintergrund des Zeit-ranges, einer vorliegenden Patentanmeldung beurteilt. Die nachfolgenden Gründe zeigen die Wichtigkeit einer Patentrecherche.
- Die Recherche zeigt auf, welche Merkmale von Anderen bereits patentmäßig geschützt sind, dazu müsste das Patent den Status eines erteilten Patentbesitzes haben und anhängig sein (nicht zurückgezogen, gelöscht oder abgelaufen). Daraus ergibt sich, ob für das gegenständliche Sondierungsprojekt ein Freiraum für Aktionen vorhanden ist bzw. ob dieser Freiraum eingeschränkt ist
- Veröffentlichte Patentschriften sind ein Beitrag zum Stand des Wissens, gegebenenfalls erhält man aus Patentschriften früher Informationen als aus Fachzeitschriften
- Weiteres kann die Patentrecherche einen Beitrag für die Beurteilung leisten, ob eigene Verfahrensideen noch einen Innovations-Fortschritt aufweist
- Schließlich ist für den Fall, dass ein (neues und erarbeitetes) Geistiges Eigentum geschützt werden soll, die Kenntnis der relevanten Patentsituation hilfreich
- Gegebenenfalls liefert eine Patentrecherche Anregungen für neue Problemlösungen
- Wegen der ausschlaggebenden Bedeutung des Zeitranges erfährt die Recherche gegen Ende des Projektes ein Update
- Aus den drei Betrachtungszeiträumen: Juni 2016, Mai 2018 und März 2019 (geplantes Ende des Sondierungsprojektes) lassen sich möglicherweise Trends der Erfindungstätigkeit und der Entwicklungstätigkeit anderer früh erkennen, welche für die derzeitigen und weiterzuführenden Forschungsprojektarbeiten wertvoll sind

Es wurde eine Einsteigerrecherche unter Verwendung der Datenbank der AT und DE-Patentämter durchgeführt. Als Suchkriterium wurden Stichwörter im Volltext der gesamten Patentanmeldung bzw. des Patentbesitzes herangezogen. Die hohe Anzahl der Treffer machte folgende Auswahl erforderlich:

- nur österreichische Anmeldungen und Patente
- nur Anmeldung, die nicht älter 20 Jahre sind (danach erlischt die Anmeldung automatisch)

Für die Patentschrift sind folgende Merkmale von Belang:

- Der Oberbegriff, welcher angibt ob die Patentschrift relevante Themenkreise des vorliegenden Sondierungsvorhabens behandelt oder nicht
- Neuzugänge, Änderungen und Präzisierungen gegenüber dem Patentüberblick, mit dem Stand Juli 2016, wie in der Einreichung wiedergegeben

- Der Status, welcher entscheidet, ob ein patentmäßiger Schutz Anderer vorliegt oder ob die Patentschrift nur ein Beitrag zum Stand des Wissens darstellt
- Plausibilitätscheck hinsichtlich der Relevanz, der verfahrenstechnischen Sinnhaftigkeit bzw. Angemessenheit, bis hin zur Praktikabilität

A.1.2 Erteilte Patente und offengelegte Anmeldungen

Suchkriterium Absorptionskältemaschine

Die große Zahl der Treffer konnte erst nach der Beschränkung auf österreichische Anmeldungen sowie Patente und des Alters auf 26 Treffer reduziert werden. Zudem wurden folgende Patentschriften wegen der fehlenden Relevanz nicht weiter betrachtet:

- Zyklisch, periodisch, absatzweis, intermittierend, Batch-weis arbeitende Absorptionskältemaschinen
- Vorschläge zum Eliminieren oder Gestalten der Lösungsmittelpumpe

Verbleibende Treffer haben vorwiegend die Mehrstufigkeit zum Thema, eine an sich bekannte Maßnahme, die Thermodynamik eines Kreisprozesses zu verbessern.

Ein Patent, welches im Oberbegriff Absorptionskältemaschinen mit drei Druckniveaus anspricht, erteilt, aber zwischenzeitlich gelöscht wurde, soll hervorgehoben werden [49], da sie von ähnlichen Problemstellungen ausgeht (Nutzung von Wärmequellen, allerdings nur zur Kälteerzeugung, mit einer Vorlauftemperatur in der Regel kaum über 100 °C, und mit dem Potential einer möglichst tiefen Rücklauftemperatur) und verfahrenstechnisch Interessantes vorschlägt. Abbildung 8-1 zeigt eine schematische Darstellung dieser Absorptionskältemaschine, dabei umschließt das dünn punktierte Rechteck die erfindungsgemäßen neuen Teile. Würde man alle Teile in diesem Rechteck entfernen und vom Punkt 1 nach 1' und anschließend weiter zu 2 nach 2' je eine Rohrverbindung legen, so erhielte man eine herkömmliche Absorptionskältemaschine. Beginnend mit dem Kältemitteldampf (3) aus dem Austreiber (bestehend aus dem Generator (G) und dem Gas-Abscheider (GA1)) wird dieser im Kondensator (K) unter Wärmeabgabe an das Rückkühlmedium (RK) verflüssigt, das flüssige Kältemittel (4) in der Druckabsenkstufe (DA3), gedrosselt, im Verdampfer (V) unter Wärmeentzug an dem kühlenden Medium (F) verdampft, während der im Verdampfer entstehende Kältemitteldampf (5) zum Absorber (unterteilt in einem Absorber A1 und A2) geführt wird, wo er sich mit der schwachen Lösung (1 bzw. 1') vereint, wodurch wieder die starke Lösung (2 bzw. 2') entsteht, welche über die Hauptumwälzpumpe (P2) dem vom Heizmedium (H) beheizten Austreiber zugeführt wird. Wie das dünn punktierte Rechteck zeigt gelangt aber erfindungsgemäß die schwache Lösung (1) über ein Druckabsenkungsstufe (DA1) in den beheizten Bypass-Generator (BG) mit dem Gas-Abscheider (GA2), wobei der entstehende Kältemitteldampf (6) über das Bypassrohr (B) dem gekühlten Bypass-Absorber (BA) zugeführt und mit Zumischung der kalte Lösung (2) absorbiert wird, damit entsteht die extra-starke Lösung (2'). Die nach dem Gas-Abscheider (GA2) verbleibende extra-schwache Lösung (1') fließt dem gekühlten Absorber (A1 bzw. A2) zu, die entstehende extra-starke Lösung (2') wird hingegen zum Austreiber gepumpt. Entsprechend den drei Druckniveaus sind zwei Pumpen (P1 und P2) vorgesehen.

Bei einer herkömmlichen Absorptionskältemaschine ist an Stelle des punktierten Rechtecks ein Wärmetauscher vorgesehen, welcher die Wärme der schwachen Lösung (1) auf die starke Lösung (2) überträgt. Im erfindungsgemäßen Vorschlag leistet aber die Apparatur innerhalb des punktierten Rechtecks nicht nur eine Wärme- sondern auch eine Stoffübertragung über das verbindende Bypassrohr (6). Leider setzt

sich das Patent nicht mit dem Vergleich mit den herkömmlichen Absorptionskältemaschinen mit drei Druckniveaus auseinander, sodass eine Abschätzung der Vorteile gegenüber dem herkömmlichen Stand der Technik zunächst nicht zu evaluieren ist. Das Potential einer möglichst tiefen Rücklauftemperatur des Heizmediums (H) könnte gegeben sein, da die Beheizung des Bypass-Generators (BG) definitiv auf einem niederen Temperaturniveau erfolgt als die Beheizung des Generators (G). Dazu wäre es allerdings erforderlich, dass das Heizmedium (H) nach dem Generator den Bypass-Generator durchfließt, was nicht im Verfahrensfließbild dargestellt wurde. Trotz dieser Mängel sollte der Erfindungsgedanke im Rahmen einer Simulation und Evaluation betrachtet werden.

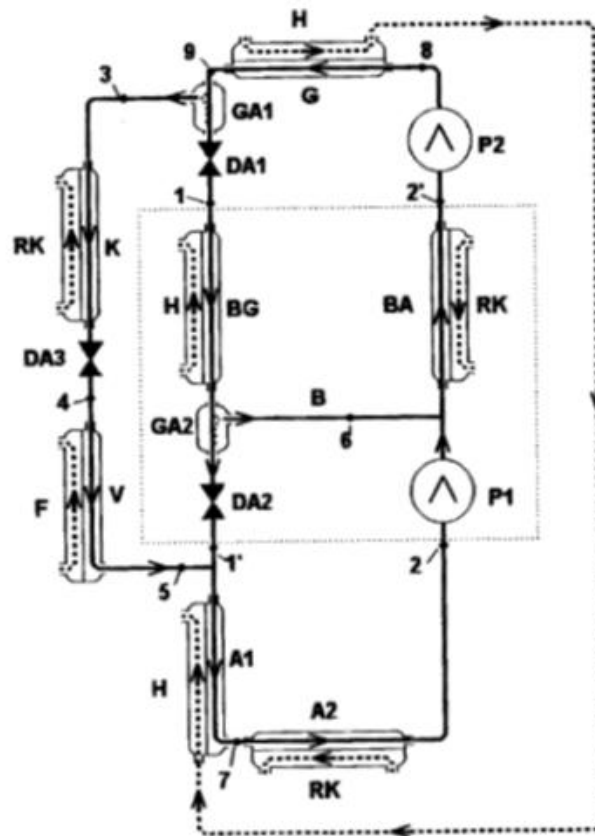


Abbildung 8-1: Schematische Darstellung der erfindungsgemäßen Absorptionskältemaschine aus der Patentschrift [49]

Suchkriterium Absorptionswärmepumpe

Mit den erwähnten Einschränkungen liegen 11 Treffer vor, wobei gegenüber der Patentübersicht für die Einreichung des vorliegenden Sondierungsprojektes zwei Treffer dazu gekommen sind.

Die zwei zusätzlichen Treffer, eine Patentanmeldung, und das dazugehörige registrierte Patent, [50], haben im Oberbegriff einen Dampfkreislauf, was oberflächlich und nicht deckungsgleich mit dem Anliegen des Sondierungsprojektes zu tun hat. Ziel war es trotzdem den Wirkungsgrad von Dampfkraftwerken zu erhöhen (siehe Abbildung 8-2). Dazu wurde die Integration einer Absorptionswärmepumpe (8) mit einem Kältemittelkreislauf (7) vorgeschlagen. Der Kältemittelkreislauf weist einen Verdampfer (19) auf, welcher gänzlich oder teilweise vom Turbinenabdampf des Dampfkraftwerkes beheizt wird. Des Weiteren enthält der Prozess einen Absorber (27), einen Lösungsmittelwärmetauscher (29), einen über eine Austreiberdampfleitung (9) aus einer Turbinenanzapfung (11) des Dampfkreislaufs beheizten Austreiber (12) sowie einen Kondensator des Kältemittels (15), welcher das Speisewasser des Dampferzeugers (14) vorwärmt.

Zu einem gewissen Maße wäre dies ein Beitrag zur Verbreiterung der Anwendung der Absorptionstechnologie sowie der Wärmetransformation. Der erhobene Anspruch, dass dadurch die gänzliche oder teilweise Nutzung des Turbinenabdampfes des Dampfkraftwerkes, verbunden mit einer signifikanten Wirkungsgraderhöhung des gesamten Dampfkreislaufes, ermöglicht wird, ist thermodynamisch allerdings nicht nachvollziehbar.

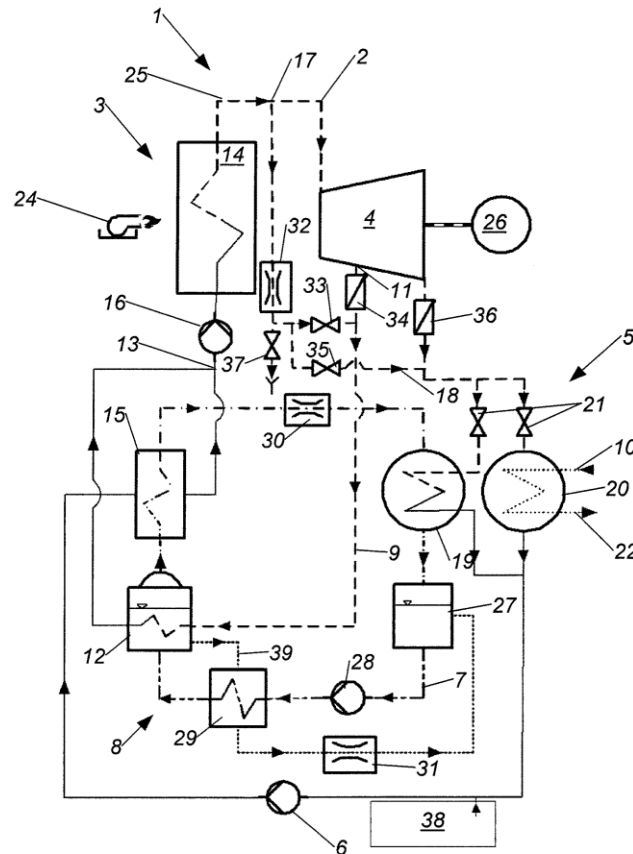


Abbildung 8-2: Schematische Darstellung eines Dampfkraftwerks mit der integrierten Absorptionswärmepumpe; Fig. 4 aus der Patentschrift [50]

Eine weitere, erteilte Patentschrift soll betrachtet werden [51], welche mit dem Oberbegriff „Absorptionswärmepumpe“ zum Thema des Sondierungsvorhabens und den Anwendungen der neuen, vorgeschlagenen Technologie passt. Wie das Blockschaltbild (siehe Abbildung 8-3) zeigt wird darin eine Absorptionswärmepumpe mit einem durch einen Brenner (4) beheizten, an einen Rauchgasabzug (14) angeschlossenen Desorber (3), mit einem Lösungsmittelkreis (2) und einem Kondensator (5) und einen Verdampfer (7) umfassenden Kältemittelkreis (1) zwischen dem Desorber (3) und einem Absorber (9) sowie mit einem Rauchgaskondensator (15) im Rauchgasabzug (14) beschrieben. Um eine vorteilhafte Wärmenutzung sicherzustellen, wird als kennzeichnendes Merkmal vorgeschlagen, dass der Rauchgaskondensator (15) in den Kältemittelkreis (1) zwischen dem Verdampfer (7) und dem Absorber (9) einzubinden ist.

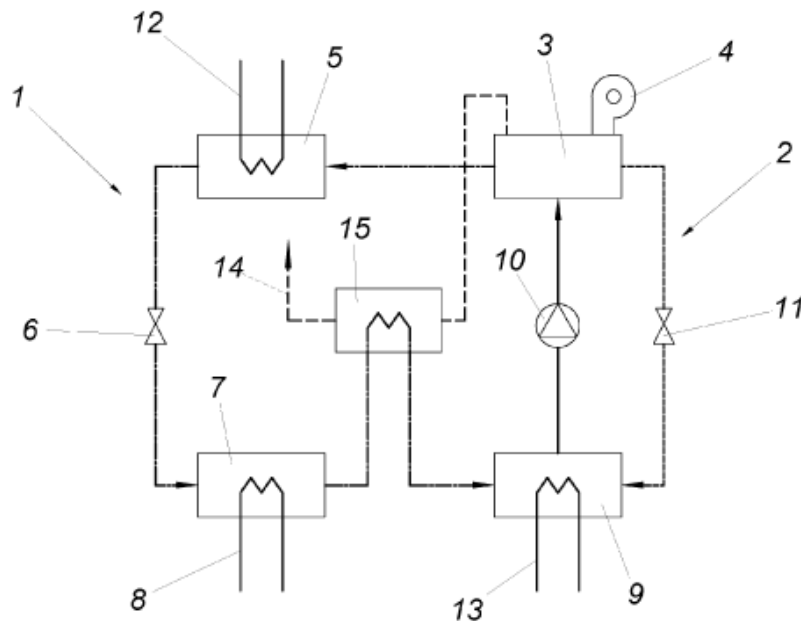


Abbildung 8-3: Schematische Darstellung der erfindungsgemäßen Absorptionswärmepumpe aus der Patentschrift [51]

Suchkriterium Absorptionskälte, Absorptionskälteanlage(n)

Drei aktuelle Treffer, welche aber eine Komponente von Absorptionskälteanlagen, nämlich den Plattenwärmeübertrager, betreffen, also nicht verfahrensrelevant sind.

Suchkriterium Wärmetransformation, Wärmetransformator(en)

Keine Treffer zu dem Stichwort Wärmetransformator(en). Mit dem Stichwort Wärmetransformation gibt es hingegen drei neu hinzugenommenen Treffer.

Zwei der immerhin erteilten Europäischen Patente verwenden zur Wärmetransformation das Wirbel-Aggregat vom Typ eines Raque-Hilsch-Wirbelrohres, um den Wirkungsgrad innerhalb eines Dampf-Kreisprozesses zu erhöhen. Die Patente wurden zwischenzeitlich gelöscht. Ein erteiltes Europäisches Patent spricht im Oberbegriff die Niedertemperatur-Abwärmenutzung aus Block-Heiz-Kraft-Werken (BHKW) an und verwendet zur Wärmetransformation zu höheren Temperaturniveaus einen mechanischen Verdichter, der über den Abgaswärmeinhalt des BHKWs ganz oder teilweise angetrieben wird. Das Patent wurde zwischenzeitlich gelöscht. Bei den drei Treffern werden zur Wärmetransformation andere Verfahrensschritte als die im vorliegenden Sondierungsprojekt vorgeschlagene Absorptionstechnologie verwendet. Dennoch zeigen diese Patente auf, in welchen Anwendungsfällen eine Wärmetransformation auch sinnvoll wäre.

A.1.3 Erteiltes Patent zum TeTra-Prozess

Das in gezeigte Patent zeigt das Prinzip des Exergietrafos, in welchem durch einen Wärmeinput-Strom nach dem Absorptionsprinzip Nutzwärme und Kälte erzeugt wird. Die Bildunterschrift der Abbildung erläutert die Funktionsweise des Prozesses. Die strichliert eingezeichnete Bypassleitung (26) dient dazu, wenn auf die Stromproduktion verzichtet wird, und die Bypassleitung (27) dazu, wenn eine Kälteproduktion nicht erforderlich ist und der Kreisprozess im reinen Kraftwerkprozessmodus fährt. Durch Umschaltungen erge-

ben sich also Schaltungen, die verschiedenen Lastfälle und Anforderungen bedienen. Im Absorptionskreislauf wird dem Desorber (3) Abwärme zugeführt, die Expansionsmaschine (9) erzeugt über den Generator (11) elektrische Energie, der Kondensator (13) gibt Wärme ab, der Verdampfer (18) stellt Kühlleistung bereit und der Absorber (1) gibt Wärme ab. Die Speicherung von Produktströmen unterschiedlicher Kältemittelkonzentrationen in Speichern (30), (33) und (36) ermöglicht sowohl die Energie-speicherung als auch die Anpassung an wechselnde Temperaturverhältnisse seitens der Wärmequelle oder -senke und der Verbraucher. [1]

Grundsatzpatente zum Absorptionskältekreislauf liegen weit zurück und sind in der Zwischenzeit zum Teil Allgemeingut. Die Patentrecherche zeigt beachtenswerte Anwendungsvorschläge der Absorptionskälte-technologie für spezielle Anwendungsfälle (z. B. fürs brennerbetriebene Wärmepumpen), ohne jedoch die leitungsgebundenen Wärmenergien zu fokussieren. Ebenfalls unbeachtet bleibt die Adaption an den ver- braucherseitigen, saisonalen und tageszeitlichen Energiebedarf, welcher bei Absorptionskreisläufen durch den innovativen Ansatz der Beeinflussbarkeit der Lösungsmittelkonzentration mit Hilfe von Speichern be- werkstelligt werden kann.

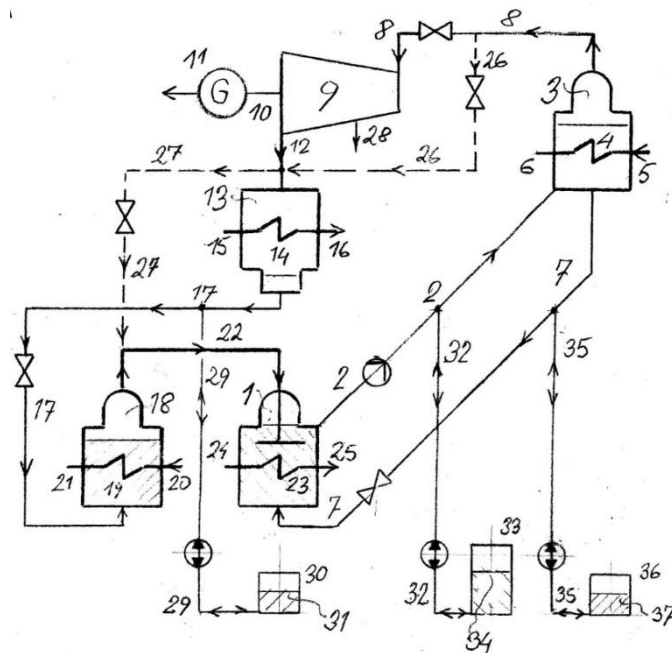


Abbildung 8-4: Schematische Darstellung eines Kreislaufs mit einem Arbeitsstoffpaar (z. B. $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ oder auch $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) zur Erzeugung von Kraft, Nutzwärme und/oder Kälte aus Abwärme [1]

A.1.4 Fazit

Es wurden auch Vorschläge zur Anwendungen der Wärmetransformation in Dampfkraft- und Blockheiz- kraftwerken gegeben, ohne jedoch die Absorptionstechnologie zu strapazieren. Diese Anregung könnte als Ausweitung des Anwendungsfeldes des Exergietrafos genutzt werden. Insgesamt gibt es für den in- novativen Ansatz des Forschungsvorhabens kein Stoppsignal, aber wohl die Notwendigkeit, andere Akti- vitäten durch eine fortgeschriebene Patentrecherche weiter zu beobachten.

A.2 Detaillierte Patentrecherche zu Projektende

A.2.1 Allgemeines

Die verfahrenstechnische Patentrecherche gemäß Abschnitt A.1 gibt die patentrechtliche Situation zum Projektthema, zu Projektbeginn, mit Stand Anfang Mai 2018, wieder. Diese Patentrecherche wurde, bei gleicher Vorgangsweise, um die Patentrecherche mit dem Stand Ende August 2019, also nahe dem Projektende ergänzt. Der auf dem Stand Ende August 2019 erweiterte Beobachtungsprozess ergab zunächst keine zusätzlichen Treffer, jedoch sind nun zwei Patentschriften in Form ihrer Gesamtdokumente durch die Datenbank der Patentämter verfügbar, sodass diese nun auch evaluierbar sind. Es sind dies die folgenden Patentschriften.

A.2.2 Erteilte Patente und offengelegte Anmeldungen

Suchkriterium Absorptionskälte

Das Patent [52] (siehe Abbildung 8-5) stellt ein Absorptionskälte- und Heizsystem dar und verwendet zwei miteinander über einen Wärmetausch verkoppelte Absorptionskreislauf-Untersysteme, eventuell mit unterschiedlichen Arbeitsstoffpaaren (z. B. $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ für das Höher-temperatur-Untersystem und $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ für das Niedrigtemperatursystem). Die antreibende Wärmequelle (31) beheizt den Desorber (30) des Hochtemperatursystems. Der Kondensator (33) gibt Wärme an den Desorber (50) des Niedertemperatursystems weiter. Der Niedertemperatur-Absorber (59) und -Kondensator (51) sowie der Hochtemperatur-Absorber (38) geben (Heiz-)Wärme ab, während die Niederdruck- und Hochdruck-Verdampfer (54) bzw. (36) Wärme aufnehmen, d. h. Kühlen.

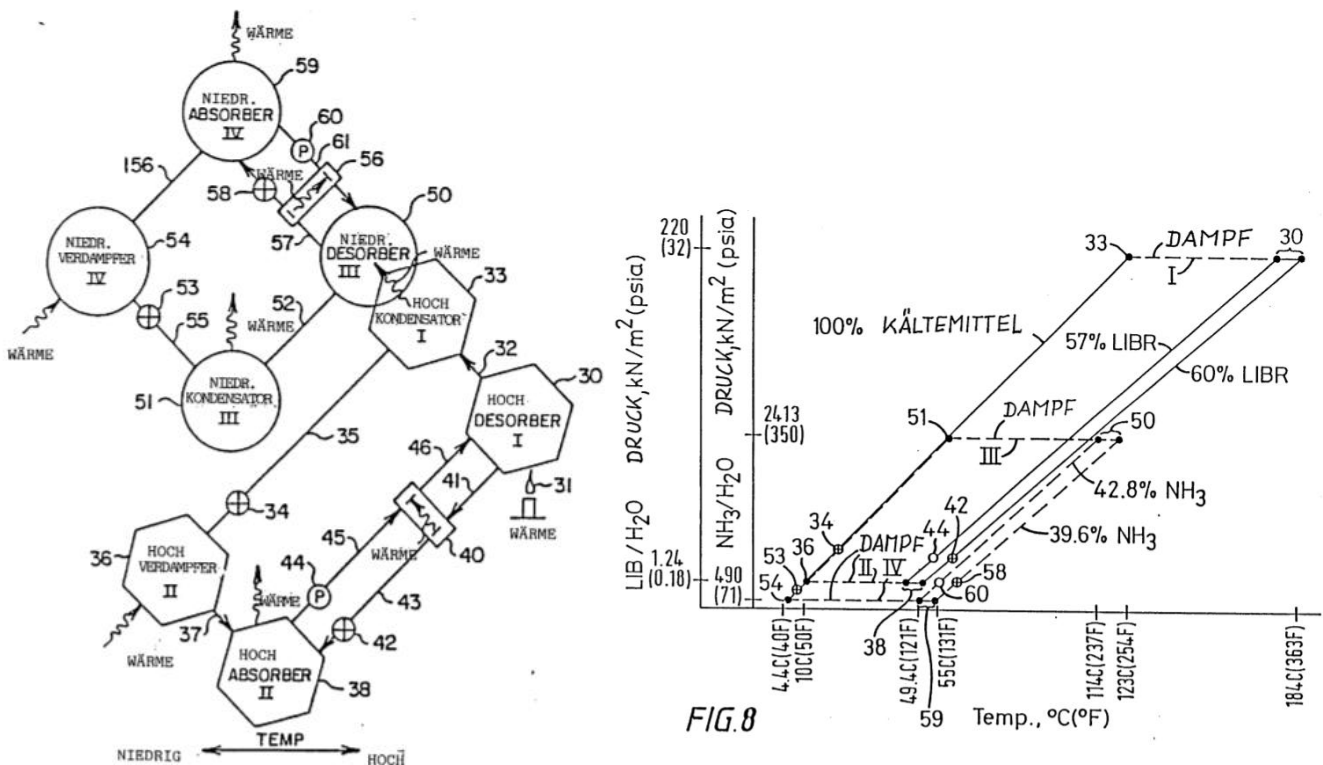


Abbildung 8-5: Schematische Darstellung des Absorptionskreislaufs (links) sowie das zugehörige Druck-Temperatur-Diagramm (rechts) aus der Patentschrift [52].

Für das Hochtemperatursystem wurde das Arbeitsstoffpaar $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ und für das Niedertemperatursystem das Arbeitsstoffpaar $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ gewählt, mit welchem Kältetemperaturen unterhalb von $0\text{ }^\circ\text{C}$ möglich sind. Dieses bereits abgelaufenen Patent ist also von der Problemstellung dem vorliegenden Projektvorschlag ähnlich, jedoch wird die Problemlösung mit anderen Mitteln, mit zwei kaskadisch zusammenhängenden Subsystemen, erreicht. Bei einer etwaigen Weiterentwicklung und Erweiterung des vorliegenden Projektvorschlages ist das abgelaufene Patent als Stand des Wissens im Auge zu behalten, zumal das Cascading eine gängige Methode zur thermodynamischen Verbesserung von Kreisprozessen ist.

Suchkriterium Absorptionskälteanlage(n)

Der aktuelle Treffer, von welchem nun ein evluierbares Gesamtdokument des erteilten Patenten vorliegt [106], zeigt eine Absorptionskälteanlage mit Platten-Wärmeübertragern und speziellen Überströmöffnungen. Dieser Vorschlag ist ausführungsrelevant, aber nicht verfahrensrelevant; im Projektvorschlag wird die Ausführung im Rohrdesign fokussiert.

A.2.3 Fazit

An der bereits gegebenen Einschätzung ändert sich wenig. Die Notwendigkeit andere Aktivitäten zu beobachten bleibt bestehen. Bei einem geschäftlichen Interesse außerhalb von Österreich wäre eine Recherche auf die zusätzlichen in Frage stehenden Länder auszuweiten.